

GUILHERME TURAZZI EID

DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE EXAUSTÃO LOCAL EM UMA
INDÚSTRIA MOVELEIRA

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Orientadores: Prof. Dr. Paulo Otto Beyer

Porto Alegre
2009



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE EXAUSTÃO LOCAL EM UMA INDÚSTRIA MOVELEIRA

GUILHERME TURAZZI EID

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE **ENGENHEIRO(A) MECÂNICO(A)** APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Walter Jesus Paucar Casas
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. Flavio T. Van Der Laan
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. Volnei Borges
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. Sérgio Luiz Frey
UFRGS / DEMEC

Porto Alegre
2009

de modo especial, aos meus pais *Mario e Inaiá*, minha irmã *Marina* e a minha namorada *Caroline*, pela paciência de minha ausência, apoio e amor dedicado

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a *Universidade Federal do Rio Grande do Sul* e todos os seus colaboradores;

ao meu orientador, *Prof. Dr. Paulo Otto Beyer*, pelos conhecimentos transmitidos, confiança, tempo dedicado e amizade desenvolvida ao longo deste trabalho;

aos meus pais *Mario e Inaiá*, pelo incentivo incondicional aos meus estudos;

aos meus *amigos e colegas*, pelo companheirismo e apoio durante minha formação.

*“Se A é o sucesso, então A é igual a X mais Y mais Z.
O trabalho é X; Y é o lazer; e Z é manter a boca fechada.”*

Albert Einstein

EID, G. T. **Dimensionamento de um sistema de exaustão local em uma indústria moveleira**. 2009. 20f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

RESUMO

A fabricação de móveis está relacionada a uma expressiva geração de resíduos, principalmente nas etapas de beneficiamento da madeira. No entanto, raramente essas unidades de produção dispõem de um plano para captação dos mesmos, impondo ao trabalhador condições inadequadas para realização de suas atividades. O trabalho apresenta o projeto de um sistema de ventilação industrial como forma de captação do particulado proveniente do sistema produtivo em uma pequena fábrica de móveis situada na cidade de Araranguá – SC. Para isso, foi dimensionado um sistema de Ventilação Local Exaustora (VLE) voltado exclusivamente à captação desse resíduo. O projeto engloba o dimensionamento e a escolha de coifas, cálculo de velocidades e perda de carga, dimensionamento dos dutos, escolha e dimensionamento de coletores para o particulado (ciclone) bem como a seleção dos materiais utilizados na fabricação. Uma análise de custos também é apresentada.

PALAVRAS-CHAVES: Captação de resíduos, Ventilação Local Exaustora, Ventilação industrial, Indústria Moveleira, Resíduo sólido.

EID, G. T. **Design of an Local Exhaust System in a furniture industry**. 2009. 20f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

ABSTRACT

The furniture manufacturing is related to a significant generation of waste, especially in the stages of processing the wood. However, rarely these production units have a plan to capture the dust, providing poor conditions for workers perform their activities. This paper presents the design of an industrial ventilation system as a way to capture particles from the production system in a small furniture factory in the city of Araranguá – SC. For this, scaled to a system of local exhaust ventilation dedicated exclusively to the capture of this residue. The project includes the design and choice of hoods, calculation speed and pressure drop, duct sizing, selection and design of collectors for particulate (cyclone) and the selection of materials used in manufacturing. A cost analysis is also presented.

KEYWORDS: Capture of waste, Local Exhaust Ventilation, Industrial ventilation, furniture industry, Solid waste.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	1
2.1. Ventilação Industrial.....	1
2.2. Indústria Moveleira.....	2
3. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA.....	2
4. METODOLOGIA	3
5. DESENVOLVIMENTO DO PROBLEMA	7
5.1. EXEMPLO DE SOLUÇÃO DETALHADA PARA UM CASO	7
5.1.1. Dimensionamento dos dutos.....	7
5.1.2. Perda de carga nos dutos	7
5.1.3. Perda de carga nas coifas (captore)	8
5.1.4. Perda de carga em curvas	8
5.1.5. Perda de carga em bifurcações Y	9
5.2. RESULTADOS DETALHADOS DO SISTEMA.....	10
5.2.1 Dados iniciais para cada máquina.....	10
5.2.2. Dimensionamento dos dutos.....	10
5.2.3. Perda de carga nos dutos	11
5.2.4. Perda de carga em coifas (captore).....	11
5.2.5. Perda de carga em curvas	11
5.2.6. Perda de carga em bifurcações Y	12
5.2.7. Dimensionamento do Ciclone	12
5.2.8. Perdas de carga por trecho.....	13
5.2.9. Balanceamento do sistema	13
5.2.10. Seleção do ventilador	14
6. PROJETO DO SISTEMA	14
7. ESTIMATIVA DE CUSTOS DA INSTALAÇÃO	14
8. CONCLUSÕES	15

REFERÊNCIAS	16
BIBLIOGRAFIA CONSULTADA	16
APÊNDICES	17
ANEXOS	18

1. INTRODUÇÃO

As atividades industriais foram, por muito tempo, consideradas como das mais poluidoras pela sociedade. Hoje, através da gestão ambiental, busca-se a minimização dos impactos por elas gerados, otimizando o uso de recursos e reutilizando materiais. Na fabricação de móveis observa-se uma expressiva geração de resíduos, principalmente nas etapas de beneficiamento da madeira. Sem um sistema de captação adequado, os materiais particulados se acumulam na marcenaria, afetando a qualidade do ambiente de trabalho, provocando danos ao processo produtivo e riscos à saúde dos funcionários. O trabalho propõe o projeto de um sistema de ventilação local exaustora (VLE) para, de maneira eficiente, sanar os problemas ocasionados pelo acúmulo de resíduos sólidos provenientes da marcenaria de uma fábrica de móveis situada em Araranguá – SC. O material, quando coletado de forma automática, dispensa o tempo perdido com varrição e fica livre dos contaminantes da mesma, facilitando sua venda e assim gerando lucro ao proprietário. Além disso, com a operação automatizada, o operador não precisa dispensar tempo para coleta do particulado, estando por mais tempo disponível às tarefas do processo produtivo. É um equipamento de simples fabricação e instalação, que transforma resíduo em co-produto, gerando lucro e preservando o meio ambiente.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. VENTILAÇÃO INDUSTRIAL

A ventilação esta presente em praticamente todas as atividades humanas. Ela se aplica tanto nos processos produtivos industriais como também nos processos de controle ambiental, agindo tanto nas questões de conforto quanto de segurança (MACINTYRE, 1990).

Segundo CLEZAR (1999), os objetivos fundamentais da ventilação é garantir a pureza do ar, visando à segurança e ao bem estar físico dos trabalhadores, e o controle da poluição evitando que os resíduos coletados afetem o meio ambiente.

A ventilação quando aplicada no setor industrial é denominada ventilação industrial. É, em geral, entendida como a operação realizada por meios mecânicos que visam controlar a temperatura, a distribuição do ar, a umidade e a eliminar agentes poluidores do ambiente, tais como gases, vapores, poeiras, fumos, névoas, microorganismos e odores, designados por contaminantes ou poluentes (MACINTYRE, 1990).

Além de remover os elementos contaminantes de um determinado local, o controle da poluição por meio da ventilação requer muitas vezes que os elementos poluidores, depois de captados, sejam coletados, dando-se a eles uma adequada destinação.

É necessário insistir que a ventilação industrial não visa apenas atender as condições favoráveis para aqueles que trabalham no interior das fabricas, ou nos limites da mesma. Tem como objetivo, também, impedir que o lançamento dos contaminantes venha a contaminar o ar, ameaçando a saúde da população das vizinhanças e o meio ambiente.

A ventilação industrial é classificada em dois grandes grupos (CLEZAR, 1999):

- Ventilação geral diluidora, que proporciona uma ventilação para o ambiente, de um modo global.
- Ventilação local exaustora, que é realizada por meio de um captor de ar junto à fonte poluidora.

A leitura foi direcionada à ventilação local exaustora, que é o foco principal deste trabalho.

Uma instalação local exaustora possui essencialmente os seguintes componentes:

- **captor**: dispositivo de captação de resíduos, colocado junto à fonte;

- **ventilador:** capaz de produzir a diferença de pressão necessária para transportar os resíduos pelos dutos;
- **rede de dutos:** que conduzem o particulado do captor ao ventilador, e deste ao exterior ou equipamentos coletores;
- **coletores de partículas:** dispositivo que retém as partículas impedindo que sejam lançadas livremente ao meio ambiente.

Informações fundamentais sobre equipamentos utilizados neste tipo de instalação são apresentados por ACGIH (1995), referência internacional em dimensionamento de sistemas de ventilação industrial.

ASHRAE Handbook trás um banco de dados completo de coeficientes de perda de carga localizada em acessórios de tubulações, adquiridos de forma experimental.

2.2. INDÚSTRIA MOVELEIRA

Indústrias moveleiras têm como principal resíduo aqueles provenientes de produtos e subprodutos de madeira, o qual gera grande quantidade de aparas, serragem e poeira. E comum, para captação destes particulados, a instalação de sistemas de exaustão local.

Segundo Nahuz (2005), estima-se que apenas 13% a 15% das indústrias moveleiras possuem sistemas de exaustão para captação de pó de serra, lixa e plainas. Deste total, também segundo Nahuz (2005), não chegam a 5% as empresas que praticam algum esquema de conservação ambiental, como prevenção de impactos causados pelo processo produtivo, pelas matérias-primas, insumos e componentes utilizados, e pela geração de resíduos e disposição destes.

Os resíduos de madeira gerados pelo seu processamento podem deixar de ser um risco ao meio ambiente e passar a gerar lucro para a empresa que o produz, além de apresentar alternativas, como matéria-prima para diversos outros produtos. Com isso, pode-se diminuir o preço dos produtos feitos com ele, e reduzir a exploração da madeira virgem. (Revista Floresta – FUPEF, 2005)

Segundo Branks (2003), existem diversas aplicações que podem ser dadas aos resíduos de madeira: energia, chapas de partículas e fibras, briquetes, polpa para produção de papel entre outros.

3. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

O presente trabalho tem como escopo o projeto de um sistema de ventilação local exaustora para acabar com os problemas encontrados no dia-a-dia pelo acúmulo de resíduos de madeira em uma marcenaria de uma fabrica de móveis. A figura 3.1 mostra o atual sistema de captação instalado na empresa.



Figura 3.1 – Caixa coletora atual.

Nota-se o ventilador instalado sobre a caixa coletora, com uma mangueira plástica conectada em sua entrada. A mangueira foi instalada para funcionar como um sistema de venti-

lação local exaustora, succionando o resíduo durante a atividade da máquina. Atualmente o sistema é utilizado como forma de coletar o particulado acumulado no chão após o término do serviço, exigindo que os marceneiros parem o processo produtivo para efetuar a limpeza.

O sistema de captação utilizado desta maneira contamina a serragem, pois a sujeira do chão é aspirada juntamente com o resíduo e fica acumulada dentro do coletor. Isso impossibilita a venda do material, pois com a mistura ele não pode ser utilizado comercialmente como combustível em caldeiras, cama de aviário ou para fabricação de briquetes.

Busca-se, com a instalação do equipamento, minimizar os riscos ocupacionais na empresa; garantir a qualidade do resíduo para posterior comercialização e assim reduzir o impacto ambiental causado pela empresa, minimizando também o risco de multas por parte dos órgãos regularizadores.

O pavilhão da marcenaria é composto por 11 máquinas sendo:

- 1) Serra fita vertical;
- 2) Serra circular;
- 3) Plaina desengrossadeira;
- 4) Tupia de bancada;
- 5) Lixadeira horizontal;
- 6) Serra circular esquadrejadeira A;
- 7) Plaina A;
- 8) Plaina B;
- 9) Furadeira horizontal;
- 10) Serra circular esquadrejadeira B;
- 11) Furadeira de bancada.

A figura abaixo mostra a disposição das máquinas dentro do pavilhão:



Figura 3.2 – Layout da marcenaria.

4. METODOLOGIA

O desenvolvimento do presente trabalho iniciou-se com um estudo sobre dutos para condução de ar. O método escolhido para o dimensionamento dos dutos foi o da *velocidade constante*.

Nesta etapa, qualquer que seja o método, o cálculo é baseado na Equação da Continuidade MACINTYRE (1990), representada na forma

$$Q = A.V \tag{1}$$

onde Q é a vazão de ar, em m^3/s , V é a velocidade de transporte do contaminante, em m/s , e A a área da seção transversal do duto, em m^2 .

Na ventilação industrial, para transporte de resíduos sólidos, os dutos são normalmente circulares, pois oferecem velocidades de ar mais uniformes, minimizando o acúmulo de material dentro do duto. Substituindo na equação (1) a área da seção circular e isolando-a para o cálculo do diâmetro temos

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V}} \quad (2)$$

onde D é o diâmetro da tubulação, em m.

Nota-se na equação (2) que, para o cálculo dos diâmetros é necessário o conhecimento da velocidade e da vazão em cada trecho da tubulação. Os dados para vazão de ar são obtidos experimentalmente, variando de acordo com o tipo de máquina e estão fornecidos no ANEXO A deste trabalho. Já os valores para velocidade, apresentados no ANEXO B, adquiridos também de forma experimental, variam de acordo com o tipo de particulado transportado.

Vale lembrar que, no método da *velocidade constante* a velocidade mínima de transporte permanece igual em toda a tubulação, e é assim mantida através da variação do diâmetro, uma vez que a vazão varia no decorrer dos trechos. Definidas as dimensões da rede de dutos, escolhe-se o material para sua confecção.

O resíduo transportado e a dimensão do duto são fatores decisivos na escolha da espessura e do material construtivo do sistema. Como a serragem de madeira não é corrosiva, pode-se utilizar chapas de aço galvanizado ou preta (MACINTYRE, 1990). As bitolas para chapa variam com o diâmetro e com a “classe de material” que será conduzido, sendo elas:

- Classe I – Material não-abrasivo: Ex.: Cabines de pintura, serrarias, carpintaria, etc.
- Classe II – Material não-abrasivo em alta concentração ou material abrasivo em baixa concentração. Ex.: Particulados de politrizes, moinhos de carvão, etc.
- Classe III – Material abrasivo em alta concentração ou temperatura. Ex.: Britagem de rochas, chaminés de exaustão, etc.

A tabela do ANEXO C mostra as bitolas em função do diâmetro e da classe de material.

Após o dimensionamento da tubulação e a escolha do material de construção, inicia-se o cálculo da perda de carga no sistema. A análise abrange todos os pontos da tubulação, incluindo suas curvas e acessórios. As perdas de carga em cada segmento são então somadas definindo a perda de carga total nos trechos.

O cálculo da perda de carga em dutos circulares pode ser realizado utilizando a equação de *Darcy e Weisbach*. Este método é aplicável quando se conhece a rugosidade absoluta das paredes do duto e a massa específica do fluido de trabalho (MACINTYRE 1990)

$$\Delta p = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{\rho V^2}{2} \right) \quad (3)$$

onde Δp é a perda de carga (queda de pressão total), em Pa, f é o fator de atrito, adimensional, L o comprimento do duto, em m, D o diâmetro do duto, em m, ρ a massa específica do fluido, em kg/m^3 , e V a velocidade do ar em m/s .

A necessidade do conhecimento da rugosidade absoluta do material, que para aços comerciais é de 0,046mm (FOX, 2006), aparece no cálculo do fator de atrito f , através da equação de Colebrook

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1,74 - 2 \log \left(\frac{2\varepsilon}{D} + \frac{18,7}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (4)$$

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (5)$$

onde ε é a rugosidade absoluta, em mm, e Re o número de Reynolds. Trata-se de um método iterativo, pelo qual se obtém valores precisos do fator de atrito f .

Para o cálculo das demais perdas de carga do sistema, foi utilizada a equação para perdas de carga localizadas

$$\Delta p = K \frac{\rho V^2}{2} \quad (6)$$

onde Δp é a perda de carga, em Pa, e K é o coeficiente de perda de carga. O coeficiente K é determinado experimentalmente e varia de acordo com o tipo de acessório ou componente da tubulação.

O cálculo da perda de carga localizada iniciou-se nas curvas da tubulação, esta calculada através da equação

$$\Delta p_{CUR} = C_o \frac{\rho V^2}{2} \quad (7)$$

onde Δp_{CUR} é a perda de carga, em Pa, e C_o o coeficiente de perda de carga localizada para curvas.

Para curvas com ângulo de 90° , o coeficiente C_o é calculado através da equação

$$C_o = \frac{6,852}{D^{0,626}} \quad (8)$$

onde C_o é o coeficiente para 90° , e D o diâmetro interno do duto, em mm, no intervalo $75 \leq D \leq 690$. Para ângulos de curvas diferentes de 90° , C_o é calculado por

$$C_o = 1,15 \frac{\theta}{90} C_{oT} \quad (9)$$

onde C_o é o novo coeficiente para perda de carga em curvas com ângulo θ diferente de 90° , e C_{oT} o coeficiente para ângulo de 90° para o mesmo diâmetro da curva em questão, calculado pela equação (8). Com estes coeficientes e equações pode-se calcular todas as perdas de carga em curvas presentes no trabalho.

O próximo passo é calcular as perdas de carga nas junções Y do sistema. Neste acessório a perda de carga deve ser calculada para o seu ramal reto e para o braço lateral.

Para o ramal reto é calculada por

$$\Delta p_{Yr} = C_s \frac{\rho V^2}{2} \quad (10)$$

onde Δp_{Yr} é a perda de carga, em Pa, e C_s o coeficiente de perda de carga para o trecho reto do Y.

Para o braço lateral é calculada por

$$\Delta p_{Yb} = C_b \frac{\rho V^2}{2} \quad (11)$$

onde Δp_{Yb} é a perda de carga, em Pa, e C_b o coeficiente de perda de carga para o braço lateral do Y.

Todas as conexões de ramificações utilizadas no projeto são de 30 graus. Os coeficientes C_b e C_s para essa situação são encontrados na tabela ED5-1 (ASHRAE, 2005). No ANEXO F encontra-se uma parte da tabela para visualização. Na tabela, A é a área da seção transversal dos dutos e Q a vazão volumétrica.

Nas coifas, parte que conecta a tubulação na máquina, também há perda de carga, e esta é calculada através da equação

$$\Delta p_c = K_d \frac{\rho V_d^2}{2} + K_s \frac{\rho V_s^2}{2} \quad (12)$$

onde Δp_c é a perda de carga, em Pa, K_d o coeficiente de perda de carga para pressão cinética no duto, V_d a velocidade de transporte do duto, em m/s, K_s o coeficiente de perda de carga para pressão cinética no captor, e V_s a velocidade de captura, em m/s.

Os valores para K_d e K_s são obtidos de forma experimental para cada tipo de máquina, e são encontrados no ANEXO H.

A última perda de carga considerada no somatório do sistema é a do coletor, mas antes do cálculo é necessário dimensioná-lo. O coletor escolhido para instalação foi um ciclone padrão B, considerado de média eficiência. O dimensionamento do ciclone é baseado no valor de seu diâmetro principal, expresso em função da vazão de ar que entra no ciclone

$$d = \sqrt{0,246063 \cdot Q} \quad (13)$$

onde Q é a vazão de ar de entrada no ciclone, em m³/s, e d o diâmetro principal do ciclone, em m.

Achado d , procura-se na tabela I.1 do ANEXO I os fatores multiplicativos correspondentes às diversas dimensões do ciclone. Estas dimensões estão descritas na figura I.1 do mesmo anexo.

A perda de carga em um ciclone é determinada pela equação

$$\Delta p_{cic} = K \frac{\rho V_e^2}{2} \quad (14)$$

onde Δp_{cic} é a perda de carga gerada pelo ciclone, em Pa, V_e a velocidade na seção de entrada do ciclone, em m/s, e K o coeficiente de perda de carga para *ciclone-padrão*, apresentado pela equação a seguir, obtida a partir de modelos experimentais

$$K = 21,16 \left(\frac{A_e}{A_s} \right)^{1,21} \quad (15)$$

onde A_e é a área da seção transversal de entrada de ar do ciclone, em m², e A_s a área da seção transversal de saída de ar do ciclone, em m².

Determinadas as perdas de carga de todo o sistema, é necessário o balanceamento da rede de exaustão, de forma que todos os caminhos em paralelo tenham a mesma perda de carga. Isto é feito com a instalação de registros borboleta nos trechos onde a perda de carga é menor. A perda de carga é função da posição angular do registro, podendo ser calculada pela equação (6), com o coeficiente de perda de carga determinado pela tabela do ANEXO E.

Com a conclusão do balanceamento, têm-se todas as perdas de carga do sistema, calculadas em cada trecho. É necessária então, para finalizar o projeto, a seleção de um ventilador que apresente os requisitos necessários do projeto. No trabalho foi utilizado um catálogo da

OTAM com gráficos e dimensões para a seleção do ventilador. O gráfico do ventilador selecionado encontra-se no ANEXO G com detalhes da seleção.

5. DESENVOLVIMENTO DO PROBLEMA

Neste capítulo será aplicada a metodologia estudada ao problema. Na seção 5.1 será mostrado exemplo detalhado, passo a passo, do cálculo para cada tipo de componente utilizado no projeto e, logo após na 5.2, tabelas com a resolução para todo o equipamento.

A proposta para o layout dos dutos é apresentada na figura 5.1

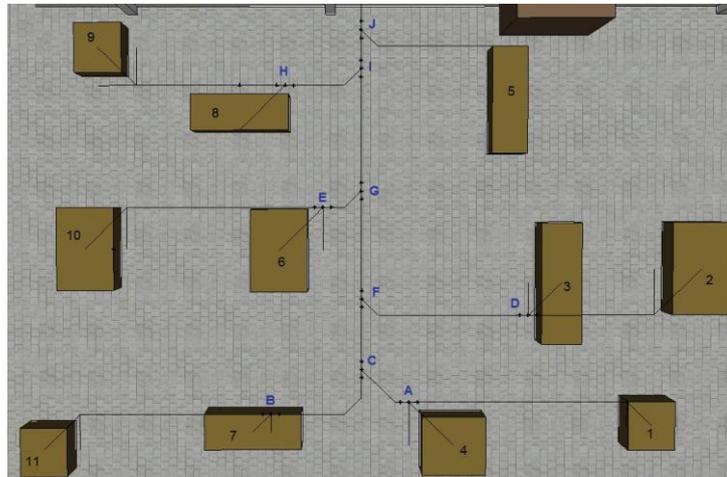


Figura 5.1 – Layout dos dutos no pavilhão.

5.1. EXEMPLO DE SOLUÇÃO DETALHADA PARA UM CASO

5.1.1. Dimensionamento dos dutos

Como dimensionamento é feito pelo método da velocidade constante, é necessário estabelecer a velocidade que será utilizada nos cálculos. Pelo ANEXO B, analisando o resíduo gerado pela empresa, a velocidade de transporte V para este contaminante é de **20m/s**.

Tem-se, para máquina número 1 (serra fita vertical), pelo ANEXO A, uma vazão volumétrica Q igual a **0,424753m³/s** (900cfm). (1cfm = 0,000471947m³/s).

Deste modo, com dados e com a equação (2), pode-se calcular o diâmetro do duto do trecho 1A

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,424753}{\pi \cdot 20}} = \mathbf{0,163m}$$

Foi adotada no trabalho, com a finalidade de padronização, a utilização de diâmetros padrão ISO, apresentados no ANEXO D. Para o caso do segmento 1A, o diâmetro ISO mais próximo do calculado, levando em conta a segurança com relação à velocidade é igual a **0,160m**. Recalculando a velocidade para o novo diâmetro real do tubo, através da equação (2), obtém-se V igual a **21,13m/s**.

5.1.2. Perda de carga nos dutos

Com o diâmetro e a velocidade real calculados, sabendo que o comprimento L do duto para o trecho 1A é igual a **10m** e sabendo que a massa específica ρ do ar equivale a **1,2kg/m³**, pode-se calcular a perda de carga nos dutos através da equação (3). f , presente na equação, é adquirido de forma iterativa pela equação (4), que necessita do número de Reynolds, calcula-

do pela equação (5), da rugosidade absoluta ε que é igual a **0,046mm** e da viscosidade μ que igual a **$1,589 \cdot 10^{-5} \text{N.s/m}^2$** (Incropera, 2008).

$$Re = \frac{1,2 \cdot 21,13 \cdot 0,16}{1,589 \cdot 10^{-5}} = 255260$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1,74 - 2 \log \left(\frac{2 \cdot 0,046}{160} + \frac{18,7}{233988 \sqrt{f}} \right) \quad \therefore \quad f = 0,017173719$$

$$\Delta p = 0,017173719 \cdot \left(\frac{10}{0,16} \right) \cdot \left(\frac{1,2 \cdot 21,13^2}{2} \right) = \mathbf{293,16 \text{ Pa}}$$

5.1.3. Perda de carga nas coifas (captore)

A perda de carga nas coifas é definida por equações experimentais apresentadas no ANEXO H. A serra fita vertical apresentada pela ACGIH possui um captor superior, como mostrado na figura J.1 do ANEXO J. Foi escolhido para execução no trabalho uma versão sem o captor superior, apresentada na figura J.1, que facilita a fabricação e reduz drasticamente a perda de carga no equipamento. Sem a parte superior o captor fica semelhante ao da serra circular, como mostra a figura J.2, e pode-se então usar a equação para perda de carga do captor da serra circular, com a velocidade de captura V_s igual a **10m/s** (2000fpm).

$$\Delta p_c = 1,78 \cdot \frac{1,2 \cdot 10^2}{2} + 0,25 \cdot \frac{1,2 \cdot 21,13^2}{2} = \mathbf{173,77 \text{ Pa}}$$

5.1.4. Perda de carga em curvas

A perda de carga em curvas é calculada através da equação (7) e o coeficiente de perda de carga C_o varia de acordo com o ângulo da curva. No segmento 1A, como mostra a figura 5.2, tem-se duas curvas, uma de 90° e uma de 60°.

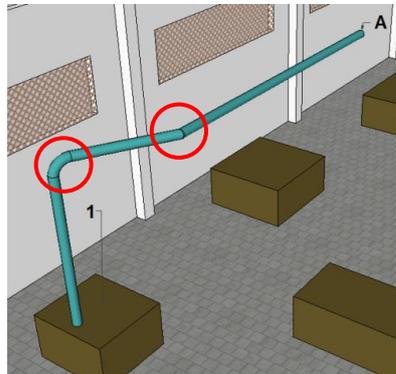


Figura 5.2 – Detalhe trecho 1A.

Para curva de 90° o coeficiente C_o é calculado pela equação (8), assim

$$C_o = \frac{6,852}{160^{0,626}} = 0,28578422$$

$$\Delta p_{CUR} = 0,28578422 \cdot \frac{1,2 \cdot 21,13^2}{2} = \mathbf{76,52 \text{ Pa}}$$

Para curva de 60° o coeficiente C_o é calculado pela equação (9), onde C_{oT} é o coeficiente para curva de 90° já calculado

$$C_o = 1,15 \cdot \frac{60}{90} \cdot 0,28578422 = 0,219101235$$

$$\Delta p_{CUR} = 0,219101235 \cdot \frac{1,2 \cdot 21,13^2}{2} = \mathbf{58,67 Pa}$$

Perda de carga total em curvas no segmento 1A: $\Delta p_{CUR} = \mathbf{135,19 Pa}$.

5.1.5. Perda de carga em bifurcações Y

O valor é obtido através das equações (10) e (11) para ramo reto e braço lateral respectivamente. Os coeficientes C_s e C_b são obtidos pela tabela ED5-1 (ASHRAE, 2005) exemplificada no ANEXO F. A leitura da tabela depende de relações entre as áreas da seção dos tubos e das vazões provenientes das máquinas. A figura 5.3 mostra em detalhe a bifurcação A, com indicação das áreas e vazões envolvidas.

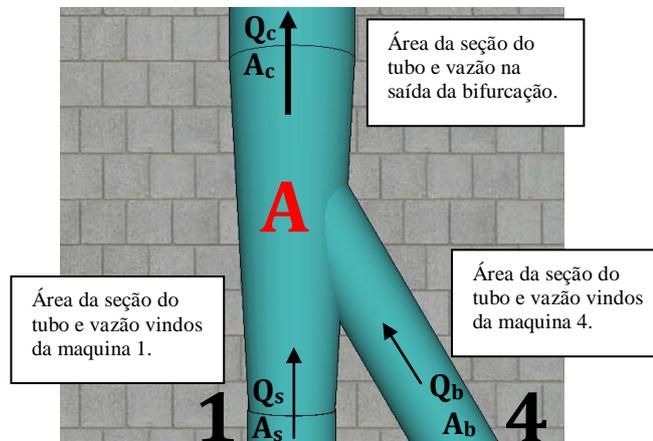


Figura 5.3 – Detalhe bifurcação Y.

As relações necessárias para leitura da tabela, de acordo com os valores da seção A são:

$$\frac{A_s}{A_c} = \frac{0,02010}{0,03141} = 0,6 \quad \therefore \quad \frac{A_b}{A_c} = \frac{0,01227}{0,03141} = 0,4$$

$$\frac{Q_s}{Q_c} = \frac{424,753}{707,921} = 0,6 \quad \therefore \quad \frac{Q_b}{Q_c} = \frac{283,168}{707,921} = 0,4$$

Aplicando os valores na tabela, chega-se aos seguintes valores para os coeficientes:

$$C_s = -0,01 \quad \therefore \quad C_b = 0,3$$

Pela equação (10), para o ramo reto que é o ramo que pertence ao segmento 1A,

$$\Delta p_{Yr} = -0,01 \cdot \frac{1,2 \cdot 21,13^2}{2} = \mathbf{-2,68 Pa}$$

Nota-se que o aumento de seção gera uma pequena recuperação de pressão no segmento 1A. O braço lateral pertence ao trecho 4A, e será apresentado em tabelas junto com todos os resultados no item 5.2.

O dimensionamento do ciclone e a escolha do ventilador serão executados após a apresentação de todos os resultados do sistema, para que se tenham valores de vazão total e perda de carga total.

5.2. RESULTADOS DETALHADOS DO SISTEMA

5.2.1 Dados iniciais para cada máquina

Na tabela abaixo se encontram os dados iniciais de vazão e velocidade mínima de transporte para cada equipamento, necessários para o início do dimensionamento.

Tabela 5.1 – Dados iniciais. (Fonte: ACGIH)

Nº	Máquinas	Vel. Mínima		Vazão Volumétrica	
		fpm	m/s	cfm	m³/s
1	Serra fita vertical	4000	20,32	900	0,4248
2	Serra Circular	4000	20,32	440	0,2077
3	Plaina desengrossadeira	4000	20,32	800	0,3776
4	Tupia de Bancada	4000	20,32	600	0,2832
5	Lixadeira de fita horizontal	4000	20,32	1200	0,5663
6	Serra Circular Esquadrejadeira	4000	20,32	440	0,2077
7	Plaina	4000	20,32	550	0,2596
8	Plaina	4000	20,32	550	0,2596
9	Furadeira Horizontal	4000	20,32	600	0,2832
10	Serra Circular Esquadrejadeira	4000	20,32	440	0,2077
11	Furadeira de bancada	4000	20,32	600	0,2832

5.2.2. Dimensionamento dos dutos

A tabela a seguir mostra os diâmetros de todos os segmentos da tubulação corrigidos para padrões ISO e suas respectivas velocidades de transporte.

Tabela 5.2 – Dimensionamento do sistema.

Seguimento	Vazão Volumétrica no seguimento [m³/s]	Velocidade mínima de transporte [m/s]	Diâmetro do duto [m]	Área real do duto [m²]	Diâmetro ISO do duto [m]	Área corrigida do duto [m²]	Velocidade de transporte real [m/s]
1-A	0,424753	20,32	0,163	0,0209032	0,16	0,0201062	21,13
4-A	0,283168	20,32	0,133	0,0139354	0,125	0,0122718	23,07
A-C	0,707921	20,32	0,211	0,0348386	0,2	0,0314159	22,53
11-B	0,283168	20,32	0,133	0,0139354	0,125	0,0122718	23,07
7-B	0,259571	20,32	0,128	0,0127742	0,125	0,0122718	21,15
B-C	0,542739	20,32	0,184	0,0267096	0,18	0,0254469	21,33
C-F	1,25066	20,32	0,280	0,0615482	0,28	0,0615752	20,31
2-D	0,207657	20,32	0,114	0,0102193	0,11	0,0095033	21,85
3-D	0,377558	20,32	0,154	0,0185806	0,14	0,0153938	24,53
D-F	0,585215	20,32	0,191	0,0288	0,18	0,0254469	23,00
F-G	1,835875	20,32	0,339	0,0903482	0,315	0,0779311	23,56
10-E	0,207657	20,32	0,114	0,0102193	0,11	0,0095033	21,85
6-E	0,207657	20,32	0,114	0,0102193	0,11	0,0095033	21,85
E-G	0,415314	20,32	0,161	0,0204387	0,16	0,0201062	20,66
G-I	2,251189	20,32	0,376	0,1107869	0,355	0,0989798	22,74
9-H	0,283168	20,32	0,133	0,0139354	0,125	0,0122718	23,07
8-H	0,259571	20,32	0,128	0,0127742	0,125	0,0122718	21,15
H-I	0,542739	20,32	0,184	0,0267096	0,18	0,0254469	21,33
I-J	2,793928	20,32	0,418	0,1374965	0,4	0,1256637	22,23
5-J	0,566337	20,32	0,188	0,0278709	0,18	0,0254469	22,26
J-K	3,360265	20,32	0,459	0,1653674	0,45	0,1590431	21,13

5.2.3. Perda de carga nos dutos

Na tabela abaixo são apresentados os cálculos de perda de carga para tubulação de cada segmento.

Tabela 5.3 – Resultados perda de carga tubulação.

Seguimento	Comp. da tubulação	Vazão [L/s]	μ [N.s/m ²]	Reynolds	e [mm]	e/D	F	Colebrook	Perda de carga [Pa]
1-A	10,2	424,753	1,589E-05	255261	0,046	0,0002875	0,01717372	7,630760408	293,16
4-A	4,6	283,168	1,589E-05	217822	0,046	0,000368	0,01795758	7,462357396	211,11
A-C	2,15	707,921	1,589E-05	340347	0,046	0,00023	0,01626738	7,84045422	53,28
11-B	10,4	283,168	1,589E-05	217822	0,046	0,000368	0,01795758	7,462357396	477,30
7-B	4,1	259,571	1,589E-05	199670	0,046	0,000368	0,01812262	7,428300386	159,57
B-C	3,7	542,739	1,589E-05	289925	0,046	0,0002556	0,01672893	7,731537384	93,86
C-F	1	1250,66	1,589E-05	429486	0,046	0,0001643	0,0153369	8,074788851	13,56
2-D	9,3	207,657	1,589E-05	181519	0,046	0,0004182	0,01858128	7,336047844	450,05
3-D	5	377,558	1,589E-05	259312	0,046	0,0003286	0,01740923	7,578969748	224,41
D-F	4,6	585,215	1,589E-05	312615	0,046	0,0002556	0,01659943	7,76163803	134,61
F-G	3,3	1835,875	1,589E-05	560402	0,046	0,000146	0,01475258	8,233148868	51,46
10-E	10,3	207,657	1,589E-05	181519	0,046	0,0004182	0,01858128	7,336047844	498,44
6-E	4,5	207,657	1,589E-05	181519	0,046	0,0004182	0,01858128	7,336047844	217,77
E-G	1,2	415,314	1,589E-05	249588	0,046	0,0002875	0,01721501	7,621603091	33,05
G-I	3,5	2251,189	1,589E-05	609749	0,046	0,0001296	0,01445431	8,317661603	44,23
9-H	8,8	283,168	1,589E-05	217822	0,046	0,000368	0,01795758	7,462357396	403,87
8-H	4,6	259,571	1,589E-05	199670	0,046	0,000368	0,01812262	7,428300386	179,02
H-I	2,6	542,739	1,589E-05	289925	0,046	0,0002556	0,01672893	7,731537384	65,95
I-J	1,2	2793,928	1,589E-05	671619	0,046	0,000115	0,01414932	8,406827656	12,59
5-J	7,6	566,337	1,589E-05	302531	0,046	0,0002556	0,01665505	7,748667707	208,99
J-K	3,8	3360,265	1,589E-05	718007	0,046	0,0001022	0,01389807	8,482476829	31,43

5.2.4. Perda de carga em coifas (captore)

Na tabela abaixo são apresentados os cálculos da perda de carga para os captore de todas as máquinas do sistema.

Tabela 5.4 – Resultados captore.

Captor Máquina	u_d [m/s]	u_s [m/s]	ρ [kg/m ³]	VP_d [Pa]	VP_s [Pa]	K_d	K_s	Δp
1	21,13	10	1,2	267,89	60	0,25	1,78	173,77
2	21,85	10	1,2	286,45	60	0,25	1,78	178,41
3	24,53	10	1,2	361,03	60	0,25	1	150,26
4	23,07	10	1,2	319,33	60	0,25	1	139,83
5	22,26	10	1,2	297,30	0	0,4	0	118,92
6	21,85	10	1,2	286,45	60	0,25	1,78	178,41
7	21,15	10	1,2	268,39	60	0,25	1	127,10
8	21,15	10	1,2	268,39	60	0,25	1	127,10
9	23,07	10	1,2	319,33	60	0,25	1	139,83
10	21,85	10	1,2	286,45	60	0,25	1,78	178,41
11	23,07	10	1,2	319,33	60	0,25	1	139,83

5.2.5. Perda de carga em curvas

A tabela abaixo apresenta a perda de carga em todas as curvas do sistema, dividida em segmentos.

Tabela 5.5 – Resultados curvas.

Seguimento	Curvas 45°	Curvas 60°	Curvas 90°	ρ [kg/m³]	Diâmetro do duto	C ₀₄₅ - Coeficiente p/ curva 45°	C ₀₆₀ - Coeficiente p/ curva 60°	C ₀₉₀ - Coeficiente p/ curva 90°	Perda de carga em Curvas
1-A	0	1	1	1,2	160	0,164325927	0,219101235	0,28578422	135,19
4-A	0	0	1	1,2	125	0,191787161	0,255716215	0,333542889	106,55
A-C	0	1	0	1,2	200	0,142902696	0,190536928	0,248526428	58,05
11-B	0	1	1	1,2	125	0,191787161	0,255716215	0,333542889	188,25
7-B	0	0	1	1,2	125	0,191787161	0,255716215	0,333542889	89,54
B-C	2	0	0	1,2	180	0,152645713	0,203527617	0,265470805	83,33
C-F	0	0	0	1,2	280	0,115761534	0,154348711	0,201324406	0,00
2-D	0	1	1	1,2	110	0,207765473	0,277020631	0,361331258	182,87
3-D	0	0	1	1,2	140	0,17865248	0,238203306	0,310699965	112,14
D-F	0	1	0	1,2	180	0,152645713	0,203527617	0,265470805	64,59
F-G	0	0	0	1,2	315	0,107533255	0,143377673	0,187014357	0,00
10-E	0	1	1	1,2	110	0,207765473	0,277020631	0,361331258	182,87
6-E	0	0	1	1,2	110	0,207765473	0,277020631	0,361331258	103,51
E-G	0	1	0	1,2	160	0,164325927	0,219101235	0,28578422	56,09
G-I	0	0	0	1,2	355	0,099779713	0,133039617	0,173529935	0,00
9-H	0	1	1	1,2	125	0,191787161	0,255716215	0,333542889	188,25
8-H	0	0	1	1,2	125	0,191787161	0,255716215	0,333542889	89,54
H-I	0	1	1	1,2	180	0,152645713	0,203527617	0,265470805	55,55
I-J	0	0	0	1,2	400	0,092596729	0,123462305	0,161037789	0,00
5-J	0	1	1	1,2	180	0,152645713	0,203527617	0,265470805	139,38
J-K	0	0	2	1,2	450	0,086014994	0,114686659	0,149591295	80,13

5.2.6. Perda de carga em bifurcações Y

Na tabela abaixo são mostrados todos os cálculos de perda de carga em bifurcações e variações de seção.

Tabela 5.6 – Resultados para bifurcações Y

Reduções	A _s [m²]	A _c [m²]	Q _s [L/s]	Q _c [L/s]	Seguimento	A _s /A _c	Q _s /Q _c	C _p	u [m/s]	ρ [Kg/m³]	Δp
Ramo Reto	0,020106	0,031416	424,753	707,921	1-A	0,6	0,6	-0,01	21,13	1,20	-2,68
	0,012272	0,025447	283,168	542,739	11-B	0,5	0,5	0,02	23,07	1,20	6,39
	0,025447	0,061575	542,739	1250,66	B-C	0,4	0,4	-0,16	21,33	1,20	-43,68
	0,061575	0,077931	1250,66	1835,875	C-F	0,8	0,7	-0,12	20,31	1,20	-29,70
	0,009503	0,025447	207,657	585,215	2-D	0,4	0,4	0,04	21,85	1,20	11,46
	0,077931	0,09898	1835,875	2251,189	F-G	0,8	0,8	-0,06	23,56	1,20	-19,98
	0,009503	0,020106	207,657	415,314	10-E	0,5	0,5	0,02	21,85	1,20	5,73
	0,09898	0,125664	2251,189	2793,928	G-I	0,8	0,8	-0,06	22,74	1,20	-18,62
	0,012272	0,025447	283,168	542,739	9-H	0,5	0,5	0,02	23,07	1,20	6,39
	0,125664	0,159043	2793,928	3360,265	I-J	0,8	0,8	-0,06	22,23	1,20	-17,79

Reduções	A _b [m²]	A _c [m²]	Q _b [L/s]	Q _c [L/s]	Seguimento	A _b /A _c	Q _b /Q _c	C _p	u [m/s]	ρ [Kg/m³]	Δp
Ramo Y	0,012272	0,031416	283,168	707,921	4-A	0,4	0,4	0,30	23,07	1,20	95,80
	0,031416	0,061575	707,921	1250,66	A-C	0,5	0,6	0,63	22,53	1,20	191,87
	0,012272	0,025447	259,571	542,739	7-B	0,5	0,5	0,48	21,12	1,20	128,46
	0,015394	0,025447	377,558	585,215	3-D	0,6	0,6	0,67	24,53	1,20	241,89
	0,025447	0,077931	585,215	1835,875	D-F	0,3	0,3	0,29	23,00	1,20	92,05
	0,009503	0,020106	207,657	415,314	6-E	0,5	0,5	0,48	21,85	1,20	137,50
	0,020106	0,09898	415,314	2251,189	E-G	0,2	0,2	0,11	20,66	1,20	28,17
	0,012272	0,025447	259,571	542,739	8-H	0,5	0,5	0,48	21,15	1,20	128,83
	0,025447	0,125664	542,739	2793,928	H-I	0,2	0,2	0,11	21,33	1,20	30,03
	0,025447	0,159043	566,337	3360,265	5-J	0,2	0,2	0,11	22,26	1,20	32,70

5.2.7. Dimensionamento do Ciclone

Para o dimensionamento do ciclone é necessário o conhecimento da **vazão total do sistema**, que é a vazão de entrada do ciclone. Ela é encontrada no último segmento do sistema (J-K) com o valor de **3,36m³/s**. Pela equação (13)

$$d = \sqrt{0,246063 \cdot 3,36} = \mathbf{0,91m}$$

Pela tabela I.1 chegamos aos seguintes valores para as demais dimensões do ciclone

Tabela 5.7 – Dimensões do ciclone padrão.

Dimensões	Fator Multiplificativo	Valor
Diâmetro [m]	1	0,91
l [m]	0,375	0,34
H [m]	0,75	0,68
S [m]	0,875	0,80
d _d [m]	0,75	0,68
L [m]	1,5	1,36
L' [m]	2,5	2,27
d _b [m]	0,2	0,18
A _e [m]	1	0,23
A _s [m]	1	0,37

A perda de carga no ciclone é calculada pela equação (14) com o coeficiente K obtido através da equação (15)

$$K = 21,16 \left(\frac{0,23}{0,37} \right)^{1,21} = 12,3 \quad \therefore \quad \Delta p_{cic} = 12,3 \cdot \frac{1,2 \cdot 21,13^2}{2} = \mathbf{3281 Pa}$$

5.2.8. Perdas de carga por trecho

Na tabela abaixo é apresentada a perda de carga total por trecho em paralelo do sistema

Tabela 5.8 – Somatório de perdas de carga em paralelo.

TRECHO	Δp Total
1ACFGIJK-CICLONE	4331,52
4ACFGIJK-CICLONE	4285,37
7BCFGIJK-CICLONE	4067,03
11BCFGIJK-CICLONE	4374,14
2DFGIJK-CICLONE	4559,05
3DFGIJK-CICLONE	4464,96
10EGIJK-CICLONE	4396,30
6EGIJK-CICLONE	4168,04
9HIJK-CICLONE	4277,78
8HIJK-CICLONE	4063,93
5JK-CICLONE	3893,11

Nota-se em negrito o trecho com maior perda de carga, é em cima desse trecho que foi feito o balanceamento e a escolha do ventilador apresentados a seguir.

5.2.9. Balanceamento do sistema

O balanceamento é feito através de borboletas igualando as perdas de carga em todos os trechos. Como é um ajuste manual, a tabela abaixo mostra ângulos aproximados para posicionamento das borboletas. A perda de carga é calculada pela equação (6) e o coeficiente através da tabela do ANEXO E.

Tabela 5.9 – Ângulos das borboletas de balanceamento.

Segui-mento	Diferença Δp , [Pa]	Θ	Segui-mento	Diferença Δp , [Pa]	Θ	Segui-mento	Diferença Δp , [Pa]	Θ	Segui-mento	Diferença Δp , [Pa]	Θ
1-A	227,53	10 a 15	B-C	-	-	F-G	-	-	9-H	281,27	10 a 15
4-A	273,68	10 a 15	C-F	-	-	10-E	162,75	5 a 10	8-H	495,12	20 a 25
A-C	-	-	2-D	-	-	6-E	391	15 a 20	H-I	-	-
11-B	184,91	5 a 10	3-D	94,1	0 a 5	E-G	-	-	I-J	-	-
7-B	492,02	20 a 25	D-F	-	-	G-I	-	-	5-J	665,94	20 a 25
									J-K	-	-

5.2.10. Seleção do ventilador

O ventilador selecionado deve vencer a maior perda de carga apresentada por um único trecho, gerar uma vazão volumétrica igual ou maior que a total do sistema e uma velocidade igual ou maior que a necessária para o transporte do contaminante. A tabela 5.8 mostra que o trecho em questão é o que inicia na máquina 2 e vai até o ciclone, gerando uma perda de carga de **4559,05 Pa**. A tabela 5.10 apresenta os dados necessários para seleção do ventilador no gráfico.

Tabela 5.10 – Dados para seleção do ventilador.

Vazão [m ³ /h]	12096,95
Velocidade [m/s]	21,13
Δp estático [mmCA]	464,73
Δp dinâmico [mmCA]	43,49
Δp total [mmCA]	508,22

A tabela 5.11 apresenta o ventilador escolhido com base nos dados do trabalho. O gráfico do ventilador escolhido encontra-se no ANEXO G, com detalhes da seleção.

Tabela 5.11 – Ventilador

Tipo	RAI
Modelo	710
Classe	III
Potencia [HP]	50
Rotação [rpm]	2250
Vel. Descarga [m/s]	26,5

6. PROJETO DO SISTEMA

O projeto já calculado foi desenvolvido em software 3D para auxiliar na montagem. As figuras do APENDICE A mostram vistas isométricas do sistema, indicando seus trechos e diâmetros. As dimensões de comprimento não são apresentadas pois podem apresentar pequenas variações no momento da montagem

7. ESTIMATIVA DE CUSTOS DA INSTALAÇÃO

A tabela 7.1 apresenta um orçamento dos materiais utilizados na construção do equipamento.

Tabela 7.1. – Valores estimados para materiais

Componente	Unidade	Qty.	Valor Unitário	Valor Total
Ventilador Completo OTAM RAI 710 – 50cv	PC	1	R\$ 21.500,00	R\$ 21.500,00
Chapa preta N.24 – 0,61mm 4,9kg/m ²	Kg	260	R\$3,60	R\$936,00
Chapa preta N.20 – 1,00mm 7,2kg/m ²	Kg	210	R\$3,42	R\$718,20
Cabo de aço zincado $\varnothing 1/4"$	M	150	R\$2,80	R\$420,00
Grampos p/ cabo de aço	PC	100	R\$1,50	R\$150,00
Arame recozido 18 Gerdau	Kg	25	R\$4,50	R\$112,50
Imprevistos			R\$ 500,00	R\$ 500,00
TOTAL				R\$24.336,70

8. CONCLUSÕES

O trabalho mostra que é possível a construção de um sistema para sanar os problemas da empresa com relação aos resíduos de madeira. Com a instalação do sistema dimensionado não será mais necessário os principais procedimentos de limpeza e de varrição anteriormente executados, mantendo os funcionários disponíveis para tarefas do processo, aumentando a produtividade. Os trabalhadores não estarão mais em contato com o resíduo aumentando a segurança e a qualidade do ambiente de trabalho. Além disso, como o resíduo é mantido limpo dentro da caixa coletora este pode ser vendido para pagar o investimento empregado no sistema de exaustão. Posteriormente, com a amortização do investimento, um estudo para compra de um equipamento que agregue valor ao resíduo antes da venda seria interessante.

Para que este sistema funcione de maneira eficiente é necessária uma análise de todos os parâmetros envolvidos e cálculos detalhados em todos os componentes do sistema, como os desenvolvidos neste trabalho,

REFERÊNCIAS

MACINTYRE, A. J. **Ventilação Industrial e Controle da Poluição**. 2ª Ed.. Rio de Janeiro: LTC, 1990.

CLEZAR, C. A.; NOGUEIRA, A. C. R. **Ventilação Industrial**. 1ª Ed.. Florianópolis: Editora da UFSC, 1999.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 5ª Ed.. Rio de Janeiro: LTC, 2001.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**. 6ª Ed.. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

Industrial Ventilation Committee. **Industrial Ventilation A Manual of Recommended Practice for Design**. 22ª Ed.. Cincinnati: American Conference of Governmental Industrial Hygienists (ACGIH®), 1995.

ASHRAE **Fundamentals Handbook 2005**, Chapter 35, Duct Design.

NAHUZ, M. A. R. **Resíduos da Indústria Moveleira**. In: III Seminário de Produtos Sólidos de Madeira de Eucalipto e Tecnologias Emergentes para a Indústria Moveleira. Vitória, 2005.

BANKS, A. D. **Aproveitamento de resíduos da indústria da madeira**. Revista da madeira, Curitiba, ano 12, n. 69.

BEYER, P. O. **Exaustão Local Industrial**. Poligrafo. DEMEC, UFRGS. Porto Alegre, 2005

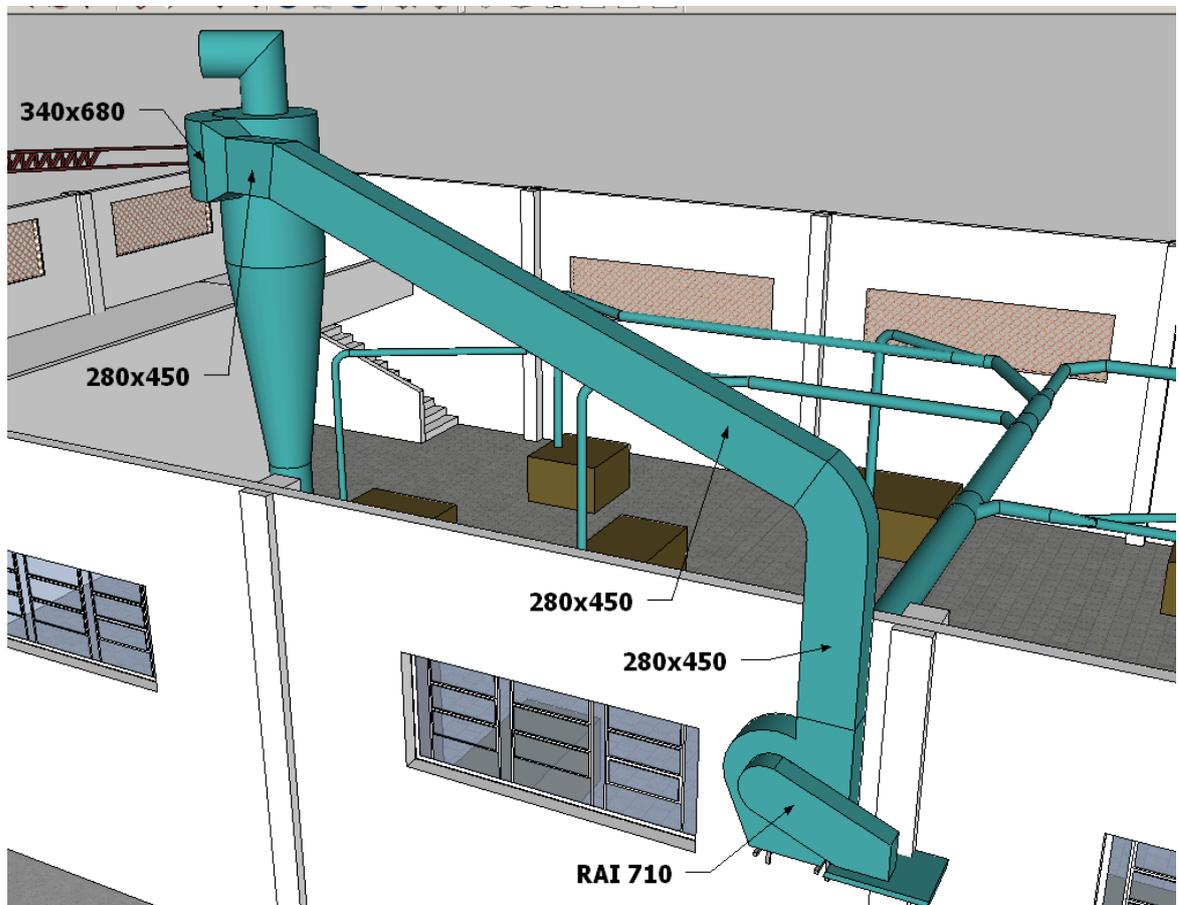
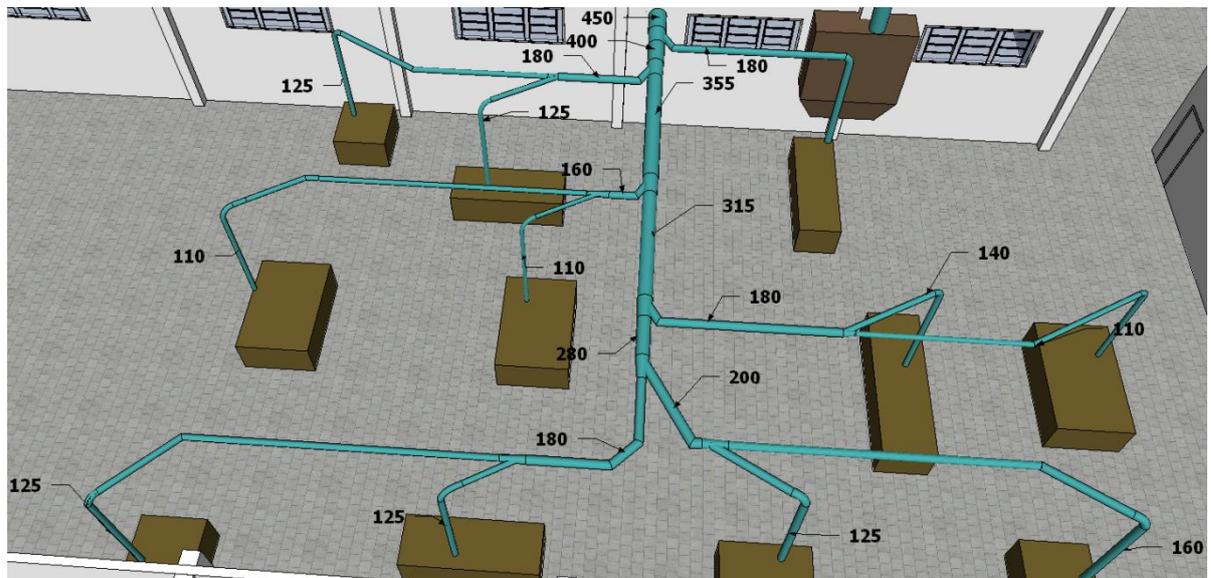
BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

Industrial Ventilation Committee. **Industrial Ventilation A Manual of Recommended Practice for Design**. 26ª Ed.. Cincinnati: American Conference of Governmental Industrial Hygienists (ACGIH®), 2007

MACHADO, I. G. **Soldagem & Técnicas conexas: Processos**. Editado pelo Autor. Porto Alegre, 1996

APÊNDICES

APÊNDICE A – Imagens do sistema de exaustão.



ANEXOS

ANEXO A – Valores para vazão de ar em máquinas de marcenaria (ACGIH, 1995).

SERRA FITA VERTICAL				SERRA CIRCULAR	
Largura da fita, polegadas	Vazão volumétrica, cfm			Diâmetro do disco de serra, polegadas	Vazão volumétrica, cfm
	Fundo	Topo	Total		
Até 2	350	350	700	Até 16	350
2 a 3	350	550	900	16 a 24	440
3 a 4	550	800	1350	acima de 24	550
4 a 6	550	1100	1650		
6 a 8	550	1400	1950		

PLAINAS		LIXA DEIRA HORIZONTAL			
Comprimento da Lâmina, polegadas	Vazão volumétrica, cfm	Largura da lixa, polegadas	Vazão volumétrica, cfm		
			Superior	Inferior	Total
Até 6	350	Até 6	440	350	790
6 a 12	440	6 a 9	550	350	900
12 a 20	550	9 a 14	800	440	1200
acima de 20	800	acima de 14	1100	550	1700

ANEXO B – Valores para velocidade de transporte (MACINTYRE, 1990).

Contaminante	Velocidades Recomendadas (m/s)
Gases e vapores	5 a 6
Fumos	7 a 10
Poeira fina	10 a 13
Poeira média	18 a 20
Poeira grossa	20 a 23
Partículas grandes, Materiais úmidos	> 23

ANEXO C – Bitolas (U.S. Standard Gauge) para dutos duto (MACINTYRE, 1990).

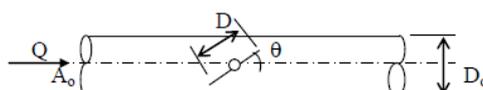
Diâmetro		Bitola de chapa de aço (U.S. Standard)		
pol.	cm	Classe I	Classe II	Classe III
até 8	até 20,3	24	22	20
8 a 18	20,3 a 45,7	20	20	18
18 a 30	45,7 a 76,2	20	18	16
acima de 30	acima de 76,2	18	16	14

ANEXO D – Diâmetros de dutos padrão ISO, mm (Beyer, 2005)

63	180	500
71	200	560
80	224	630
90	250	710
100	280	800
112	315	900
125	355	1000
140	400	1120
160	450	1250

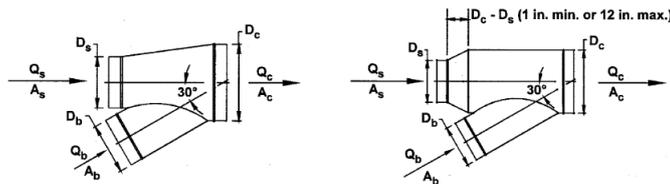
ANEXO E – Coeficientes de perda de carga em registro borboleta. (Beyer, 2005)

θ	0	10	20	30	40	50	60	70	75	80	85	90
C_o	0.19	0.67	1.76	4.38	11.2	32	113	619	2010	10350	99999	99999



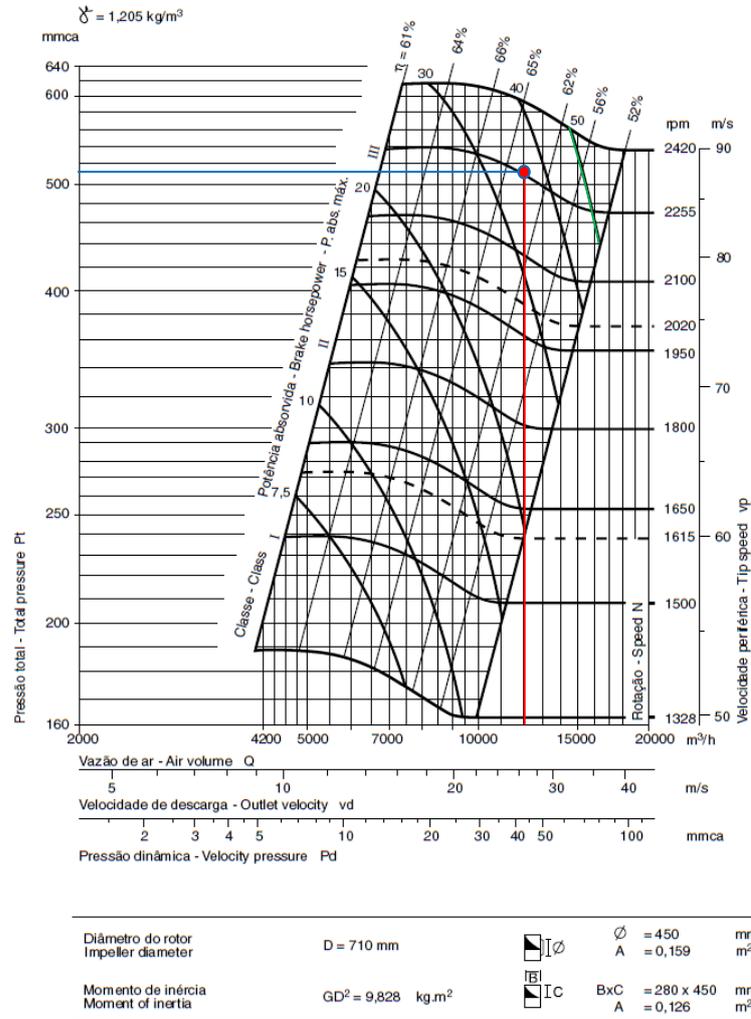
ANEXO F – Tabela ED5-1 (ASHRAE, 2005)

ED5-1 Wye, 30 Degree, Converging



		C_b Values									
		Q_b/Q_c									
A_s/A_c	A_b/A_c	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	
0.2	0.2	-24.17	-3.78	-0.60	0.30	0.64	0.77	0.83	0.88	0.98	
	0.3	-55.88	-9.77	-2.57	-0.50	0.25	0.55	0.67	0.70	0.71	
	0.4	-99.93	-17.94	-5.13	-1.45	-0.11	0.42	0.62	0.68	0.68	
	0.5	-156.51	-28.40	-8.37	-2.62	-0.52	0.30	0.62	0.71	0.69	
	0.6	-225.62	-41.13	-12.30	-4.01	-0.99	0.20	0.66	0.78	0.75	
	0.7	-307.26	-56.14	-16.90	-5.61	-1.51	0.11	0.73	0.90	0.86	
	0.8	-401.44	-73.44	-22.18	-7.44	-2.08	0.04	0.84	1.06	1.01	
	0.9	-508.15	-93.02	-28.15	-9.49	-2.71	-0.03	0.99	1.27	1.20	
	1.0	-627.39	-114.89	-34.80	-11.77	-3.39	-0.08	1.18	1.52	1.43	

ANEXO G – Gráfico Ventilador OTAM 710



ANEXO H – Equações para perda de carga em coifas (ACGIH).

Equipamento	Equação
Serra fita vertical	$\Delta p_c = 1,75 VP_d$
Serra Circular	$\Delta p_c = 1,78 VP_s + 0,25 VP_d$
Lixadeira Horizontal	$\Delta p_c = 0,40 VP_d$
Plaina	$\Delta p_c = 1,0 VP_s + 0,25 VP_d$
$VP_s = \frac{\rho V_s^2}{2}$ $VP_d = \frac{\rho V_d^2}{2}$	

ANEXO I – Dimensionamento do ciclone (CLEZAR, 1999).

Tabela I.1 – Fatores multiplicativos em função do diâmetro *d*

Dimensão	ℓ	H	S	d_d	L	L'	d_b	d
Ciclones Padrão A								
Fator multiplicativo do diâmetro	0,2	0,5	0,5	0,5	1,5	2,5	0,2	1
Ciclones Padrão B								
Fator multiplicativo do diâmetro	0,375	0,75	0,875	0,75	1,5	2,5	0,2	1

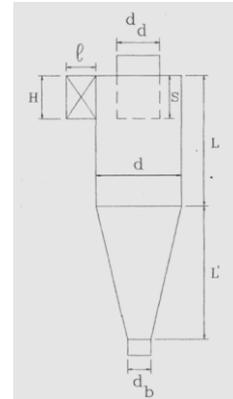


Figura I.1 – Dimensões de ciclone padrão

ANEXO J – Figuras ilustrativas de máquinas de marcenaria (ACGIH, 1995).

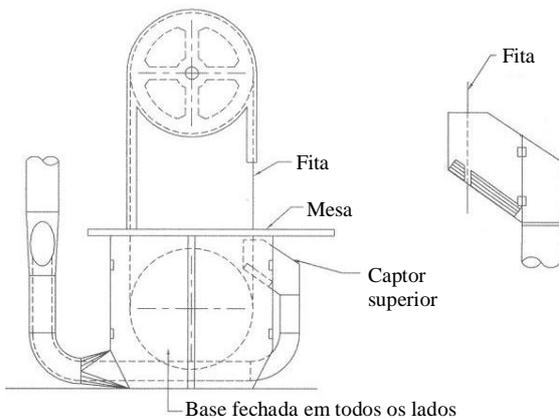


Figura J.1 – Serra fita com captor superior.

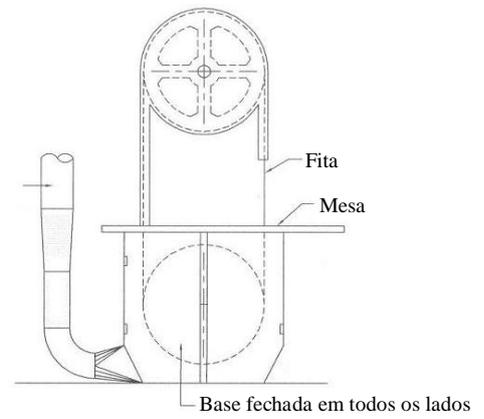


Figura J.2 – Captor serra circular.

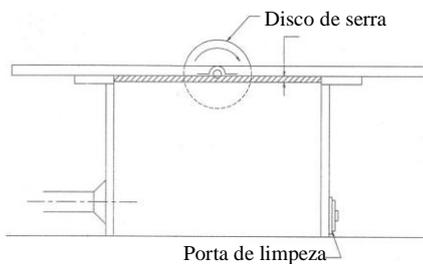


Figura J.3 – Serra circular

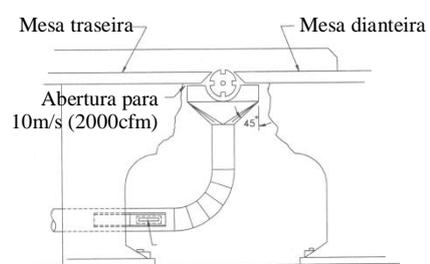


Figura J.4 – Plaina

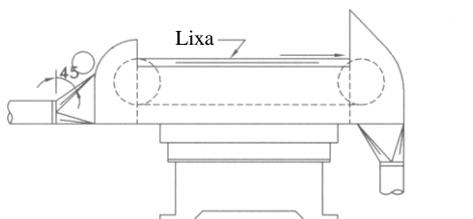


Figura J.5 – Lixadeira horizontal

