

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
Curso de Especialização em Condicionamento de Ambientes e Refrigeração
CECAR 2010

MARCELO SILVA MONTEIRO

DESENVOLVIMENTO DE FERRAMENTAS COMPUTACIONAIS PARA
DIMENSIONAMENTO DE REDE DE DUTOS DE CLIMATIZAÇÃO E
VENTILAÇÃO

Belo Horizonte
Agosto de 2011

MARCELO SILVA MONTEIRO

Área: Calor e Fluidos

DESENVOLVIMENTO DE PACOTES COMPUTACIONAIS PARA
DIMENSIONAMENTO DE REDE DE DUTOS DE CLIMATIZAÇÃO E VENTILAÇÃO

Trabalho de Monografia do Curso de Especialização em Condicionamento de Ambientes e

Refrigeração – CECAR 2010

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Escola de Engenharia

Universidade Federal de Minas Gerais

Orientador: Professor Dr. Luiz Machado

Belo Horizonte

Agosto de 2011

Dedico esse trabalho a duas pessoas, Gabriel e Davi, que a todo o momento me brindam com um maravilhoso sorriso e alegria, o que me motivou durante esta minha jornada e me motiva para novos desafios. Sou muito feliz por eles e tenho muito orgulho em chamá-los de meus filhos.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao Engenheiro Ailton Pousa de Faria, diretor da EMAC – Engenharia de Manutenção Ltda, que me apoiou e custeou o curso. Agradeço também ao Professor Dr. Luiz Machado, por ter aceitado me orientar e por todo o conhecimento transmitido e em especial minha esposa pela paciência e compreensão.

*“Faça as coisas o mais simples que você puder,
porém não se restrinja às mais simples”*

Albert Einstein

RESUMO

Em diversos locais não é possível instalar equipamentos que insuflam o ar diretamente, sendo, portanto, necessário conduzir o ar até o ambiente por meio de uma rede de dutos. A presente monografia é uma apresentação sobre os meios utilizados para transporte do ar para climatização ou ventilação, bem como uma análise dos métodos utilizados no dimensionamento desses meios, e a apresentação de um programa de computação desenvolvido em uma planilha do EXCEL para o dimensionamento dos dutos. O dimensionamento deve considerar o espaço disponível, espaço para difusão do ar, níveis de ruído, vazamento nos dutos, ganhos ou perdas de calor, balanceamento, controle de fumaça e fogo e custos. Esta monografia também tem como objetivo apresentar o procedimento para seleção de acessórios (registros, grelhas e difusores), utilizados no processo de condução do ar. Para isso, foram usados ábacos e equações já conhecidas para cálculo da perda de carga, tais como: equação da continuidade, equação geral para cálculo da perda de carga e o ábaco de Moody. Esta monografia também contempla uma revisão bibliográfica sobre os principais componentes da rede de distribuição de ar e os princípios básicos de funcionamento. Os dados obtidos foram tratados e analisados, e uma discussão é apresentada, mostrando a influência que cada um destes pontos exerce no funcionamento e na eficiência da condução e distribuição do ar.

Palavras-Chave: Refrigeração; ar-condicionado; dutos; dimensionamento.

ABSTRACT

In some places it is not possible to install equipment that blow air directly in environmental conditioning. In these cases it is necessary to conduct the air till the environmental through ducts network. This work is a presentation the means used to transport the air conditioning or ventilation, as well as an analysis of the methods used in the design of these means and the presentation of a computer program developed in EXCEL for sizing ducts. The sizing should consider the available space, space air diffusion, noise, leaks in ducts, gains or losses of heat, balance, control of smoke and fire and costs. This work also object to provide the procedure for selection of accessories (registers,, grilles and diffusers) used in the process of conducting the air. To do this, known abacus and equations were used to calculate the pressure drop such as the continuity equation, the general equation for calculating the pressure drop and the abacus Moody. This work also includes a literature review on the main components of air operation. The data were processed and analyzed, and a discussion is presented, showing the influence that each of these points on the functioning and efficiency of air transport and distribution.

Key words: Refrigeration, air-conditioning, ducts, sizing.

LISTA DE FIGURAS

- Figura 2.1 – Sistema de distribuição de ar. Fonte – Manual de Ar Condicionado EMAC
- Figura 2.2 – Altura da Grelha de Insuflamento. – Fonte - Instalações de Ar Condicionado – Helio Creder
- Figura 2.3 – Ábaco de Moddy. Fonte - <http://www.oppo.it/calcoli/moodys.html>
- Figura 2.4 – Perda por Atrito nos Dutos. – Fonte - Manual de Ar Condicionado TRANE.
- Figura 2.5 – Perda de Carga nas Varias Partes de um Sistema de Dutos. Fonte - Instalações de Ar Condicionado – Helio Creder
- Figura 2.6 – Razão entre a Densidade a Densidade em uma determinada Condição – Fonte Manual de Ar Condicionado TRANE.
- Figura 2.7 – Curva do Ventilador. Fonte - Manual de Ar Condicionado TRANE
- Figura 2.8 – Rede de Dutos Sala de Treinamento
- Figura 2.9 – Software de Dimensionamento – Tela Cálculo do Diâmetro
- Figura 2.10 – Software de Dimensionamento – Tela Perda Localizada
- Figura 3.1 – Opções mais poluareas do Excel. Fonte - Microsoft Office
- Figura 3.2 – Habilitar Macro Excel. Fonte - Microsoft Office
- Anexo Figura 2.6 – Dutos Retangulares Equivalentes

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Classe de Pressão nos Dutos

Tabela 2.2 – Classes de Vazamento

Tabela 2.3 - Distância Entre Grelhas

Tabela 2.4 – Velocidades mínimas P/ dutos principais e ramal

Tabela 2.5 - Polinômios para calcula da Densidade e Viscosidade

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

| | |
|------------|--------------------------------------------|
| <i>A</i> | Área |
| <i>CL</i> | Classe máxima de vazamento |
| <i>D</i> | Diâmetro |
| <i>Dh</i> | Diâmetro Hidráulico |
| <i>f</i> | Coefficiente de perda de carga distribuída |
| <i>g</i> | Aceleração da gravidade |
| <i>ΔHd</i> | Perda de carga distribuída ou maior |
| <i>ΔHl</i> | Perda de carga localizada ou menor |
| <i>ΔHt</i> | Perda de carga Total |
| <i>h</i> | Altura |
| <i>L</i> | Comprimento |
| <i>P</i> | Perímetro |
| <i>N</i> | Potência |
| <i>n</i> | Rotação |
| <i>Q</i> | Vazão |
| <i>V</i> | Velocidade do ar |
| <i>ρ</i> | Massa Específica |
| <i>μ</i> | Viscosidade dinâmica |
| <i>η</i> | Rendimento |
| <i>π</i> | Pi |
| <i>ε</i> | Rugosidade Relativa |
| <i>Ra</i> | Rugosidade Absoluta |

ÍNDICE

| | |
|-----------------------------------------------------------|-----------|
| CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO..... | 2 |
| CAPÍTULO 2: SISTEMAS DE CONDUÇÃO DE AR..... | 3 |
| 2.1- INTRODUÇÃO..... | 3 |
| 2.2 - CIRCUITO DE AR..... | 3 |
| 2.3. COMPONENTES DO CIRCUITO DE AR | 4 |
| 2.3.1 – Dutos | 4 |
| A - Dutos Metálicos | 5 |
| B- Dutos Flexíveis..... | 6 |
| C - Dutos de materiais fibrosos | 6 |
| 2.3.2 – Grelhas e Difusores..... | 6 |
| A – Escolha da Altura da Grelha de insuflamento..... | 7 |
| B – Distância Entre as Grelhas de insuflamento..... | 8 |
| C – Seleção da grelha e Difusores de insuflamento..... | 9 |
| 2.4. CÁLCULO DA PERDA DE CARGA..... | 9 |
| 2.4.1. Perda de carga maior | 9 |
| 2.4.2 - Perda de Carga Menor..... | 15 |
| 2.5 - DIMENSIONAMENTO DOS DUTOS | 17 |
| 2.5.1. Método da velocidade | 17 |
| 2.5.2. Método da igual perda de carga..... | 18 |
| 2.6 - VENTILADOR | 19 |
| 2.6.1 – Ventiladores Centrifugos | 19 |
| 2.6.2 – Ventiladores Axiais | 19 |
| 2.6.3 – Lei dos ventiladores | 20 |
| 2.6.4 – Desempenho e Seleção do Ventilador..... | 21 |
| 2.6.5 – Curva de Desempenho do ventilador..... | 22 |
| 2.6.6 – Ponto de operação de um ventilador | 23 |
| 2.7 - ESTUDO DE CASO | 24 |
| 2.7.1 – Rotina de cálculo | 24 |
| A - Dados Iniciais | 24 |
| B – Cálculo do número de Reynolds | 25 |
| C – Cálculo do fator de atrito f | 25 |
| D – Cálculo da perda de carga Distribuida | 25 |
| E – Cálculo do diâmetro do duto por trecho | 25 |
| E.1 – Primeiro Trecho – Duto Insuflamento..... | 25 |
| E.2 – Segundo Trecho – Duto Insuflamento..... | 25 |
| F – Conversão para o duto retangular equivalente..... | 26 |
| G – Cálculo da perda Localizada | 26 |
| H – Perda de carga Total..... | 27 |
| 2.8 CONCLUSÃO | 27 |
| CAPÍTULO 3: SOFTWARE DIMENSIONAMENTO DE DUTOS..... | 28 |
| 3.1 - INTRODUÇÃO..... | 28 |
| 3.2 – FUNCIONAMENTO DO SOFTWARE | 29 |
| CAPÍTULO 4: CONCLUSÕES..... | 34 |
| REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 36 |
| ANEXOS | 37 |

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

O dimensionamento da rede de distribuição de ar (dutos) é uma das etapas mais importantes do projeto de uma instalação de condicionamento de ar. A ocorrência de erros nesta etapa pode comprometer o projeto da instalação, implicando em soluções onerosas e na insatisfação dos usuários. Os cálculos para dimensionamento da rede de distribuição do ar envolvem várias equações, demandando tempo e possibilitando a ocorrência de erros. Ábacos e cartas são freqüentemente utilizados por engenheiros para a obtenção de dados tabulares na forma gráfica. A utilização desses diagramas poupa tempo e minimiza a possibilidade de erros, mas quase nunca estão disponíveis com a nitidez necessária para garantir a precisão do dimensionamento. Atualmente, existem no mercado programas de computador para execução dos cálculos, mas esses são caros e, por isso, a maioria dos projetistas não os utiliza. Assim, nesta monografia, um programa de computador será desenvolvido para auxiliar no dimensionamento da rede de dutos de forma rápida, confiável e barata.

Esta monografia é constituída além dessa introdução, por mais três capítulos. O capítulo I é um compêndio sobre os dutos e acessórios de condução do ar condicionado usados para climatizar ambientes residenciais, comerciais e industriais. Ao longo do capítulo são apresentados os tipos mais comuns de dutos e os vários acessórios do circuito de ar, como ventiladores, grelhas e registros, bem como os fundamentos teóricos para se calcular as perdas de carga nos dutos e acessórios, tabelas de velocidades recomendadas para o escoamento. Além disso, duas técnicas para se dimensionar os dutos também são discutidas. Dados de fabricantes para determinação das perdas de cargas em certos acessórios, como grelhas, serpentinas de resfriamento, difusores e filtros também serão apresentados.

O capítulo terceiro discorre sobre as etapas do processo de dimensionamento de dutos que foram informatizadas, o software utilizado para a modelagem matemática, bem como as equações e a metodologia empregadas nos cálculos. Como estudo de caso, no final do capítulo, é apresentado o dimensionamento da rede de distribuição de ar do centro de treinamento da EMAC – Engenharia de Manutenção Ltda. As vantagens e conclusões sobre a aplicação do programa de computador desenvolvidos neste trabalho são descritas no quarto e último capítulo desta monografia.

CAPÍTULO 2: SISTEMAS DE CONDUÇÃO DE AR

2.1- Introdução

A distribuição satisfatória do ar condicionado requer um sistema de dutos bem projetado e um ventilador bem selecionado, além da determinação precisa da perda de carga ao longo da rede de dutos. As informações incluídas neste capítulo apresentam uma interpretação básica de um sistema padrão de circulação de ar utilizado na climatização de ambientes. Este capítulo aborda sobre métodos para dimensionamento da rede de dutos, seleção de ventiladores e descreve a rotina de cálculos para achar a perda de carga nos componentes do circuito de ar, tais como os dutos, ventilador, registros, etc.

2.2 - Circuito de ar

O circuito básico de distribuição de ar é composto por um ventilador, os dutos de insuflamento, um ambiente e o retorno. O ventilador tem a função de prover a necessária vazão de ar para atender a demanda de carga térmica e de vencer a contra pressão estática imposta pelos dutos e pelos demais acessórios. Os dutos têm a função de transportar o ar da saída do condicionador até o ambiente condicionado (insuflamento) e desse até a entrada do condicionador (retorno). O circuito básico de distribuição de ar pode ser comparado a um circuito elétrico, no qual o ventilador seria a bateria, os fios seriam os dutos e o fluxo de ar seria a corrente elétrica. Na Figura 2.1 é ilustrado um sistema de distribuição de ar padrão.

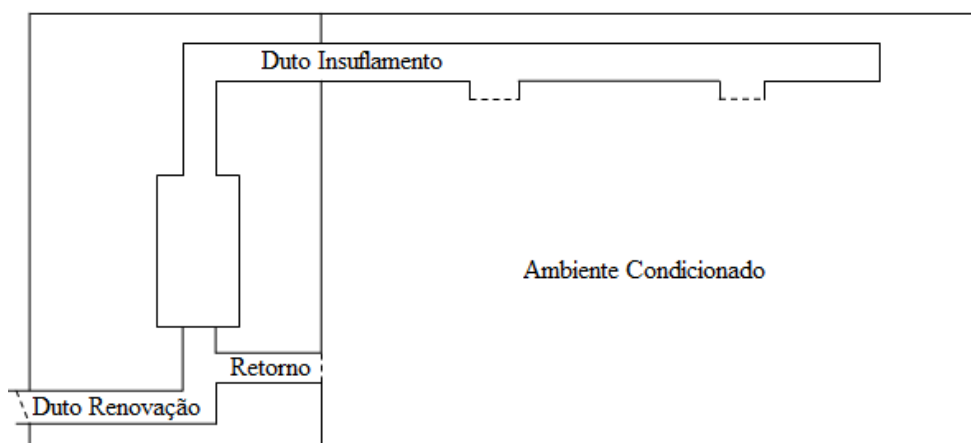


Figura 2.1 – Sistema de Distribuição de Ar

2.3. Componentes do circuito de ar

2.3.1 – Dutos

Os dutos utilizados para o transporte do ar podem ser classificados, segundo o material utilizado em sua construção, em flexíveis, fibrosos ou metálicos, e, de acordo com o perfil, em retangulares, redondos e ovais. Normalmente, os dutos ovais e redondos são aparentes, uma vez que essas formas proporcionarem um bom acabamento e podem ser integrados ao projeto arquitetônico e à decoração do ambiente climatizado.

Os materiais empregados na fabricação de dutos, isolamentos térmicos e acústicos, selagem e vedação devem apresentar índice de propagação superficial de chama “Ip” inferior a 25 (classe A), de acordo com a ABNT NBR 9442 e índice de densidade ótica máxima de fumaça “Dm” inferior ou igual a 450, de acordo com a ASTM E 662-06. Materiais que desprendam vapores tóxicos em presença de chama não são aceitáveis.

No dimensionamento deve ser definida a classe de pressão do duto, que representa a máxima pressão interna em pascal (positiva ou negativa) que possa ocorrer em condições normais de operação. A classe de pressão dos dutos, definida pela máxima pressão estática, é padronizada pela norma ABNTNR 16401 conforme tabela número 2.1 a seguir.

| Classe de Pressão | Pressão Estática de Operação |
|--------------------------|-------------------------------------|
| 125 | Até 125 Pa |
| 250 | Acima de 125 Pa até 250 Pa |
| 500 | Acima de 250 Pa até 5000 Pa |
| 750 | Acima de 500 Pa até 750 Pa |
| 1000 | Acima de 750 Pa até 1000 Pa |
| 1500 | Acima de 1000 Pa até 1500 Pa |
| 2500 | Acima de 1500 Pa até 2500 Pa |

Tabela 2.1 – Classe de pressão dos dutos – Fonte norma ABNT 16401

Vazamentos são indesejáveis em um sistema de distribuição de ar porque isso implica em uma maior vazão e uma menor eficiência energética do sistema de climatização. No entanto, devido a muitos fatores, é difícil obter um sistema perfeitamente estanque. Por isso, a norma ABNTNBR16401 recomenda utilizar como limites de a classe máxima de vazamento o apresentado na tabela 2.2, os quais foram determinados por amostragem por área de superfície.

| | CL - Classe máxima de vazamento | Amostragem para ensaio por área de superfície planejada de duto |
|----------------------------------------------|----------------------------------------|------------------------------------------------------------------------|
| Duto Ambiente | 17 | 20 a 30% |
| Duto Sob o Forro | 17 | 20 a 30% |
| Duto externo ao ambiente condicionado | 8 | 20 a 30% |
| Duto no ambiente condicionado de outra zona | 34 | 20 a 30% |
| Com filtragem fina | 8 | 50% |
| Áreas estéreis/baixa umidade relativa < 45 % | 4 | 100% |

Tabela 2.2 – Classes de Vazamento – Fonte Norma ABNTNBR16401

A classe máxima de vazamento **CL** é definida como o vazamento em mililitros por segundo por metro quadrado de superfície do duto, quando o diferencial de pressão entre o duto e o ambiente é de 1 Pa. É expressa pela equação:

$$CL = 1000 \cdot \frac{Q}{\Delta P_s^{0,65}} \quad \text{Equação 2.1}$$

Q = taxa de vazamento, em litros por segundo por metro quadrado de superfície de duto

Ps = diferencial de pressão entre o duto e o ambiente, em pascal.

A - Dutos Metálicos

Conforme a norma ANBTNBR 7008, os dutos devem ser construídos de chapa de aço galvanizada grau B, com revestimento de 250 g/m² de zinco. Outros metais podem ser estipulados pelo projetista, que deve especificar os requisitos de qualidade e as normas a serem obedecidas. Ainda segundo a norma, as matérias de primeira qualidade devem ser

fornecidas com certificado de origem e com ensaios estipulados por normas.

B- Dutos Flexíveis

Os dutos flexíveis devem ser fabricados com laminado de poliéster com alumínio ou outro polímero com propriedades equivalentes, e suas propriedades dimensionais e mecânicas devem obedecer à norma EM 13180. Uma espiral de arame de aço deve ser instalada na parte interna do duto para garantir a sustentação e flexibilidade. Este tipo de duto apresenta como atrativo a facilidade de instalação por ter menor peso (facilidade de encaixe e fixação) o seu baixo preço. Quando aplicados para condicionamento de ar, os dutos devem ser isolados com manta de vidro revestida por uma capa de alumínio e poliéster. A espiral deve ser resistente às deformações decorrentes de transporte e instalação e, sobretudo, à erosão.

C - Dutos de materiais fibrosos

Dutos de material fibroso devem ser construídos de painéis semi-rígidos de fibras aglomeradas com resinas sintéticas, revestidas externamente por barreira de vapor. A superfície interna deve ser revestida para impedir o desprendimento fibras ou partículas e permitir limpeza. Conforme a norma ABNT 16401, os dutos de materiais fibrosos podem ser utilizados de forma geral. Contudo esse tipo de duto não pode ser empregado nas seguintes situações:

- Instalação ao tempo
- Enterrados ou embutidos em concreto
- Pressões e velocidades superiores a 500 Pa e 14 m/s
- Em colunas de mais de dois pavimentos
- Quando houver possibilidade de condensação no duto
- Em trechos de penetrações com registro corta-fogo ou fumaça
- Em trechos adjacentes a aquecedores elétricos de alta temperatura
- Em sistemas desprovidos de controle de temperatura máxima

2.3.2 – Grelhas e Difusores

Grelhas e difusores são empregados para a distribuição do ar condicionado. As grelhas

também são usadas na captação do ar de retorno e externo. Esses dois elementos são normalmente fabricados em alumínio ou em chapa de aço pintada. As grelhas são disponibilizadas com ou sem registro para controle da vazão, mas têm uma forte limitação como elemento de difusão porque não podem ser montadas em tetos. Por outro lado, os difusores constituem a solução mais adequada tanto do ponto de vista de flexibilidade de montagem (podem ser montados em espaços com ou sem teto falso) e de distribuição do ar (têm a possibilidade de espargimento em todas as direções).

Os difusores de teto podem ser circulares, quadrados, retangulares, só de insuflamento e de insuflamento e retorno de uma, duas saídas ou quatro saídas.

Segundo Helio Creder, os difusores podem ser do tipo fresta ou lineares. O tipo fresta é usado quando se deseja um insuflamento ou retorno em grandes ambiente, em geral acompanhado de disposição linear das luminárias e dando ótimo aspecto decorativo. Já os difusores lineares são utilizados para insuflamento e retorno através de luminárias o que acarreta uma diminuição da carga térmica do recinto, pois se sabe que, para luminárias usuais, 75% da energia total são convertidas em calor que penetra diretamente no ambientes. Na luminária integrada, este calor é lançado fora do recinto por meio de aberturas no topo, em consequência, o ambiente de conforto é influenciado por apenas 25% da energia total emitida para iluminação. A iluminação do ambiente é muito favorecida, pois as lâmpadas fluorescentes emitem um maior fluxo luminoso, em torno de 25 C, que é a temperatura usual no retorno de ar; além disso, as lâmpadas permanecem livres de poeira, aumentando o rendimento na iluminação.

A – Escolha da Altura da Grelha de insuflamento

Segundo Helio Creder (2004, Pg167) o ar insuflado deve cobrir toda a distância entre a parede da grelha e a parede oposta, mas de tal forma a ficar 30 cm acima da linha da respiração, que é de 1,50 m acima do piso. A grelha deve ainda ficar 15 cm abaixo do teto e no mesmo nível de qualquer viga. A carta alcance do ar em função da altura e velocidade ilustrada na Figura 2.2 é utilizada para escolha correta da altura grelha. Entra-se com o jato de ar em metros e a velocidade em metros por minuto e no ponto de cruzamento interseção e verifica-se para este ponto a altura.

C – Seleção da grelha e Difusores de insuflamento

Para selecionar adequadamente uma grelha ou difusor, será indispensável a consulta aos catálogos dos fabricantes que fornecem as curvas em função do material de fabricação. Os dados para seleção são;

- Vazão de ar
- Velocidade
- Alcance do jato de ar
- Nível de ruído

2.4. Cálculo da perda de carga

O termo perda de carga representa a quantidade de energia dinâmica que um fluido perde ao escoar através de um conduto ou por singularidades tais como em curvas, válvulas e estreitamentos devido ao atrito com a parede e a fricção das partículas do fluido entre si. As perdas que ocorrem nos trechos retos são denominadas perda de carga maior ou distribuída ou maior e nas singularidades de localizada ou perda de carga menor.

2.4.1. Perda de carga maior

Se forem longos os dutos, esta perda de carga tende a ser muito elevada e por isso a denominação perda de carga maior. Esta perda de carga é calculada através da fórmula universal, também conhecida como fórmula de Darcy Weisbach, que é reconhecida pela ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas.

$$\Delta H_d = \frac{f \cdot L \cdot V^2}{D_h \cdot 2 \cdot g} \quad \text{Equação 2.2}$$

ΔH_d = perda de carga

V = velocidade média do escoamento

D_h = diâmetro hidráulico

L = comprimento do trecho

g = Aceleração da Gravidade

f = coeficiente de perda de carga distribuída, ou fator de atrito de Darcy

O diâmetro hidráulico é a relação entre a seção transversal molhada A e o perímetro molhado (o perímetro da seção em contato com o fluido) dado pela seguinte equação.

$$\Delta H = (4 \cdot A) / P \quad \text{Equação 2.3}$$

A = Área

P = Perímetro

ΔH = perda de carga

Para um conduto de seção circular a área e o perímetro são calculados através das equações 2.4 e 2.6. Relacionando estas equações com a 2.3, concluímos que o diâmetro interno do conduto é igual ao diâmetro hidráulico conforme demonstrado abaixo.

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad \text{Equação 2.4}$$

$$P = \pi \cdot D \quad \text{Equação 2.5}$$

$$Dh = \frac{4 \cdot A}{P} \rightarrow Dh = \frac{4 \cdot \frac{\pi D^2}{4}}{\pi D} \rightarrow Dh = D \quad \text{Equação 2.6}$$

A equação 2.2 pode ser escrita em função da vazão e do diâmetro utilizando a equação da continuidade abaixo.

$$Q = V \cdot A \rightarrow V = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} \quad \text{Equação 2.7}$$

Substituindo a equação 2.7 na equação 2.2 temos:

$$\Delta H = \frac{f \cdot L \cdot V^2}{Dh \cdot 2 \cdot g} \rightarrow \Delta H = \frac{f \cdot L \cdot \frac{Q^2}{(\frac{\pi \cdot D^2}{4})^2}}{D \cdot 2 \cdot g} \rightarrow \frac{\Delta H}{L} = \frac{8 \cdot f \cdot Q^2}{D^5 \cdot g \cdot \pi^2} \quad \text{Equação 2.8}$$

ΔH = perda de carga

V = velocidade média do escoamento

D_h = diâmetro hidráulico

L = comprimento do trecho

g = Aceleração da Gravidade

f = coeficiente de perda de carga distribuída, ou fator de atrito de Darcy

Q = Vazão

Já o coeficiente de perda de carga é determinado através do ábaco de Moody (Figura 2.3) ou analiticamente sendo dependente do número de Reynolds (define o tipo de escoamento) e da rugosidade absoluta da parede do tubo que é definida em função do material de construção e idade do conduto.

Utilizando-se o ábaco de Moody é necessário a determinação da rugosidade relativa, razão entre a rugosidade absoluta e o diâmetro do conduto, e do número de Reynolds. Com estas variáveis entra-se no ábaco ilustrado na figura 2.3 e lê-se o fator de atrito.

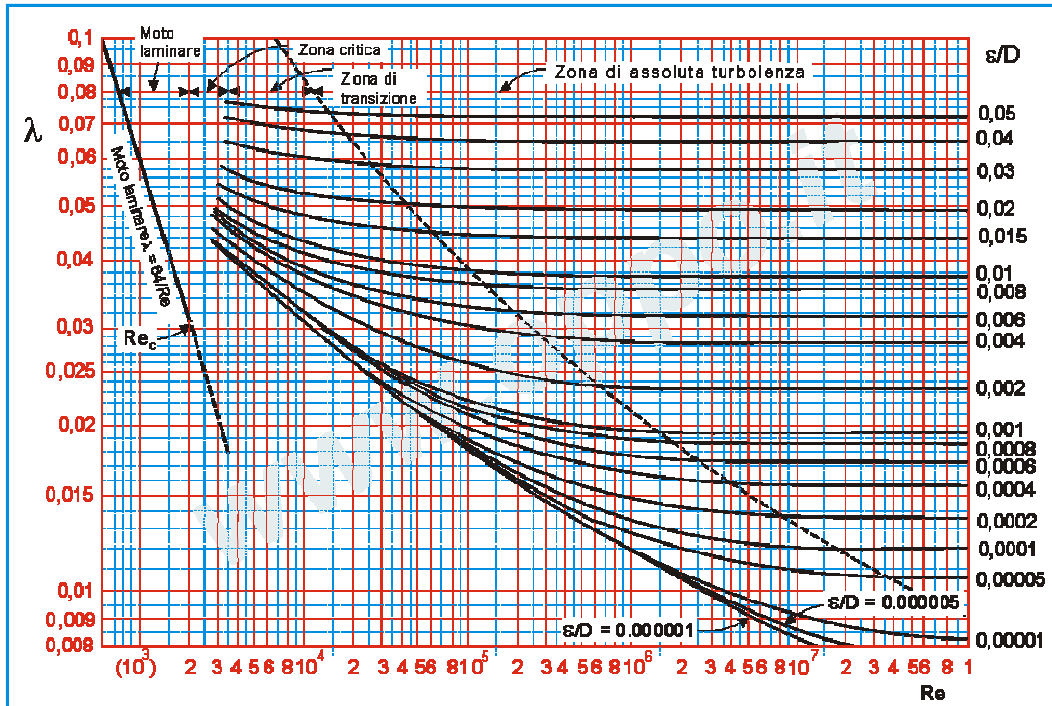


Figura 2.3 – Ábaco de Moody

No caso de condutos circulares utilizados para transporte de ar condicionado existem ábacos específicos que fornecem diretamente a perda de carga em função da velocidade e vazão de ar. Na figura 2.4 – Perda por Atrito nos Dutos ilustra um ábaco para determinação da perda de carga em condutos para condicionamento de ar.

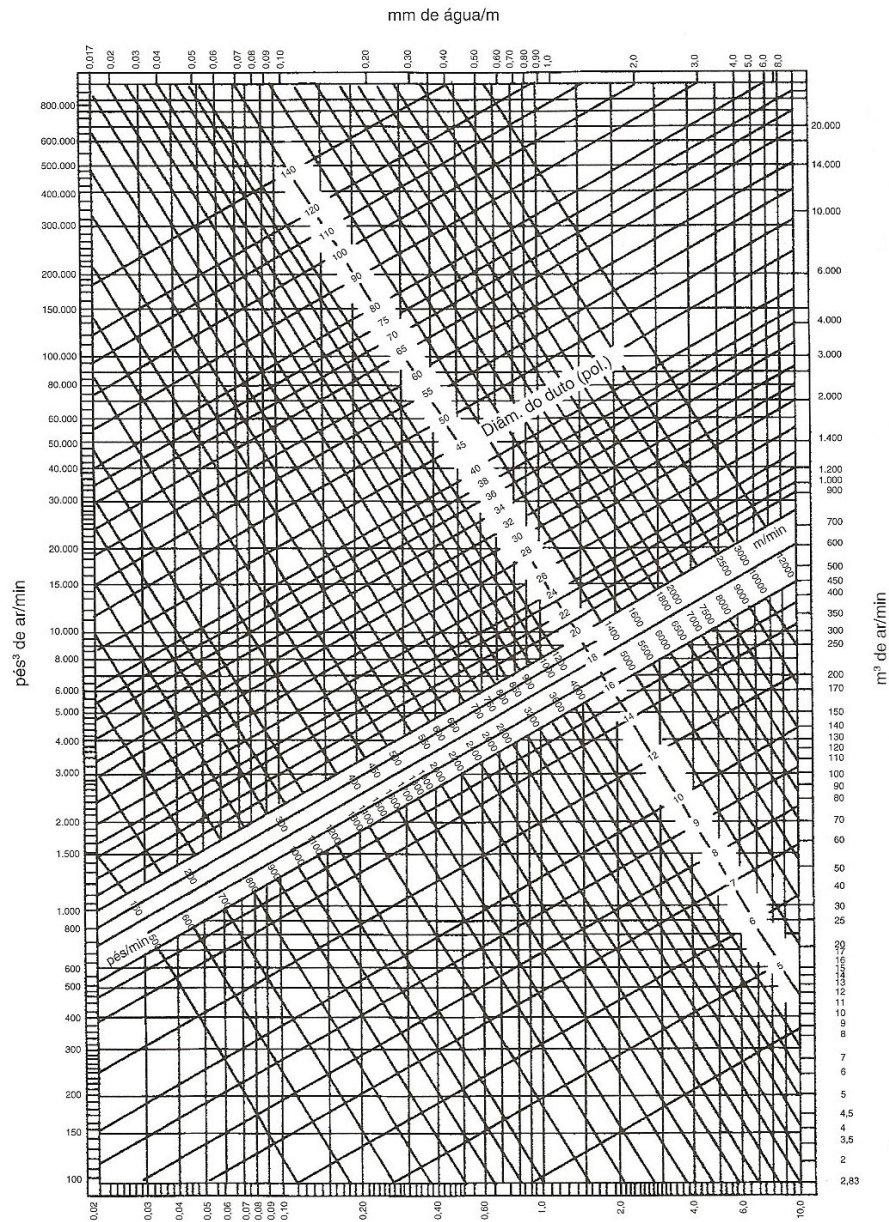


Figura 2.4 – Perda por atrito nos dutos

O número de Reynolds é um numero adimensional utilizado para definir o regime de escoamento de um fluido sendo dependente da viscosidade, densidade, velocidade e

diâmetro do conduto por onde escoo o fluido como mostrado na equação a seguir.

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad \text{Equação 2.9}$$

Re= Número de Reynolds

V = Velocidade

D= Diâmetro

ρ = Densidade

μ =Viscosidade

Tipicamente, por valores experimentais, costuma-se caracterizar um fluido com escoamento laminar com $Re < 2100$, escoamento de transição $2300 < Re < 4000$ e escoamento turbulento com $Re > 4000$.

Analiticamente a primeira equação para determinação do fator f foi estabelecida por Coolebrook-White em 1939 e tem sido utilizada como padrão referencial, no entanto como o fator f esta presente nos dois membros da equação a solução requer um processo iterativo o que dificulta seu uso.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{k}{3,7 \cdot D} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \quad \text{Equação 2.10}$$

Dessa forma muitos pesquisadores se empenharam em encontrar equações de simples resolução e fácil memorização que pudessem ser utilizadas. Descrevemos, a seguir, as equações mais conhecidas e com menor erro em relação a Colebrook-White.

- **Sousa-Cunha-Marques, 1999 (erro = 1,23%):**

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{k}{3,7 \cdot D} + \frac{2,51}{Re} \cdot \log_{10} \left(\frac{K}{3,7 \cdot D} + \frac{5,09}{Re^{0,87}} \right) \right) \quad \text{Equação 2.11}$$

- **Haaland, 1983 (erro = 2,20%):**

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \log_{10} \left(\left(\frac{K}{3,7 \cdot D} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right) \quad \text{Equação 2.12}$$

- **Barr, 1972 (erro = 3,75%):**

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{k}{3,7 \cdot D} + \frac{5,15}{Re^{0,802}} \right) \quad \text{Equação 2.13}$$

- **Swamee-Jain, 1976 (erro = 3,86%):**

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{k}{3,7 \cdot D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \quad \text{Equação 2.14}$$

- **Churchill, 1973 (erro = 3,93%):**

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{k}{3,7 \cdot D} + \frac{7}{Re} \right) \quad \text{Equação 2.15}$$

f = coeficiente de perda de carga distribuída

k = Rugosidade relativa

Recentemente, o doutor professor e coordenador do departamento de engenharia mecânica da UFMG – Universidade Federal de Minas Gerais Luiz machado, na sua tese de doutorado, estabeleceu as seguintes equações para cálculo do fator de atrito em função do número de Reynolds.

- Reynolds menor que 2300

$$f = \frac{64}{Re} \quad \text{Equação 2.16}$$

- Reynolds entre 2300 e 10000

$$f = \frac{0,316}{Re^{0,252}} \quad \text{Equação 2.17}$$

- Reynolds maior que 10000

$$f = \left(\frac{1}{1,82 * \log_{10}(Re) - 1,64} \right)^2 \quad \text{Equação 2.18}$$

2.4.2 - Perda de Carga Menor

Esta é a perda de carga localizada (em acessórios, como um registro, curva, filtro, redução, expansão, etc.). Dependendo do acessório situado em um conduto, a perda menor (no acessório) pode ser maior que a perda de carga maior (no conduto). Estas perdas são estimadas por relações matemáticas em função da velocidade e geometria do acessório. Conforme citado por Helio Creder (2004) o fluxo de qualquer fluido se verifica pela diferença de pressão que no caso de um duto para ar é proporcionada pelo ventilador. Considerando desprezível o atrito, podemos utilizar as mesmas leis da queda de corpos:

$$V = \sqrt{2 \cdot g \cdot h} \quad \text{Equação 2.19}$$

V= Velocidade

G= Aceleração da Gravidade

h= Altura

Lembrando que a pressão é a densidade do fluido pela altura (energia potencial), podemos escrever a seguinte relação:

$$V = \sqrt{2 \cdot g \cdot (60)^2 \cdot Pv / \rho} \quad \text{Equação 2.20}$$

ρ = Densidade

Pv= Pressão Dinâmica

Considerando a densidade para o ar padrão de 1,2 Kg/m³ e a velocidade em metro por minuto, concluímos que a pressão dinâmica, em mm de CA, é fornecida pela seguinte relação:

$$Pv = \frac{V^2}{242,2^2} \quad \text{Equação 2.21}$$

A pressão dinâmica, sendo conhecida a velocidade do fluido, também pode ser determinada através de ábacos.

Com o valor da pressão dinâmica, a perda de carga é determinada em função de sua geometria e finalidade através das relações ilustradas na figura 2.5 – Perda de carga nas varias partes de um sistema de duto.

Já a perda de carga em difusores e grelhas utilizados para distribuição do ar é determinada utilizando-se ábacos dos fabricantes devido ao material de construção e geometria desses componentes variarem e conseqüentemente a perda de carga.

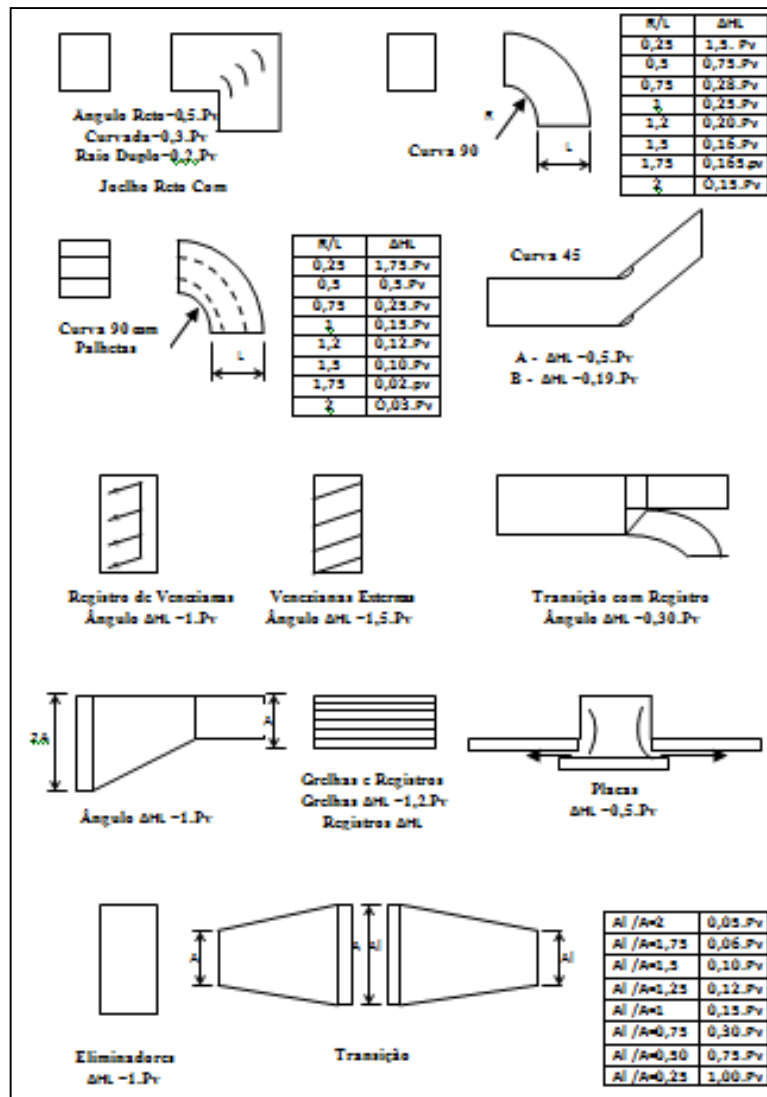


Figura 2.5 – Perda de carga nas varias partes de um sistema de duto

2.5 - Dimensionamento dos dutos

2.5.1. Método da velocidade

Neste método, a velocidade é atribuída a cada seção da rede de duto, sendo a velocidade mais alta à saída do ventilador e vai sendo reduzida à medida que as várias derivações vão saindo do duto principal. As velocidades recomendadas em função do ruído e eficiência energética foram padronizadas pela norma ANTNBRA16401, e estão descritas na tabela 2.3 – Velocidades mínimas recomendadas para dutos principais e ramais. Sendo a quantidade de ar (vazão) já determinada no cálculo da carga térmica para cada seção, pode-se, utilizando a equação da continuidade, determinar o diâmetro do duto.

$$Q = V.A$$

Equação 2.22

$$Q = \text{Vazão}$$

$$V = \text{Velocidade}$$

$$A = \text{Área}$$

| Aplicação | Conduitos Principais | | Conduitos de Derivação | |
|----------------------------------------------------------------|----------------------|---------|------------------------|---------|
| | Insuflamento | Retorno | Insuflamento | Retorno |
| Residências | 5 | 4 | 3 | 3 |
| Apartamentos; Dormitório de hotel; Dormitório de Hospital | 7,5 | 6,5 | 6 | 5 |
| Oficinas Particulares; Escritórios e Bibliotecas | 10 | 7,5 | 8 | 6 |
| Salas de cinema, Teatro e Auditórios | 6,5 | 5,5 | 5 | 4 |
| Oficinas publicas, comércios de primeira categoria e bancos | 10 | 7,5 | 8 | 6 |
| Comercio de categoria media | 10 | 7,5 | 8 | 6 |
| Indústrias | 15 | 9 | 11 | 7,5 |

Tabela 2.4 – Velocidades mínimas P/ dutos principais e ramal – Manual Carrier

Com a dimensão do duto, vazão e velocidade a perda unitária pode ser encontrada analiticamente através das equações citadas na seção 2.4.1 dessa monografia ou em ábaco conforme ilustrado na figura 2.3. A perda total é então encontrada adicionando as perdas nas seções individuais que entre si.

Em seguida o diâmetro circular de cada seção é convertido em dimensões equivalentes retangulares ou ovais. Esta conversão pode ser efetuada analiticamente através das equações abaixo ou pelo ábaco ilustrado no anexo 5 – Dutos Retangulares equivalentes.

$$D = 1,3 \cdot \frac{(A \cdot B)^{0,625}}{(A + B)^{0,250}} \quad \text{Equação 2.23}$$

$$D = \frac{1,55 \cdot ((\pi \cdot B^2 / 4) + B \cdot (A - B))^{0,625}}{((\pi \cdot B + 2 \cdot (A - B)))^{0,250}} \quad \text{Equação 2.24}$$

D = Diâmetro

A = Lado maior do duto

B = Lado menor do duto

2.5.2. Método da igual perda de carga

Neste método a perda é mantida constante em todo o sistema e para determiná-la basta multiplicar a perda unitária pelo comprimento equivalente do duto.

Conhecendo-se a quantidade de ar que o ventilador está descarregando e a velocidade inicial (definida pela norma ABNTNBR16401), calcula-se a perda de carga conforme explicado na seção 2.4.1 perda unitária. O tamanho dos dutos para a porção restante da rede de dutos é encontrado na figura 2.4, no cruzamento da linha correspondente a perda unitária com a linha de vazão. Analiticamente podemos, utilizando as equações da seção 2.4.1 dessa monografia, determinar o diâmetro do duto.

Em seguida o diâmetro circular de cada seção é convertido em dimensões equivalentes retangulares ou ovais conforme mostrado na seção 2.3.1 dessa monografia.

2.6 - Ventilador

O ventilador é o componente responsável por fazer o ar circular através da rede de dutos seus acessórios até o recinto condicionado e retorno a entrada do condicionador. A energia mecânica do ventilador é fornecida por um motor elétrico dimensionado para imprimir ao ventilador uma rotação e potência necessária para atingir a vazão adequada a vencer as resistências (perda de carga) impostas pelos dutos.

Os ventiladores podem ser classificados em todos os tipos de acordo com a sua construção em axiais e centrífugos. O fluxo de ar em ventiladores centrífugos é essencialmente radial (perpendicular ao eixo), enquanto que nos ventiladores axiais é paralelo ao eixo.

2.6.1 – Ventiladores Centrífugos

Os vários tipos de ventiladores centrífugos que existem diferem uns dos outros em seu projeto e montagem podendo descarregar o ar em qualquer direção. A característica principal que os distingue é a inclinação das pás a qual, inclusive, determina as características de desempenho do ventilador. Os três diferentes tipos de ventiladores centrífugos utilizados em condicionamento de ar são o ventilador de pás curvadas para frente, ventilador de pás curvadas para trás e o ventilador de pás curvadas para trás em forma de asa.

O projeto de pá em forma de asa tem como resultado uma corrente de ar suave através da superfície da pá, eliminando corrente de remoinho que produzem turbulência e barulho na roda do ventilador.

Os ventiladores de pá curvada para frente, com menor rotação, apanham mais ar, porém o ruído e o risco de sobrecarga no motor são maiores. Já os de pá curvada para trás requerem praticamente o dobro da rotação para a mesma vazão, porém é mais silencioso e corre menor risco de sobrecarga no motor.

2.6.2 – Ventiladores Axiais

Os ventiladores axiais são divididos em três tipos de acordo com o serviço que

executaram. Os três tipos são ventiladores de hélice, ventiladores de tubo axial e ventiladores de palhetas axiais.

Os ventiladores de hélice são de baixa pressão e alta capacidade que raramente são aplicados para mais de 19 mm de pressão estática sendo construídos para ligação direta ao motor ao para transmissão com correia trapezoidal. Os ventiladores de tubo axial podem ser considerados como ventiladores de hélice para tarefas pesadas e geralmente utilizados para ligação em dutos. Já o ventilador de palheta axial, devido às palhetas localizadas por de trás da rota, retificam a corrente em expira axial aumentando o rendimento estático e permitem a aplicação em dutos diversificados.

2.6.3 – Lei dos ventiladores

Conforme TRANE, para aplicação de ventiladores, o desempenho de um ventilador, a velocidade e densidades de ar variáveis, podem ser previsto por leis básicas sobre ventiladores quando se existem dados de ensaio de desempenho para estes ventiladores. Estas leis indicam o volume de ar, a pressão (total, dinâmica ou velocidade) e a potência necessárias a velocidade e densidades do ar variáveis. As relações são:

- Vazão variando com a rotação e com o quadrado do diâmetro

$$Q_2 = Q_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right) \cdot \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \quad \text{Equação 2.25}$$

- Pressão Variando com o quadrado da rotação e diâmetro

$$P_{e2} = P_{e1} \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \cdot \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \quad \text{Equação 2.26}$$

- Potência variando com o cubo da rotação e quádruplo do diâmetro

$$N_2 = N_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \cdot \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5 \quad \text{Equação 2.27}$$

Q = Vazão

D = Diâmetro

n = Rotação

N = Potência

2.6.4 – Desempenho e Seleção do Ventilador

A potência real para acionar um ventilador é a potência que seria necessária para vencer as perdas de energia no ventilador. Esta potência é determinada através de ensaio real do ventilador. Dessa forma o rendimento total do ventilador pode ser calculado através da seguinte relação:

$$\eta_t = \frac{Q \cdot P_t}{75 \cdot N} \quad \text{Equação 2.28}$$

O rendimento estático pode ser calculado utilizando a pressão estática na equação acima. Para se determinar o rendimento o ideal seria utilizar a pressão total, no entanto a mesma é raramente conhecida e de difícil medição, enquanto a pressão estática é conhecida praticamente em todos os casos. Por este motivo o rendimento estático é usado mais frequentemente do que o rendimento total do ventilador. Sendo o rendimento do ventilador conhecido a potência necessária pode ser obtida através da seguinte relação:

$$N = \frac{Q \cdot P_e}{75 \cdot \eta_t} \quad \text{Equação 2.29}$$

O desempenho de um ventilador é afetado pela densidade do ar com que o ventilador esta trabalhando. Ou seja, a pressão estática contra a qual o ventilador deve distribuir o ar e a potência necessária para acionar o ventilador alterará se estiver de acordo com a variação da densidade. Por esta razão as características e curva de desempenho de todos os ventiladores são corrigidas para o normal com densidade de 1,2 Kg/m³ e um volume específico de 0,8333 m³/Kg. Dessa forma, conhecendo-se a pressão e vazão reais exigidas do ventilador, antes de consultar a tabela ou curva do ventilador, a pressão requerida deve ser modificada através da aplicação da equação 2.30. A seguir, o ventilador é selecionado em função da vazão real e da pressão corrigida. O ábaco da

figura 2.6 – fornece a razão entre a densidade em uma nova condição e a densidade normal em função da temperatura para diferentes altitudes e pressões.

$$\frac{P_{e1}}{P_{e2}} = \frac{\rho_1}{\rho_2}$$

Equação 2.30

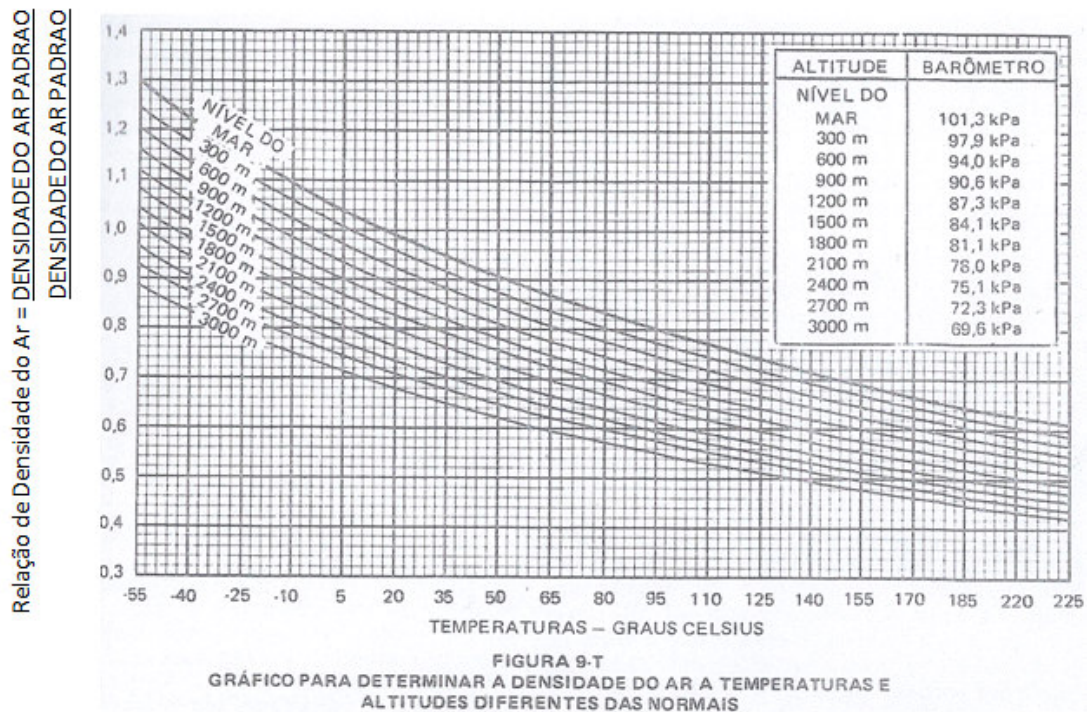


Figura 2.6 – Razão entre Densidade e Densidade para diferentes altitudes

2.6.5 – Curva de Desempenho do ventilador

A curva de desempenho de um ventilador mostra a relação entre a quantidade de ar que um ventilador distribuirá e a pressão, estática ou total, contra a qual ele pode descarregar a vazão de ar e a potência necessária. A figura 2.7 representa a curva de um ventilador na qual mostra as linhas de pressão e rendimento.

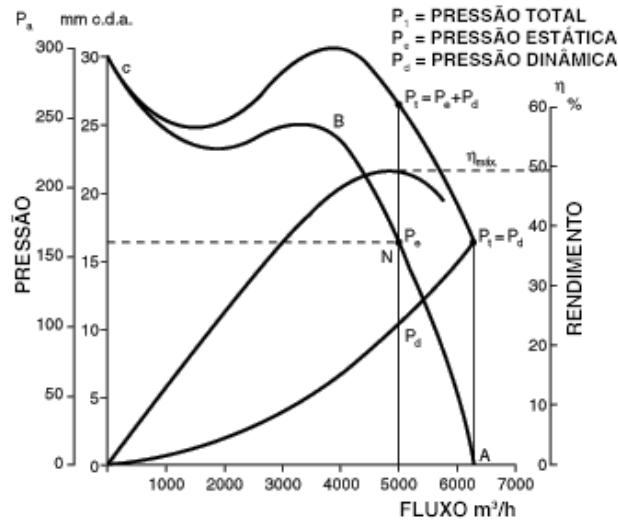


Figura 2.7 - Curva do ventilador

Analisando o modelo de curva da figura 2.7, concluímos que a zona de trabalho ideal de um ventilador é o trecho A-B da sua característica. Neste trecho, uma alteração ligeira na pressão causa baixa variação na pressão, além do rendimento variar pouco. Já entre B e C o seu funcionamento é instável, o rendimento desce rapidamente e aumenta notavelmente o ruído. Por isso em muitos catálogos é representado apenas o trecho eficaz de funcionamento, evitando o trecho até a pressão máxima de que é capaz. No anexo 3 – Curva do Ventilador pode-se visualizar a curva de um ventilador selecionado, através do software de seleção da TORIN, para os seguintes dados:

- Vazão – 3324 m³/h
- Perda de Carga – 30 mmca
- Localização: Belo Horizonte

2.6.6 – Ponto de operação de um ventilador

Conhecendo-se a perda de pressão ao longo do duto em função da vazão, podemos traçar na curva do ventilador, a curva do sistema, e encontrar o ponto de operação. Ou seja, será o ponto de operação, o ponto de interseção entre a curva do sistema e do ventilador.

Caso não sejam conhecidas as perdas de pressão do sistema em função da vazão, o

ponto de operação de um ventilador, uma vez determinada a perda de carga que o mesmo deve vencer, pode ser determinado assinalando sobre o eixo de ordenadas a perda de carga em mmca. A partir daqui, e com uma horizontal, chegaremos a cortar a curva característica num ponto a partir do qual, e mediante uma linha vertical, chegaremos a cortar o eixo de abscissas, onde nos indicará o fluxo que proporcionará o ventilador, trabalhando contra a perda de carga que consideramos inicialmente.

2.7 - Estudo de caso

A rede de duto ilustrada na figura 2.8 foi dimensionada para promover as condições de conforto conforme cálculo da carga térmica. A seguir demonstramos a rotina de cálculo executada pelo método de igual perda de carga apresentado na seção 2.4 dessa monografia. Estes cálculos foram feitos através das equações e ábacos despendendo tempo além de serem susceptíveis a erros.

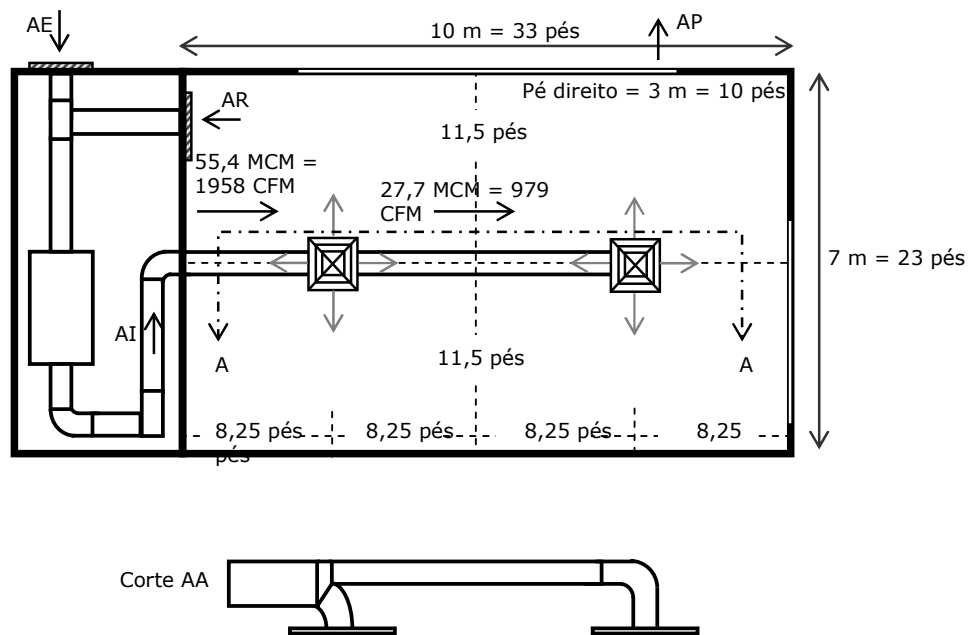


Figura 2.8- Rede de Dutos Sala Treinamento

2.7.1 – Rotina de cálculo

A - Dados Iniciais

$$Q = 55,4 \text{ MCM} = 0,923 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$V = 6 \text{ m / s Tabela 2.3} = 360 \text{ MPM}$$

$\rho = 1,2928 \text{ Kg/m}^3$ para ar a zero grau

$\mu = 0,0000174 \text{ Kg/m.s}$ para ar a zero grau

B – Cálculo do número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{V \cdot \pi I}}}{\mu} \rightarrow Re = \frac{1,2928 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 6 \text{ m/s} \cdot \sqrt{\frac{4,0,923 \text{ m}^3/\text{s}}{6 \text{ m/s} \cdot 3,14}}}{0,0000174 \text{ Kg/m.s}} \rightarrow Re = 197343,91$$

B.1 – Como o número de Reynolds é maior do que 4000 (quatro mil) e 100000 (dez mil). Concluímos respectivamente que o escoamento é turbulento e que a equação 2.15 pode ser utilizada para calcular o fator de atrito f .

C – Cálculo do fator de atrito f

$$f = \left(\frac{1}{1,82 * \log_{10}(Re) - 1,64} \right)^2 \rightarrow f = \left(\frac{1}{1,82 * \log_{10}(197343,91) - 1,64} \right)^2$$

$$f = 0,0156$$

D – Cálculo da perda de carga Distribuida

$$\frac{\Delta H}{L} = \frac{f \cdot V^2}{\sqrt{\frac{4 \cdot Q}{V \cdot \pi I}} \cdot 2 \cdot g} \rightarrow \frac{\Delta H}{L} = \frac{0,0156 \cdot (6 \text{ m/s})^2}{\sqrt{\frac{4,0,923 \text{ m}^3/\text{s}}{6 \text{ m/s} \cdot 3,14}} \cdot 2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \rightarrow \frac{\Delta H}{L} = 0,065 \text{ mm/m}$$

E – Cálculo do diâmetro do duto por trecho

E.1 – Primeiro Trecho – Duto Insuflamento

$$\frac{\Delta H}{L} = \frac{8 \cdot f \cdot Q^2}{D^5 \cdot g \cdot \pi I^2} \rightarrow 0,0647 = \frac{8 \cdot 0,0156 \cdot (0,923 \text{ m}^3/\text{s})^2}{D^5 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot \pi I^2} \rightarrow D = 0,443 \text{ m} = 443 \text{ mm}$$

E.2 – Segundo Trecho – Duto Insuflamento

$$\frac{\Delta H}{L} = \frac{8 \cdot f \cdot Q^2}{D^5 \cdot g \cdot \pi I^2} \rightarrow 0,0647 = \frac{8 \cdot 0,0156 \cdot (0,461 \text{ m}^3/\text{s})^2}{D^5 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot \pi I^2} \rightarrow D = 0,335 \text{ m} = 335 \text{ mm}$$

E.3 – Duto de retorno

$$\frac{\Delta H}{L} = \frac{8 \cdot f \cdot Q^2}{D^5 \cdot g \cdot \pi^2} \rightarrow 0,0647 = \frac{8,0,0156 \cdot (0,728 \text{ m}^3/\text{s})^2}{D^5 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot \pi^2} \rightarrow D = 0,402 \text{ m} = 402 \text{ mm}$$

E.4 – Duto renovação

$$\frac{\Delta H}{L} = \frac{8 \cdot f \cdot Q^2}{D^5 \cdot g \cdot \pi^2} \rightarrow 0,0647 = \frac{8,0,0156 \cdot (0,166 \text{ m}^3/\text{s})^2}{D^5 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot \pi^2} \rightarrow D = 0,223 \text{ m} = 223 \text{ mm}$$

E.5 – Duto entrada do Condicionador

$$\frac{\Delta H}{L} = \frac{8 \cdot f \cdot Q^2}{D^5 \cdot g \cdot \pi^2} \rightarrow 0,0647 = \frac{8,0,0156 \cdot (0,923 \text{ m}^3/\text{s})^2}{D^5 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot \pi^2} \rightarrow D = 0,443 \text{ m} = 443 \text{ mm}$$

F – Conversão para o duto retangular equivalente

F.1 – Utilizando o ábaco do anexo 4, temos:

| Trecho (Duto) | Diâmetro circular | Duto retangular equivalente | |
|-----------------|-------------------|-----------------------------|------------|
| | | Lado Maior | Lado Menor |
| Insuflamento | 443 / 18" | 400 | 400 |
| Insuflamento | 335 / 13" | 300 | 300 |
| Retorno | 402 / 15" | 400 | 400 |
| Renovação | 223 / 9" | 200 | 200 |
| Entrada Maquina | 443 / 18" | 400 | 400 |

G – Cálculo da perda Localizada**G.1 – Duas Curva 90**

$$Pv = \frac{V^2}{242,2^2} \rightarrow Pv = \frac{360^2}{242,2^2} \rightarrow Pv = 2,21 \text{ mm}$$

$$\Delta H = 0,5 \cdot Pv \rightarrow \Delta H = 0,5 \cdot 2,21 \cdot 2 \rightarrow \Delta H = 2,240 \text{ mm}$$

G.2 – Joelho Reto (Ângulo reto)

$$Pv = \frac{V^2}{242,2^2} \rightarrow Pv = \frac{360^2}{242,2^2} \rightarrow Pv = 2,21 \text{ mm}$$

$$\Delta H = 0,8 \cdot Pv \rightarrow \Delta H = 0,8 \cdot 2,21 \rightarrow \Delta H = 1,77 \text{ mm}$$

G.3 – Uma Transição com Registro

$$Pv = \frac{V^2}{242,2^2} \rightarrow Pv = \frac{360^2}{242,2^2} \rightarrow Pv = 2,21 \text{ mm}$$

$$\Delta H = 0,3.Pv \rightarrow \Delta H = 0,3.2,21 \rightarrow \Delta H = 0,660 \text{ mm}$$

G.3 – Difusores e Grelhas

Para os difusores e grelhas, utilizaremos os catálogos e o software de seleção de produtos do fabricante TROX. De acordo com o software de seleção da TROX temos:

| Difusor | Tipo | Qt | Perda(mm) | Ruído dB(A) |
|--------------|----------------------------|----|-----------|-------------|
| Insuflamento | ADLR-ZH-M/8/0/0/0/RAL 9010 | 2 | 4,58 | 45 |
| Total | | | 9,17 | 90 |

Para a Grelha de ar de retorno e renovação consultando o catalogo da TROX no Anexo 1 – Grelhas de Retorno AT / VAT e Anexo 2 - Tomada de Ar Externo respectivamente temos a seguinte especificação:

| Grelha | Tipo | Altura (mm) | Largura (mm) | Perda (mmCA) | Ruído dB(A) |
|-----------|---------|-------------|--------------|--------------|-------------|
| Retorno | AT | 525 | 525 | 1,2 | 36 |
| Renovação | VDF-FMB | 247 | 247 | 7,5 | |
| Total | | | | 8,7 | 36 |

G.4 – Perda Localizada Total

$$\Delta H = \sum \Delta H \rightarrow \Delta H = 2,240 + 1,77 + 0,660 + 9,17 + 1,2 + 7,5 \rightarrow \Delta H = 22,540 \text{ mm}$$

H – Perda de carga Total

Considerando um comprimento total da rede de dutos (insuflamento e retorno) de 20 m temos uma perda de carga total (localizada mais distribuída) de :

$$\Delta H = \sum \Delta H \rightarrow \Delta H = (20.0,65) + 22,540 \text{ mm} \rightarrow \Delta H = 35,540 \text{ mm}$$

2.8 Conclusão

Neste capítulo foi apresentado um compêndio sobre o dimensionamento de condutos

para transporte de ar condicionado através dos métodos de velocidade constante e igual perda de carga respectivamente, incluindo ábaco, equações e normas técnicas utilizados no dimensionamento. Além disso, apresentou os critérios para especificação dos demais componentes da rede de dutos como grelhas, difusores e ventilador.

Efetuada-se o dimensionamento com a utilização de equações e de ábacos, demanda tempo e pode gerar erros. No próximo capítulo será apresentado o software que foi desenvolvido para auxiliar o engenheiro no dimensionamento da rede de dutos. Neste capítulo, várias equações e ábacos apresentados serão convertidos em polinômios de interpolação. Este procedimento será de importância capital para o desenvolvimento das rotinas de cálculo do software.

CAPÍTULO 3: SOFTWARE DIMENSIONAMENTO DE DUTOS

3.1 - Introdução

O software aqui apresentado foi desenvolvido, tendo como objetivo constituir-se numa ferramenta de simples utilização, fornecendo de maneira rápida e precisa o dimensionamento da rede de dutos. Foi concebido sobre a plataforma Excel e constituiu-se de duas planilhas. A primeira calcula a perda de carga maior (distribuída) e as dimensões dos dutos, enquanto a segunda calcula a perda de carga menor (localizada). Se a quantidade de linhas já construídas na primeira planilha (10 linhas) não for suficiente para representar toda a rede de duto, as linhas podem ser reproduzidas tantas vezes quanto necessárias.

UFMG - CECAR 2010 - DIMENSIONAMENTO DE REDE DE DUTOS PARA AR CONDICIONADO

| Seleção do Fluido e suas características | | | | | | | | | | Equações | | | | |
|------------------------------------------------|--------------------|--------------------------|-----------------------------------|--------------|--------------|---------------|-------------------------------|-----------------------------------------------------|----------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------|---------|------|
| Ar | | Ar | | Água | | Outro Fluido | | Calculo do numero de Reynolds | | Perda de carga função de V e Q | | | | |
| Temperatura | 10 | Viscosidade | 0,00017674 | Densidade | 1,2271457 | Viscosidade | 0,001336059 | Densidade | 999,25802 | $Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu}$ | $\frac{\Delta H}{L} = \frac{f \cdot V^3}{4 \cdot Q \cdot \sqrt{V \cdot \pi} \cdot 2G}$ | | | |
| Dados Entrada | | Calculo Reynolds | | Pot. Bomba | H Localizada | H Distribuido | ΔH Total | | $Re = \frac{4 \cdot Q}{V \cdot \pi \cdot D}$ | $Q = \text{Vazão}$ | $\rho = \text{Densidade}$ | | | |
| Velocidade | Vazão | Reynolds | #DIV/0! | Escoamento | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | Calculo do fator de atrito | Reynolds | Perda de carga função de D e Q | | | |
| Fator f | Perda ΔH/L | Diametro | Potência Vent. | Equações | | | | $f = \frac{64}{Re}$ | Laminar | $\frac{\Delta H}{L} = \frac{8 \cdot f \cdot Q^2}{D^5 \cdot G \cdot \pi^2}$ | | | | |
| #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | Equação Diametro circular p/ Oval | | | | $f = \frac{0,316}{Re^{0,25}}$ | Transição | 2300 < Re < 10000 | Diametro Circular p/ Retangular | | | | |
| Calcular Duto Retangular | Calcular Duto Oval | Calcular Pot. Ventilador | Calcular Pot. Bomba | Novo Cálculo | | | | $f = \frac{1}{[1,82 \cdot \log_{10}(Re) - 1,64]^2}$ | Tubulento | Re > 10000 | $De = 1,3 \cdot \frac{(a \cdot b)^{0,625}}{(a + b)^{0,250}}$ | | | |
| Cálculo Diametros Circular com Perda Constante | | | | | | | | | | Duto Retangular Equivalente | | Duto Oval Equivalente | | Item |
| Item | Boca | V | Q | Perda ΔH/L | L | ΔH.L | D | A | B | A | B | #DIV/0! | #DIV/0! | Item |
| 1 | | #DIV/0! | | #DIV/0! | | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | 1 |
| 2 | | #DIV/0! | | #DIV/0! | | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | 2 |
| 3 | | #DIV/0! | | #DIV/0! | | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | 3 |
| 4 | | #DIV/0! | | #DIV/0! | | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | 4 |
| 5 | | #DIV/0! | | #DIV/0! | | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | 5 |
| 6 | | #DIV/0! | | #DIV/0! | | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | 6 |
| 7 | | #DIV/0! | | #DIV/0! | | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | 7 |
| 8 | | #DIV/0! | | #DIV/0! | | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | 8 |
| 9 | | #DIV/0! | | #DIV/0! | | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | 9 |
| 10 | | #DIV/0! | | #DIV/0! | | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | 10 |
| Total | | #DIV/0! | | #DIV/0! | | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | #DIV/0! | |

Figura 2.9 – Software dimensionamento rede dutos – Tela cálculo do diâmetro

UFMG - CECAR 2010 - DIMENSIONAMENTO DE REDE DE DUTOS PARA AR CONDICIONADO

| Perdas em Joelhos retos com palhetas | | | | Perdas em Curvas a 90° | | | | Perdas em Curvas a 90° C/ Palhetas | | | | | | | |
|--------------------------------------|------------|----|-------|-------------------------------|------------|------------|-------|------------------------------------|---------|------------|-------|---------------------|---------|---------|-------|
| Descrição | Velocidade | Pv | qt | Perda | R/L | Velocidade | Pv | qt | Perda | Velocidade | Pv | qt | Perda | | |
| Curvadas | | 0 | 1 | 0 | 0,5 | | 0 | 1 | 0 | | 0 | 1 | 0 | | |
| Curvadas | | 0 | 1 | 0 | | | 0 | 1 | 0 | | 0 | 1 | 0 | | |
| Ângulo Reto | | 0 | 1 | 0 | | | 0 | 1 | 0 | | 0 | 1 | 0 | | |
| Raio Duplo | | 0 | 1 | 0 | | | 0 | 1 | 0 | | 0 | 1 | 0 | | |
| Perdas em Transições | | | | Perdas em Curva 45 | | | | Perdas Em Grelhas e Registros | | | | | | | |
| Descrição | Velocidade | Pv | qt | Perda | Velocidade | Pv | qt | Perda A | Perda B | Velocidade | Pv | qt | Perda G | Perda R | |
| | | 0 | 1 | 0 | | 0 | 1 | 0 | 0 | | 0 | 1 | 0 | 0 | |
| | | 0 | 1 | 0 | | 0 | 1 | 0 | 0 | | 0 | 1 | 0 | 0 | |
| | | 0 | 1 | 0 | | 0 | 1 | 0 | 0 | | 0 | 1 | 0 | 0 | |
| | | 0 | 1 | 0 | | 0 | 1 | 0 | 0 | | 0 | 1 | 0 | 0 | |
| Perda em Registros de Venezianas | | | | Perdas em Venezianas externas | | | | Perda em Transição c/ Registro | | | | Perda em Area Livre | | | |
| velocidade | Pv | qt | Perda | velocidade | Pv | qt | Perda | velocidade | Pv | qt | Perda | velocidade | Pv | qt | Perda |
| | 0 | 1 | 0 | | 0 | 1 | 0 | | 0 | 1 | 0 | | 0 | 1 | 0 |
| | 0 | 1 | 0 | | 0 | 1 | 0 | | 0 | 1 | 0 | | 0 | 1 | 0 |
| | 0 | 1 | 0 | | 0 | 1 | 0 | | 0 | 1 | 0 | | 0 | 1 | 0 |
| | 0 | 1 | 0 | | 0 | 1 | 0 | | 0 | 1 | 0 | | 0 | 1 | 0 |
| Perda em Placas | | | | Perda em Eliminadores | | | | Perdas Diversas | | | | Perda Total | | | |
| velocidade | Pv | qt | Perda | velocidade | Pv | qt | Perda | Difusores Grelhas Outras | | | | Perda Total | | | |
| | 0 | 1 | 0 | | 0 | 1 | 0 | | | | | | | | |
| | 0 | 1 | 0 | | 0 | 1 | 0 | | | | | | | | |
| | 0 | 1 | 0 | | 0 | 1 | 0 | | | | | | | | |
| | 0 | 1 | 0 | | 0 | 1 | 0 | | | | | | | | |
| | 0 | 1 | 0 | | 0 | 1 | 0 | | | | | | | | |

Calcular Perda Localizada Total Novo Calculo

Figura 2.10 – Software dimensionamento rede de dutos – Tela Perda Distribuída

3.2 – Funcionamento do Software

A partir da vazão levantada na carga térmica da viscosidade e densidade do ar definidas, em relação à temperatura e da velocidade, o software calcula a perda de carga maior (distribuída). Esta perda inicial é mantida constante, e dessa forma, para cada vazão informada, o software calcula pelo método de igual perda de carga, o diâmetro circular, e o transforma para o equivalente retangular e oval. A perda localizada é determinada pelo software a partir da velocidade, ou seja, a partir dessa grandeza e da geometria da singularidade o software calcula a pressão dinâmica e a perda de carga na singularidade.

O software calcula o diâmetro equivalente através da ferramenta “ testes e hipóteses - atingir meta” do Excel. Ou seja, a partir do diâmetro circular e de uma dimensão informada, o software por tentativas, encontra o valor que substituído na equação 2.23 ou 2.24 é equivalente ao diâmetro.

Para determinação da densidade e viscosidade do ar em função da temperatura, construímos uma tabela com os valores dessas propriedades iniciando de 0 C a 100 C, variando de 1 em 1 C. A partir do Excel construímos o gráfico de dispersão e formatamos a linha de tendência para fornecer um polinômio de terceira ordem para relacionar a temperatura com a viscosidade e densidade. Este polinômio é utilizado pelo software para determinar a densidade e viscosidade para uma dada temperatura. A seguir os polinômios determinados a partir do Excel.

| Substância | Propriedade | Polinômio Gerado | Precisão |
|------------|-------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------|
| Ar | Densidade | $y = -1,18546E-06x^3 + 6,63976E-05x^2 - 6,68186E-03x + 1,28851E+00$ | $R^2 = 0,999925$ |
| | Viscosidade | $y = -8,83971E-15x^5 + 1,71732E-12x^4 - 1,22035E-10x^3 + 3,56973E-09x^2 + 7,73858E-09x + 1,73822E-05$ | $R^2 = 0,999605$ |
| Água | Densidade | $y = 0,0000148x^3 - 0,0057206x^2 + 0,0077202x + 1.000,1615543$ | $R^2 = 0,999966$ |
| | Viscosidade | $y = -2,8E-09x^3 + 5,969E-07x^2 - 4,69050E-05x + 0,0017386840$ | $R^2 = 0,995399$ |

Tabela 2.5 – Polinômios para calculo da Densidade e Viscosidade

O fluxograma abaixo ilustra o funcionamento do software de dimensionamento de

duos. As etapas na cor verde devem ser executadas pelo usuário. Para que o software funcione é necessário habilitar macros conforme abaixo (Excel 2007).

1. Clique no botão do Office. Em seguida clique “Opções do Excel”. Normalmente, logo na primeira tela já estará disponível a opção para habilitar a guia do desenvolvedor. Confira a imagem:

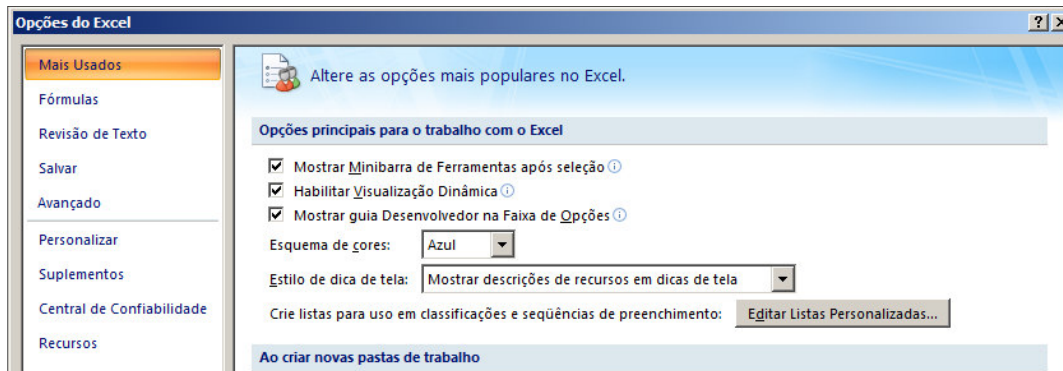


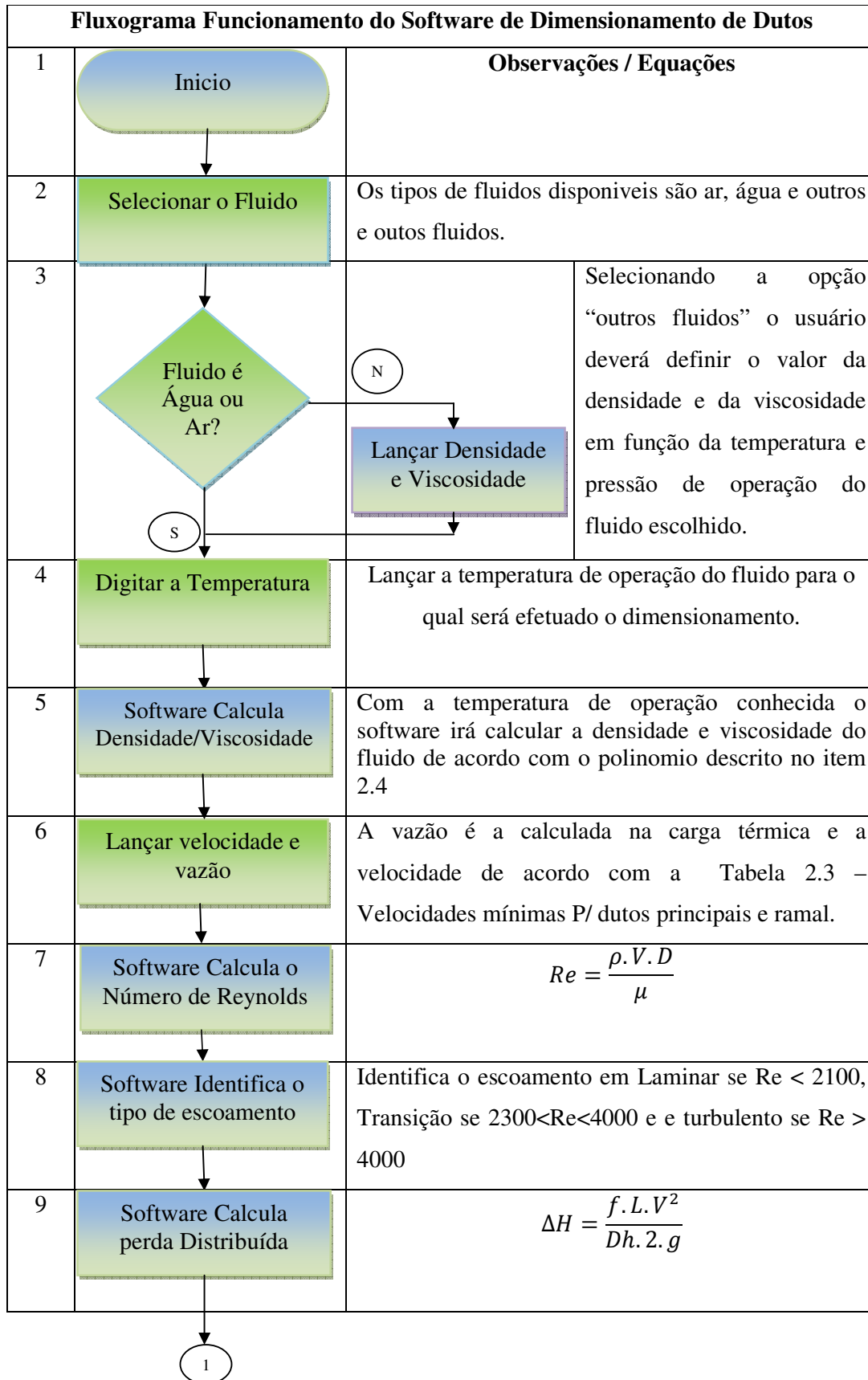
Figura 3.1 – Opções mais poluares do Excel

2. Depois de confirmar a exibição da guia Desenvolvedor, ela já estará visível na interface do Excel. Veja



Figura 3.2 – Habilitar Macro Excel

3. Perceba que a guia Desenvolvedor já estará disponível, e no canto inferior esquerdo está a opção para configurar a segurança das macros. Depois de clicar em “Segurança de Macro”, será aberta uma janela com as opções disponíveis. Escolha habilitar macros.



| | | |
|----|-------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| | 1 | |
| 10 | Lançar vazão p/ os trechos da rede. | É a vazão em cada trecho da rede de distribuição de ar definida no calculo da carga térmica. |
| 11 | Software calcula diâmetro por trecho. | $\frac{\Delta H}{L} = \frac{8 \cdot f \cdot Q^2}{D^5 \cdot g \cdot \pi^2}$ |
| 12 | Lançar um lado do duto retangular. | O usuário define, em função do espaço, um dos lados do duto retangular equivalente. |
| 13 | Software Calcula duto retangular | $D = 1,3 \cdot \frac{(A \cdot B)^{0,625}}{(A + B)^{0,250}}$ |
| 14 | Identificar e Lançar as singularidades | Identificar e lançar os tipos de singularidades (Joelhos, Curvas, Expansão, Etc) existentes na rede de dutos com as respectivas quantidades. |
| 15 | Lançar a velocidade em cada singularidade | Lançar as velocidades em cada singularidade identificada em MPM. |
| 16 | Software Calcula Perda nas Singularidades | O software calculará as perdas localizadas em cada trecho / singularidades de acordo com as equações da Figura 2.5. |
| 17 | Lançar outras perdas | Lançar outras perda como em difusores de acordo com o descrito no manual de cada fabricante. |
| 18 | Software Calcula Perda Carga Total | O software soma todas as perda de carga (localizada e distribuida) para calculo da perda de carga total. |
| 19 | Software Calcula potência do ventilador | $N = \frac{Q \cdot P_e}{75 \cdot \eta_t}$ |
| 20 | Fim | |

CAPÍTULO 4: CONCLUSÕES

Esse projeto apresenta uma solução simples para efetuar o dimensionamento da rede dutos com maior rapidez e confiabilidade em relação a utilização de equações e ábacos sendo igual as varias soluções existentes no mercado que também foram desenvolvidos através de uma ferramenta de informática. O diferencial desse projeto é o custo, ou seja, o Excel é um aplicativo que, além de fácil manuseio, já é parte do pacote do Office que é normalmente adquirido por pessoas físicas e jurídicas.

O dimensionamento da rede de distribuição de ar é desenvolvido tendo como objetivo principal à melhoria do estilo de vida dos ocupantes de uma edificação através do aumento do conforto ambiental, da segurança física e do aumento da eficiência energética da casa ou escritório, tornando o ambiente mais confortável, seguro e eficiente. A necessidade de maior conforto, informação e segurança não foram os únicos motivadores desse desenvolvimento. Os custos elevados das soluções existentes no mercado e o engessamento do projeto tornam interessante aos projetistas e engenheiros a análise da solução aqui apresentada. Dentro desse conceito, o software englobou a informatização de tabelas ábacos e equações apresentadas dentro do Excel, que além de ser uma ferramenta de baixo custo é de fácil manipulação e ainda conta com novas versões publicadas pela Microsoft o que possibilita a migração do mesmo para as mais recentes versões do Excel permitindo o acesso aos recursos disponibilizados enquanto as soluções existentes podem deixar de funcionar com as novas versões do Windows.

O sistema de ar-condicionado consome grande parte da energia elétrica contratada de uma edificação. O dimensionamento preciso da rede de dutos também propicia o funcionamento correto do sistema de controle e menor consumo de energia elétrica porque permite a correta seleção do ventilador.

Hoje os equipamentos de ar condicionado possuem uma padronização muito grande. Os componentes, as tecnologias são muito semelhantes. O que faz com que as empresas ganhem concorrências são os detalhes como a precisão no dimensionamento (menor fator de segurança).

Baseado na experiência da TUMA (empresa especializada em projetos de sistemas de ar condicionado) e da EMAC Engenharia de Manutenção (empresa especialista em manutenção predial) o dimensionamento preciso da rede de dutos tem os seguintes resultados:

- Propicia um excelente resultado no TAB – Testes, ajustes e Balanceamento da rede de distribuição do ar;
- Redução das taxas de falhas e o conseqüente o aumento da confiabilidade do sistema;
- Redução dos itens de peças sobressalentes, devido ao projeto correto
- Redução do nível de ruído;
- Redução das taxas de falhas humanas, devido ao ambiente saudável e confortável e Proporciona maior eficiência energética.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1) Machado, Luiz ; LALLEMAND, Monique ; HABERSCHILL, Phillipe . *Masse de fluide Frigorigène dans un Évaporateur em Fonctionnement Permanent ou Transitoire. International Journal Of Refrigeration, Inglaterra, v. 21, n. 5, p. 430-439, 1998.*
- 2) *Manual de Ar Condicionado da TRANE – Publicado para Benefício da Industria de Condicionamento e Ar por THE TRANE COMPANY LA CROSSE, WISDCONSIN U.S.A.*
- 3) *Refrigeration e Air Conditioning. Stoecker W. F. e Jones J. W. Editora McGrawHill, New Yourk, 1983. 443 p.*
- 4) *Instalações de Ar Condicionado Helio Creder – Sexta Edição Editora LTC – Grupo GEN.*
- 5) *Francisco de Assis A. Bastos; Problemas de Mecânica dos Fluídos, Editora Afiliada, 1983.*
- 6) www.klimasul.com.br/dutosflexiveis.php
- 7) www.trox.com.br
- 8) www.torion.com.br
- 9) <http://www.oppo.it/calcoli/moodys.html>

ANEXOS

Anexo 1 – Grelhas de Retorno AT / VAT - TROX

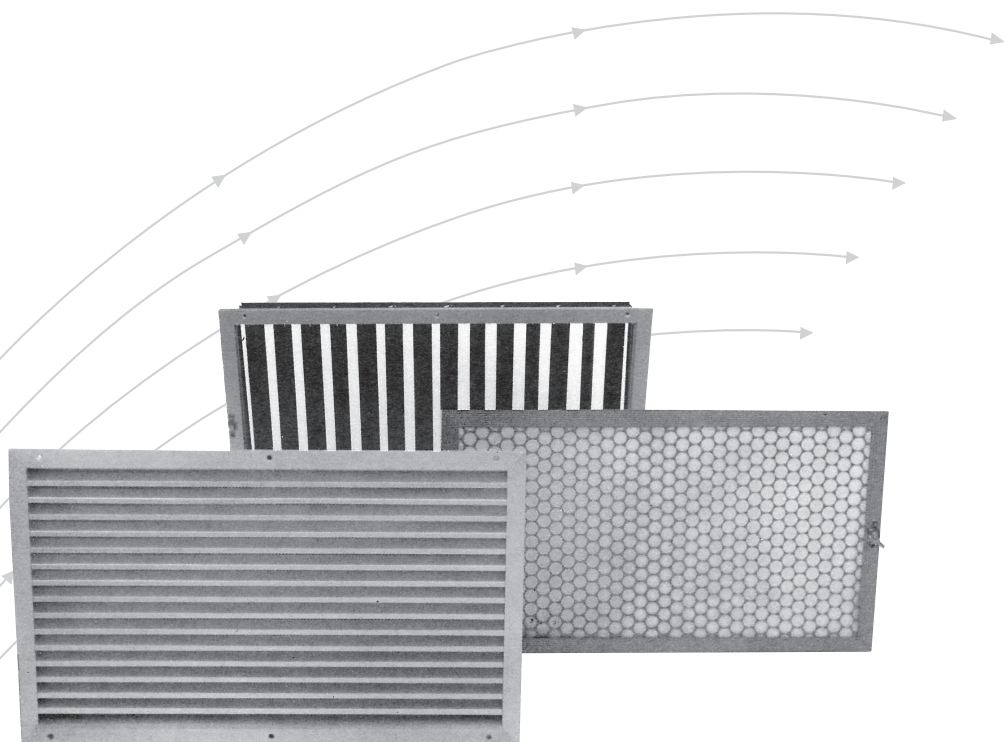
Anexo 2 - Tomada de Ar Externo – TROX

Anexo 3 – Curva do Ventilador – TORIN

Anexo 4 - Dutos Retangulares Equivalentes

Tomada de Ar

Série VDF



TROX[®] TECHNIK

TROX DO BRASIL

Rua Alvarenga, 2.025
05509-005 - São Paulo - SP

Fone: (11) 3037-3900

Fax: (11) 3037-3910

E-mail: trox@troxbrasil.com.br

Site: <http://www.troxbrasil.com.br>

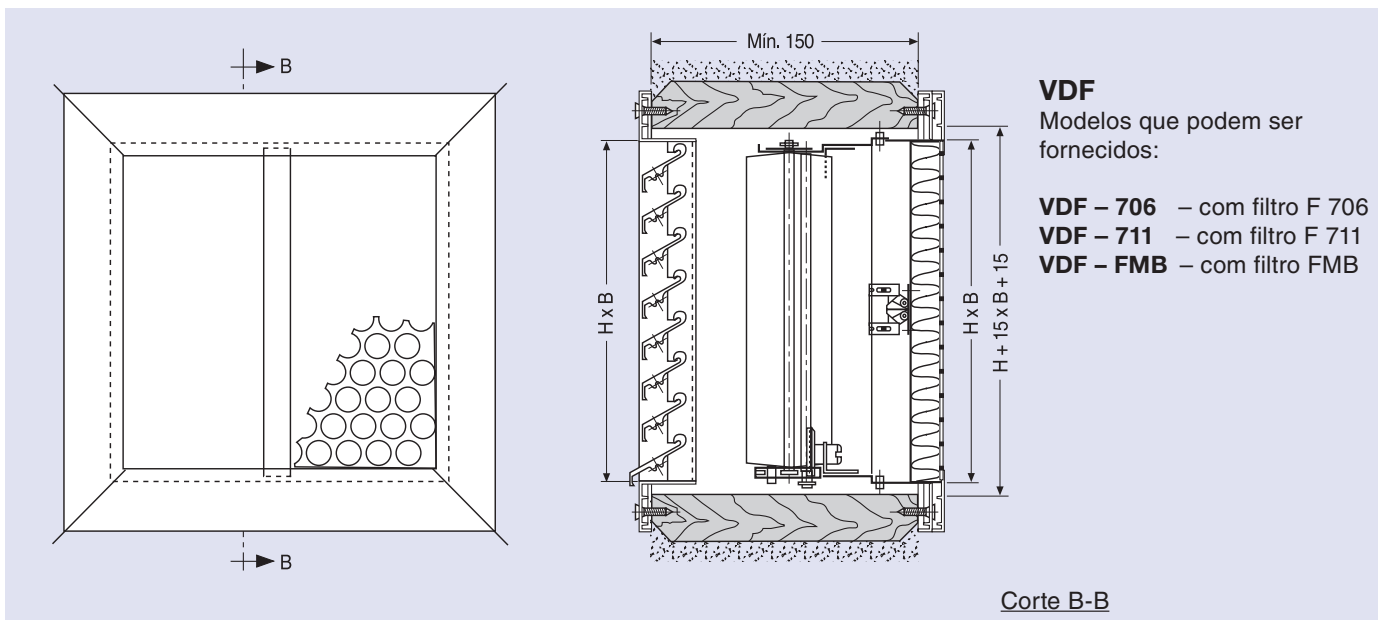
Dados técnicos

Tomada de Ar Externo da Série VDF composta por Veneziana AWK, Registro AG e Elemento Filtrante.

Material: Veneziana de alumínio extrudado, anodizado na cor natural e com tela de proteção em plástico.

Registro moldura em chapa de aço carbono, aletas convergentes em alumínio, pintado com esmalte sintético na cor preto fosco.

Moldura de filtragem de alumínio extrudado, anodizado na cor natural com **elemento filtrante** em fibra sintética ou moldura em chapa de aço esmaltado com filtro de alumínio corrugado.



VDF

Modelos que podem ser fornecidos:

VDF - 706 - com filtro F 706

VDF - 711 - com filtro F 711

VDF - FMB - com filtro FMB

Dados Técnicos dos Elementos Filtrantes

| Elementos filtrantes modelo | F-706 (F70 B20) | F-711 (F71 B20) | FMB |
|--------------------------------------------------|-----------------------|--------------------|--------------------|
| Grau de filtragem conforme ASHRAE ¹ : | | | |
| Teste Gravimétrico | 96 | 90 | 61 |
| Teste Colorimétrico | 47 | - | - |
| Classificação conforme ABNT ² | F2 | F1 | G1 |
| Poder de acumulação de pó (g/m ²) | 160/200 | 160/250 | 513 |
| Material | Dupla fibra sintética | Fibra sintética | Alumínio corrugado |

1. **ASHRAE**: American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers

2. Segundo Col.3 da antiga NB 10

Perda de Pressão (mmCA)

| Velocidade m/s | Elemento Filtrante | | | | | | Abertura do registro | | | Veneziana AWK |
|-------------------|--------------------|-------|---------|-------|---------|-------|----------------------|------|-----|------------------|
| | F-706 | | F-711 | | FMB | | 100% | 50% | 25% | |
| | Inicial | Final | inicial | final | inicial | final | | | | |
| 0,9 | 8,8 | 22,0 | - | - | 0,4 | 6,0 | 0,1 | 0,15 | 0,3 | 2,0 |
| 2,0 | - | - | 6,0 | 18,0 | 1,9 | 6,0 | 0,3 | 0,7 | 1,5 | 3,0 |
| 2,5 | - | - | 9,5 | 20,0 | 2,8 | 6,0 | 0,4 | 1,2 | 2,5 | 4,0 |
| 3,1 | - | - | - | - | 4,2 | 6,0 | 0,7 | 1,7 | 3,5 | 5,0 |

OBS.: A perda de carga do conjunto será a soma das perdas dos elementos selecionados.

Dimensões Possíveis (mm)

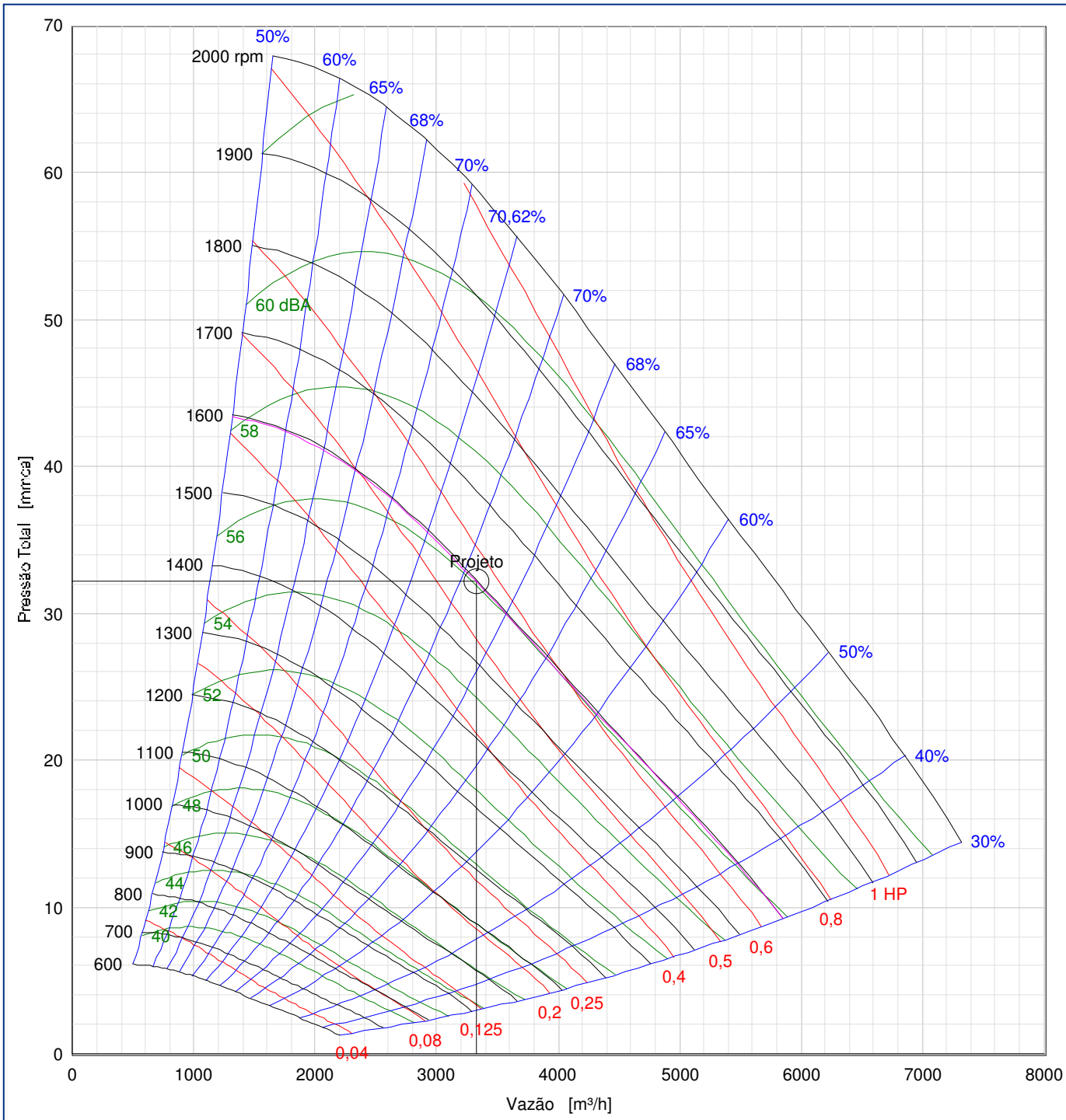
| H \ B | 147 | 197 | 247 | 297 | 347 | 397 | 497 | 597 | 697 | 797 | 897 | 997 | 1097 | 1197 |
|-------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|------|
| 147 | | | | | | | | | | | | | | |
| 197 | | | | | | | | | | | | | | |
| 247 | | | | | | | | | | | | | | |
| 297 | | | | | | | | | | | | | | |
| 347 | | | | | | | | | | | | | | |
| 397 | | | | | | | | | | | | | | |
| 497 | | | | | | | | | | | | | | |
| 597 | | | | | | | | | | | | | | |
| 697 | | | | | | | | | | | | | | |
| 797 | | | | | | | | | | | | | | |

VENTILADOR

| | | | |
|--------------------------------|-----------------------------|--------------------------------|----------------------------|
| Item: 1 de 1 | TAG: 001 | Quantidade: 1 | Tipo: Limit-Load |
| Modelo: BDB 315 | Arranjo Constr.: 3 - DWDI | Posição Montagem: CW 1 | Peso: 22 kgf |
| Vazão: 3324 m³/h | Temperatura: 13 °C | Altitude: 858 m | Densidade: 1,1137 kg/m³ |
| Rotação: 1597,5 rpm | Pressão Estática: 30 mmca | Pressão Dinâmica: 2,1516 mmca | Pressão Total: 32,152 mmca |
| Veloc. Periférica: 26,348 m/s | Veloc. Descarga: 6,1556 m/s | Potência Absorvida: 0,56113 HP | Eficiência Total: 69,576 % |
| Radiação Sonora: 1/4 de Esfera | Distância Observador: 4,5 m | Dutos: 1 Aberto e 1 Transposto | Pressão Sonora: 56,1 dBA |

MOTOR ELÉTRICO

| | | | |
|------------------------|----------------------|--------------------------|--------------------------|
| Tipo: Trif. Standard | Frequência: 60 Hz | Número de Pólos: 4 pólos | Tensão: 220/380 V |
| Rotação: 1720 rpm | Potência: 0,75 HP | Carcaça: 71 | Peso: 11 kgf |
| Fator de Serviço: 1,15 | Isolamento: Classe B | Grau de Proteção: IP 55 | Pressão Sonora: 36,9 dBA |



Anexo 4 – Dutos Retangulares Equivalentes

