

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE SISTEMA DE
CONDICIONAMENTO DE AR PARA GARANTIA DA
QUALIDADE DO AR INTERNO EM UMA UNIDADE DE
TRATAMENTO ODONTOLÓGICO**

Flavio Augusto Nakanishi

São Paulo

2008

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE SISTEMA DE
CONDICIONAMENTO DE AR PARA GARANTIA DA
QUALIDADE DO AR INTERNO EM UMA UNIDADE DE
TRATAMENTO ODONTOLÓGICO

Trabalho de formatura apresentado à Escola Politécnica
da Universidade de São Paulo para obtenção do título
de Graduação em Engenharia

Flavio Augusto Nakanishi

Orientador: Prof. Dr. Antonio Luís de Campos Mariani

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo

2008

FICHA CATALOGRÁFICA

Nakanishi, Flavio Augusto
projeto e dimensionamento de sistema de condicionamento
de ar para a garantia da qualidade do ar interno em uma unidade
de tratamento odontológico / F.A. Nakanishi – São Paulo, 2008.
85 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Ar condicionado (Qualidade) 2.Conforto térmico das cons-
truções 3.Odontologia I.Universidade de São Paulo. Escola Poli-
técnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

AGRADECIMENTOS

A minha mãe e minha irmã, por toda a compreensão e incentivo.

A minha Deise Nakanishi, por todo o seu companheirismo, amor e carinho.

Ao meu orientador e amigo, Prof. Dr. Antonio Luís de Campos Mariani, por sempre me incentivar e ajudar nos momentos difíceis.

Aos meus amigos: Flavio Neves, Guilherme Santos, Jeferson Nisimura e Ricardo Tanikado, por me ajudarem nos momentos de tristeza, compartilhar e multiplicar os momentos de alegria e me apoiarem em qualquer situação.

RESUMO

Este trabalho visa projetar, dimensionar e selecionar sistemas de condicionamento de ar de forma a garantir a qualidade do ar interno e a salubridade nos ambientes de clínicas de tratamento odontológico. Para isso foi feito um levantamento dos principais parâmetros de projeto através do estudo de normas e resoluções vigentes. A partir de valores adotados para estes parâmetros foi possível determinar a vazão de ar externo, a vazão de ar total, etapas de filtragem, níveis de pressão relativa entre os ambientes. Foi adotado um estudo de caso de um estabelecimento típico, para concretizar a aplicação dos parâmetros citados. A primeira etapa para definição dos equipamentos de condicionamento de ar foi o cálculo da carga térmica, abordando de forma ampla todos os aspectos e variáveis envolvidas. Com os valores calculados para a carga térmica e com os demais parâmetros obtidos foi possível projetar e dimensionar os sistemas de condicionamento de ar. Foram adotados dois sistemas de tratamento de ar identificados por **A** e **B**. A sala clínica é atendida pelo sistema **B**. O sistema **A** atende os banheiros, o corredor e a sala de espera. A carga térmica calculada para os ambientes que são atendidos pelo sistema **A** é de 4528 W e para o local que o sistema **B** atende é de 7150 W. O dimensionamento das vazões resultou para o sistema **A** uma vazão total de 1009 m³/h, e para o sistema **B** uma vazão total de 1618 m³/h. A seleção dos equipamentos de ar condicionado, o dimensionamento da rede de dutos, a seleção de difusores e dos demais acessórios dos sistemas foram feitos a partir dos dados obtidos e da consulta aos catálogos de fabricantes de cada componente.

ABSTRACT

The main objective of this work is design, sizing and selecting the air conditioning system to guarantee the indoor air quality in dental clinics. Standards and legislations offer the main parameters to design. The total and the outdoor air flow rate were established based on the adopted parameters to achieving optimal health conditions and indoor air quality. It was assumed a case study of a typical clinic to achieve the implementation of the parameters cited. The thermal load was the first step to defining the air-conditioning equipment. The capacity and specifications of the air-conditioning systems were defined by the results of thermal load. Two systems, identified by **A** and **B**, were chosen. The clinical room is served by the system **B**. The bathrooms, the corridors and the waiting room are attempted by the system **A**. The thermal load of the system **A** is 4528 W, and system **B** is 7150 W. The total flow rate for system **A** results 1009 m³/h, and for system **B** 1618 m³/h. The selection of the air-conditioning equipment, the sizing of the duct system, the air diffuser selection, and the other accessories were made using the results of the design and manufacturers catalogs.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	1
2	OBJETIVOS.....	2
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	3
3.1	LEVANTAMENTO BIBLIOGRÁFICO	3
4	METODOLOGIA.....	5
5	APRESENTAÇÃO DA EDIFICAÇÃO, DE SUAS CONDIÇÕES DE CONTORNO E DOS CRITÉRIOS DE PROJETO	7
5.1	DEFINIÇÃO E CARACTERIZAÇÃO DA UNIDADE DE TRATAMENTO ODONTOLÓGICO	7
5.1.1	<i>Descrição geral da edificação</i>	<i>7</i>
5.1.2	<i>Localização geográfica</i>	<i>8</i>
5.1.3	<i>Iluminação</i>	<i>8</i>
5.1.4	<i>Materiais construtivos.....</i>	<i>9</i>
5.1.5	<i>Ocupação das áreas condicionadas.....</i>	<i>9</i>
5.1.6	<i>Áreas e faces de exposição solar.....</i>	<i>10</i>
5.2	INFORMAÇÕES AMBIENTAIS PARA APLICAÇÃO AO CASO TIPO ESTUDADO	10
5.3	DEFINIÇÃO DOS CRITÉRIOS ADOTADOS NO PROJETO	11
6	ESTUDO DE CARGA TÉRMICA.....	13
6.1	CONCEITO DE CARGA TÉRMICA	13
6.1.1	<i>Identificação das principais fontes internas e externas de carga diretamente incidentes sobre um ambiente</i>	<i>14</i>
6.2	PRINCIPAIS FONTES DE CARGA TÉRMICA INTERNAS AO AMBIENTE CONDICIONADO... 15	
6.2.1	<i>Iluminação</i>	<i>15</i>
6.2.2	<i>Equipamentos</i>	<i>16</i>
6.2.3	<i>Pessoas.....</i>	<i>17</i>
6.3	PRINCIPAIS FONTES DE CARGA TÉRMICA EXTERNAS AOS AMBIENTES CONDICIONADOS 18	
6.3.1	<i>Paredes Internas.....</i>	<i>19</i>
6.3.2	<i>Pisos Internos</i>	<i>20</i>
6.3.3	<i>Tetos Externos</i>	<i>22</i>
6.3.4	<i>Fronteiras Verticais – Face NW</i>	<i>24</i>
6.3.5	<i>Fronteiras Verticais – Face SW.....</i>	<i>26</i>
6.3.6	<i>Fronteiras Verticais – Face SSE.....</i>	<i>28</i>
6.3.7	<i>Transmissão de calor por condução e convecção através de vidros externos .</i>	<i>31</i>
6.3.8	<i>Transmissão de calor devido a radiação solar.....</i>	<i>33</i>

6.4	RESUMO DAS CARGAS TÉRMICAS DIRETAMENTE INCIDENTES SOBRE OS AMBIENTES.....	37
6.5	CARGA TÉRMICA PROVENIENTE DO AR DE RENOVAÇÃO NA CONDIÇÃO DE VERÃO.....	37
6.5.1	<i>Equacionamento</i>	38
6.5.2	<i>Aplicação ao estabelecimento</i>	39
6.6	CARGA TÉRMICA PROVENIENTE DOS PRÓPRIOS EQUIPAMENTOS DA INSTALAÇÃO DE CONDICIONAMENTO DE AR NO VERÃO	41
6.6.1	<i>Equacionamento</i>	41
6.7	RESUMO GERAL: TOTALIZAÇÃO DOS CÁLCULOS DE CARGA TÉRMICA POR AMBIENTE	43
7	DETERMINAÇÃO DAS VAZÕES DE AR EXTERNO, DE AR TOTAL E DOS NÍVEIS DE FILTRAGEM	44
7.1	VAZÃO DE MÍNIMA DE AR EXTERNO	44
7.2	VAZÃO MÍNIMA DE AR TOTAL	45
7.3	DEFINIÇÃO DOS NÍVEIS DE FILTRAGEM	45
8	SISTEMA DE DISTRIBUIÇÃO DE AR E SEUS COMPONENTES: DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO	46
8.1	ANÁLISE DE POSSÍVEIS SOLUÇÕES	47
8.1.1	<i>Equipamento central de condicionamento de ar</i>	47
8.1.2	<i>Equipamentos independentes para ambientes com o mesmo nível de filtragem</i> 47	
8.1.3	<i>Escolha da solução mais adequada</i>	48
8.2	SELEÇÃO DAS UNIDADES DE TRATAMENTO ESPECIAL DE AR	49
8.3	DIMENSIONAMENTO DA REDE DE DISTRIBUIÇÃO	50
8.4	SELEÇÃO DOS DIFUSORES	50
9	DETERMINAÇÃO DE PERDAS DE PRESSÃO	55
9.1	PERDAS DE PRESSÃO NOS DIFUSORES	55
9.2	PERDA DE CARGA NOS FILTROS	55
9.3	PERDA DE CARGA NOS DUTOS	56
9.4	GRELHAS DE RETORNO	57
9.5	REGISTRO DE SOBRE-PRESSÃO	58
9.6	REGISTRO RN DE VAZÃO CONSTANTE	58
9.7	PERDA DE PRESSÃO TOTAL DO SISTEMA E PONTO DE OPERAÇÃO DO VENTILADOR	59
10	RESULTADOS E CONCLUSÕES	61
11	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	63

ANEXO.....	64
ANEXO A: MINI-MATE2 – 1,5 TR - LIEBERT	64
ANEXO B: MINI-MATE2 – 2,0 TR - LIEBERT	66
ANEXO C: FILTRO FINO – TROX TECHNIK – F7BSB26	68
ANEXO D: FILTRO GROSSO – TROX TECHNIK – FPPA-F211	70
ANEXO E: GRELHAS DE RETORNO – TROX TECHNIK – AR.....	71
ANEXO F: DIFUSOR LINEAR – TROX TECHNIK – ALS-DS.....	72
ANEXO G: DISUFOR REDONDO – TROX TECHNIK – ADLR.....	73
ANEXO H: REGISTRO DE SOBRE PRESSÃO – TROX TECHNIK - UL	74
ANEXO I: REGISTRO DE VAZÃO CONSTANTE – TROX TECHNIK - RN	75

1 INTRODUÇÃO

Atualmente a realidade brasileira, no que diz respeito ao atendimento na área de saúde, está muito debilitada e as condições de trabalho para profissionais dessa área também não colaboram para melhorar esse quadro.

Muitas vezes um sistema de condicionamento de ar é utilizado com a única finalidade de proporcionar um ambiente mais agradável, atendendo apenas ao conforto térmico dos ocupantes. Porém existem outros fatores de grande importância, como a garantia da salubridade e da qualidade do ar nesses ambientes. A ampliação do escopo na utilização de sistemas de tratamento de ar em estabelecimentos assistenciais de saúde é o foco do presente trabalho.

Visando melhorar a condição trabalho para pessoas da área de saúde, mais especificamente da área odontológica, esse estudo consiste em projetar, dimensionar e selecionar equipamentos de condicionamento de ar e ventilação de forma a garantir o conforto térmico, salubridade e condições que garantam a qualidade do ar nos ambientes internos, atendendo a requisitos previstos em normas técnicas e recomendações da Agência Nacional de Vigilância Sanitária (ANVISA).

A ANVISA, através do seu manual de prevenção e controle de riscos em serviço odontológicos, estipula algumas recomendações sobre o sistema de condicionamento de ar em consultórios odontológicos de forma a garantir a qualidade do ar. O uso de equipamentos de ar condicionado de janela ou do tipo split não são recomendados, pois não promovem a taxa de renovação de ar e o correto controle dos níveis de filtragem do ar de forma a garantir a qualidade do ar nesses estabelecimentos.

Portanto através do estudo de carga térmica, determinação de parâmetros de conforto, condições de salubridade, de vazões de ar externo e recirculado, definição de estágios de filtragem, entre outros parâmetros de projeto, pretende-se melhorar as condições de trabalho dos profissionais que aí atuam, satisfazer os requisitos estabelecidos e atender as necessidades identificadas, melhorando também os resultados clínicos dos pacientes aí atendidos.

2 OBJETIVOS

O principal objetivo desse trabalho consiste em projetar, dimensionar e especificar os sistemas de condicionamento de ar e de ventilação de forma a garantir o conforto térmico, a salubridade e a qualidade do ar nos ambientes internos de uma clínica de tratamento odontológico, adotada como estudo de caso. Os critérios e parâmetros aqui adotados estão previstos em normas técnicas e são coerentes com as recomendações da Agência Nacional de Vigilância Sanitária (ANVISA) do Ministério da Saúde.

Pode-se citar como objetivos secundários: realizar o cálculo da carga térmica para os ambientes do caso estudado, definir os meios de distribuição de ar e dimensionar e selecionar os equipamentos de condicionamento de ar, de filtragem, e seus acessórios.

O dimensionamento dos equipamentos e acessórios considerou requisitos importantes nas instalações de tratamento de ar em unidades assistenciais de saúde tais como: vazões mínimas circulação para garantir a eficiência de filtragem, diferenças de pressões entre salas contíguas para evitar contaminação entre elas.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 Levantamento Bibliográfico

No levantamento bibliográfico foram consultadas diversas fontes e adotadas como principais referências os seguintes textos:

- *Norma ABNT NBR 7256:2005*. Esta norma estabelece os requisitos mínimos para projeto e execução de instalações de tratamento de ar em estabelecimentos assistenciais de saúde (EAS).
- *Norma ABNT NBR 6401:1980*. Norma que estabelecia os parâmetros de projeto para instalações de ar condicionado de conforto, e que foi substituída pela NBR 16401.
- *Norma ABNT NBR 16401:2008*. Norma, publicada durante a realização deste projeto, e que define parâmetros de projeto, instalação e testes para instalações de sistemas de ar condicionado centrais e unitários.
- *Resolução - RDC 50/2002 – ANVISA*: Esta resolução visa aprovar o regulamento técnico destinado ao planejamento, programação, elaboração, avaliação e aprovação de projetos físicos de estabelecimentos assistenciais de saúde.
- *RE / ANVISA nº 9, de 16 janeiro de 2003 – ANVISA*: Esta resolução estabelece orientações técnicas sobre padrões referenciais de qualidade do ar interior em ambientes climatizados artificialmente para uso público ou coletivo, no que diz respeito à definição de valores máximos recomendáveis para contaminação biológica, química e parâmetros físicos do ar interior.
- *Portaria 3.523/88, de 28 de agosto de 1998*: Aprova 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.
- *Programa SMACNA de Educação Continuada Em Tratamento de Ar – Módulo I*: Esta publicação aborda de forma didática o conceito de estudo de

carga térmica de forma a propiciar um aprimoramento dos profissionais da área de projetos e instalações de sistemas de condicionamento de ar.

- Handbook of Fundamentals - ASHRAE – American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. Neste manual, que é fundamental para estudar e analisar sistemas de condicionamento de ar, encontramos capítulos com assuntos específicos, e que auxiliam cálculos, dimensionamentos e seleção de componentes para sistemas de condicionamento de ar.

O conteúdo que foi utilizado de cada referência está citado no decorrer dos capítulos seguintes.

4 METODOLOGIA

A metodologia adotada para o desenvolvimento do projeto considerou as seguintes etapas:

- a) Fazer um levantamento bibliográfico e de normas, resoluções e legislações vigentes, e determinação dos parâmetros de projeto adequados e que garantem a qualidade do ar interno e as condições de salubridade;
- b) Realização do cálculo de carga térmica para o caso de estudo adotado;
- c) Determinação dos requisitos de filtragem do ar;
- d) Definição de vazões de ar de renovação e de vazões totais de ar que garantam a filtragem adequada;
- e) Estudo de alternativas para condicionar os ambientes: níveis de pressurização para ambientes contíguos, número de equipamentos condicionadores, método adotado para ventilação e escape do ar;
- f) Definição da rede de dutos, seleção de difusores, grelhas de retorno, dispositivos de controle de pressão e de vazão;

A etapa a) realizou o cálculo da carga térmica e após consulta à bibliografia, optou-se por adotar o modelo proposto pela ASHRAE, conforme apresentado por Bolliger Jr; Mariani (2002). Este modelo utiliza as CLTD (Cooling Load Temperature Difference), (ou diferença de temperatura para a carga de refrigeração (DTCR)) e os CLF (Cooling Load Factor), (ou Fator de Carga térmica de Refrigeração (FCR)). Será empregado também o fator de SHGF (Solar Heat Gain Factor), (ou Fator de Ganho de Calor por Insolação (FGCI)).

A metodologia para cálculos de carga térmica está baseada nos seguintes procedimentos:

- Utilizar planilhas eletrônicas para cada fonte de carga associada ao conjunto de ambientes em estudo.
- Empregar uma planilha de resumo geral por ambiente.
- Fazer separadamente o cálculo de carga térmica proveniente de ar de renovação e dos próprios equipamentos do sistema de condicionamento.
- Equações propostas pelo Handbook Of Fundamentals – ASHRAE (2003)

Para fazer a seleção dos equipamentos e demais componentes dos sistemas foram utilizados os catálogos fornecidos pelos fabricantes. Para cada tipo de dispositivo foi necessário à determinação de alguns parâmetros que são apresentados no decorrer do trabalho.

5 APRESENTAÇÃO DA EDIFICAÇÃO, DE SUAS CONDIÇÕES DE CONTORNO E DOS CRITÉRIOS DE PROJETO

5.1 Definição e caracterização da unidade de tratamento odontológico

Neste item está apresentada a descrição da edificação onde se localiza a clínica odontológica, adotada como estudo de caso, oferecendo os dados de entrada para o cálculo de carga térmica. Resultando ao final do cálculo nos parâmetros que auxiliam a definição do dimensionamento e seleção dos equipamentos de condicionamento de ar.

Foi selecionada uma unidade de tratamento odontológico situado na cidade de Atibaia, SP. A unidade está localizada no primeiro andar de uma edificação de dois pavimentos.

5.1.1 Descrição geral da edificação

Trata-se de edifício de 2 pavimentos composto de:

- Térreo
- 1º andar

Nesse projeto foi desenvolvido a análise completa do 1º andar da edificação citada acima. No 1º andar existe a subdivisão em 5 ambientes sendo composta de:

- 2 banheiros (I e III)
- 1 corredor (II)
- 1 sala de espera (IV)
- 1 sala de atendimento odontológico ou sala clínica (V)

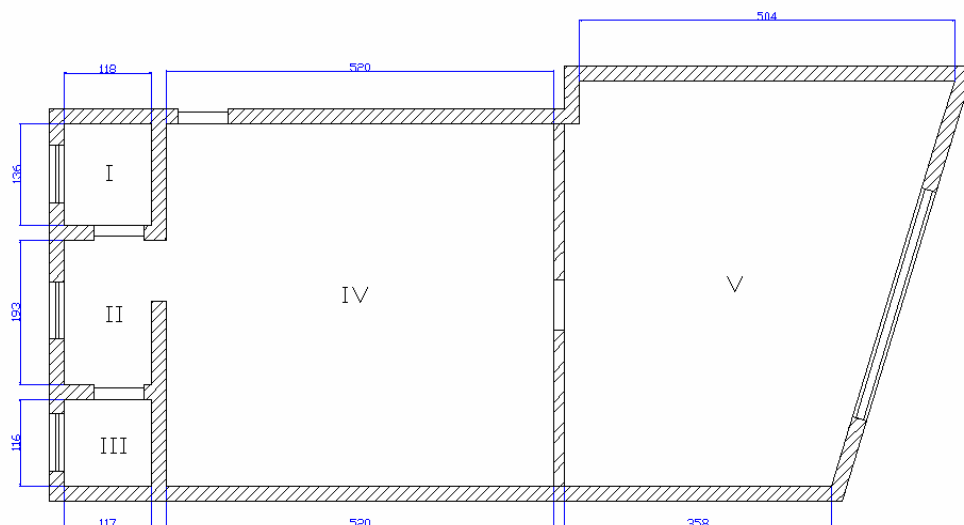


Figura 1 – Planta esquemática

No estabelecimento estudado o ambiente II pertence ao IV, pois entre eles possui uma passagem de ar livre. Portanto, para os cálculos de carga térmica os ambiente II e IV serão considerados com um único ambiente.

5.1.2 Localização geográfica

O edifício está localizado na cidade de Atibaia - SP:

- Latitude: 23° 7'
- Altitude: 803 m

5.1.3 Iluminação

A iluminação adotada para os ambientes do edifício é composta de lâmpadas fluorescentes e lâmpadas incandescentes. Em cada banheiros a iluminação artificial é feita através de uma lâmpada incandescente de 60W. Na sala de espera e corredor a iluminação é feita por duas lâmpadas fluorescentes de 40W cada e na clínica são utilizadas duas lâmpadas de 40W cada. Nesse sistema de iluminação,

serão utilizados reatores eletrônicos que dissipam pouca energia na forma de calor, e portanto serão desconsiderados nos cálculos de carga térmica.

5.1.4 Materiais construtivos

Para os elementos que constituem as fronteiras de cada ambiente foram utilizados os seguintes materiais:

- Paredes externas e internas: de um tijolo comum de 0,14 m
- Vidros: tipo laminado simples com espessura de 3 mm
- Pisos e tetos: concreto armado com espessura de 0,1 m

5.1.5 Ocupação das áreas condicionadas

A ocupação das áreas condicionadas ocorre pela presença de pessoas e equipamentos conforme apresentado na tabela 1 que segue abaixo. Os ambientes são destinados a atividades tipicamente de escritório, onde a permanência ocorre entre 7:30 as 11:30 e das 12:30 as 18:30.

Tipicamente a ocupação dos ambientes ocorre da seguinte forma:

- 3 pessoas na sala de atendimento odontológico, sendo 1 paciente, 1 auxiliar e 1 dentista
- 1 a 3 pessoas na sala de espera
- utilização esporádica dos banheiros

Tabela 1 – Ocupação dos ambientes condicionados

Ambiente	Nº de Pessoas	Equipamentos	Potencia Dissipada (W)
I	0	Compressor	750
II	0	-	-
III	0	-	-
IV	3	Radio, Bebedouro	200
V	3	Estufa, Iluminação Específica	3000

5.1.6 Áreas e faces de exposição solar

A partir do projeto arquitetônico foi possível determinar os valores, em metros quadrados, das respectivas áreas e faces apresentadas na tabela 2 a seguir:

Tabela 2 – Áreas dos ambientes

		Fronteiras Internas	Fronteiras Externas			
				Face NW	Face SW	Face SSE
Ambiente	pisos internos (m ²)	Paredes internas (m ²)	Tetos (m ²)	Área (m ²)	Área (m ²)	Área (m ²)
I	2,14	0	2,14	4,37	0	0
II	2,64	0	2,64	0	0	0
III	1,86	0	1,86	3,81	3,84	0
IV	22,25	30,36	22,25	5,40	14,56	0
V	25,62	14,9	25,62	0	10,64	16,30

5.2 Informações ambientais para aplicação ao caso tipo estudado

Para a definição das condições ambientais do caso tipo estudado tem-se:

- Dados climáticos externos:
 - o Temperatura de bulbo seco no verão: $TBS_{\text{verão}} = 31\text{ }^{\circ}\text{C}$
 - o Temperatura de bulbo úmido no verão: $TBU_{\text{verão}} = 24\text{ }^{\circ}\text{C}$
 - o Daily Range: $DR = 8\text{ }^{\circ}\text{C}$
 - o Temperatura de bulbo seco no inverno: $TBS_{\text{inverno}} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$
 - o Umidade relativa no inverno: $UR_{\text{inverno}} = 70\%$
- Dados para conforto interno:
 - o TBS no inverno e verão: $TBS_i = 24\text{ }^{\circ}\text{C}$
 - o Umidade relativa no verão (para carga máxima sensível): $UR_{\text{verão}} = 50\%$

Os valores acima foram obtidos a partir de aproximações considerando valores da norma ABNT (NBR16401:2008), das tabela de dados climáticos do Handbook of Fundamentals da ASHRAE de 2003 e de modo a atender a solicitação do cliente ($TBS_{\text{inverno}}=24^{\circ}\text{C}$).

5.3 Definição dos critérios adotados no projeto

Os critérios e parâmetros de projeto seguiram prioritariamente a norma ABNT NBR 7256 – Tratamento de ar em estabelecimentos assistenciais de saúde (EAS) e a resolução ANVISA - RDC nº 50 de 21 de fevereiro de 2002.

A seguir estão relacionados os principais parâmetros de projeto, determinados pela norma NBR 7256, quando se considera o ambiente como central de material esterilizado (CME),:

- Na central de material esterilizado (CME) a classificação do nível de risco é 1, que segundo esta norma “é uma área onde não foi constatado risco de ocorrência de agravos à saúde relacionados à qualidade do ar, porém algumas autoridades sugerem que o risco seja considerado”;
- Existem agentes biológicos e químicos a controlar, a vazão mínima de ar total é de $36 \text{ (m}^3\text{/h)/m}^2$ na área de esterilização física
- A vazão mínima é de $18 \text{ (m}^3\text{/h)/m}^2$ na área de esterilização química líquida.
- Para a área de esterilização física existe uma recomendação de utilizar um filtro de classe G3 para o ar de insuflamento, ou seja, um filtro que possui eficiência gravimétrica para pó sintético padrão ASHRAE 52.1 Arrestance entre 80% e 90%;

Quando consideramos ambientes como locais para atendimento imediato com procedimentos invasivos, a norma NBR 7256 também determina alguns parâmetros, conforme segue:

- Nesse tipo de ambiente a norma determina um nível de risco 2, que é definido pela norma como: “uma área onde existem fortes evidências de risco de ocorrência de agravos à saúde relacionados à qualidade do ar, de seus ocupantes ou de pacientes que utilizarão produtos manipulados nestas áreas”;
- A norma também determina que existem agentes biológicos a controlar;
- A temperatura deve estar entre 21°C a 24°C;
- A umidade relativa do ar deve estar entre 40% e 60%;

- A vazão mínima de ar exterior é de $6 \text{ (m}^3/\text{h)/m}^2$;
- A vazão mínima de ar total deve ser de $18 \text{ (m}^3/\text{h)/m}^2$;
- Nível de pressão deve ser positivo em relação aos ambientes contíguos;
- Utilização de processo de filtragem com pré-filtro de classe G3, seguido de filtro fino classe F7.

Outro critério de projeto considerado, ainda que menos específico, foi a portaria 3.523 publicada no dia 31/08/98, que determina que a vazão mínima de ar externo por pessoa deve ser de $27 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{pessoa})$ em ambientes climatizados de forma geral, além de propor requisitos para tomada de ar externo.

Em termos de área, verificou-se que a RDC nº50, de 21 de fevereiro de 2002, determina que a área mínima para um consultório odontológico seja de 9 m^2 . No estudo de caso da unidade de tratamento odontológico, a área crítica na qual é feito o atendimento ao paciente possui área de aproximadamente 25 m^2 , satisfazendo a RDC nº50.

Conclui-se, portanto que na unidade de tratamento odontológico, adotada como estudo de caso, as condições de trabalho são muito próximas às condições encontradas em uma sala de atendimento imediato com procedimentos invasivos. Portanto pode-se definir, respeitando a norma NBR 7256, a RDC nº50 e a portaria 3523, que os requisitos de projeto aplicados ao caso tipo estudado são: temperatura de trabalho entre 21°C e 24°C , que a umidade relativa do ar deve estar entre 40% e 60%, que devem ser utilizados pré-filtros de classe G3, acrescidos de filtros de classe F7, que a vazão total mínima deve ser de $36 \text{ (m}^3/\text{h)/m}^2$, pois são executados serviços de limpeza e esterilização de material na sala, e que a taxa de renovação externa deve ser de no mínimo $6 \text{ (m}^3/\text{h)/m}^2$.

6 ESTUDO DE CARGA TÉRMICA

6.1 Conceito de carga térmica

Pode-se calcular a carga térmica de um determinado ambiente identificando o fluxo de calor que é extraído ou introduzido no mesmo. Uma interessante analogia pode ser apresentada utilizando reservatórios.

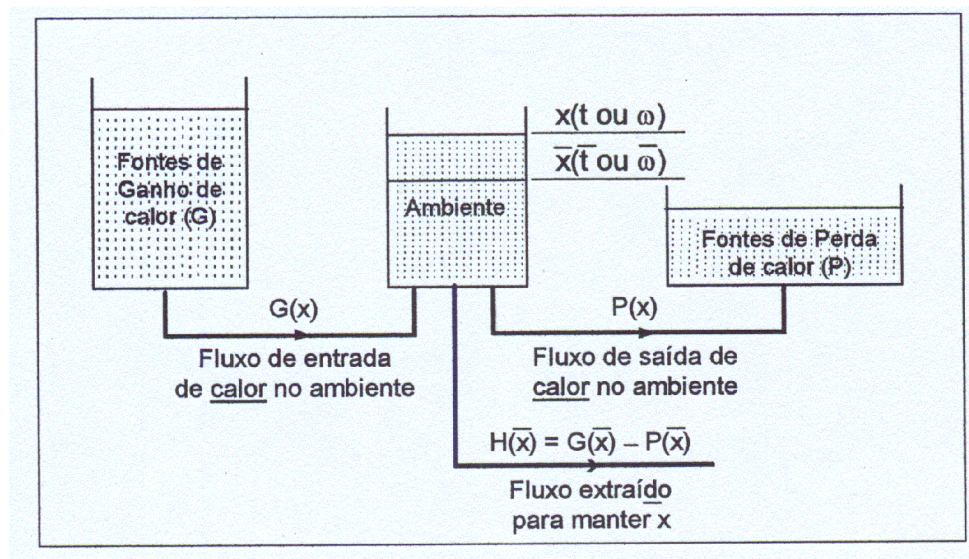


Figura 2 – Analogia de reservatórios (Fonte: SMACNA)

Assim:

x : condição do ar ambiente

$\bar{x}$: condição de projeto

Para $H=0 \rightarrow G(x) = P(x)$

Na condição $\bar{x}$ a carga térmica é: $\bar{H} = \bar{G}(x) - \bar{P}(x)$

$$\text{Para } x > \bar{x} \Rightarrow \begin{cases} G(x) < G(\bar{x}) \Rightarrow G(x) < G(\bar{x}) \\ P(x) > P(\bar{x}) \Rightarrow -P(x) < -P(\bar{x}) \end{cases} \Rightarrow \underbrace{G(x) - P(x)}_{\text{carga } H(x)} < \underbrace{G(\bar{x}) - P(\bar{x})}_{\text{carga } H(\bar{x})}$$

Ou seja, para a determinação da carga térmica é necessário supor que o ambiente se encontre nas condições de projeto ($\bar{x}$). Isso é importante para se obter os valores de parâmetros no cálculo da carga térmica.

Algumas convenções adotadas:

- Fontes de entrada de energia: fontes que promovem “fluxo de entrada de energia no ambiente” (elétrica, radiante, química, condução, etc)
- Fluxos de entrada de calor (fontes de ganho de calor): parcela do fluxo de entrada de energia que transforma-se em calor no ambiente. É responsável pela variação das condições ambientes de temperatura ou umidade relativa.
- Fontes de perda de calor: fontes que promovem “fluxos de saída de calor do ambiente”, que ocorre principalmente por transmissão.

6.1.1 Identificação das principais fontes internas e externas de carga diretamente incidentes sobre um ambiente

- *Principais fontes de cargas térmicas internas aos ambientes condicionados:* transferência de calor emitido a partir das fontes
 - o Iluminação
 - o Equipamentos
 - o Pessoas
- *Principais fontes de cargas térmicas externas ao ambiente condicionado:* transmissão e fluxos de calor através de:
 - o Paredes, vidros e divisórias com ambientes internos não condicionados
 - o Forros e pisos com ambientes internos não condicionados
 - o Vidros externos – transmissão
 - o Cobertura
 - o Paredes externas (face)

6.2 Principais fontes de carga térmica internas ao ambiente condicionado

As fontes de carga térmica que estão presentes no interior os ambientes em estudo devem ser cuidadosamente estudados e contabilizados nos cálculos de carga térmica. Serão estudados três tipos de fontes: iluminação, equipamentos e pessoas.

6.2.1 Iluminação

6.2.1.1 Aplicação ao estabelecimento

Para o estabelecimento estudado a determinação da carga térmica de iluminação é dada através da tabela 3, onde os ganhos de calor provenientes da iluminação para cada ambiente são representados por H_{IL} e são calculados pelo produto da Potência Instalada pelo fator CLF. No cálculo da potência instalada deveria ser levada em conta a potência dissipada nos reatores, porém, como são utilizados reatores eletrônicos, potência dissipada nesse tipo de equipamento é desprezível e não será considerada no cálculo.

Tabela 3 – Iluminação artificial dos ambientes

Amb N°	Sistema	Potência Instalada (W)	CLF	H_{IL} (W)
1	I	60	1	60
2	II	0	1	0
3	III	60	1	60
4	IV	80	1	80
5	V	80	1	80
Total				280

6.2.1.2 Fator CLF (Cooling Load Factor)

O fator CLF é definido como:

$$CLF = \frac{\text{Fluxo_de_entrada}}{\text{Fluxo_máx_de_entrada_energia}}$$

Para o estabelecimento estudado o tempo de iluminação corresponde ao tempo de operação do sistema de condicionamento de ar. Nesse caso, segundo a ASHRAE, o CLF assume valor unitário.

6.2.1.3 Equacionamento

Para determinar o fluxo de ganho de calor provenientes dos sistemas de iluminação utiliza-se:

$$H_{IL} = CLF * Pot_{instalada}$$

6.2.2 Equipamentos

6.2.2.1 Aplicação ao estabelecimento estudado

Para o estabelecimento de atendimento odontológico estudado a determinação da carga devido aos equipamentos presentes em cada ambiente, onde estão excluídos os equipamentos da própria instalação, está descrita na tabela 4 abaixo. Os “ganhos de calor” são representados por H_{EQ} :

Tabela 4 – Potencia dos equipamentos instalados

Ambiente	Potência Nominal (W)	FD	$H_{EQ}(W)$
1	750	1	750
2	-	1	-
3	-	1	-
4	200	1	200
5	3000	1	3000

Para determinar o fluxo de ganho de calor proveniente dos equipamentos utiliza-se:

$$H_{EQ} = Pot_N * FD * CLF$$

6.2.2.2 Fator CLF (Cooling Load Factor)

O fator CLF é análogo ao definido no caso de iluminação e também se refere à parcela de energia radiante emitida pelos equipamentos e armazenada na estrutura e massas presentes no ambientes.

Obs: para os casos em que o sistema de condicionamento de ar não opera continuamente (como é o caso tipo), deve-se considerar que o CLF é igual a 1.

6.2.2.3 Fator de Dissipação (FD)

É utilizado para calcular a energia dissipada na forma de calor por equipamentos que possuam máquinas acionadas por motores (em geral elétricos).

No estabelecimento estudado o $FD = 1$, pois toda a energia utilizada pelos equipamentos é transformada em calor no próprio ambiente.

6.2.3 Pessoas

6.2.3.1 Aplicação ao estabelecimento

Para o estabelecimento estudado tem-se a determinação de ocupação dos diversos ambientes na tabela 5, e onde estão caracterizados para parcelas de calor latente e sensível.

Os valores adotados para os cálculos foram extraídos do ASHRAE – Handbook Of Fundamentals 1981, tabela 18 (Apêndice A). Para os ocupantes da sala de espera foi considerada pessoas sem atividade, apenas sentadas, lendo revistas e periódicos. Nessa situação a parcela de calor latente é de 60W e a parcela de calor sensível é de 40W.

Para o auxiliar na sala clinica considera-se uma atividade leve, em pé, com calor latente de 95W e sensível de 90W. O dentista executa uma atividade leve, porem um pouco mais intensa que o auxiliar, portanto considera-se que o calor latente é de 130W e calor sensível é de 100W. Para o paciente os valores adotados são os

mesmos para as pessoas que se encontram na sala de espera. A tabela 5 apresenta os valores citados acima de forma resumida.

Tabela 5 – Parcelas carga térmica por ambiente, provenientes dos ocupantes

Amb Nº	Nº de Pessoas	CLF	HS (W)	HL (W)	HT (W)
I	0	1	0	0	0
II	0	1	0	0	0
III	0	1	0	0	0
IV	3	1	180	120	300
V	1	1	60	40	100
V	1	1	90	95	185
V	1	1	100	130	230
				Total	1415

6.2.3.2 Equacionamento

$$HT_{pessoas} = (CLF * HS) + HL$$

O Cooling Load Factor (CLF) é análogo ao definido nos casos de cálculo de carga térmica por iluminação e equipamentos e assume valor igual a 1 quando o sistema de condicionamento de ar não opera continuamente.

6.3 Principais fontes de carga térmica externas aos ambientes condicionados

As fontes de carga térmica externas fornecem calor ao ambiente condicionado após atravessarem uma barreira física, entre elas: o vidro das janelas, paredes internas e externas, forros, divisórias, pisos, etc. Através de um estudo detalhado é possível determinar o fluxo de calor entre os ambientes, podendo ser eles, condicionados ou não.

6.3.1 Paredes Internas

6.3.1.1 Aplicação ao estabelecimento

Utilizando os valores obtidos através do estudo arquitetônico do estabelecimento é possível determinar, na condição de verão o ganho de calor (G) e para a condição de inverno a perda de calor (P).

Tabela 6 – Condições de Ganhos e Perdas através das paredes internas

Ambiente	Paredes internas (m ²)	U (W/m ² °C)	$\Delta T_{\text{verão}}$ (°C)	$\Delta T_{\text{inverno}}$ (°C)	Ganho Verão (W)	Perda Inverno (W)
I	0	2,30	4	11	0,00	0,00
II	0	2,30	4	11	0,00	0,00
III	0	2,30	4	11	0,00	0,00
IV	30,36	2,30	4	11	279,45	768,48
V	14,9	2,30	4	11	137,15	377,15

6.3.1.2 Equacionamento

Para determinar perdas e ganhos, que indicam fluxo de calor que ocorre entre os ambientes, tem-se o seguinte equacionamento:

$$\text{Ganhos} \Rightarrow G = U * A * (t_{\text{inc}} - t_A) = U * A * \Delta t_{\text{verão}}$$

$$\text{Perdas} \Rightarrow P = U * A * (t_A - t_{\text{inc}}) = U * A * \Delta t_{\text{inverno}}$$

Onde:

U = coeficiente global de transmissão de calor

t_A = temperatura do ambiente condicionado, dado de projeto

t_{INC} = temperatura do local interno não condicionado adjacente ao ambiente condicionado

$\Delta T_{\text{verão}}$ = variação máxima de temperatura no verão

$\Delta T_{\text{inverno}}$ = variação máxima de temperatura no inverno

O coeficiente global de transferência de calor pode ser determinado através de:

$$U = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{r_i + r_e + \sum \frac{e_j}{k_j}}$$

onde

r_e = resistência de película de superfícies exteriores à edificação

e_j = espessura dos materiais que compõe os elementos construtivos entre as interfaces de ambientes não condicionado

k_j = condutividade térmica dos materiais em W/m °C

Dados utilizados:

r_i = resistência da película de superfície interna = 0,121 W/m² °C

k_1 = condutividade térmica do tijolo comum = 0,727 W/m °C

e_j = espessura do tijolo comum = 0,14 m

Obteve-se o coeficiente global de transferência de calor através das paredes = 2,301 W/m² °C

$\Delta T_{\text{verão}}$ = variação máxima de temperatura no verão = 4°C

$\Delta T_{\text{inverno}}$ = variação máxima de temperatura no inverno = 11°C

6.3.2 Pisos Internos

6.3.2.1 Aplicação ao estabelecimento

Utilizando os valores obtidos através do estudo arquitetônico do estabelecimento é possível determinar, na condição de verão o ganho de calor (G) e para a condição de inverno a perda de calor (P).

Tabela 7 – Condições de Ganhos e Perdas através dos pisos internos

Ambiente	Pisos (m ²)	U (W/m ² °C)	$\Delta T_{\text{verão}}$ (°C)	$\Delta T_{\text{inverno}}$ (°C)	Ganho Verão (W)	Perda Inverno (W)
I	2,14	3,44	0	0	0	0
II	2,64	3,44	0	0	0	0
III	1,86	3,44	0	0	0	0
IV	22,25	3,44	4	11	297	817
V	25,62	3,44	4	11	342	941

6.3.2.2 Equacionamento

Para determinar perdas e ganhos, que indicam fluxo de calor que ocorre entre os ambientes, tem-se o seguinte equacionamento:

$$\text{Ganhos} \Rightarrow G = U * A * (t_{\text{inc}} - t_A) = U * A * \Delta t_{\text{verão}}$$

$$\text{Perdas} \Rightarrow P = U * A * (t_A - t_{\text{inc}}) = U * A * \Delta t_{\text{inverno}}$$

Onde:

U = coeficiente global de transmissão de calor

t_A = temperatura do ambiente condicionado, dado de projeto

t_{INC} = temperatura do local interno não condicionado adjacente ao ambiente condicionado

$\Delta T_{\text{verão}}$ = variação máxima de temperatura no verão

$\Delta T_{\text{inverno}}$ = variação máxima de temperatura no inverno

O coeficiente global de transferência de calor pode ser determinado através de:

$$U = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{r_i + r_i + \sum \frac{e_j}{k_j}}$$

onde

r_e = resistência de película de superfícies exteriores à edificação

e_j = espessura dos materiais que compõe os elementos construtivos entre as interfaces de ambientes não condicionado

k_j = condutividade térmica dos materiais em W/m °C

Dados utilizados:

r_i = resistência da película de superfície interna = $0,121 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$

k_1 = condutividade térmica da laje = $1,74 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$

e_j = espessura da laje = $0,10 \text{ m}$

Obteve-se o coeficiente global de transferência de calor através da laje = $3,339 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$

$\Delta T_{\text{verão}}$ = variação máxima de temperatura no verão = 4°C

$\Delta T_{\text{inverno}}$ = variação máxima de temperatura no inverno = 11°C

6.3.3 Tetos Externos

6.3.3.1 Aplicação ao estabelecimento

Utilizando os valores obtidos através do estudo arquitetônico do estabelecimento é possível determinar, na condição de verão o ganho de calor (G) e para a condição de inverno a perda de calor (P).

Tabela 8 – Condições de Ganhos e Perdas através dos tetos externos

Ambiente	Tetos (m ²)	U (W/m ² °C)	$\Delta T_{\text{verão}}$ (°C)	$\Delta T_{\text{inverno}}$ (°C)	Ganho Verão (W)	Perda Inverno (W)
I	2,14	0,39	0	0	0	0
II	2,64	0,39	0	0	0	0
III	1,86	0,39	0	0	0	0
IV	22,25	0,39	4	11	35	95
V	25,62	0,39	4	11	40	110

6.3.3.2 Equacionamento

Para determinar perdas e ganhos, que indicam fluxo de calor que ocorre entre os ambientes, tem-se o seguinte equacionamento:

$$\text{Ganhos} \Rightarrow G = U * A * (t_{inc} - t_A) = U * A * \Delta t_{\text{verão}}$$

$$\text{Perdas} \Rightarrow P = U * A * (t_A - t_{inc}) = U * A * \Delta t_{\text{inverno}}$$

Onde:

U = coeficiente global de transmissão de calor

t_A = temperatura do ambiente condicionado, dado de projeto

t_{INC} = temperatura do local interno não condicionado adjacente ao ambiente condicionado

$\Delta T_{\text{verão}}$ = variação máxima de temperatura no verão

$\Delta T_{\text{inverno}}$ = variação máxima de temperatura no inverno

O coeficiente global de transferência de calor pode ser determinado através de:

$$U = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{r_i + r_e + R_{\text{esp_ar}} + \sum \frac{e_j}{k_j}}$$

onde

r_e = resistência de película de superfícies exteriores à edificação

r_i = resistência de película de superfícies interiores à edificação

e_j = espessura dos materiais que compõe os elementos construtivos entre as interfaces de ambientes não condicionado

k_j = condutividade térmica dos materiais em $\text{W/m}^\circ\text{C}$

$R_{\text{esp_ar}}$ = resistência correspondente a espaços de ar contidos entre elementos que compõe a interface

Dados utilizados:

r_i = resistência da película de superfície interna = $0,121 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$

r_e = resistência da película de superfície externa = $0,044 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$

$R_{\text{esp_ar}}$ = resistência correspondente a espaços de ar contidos entre elementos que compõe a interface = $0,160 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$

k_1 = condutividade térmica da laje = $1,74 \text{ W/m }^\circ\text{C}$

k_2 = condutividade térmica do telhado = $0,56 \text{ W/m }^\circ\text{C}$

e_1 = espessura da laje = $0,10 \text{ m}$

e_2 = espessura do telhado = 0,04 m

Obteve-se o coeficiente global de transferência de calor através da laje = 0,389 $W/m^2 \text{ } ^\circ C$

$\Delta T_{\text{verão}}$ = variação máxima de temperatura no verão = 4 $^\circ C$

$\Delta T_{\text{inverno}}$ = variação máxima de temperatura no inverno = 11 $^\circ C$

6.3.4 Fronteiras Verticais – Face NW

6.3.4.1 Aplicação ao estabelecimento

Utilizando os valores obtidos através do estudo arquitetônico do estabelecimento é possível determinar, na condição de verão o ganho de calor (G) e para a condição de inverno a perda de calor (P).

Tabela 9 – Condições de Ganhos e Perdas através da face NW

Ambiente	Área (m ²)	U (W/m ² °C)	CLTD corrigido (°C)			Ganho Verão [W]			Perda Inverno [W]
			09:00	13:00	16:00	09:00	13:00	16:00	
I	4,37	2,80	9,9	7,9	10,9	121	97	133	122
II	0	2,80	9,9	7,9	10,9	0	0	0	0
III	3,81	2,80	9,9	7,9	10,9	105	84	116	106
IV	5,40	2,80	9,9	7,9	10,9	150	119	165	151
V	0	2,80	9,9	7,9	10,9	0	0	0	0

6.3.4.2 Equacionamento

Para determinar perdas e ganhos, que indicam fluxo de calor que ocorre entre os ambientes, tem-se o seguinte equacionamento:

$$\text{Ganhos} \Rightarrow G = U * A * (t_{inc} - t_A) = U * A * \Delta t_{\text{verão}}$$

$$\text{Perdas} \Rightarrow P = U * A * (t_A - t_{inc}) = U * A * \Delta t_{\text{inverno}}$$

Onde:

U = coeficiente global de transmissão de calor

O coeficiente global de transferência de calor pode ser determinado através de:

$$U = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{r_i + r_e + \sum \frac{e_j}{k_j}}$$

onde:

r_e = resistência de película de superfícies exteriores à edificação

r_i = resistência de película de superfícies interiores à edificação

e_j = espessura dos materiais que compõe os elementos construtivos entre as interfaces de ambientes não condicionado

k_j = condutividade térmica dos materiais em W/m °C

$R_{\text{esp_ar}}$ = resistência correspondente a espaços de ar contidos entre elementos que compõe a interface

Através de consulta à tabela 7 do Handbook of Fundamentals da ASHRAE obtêm-se o valor do CLTD. Para fazer a correção do CLTD é necessário:

$$CLTD_{\text{cor}} = CLTD(K - 1) + (25,5 - t_A) + (t_{\text{ex_med}} - 29,4)$$

t_A = temperatura do ambiente condicionado, dado de projeto

$t_{\text{ex_med}}$ = temperatura externa média

K = correção em função da cor externa do estabelecimento

Dados utilizados:

r_i = resistência da película de superfície interna = 0,121 W/m² °C

r_e = resistência da película de superfície externa = 0,044 W/m² °C

k_1 = condutividade térmica do tijolo = 0,727 W/m °C

e_1 = espessura do tijolo = 0,14 m

Obteve-se o coeficiente global de transferência de calor através da parede = 2,80 W/m² °C

O CLTD obtido do Handbook Of Fundamentals = 9°C as 09:00

O CLTD obtido do Handbook Of Fundamentals = 7°C as 13:00

O CLTD obtido do Handbook Of Fundamentals = 10°C as 16:00

K = 1 para paredes escuras (áreas industriais)

6.3.5 Fronteiras Verticais – Face SW

6.3.5.1 Aplicação ao estabelecimento

Utilizando os valores obtidos através do estudo arquitetônico do estabelecimento é possível determinar, na condição de verão o ganho de calor (G) e para a condição de inverno a perda de calor (P).

Tabela 10 – Condições de Ganhos e Perdas através da face SW

			CLTD corrigido (°C)			Ganho Verão [W]			Perda Inverno [W]
			09:00	13:00	16:00	09:00	13:00	16:00	
Ambiente	Área (m ²)	U (W/m ² °C)							
I	0	2,80	8,9	6,9	7,9	0	0	0	0
II	0	2,80	8,9	6,9	7,9	0	0	0	107
III	3,84	2,80	8,9	6,9	7,9	95	74	85	407
IV	14,56	2,80	8,9	6,9	7,9	362	281	322	298
V	10,64	2,80	8,9	6,9	7,9	265	205	235	0

6.3.5.2 Equacionamento

Para determinar perdas e ganhos, que indicam fluxo de calor que ocorre entre os ambientes, tem-se o seguinte equacionamento:

$$\text{Ganhos} \Rightarrow G = U * A * (t_{inc} - t_A) = U * A * \Delta t_{ver\tilde{a}o}$$

$$\text{Perdas} \Rightarrow P = U * A * (t_A - t_{inc}) = U * A * \Delta t_{inverno}$$

Onde:

U = coeficiente global de transmissão de calor

O coeficiente global de transferência de calor pode ser determinado através de:

$$U = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{r_i + r_e + \sum \frac{e_j}{k_j}}$$

onde

r_e = resistência de película de superfícies exteriores à edificação

r_i = resistência de película de superfícies interiores à edificação

e_j = espessura dos materiais que compõe os elementos construtivos entre as interfaces de ambientes não condicionado

k_j = condutividade térmica dos materiais em W/m °C

Através de consulta à tabela 7 do Handbook of Fundamentals da ASHRAE obtêm-se o valor do CLTD. Para fazer a correção do CLTD é necessário:

$$CLTD_{cor} = CLTD(K - 1) + (25,5 - t_A) + (t_{ex_{med}} - 29,4)$$

t_A = temperatura do ambiente condicionado, dado de projeto

t_{ex_med} = temperatura externa média

K = correção em função da cor externa do estabelecimento

Dados utilizados:

r_i = resistência da película de superfície interna = 0,121 W/m² °C

r_e = resistência da película de superfície externa = 0,044 W/m² °C

k_1 = condutividade térmica do tijolo = 0,727 W/m °C

e_1 = espessura do tijolo = 0,14 m

Obteve-se o coeficiente global de transferência de calor através da parede = 2,80 W/m² °C

O CLTD obtido do Handbook Of Fundamentals = 9°C as 09:00

O CLTD obtido do Handbook Of Fundamentals = 7°C as 13:00

O CLTD obtido do Handbook Of Fundamentals = 10°C as 16:00

$K = 1$ para paredes escuras (áreas industriais)

6.3.6 Fronteiras Verticais – Face SSE

6.3.6.1 Aplicação ao estabelecimento

Utilizando os valores obtidos através do estudo arquitetônico do estabelecimento é possível determinar, na condição de verão o ganho de calor (G) e para a condição de inverno a perda de calor (P).

Tabela 11 – Condições de Ganhos e Perdas através da face SSE

			CLTD corrigido (°C)			Ganho Verão [W]			Perda Inverno [W]
Ambiente	Área (m ²)	U (W/m ² °C)	09:00	13:00	16:00	09:00	13:00	16:00	
I	0	2,80	7,9	9,9	10,9	0	0	0	0
II	0	2,80	7,9	9,9	10,9	0	0	0	0
III	0	2,80	7,9	9,9	10,9	0	0	0	0
IV	0	2,80	7,9	9,9	10,9	0	0	0	456
V	16,30	2,80	7,9	9,9	10,9	360	451	497	0

6.3.6.2 Equacionamento

Para determinar perdas e ganhos, que indicam fluxo de calor que ocorre entre os ambientes, tem-se o seguinte equacionamento:

$$\text{Ganhos} \Rightarrow G = U * A * (t_{inc} - t_A) = U * A * \Delta t_{\text{verão}}$$

$$\text{Perdas} \Rightarrow P = U * A * (t_A - t_{inc}) = U * A * \Delta t_{\text{inverno}}$$

Onde:

U = coeficiente global de transmissão de calor

O coeficiente global de transferência de calor pode ser determinado através de:

$$U = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{r_i + r_e + \sum \frac{e_j}{k_j}}$$

onde

r_e = resistência de película de superfícies exteriores à edificação

r_i = resistência de película de superfícies interiores à edificação

e_j = espessura dos materiais que compõe os elementos construtivos entre as interfaces de ambientes não condicionados

k_j = condutividade térmica dos materiais em W/m °C

Através de consulta à tabela 7 do Handbook of Fundamentals da ASHRAE obtêm-se o valor do CLTD. Para fazer a correção do CLTD é necessário:

$$CLTD_{cor} = CLTD(K - 1) + (25,5 - t_A) + (t_{ex_{med}} - 29,4)$$

t_A = temperatura do ambiente condicionado, dado de projeto

$t_{ex_{med}}$ = temperatura externa média

K = correção em função da cor externa do estabelecimento

Dados utilizados:

r_i = resistência da película de superfície interna = 0,121 W/m² °C

r_e = resistência da película de superfície externa = 0,044 W/m² °C

k_1 = condutividade térmica do tijolo = 0,727 W/m °C

e_1 = espessura do tijolo = 0,14 m

Obteve-se o coeficiente global de transferência de calor através da parede = 2,80 W/m² °C

O CLTD obtido do Handbook Of Fundamentals = 7°C as 09:00

O CLTD obtido do Handbook Of Fundamentals = 9°C as 13:00

O CLTD obtido do Handbook Of Fundamentals = 10°C as 16:00

$K = 1$ para paredes escuras (áreas industriais)

6.3.7 Transmissão de calor por condução e convecção através de vidros externos

Utilizando os valores obtidos através do estudo arquitetônico do estabelecimento é possível determinar, na condição de verão o ganho de calor (G) e para a condição de inverno a perda de calor (P) através dos vidros.

Tabela 12 – Condições de Ganhos e Perdas através dos vidros externos

			CLTD corrigido (°C)			Ganho Verão (G) [W]			Perda Inverno (P) [W]
Ambiente	Área (m ²)	U (W/m ² °C)	09:00	13:00	16:00	09:00	13:00	16:00	
I	0,44	5,92	0,1	6,1	7,1	0	16	18	36
II	0,44	5,92	0,1	6,1	7,1	0	16	18	36
III	0,44	5,92	0,1	6,1	7,1	0	16	18	36
IV	0,00	5,92	0,1	6,1	7,1	0	0	0	0
V	3,85	5,92	0,1	6,1	7,1	2	139	162	319

6.3.7.1 Equacionamento

Para determinar perdas e ganhos, que indicam fluxo de calor que ocorre entre os ambientes por condução e convecção através dos vidros, tem-se o seguinte equacionamento:

- Ganhos**

$$\text{Ganhos(Verão)} \Rightarrow G = U_{\text{vidro}} * A_{\text{vidro}} * (CLTD_{\text{V}_{\text{corrigido}}})$$

onde:

A_{vidro} = área do vidro

U_{vidro} = coeficiente global de transmissão de calor

O coeficiente global de transferência de calor pode ser determinado através de:

$$U_{\text{vidro}} = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{r_i + r_e + \sum \frac{e_j}{k_j}}$$

onde:

r_e = resistência de película de superfícies exteriores

r_i = resistência de película de superfícies interiores

e_j = espessura do vidro

k_j = condutividade térmica do vidro em W/m °C

O $CLTD_{\text{vidro_corrigido}}$ pode ser obtido por:

$$CLTD_{\text{vidro_corrigido}} = CLTD_{\text{vidro}} + \Delta CLTD_{\text{vidro}}$$

$$\Delta CLTD_{\text{vidro}} = [(25 - t_A) + (t_{e_max} - 0,5DR) - 29,4]$$

onde:

t_A = temperatura do ambiente condicionado, dado de projeto

t_{e_max} = temperatura externa máxima

DR=daily range

Dados utilizados:

r_i = resistência da película de superfície interna = 0,121 W/m² °C

r_e = resistência da película de superfície externa = 0,044 W/m² °C

k_1 = condutividade térmica do vidro = 0,76 W/m °C

e_1 = espessura do vidro = 0,003 m

t_A = 24°C

t_{e_max} = 31°C

DR= 8°C

O $CLTD_V$ obtido da tabela 3 do ASHRAE 1981 para os diferentes horários.

Para:

$$9h \text{ } CLTD_V = 1^\circ\text{C}$$

$$13h \text{ } CLTD_V = 7^\circ\text{C}$$

$$16h \text{ } CLTD_V = 8^\circ\text{C}$$

- **Perdas**

$$Perdas \Rightarrow P = U * A * (t_A - t_{inc}) = U * A * \Delta t_{inverno}$$

onde:

A_{vidro} = área do vidro

U_{vidro} = coeficiente global de transmissão de calor

O coeficiente global de transferência de calor pode ser determinado através de:

$$U_{vidro} = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{r_i + r_e + \sum \frac{e_j}{k_j}}$$

onde:

r_e = resistência de película de superfícies exteriores

r_i = resistência de película de superfícies interiores

e_j = espessura do vidro

k_j = condutividade térmica do vidro em W/m °C

Dados utilizados:

r_i = resistência da película de superfície interna = 0,121 W/m² °C

r_e = resistência da película de superfície externa = 0,044 W/m² °C

k_1 = condutividade térmica do vidro = 0,76 W/m °C

e_1 = espessura do vidro = 0,003 m

$$\Delta t_{inverno} = 24 - 10 = 14^\circ C$$

6.3.8 Transmissão de calor devido a radiação solar

A transferência de calor devido a incidência de radiação solar (insolação) nos vidros de cada face da construção deve ser calculada através de modelagem específica.

- **Face SSE**

Tabela 13 – Condições de Ganhos de calor por radiação através dos vidros da face SSE

Face SSE			CLF			H(W)		
Ambiente	Área (m2)	SC	09:00	13:00	16:00	09:00	13:00	16:00
I	0	0,64	0,42	0,36	0,28	0	0	0
II	0	0,64	0,42	0,36	0,28	0	0	0
III	0	0,64	0,42	0,36	0,28	0	0	0
IV	0	0,64	0,42	0,36	0,28	0	0	0
V	3,85	0,64	0,42	0,36	0,28	379	324	252

- **Equacionamento**

Para determinar os ganhos, que indicam fluxo de calor que ocorre entre os ambientes por radiação através dos vidros, tem-se o seguinte equacionamento:

Para o caso sem proteção interna (ASHRAE indica com sendo “sem sombra”)

$$H = SC * S * \{CLF * [(1 - FAS) * SHGF] + [CLF_{sombra} * FAS * SHGF_{sombra}]\}$$

onde:

SC = coeficiente de sombreamento inerente a tipos de proteção interna e tipos de vidro [tabela 33, 34 e 41 do capítulo 27 – ASHRAE 1981]

S = área do vidro

FAS = fração da área em sombra

SHGF = Solar Heat Gain Factor = máximo fluxo de entrada de energia solar (radiante) através do vidro de referência (comum laminado de 3 mm) = função da latitude, face, mês do ano [tabela 11 do capítulo 26 – ASHRAE 1981] para vidros verticais e em função da latitude para vidros horizontais

SHGF_{sombra} = função da face e mês do ano [tabela 12 do capítulo 26 – ASHRAE 1981]

CLF = Cooling Load Factor (tabelas 13 e 14 – ASHRAE 1981)

CLF_{sombra} = tabela 13 da ASHRAE 1981 – face N

Dados utilizados

SC = 0,64

FAS = 0

SHGF = 366 W/m² (tabela 11 do capítulo 26 – ASHRAE 1981)

SHGF_{sombra} = 0

CLF_{sombra} = 0

Para CLF

9h o CLF = 0,42

13h o CLF = 0,36

16h o CLF = 0,28

- **Face NW**

Tabela 14 – Condições de Ganhos de calor por radiação através dos vidros da face NW

Face NW			CLF			H(W)		
Ambiente	Área (m ²)	SC	09:00	13:00	16:00	09:00	13:00	16:00
I	0,44	0,64	0,16	0,59	0,75	18	68	86
II	0,44	0,64	0,16	0,59	0,75	18	68	86
III	0,44	0,64	0,16	0,59	0,75	18	68	86
IV	0	0,64	0,16	0,59	0,75	0	0	0
V	0	0,64	0,16	0,59	0,75	0	0	0

- **Equacionamento**

Para determinar os ganhos, que indicam fluxo de calor que ocorre entre os ambientes por radiação através dos vidros, tem-se o seguinte equacionamento:

Para o caso sem proteção interna (ASHRAE indica com sendo “sem sombra”)

$$H = SC * S * \{CLF * [(1 - FAS) * SHGF] + [CLF_{sombra} * FAS * SHGF_{sombra}]\}$$

onde:

SC = coeficiente de sombreamento inerente a tipos de proteção interna e tipos de vidro [tabela 33, 34 e 41 do capítulo 27 – ASHRAE 1981]

S = área do vidro

FAS = fração da área em sombra

SHGF = Solar Heat Gain Factor = máximo fluxo de entrada de energia solar (radiante) através do vidro de referência (comum laminado de 3 mm) = função da latitude, face, mês do ano [tabela 11 do capítulo 26 – ASHRAE 1981] para vidros verticais e em função da latitude para vidros horizontais

SHGFsombra = função da face e mês do ano [tabela 12 do capítulo 26 – ASHRAE 1981]

CLF = Cooling Load Factor (tabelas 13 e 14 – ASHRAE 1981)

CLFsombra = tabela 13 da ASHRAE 1981 – face N

Dados utilizados

SC = 0,64

FAS = 0

SHGF = 407 W/m² (tabela 11 do capítulo 26 – ASHRAE 1981)

SHGFsombra = 0

CLFsombra = 0

Para CLF

9h o CLF = 0,16

13h o CLF = 0,59

16h o CLF = 0,75

6.4 RESUMO DAS CARGAS TÉRMICAS DIRETAMENTE INCIDENTES SOBRE OS AMBIENTES

O soma das cargas térmicas é apresentado de forma resumida na tabela abaixo:

Tabela 15 – Resumo dos cálculos de cargas térmicas diretamente incidentes

Ambiente	Ganhos (Verão)				Perdas (Inv) (W)
	HS (W)			HL (W)	
	09:00	13:00	16:00		
I	950	990	1048	36	122
II	19	84	104	36	107
III	280	302	365	36	514
IV	1583	1472	1558	120	2585
V	4855	4969	4995	359	1428
Total Condicionado	6917	6920	7032		3535

6.5 CARGA TÉRMICA PROVENIENTE DO AR DE RENOVAÇÃO NA CONDIÇÃO DE VERÃO

No processo de condicionamento de ar, em geral, há a necessidade de introduzir uma determinada vazão de ar externo a ser misturada ao ar de retorno para ser insuflado no ambiente, garantindo assim a taxa mínima de renovação prevista. Ela é determinada a para o verão e o inverno a partir das condições de temperatura e umidade relativa do ar.

Na condição de verão, faz-se necessário determinar a taxa de entrada de ar externo no sistema de condicionamento, ou seja, vazão mássica, para em seguida calcular a carga térmica associada a esta parcela.

Na condição de inverno a parcela da carga térmica deve ser estudada aplicando a análise psicrométrica, ou seja, levando em conta a umidade relativa do ambiente as ser condicionado.

Dependendo das vazões de ar externo e as condições de temperatura de umidade relativa do ar na região de projeto de condicionamento de ar a parcela de carga térmica associado a essas vazões é bem significativa. Portanto ela deve ser considerada no projeto do sistema de condicionamento do ambiente estudado.

6.5.1 Equacionamento

O modelo utilizado a seguir é o método ASHRAE 62:2001 para determinar a vazão total do ar externo corrigida.

Nesse método proposto pela ASHRAE, para a determinação da vazão total de ar exterior implica na avaliação prévia das vazões volumétricas de insuflação referidas ao ar na chamada condição de ar padrão. Ou seja $\rho = 1,204 \text{ kg/m}^3$.

Para o caso estabelecimento estudado utiliza-se o critério onde as vazões de insuflação estão relacionadas com as cargas sensíveis internas dos ambientes, através da variação de temperatura do ar úmido para a absorção de HSI. Assim o equacionamento fica:

$$HSI = \dot{m} * c * \Delta t$$

onde:

$\dot{m}$ = vazão em massa de ar

$c = 1,02 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$ – calor específico do ar

$\Delta t = 10^\circ\text{C}$

$\dot{m} = 1,204 * \left(\frac{Q}{3600}\right)$, com Q de insuflação é medido em m^3/h

Portanto

$$HSI = 1,204 * \left(\frac{Q}{3600}\right) * 1,02 * 10$$

Ou seja,

$$Q = 293 * HSI$$

No método adota o cálculo de 3 coeficientes e deve-se seguir as seguintes etapas:

- a) Determinar z, verificando qual é o ambiente em que a relação entre a vazão de ar externo mínima necessária pela vazão de insuflação possui o maior valor.

$$z = \max \left\{ \left(\frac{Q_{AE_{\min}}}{Q_{ins}} \right)_{amb1}, \left(\frac{Q_{AE_{\min}}}{Q_{ins}} \right)_{amb2}, \left(\frac{Q_{AE_{\min}}}{Q_{ins}} \right)_{amb3}, \dots, \left(\frac{Q_{AE_{\min}}}{Q_{ins}} \right)_{ambN} \right\}$$

- b) Calcular x através da relação entre a vazão total de ar exterior insuflado e a vazão total de insuflação.

$$x = \frac{\sum Q_{AE_{\min}}}{\sum Q_{ins}}$$

- c) Calcular y que combina os coeficientes anteriores através de:

$$y = \frac{x}{1 + x - z}$$

- d) Determinar a vazão total corrigida de ar exterior como sendo o produto do coeficiente y pela vazão total de insuflação

$$(\sum Q_{AE})_{\text{corrigido}} = y * \sum Q_{insul} \quad (\text{vazão de ar externo corrigido})$$

onde:

$(Q_{AE})_{\text{corrigido}}$ = vazão de ar externo mínimo para atender a taxa de renovação de cada ambiente

$\sum Q_{AE_{\min}}$ = vazão de ar externo total necessário para o ambiente

Q_{ins} = vazão de insuflação em cada ambiente

$\sum Q_{ins}$ = vazão de ar insuflado em cada ambiente

$(\sum Q_{AE})_{\text{corrigido}}$ = vazão de ar externo total corrigido para o sistema

Carga térmica associada ao ar externo

Assim pode-se calcular a carga térmica associada ao ar externo usando a equação:

$$H_{AE} = \dot{m}_{AE} * (h_{AE} - h_A)$$

onde:

h_{AE} é a entalpia associada ao ar externo

h_A é a entalpia associada ao ar de ambiente condicionado

6.5.2 Aplicação ao estabelecimento

Para o estabelecimento estudado considerando somente um sistema de condicionamento para todos os ambientes.

Tabela 16 – carga térmica proveniente do ar de renovação

Ambiente	Nº Pessoas	QAEmin (m³/h)	HSI (W)	Qins (m³/h)	QAEmin/Qins
I	1	27	1048	306,948	0,08796281
II	1	27	0	30,6046	0
III	1	27	365	107,028	0,252270265
IV	3	81	1558	456,378	0,177484474
V	3	154	4995	1463,6	0,105028594
Total		315,72	8070,17	2364,56	

$$z = 0,2523$$

$$x = 0,1221$$

$$y = 0,1404$$

$$\left(\sum Q_{AE}\right)_{\text{corrigido}} = 331,9 \text{ m}^3/\text{h}$$

Ou seja, é necessário utilizar o valor corrigido para determinar a cálculo da carga térmica do ar externo.

Desse modo:

$$H_{AE} = \dot{m}_{AE} * (h_{AE} - h_A)$$

$$\dot{m}_{AE} = 331,9 * (1,204 / 3600) = 0,111 \text{ kg} / \text{s}$$

$$h_{AE} = f(TBS = 31^\circ C, TBU = 24^\circ C, Alt = 803m) = 76,39 \text{ kJ/kg}$$

$$h_A = f(TBS = 24^\circ C, 50\%UR, Alt = 803m) = 49,97 \text{ kJ/kg}$$

$$\therefore H_{AE} = 0,111 * (76,39 - 49,97) = 2,93 \text{ kW}$$

Agora deve-se considerar dois equipamentos de condicionamento de ar. Um para o ambiente da sala clínica, ou seja, o ambiente V, e outro equipamento para os demais ambientes. Dessa forma será possível determinar qual é a melhor forma de fazer a instalação do sistema de condicionamento de ar. Um resumo de vazões mínimas é apresentado abaixo.

Tabela 17 – carga térmica proveniente do ar de renovação dividido em 2 sistemas

Ambiente	QAEmin	Qins	Q_total
	(m ³ /h)	(m ³ /h)	(m ³ /h)
I+II+III+IV	108	901	1009
V	154	1464	1617
Total	262	2365	2626

Onde:

QAEmin: é a vazão mínima de ar externo

Qins: é a vazão mínima da instalação para suprir a carga térmica

Q_total: é a soma da vazão de ar externo da instalação

6.6 CARGA TÉRMICA PROVENIENTE DOS PRÓPRIOS EQUIPAMENTOS DA INSTALAÇÃO DE CONDICIONAMENTO DE AR NO VERÃO

O cálculo de carga térmica dessa parcela complementar exige hipóteses sobre o valor da perda de pressão total no sistema de distribuição de ar somada à perda de pressão na unidade de condicionamento.

Os valores que contribuem para a situação de inverno são os mesmos devendo ser incluídos nos cálculos com sinal invertido, isto é, estarão contribuindo com a carga de aquecimento a ser determinada.

Tabela 18 – Carga térmica dos próprios equipamentos da instalação

Ambiente	HSI	HLI	Δt	vs
	(W)	(W)	(°C)	(m3/kg)
I	1048	36	10	0,9
II	104	36	10	0,9
III	365	36	10	0,9
IV	1558	120	10	0,9
V	4995	359	10	0,9

6.6.1 Equacionamento

Os valores iniciais para as perdas de pressão para o estabelecimento são:

$$\Delta p_{\text{retorno+unidade}} = 0,3 \text{ kPa}$$

$$\Delta p_{\text{insulflação}} = 0,15 \text{ kPa}$$

Admitindo-se um diferencial de temperatura entre a insulflação e o retorno, $\Delta t = 10^\circ\text{C}$ e determinado o valor do volume específico de ar, $v_s = 0.90 \text{ m}^3/\text{kg}$, pode-se determinar o calor total dissipado pelo conjunto motor-ventilador HV.

$$\dot{m} * c * \Delta t = HSI + HV_{\text{reaq}} \quad (1) \quad c \cong 1,02 \text{ kJ} / \text{kg}^\circ\text{C}$$

$$HV_{\text{paq}} = \dot{m} * v * \Delta p_{\text{retorno+unidade}} = \dot{m} * 0,9 * 0,3 = 0,27 * \dot{m}$$

$$HV = \frac{\dot{m} * 0,9 * 0,45}{\eta_{\text{vent}} * \eta_m} \quad \text{onde } \eta_{\text{vent}} = 0,6 \text{ e } \eta_m = 0,8$$

$$HV = 0,8437 * \dot{m}$$

$$HV_{\text{reaq}} = HV - HV_{\text{paq}} = (0,8437 - 0,27) * \dot{m}$$

Substituindo em (1)

$$\dot{m} = 1,02 * 10 = HSI + 0,5737 * \dot{m}$$

$$\text{de onde obtém-se: } \dot{m} = HSI / 9,6263 = 0,1039 * HSI$$

assim pode-se escrever HV em função de HSI:

$$HV = 0,8437 * 0,1039 * HSI = 0,0876 * HSI$$

6.7 RESUMO GERAL: TOTALIZAÇÃO DOS CÁLCULOS DE CARGA TÉRMICA POR AMBIENTE

Para finalizar o cálculo da carga térmica, realiza-se a soma de todas as parcelas.

Tabela 19 – resumo geral do cálculo de carga térmica

Ambiente	HSI	HLI	HAE	HV	HT	HT
	(W)	(W)	(W)	(W)	(W)	(TR)
I	1048	36	586,6	92	1762	0,50
II	104	36	586,6	9	737	0,21
III	365	36	586,6	32	1020	0,29
IV	1558	120	586,6	136	2401	0,68
V	4995	359	586,6	438	6378	1,81
Total	8070	588	2300	707	12298	3,50

onde HT = carga térmica total

7 DETERMINAÇÃO DAS VAZÕES DE AR EXTERNO, DE AR TOTAL E DOS NÍVEIS DE FILTRAGEM

Conforme já indicado no capítulo 5., tópico 5.3, pode-se determinar as vazões mínimas de ar externo e vazões totais para garantir os níveis de filtragem a partir da análise da norma ABNT NBR 7256:2005 – Tratamento de ar em estabelecimentos assistenciais de saúde (EAS), da resolução ANVISA - RDC nº 50 de 21 de fevereiro de 2002. Como a norma não especifica a atividade odontológica cabem aqui algumas considerações.

Pode-se afirmar que uma sala clínica para atendimento odontológico possui grande semelhança a uma sala de atendimento imediato de procedimentos invasivos, onde são realizadas pequenas intervenções cirúrgicas. Também é possível afirmar que atividades de esterilização química e física de materiais odontológicos são executadas dentro da sala clínica, semelhantes às executadas em centros de esterilização de material ou CME. Portanto pode-se concluir que as especificações de uma sala clínica para atendimento odontológico devem atender minimamente aos mesmos requisitos dos dois ambientes citados.

7.1 Vazão de mínima de ar externo

Para garantir a qualidade do ar em ambientes climatizados existe a necessidade de se promover a troca de ar interno. Isso é feito insuflando uma parcela de ar externo que é captado da atmosfera e insuflado no ambiente juntamente com o ar proveniente de recirculação.

Segundo a norma ABNT NBR 7256:2005, salas de procedimentos invasivos possuem uma taxa de renovação de ar externo mínima de $(6 \text{ m}^3/\text{h})/\text{m}^2$. As salas de esterilização não possuem uma vazão mínima estipulada em norma, portanto deve-se considerar a vazão mínima de $(27 \text{ m}^3/\text{h})/\text{pessoa}$.

Como a área da sala clínica do estabelecimento estudado possui uma área de aproximadamente 25 m^2 e que a ocupação média é de 2 pessoas, sendo que a máxima é de 3 pessoas pode-se afirmar que o parâmetro crítico que será levado

em consideração é o de $(6 \text{ m}^3/\text{h})/\text{m}^2$, ou seja, uma vazão mínima de $150 \text{ m}^3/\text{h}$ de ar externo para promover a renovação do ar interno.

Para os demais ambientes, ou seja, os banheiros, o corredor e a sala de espera deve-se promover a mínima vazão de ar externo recomendada que é de $27 (\text{m}^3/\text{h})/\text{pessoa}$.

7.2 Vazão mínima de ar total

Para garantir o nível de filtragem mínimo necessário a norma ABNT NBR 7256:2005 estipula uma vazão mínima de ar total. Em uma sala de procedimentos invasivos a vazão mínima total deve ser de $18 (\text{m}^3/\text{h})/\text{m}^2$. Já em uma sala de esterilização, CME, o valor da vazão mínima de ar total é de $36 (\text{m}^3/\text{h})/\text{m}^2$. Portanto deve-se adotar o valor de $36 (\text{m}^3/\text{h})/\text{m}^2$ e como a sala possui aproximadamente 25 m^2 o valor da vazão de ar total mínima deve ser de $900 \text{ m}^3/\text{h}$.

7.3 Definição dos níveis de filtragem

Os níveis mínimos de filtragem do ar também são definidos pela norma ABNT NBR 7256:2005. Para a sala clínica deve-se utilizar dois filtros: um pré-filtro G3 acrescido de um filtro fino: F7, conforme classificação da norma. Para os demais ambientes pode-se utilizar um filtro de classe G3 com a finalidade de manter um nível mínimo de filtragem e promover um ambiente livre de particulados.

8 SISTEMA DE DISTRIBUIÇÃO DE AR E SEUS COMPONENTES: DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO

Após determinar a carga térmica total do sistema, obter os níveis de filtragem e vazões necessárias para atender as normas e regulamentos vigentes, deve-se selecionar os equipamentos e componentes do sistema de distribuição de ar.

Inicialmente faz-se um pré-dimensionamento do sistema a partir da carga térmica calculada de forma a atender as necessidades do estabelecimento.

Pode-se ressaltar a necessidade de atender os critérios a seguir apresentados quanto ao fluxo de ar entre os ambientes:

- O fluxo de ar deve sempre ser em direção da área mais limpa para a área mais contaminada
- A recirculação do ar é apenas admitida entre áreas com a mesma exigência de assepsia
- Gradiente de pressão interna positiva nas áreas limpas

Dessa forma pode-se definir o gradiente de pressões necessário no estabelecimento. O ambiente V, ou seja, a sala clínica deve ser de pressão positiva em relação as salas adjacentes. O ambiente IV deve ser de pressão positiva em relação aos ambientes I, II e III, mas não pode ser maior que a do ambiente V. Portanto o gradiente de pressões no estabelecimento devem seguir a configuração abaixo.

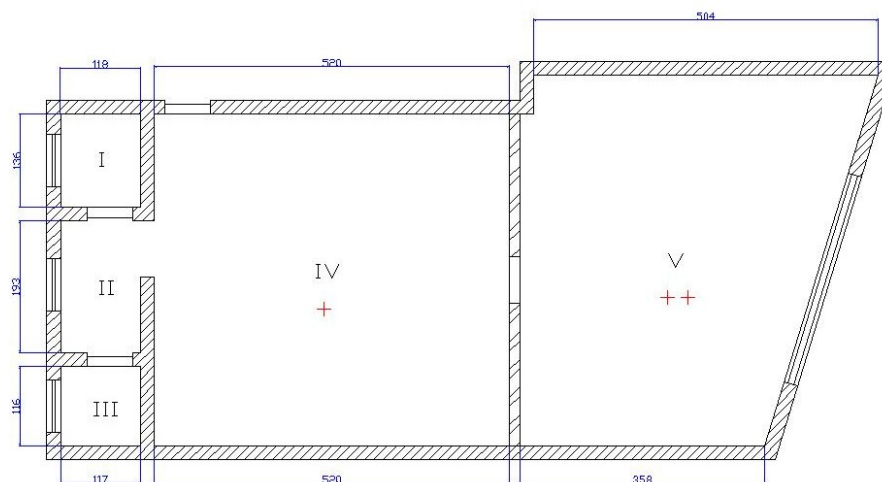


Figura 3 – Indicação da diferença de pressões entre os ambientes

8.1 ANÁLISE DE POSSÍVEIS SOLUÇÕES

Através da análise descrita a seguir pretende-se escolher a melhor forma de atender os requisitos do estabelecimento, considerando de algumas propostas:

8.1.1 Equipamento central de condicionamento de ar

Nesse tipo de sistema se utiliza apenas um equipamento de condicionamento de ar para atender a todos os ambientes, objetivando-se o menor custo de implementação e manutenção.

8.1.2 Equipamentos independentes para ambientes com o mesmo nível de filtragem

Nesse tipo de sistema se utiliza um equipamento de condicionamento de ar para cada ambiente, ou seja, para cada conjunto de ambientes que possuem as mesmas características quanto à assepsia e demais exigências. O custo desse tipo de instalação é maior, devido a sua maior complexidade e quantidade de componentes.

8.1.3 Escolha da solução mais adequada

Para se utilizar apenas um sistema de condicionamento de ar para suprir todos os ambientes o grau de assepsia deveriam ser os mesmos, visto que somente é possível recircular ar entre ambientes de mesmo grau de assepsia. Nesse caso o ambiente V, ou seja, o ambiente clínico, possui um grau de assepsia maior que os demais, inviabilizando esse tipo de escolha.

Então se deve adotar dois equipamentos de condicionamento de ar, um para o ambiente clínico e outro para os demais ambientes.

Portanto o dimensionamento se baseia na seguinte divisão dos ambientes em sistemas:

Tabela 20 – Resumo das cargas térmicas com divisão em sistemas

Sistema	Ambiente	HSI	HLI	HAE	HV	HT	HT
		(W)	(W)	(W)	(W)	(W)	(TR)
A	I+II+III+IV	3075	229	954	269	4528	1,3
B	V	4995	359	1358	438	7150	2,0
Total		8070	588	2313	707	11678	3,3

A partir dessa divisão as vazões de ar em cada sistema são apresentadas abaixo:

Tabela 21 – Resumo das vazões

Sistema	Ambiente	QAEmin_corrige	Qins	Q_total
		(m ³ /h)	(m ³ /h)	(m ³ /h)
A	I+II+III+IV	108	901	1009
B	V	154	1464	1618
		262	2365	2627

Portanto as vazões encontradas através do cálculo de carga térmica são superiores as vazões mínimas de ar total, garantindo assim os níveis de filtragem determinados em norma e regulamentos.

As vazões mínimas de ar externo estipuladas em norma foram utilizadas nos cálculos de cargas térmicas para cada ambiente. Assim essas parcelas adicionais de cargas

térmicas foram somadas às demais, obtendo assim os valores totais de carga térmica para cada sistema.

Onde:

$Q_{A\text{Emin}}$: é a vazão mínima de ar externo

Q_{ins} : é a vazão mínima da insuflação para suprir a carga térmica

Q_{total} : é a soma da vazão de ar externo da instalação

8.2 Seleção das unidades de tratamento especial de ar

8.2.1 Sistema A

O sistema A é composto pelos ambientes I, II, III e IV, ou seja, pelos banheiros, corredor e pela sala de espera.

Optou-se por selecionar um equipamento *self-contained*. Esse tipo de equipamento possui, como uma das vantagens, a sua facilidade de instalação, pois já possui os principais componentes da máquina, ou seja, evaporador e condensador e ventilador no mesmo equipamento, bastando conectá-lo a uma rede de dutos.

Considerando que o sistema A possui uma carga térmica total de 1,3 TR foi selecionado o equipamento da Liebert, modelo Mini Mate 2 MMD18A que pode operar com até 1,5 TR.

8.2.2 Sistema B

Nesse caso também se optou por utilizar um sistema *self-contained*, assim com para os demais ambientes.

Com valor aproximado de 2,0 TR para o sistema B, pode-se fazer a pré-seleção do equipamento de condicionamento de ar. Optou-se por utilizar o modelo Mini Mate 2 MMD24E da Liebert que pode operar em 2,0 TR.

Esses equipamentos atendem as necessidades das cargas térmicas dos ambientes e também fazem o controle da umidade relativa do ar para atender os parâmetros de

projeto, bastando para isso fazer os ajustes no sistema de controle do equipamento.

8.3 Dimensionamento da rede de distribuição

Através da análise do cálculo da carga térmica e das normas vigentes obtém-se as vazões de ar externo e de ar total necessárias para cada ambiente. A partir desse dado deve-se preceder a seleção dos difusores e dutos que devem ser colocados na sala de forma a otimizar a distribuição do ar. Também devem ser selecionadas as grelhas de retorno de ar a partir das vazões de cada sistema.

Um fator importante no dimensionamento dos sistemas de distribuição de ar é o nível de ruído provocado pelo escoamento do ar dentro dos dutos, difusores e grelhas de retorno. Portanto esse parâmetro deverá ser levado em conta no dimensionamento dos sistemas.

Para isso devem-se consultar os catálogos técnicos e boletins disponibilizados por fabricantes de difusores e analisar as possíveis alternativas que podem ser empregadas.

8.4 Seleção dos difusores

Consultando os catálogos da empresa Trox Technik, é possível encontrar diversos modelos e suas especificações. Um parâmetro que deve ser levado em consideração na seleção dos difusores é o nível de ruído produzido pelo jato de ar. A norma ABNT NBR 7256 define o valor máximo de ruído produzido pelo sistema de condicionamento de ar em uma sala de atendimento imediato, que aqui deve ser aplicado à sala de atendimento odontológico, em 45dB(A) medido no centro do ambiente.

A norma estipula o valor máximo de ruído, porem nesse projeto utilizou-se um valor de no máximo 35dB(A), visando um ambiente mais silencioso e um maior conforto dos ocupantes.

Optou-se por instalar o sistema de condicionamento de ar na parte superior dos ambientes. Portanto é necessário selecionar difusores de ar de teto. Para acomodar

os dutos e os difusores, um forro de gesso deve ser instalado a uma distância máxima de 400mm do teto. Isso se deve ao fato de não se poder reduzir mais o pé direito dos ambientes que devem manter uma altura mínima. Assim os difusores devem ter no máximo 300 mm de diâmetro, pois há a necessidade de fazer a instalação dos registros dos difusores e dos dutos na região entre o forro e o teto.

8.4.1 Sistema A

Pode-se determinar a quantidade de difusores a serem instalados a partir da vazão de ar condicionado necessária. Como não existem requisitos adicionais quanto ao tipo de difusor a ser empregado pode-se selecionar o tipo / modelo a partir do preço e do seu raio de atuação.

Assim consultando o catalogo da Trox Technik e selecionando o difusor de forma a atender os parâmetros citados acima, definiu-se a utilização dos difusores modelo ADLR tamanho 3. Este difusor apresenta um diâmetro de 249 mm.

Para a insuflação do ambiente IV deve-se utilizar 2 difusores operando com vazões de aproximadamente 500 m³/h.

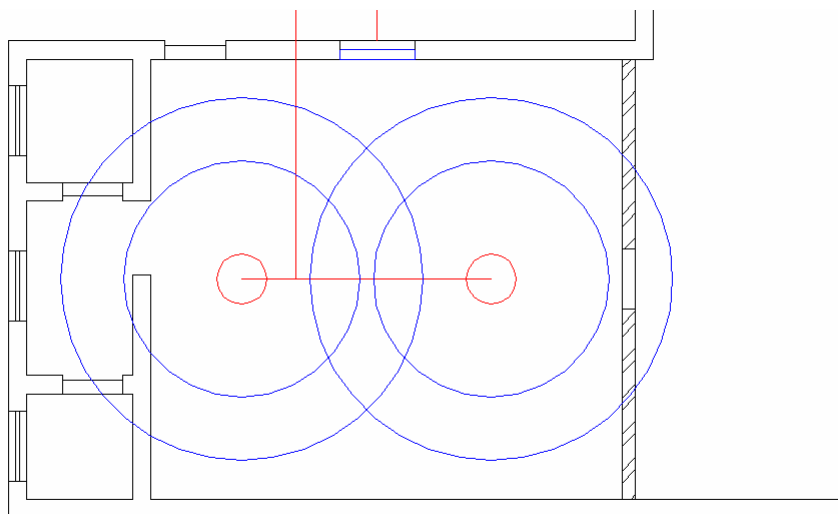


Figura 4 – Área de atuação dos difusores ADLR

Parte do ar insuflado no ambiente IV retorna ao sistema de condicionamento de ar através de uma grelha de retorno que será selecionada posteriormente. A outra parcela do ar que não efetuará o retorno ao sistema de condicionamento de ar será retirada do sistema através da abertura das janelas encontradas no ambientes I e III. Portanto o condicionamento desse ambientes será feito indiretamente pelo fluxo de ar que vem do ambiente IV, já que são áreas de pouco utilizadas.

8.4.2 Sistema B

Nesse caso específico existe um desafio a resolver no que diz respeito ao tipo de difusor que deve ser empregado na região próxima à cadeira odontológica.

Os difusores de teto convencionais apresentam um direcionamento do fluxo de ar de forma a atingir o maior raio possível. Portanto normalmente seleciona-se um difusor de teto considerando o seu raio de atuação, vazões de operação, níveis de ruído e perda de carga localizada. O perfil de velocidade e a distribuição do fluxo de ar são mostrados esquematicamente na ilustração abaixo:

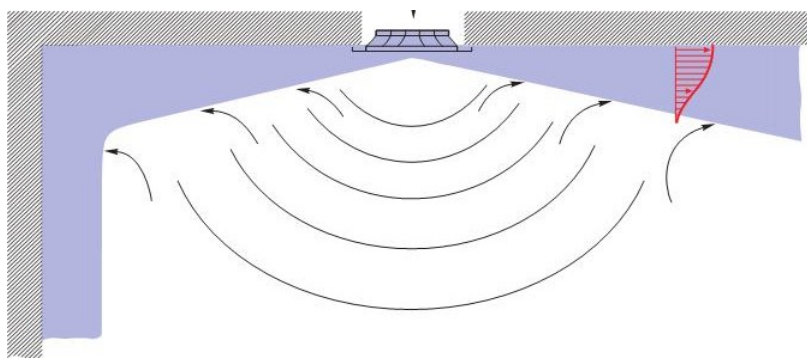


Figura 5 – Esquema de insuflação de ar utilizando difusor ADLR

Utilizando esse tipo de difusor, pode-se esquematizar o fluxo de ar em uma sala como na figura 6 que se segue:

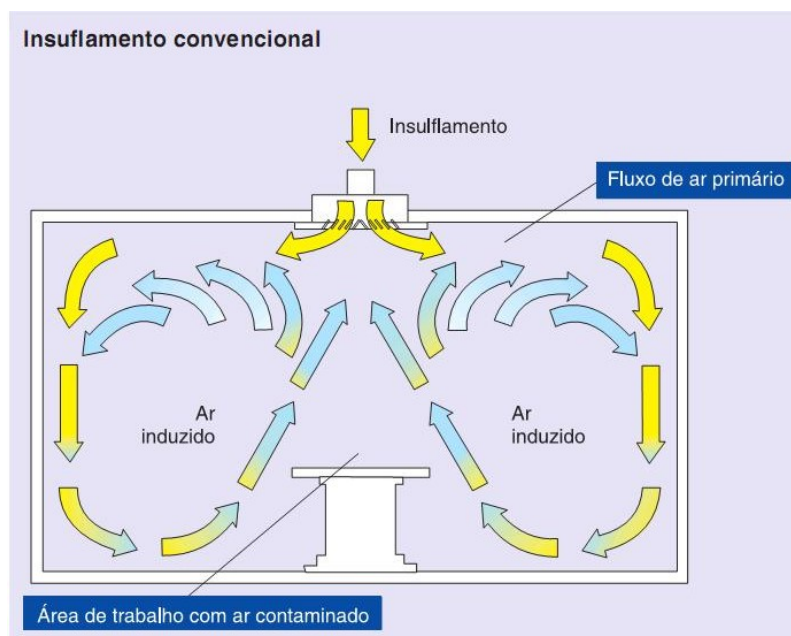


Figura 6 – Fluxo de ar em uma sala utilizando difusor ADLR

Pode-se ver claramente que o fluxo de ar que sai do difusor acaba carregando impurezas que eventualmente se encontrem no chão. Isso é extremamente prejudicial para o paciente que se encontra no centro da sala.

Para evitar esse tipo de configuração existe uma técnica que deve ser adotada para insuflação de ar em uma sala que necessita de cuidados especiais quanto ao nível de infecção por microorganismos que podem ser transportados pelo ar. A configuração é mostrada abaixo:

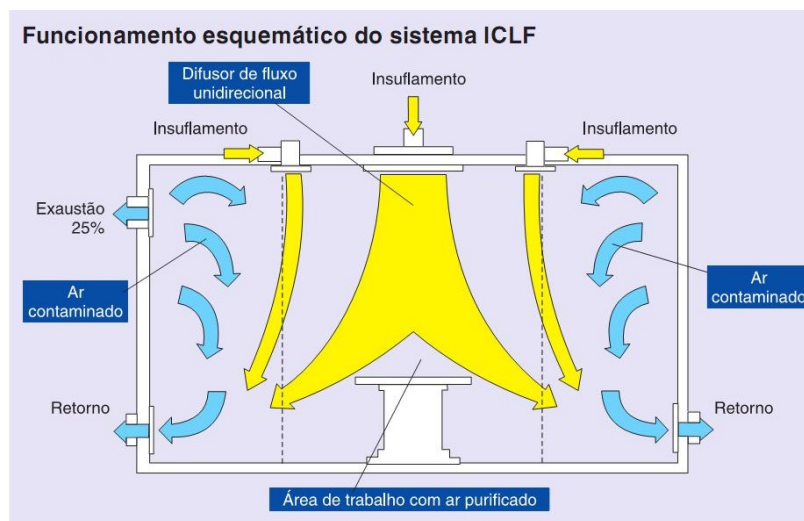


Figura 7 – Fluxo de ar utilizando difusores lineares

Nesse tipo de configuração utilizou-se difusores lineares para que a área crítica, local onde o paciente está, receba ar filtrado diretamente, e os insuflamentos laterais evitam o contato do ar contaminado que recirculam pela sala.

Utilizando a mesma idéia da configuração acima deve-se selecionar difusores lineares de forma a evitar a recirculação de ar contaminado sobre o paciente. O ar é insuflado pelos difusores lineares e a exaustão é feita pelo retorno que se encontra do outro lado da sala. Assim cria-se um fluxo de ar varrendo toda a sala e se dirigindo para o retorno, evitando-se a recirculação sobre o paciente.

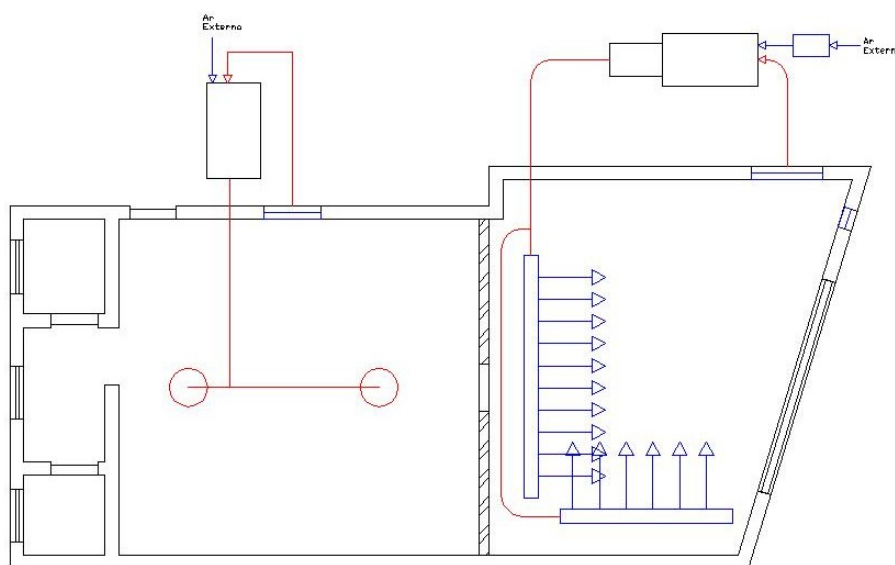


Figura 8 – Esquema da instalação do estabelecimento estudado

Para fazer a seleção do difusor linear, deve-se determinar o alcance do jato de ar e a vazão de ar. Assim como em um difusor simples do tipo ADLR o nível de ruído deve ser levado em consideração, já que tem-se como objetivo o projeto de um ambiente com baixo nível de ruído.

Com um alcance de 2 metros e um ruído máximo de 35 dB(A) pode-se fazer a seleção do difusor. Nesse caso o equipamento escolhido é um ALS-DS da Trox Technik com 2 aberturas e operando com vazão de $114 \text{ m}^3/\text{h}$ por metro linear. Como serão utilizados dois trechos, um de 3,5 metros e outro de 2,5 metros de difusor ALS-DS.

9 DETERMINAÇÃO DE PERDAS DE PRESSÃO

A determinação da perda de pressão na rede de distribuição do ar é obtida a partir do cálculo de perda de pressão em cada trecho do sistema de distribuição de ar. As principais perdas ocorrem nos filtros e difusores.

9.1 Perdas de pressão nos difusores

A perda de pressão nos difusores é fornecida pelo fabricante e depende dos parâmetros de operação em que ele será instalado. Através de consulta do catálogo do fabricante do difusor selecionado é possível determinar a perda de pressão no elemento.

9.1.1 Sistema A

Para cada difusor ADLR nas condições de operação, a perda de carga localizada é de 1,9 mmca, ou seja, equivale a aproximadamente 19 Pa.

9.1.2 Sistema B

Através da análise do catálogo do fabricante a perda de carga no difusor ALS-DS é de 2 mmca, ou seja, equivale a uma variação de pressão de 20 Pa nas condições em que o difusor deverá ser utilizado.

9.2 Perda de carga nos filtros

Para garantir a qualidade do ar nos ambientes condicionados, deve utilizar filtros específicos para cada um, pois os dois sistemas estudados possuem diferentes necessidade e parâmetros a serem controlados.

9.2.1 Sistema A

A partir da determinação da vazão máxima de ar que escoa pelo equipamento de condicionamento de ar desse sistema é possível fazer a seleção do filtro. Para a vazão calculada de $1025 \text{ m}^3/\text{h}$ de ar total que escoa pelo sistema de condicionamento de ar pode-se selecionar o filtro grosso de classe G3, conforme a norma ABNT NBR 7256:2005 . Optou-se por utilizar um filtro Trox Technik FPPA-F211 com um elemento filtrante montado sobre moldura e esta fixada dentro do duto. Este possui as dimensões de $610 \times 610 \text{ mm}$ e a velocidade do ar na entrada é de $2,0 \text{ m/s}$. Para essas condições a perda de pressão é de 50 Pa e pode variar até 140 Pa durante o tempo de operação do filtro, pois o elemento filtrante fica impregnado de impurezas o que leva ao aumento da perda de carga. Quando ele alcança esse valor máximo ele deve ser substituído.

9.2.2 Sistema B

Para a sala clínica o nível de filtragem exigido é maior. Deve-se utilizar um filtro grosso de classe G3 acrescido de um filtro fino F7 segundo a norma ABNT NBR 7256:2005. O filtro grosso selecionado é o FPPA-F211 da Trox Technik com pressão diferencial de trabalho de $50\sim 140 \text{ Pa}$ e o filtro fino o F74BSB26 também da Trox Technik com pressão diferencial de $70\sim 250 \text{ Pa}$.

9.3 Perda de carga nos dutos

Serão empregados dutos flexíveis para as conexões entre os difusores e os equipamentos de condicionamento de ar. Os diagramas abaixo mostram com serão feitas as conexões, utilizando dutos flexíveis Isodec de fabricação da Multivac, isolados termicamente para evitar trocas de calor entre os dutos e o forro.

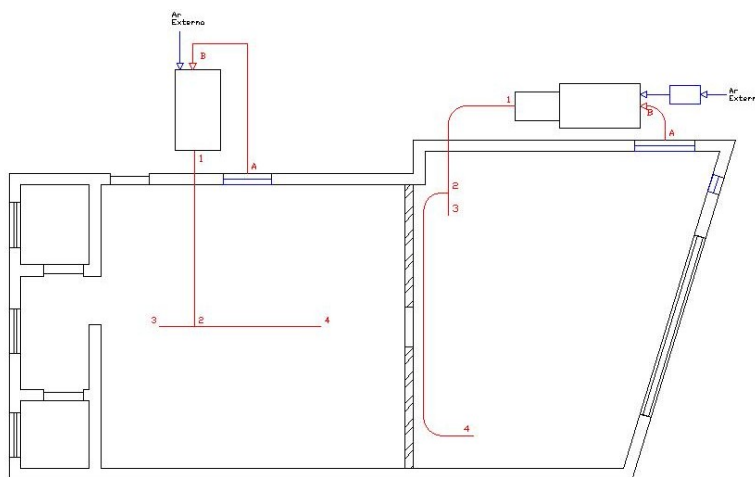


Figura 9 – Localização dos dutos de distribuição do ar condicionado

A perda de carga distribuída nos dutos foi determinada para cada trecho de cada sistema. O maior valor de perda de carga para o sistema A foi obtido no trecho 1-2-4 e o valor é de 4,6 Pa. Para o sistema B o valor máximo ocorre no trecho 1-2-4 com valor de 7,2 Pa.

9.4 Grelhas de Retorno

Em um sistema de condicionamento de ar, parte do ar insuflado deve ser recirculado, ou seja, parte do ar condicionado deve ser retirado do ambiente, filtrado, novamente condicionado e retornar ao ambiente. Portanto deve-se utilizar um sistema de captação do ar ambiente e levá-lo até o equipamento de condicionamento de ar. Essa é a função das grelhas de retorno.

Elas devem ser selecionadas a partir da vazão necessária, da perda de carga, e do nível de ruído produzido pela passagem de ar.

9.4.1 Sistema A

Nesse caso para o sistema A foi selecionada uma grelha de retorno modelo AR da Trox Technik com dimensões de (225x825) mm. A vazão de ar na grelha de retorno é de aproximadamente 900 m³/h e para essas condições a grelha

selecionada opera com uma perda de carga de 10 Pa e um nível de ruído de 26dB(A).

9.4.2 Sistema B

Para a vazão desse sistema foi selecionada a grelha AR da Trox Technik com dimensões de (325x1025) mm. A vazão de ar nessa grelha de retorno é de 1500 m³/h. Nessas condições a perda de pressão é de 0,75 mmca, ou seja, 7,5 Pa e o ruído produzido é de 25 dB(A).

9.5 Registro de sobre-pressão

A função desse equipamento é garantir uma pressão positiva em um determinado ambiente dependendo da sua configuração e montagem. Com isso é possível manter um ambiente com uma pressão maior que os demais.

Esse tipo de registro (*damper*) deve ser selecionado de forma a manter uma pressão maior na sala clínica, ou sistema B, em relação aos demais, ou seja, sistema A e ambiente. Assim faz-se cumprir a norma que especifica que a sala clínica deve estar a uma pressão positiva em relação às salas adjacentes para garantir que ar contaminado, ou seja, que não passou pelos mesmos níveis de filtragem, entrem na sala clínica.

A diferença de pressão inicialmente estipulada é de 50 Pa de sobre pressão em relação aos demais. Essa diferença já é suficiente para garantir que o ar do sistema A ou o ar atmosférico passem pelas frestas das portas e janelas.

O damper selecionado é o UL com dimensões 297x215mm da Trox Technik.

9.6 Registro RN de vazão constante

A escolha do local para a instalação da tomada de ar externo deve ser feita de forma criteriosa, pois não pode estar próxima dutos de exaustão de ar contaminado. Deve-se utilizar um grelha com filtro grosso para impedir a entrada

de poeira e outros contaminantes que poderiam danificar os componentes do sistema de condicionamento de ar.

Para atender as normas e requisitos de projeto deve-se instalar um registro RN na entrada do ar externo. Esse equipamento é utilizado para manter uma vazão constante, em uma certa faixa de atuação o registro abre e fecha automaticamente mantendo uma vazão pré-definida.

Dessa forma pretende-se manter a vazão mínima de ar externo de forma a garantir a qualidade do ar interno nos ambientes condicionados.

9.6.1 Sistema A

O modelo selecionado é o registro RN com tamanho 250 da Trox Technik. Nessa configuração a perda de pressão localizada no equipamento é de 50 Pa.

9.6.2 Sistema B

O modelo selecionado nesse caso é o registro RN com tamanho 315 da Trox Technik. Nessa faixa de aplicação a perda de pressão localizada no equipamento é de 50 Pa.

9.7 Perda de pressão total do sistema e ponto de operação do ventilador

As perdas de pressão totais de cada sistema devem ser analisadas para garantir que o ventilador do equipamento selecionado esta operando dentro das especificações de projeto. Para obter os valores máximos de perda de pressão em cada sistema foi adotada a condição crítica para perdas nos filtros. Assim pode-se garantir que o ventilador de cada sistema opera dentro da faixa especificada no projeto até o momento de substituição dos filtros.

Para o sistema A a perda de pressão máxima é de 163 Pa, ou 16,3 mmca. O equipamento selecionado, MMD18A, pode operar nessa condição.

Para o sistema B a perda de pressão máxima é de 417 Pa ou 41,7 mmca. Para essa condição critica o equipamento de condicionamento de ar selecionado, MMD24E

da Liebert, não consegue operar dentro dos parâmetros de projeto, sendo necessário adicionar um ventilador auxiliar do mesmo fabricante do equipamento de condicionamento de ar e deve ser comprado juntamente com o equipamento.

10 RESULTADOS E CONCLUSÕES

No desenvolvimento de qualquer projeto é necessário fazer um levantamento bibliográfico a fim de determinar os parâmetros envolvidos, normas vigentes sobre o assunto abordado e até pesquisar meios alternativos de solução do problema.

Os principais parâmetros de projeto obtidos para a clínica de tratamento odontológico são: temperatura de ambientes entre 21°C e 24°C, a umidade relativa do ar deve estar entre 40% e 60%, a pré-filtragem com filtros de classe G3, acrescidos de filtros finos de classe F7, a vazão total mínima deve ser de 36 (m³/h)/m², pois são executados serviços de limpeza e esterilização de material na sala A taxa de renovação de ar, com tomada adequadamente implantada no meio externo, e com vazão de no mínimo 6 (m³/h)/m² também influenciou.

Com os parâmetros definidos foi possível fazer a seleção dos componentes e dos equipamentos dos sistemas de condicionamento de ar de forma a garantir o conforto térmico, salubridade e a qualidade do ar.

A seguir estão relacionados os principais equipamentos e componentes que foram dimensionados e selecionados para atender ao consultório odontológico que foi utilizado como modelo para o estudo. A análise de soluções concluiu que seriam necessários dois sistemas de tratamento de ar identificados por **A** e **B**. O sistema **A** atende os banheiros, o corredor e a sala de espera. A sala clínica é atendida pelo sistema **B**.

- **Para o sistema A:**

Equipamento de condicionamento de ar especial: Mini Mate 2 da Liebert modelo MMD18A

Difusores: Trox Technik, modelo ADLR, tamanho 3 com diâmetro de 249 mm de colarinho

Filtro: G3 - Trox Technik modelo FPPA-F211

Grelha de retorno: Trox Technik modelo AR com dimensões de (225x825) mm

Registro de vazão constante RN: Trox Technik com diâmetro de 250 mm

- **Para o sistema B:**

Equipamento de condicionamento de ar especial Mini Mate 2 da Liebert modelo MMD24E com ventilador auxiliar

Difusores lineares da Trox Technik ALS-DS com comprimento de 3,5 m e 2,5 m

Filtros:

- G3 - Trox Technik modelo FPPA-F211
- F7 – Trox Technik modelo F74BSB26

Grelha de retorno: Trox Technik modelo AR com dimensões de (325x1025) mm

Registro de sobre pressão UL: Trox Technik com dimensões de (297x215) mm

Registro de vazão constante RN: Trox Technik com diâmetro de 315 mm

11 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT 6401:1980 – *Instalações de ar condicionado central – Parâmetros de projeto* – Rio de Janeiro, 1980

ABNT 7256:2005 – *Tratamento de ar em estabelecimentos assistências de saúde (EAS) – Requisitos para projeto e execução das instalações* – Rio de Janeiro, 2005.

ABNT 16401:2008 – *Instalações de ar condicionado – Sistemas centrais e unitários* – Rio de Janeiro, 2008

ASHRAE – American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers Applications Handbook - Handbook of Fundamentals 2003, Atlanta, 2003

ANVISA - *Resolução RDC Nº 9, de 16 de janeiro de 2003* – Disponível em <http://e-legis.anvisa.gov.br/leisref/public/showAct.php?id=17550&word=>. Última consulta realizada em 02/05/2007.

ANVISA - *Resolução RDC Nº 50, de 21 de fevereiro de 2002* – Disponível em <http://e-legis.anvisa.gov.br/leisref/public/showAct.php?id=25622&word=>. Última consulta realizada em 03/05/2007.

ANVISA - *Resolução RDC Nº 3523, de 28 de agosto de 1998* – Disponível em <http://e-legis.anvisa.gov.br/leisref/public/showAct.php?id=295&word=>. Última consulta realizada em 02/05/2007.

ANVISA – *Serviços Odontológicos – Prevenção e Controle de Riscos* – Ed. ANVISA – Brasília, 2006.

Bolliger Jr R, Mariani A L C – *Programa SMACNA de Educação Continuada em Tratamento de Ar* – São Paulo, 2002.

Munson, B. R.; Young, D. F.; Okiishi, T. H. – *Fundamentos da mecânica dos fluidos* – São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda; 2004; 572 p.

Wylen V, Sonntag, Borgnakke – *Fundamentos da Termodinâmica* – Ed Edgard Blücher Ltda, 1998.

Anexo A - Mini-Mate2 - 1,5 TR - Liebert

Specifications

1 And 1-1/2 Ton Systems

Evaporator Condensing Unit		60 HZ				50 HZ			
		AIR COOLED SYSTEM							
		with Outdoor Condensing Unit Split System		with Centrifugal Condensing Unit Self-Contained		with Outdoor Condensing Unit Split System		with Centrifugal Condensing Unit Self-Contained	
		1 Ton MMD12E PFH014A	1.5 Tons MMD18E PFH020A	1 Ton MMD12A MM2CF	1.5 Tons MMD18A MM2CF	1 Ton MMD11E PFH013A	1.5 Tons MMD17E PFH019A	1 Ton MMD11A MM2CF	1.5 Tons MMD17A MM2CF
Net Capacity Data* BTUH (kW) Low Fan Speed									
80 F (27.7) DB	Total	14,100 (4.1)	19,800 (5.8)	13,300 (3.9)	19,300 (5.7)	14,400 (4.2)	21,200 (4.2)	13,400 (3.9)	20,800 (6.1)
50% RH	Sensible	11,600 (3.4)	15,500 (4.5)	11,300 (3.3)	15,300 (4.5)	11,700 (3.4)	16,000 (4.7)	11,300 (3.3)	15,900 (4.7)
75 F (23.9 C) DB	Total	13,000 (3.8)	18,400 (5.4)	12,300 (3.6)	18,000 (5.3)	13,300 (3.9)	19,800 (5.8)	12,400 (3.6)	19,500 (5.7)
50% RH	Sensible	11,200 (3.3)	15,000 (4.4)	10,900 (3.2)	14,900 (4.4)	11,300 (3.3)	15,600 (4.6)	10,900 (3.2)	15,500 (4.5)
72 F (22.2 C) DB	Total	12,400 (3.6)	17,700 (5.2)	11,800 (3.5)	17,300 (5.1)	12,700 (3.7)	19,000 (5.6)	11,900 (3.5)	18,700 (5.5)
50% RH	Sensible	10,900 (3.2)	14,800 (4.3)	10,600 (3.1)	14,600 (4.3)	11,000 (3.2)	15,300 (4.5)	10,700 (3.1)	15,200 (4.5)
Net Capacity Data* BTUH (kW) Low Fan Speed									
80 F (26.7) DB	Total	14,000 (4.1)	19,300 (5.7)	13,300 (3.9)	18,800 (5.5)	14,300 (4.2)	20,600 (6.0)	13,400 (3.9)	20,300 (5.9)
50% RH	Sensible	10,500 (3.1)	13,800 (4.0)	10,200 (3.0)	13,700 (4.0)	10,600 (3.1)	14,400 (4.2)	10,200 (3.0)	14,200 (4.2)
75 F (23.9 C) DB	Total	12,900 (3.8)	18,000 (5.3)	12,300 (3.6)	17,700 (5.2)	13,200 (3.9)	19,200 (5.6)	12,400 (3.6)	18,900 (5.5)
50% RH	Sensible	10,100 (3.0)	13,500 (4.0)	9,900 (2.9)	13,400 (3.9)	10,200 (3.0)	14,000 (4.1)	9,900 (2.9)	13,900 (4.1)
72 F (22.2) DB	Total	12,300 (3.6)	17,200 (5.0)	11,800 (3.5)	16,900 (5.0)	12,600 (3.7)	18,400 (5.4)	11,900 (3.5)	18,200 (5.3)
50% RH	Sensible	9,900 (2.9)	13,300 (3.9)	9,700 (2.8)	13,100 (3.8)	10,000 (2.9)	13,800 (4.0)	9,700 (2.8)	14,200 (4.2)
Evaporator		60 HZ				50 HZ			
		WATER COOLED		GLYCOL COOLED		WATER COOLED		GLYCOL COOLED	
		Self-Contained		Self-Contained		Self-Contained		Self-Contained	
		1 Ton MMD14W	1.5 Tons MMD20W	1 Ton MMD14W	1.5 Tons MMD20W	1 Ton MMD13W	1.5 Tons MMD19W	1 Ton MMD13W	1.5 Tons MMD19W
Net Capacity Data* BTUH (kW) Low Fan Speed									
80F (26.7) DB	Total	15,000 (4.4)	22,000 (6.4)	13,700 (4.0)	19,900 (5.8)	15,000 (4.4)	23,000 (6.7)	13,900 (4.1)	21,300 (6.2)
50% RH	Sensible	12,500 (3.7)	16,600 (4.9)	12,000 (3.5)	15,800 (4.6)	12,400 (3.6)	15,500 (4.5)	12,000 (3.5)	16,400 (4.8)
75 F (23.9 C) DB	Total	13,900 (4.1)	20,500 (6.0)	12,800 (3.8)	18,600 (5.4)	13,900 (4.1)	21,300 (6.2)	12,900 (3.8)	20,000 (5.9)
50% RH	Sensible	12,000 (3.5)	16,100 (4.7)	11,600 (3.4)	15,400 (4.5)	12,000 (3.5)	15,100 (4.4)	11,600 (3.4)	15,900 (4.7)
72 F (22.2 C) DB	Total	13,300 (3.9)	19,600 (5.7)	12,300 (3.6)	17,900 (5.2)	13,300 (3.9)	20,400 (5.6)	12,400 (3.6)	19,200 (5.6)
50% RH	Sensible	11,800 (3.5)	15,800 (4.6)	11,400 (3.3)	15,100 (4.4)	11,800 (3.5)	14,900 (4.4)	11,400 (3.3)	15,700 (4.6)
Net Capacity Data* BTUH (kW) Low Fan Speed									
80 F (26.7) DB	Total	14,600 (4.3)	21,100 (6.2)	13,400 (3.9)	18,900 (5.5)	14,500 (4.2)	23,900 (7.0)	13,500 (4.0)	20,700 (6.1)
50% RH	Sensible	11,000 (3.2)	14,800 (4.3)	10,500 (3.1)	13,900 (4.1)	11,000 (3.2)	17,300 (5.1)	10,600 (3.1)	14,600 (4.3)
75 F (23.9 C) DB	Total	13,500 (4.0)	19,700 (5.8)	12,500 (3.7)	17,800 (5.2)	13,500 (4.0)	22,200 (6.5)	12,600 (3.7)	19,300 (5.7)
50% RH	Sensible	10,700 (3.1)	14,400 (4.2)	10,200 (3.0)	13,600 (4.0)	10,600 (3.1)	16,900 (5.0)	10,300 (3.0)	14,300 (4.2)
72 F (22.2 C) DB	Total	12,900 (3.8)	18,900 (5.5)	12,000 (3.5)	17,100 (5.0)	12,900 (3.8)	21,200 (6.2)	12,100 (3.5)	18,600 (5.4)
50% RH	Sensible	10,400 (3.0)	14,200 (4.2)	10,000 (2.9)	13,400 (3.9)	10,400 (3.0)	16,500 (4.8)	10,100 (3.0)	14,000 (4.1)
Evaporator		60 HZ				50 HZ			
		CHILLED WATER							
		Self-Contained 1.5 Tons MMD23C				Self-Contained 1.5 Tons MMD22C			
Capacity Data BTUH (kW) High Fan Speed									
80 F (26.7) DB	Total	21,900 (6.4)				21,900 (6.4)			
50% RH	Sensible	17,300 (5.1)				17,300 (5.1)			
75 F (23.9 C) DB	Total	15,500 (4.5)				15,500 (4.5)			
50% RH	Sensible	14,500 (4.2)				14,500 (4.2)			
72 F (22.2 C) DB	Total	13,100 (3.8)				13,100 (3.8)			
50% RH	Sensible	12,800 (3.8)				12,800 (3.8)			
Capacity Data BTUH (kW) High Fan Speed									
80 F (26.7) DB	Total	18,400 (5.4)				18,400 (5.4)			
50% RH	Sensible	14,300 (4.2)				14,300 (4.2)			
75 F (23.9 C) DB	Total	13,500 (4.0)				13,500 (4.0)			
50% RH	Sensible	12,200 (3.6)				12,200 (3.6)			
72 F (22.2 C) DB	Total	11,300 (3.3)				11,300 (3.3)			
50% RH	Sensible	11,000 (3.2)				11,000 (3.2)			

*The net capacity data has fan motor heat factored in for all ratings and the entering air condition of 72 °F (22.2 °C), 50% RH is the standard rating condition of ASHRAE 127-2001

Air-Cooled Data, 60 Hz

65

Nominal Tons	1-ton				1.5-tons			
Model Number	MMD12E		MMD12A		MMD18E		MMD18A	
Cabinet Type	Split System		Self Contained		Split System		Self Contained	
Net Capacity Data - BTUH (kW) High Fan Speed	(metric)		(metric)		(metric)		(metric)	
80°F (26.7°C) DB Total	14100	(4.1)	13300	(3.9)	19800	(5.8)	19300	(5.7)
50% RH Sensible	11600	(3.4)	11300	(3.3)	15500	(4.5)	15300	(4.5)
75°F (23.9°C) DB Total	13000	(3.8)	12300	(3.6)	18400	(5.4)	18000	(5.3)
50% RH Sensible	11200	(3.3)	10900	(3.2)	15000	(4.4)	14900	(4.4)
72°F (22.2°C) DB Total	12400	(3.6)	11800	(3.5)	17700	(5.2)	17300	(5.1)
50% RH Sensible	10900	(3.2)	10600	(3.1)	14800	(4.3)	14600	(4.3)
Net Capacity Data - BTUH (kW) Low Fan Speed	(metric)		(metric)		(metric)		(metric)	
80°F (26.7°C) DB Total	14000	(4.1)	13300	(3.9)	19300	(5.7)	18800	(5.5)
50% RH Sensible	10500	(3.1)	10200	(3.0)	13800	(4.0)	13700	(4.0)
75°F (23.9°C) DB Total	12900	(3.8)	12300	(3.6)	18000	(5.3)	17700	(5.2)
50% RH Sensible	10100	(3.0)	9900	(2.9)	13500	(4.0)	13400	(3.9)
72°F (22.2°C) DB Total	12300	(3.6)	11800	(3.5)	17200	(5.0)	16900	(5.0)
50% RH Sensible	9900	(2.9)	9700	(2.8)	13300	(3.9)	13100	(3.8)
Fan Data - Direct Drive	(metric)		(metric)		(metric)		(metric)	
High Speed CFM (CMH)	600	(1019)	600	(1019)	750	(1274)	750	(1274)
Low Speed CFM (CMH)	480	(816)	480	(816)	600	(1019)	600	(1019)
External Static Pressure, in (mm)	0.3	(8)	0.3	(8)	0.3	(8)	0.3	(8)
Fan Motor Hp (W)	0.2	(149)	0.2	(149)	0.2	(149)	0.2	(149)
Evaporator Coil - Copper Tube/Aluminum Fin	(metric)		(metric)		(metric)		(metric)	
Face Area ft ² (m ²)	2.44	(0.23)	2.44	(0.23)	2.44	(0.23)	2.44	(0.23)
Coil Rows	2		2		3		3	
Max Face Velocity-fpm (m/s)	232	(1.18)	232	(1.18)	291	(1.48)	291	(1.48)
Electric Reheat Data (Includes Fan Motor)	(metric)		(metric)		(metric)		(metric)	
Capacity - BTUH (kW) @208V	12160	(3.6)	12160	(3.6)	16125	(4.7)	16125	(4.7)
Capacity - BTUH (kW) @240V	14875	(4.4)	14875	(4.4)	19735	(5.8)	19735	(5.8)
Capacity - BTUH (kW) @277V	16285	(4.8)	16285	(4.8)	21520	(6.3)	21520	(6.3)
Hot Water Reheat Data (based on 180°F Water)	(metric)		(metric)		(metric)		(metric)	
Capacity - BTUH (kW)	40000	(11.7)	40000	(11.7)	47900	(14.0)	47900	(14.0)
Flow Rate - GPM (l/m)	1.5	(5.7)	1.5	(5.7)	2	(7.6)	2	(7.6)
Pressure Drop - ft (kPa)	1	(3.0)	1	(3.0)	1.7	(5.1)	1.7	(5.1)
Hot Gas Reheat Data, based on 103°F return gas temperature	(metric)		(metric)		(metric)		(metric)	
Capacity - BTUH (kW)	N/A		16200	(4.7)	N/A		18000	(5.3)
Humidifier Data - Steam Generator Type	(metric)		(metric)		(metric)		(metric)	
Capacity - lbs/hr (kg/hr)	2.5	(1.14)	2.5	(1.14)	2.5	(1.14)	2.5	(1.14)
kW	0.88		0.88		0.88		0.88	
Connection Sizes	(metric)		(metric)		(metric)		(metric)	
Liquid Line - Coupling Female	3/8"		N/A		3/8"		N/A	
Suction Line - Coupling Female	5/8"		N/A		5/8"		N/A	
Humidifier Supply	1/4"		1/4"		1/4"		1/4"	
Evaporator Drain -FPT	3/4"		3/4"		3/4"		3/4"	
Refrigerant Charge, oz (kg)	3.4	(2)	42	(19)	4	(2)	49	(22)
Operating Weight, lbs (kg)	220	(99.9)	265	(120.3)	225	(102.2)	295	(133.9)
Filter Dimensions, Grille, qty 1, 20" x 20" x 1" (508mm x 508mm x 25mm)								
Filter Dimensions, Ducted, qty 1, 20" x 16" x 1" (508mm x 406 mm x 25 mm)								
PFC Outdoor Condensing Unit: 95°F (35°C) Ambient, Operation to -30°F (-34.4°C) Ambient								
MM2CF Condenser Fan: 95°F (35°C) Ambient, Operation to -20°F Ambient (-28.9°C) Ambient								
Model Number	PFC014A		MM2CF		PFC020A		MM2CF	
Face Area ft ² (m ²)	4.1	(0.38)	2.25	(0.21)	4.1	(0.38)	2.25	(0.21)
Rows of Coil	2		3		2		3	
Motor Hp (W)	0.20	(149)	0.25	(187)	0.20	(149)	0.25	(187)
CFM (CMH)	2200	(3738)	950	(1614)	2200	(3738)	950	(1614)
External Static Pressure inches wc. (mm)	N/A	N/A	0.5	(13)	N/A	N/A	0.5	(13)
Refrigerant Charge, R-22 oz (kg)	134	(3.8)	N/A	N/A	134	(3.8)	N/A	N/A
Operating Weight, lbs (kg)	200	(91)	63	(29)	200	(91)	63	(29)

Anexo B - Mini-Mate2 - 2TR - Liebert

Specifications 2 And 3 Ton Split Systems

Evaporator Condensing Unit		60 HZ				50 HZ			
		AIR COOLED SYSTEM							
		with Outdoor Condensing Unit		with Centrifugal Condensing Unit		with Outdoor Condensing Unit		with Centrifugal Condensing Unit	
		2 Tons MMD24E PFH027A	3 Tons MMD36E PFH037A	2 Tons MMD24E MCD24A	3 Tons MMD36E MCD36A	2 Tons MMD23E PFH026A	3 Tons MMD35E PFH036A	2 Tons MMD23E MCD23A	3 Tons MMD35E MCD35A
Net Capacity Data* BTUH (kW) High Fan Speed									
80 F (26.7 C) DB	Total	25,600 (7.5)	36,900 (10.8)	24,200 (7.1)	34,100 (10.0)	23,800 (7.0)	34,500 (10.1)	22,700 (6.7)	31,800 (9.3)
50% RH	Sensible	20,900 (6.1)	26,600 (7.8)	20,300 (5.9)	28,300 (8.3)	20,200 (5.9)	28,400 (8.3)	19,800 (5.8)	27,400 (8.0)
75 F (23.9 C) DB	Total	23,800 (7.0)	34,200 (10.0)	22,400 (6.6)	31,700 (9.3)	22,100 (6.5)	32,100 (9.4)	21,000 (6.2)	29,600 (8.7)
50% RH	Sensible	20,100 (5.9)	25,700 (7.5)	19,500 (5.7)	27,200 (8.0)	19,400 (5.7)	27,400 (8.0)	19,000 (5.6)	26,400 (7.7)
72 F (22.2 C) DB	Total	22,900 (6.7)	32,900 (9.6)	21,400 (6.3)	30,400 (8.9)	21,200 (6.2)	30,800 (9.0)	20,100 (5.9)	28,300 (8.3)
50% RH	Sensible	19,700 (5.8)	25,200 (7.4)	19,100 (5.6)	26,500 (7.8)	19,000 (5.6)	26,700 (7.8)	18,500 (5.4)	25,700 (7.5)
Net Capacity Data* BTUH (kW) High Fan Speed									
80 F (26.7 C) DB	Total	25,500 (7.5)	36,900 (10.8)	24,000 (7.0)	33,600 (9.8)	23,700 (6.9)	34,000 (10.0)	22,600 (6.6)	31,500 (9.2)
50% RH	Sensible	19,800 (5.8)	26,600 (7.8)	19,300 (5.7)	25,300 (7.4)	19,100 (5.6)	25,400 (7.4)	18,700 (5.5)	24,400 (7.1)
75 F (23.9 C) DB	Total	23,800 (7.0)	34,200 (10.0)	22,300 (6.5)	31,300 (9.2)	22,000 (6.4)	31,700 (9.3)	20,900 (6.1)	29,300 (8.6)
50% RH	Sensible	19,200 (5.6)	25,700 (7.5)	18,500 (5.4)	24,300 (7.1)	18,400 (5.4)	24,600 (7.2)	18,000 (5.3)	23,600 (6.9)
72 F (22.2 C) DB	Total	22,700 (6.7)	32,900 (9.6)	21,300 (6.2)	29,900 (8.8)	21,100 (6.2)	30,400 (8.9)	20,000 (5.9)	28,000 (8.2)
50% RH	Sensible	18,700 (5.5)	25,200 (7.4)	18,100 (5.3)	23,900 (7.0)	18,000 (5.3)	24,100 (7.1)	17,500 (5.1)	23,100 (6.8)

Evaporator Condensing Unit		60 HZ				50 HZ			
		WATER COOLED		GLYCOL COOLED		WATER COOLED		GLYCOL COOLED	
		2 Tons MMD24E MCD26W	3 Tons MMD36E MCD38W	2 Tons MMD24E MCD26W	3 Tons MMD36E MCD38W	2 Tons MMD23E MCD25W	3 Tons MMD35E MCD37W	2 Tons MMD23E MCD25W	3 Tons MMD35E MCD37W
Net Capacity Data *BTUH (kW) High Fan Speed									
80 F (26.7 C) DB	Total	26,600 (7.8)	38,400 (11.3)	23,000 (6.7)	35,200 (10.3)	24,900 (7.3)	35,700 (10.5)	21,300 (6.2)	32,600 (9.6)
50% RH	Sensible	21,300 (6.2)	29,900 (8.8)	19,900 (5.8)	28,700 (8.4)	20,600 (6.0)	28,900 (8.5)	19,300 (5.7)	27,700 (8.1)
75 F (23.9 C) DB	Total	24,600 (7.2)	35,600 (10.4)	21,400 (6.3)	32,700 (9.6)	22,800 (6.7)	33,000 (9.7)	19,800 (5.8)	30,400 (8.9)
50% RH	Sensible	20,400 (6.0)	28,800 (8.4)	19,100 (5.6)	27,600 (8.1)	19,700 (5.8)	27,700 (8.1)	18,500 (5.4)	26,700 (7.8)
72 F (22.2 C) DB	Total	23,400 (6.9)	33,900 (9.9)	20,500 (6.0)	31,300 (9.2)	21,800 (6.4)	31,500 (9.2)	18,700 (5.5)	29,100 (8.5)
50% RH	Sensible	19,900 (5.8)	28,100 (8.2)	18,700 (5.5)	27,000 (7.9)	19,200 (5.6)	27,100 (7.9)	18,700 (5.5)	26,000 (7.6)
Net Capacity Data *BTUH (kW) High Fan Speed									
80 F (26.7 C) DB	Total	26,200 (7.7)	37,400 (11.0)	22,700 (6.7)	34,200 (10.0)	24,500 (7.2)	34,600 (10.1)	21,100 (6.2)	31,800 (9.3)
50% RH	Sensible	20,100 (5.9)	26,700 (7.8)	18,800 (5.5)	25,500 (7.5)	19,500 (5.7)	25,700 (7.5)	18,200 (5.3)	24,600 (7.2)
75 F (23.9 C) DB	Total	24,200 (7.1)	34,400 (10.1)	21,100 (6.2)	31,800 (9.3)	22,600 (6.6)	32,000 (9.4)	19,600 (5.7)	29,600 (8.7)
50% RH	Sensible	19,400 (5.7)	25,800 (7.6)	18,100 (5.3)	24,700 (7.2)	18,700 (5.5)	24,800 (7.3)	17,500 (5.1)	23,700 (6.9)
72 F (22.2 C) DB	Total	23,000 (6.7)	32,900 (9.6)	20,300 (5.9)	30,500 (8.9)	21,500 (6.3)	30,600 (9.0)	18,800 (5.5)	28,300 (8.3)
50% RH	Sensible	18,900 (5.5)	25,200 (7.4)	17,700 (5.2)	24,100 (7.1)	18,200 (5.3)	24,200 (7.1)	17,000 (5.0)	23,200 (6.8)

Evaporator		60 HZ		50 HZ	
		CHILLED WATER			
		3 Tons MMD40C		3 Tons MMD39C	
Capacity Data BTUH (kW) High Fan Speed					
80 F (26.7 C) DB	Total	43,100 (12.6)		43,100 (12.6)	
50% RH	Sensible	32,800 (9.6)		32,800 (9.6)	
75 F (23.9 C) DB	Total	31,000 (9.1)		31,000 (9.1)	
50% RH	Sensible	27,600 (8.1)		27,600 (8.1)	
72 F (22.2 C) DB	Total	25,800 (7.6)		25,800 (7.6)	
50% RH	Sensible	24,600 (7.2)		24,600 (7.2)	
Capacity Data BTUH (kW) Low Fan Speed					
80 F (26.7 C) DB	Total	36,400 (10.7)		36,400 (10.7)	
50% RH	Sensible	27,300 (8.0)		27,300 (8.0)	
75 F (23.9 C) DB	Total	26,000 (7.6)		26,000 (7.6)	
50% RH	Sensible	22,800 (6.7)		22,800 (6.7)	
72 F (22.2 C) DB	Total	21,600 (6.3)		21,600 (6.3)	
50% RH	Sensible	20,500 (6.0)		20,500 (6.0)	

*The net capacity data has fan motor heat factored in for all ratings and the entering air condition of 72°F (22.2°C), 50% RH is the standard rating condition of ASHRAE 127-2001

4.0 PERFORMANCE DATA

67

Table 2 Air cooled data, 60 Hz

Air Cooled Systems		With Outdoor Condensing Unit		With Centrifugal Condensing Unit	
		2-ton	3-ton	2-ton	3-ton
		MM_24E	MM_36E	MM_24E	MM_36E
Net Capacity Data - BTU/H (kWH) High Fan Speed ⁽¹⁾					
80°F (26.7°C) DB	Total	25,600 (7.5)	37,400 (11.0)	24,200 (7.1)	34,100 (10.0)
50% RH	Sensible	20,900 (6.1)	29,500 (8.6)	20,300 (5.9)	28,300 (8.3)
75°F (23.9°C) DB	Total	23,800 (7.0)	34,900 (10.2)	22,400 (6.6)	31,700 (9.3)
50% RH	Sensible	20,100 (5.9)	28,500 (8.4)	19,500 (5.7)	27,200 (8.0)
72°F (22.2°C) DB	Total	22,900 (6.7)	33,400 (9.8)	21,400 (6.3)	30,400 (8.9)
50% RH	Sensible	19,700 (5.8)	27,800 (8.1)	19,100 (5.6)	26,500 (7.8)
Net Capacity Data - BTU/H (kWH) Low Fan Speed ⁽¹⁾					
80°F (26.7°C) DB	Total	25,500 (7.5)	36,900 (10.8)	24,000 (7.0)	33,600 (9.8)
50% RH	Sensible	19,800 (5.8)	26,600 (7.8)	19,300 (5.7)	25,300 (7.4)
75°F (23.9°C) DB	Total	23,800 (7.0)	34,200 (10.0)	22,300 (6.5)	31,300 (9.2)
50% RH	Sensible	19,200 (5.6)	25,700 (7.5)	18,500 (5.4)	24,300 (7.1)
72°F (22.2°C) DB	Total	22,700 (6.7)	32,900 (9.6)	21,300 (6.2)	29,900 (8.8)
50% RH	Sensible	18,700 (5.5)	25,200 (7.4)	18,100 (5.3)	23,900 (7.0)
Fan Data - Direct Drive					
High Speed CFM (CMH)		885 (1504)	1250 (2124)	885 (1504)	1250 (2124)
Low Speed CFM (CMH)		800 (1359)	1000 (1699)	800 (1359)	1000 (1699)
Fan Motor hp (W)		0.5 (373)	0.5 (373)	0.5 (373)	0.5 (373)
External Static Pressure - in. (mm)		0.3 (8)	0.3 (8)	0.3 (8)	0.3 (8)
Evaporator Coil - Copper Tube/Aluminum Fin					
Face Area ft. ² (m ²)		3.1 (0.29)	3.1 (0.29)	3.1 (0.29)	3.1 (0.29)
Coil Rows		3	3	3	3
Max Face Velocity-fpm (m/s)		277 (1.4)	394 (2.0)	277 (1.4)	394 (2.0)
Electric Reheat Data (Includes Fan Motor)					
Capacity - BTU/H (kWH) @208V-1 ph		16040 (4.7)	16040 (4.7)	16040 (4.7)	16040 (4.7)
Capacity - BTU/H (kWH) @230V-1 ph		19800 (5.8)	19800 (5.8)	19800 (5.8)	19800 (5.8)
Capacity - BTU/H (kWH) @277V-1 ph		21500 (6.3)	21500 (6.3)	21500 (6.3)	21500 (6.3)
Capacity - BTU/H (kWH) @208V-3ph		N/A	19100 (5.6)	N/A	19100 (5.6)
Capacity - BTU/H (kWH) @230V-3ph		N/A	23200 (6.8)	N/A	23200 (6.8)
Capacity - BTU/H (kWH) @460V-3ph		N/A	24900 (7.3)	N/A	24900 (7.3)
SCR Electric Reheat Data (Includes Fan Motor)					
Capacity - BTU/H (kWH) @208V-1 ph		19114 (5.6)	26964 (7.9)	19114 (5.6)	26964 (7.9)
Capacity - BTU/H (kWH) @230V-1 ph		23210 (6.8)	32425 (9.5)	23210 (6.8)	32425 (9.5)
Capacity - BTU/H (kWH) @277V-1 ph		24916 (7.3)	35156 (10.3)	24916 (7.3)	35156 (10.3)
Capacity - BTU/H (kWH) @208V-3ph		N/A	26964 (7.9)	N/A	26964 (7.9)
Capacity - BTU/H (kWH) @230V-3ph		N/A	32425 (9.5)	N/A	32425 (9.5)
Capacity - BTU/H (kWH) @460V-3ph		N/A	35156 (10.3)	N/A	35156 (10.3)
Hot Water Reheat Data (based on 180°F (82°C) Water, 75°F (23.9°C) entering air temp)					
Capacity - BTU/H (kWH) - High Speed		44600 (13.1)	55800 (16.3)	44600 (13.1)	55800 (16.3)
Capacity - BTU/H (kWH) - Low Speed		42800 (12.5)	51200 (15.0)	42800 (12.5)	51200 (15.0)
Flow Rate - GPM (l/s)		3 (0.2)	4 (0.3)	3 (0.2)	4 (0.3)
Pressure Drop - ft. (kPa)		0.1 (0.3)	0.1 (0.3)	0.1 (0.3)	0.1 (0.3)
Humidifier Data - Steam Generator Type					
Capacity - lb/hr (kg/hr)		4.3 (2.0)	4.3 (2.0)	4.3 (2.0)	4.3 (2.0)
kW		1.5	1.5	1.5	1.5
Condensing Unit Options: 95°F (35°C) Ambient		Operation to -30°F (-34.4°C) Ambient		Operation to -30°F (-28.9°C) Ambient	
Condensing Unit Model Number		PFH027A	PFH037A	MC_24A	MC_36A
Face Area ft. ² (m ²)		4.1 (0.38)	7.7 (0.72)	4.6 (0.43)	4.6 (0.43)
Rows of Coil		2	2	2	3
CFM (CMH)		2200 (3738)	3000 (5097)	1000 (1699)	1430 (2430)
Motor hp (W)		0.20 (149)	0.20 (149)	0.33 (246)	0.5 (373)
External Static Pressure - in wg. (mm)		N/A	N/A	0.5 (13)	0.5 (13)
Connection Sizes					
Liquid Line - Coupling Female - in.		3/8	3/8	3/8	3/8
Suction Line - Coupling Female - in.		7/8	7/8	7/8	7/8
Humidifier Supply - in.		1/4	1/4	1/4	1/4
Evaporator Drain - in.		3/4	3/4	3/4	3/4

(1) The net capacity data has standard fan motor heat factored in for all ratings and the entering air condition of 72°F (22.2°C), 50% RH is the standard rating condition for ASHRAE 127-2001. All capacities are nominal values, actual performance will be ±5%.

Anexo C - Filtro Fino - Trox Technik - F7BSB26

68

Os filtros de bolsas são testados pela Staatlichen Materialprüfungsamt Nordrhein-Westfalen/Rep. Fed. Alemã, uma instituição neutra, segundo as prescrições

de ASHRAE-Standard 52-76. As medições obtidas são apresentadas com um certificado, que pode ser entregue caso solicitado.

Filtros Antimicrobianos em Fibra Sintética

Modelos	F74BSB26	F74BSB35	F74BSB50	F74BSB65	F74BSB85	F74BSB95
Classif. Conf. EUROVENT 4/9 ⁽¹⁾	EU4	EU4	EU5	EU6	EU7	EU9
Grau de filtragem conforme ASHRAE ⁽²⁾ Grau médio segundo teste GRAVIMÉTRICO aprox.	90%	90%	92%	>98%	>98%	>98%
Grau de filtragem conforme ASHRAE ⁽²⁾ Grau médio segundo teste COLORIMÉTRICO aprox.	-	30%	50%	65%	85%	95%
Profundidade das bolsas – MÁXIMA	305mm	305mm	356mm	600mm	600mm	600mm
Pressão diferencial inicial em: 0,95 m³/s $\approx$ 3.400m³/h (módulo 610 x 610) 0,45 m³/s $\approx$ 1.700m³/h (módulo 305 x 610)	50Pa	50Pa	75Pa	100Pa	112Pa	150Pa
Pressão diferencial inicial em: 1,20 m³/s $\approx$ 4.300m³/h (módulo 610 x 610) 0,60 m³/s $\approx$ 2.150m³/h (módulo 305 x 610)	63Pa	63Pa	94Pa	126Pa	143Pa	190Pa
Pressão diferencial final aconselhada	250 até 380 Pa					
Resistência térmica	até 60°C					

⁽¹⁾ Classificação conforme COMITÉ- EUROPEU - EUROVENT 4/9 / ⁽²⁾ Classificação conforme ASHRAE - American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers

Filtros com Matéria-Prima Importada - Micro Fibra de Vidro

Dados Técnicos

Modelos	F74B31	F74B32	F74B33
Modelo Antigo	F746	F748	F749
Classificação conforme EUROVENT 4/5 ¹	EU-6	EU-7	EU-9
Grau de filtragem conforme ASHRAE ² Grau médio segundo teste GRAVIMÉTRICO aprox.	98%	98%	98%
Grau médio segundo teste CALORIMÉTRICO aprox.	70%	85%	95%
Profundidade das bolsas - MÁXIMA	600 mm	600/900 mm	600/900 mm
Pressão diferencial inicial em: 0,95 m³/s/3.400m³/h (Módulo 610x610) 0,45m³/s/1.700m³ (Módulo 305/610)	50 Pa	85/65 Pa	140/100 Pa
Pressão diferencial inicial em: 1,20 m³/s/4.300 m³/h (Módulo 610x610) 0,60 m³/s/2.200m³/h (Módulo 305/610)	70 Pa	120/90 Pa	19/140 Pa
Pressão diferencial aconselhada	200 até 250 Pa	250 até 350 Pa	
Resistência térmica	-30 até +90°C		

¹ Classificação conforme COMITÉ EUROPEU - EUROVENT 4/5

² Classificação conforme ASHRAE - American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers

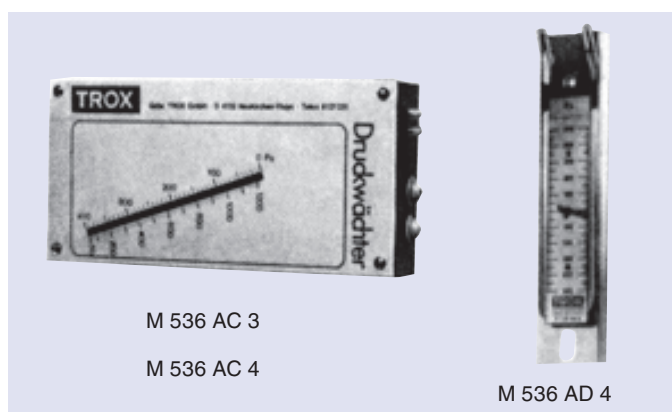
Aparelhos de Medição

Aparelhos de medição com várias escalas para a indicação e/ou controle da pressão diferencial do ar.

Manômetro em “U” e Manômetros de tubo inclinado, como instrumentos indicadores, com ou sem controle eletrônico.

Discriminação e dados técnicos, vide folheto: “Filtros de bolsas para montagem em paredes”.

Os aparelhos de medição não fazem parte do fornecimento dos filtros e devem ser pedidos adicionalmente.



Dados dos elementos filtrantes grossos

Modelos	F70B28	F70B35-1	F70B35-2	F70B40	F70B40T
Espessura	1/2"	1"	2"	1"	1"
Grau de filtração					
Conf. ASHARE ⁽¹⁾ Teste Gravimétrico	86	89	90	86	90
Teste Colorimétrico	<20	<20	<20	22	23
Class. Conforme EUROVENT ² 4/9	EU3	EU3	EU4	EU3	EU4
Poder de acumulação de pó (g/m ²)	720	530	870	510	430
Pressão diferencial inicial Δp (Pa)	76	96	79	50	33
Na velocidade de Passagem (m/s)	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
Pressão Diferencial final Δp (Pa)	250	250	250	250	250
Apresentação	Simplesmente cortada, encartonada ou em rolos				
Material	Fibra sintética descartável				
Resistência térmica (°C)	até 100° C				

¹ ASHRAE = American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers / ² Classificação conforme COMIT- EUROPEU – EUROVENT 4/9

Dados dos elementos Filtrantes Finos

Modelos	F74BSB26	F74BSB35	F74BSB50	F74BSB65	F74BSB85	F74BSB95
Classif. Conf. EUROVENT 4/9 ⁽¹⁾	EU4	EU4	EU5	EU6	EU7	EU9
Grau de filtração conforme ASHRAE ⁽²⁾						
Grau médio segundo teste GRAVIMÉTRICO aprox.	90%	90%	92%	>98%	>98%	>98%
Grau de filtração conforme ASHRAE ⁽²⁾						
Grau médio segundo teste COLORIMÉTRICO aprox.	-	30%	50%	65%	85%	95%
Profundidade das bolsas – MÁXIMA	305mm	305mm	356mm	600mm	600mm	600mm
Pressão diferencial inicial em: 0,95 m³/s ≅ 3.400m³/h (módulo 610 x 610) 0,45 m³/s ≅ 1.700m³/h (módulo 305 x 610)	50Pa	50Pa	75Pa	100Pa	112Pa	150Pa
Pressão diferencial inicial em: 1,20 m³/s ≅ 4.300m³/h (módulo 610 x 610) 0,60 m³/s ≅ 2.150m³/h (módulo 305 x 610)	63Pa	63Pa	94Pa	126Pa	143Pa	190Pa
Pressão diferencial final aconselhada	250 até 380 Pa					
Resistência térmica	até 60°C					

¹ Classificação conforme COMIT- EUROPEU - EUROVENT 4/9 / ² Classificação conforme ASHRAE – American Society of Heating Refrigeration and Air-Conditioning Engineer

Vazões e dimensões por módulo

Série	Vazão m³/h	Dim. (mm)	Dim. (mm)
F74BSB26	4300	610 x 610 x 305	-
	2150	305 x 610 x 305	-
F74BSB35	4300	610 X 610 X 305	-
	2150	305 X 610 X 305	-
F74BSB50	4300	610 X 610 X 305	610 x 610 x 381
	2150	305 X 610 X 305	305 x 610 x 381
F74BSB65	4300	610 X 610 X 305	610 x 610 x 600
	2150	305 X 610 X 305	305 x 610 x 600
F74BSB85	4300	610 X 610 X 305	610 x 610 x 600
	2150	305 X 610 X 305	305 x 610 x 600
F74BSB95	4300	610 X 610 X 381	610 x 610 x 600
	2150	305 X 610 X 381	305 x 610 x 600

Eficiência por tamanho de partículas

Além de serem testados conforme norma ASHRAE, os filtros são avaliados na sua eficiência de remoção de partículas. A performance é baseada em filtros inteiros testados com 3400m³/h e usado o ar ambiente como ar de teste.

F74BSB	26	35	50	65	85	95
0,5 micron	-	-	21,8%	37,5%	72,5%	86,3%
1.0 micron	-	40,6%	46,9%	63,4%	89,3%	94,3%
2.0 micron	58,0%	74,0%	80,7%	89,4%	96,9%	98,2%
3.0 micron	75,0%	80,6%	81,5%	93,6%	97,4%	99,0%
5.0 micron	83,0%	85,3%	85,8%	95,2%	98,2%	99,8%
10.0 micron	90,0%	96,1%	89,1%	96,5%	99,7%	100%

Vantagens na construção

Agente antimicrobiano Spor-Ax

- Inibe crescimento de esporos, fungos, algas e bactérias
- Não migra e não libera gás

Bolsas soldadas

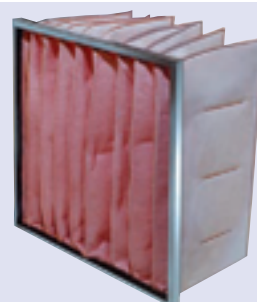
- Inexistência de vazamentos de ar
- Auto-sustentadas, mesmo sem vazão de ar

Meio filtrante 100% sintético

- Não libera partículas
- Não cancerígeno

Bolsas auto-sustentáveis

- Não têm fadiga
- Longa vida útil



Anexo D - Filtro Grosso - Trox Technik - FPPA-F211

70

Vazão $\dot{V}$ (m³/h)

Altura (mm) H	Largura (mm) B		610	1223	1836	2449	3062	3675	4288	4901	5514	6127
	velocidade de entrada do fluxo de ar (m/s)	Molduras de elementos em paralelo sobrepostas  	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
610	0,9	1	1 100	2 200	3 300	4 400	5 500	6 600	7 700	8 800	9 900	11 000
	2,0		2 500	5 000	7 500	10 000	12 500	15 000	17 500	20 000	22 500	25 000
	2,5		3 200	6 400	9 600	12 800	16 000	19 200	22 400	25 600	28 800	32 000
		Quantidade de molduras Peso (kg)	1 4	2 8	3 12	4 16	5 20	6 24	7 28	8 32	9 36	10 40
1220	0,9	2	2 200	4 400	6 600	8 800	11 000	13 200	15 400	17 600	19 800	22 000
	2,0		5 000	10 000	15 000	20 000	25 000	30 000	35 000	40 000	45 000	50 000
	2,5		6 400	12 800	19 200	25 600	32 000	38 400	44 800	51 200	57 600	64 000
1830		Quantidade de molduras Peso (kg)	2 8	4 16	6 24	8 32	10 40	12 48	14 56	16 64	18 72	20 80
	0,9	3	3 300	6 600	9 900	13 200	16 500	19 800	23 100	26 400	29 700	33 000
	2,0		7 500	15 000	22 500	30 000	37 500	45 000	52 500	60 000	67 500	75 000
	2,5		9 600	19 200	28 800	38 400	48 000	57 600	67 200	76 800	86 400	96 000
		Quantidade de molduras Peso (kg)	3 12	6 24	9 36	12 48	15 60	18 72	21 84	24 96	27 108	30 120
2440	0,9	4	4 400	8 800	13 200	17 600	22 000	26 400	30 800	35 200	39 600	44 000
	2,0		10 000	20 000	30 000	40 000	50 000	60 000	70 000	80 000	90 000	100 000
	2,5		12 800	25 600	38 400	51 200	64 000	76 800	89 600	102 400	115 200	128 000
		Quantidade de molduras Peso (kg)	4 16	8 32	12 48	16 64	20 80	24 96	28 112	32 128	36 144	40 160
3050	0,9	5	5 500	11 000	16 500	22 000	27 500	33 000	38 500	44 000	49 500	55 000
	2,0		12 500	25 000	37 500	50 000	62 500	75 000	87 500	100 000	112 500	125 000
	2,5		16 000	32 000	48 000	64 000	80 000	96 000	112 000	128 000	144 000	160 000
		Quantidade de molduras Peso (kg)	5 20	10 40	15 60	20 80	25 100	30 120	35 140	40 160	45 180	50 200

Anexo E - Grelhas de Retorno - Trox Technik - AR

Dados técnicos calculados com registro aberto Alcance para velocidade final 0,5 m/s

	H	L (Dimensões nominais)					
		525	625	825	1025	1225	
m³/h	525	525	625	825	1025	1225	
	425	425	625	825	1025	1225	
	325	325	625	825	1025	1225	
	225	225	1225				
	165	165					
2700	Δp	4	3	1,7	1,4	0,9	0,6
	dB(A)	44	42	35	34	30	26
	Δp		2,5	1,7	1,4	0,9	0,6
	dB(A)		40	36	34	31	26
	Δp		2,6	1,9	1,5	1	0,65
2800	dB(A)		41	36	35	31	27
	Δp		3,5	2	1,6	1,2	0,75
	dB(A)		44	38	36	32	28
	Δp		3,3	2,4	2	1,2	0,8
	dB(A)		40	38	33	29	
3250	Δp			2,7	2,3	1,4	1
	dB(A)			41	40	35	32
	Δp			3,3	2,5	1,7	1,2
	dB(A)			43	41	37	33
	Δp			3,5	3	2	1,3
3500	dB(A)			44	43	39	34
	Δp				3,7	2,5	1,6
	dB(A)				46	42	38
	Δp					3,1	2
	dB(A)					45	40
3750	Δp					3,7	2,5
	dB(A)					46	42
	Δp						3,1
	dB(A)						45
	Δp						2,5
4000	dB(A)						43
	Δp						3,1
	dB(A)						45
	Δp						2,5
	dB(A)						43
4500	Δp						3,1
	dB(A)						45
	Δp						2,5
	dB(A)						43
	Δp						3
5000	dB(A)						45
	Δp						
	dB(A)						
	Δp						
	dB(A)						
5500	Δp						
	dB(A)						
	Δp						
	dB(A)						
	Δp						
6000	dB(A)						
	Δp						
	dB(A)						
	Δp						
	dB(A)						

	H	L (Dimensões nominais)					
		525	625	825	1025	1225	
m³/h	525	525	625	825	1025	1225	
	425	425	625	825	1025	1225	
	325	325	625	825	1025	1225	
	225	225	1225				
	165	165					
1200	Δp	4	1,8	1,2	0,8	0,43	
	dB(A)	35	33	28	25	18	
	Δp	4,5	2	1,4	1	0,55	
	dB(A)	36	34	30	28	21	
	Δp	4,6	2,5	1,5	1,2	0,6	
1300	dB(A)	36	37	32	29	23	
	Δp		2,8	1,8	1,3	0,75	
	dB(A)		38	34	30	25	
	Δp		3,2	2	1,4	0,8	
	dB(A)		40	35	32	26	
1400	Δp		3,5	2,2	1,5	0,9	
	dB(A)		41	37	33	28	
	Δp		4	2,5	1,7	1,2	
	dB(A)		43	38	34	30	
	Δp			3	1,5	1,2	
1500	dB(A)			40	33	30	
	Δp			3,3	2,2	1,3	
	dB(A)			42	37	31	
	Δp			3,5	2,5	1,4	
	dB(A)			42	39	33	
1600	Δp				2,6	1,5	
	dB(A)				40	34	
	Δp				3	1,7	
	dB(A)				41	35	
	Δp				3,3	1,9	
1700	dB(A)				42	36	
	Δp						
	dB(A)						
	Δp						
	dB(A)						
1800	Δp						
	dB(A)						
	Δp						
	dB(A)						
	Δp						
1900	dB(A)						
	Δp						
	dB(A)						
	Δp						
	dB(A)						
2000	Δp						
	dB(A)						
	Δp						
	dB(A)						
	Δp						
2100	dB(A)						
	Δp						
	dB(A)						
	Δp						
	dB(A)						
2200	Δp						
	dB(A)						
	Δp						
	dB(A)						
	Δp						
2300	dB(A)						
	Δp						
	dB(A)						
	Δp						
	dB(A)						
2400	Δp						
	dB(A)						
	Δp						
	dB(A)						
	Δp						
2500	dB(A)						
	Δp						
	dB(A)						
	Δp						
	dB(A)						
2600	Δp						
	dB(A)						
	Δp						
	dB(A)						
	Δp						

Δp = Perda de carga em mmCA dB(A) = Nível sonoro

	H	L (Dimensões nominais)																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																											
	525																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																												</

Dois jatos orientados um contra o outro

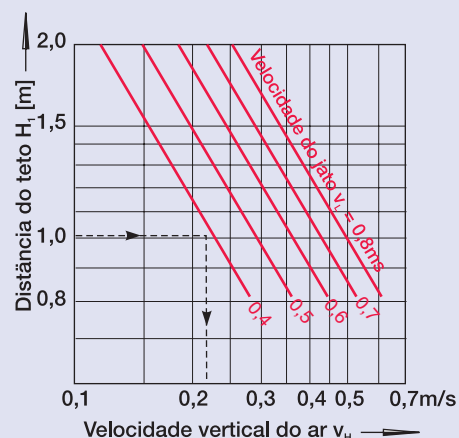
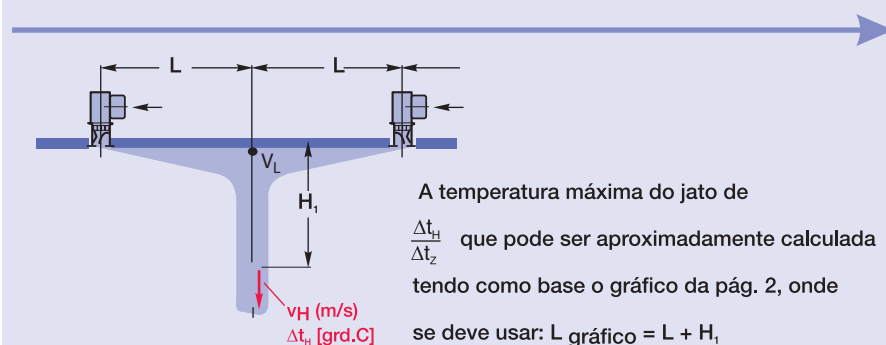
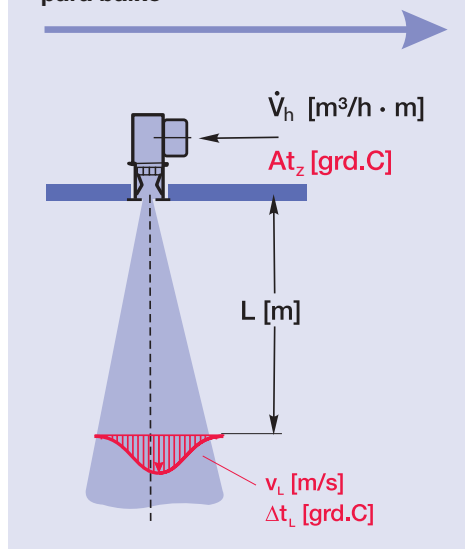


Gráfico de seleção Direção do jato: verticalmente para baixo



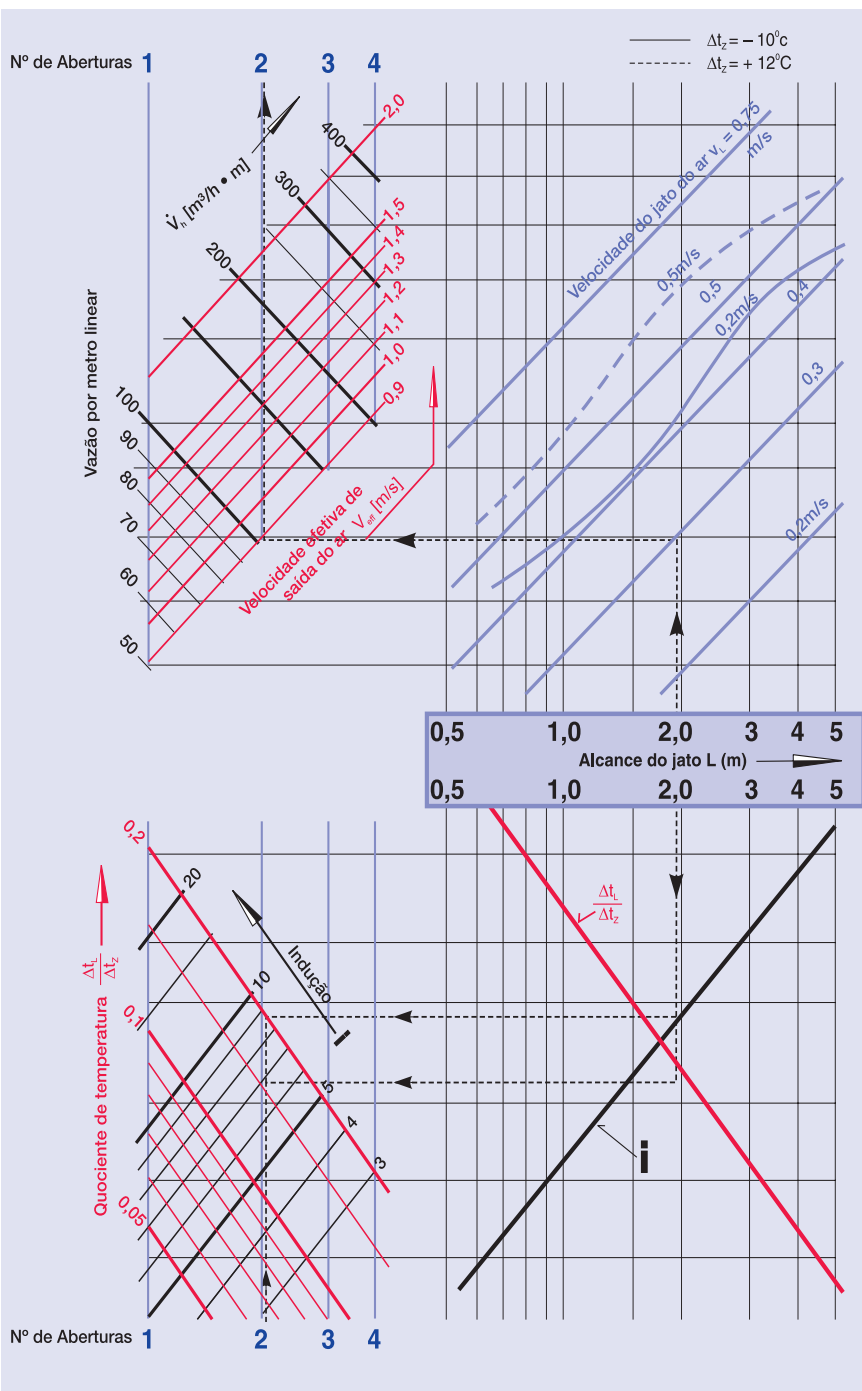
Exemplo: São dados:

Vazão $\dot{V}_h = 100 \text{ m}^3/\text{h}$, por metro: $L = 2,0 \text{ m}$
 Velocidade do jato de ar: $v_L = 0,3 \text{ m/s}$
 Diferença de temperatura do ar insuflado: $\Delta t_z = 4^\circ\text{C}$

Solução:

Conf. Gráfico: ALS, S = 2
 Velocidade efetiva de saída do jato de ar: $v_{\text{eff}} = 0,9 \text{ m/s}$
 Quociente de temperatura: $\frac{\Delta t_L}{\Delta t_z} = 0,15$
 Diferença da temperatura do jato de ar: $\Delta t_L = 0,15 \cdot 4 = 0,6^\circ\text{C}$

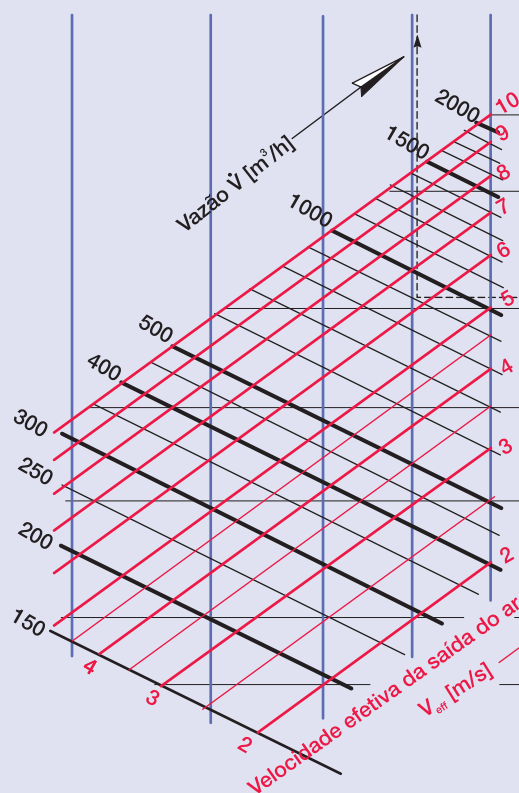
Indução $i = 9$



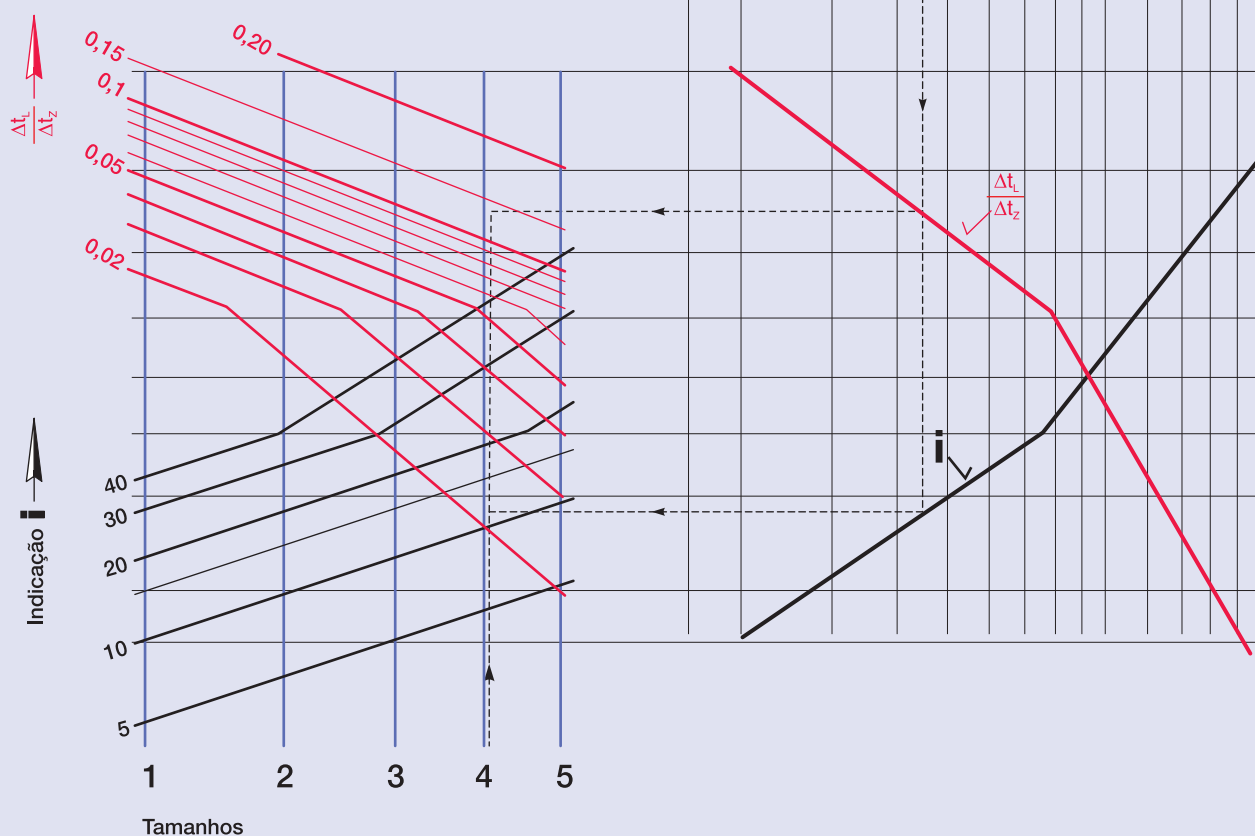
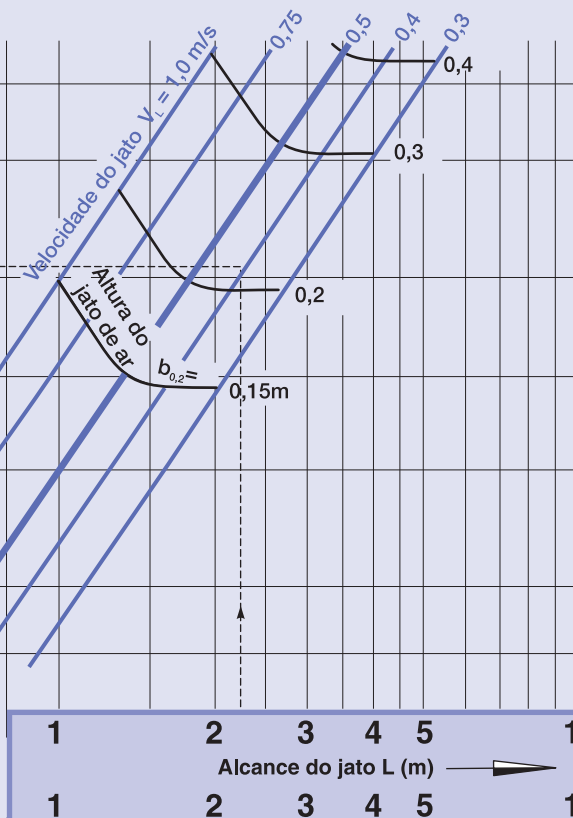
Séries ADLR, DLR

Tamanhos

1 2 3 4 5



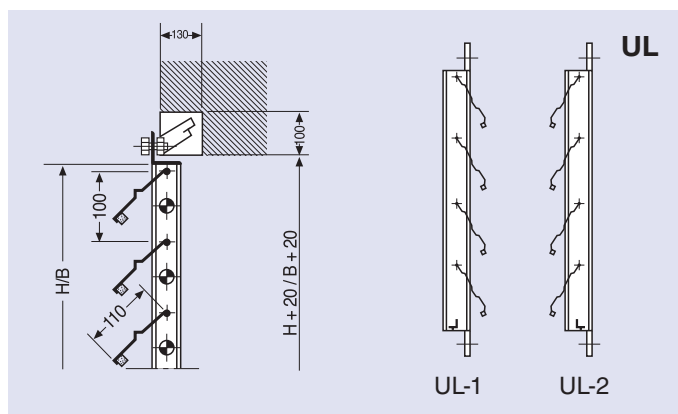
Válido para refrigeração até $\Delta t_z = -12^\circ\text{C}$
Válido para aquecimento até $\Delta t_z = +30^\circ\text{C}$



Anexo H - Registro de Sobre Pressão - Trox Technik - UL

- Damper que abre ou fecha com a sobre-pressão, para ser montado em paredes, tanto para insuflamento como para descarga em instalação de ventilação.
- Fixação das lâminas, dispensando manutenção
- Lâminas em alumínio com junta de espuma

- Moldura prevista para evitar que as lâminas revirem
- Material: Moldura em chapa de aço ou perfis de alumínio; Lâminas em chapa de alumínio perfilado, eixos em latão e buchas em plástico.



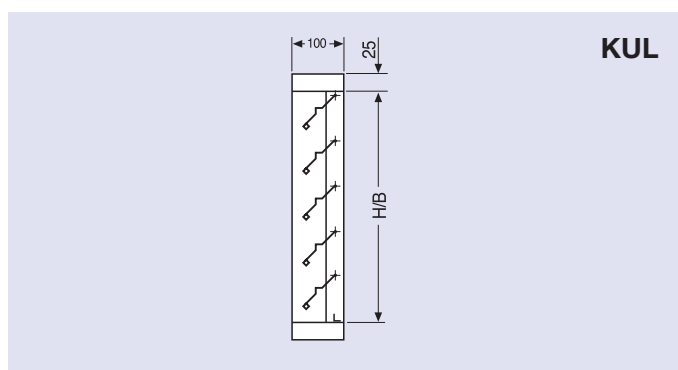
Modelo UL

Damper composto de moldura em chapa de aço sem perfurações, pintado com primer e lâminas em chapa de alumínio perfilado, eixos de latão com guia em plástico, e junta de espuma.

Dimensões UL - KUL

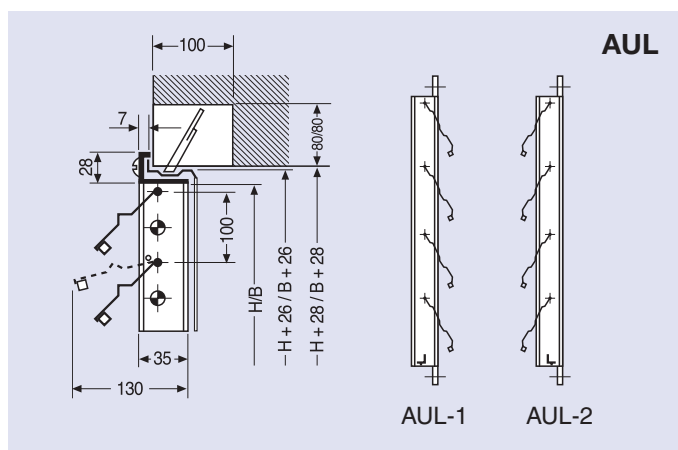
B (mm)	H (mm)
297	215
397	315
497	415
597	515
797	615
997	715
1197	815
1397	1015
1597	1215
	1415
	1615

São possíveis todas as combinações B e H



Modelo KUL

Execução como UL, porém com moldura em forma de "U" em chapa de aço galvanizada.



Modelo AUL

Execução como UL, porém com moldura em perfis de alumínio anodizado na cor natural, e lâminas em chapas de alumínio perfilado.

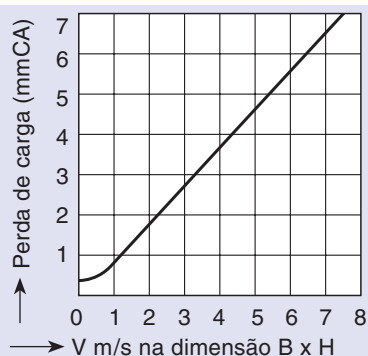
Sob pedido podemos fornecer moldura de montagem em chapa de aço galvanizada.

Dimensões AUL

B (mm)	H (mm)
297	215
397	315
497	415
597	515
797	
997	
1197	

Diagrama de seleção

UL - KUL - AUL



Exemplo de pedido:

- 5 Damper de Sobre Pressão
 Tipo UL-2
 B = 1397 mm, H = 815 mm
 (deverá ser indicada a execução 1 ou 2, conforme croquis acima)

Anexo I - Registro de Vazão Constante - Trox Technik - RN

Nomenclature

f_m	in Hz: Octave centre frequency
L_W	in dB: Sound power level (re 1 pW) of air-regenerated noise in connection duct
L_{W1}	in dB: Sound power level (re 1 pW) of case-radiated noise for the respective installation situations depicted in Figures 1 to 5 as per Table 10
L	in dB(A): A-weighted sound power level (re 20 μ Pa) of air-regenerated noise, assuming reflection attenuation and 8 dB/Oct. room attenuation
L_1	in dB(A): A-weighted sound pressure level (re 20 μ Pa) of case-radiated noise assuming an 8 dB/Oct. room attenuation
NC	: Noise criteria rating of sound pressure level assuming 8 dB/Oct. room attenuation
$\dot{Q}$	in kW: Heat output
t_e	in °C: Inlet air temperature

t_a	in °C: Discharge air temperature
$\dot{m}_w$	l/h: Mass flow (water)
Δp_v	kPa: Water pressure drop
PWW	in °C: Warm water pump
$\dot{V}$	in l/s or m³/h: Volume flow
Δp_g	in Pa: Total pressure drop (measured 2D upstream and downstream of controller)
$\Delta p_{g \min}$	in Pa: Minimum total pressure drop
$\Delta \dot{V}$	in $\pm$ %: Volume flow tolerance from set point (when directly connected downstream of a bend, a higher tolerance will occur)
$\Delta L_{1 \text{ bis } 5}$	in dB: Correction value for case radiated noise
$\Delta L_{A1 \text{ bis } 5}$	in dB: Correction value for A-weighted case radiated noise

All noise levels determined in reverberant room.
Sound power levels determined and corrected in accordance with ISO 5135, December 1997.

Table 6: Aerodynamic Data

σ_{Ne}	$\dot{V}$		$\Delta \dot{V}$	$\Delta p_{g \min}$
	in l/s	in m³/h	in $\pm$ %	in Pa
80	11	40	20	100
	20	72	15	100
	30	108	10	100
	45	162	8	100
100	22	80	10	50
	40	144	8	50
	60	216	6	50
	90	324	5	50
125	35	126	10	50
	60	216	8	50
	100	360	6	50
	140	504	5	50
160	60	216	10	50
	105	378	8	50
	175	630	6	50
	240	864	5	50
200	90	324	10	50
	185	666	8	50
	275	990	6	50
	360	1296	5	50
250	145	522	10	50
	240	864	8	50
	435	1566	6	50
	580	2088	5	50
315	230	828	10	50
	380	1368	8	50
	690	2484	6	50
	920	3312	5	50
400	350	1260	10	50
	700	2520	8	50
	1050	3780	6	50
	1400	5040	5	50

Table 7: Performance Data for Hot-Water Air Heater

σ_{Ne}	$\dot{V}$		$\Delta p_{g \min}^*$	PWW 60/40, $t_e = 15^\circ\text{C}$				PWW 90/70, $t_e = 15^\circ\text{C}$			
	in l/s	in m³/h		$\dot{Q}$	t_a	$\dot{m}_w$	Δp_v	$\dot{Q}$	t_a	$\dot{m}_w$	Δp_v
100	22	80	10	0.4	30	18	0.1	0.9	46	38	0.3
	40	144	20	0.6	26	24	0.2	1.3	40	55	0.6
	60	216	45	0.7	24	28	0.3	1.7	37	73	1.0
	90	324	90	0.8	22	33	0.4	2.2	30	96	1.0
125	35	126	20	0.5	27	22	0.2	1.1	42	51	0.7
	60	216	45	0.7	24	28	0.3	1.7	37	73	1.0
	100	360	110	0.8	21	35	0.4	2.3	34	102	1.0
	140	504	205	0.9	20	39	0.5	2.8	31	124	2.0
160	60	216	10	1.1	30	49	1.0	2.6	50	116	3.0
	105	378	25	1.6	27	68	1.6	3.8	44	167	6.0
	175	630	60	2.2	25	95	2.0	5.2	39	230	10.0
	240	864	110	2.8	24	120	4.0	6.3	36	279	14.0
200	90	324	20	1.4	28	62	1.0	3.4	46	151	5.0
	185	666	70	2.3	25	99	3.0	5.4	39	238	11.0
	275	990	140	3.0	24	132	4.0	6.8	35	302	16.0
	360	1296	230	3.6	23	157	6.0	8.0	33	355	21.0
250	145	522	15	2.3	28	100	1.0	5.7	47	253	3.0
	240	864	35	3.1	26	135	1.5	7.9	42	350	5.0
	435	1566	105	4.7	24	202	2.0	11.4	36	504	9.0
	580	2088	180	5.8	23	252	3.0	13.5	34	598	12.0
315	230	828	15	3.6	28	158	1.0	9.1	47	405	3.0
	380	1368	35	5.0	26	217	1.6	12.6	42	558	5.0
	690	2484	105	7.7	24	335	2.0	18.2	36	805	9.0
	920	3312	180	9.7	24	420	3.0	21.6	34	956	13.0
400	350	1260	15	5.5	28	241	1.0	13.8	47	611	4.0
	700	2520	55	9.1	26	394	2.0	21.4	40	949	8.0
	1050	3780	115	12.4	25	540	3.0	27.5	36	1215	12.0
	1400	5040	195	14.8	24	646	4.0	32.6	34	1443	16.0

* additional factor to be taken into consideration