



UNIVERSIDADE ESTADUAL DO MARANHÃO
CENTRO DE CIENCIAS TECNOLOGICAS
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

EDMAR MARQUES SILVA JUNIOR

ESTUDO DE ENSAIO DE VENTILADORES CENTRIFUGOS UTILIZANDO METODO
AMCA

São Luís – MA

2017



EDMAR MARQUES SILVA JUNIOR

ESTUDO DE ENSO DE VENTILADORES CENTRIFUGOS UTILIZANDO METODO
AMCA

Monografia apresentada ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual do Maranhão, para o grau de bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof Msc Valdirson Pereira Mendes

São Luís – MA

2017

Silva Júnior, Edmar Marques.

Estudo de ensaios de ventiladores centrífugos utilizando método AMCA / Edmar Marques Silva Júnior. – São Luís, 2017.

81 f.

Monografia (Graduação) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual do Maranhão, 2017.

Orientador: Prof. Me. Valdirson Pereira Mendes.

1. Ventilador centrífugo. 2. Método AMCA. 3. Curvas de escoamento.
4. Perfis de velocidade. I. Título.

CDU 621.615:004.4



EDMAR MARQUES SILVA JUNIOR

ESTUDO DE ENSAIO DE VENTILADORES CENTRIFUGOS UTILIZANDO O
METODO AMCA

Monografia apresentada ao curso de Engenharia
Mecânica da Universidade Estadual do
Maranhão, para o grau de bacharel em
Engenharia Mecânica.

Aprovada em: 30 de Junho de 2017

Banca Examinadora

Professor Msc. Valdirson Pereira Mendes (Orientador)

Universidade Estadual do Maranhão

Professor Msc Núbia Célia Bergê Cutrim (1º Membro)

Universidade Estadual do Maranhão

Professora Msc Paulino Cutrim Martins (2º Membro)

Universidade Estadual do Maranhão

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho à meu avô Francisco Marcolino da Silva por ter me incentivado a seguir em frente apesar das dificuldades.

À minha avó Natalice de Brito Silva por ate hoje este me ajudando em minha jornada, dando total suporte para que eu possa atingir meus objetivos.

À meu irmão Felipe Marques Silva por ser um grande amigo e este sempre comigo em minhas conquistas e fracassos, sempre me apoiando e almejando minha realização.

À meus pais Edmar Marques Silva e Raimunda Maria Sousa Silva por terem me trazido à vida e me motivarem a ser sempre melhor.

À minha namorada Ana Zilda Ferreira por estar comigo e me fazendo feliz a cada dia, tornando-me uma pessoa melhor.

À todos meus colegas de turma e de curso por estarem junto comigo em busca de uma mesma conquista.

À todos aqueles que um dia passaram por minha vida e que me faz lembrar o caminho percorrido entre quem eu já fui, quem eu sou agora e quem um dia pretendo ser.

AGRADECIMENTOS

Agradeço acima de tudo à DEUS por ter me concedido o dom da vida e manter-me seguindo em frente a cada dia.

Ao meu orientador Valdirson por ter me orientado neste trabalho

Ao meu avô Francisco Marcolino da Silva por ter me incentivado à acreditar que sou capaz de ir muito mais além do que posso imaginar, dando-me força e determinação para buscar a realização de meus sonhos sem pensar no árduo caminho que terei que percorrer para conseguir tais propósitos.

À minha avó Natalice de Brito Silva e meu irmão Felipe Marques Silva por terem me apoiado e ajudado infinitamente em minha jornada neste passo importante de minha vida onde sem eles seria impossível minha aquisição de varias conquistas que venho tendo ao longo da minha vida.

À minha mãe Raimunda Maria Sousa Silva por ter me acolhido nesta temporada de minha vida.

À meu pai Edmar Marques Silva que é um símbolo de minha existência e que carrego seu nome e o desejo de fazer-lhe orgulhoso.

À todos meus colegas de sala e de curso que de uma forma ou outra contribuem para minhas conquistas concedendo-me força e vontade de seguir em frente.

*“Aqueles que superam barreiras, ignoram
limites.”*

Arnold Schwarzenegger

RESUMO

Segundo os experimentos aqui realizados, é seguro afirmar que o funcionamento da maquina túnel de vento com ventilador centrífugo juntamente com seus rendimentos e potências, apresentam resultados satisfatórios podendo acrescentar que a maquina pode e deve ser utilizada para futuros trabalhos e aulas práticas no curso de Engenharia Mecânica dentre outros. As curvas de rendimento, potências e pressões foram todas cuidadosamente estudadas e bem relatadas sendo que poderia ser ainda melhor com instrumentos de alta qualidade e precisão levando a resultados ainda mais satisfatórios o que mostra que o equipamento em si apresenta algumas decadências como a parte de instrumentação, elétrica e até mesmo mecânica mas contudo foi possível a realização do trabalho e feito todo o estudo com os dados colhidos e os resultados concluídos e relatados no escopo deste trabalho.

Palavras chave: Ventilador centrífugo, método AMCA, Curvas de escoamento, perfis de velocidade.

ABSTRACT

According to the experiments carried out, it is safe to say the operation of the machine along with its yields and powers, showed satisfactory results and we can use the machine for further work and practical classes in the mechanical engineering course, among others. The performance curves, potencies, pressures were all carefully studied and well reported and could be even better with instruments of high performance and precision, leading to even more satisfactory results, which shows the equipment itself presents some decadences such as part of instrumentation, electrical and mechanical but even then it was possible to perform the work and made the whole study with the data collected and the results completed and reported in the scope of this work.

Keywords: Centrifugal fan, AMCA method, flow curves, speed profiles.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 2-1 Configuração de Ventiladores	20
Figura 2-2 Esquema de um rotor	20
Figura 2-3 Formas de Rotores	21
Figura 2-4 Ventilador Radial.....	23
Figura 2-5 Rolamentos	24
Figura 2-6 Vista de rolamento em corte	24
Figura 2-7 Funcionamento do movimento de rolamentos.....	24
Figura 2-8 Motor elétrico	25
Figura 2-9 Exemplo de pressão	28
Figura 2-10 Manômetro de tubo aberto	30
Figura 2-11 Manômetro de tubo em U	31
Figura 2-12 Manômetro de tubo em U inclinado	32
Figura 2-13 Perfil de velocidades completamente desenvolvido	37
Figura 3-1 Acoplamento motor-ventilador.....	40
Figura 3-2 Ventilador centrífugo e sua configuração de saída	41
Figura 3-3 Tubo de passagem de fluido	41
Figura 3-4 Tubo de Prandtl.....	42
Figura 3-5 Manômetro de tubo em U inclinado	42
Figura 3-6 Manômetro de tubo em U inclinado 2	43
Figura 3-7 Manômetro de tubo em U	43
Figura 3-8 Vista do acoplamento Manômetro em U-Tubo de Prandtl	44
Figura 3-9 Vista do acoplamento Manômetro em U-Tubo de Prandtl 2	44
Figura 3-10 Acoplamento Motor-Ventilador centrifugo	45
Figura 3-11 Motor Elétrico.....	45
Figura 3-12 Tubo de escoamento	46
Figura 3-13 Acoplamento Motor- Ventilador	46
Figura 3-14 Admissão de ar.....	47
Figura 3-15 Admissão de ar 2.....	47
Figura 3-16 Esquema do método AMCA.....	49
Figura 3-17 Método do caixão retangular.....	52
Figura 3-18 Método do caixão reduzido.....	53
Figura 4-1 Perfil de escoamento para o cone 50mm	54

Figura 4-2 Perfil de escoamento para o cone 75mm	55
Figura 4-3 Perfil de escoamento para o cone 100mm	55
Figura 4-4 Perfil de escoamento para o cone 125mm	56
Figura 4-5 Perfil de escoamento para o cone 150mm	57
Figura 4-6 Perfil de escoamento para o cone 175mm	58
Figura 4-7 Perfil de escoamento para o cone 200mm	58
Figura 4-8 Gráfico Pressão x Vazão.....	60
Figura 4-9 Gráfico Potencia Utilizada pelo fluido x Vazão	61
Figura 4-10 Gráfico Pressão total do ventilador x Pressão estática do ventilador	61
Figura 4-11 Gráfico Rendimento estático x Vazão	62
Figura 4-12 Gráfico Rendimento global x Vazão	63
Figura 4-13 Gráfico Rendimento global x Rendimento estático	63

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 Localização dos pontos de medição de velocidades, em função do raio r	34
Tabela 2 Densidade do ar de acordo com a temperatura	49
Tabela 3 Valores das pressões, vazão e Reynolds com o cone à 50mm do tubo	69
Tabela 4 Valores das pressões, vazão e Reynolds com o cone à 75mm do tubo	69
Tabela 5 Valores das pressões, vazão e Reynolds com o cone à 100mm do tubo	69
Tabela 6 Valores das pressões, vazão e Reynolds com o cone à 125mm do tubo	70
Tabela 7 Valores das pressões, vazão e Reynolds com o cone à 150mm do tubo	70
Tabela 8 Valores das pressões, vazão e Reynolds com o cone à 175mm do tubo	70
Tabela 9 Valores das pressões, vazão e Reynolds com o cone à 200mm do tubo	71

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AMCA – Air Movement and Control Association International (Associação Internacional de Movimento e Controle de Ar)

HVAC – Heating, Ventilation and Air Conditioning (Calefação, Ventilação e Ar Condicionado)

NAFM – National Association of Fan Manufacturers (Associação Nacional de Fabricantes de Ventiladores).

IUHA – Industrial Unit Heater Association (Associação de Unidades de Aquecimento Industrial).

Kgf – quilograma força

N – Newton

m – metro

mmca – milímetro de coluna d’água

ρ – massa específica ou densidade

F – força

t – tempo

A – área

P – pressão

atm – atmosfera

Pa - Pascal

torr – Torricelli

lb – libra

in – inch

V - velocidade

g - gravidade

psi – square per inch (libra por polegada quadrada).

h – altura de coluna d’água

L – comprimento da tubulação

Kg – quilograma

f – fator de Moody

Re – numero de Reynolds

m^2 – metro quadrado

Q - vazão

τ – tensão de cisalhamento
 ν – viscosidade relativa
 γ – peso específico
 μ – viscosidade
 π – pi (letra grega)
 du/dy – gradiente de velocidade
V – voltagem
D – diâmetro da tubulação
Ne – rendimento estático
Nf – potencia utilizada pelo fluido
Nm – potencia do motor
Ng – rendimento global
Ptv – potencia de saída do ventilador
Ptm – pressão total média
Pev – potencia estática do ventilador
Pem – pressão estática média
Le – comprimento da colmeia
R – constante dos gases
T – temperatura
 s – segundo

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	15
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	17
2.1 Fluidos	17
2.2 Maquinas de Fluxo	18
2.3 Ventiladores	19
2.3.1 Tipos de ventiladores	20
2.3.2 Emprego dos ventiladores axial e radial.....	21
2.3.3 Função principal da ventilação.....	22
2.3.4 Componentes do sistema de ventilação.....	22
2.3.5 Componentes mecânicos do sistema de ventilação.....	22
2.3.6 Componentes elétricos do sistema de ventilação	25
2.4 Pressão	26
2.4.1 Pressão Estática.....	27
2.4.2 Pressão Dinâmica.....	28
2.4.3 Pressão Total.....	29
2.4.4 Pressão diferencial.....	29
2.5 Manômetros	29
2.5.1 Manômetro de tubo aberto	30
2.5.2 Manômetro de tubo em “U”	30
2.5.3 Manômetro de tubo inclinado	31
2.6 Velocidade	32
2.6.1 Tubo de Pitot.....	32
2.7 Vazão...	35
2.8 Número de Reynolds	35
2.9 Escoamento Laminar e turbulento	36
2.10 Curvas Características.....	38
3 MATERIAIS E METODOLOGIA	40
3.1 Descrição da bancada.....	40
3.2 Método AMCA.....	48
3.3 Método do caixão retangular.....	52
3.4 Método do caixão reduzido.....	53

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	54
4.1 Perfis de escoamento	54
4.2 Gráficos das propriedades do equipamento.....	60
5 CONCLUSÃO.....	65
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	66
APÊNDICE A – TABELAS DE VALORES EXPERIMENTAIS	69
APÊNDICE B – CÁLCULOS DO EXPERIMENTO	72
ANEXO A – Diagrama de Moody	81

1 INTRODUÇÃO

Ventiladores são máquinas de fluxo capazes de transmitir a energia mecânica recebida do eixo para o fluido (gás). Apresenta funcionamento similar às bombas, sendo a principal diferença que o fluido que recebe energia é um gás.

Geralmente os ventiladores são usados em sistemas de ventilação e têm a função de conduzir os gases entre dois ambientes, reservatórios, equipamentos, dispositivos, etc. Além dos sistemas de ventilação, podem ser aplicados na movimentação de ar ambiente (ventiladores de coluna, de parede, etc), no controle de temperatura e umidade para conforto, seja em carros, residências, industrial, no controle de contaminantes, dentre vários outros.

Sistemas de ventilação aplicados no condicionamento de ar (refrigeração, aquecimento, exaustão, filtragem, renovação, diluição de poluentes, etc) em ambientes residenciais, comerciais e industriais constituem grande parte das unidades em uso. Os ventiladores usados nessas instalações são, geralmente, de baixa pressão, isto é, não transferem energia suficiente para impor uma variação apreciável de densidade do fluido de trabalho (gás). Além disso, o escoamento nestes sistemas tem velocidade relativamente baixa. Sob essas condições o escoamento do ar (e outros gases) pode ser tratado como escoamento de um fluido incompressível, o que facilita bastante a análise e a torna similar à do escoamento de líquidos em tubulações.

A ventilação industrial é uma área da engenharia mecânica que está em constante desenvolvimento e crescimento em termos de mercado. Ambientes cuidadosamente projetados para um conforto térmico exigem altas habilidades de engenheiros e técnicos que situam-se na presente área. Granjas suínas, avícolas, hospitais, prédios de órgãos públicos, armazenamentos de alimentos perecíveis dentre outros são alguns exemplos da aplicação da refrigeração e ventilação que pode ser residencial, comercial e industrial.

Tal área de estudo porém tem suas normatizações e órgãos específicos que trabalham justamente para manter a mesma atualizada e melhorada. Neste caso será especificado a AMCA que trata-se da organização que normatiza o método aqui aplicado.

Com um pouco do conhecimento da importância do tema ventilação industrial, o trabalho presente objetiva de maneira geral desenvolver, apresentar e compreender o conceito de ventilação e seu grau de importância no curso de engenharia mecânica enriquecendo o conhecimento da mesma em uma área de grande ênfase em nossas vidas cotidianas. De

maneira mais objetiva o trabalho volta-se para a recuperação, substituição e fabricação de alguns componentes da máquina de ensaio que consta de um túnel de vento com um ventilador centrífugo, para uma melhor utilização da mesma, realizando um ensaio no ventilador centrífugo utilizando o método AMCA, em seguida objetiva-se estudar, analisar, compreender e interpretar os resultados de curvas característica, perfis de escoamento apresentados e a realização de todos os cálculos de rendimentos e potências que o ventilador apresenta.

Falando um pouco da história a AMCA (Air Movement and Control Association) em português “Associação Internacional de Controle e Movimento de Ar” é uma organização sem fins lucrativos que cria padrões para testes, taxas para equipamentos de ventilação, calefação e ar condicionado em inglês HVAC (Heating, Ventilation and Air Conditioning). Teve sua fundação em 1955 na cidade de Airlington Heights, Illinois nos Estados Unidos e surgiu da fusão de outras três empresas que foram a NAFM (National of Fan Manufacturers), PFMA (Power Fan Manufacturers Association) e IUHA(Industrial Unit Heater Association) quando as mesmas resolveram se fundir formando uma só empresa sendo atribuído a mesma as aplicações das suas empresas componentes.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

A física dos fluidos é a base da engenharia hidráulica, um ramo da engenharia com muitas aplicações práticas. Podemos ver claramente que um engenheiro nuclear estuda o escoamento de um fluido no sistema hidráulico de um reator nuclear após alguns anos de uso, enquanto que um bioengenheiro estuda o fluxo de sangue nas artérias de um paciente idoso. Podemos saber que um engenheiro ambiental pode estar preocupado com a contaminação das vizinhanças de um depósito de lixo ou com a eficiência de um sistema de irrigação. Um engenheiro naval interessa-se em investigar os riscos de um mergulho em águas profundas ou a possibilidade de salvar a tripulação de um submarino danificado. Já um engenheiro aeronáutico projeta o sistema hidráulico dos flaps de um avião que o ajudam a pousar. (HALLIDAY e HESNICK, 2009).

2.1 Fluidos

Na engenharia aprende-se que um fluido é uma substância que se deformar continuamente sob a aplicação de uma tensão de cisalhamento (tensão tangencial), não importa quão pequena tal tensão pode ser. Dessa maneira, os fluidos compreendem as fases líquida e gasosa (ou de vapor) das formas físicas nas quais a matéria existe. A distinção entre um fluido e o estado sólido da matéria é clara quando nós comparamos seus comportamentos devido a tensões aplicadas. Um sólido deforma-se quando uma tensão de cisalhamento lhe é aplicada, mas sua deformação não aumenta continuamente com o tempo. (FOX, MCDONALD e PRITCHARD, 2006).

Para os futuros engenheiros o conhecimento e a compreensão dos princípios básicos e dos conceitos da mecânica dos fluidos são essenciais para a análise de qualquer sistema no qual um fluido é o meio operante e que estar-se sujeito a nos depararmos com qualquer coisa do tipo a qualquer hora. Podemos citar muitos exemplos tais como o projeto de todos os meios de transporte, virtualmente, requer aplicação dos princípios da mecânica dos fluidos. Aí se incluem aeronaves para voos subsônico e supersônico, navios, submarinos e automóveis, motocicletas e até mesmo alguns itens como capacetes e roupas para motociclistas. Nos anos mais atuais, os fabricantes de automóveis tem dado maior importância ao projeto aerodinâmico, o que já vinha sendo feito pela maioria dos projetistas de carros, motocicletas, barcos e caminhões de competição. O projeto de sistemas de propulsão para voos espaciais,

assim como para foguetes de brinquedo, também se baseia nos princípios da mecânica dos fluidos. O colapso da ponte de Tacoma Narrows, em 1940, é uma evidencia do que pode acontecer quando os princípios básicos da mecânica dos fluidos são negligenciados. (FOX, MCDONALD e PRITCHARD, 2006).

Sabe-se também que todo o projeto de maquinas de fluxo, incluindo bombas, ventiladores, sopradores, compressores e turbinas, requer claramente o conhecimento dos princípios básicos da mecânica dos fluidos e seus comportamentos. Os sistemas de aquecimento e ventilação residenciais, de grandes edifícios comerciais, assim como o projeto de sistemas de tubulações são outros exemplos de áreas técnicas específicas que requerem o conhecimento da mecânica dos fluidos. O sistema circulatório do corpo humano é, essencialmente por si só, um sistema fluido, onde há necessidade crucial de seu estudo pelos médicos profissionais na área. (FOX, MCDONALD e PRITCHARD, 2006).

Quando inicia-se a discussão sobre os corpos rígidos, o maior interesse está em concentrações de matéria como blocos de madeira, bolas de tênis ou barras de metal. As grandezas físicas que se utiliza nesse caso e em termos das quais expressamos as leis de Newton são a massa, força, pressão e outras que vão se aprofundando com o estudo e sendo dependentes umas das outras. (HALLIDAY e HESNICK, 2009).

No caso dos fluidos, substâncias sem uma forma definida e que assumem a forma do recipiente onde estão confinadas e em propriedades que podem variar de um ponto a outro da substancia e também com fatores externos como pressão, temperatura dentre outros. (HALLIDAY e HESNICK, 2009).

2.2 Máquinas de Fluxo

Quando fala-se sobre máquinas de fluxo, tem-se alguns conceitos e definições de alguns autores que ajudarão a compreender como as maquinas de fluxo são necessarias e importantes no dia-a-dia.

Define-se máquina como um transformador de energia, seja qualquer ela que seja, principalmente as de fluxo, sendo uma das energias o trabalho mecanico. As máquinas sempre estão em grupos constituidos de dois elementos principais, sendo eles o motor e o gerador. O motor recebe uma modalidade de energia, disponivel e a transforma em trabalho mecanico, que é aproveitado pelo gerador para obtencao da modalidade de energia desejada. (BRAN e SOUZA, 1969)

Em principio, mecanicamente, a maquina de fluxo é simples, compondo-se de dois sistemas de pás, um solidario a carcaça e outro ao eixo gigante. O primeiro, constitui o sistema diretor, formado pelas pas diretrizes. O segundo, o rotor, formado pelas pas do rotor e seus suportes. Estamos falando aqui de uma maquina de fluxo generica que apresenta caracteristicas que qualquer outra maquina de fluxo apresenta. (BRAN e SOUZA, 1969).

As máquinas de fluxo apresentam duas divisões características que são:

- Longitudinal ou meridional, acompanhando o eixo da máquina. Neste caso tem-se uma turbina na parte superior e um turbocompressor na parte inferior.
- O transversal ou normal, perpendicular ao eixo da máquina. Neste caso tem-se uma turbina do lado esquerdo e um turbo compressor do lado direito.

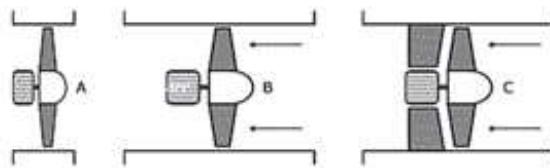
As máquinas podem ser denominadas bombas quando adicionam energia a um fluido e ventiladores quando retiram energia do fluido. Os ventiladores geralmente têm pequeno aumento de pressão (inferior a uma polegada de água) e os sopradores têm aumento de pressão moderado (da ordem de uma polegada de mercúrio); bombas e compressores podem ter aumentos de pressão muito grandes. Os sistemas industriais da atualidade operam a pressões de até 150000 psi (10^4 atmosferas). (FOX, MCDONALD e PRITCHARD, 2006).

2.3 Ventiladores

Um ventilador é definido como uma máquina que realiza a tarefa de transportar um fluido de um local para outro como foi levemente citado anteriormente. É utilizado, para renovar taxa de ar de um ambiente, realizar a retirada de gases do escapamento de veículos automotores em um cômodo, retirar o excesso de vapor de uma cozinha doméstica, etc. (MSPC, 2010).

Como se pode observar na figura 2.1, o fluido pode tanto ser inserido quanto retirado do ambiente. O equipamento responsável por fazer esse trabalho recebe dois nomes, sendo eles ventilador e bomba. Quando o ar é inserido no ambiente, denomina-se ventilador, quando o ar é retirado do ambiente, denomina-se exaustor. (MSPC, 2010).

Figura 2-1 - Configuração de Ventiladores



Fonte: www.mspc.eng.br/fldetc/topdiv_vent_10.shtml

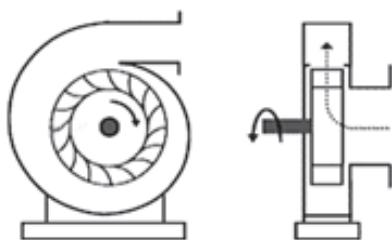
2.3.1 Tipos de ventiladores

Na literatura, é possível encontrar-se ventiladores do tipo axial e radial. O axial é apresenta uma semelhança de hélice em sua pá. O mesmo é muito utilizado em residências como ventiladores convencionais e também como exaustores de cozinhas sofisticadas. (VIANA, 2004).

Na figura 2.1, o modelo A exibe um ventilador empregado usualmente em paredes, com função de ventilador ou exaustor. O modelo B exibe um sistema hélice-motor e que encontra-se em uma parte de uma tubulação, geralmente de formato circular e que acopla-se com outras tubulações. No modelo C, há aletas fixas na parte posterior que direcionam o movimento em espiral do ar na saída da hélice e o transforma em um movimento retilíneo ao longo da tubulação. (MSPC, 2010)

O modelo radial de ventiladores, também denominado centrífugo, é aquele que aspira o ar pelo seu centro. Suas pás formam um rotor semelhante à um cilindro. O fluxo é radial partindo do seu centro para fora do conjunto, semelhante à uma bomba centrífuga quando se trata de líquidos. (MSPC, 2010). O rotor consegue girar dentro de uma carenagem especial modelada, dirigindo o fluxo de ar para uma saída única.

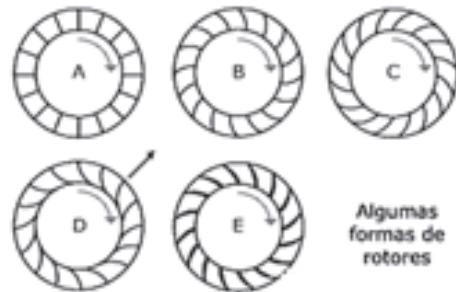
Figura 2-2 - Esquema de um rotor



Fonte: www.mspc.eng.br/fldetc/topdiv_vent_10.shtml

Nesta figura há um motor elétrico, que não aparece na imagem. O mesmo tem sua montagem feita externamente e seu modo de acionamento pode ser engrenagem-engrenagem ou engrenagem-correia. O formato de suas pás (rotor) influenciam seu desempenho e consequentemente suas aplicações. Na figura 2.3, pode-se observar alguns exemplos de rotores.

Figura 2-3 - Formas de Rotores



Fonte: www.mspc.eng.br/fldetc/topdiv_vent_10.shtml

O modelo A mostra pás com formatos radiais e planos e são geralmente utilizados no trabalho severo. Apresenta rendimento pequeno em relação aos outros modelos. O modelo B mostra pás curvadas para trás, apresentando valor de vazão média considerável, tornando o ar limpo, apresentando pouco ruído, elevada pressão e rendimento consideravelmente médio. O modelo C tem pás curvadas frontalmente, o que fornece um fluxo de ar com elevados valores de pressão e vazão e médios valores de rendimento comparado com os outros. O mesmo oferece vazões mais altas em diâmetros menores. O modelo D apresenta pás curvadas frontalmente e de saída radial, o que permite um fluxo de ar com altos valores de pressão e vazão. O modelo E contem pás de perfil asa, sendo muito utilizado em movimentação de ar limpo, com pouco nível de ruído e rendimento considerável. (MSPC, 2010)

2.3.2 Emprego dos ventiladores axial e radial

Na literatura podemos encontrar que os ventiladores axiais apresentam rendimentos em torno de 80%, o que significa uma taxa de 80% de energia mecânica transferida para o ar do valor total que chega até o eixo, graças à direção do fluxo de saída que é igual ao de entrada. O mesmo tem algumas desvantagens como sua montagem em dutos, o que dificulta

sua manutenção, nível de ruído elevado, mancais correia em contato direto com o fluxo de ar, limitando seu uso em ambientes severos e abrasivos (VIANA, 2004).

A construção de um ventilador radial permite que os mancais fiquem em posição externa em relação ao fluxo do ar ou gases. Isso os mantém protegidos e, no caso de elevadas temperaturas, o eixo pode ser prolongado ou dispor de discos, dissipando o calor. A montagem e a desmontagem do ventilador radial também são facilitadas. (VIANA, 2004).

2.3.3 Função principal da ventilação

A função principal do ventilador é promover a circulação do ar no ambiente. Nas residências, esta circulação, por exemplo, sabemos que a mesma é proporcionada pela convecção, a qual ocorre em todos os fluidos (líquidos e gases). A convecção acontece quando a massa de ar frio desce devido ao peso e empurra a massa de ar quente para cima, que é mais leve. Depois de um tempo, a massa de ar quente se resfria e inicia o processo novamente fechando o ciclo de convecção. (VIANA, 2004).

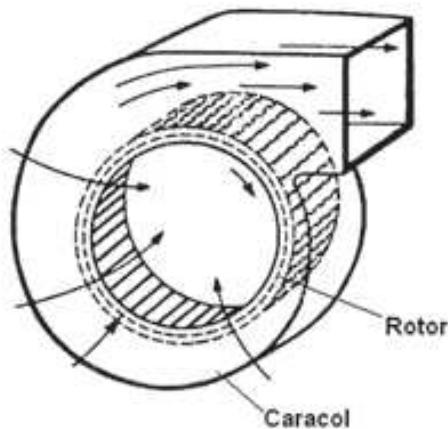
2.3.4 Componentes do sistema de ventilação

Podemos indagar que um sistema de ventilação necessita de manutenção nos componentes mecânicos e nos componentes elétricos devido ao seu uso ao longo do tempo. Os componentes mecânicos estão associados ao movimento e à sustentação das peças. Já os componentes elétricos estão associados à condução de energia. De maneira bem simples, podemos dizer que a energia elétrica é o alimento do ventilador, a fonte de energia inicial que todo e qualquer sistema existente necessita, que proporciona o movimento das peças e faz o ar ser empurrado para dentro ou para fora dos ambientes. Os componentes que carregam esse alimento precisam ter tamanhos adequados a fim de evitar sobreaquecimento e riscos à vida das pessoas. (HENN, 2012).

2.3.5 Componentes mecânicos do sistema de ventilação

Qualquer conjunto mecânico possui partes fixas e móveis. Por exemplo, um ventilador radial possui a parte fixa, que é o caracol e a parte móvel, que é o rotor.

Figura 2-4 - Ventilador Radial



Fonte: www.mspc.eng.br/fldetc/topdiv_vent_10.shtml

Os componentes da parte mecânica, que permitem a transmissão de potência por meio do movimento, têm impacto no consumo de energia elétrica.

- eixo;
- rolamentos;
- buchas;
- polias e correias.

Eixo

Para que o ar seja deslocado é preciso que o rotor gire sem raspar as paredes internas do caracol. Para isto, é necessário que o eixo tenha dois pontos de apoio. O eixo transmite o movimento e a potência do motor elétrico. Num ventilador, o rotor do ventilador desloca o ar, o eixo transmite movimento, os mancais apoiam o eixo e o motor elétrico gera potência. (NORTON, 2013).

Assim, os mancais têm duas funções:

- Posicionar o eixo e
- Permitir seu giro com pouco desgaste.

As funções dos mancais são realizadas de duas maneiras, com a utilização de:

- rolamentos;
- buchas.

Rolamentos

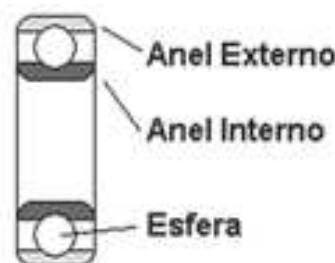
Em uma definição técnica os rolamentos “são elementos constituídos de dois anéis concêntricos separados por elementos rolantes que podem ser esferas ou rolos”. (ANTUNES e FREIRE, 1998).

Figura 2-5 - Rolamentos



Fonte: Antunes e Freire, 1998

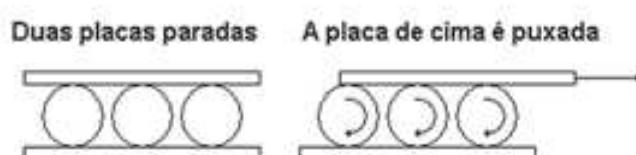
Figura 2-6 - Vista de rolamento em corte



Fonte: Antunes e Freire, 1998

O funcionamento do rolamento baseia-se simplesmente no movimento das esferas. Se puxarmos uma placa, as esferas giram enquanto a outra placa fica parada, ocorrendo o movimento. (ANTUNES e FREIRE, 1998).

Figura 2-7 - Funcionamento do movimento de rolamentos



Fonte: Antunes e Freire, 1998

No rolamento o anel interno é puxado pelo eixo, as esferas giram e o anel externo fica parado junto ao mancal. Devido ao giro das esferas, o desgaste é muito menor do que aquele que ocorreria com o eixo girando diretamente sobre o mancal. Mesmo assim, é necessário utilizar um fluido lubrificante para aumentar ainda mais a vida do rolamento. (ANTUNES e FREIRE, 1998).

Buchas

As buchas são usadas em ventiladores pequenos, em que é difícil instalar um rolamento, além de dispendioso. Muitas vezes são encontradas junto ao motor elétrico. Apresentam algumas vantagens, como maior resistência a choques e à poeira e sua função é desgastar antes do eixo, porque seu material é mais macio que o do eixo. (ANTUNES e FREIRE, 1998).

A substituição das buchas deve ocorrer quando são ouvidos sons agudos estranhos ao funcionamento do ventilador. Nesta condição, a bucha apresenta problemas de lubrificação. Em alguns casos, o custo de sua substituição pode ser maior que o preço de um ventilador novo. (ANTUNES e FREIRE, 1998).

2.3.6 Componentes elétricos do sistema de ventilação

Motor elétrico – manutenção

O motor elétrico é definido como o elemento que transmite a potência mecânica às pás do ventilador. Trata-se de uma máquina que transforma energia elétrica em energia mecânica. (ANTUNES e FREIRE, 1998).

O motor é composto basicamente por estator e rotor. O rotor é a parte móvel do motor elétrico. É no seu eixo que é encaixada a polia motora, e o estator é a parte fixa do motor elétrico. (ANTUNES e FREIRE, 1998).

Figura 2-8 - Motor elétrico



Fonte: www.mspc.eng.br

2.4 Pressão

A Teoria Cinética dos Gases permite deduzir as propriedades dos gases a partir dos fenômenos de movimento mecânico das moléculas quando elas estão sendo consideradas de forma isolada. Durante o desenvolvimento desta teoria foi considerado que as partículas se comportam como esferas perfeitamente elásticas com massa e que não exercem quaisquer forças umas sobre as outras, enquanto não entram em contato uma com as outras. Considera-se ainda que as partículas se movimentam independentemente e de forma aleatória, sem qualquer direção preferencial no espaço, com uma velocidade definida. Tais partículas ocupam apenas uma fração do volume do recipiente, a maioria do seu espaço está vazio. A energia cinética média das moléculas do gás varia apenas com a variação de temperatura. Durante o choque, as mesmas permitem energia e impulso, havendo geralmente modificação da velocidade delas. (HALLIDAY e HESNICK, 2009).

A força exercida pelo gás sobre a parede de um reservatório onde esteja contido esse fluido pode ser atribuída aos choques das moléculas do fluido contra à parede do mesmo, sendo desta forma transmitido impulso à parede. Vimos ao longo do nosso estudo que pela lei fundamental da dinâmica, a força exercida sobre a parede é igual ao impulso que é transmitido por esta por meio dos choques e por unidade de tempo. A pressão é igual ao impulso transmitido à unidade de área e por unidade de tempo. (HALLIDAY e HESNICK, 2009).

$$\text{Pressão} = \frac{\text{impulso transmitido à parede}}{\text{área da parede} \times \text{tempo}} \quad (1)$$

ou seja,

$$P = \frac{F\Delta t}{A\Delta t} \quad (2)$$

Esta definição de pressão de um gás ou fluido é coerente com a da pressão nos sólidos, definida por:

$$P = \frac{F}{A} \quad (3)$$

com efeito,

$$P = \frac{F\Delta t}{A\Delta t} = \frac{F}{A} \quad (4)$$

Assim como já vimos em estudo à mecânica dos fluidos, a pressão de um fluido sobre um recipiente é, uma consequência macroscópica dos choques moleculares das suas partículas sobre as paredes do reservatório onde as mesmas se encontram. As partículas de um fluido dispõem-se de grande mobilidade e deslocam-se tridimensionalmente em todas as direções, chocando entre si ou com superfícies de todos os corpos (sólidos ou líquidos) com que o fluido está em contato. (HALLIDAY e HESNICK, 2009).

Estudamos que a unidade de pressão no SI é o Newton por metro quadrado (N/m^2), que nós chamamos de Pascal (Pa). Em muitos países os medidores de pressão de pneus são calibrados em kiloPascais (kPa). As relações entre o Pascal e outras unidades de pressão de outros sistemas de unidades de medidas são: (HALLIDAY e HESNICK, 2009).

$$1 \text{ atm} = 1,01 \times 10^5 \text{ Pa} = 760 \text{ torr} = 14,7 \text{ lb/in}^2.$$

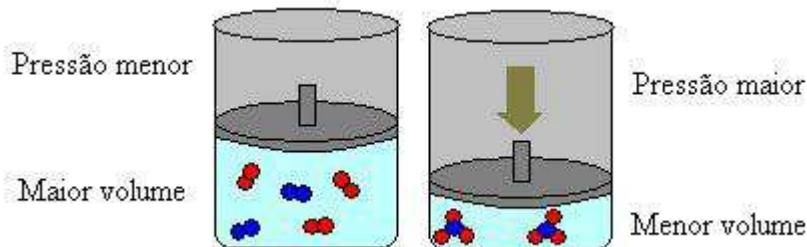
Como já visto, a atmosfera (atm) é a pressão media aproximada da atmosfera ao nível do mar. O torr (nome dado em homenagem ao evangelista Torricelli, que inventou o barômetro de mercúrio em 1674) é constantemente chamado de milímetro de mercúrio (mmHg). A abreviação de libra por polegada quadrada é psi (do inglês pound per square inch). (HALLIDAY e HESNICK, 2009).

2.4.1 Pressão Estática

Define-se a pressão estática como a sobre pressão ou depressão relativa criada pela atuação de um equipamento (ventilador, compressor, bomba ou exaustor) ou pela altura da coluna de um líquido que é um dos conceitos mais básicos. (BRUNETTI, 2008).

Define-se também que caso não haja circulação do fluido, a pressão será igual em todos os pontos do duto horizontalmente. Caso haja circulação, a pressão estática deverá ser medida, através de um orifício de pressão apresentando um eixo perpendicular à corrente do fluido, de maneira que a medição não seja influenciada pela componente dinâmica da circulação. (BRUNETTI, 2008).

Figura 2-9 - Exemplo de pressão



Fonte: www.brasilescola.uol.com.br

2.4.2 Pressão Dinâmica

Semelhante a pressão estática, a pressão dinâmica define-se como sendo a pressão devida à velocidade de um fluido em movimento em um duto ou tubulação. Tal pressão atua sobre a superfície de um orifício de pressão, colocado no sentido da corrente do fluido, aumentando a pressão estática de um valor proporcional a velocidade do fluido. (BRUNETTI, 2008). A resultante pode ser calculada pela seguinte formula:

$$P_d = \rho \cdot \frac{V^2}{2} \quad (N/m^2); \quad (5)$$

ou

$$P_d = \gamma \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (kgf/m^2); \quad (6)$$

onde:

P_d = pressão dinâmica;

γ = peso específico do fluido (kgf/m^3);

V = velocidade do fluido (m/s);

g = aceleração da gravidade (m/s^2);

ρ = massa específica do fluido (kg/m^3);

2.4.3 Pressão Total

Nada mais é que a soma das pressões estática e dinâmica como podemos claramente definir. (BRUNETTI, 2008)

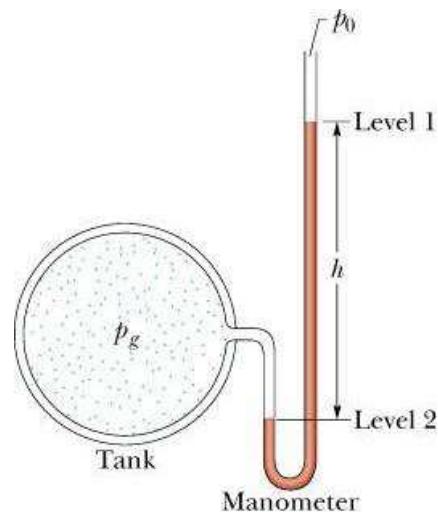
2.4.4 Pressão diferencial

É a diferença de pressão medida em dois pontos de um duto ou equipamento, também chamado de ΔP (delta P). (BRUNETTI, 2008).

2.5 Manômetros

Definimos manômetros como aparelhos que surgiram da instrumentação industrial e que são destinados a medir a pressão que é a chamada pressão manométrica (definida anteriormente como a diferença de pressão entre a pressão total e a pressão estática). Compõe-se de vasos comunicantes contendo fluidos de densidades conhecidas, e que nós podemos denominá-los fluidos manométricos (tais como o ar, agua, mercúrio e outros). (ISMAIL, 2000).

Figura 2-10 - Manômetro de tubo aberto



Fonte: Halliday, 2009

2.5.1 Manômetro de tubo aberto

Assim como se pode observar na figura 10, o manômetro está sendo usado para medir a pressão manométrica de um fluido. É formado por um tubo em forma de U contendo um líquido, com uma das extremidades ligada diretamente à um recipiente cuja pressão manométrica se deseja medir e a outra aberta para a atmosfera. (ISMAIL, 2000).

$$y_1 = 0, p_1 = p_0 \text{ e } y_2 = -h, p_2 = p \quad (7)$$

Na equação 2.6 , obtemos:

$$p_m = p - p_0 = \rho gh \quad (8)$$

Onde ρ é a massa específica do fluido manométrico contido no tubo. Como podemos analisar na equação acima, a pressão manométrica p_m é diretamente proporcional a h . (ISMAIL, 2000)

A pressão manométrica pode ser positiva ou negativa, dependendo de $p > p_0$ ou $p < p_0$. Nos pneus e nos sistema circulatório a pressão (absoluta) é maior do que a pressão atmosférica, de modo que a pressão atmosférica é uma grandeza positiva, às vezes chamada de sobrepressão. (ISMAIL, 2000).

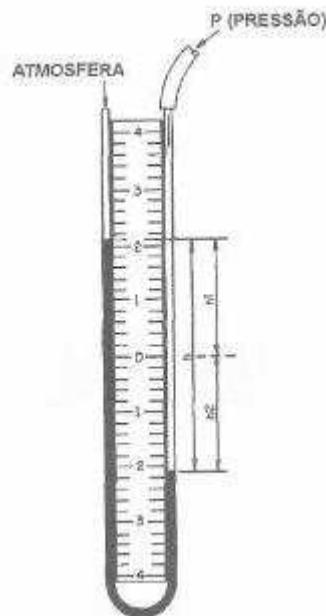
2.5.2 Manômetro de tubo em “U”

Nós estudamos que o manômetro de tubo em “U” é classificado como o mais simples e mais barato dos instrumentos de medição direta de baixas pressões e que pode ser facilmente fabricado e sua precisão pode ser regulada por qualquer pessoa. Como seu nome indica, ele é formado por um tubo de material transparente contendo fluido manométrico, dobrado em forma de “U”, fixado sobre uma placa graduada a partir do seu ponto médio. O tubo é cheio, até seu ponto médio, com um líquido com peso específico conhecido (água, álcool, mercúrio etc.) (BEGA, 2006).

As leituras das pressões são dadas em milímetros ou centímetros por coluna de fluido, feitas medindo-se a diferença de nível do líquido, nos dois braços do tubo do manômetro. Para uma mesma pressão, a diferença estabelecida entre os dois braços do manômetro de tubo em “U” será tanto maior quanto menor for o peso específico do líquido utilizado no

manômetro, uma vez que será necessário maior pressão para deslocar o fluido manométrico de sua posição inicial. (BEGA, 2006).

Figura 2-11 - Manômetro de tubo em U



Fonte: Bega, 2006

Calcula-se a pressão pela simples formula:

$$P = h \cdot \gamma \quad (9)$$

onde:

P = pressão medida;

h = diferença de nível entre os dois braços do tubo em U (m, cm, mm);

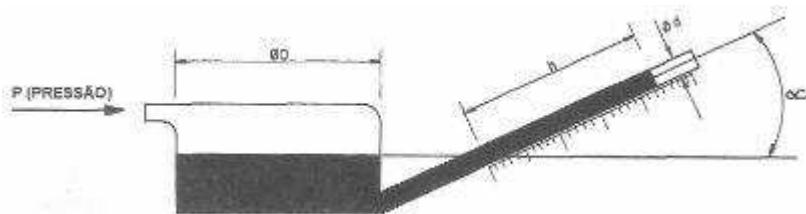
γ = peso específico do fluido utilizado ($N/m^3, Kgf/m^3, psi$).

2.5.3 Manômetro de tubo inclinado

Apresenta um princípio de funcionamento simples e semelhante ao de tubo em U, contendo dois tubos de diâmetros diferentes sendo um maior e outro menor, e também contém uma inclinação onde a diferença de altura precisa ser calculada considerando a inclinação. O tubo de pequeno diâmetro (d) é inclinado com um certo ângulo α , de maneira a obter-se um grande deslocamento do líquido no tubo inclinado, mesmo no caso de medição de pressões

muito pequenas. Este instrumento permite medir pressões da ordem de 0,02 mm de coluna de fluido. Nesse tipo de manômetro, é necessário se trabalhar com o instrumento perfeitamente nivelado e deve-se evitar que ele seja submetido a vibrações. (BEGA, 2006).

Figura 2-12 - Manômetro de tubo em U inclinado



Fonte: Bega, 2006

A equação de equilíbrio do manômetro de tubo inclinado é dada pela formula:

$$P = h \cdot \gamma \cdot \left(1 + \frac{d^2}{D^2}\right) \cdot \operatorname{sen}\alpha \quad (10)$$

Esta equação demonstra que, para uma pressão determinada, quanto menor for o ângulo α maior será o deslocamento do líquido no tubo inclinado, pois o valor de $\operatorname{sen} \alpha$ será tanto menor quanto for menor o ângulo α . (BEGA, 2006).

2.6 Velocidade

2.6.1 Tubo de Pitot

Estudamos que o tubo de Pitot, original, foi concebido inicialmente para medir velocidades de rios. Em seguida foi aperfeiçoado por Prandtl, passou a ser utilizado em tubulações, porém, continua sendo conhecido como tubo de Pitot. Mais tarde, o Pitot industrial, de forma reta, foi desenvolvido para permitir sua inserção e remoção em carga. Até então, o Pitot fornecia somente a velocidade local, no ponto onde era feita a medição. Para se concluir o valor da vazão, era necessário fazer um levantamento ao longo de um diâmetro e calcular a velocidade média, mediante fatores de ponderação. (BEGA, 2006).

Com o passar dos anos, estudos de grande interesse foram desenvolvidos com o intuito de definir, através de equações empíricas, o perfil de velocidades e velocidade média conhecendo a velocidade no centro, ou deduzir a velocidade média a partir da média das velocidades ao longo de um diâmetro, em função do número de Reynolds. Observa-se que a média das velocidades, calculada a partir de levantamento das velocidades tomadas em

intervalos uniformes ao longo de um diâmetro, é diferente da velocidade média ($V_m = \text{Vazão}/\text{Área}$), já que as velocidades próximas ao centro afetam áreas menores que as afetadas por velocidades próximas às paredes da tubulação, como mostra a figura abaixo. (BEGA, 2006).

Quando utilizamos um tubo de Pitot para fazer medições de vazão por varredura ao longo de um diâmetro, os pontos de tomada de velocidades podem ser definidos de acordo com a distribuição estatística de Chebyshev, ou dos centroides de áreas iguais, conforme a tabela abaixo, onde r é a distância do ponto ao centro, dividida pelo raio da tubulação. Tal método nos permite que a velocidade média possa calculada fazendo simplesmente uma média aritmética das velocidades levantadas. (BEGA, 2006).

Estudos detalhados sobre a comparação dos dois métodos mostram que os resultados práticos sobre o cálculo da vazão são equivalentes.

A equação geral dos tubos de Pitot clássicos (Prandtl) é:

$$V_{(m/s)} = \sqrt{2 \cdot \Delta p_{(Pa)} / \rho_{(kg/m^3)}} \quad (11)$$

A incerteza de um tubo de Pitot clássico fabricado é cerca de 1,5%. (BEGA, 2006).

Tabela 1 - Localização dos pontos de medição de velocidades, em função do raio r

Métodos		
Quantidade de pontos, no raio	Centroides de áreas iguais $r =$	Chebyshev $r =$
$n = 2$	0,500	0,4597
	0,866	0,8881
$n = 3$	0,4082	0,3827
	0,7071	0,7071
	0,9129	0,9239
$n = 4$	0,3536	0,3203
	0,6124	0,6383
	0,7906	0,7699
	0,9354	0,9473
$n = 5$	0,3162	0,2891
	0,5477	0,5592
	0,7071	0,7071
	0,8367	0,8290
	0,9487	0,9572

Fonte: Bega, 2006

Na literatura, é possível encontrarmos também o tubo de Pitot de média (também chamado de Pitot de múltiplas velocidades ou Pitot multifuros). O mesmo foi pesquisado e desenvolvido com pleno sucesso. A finalidade do Pitot de média é tomar, ao mesmo tempo, as pressões dinâmicas relativas a 4, 6 ou 8 velocidades ao longo de um diâmetro da tubulação e fazer suas respectivas médias. Para tanto, os furos de medição são distribuídos segundo a teoria estatística de Chebishef. (BEGA, 2006).

Da velocidade média, a vazão é calculada pela equação:

$$Q = A \cdot V \quad (12)$$

onde:

Q = Vazão;

A = Seção da linha de processo;

V = Velocidade média.

Sabemos que podemos certamente declarar que a equação geral dos tubos de Pitot industrial é a mesma que para os clássicos, afetada de um fator K que depende da realização do instrumento, especialmente do perfil da haste de medição. (BEGA, 2006)

O primeiro perfil desenvolvido para o tubo de Pitot de média foi o cilíndrico, que pode apresentar não-linearidades em relação ao numero de Reynolds, com influência nos furos de baixa pressão. A zona de baixa pressão criada pela haste do Pitot depende do ponto de “deslocamento” do tubo das linhas de escoamento. (BEGA, 2006).

Varias soluções foram encontradas, para resolver esse problema: (BEGA, 2006).

- A mais simples foi separar a tomada de baixa pressão e coloca-la na parede do tubo, para que não fique sujeita à zona de depressão;
- Pesquisar um perfil que definisse adequadamente o ponto de “deslocamento” das linhas de escoamento;
- Pesquisar um perfil que deslocasse o ponto de deslocamento para a jusante das tomadas de baixa pressão, sem preocupar-se com o ponto exato de deslocamento.

Existem diversas realizações, para compatibiliza-los com as aplicações e as linhas de processo: (BEGA, 2006).

- Fixação com conexão provida de anilha, ou flangeados;
- Inseríveis em carga, com vários tipos de macacos;

- Com cabeçote provido de molas para apoio da haste na parede oposta;
- Com as tomadas perpendiculares ao eixo da tubulação, para linhas verticais.

Podemos definir os tubos de Pitot de média como aparelhos geralmente disponíveis para diâmetros entre 2” e 72”, porém, são realizados sob encomenda para diâmetros de vários metros. É importante relatar que os custos de instalação reduzidos compensam largamente seu preço mais elevado, quando comparado à placa de orifício por exemplo. Desde que instalado numa tubulação de diâmetro perfeitamente conhecido, a precisão anunciada pelos fabricantes é 0,5% em relação à pressão diferencial gerada. (BEGA, 2006).

2.7 Vazão

Podemos definir a vazão, como visto anteriormente, como sendo como a quantidade de fluido que passa por uma seção reta de um duto, por unidade de tempo. Definimos anteriormente que a mesma é um produto de velocidade de um fluido pela área que o mesmo está passando. O fluido pode ser líquido, gás ou vapor. A maioria dos instrumentos de vazão é prevista para a medição de fluidos em fases múltiplas, tanto que hoje se utiliza corantes de diversas colorações mas é claro, sua densidade já é conhecida. Geralmente, a medição é feita aproveitando o efeito de uma interação entre o fluido e o medidor. (BEGA, 2006).

A quantidade do fluido pode ser medida em volume (vazão volumétrica, m^3/s) ou em massa (vazão mássica, Kg/s). Ao tratarmos de vazão volumétrica, especialmente nos casos de fluidos compressíveis, ainda é necessário especificar se o volume é referido às condições de temperatura e pressão de operação, ou se é convertido às condições de referência. (BEGA, 2006).

2.8 Número de Reynolds

No escopo da mecânica dos fluidos, estudamos que Osborne Reynolds (1842-1912) desenvolveu um “identificador de regime” de escoamento, baseado em parâmetros cujas unidades, uma vez efetuada a operação, resulta em um valor adimensional. (SHAMES, 1973).

$$Re = V \cdot D / \nu \quad (13)$$

onde:

$$V = \text{velocidade (m/s)};$$

D = diâmetro (m);

ν = viscosidade relativa(m^2/s).

e pode ser expressa também como:

$$Re = \rho \cdot V \cdot D / \mu \quad (14)$$

onde:

ρ = massa específica do fluido (Kg/m^3)

μ = viscosidade do fluido ($N.s/m^2$)

Quando o número de Reynolds se refere à seção onde o diâmetro é D , costuma-se escrever R_D . Excepcionalmente, nas referencias sobre a medição de vazão, o numero de Reynolds é referido ao diâmetro d . Neste caso, escreve-se R_d . (BEGA, 2006).

O numero de Reynolds é valido para líquidos, gases e vapor, e permite definir as seguintes faixas de escoamentos:

- Abaixo de $R_D = 2000$ regime laminar;
- Entre $R_D = 2000$ e $R_D = 4000$: regime transitório;
- Acima de $R_D = 4000$: regime turbulento.

2.9 Escoamento Laminar e turbulento

Se você abrir uma torneira com uma vazão muito pequena, a água escoará para fora suavemente. Já se você aumentar a vazão da água, a mesma sairá de forma agitada, caótica, turbulenta. Podemos definir estes exemplos como sendo alguns exemplos de como um escoamento viscoso pode ser laminar ou turbulento, respectivamente. Sabemos que um escoamento laminar é aquele no qual as partículas fluidas movem-se em camadas lisas, ou em formas de lâminas; já um escoamento turbulento é aquele no qual as partículas fluidas rapidamente se misturam, enquanto se movimentam ao longo do escoamento, devido a flutuações aleatórias no campo bi ou tridimensional de velocidades. (FOX, MCDONALD e PRITCHARD, 2006).

Uma particularidade que é de extrema importância podemos comentar é que em um escoamento de água em um tubo por exemplo, a turbulência é um fenômeno quase sempre indesejável, porem impossível de ser evitado, pois cria maior resistência ao escoamento: em outros casos como por exemplo o escoamento de sangue através de vasos sanguíneos, a turbulência é sempre desejável e satisfatória , porque o movimento aleatório permite o contato

de todas as células de sangue com as paredes dos vasos para trocar oxigênio e outros nutrientes. (FOX, McDONALD e PRITCHARD, 2006)

O escoamento pode ser uni, bi e tridimensional. Um escoamento é classificado como unidimensional quando há uma única coordenada suficiente para descrever as propriedades do fluido. Para que isso aconteça, é necessário que as propriedades sejam constantes em cada seção. (BRUNETTI, 2008).

Figura 2-13 - Perfil de velocidades completamente desenvolvido



Fonte: Robert W. Fox, 2006

Na figura 2.13, podemos observar que o perfil de velocidades rege um escoamento laminar, com um numero de Reynolds, geralmente com valor menor que 2300, o que podemos definir que o comprimento de entrada do tubo pode ser tão grande que atinge valores até 140 vezes o diâmetro do mesmo sem gerar qualquer problema. (FOX, McDONALD e PRITCHARD, 2006).

Algumas equações básicas já estudadas na mecânica dos fluidos são de importante aplicação na analise de escoamentos. (ASSY, 2004).

Equação de Bernoulli.

$$p_1 - p_2 = \frac{\rho}{2} \cdot (V_2^2 - V_1^2) = \rho \cdot \frac{V_2^2}{2} \cdot [1 - \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^2] \quad (15)$$

Equação da continuidade

$$(\rho V_1 A_1) + (-\rho V_2 A_2) = 0 \quad (16)$$

ou

$$V_1 A_1 = V_2 A_2 \quad (17)$$

logo

$$\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^2 = \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2 \quad (18)$$

Substituindo temos:

$$p_1 - p_2 = \rho \cdot \frac{V_2^2}{2} \cdot \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right] \quad (19)$$

Resolvendo para a velocidade teórica, V_2 ,

$$V_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho \cdot [1 - (A_2/A_1)^2]}} \cdot A_2 \quad (20)$$

A vazão mássica teórica é dada, então por:

$$\dot{m} = \rho \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho \cdot [1 - (A_2/A_1)^2]}} \cdot A_2 \quad (21)$$

Embora muitos escoamentos turbulentos de interesse sejam permanentes na media (\bar{u} não é uma função do tempo), a presença de flutuações aleatórias de velocidade e de alta frequência torna a analise do escoamento turbulento extremamente difícil. Em um escoamento laminar, unidimensional, a tensão de cisalhamento está relacionada com o gradiente de velocidade pela relação simples (FOX, MCDONALD e PRITCHARD, 2006).

$$\tau_{yx} = \mu \cdot \frac{du}{dy} \quad (22)$$

Podemos ver que para um escoamento turbulento, no qual o campo de velocidade media é unidimensional, nenhuma relação simples como essa pode ser possivelmente valida. Flutuações tridimensionais e aleatórias de velocidade (u' , v' e w') podem ser capazes de transportar quantidade de movimento através das linhas de corrente do escoamento médio, aumentando consecutivamente a tensão de cisalhamento efetiva. Consequentemente, para um escoamento turbulento, não existem relações universais entre o campo de tensões e o campo de velocidade média. Portanto, para as analises de escoamentos turbulentos, apoia-se fortemente em teorias semi-empíricas e em dados experimentais. (FOX, MCDONALD e PRITCHARD, 2006).

2.10 Curvas Características

São denominadas de tal maneira pois caracterizam o perfil de escoamento das tubulações onde suas velocidades são conhecidas e aqui foram extraídas do experimento.

Ventiladores são projetados para produzirem altas potências e elevados rendimentos, com pressões, velocidades e vazões definidas, uma vez aplicado o método AMCA. (ASSY, 2004).

É interessante para nós aqui estabelecermos as medidas de pressões que como já falado, foram retiradas experimentalmente e que consequentemente nos levará as suas velocidades, vazões, potências, número de Reynolds, e rendimentos correspondentes. (ASSY, 2004)

Aqui em nosso experimento foi realizado as medições de pressões baseadas na temperatura dentro do duto de escoamento no valor de 19,93°C e umidade relativa de 50% o que é quase as medidas de um ar puro convencional usado em ambientes padrões. Em seguida retiradas as pressões, vamos aos valores mencionados e podemos fazer análise do quanto uma propriedade pode influenciar diretamente na outra, levando a conclusões simples, porém importantíssimas, uma vez que um erro de medição pode levar a resultados errôneos. Com tudo em mãos podemos realizar as famosas curvas de escoamento e perfis de velocidades que nos mostrarão como o escoamento está sendo dado dentro da tubulação e como tais fatores como pressão, velocidade, e outros, influenciam o comportamento das mesmas, uma vez que pode haver mais ou menos resistências nas paredes da tubulação. (ASSY, 2004).

3 MATERIAIS E METODOLOGIA

3.1 Descrição da bancada

É formada basicamente por um túnel de vento com os seguinte componentes:

- Motor elétrico de dois polos, frequência de 60 Hz, Tensão nominal de 380 V, Amperagem de 17,5 A, Rotação de 5500 rpm e trifásico.
- Redutor
- Ventilador radial
- Manômetro de tubo em U
- Manômetro de tubo em U inclinado
- Mangueiras para as conexões
- Cone aerodinâmico acoplado à maquina
- Tubo liso com colmeia para evitar a passagem de impurezas

Figura 3-1 - Acoplamento motor-ventilador



Fonte: Autor

Figura 3-2 - Ventilador centrífugo e sua configuração de saída



Fonte: Autor

Figura 3-3 - Tubo de passagem de fluido



Fonte: Autor

Figura 3-4 - Tubo de Prandtl



Fonte: Autor

Figura 3-5 - Manômetro de tubo em U inclinado



Fonte: Autor

Figura 3-6 - Manômetro de tubo em U inclinado 2



Fonte: Autor

Figura 3-7 - Manômetro de tubo em U



Fonte: Autor

Figura 3-8 - Vista do acoplamento Manômetro em U-Tubo de Prandtl



Fonte: Autor

Figura 3-9 - Vista do acoplamento Manômetro em U-Tubo de Prandtl 2



Fonte: Autor

Figura 3-10 - Acoplamento Motor-Ventilador centrífugo



Fonte: Autor

Figura 3-11 - Motor Elétrico



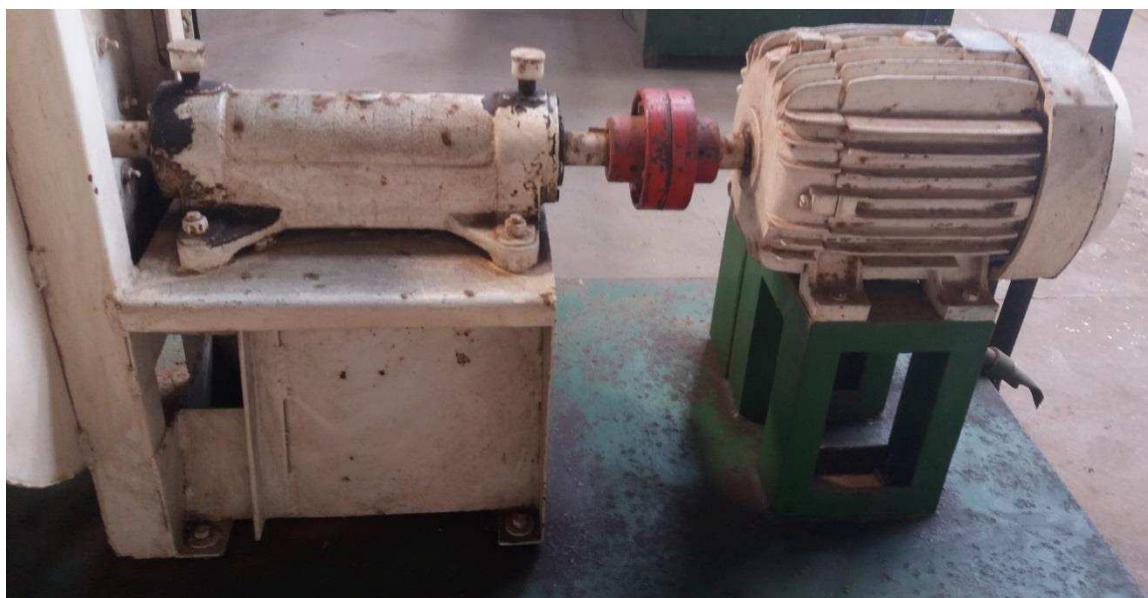
Fonte: Autor

Figura 3-12 - Tubo de escoamento



Fonte: Autor

Figura 3-13 - Acoplamento Motor- Ventilador



Fonte: Autor

Figura 3-14 - Admissão de ar



Fonte: Autor

Figura 3-15 - Admissão de ar 2



Fonte: Autor

3.2 Método AMCA

O método AMCA é formado por um duto reto de seção circular que é igual à descarga de um ventilador com uma tolerância de +13% à -7,2%. O comprimento mínimo da tubulação é de no mínimo 10D, e há uma colmeia que é colocada à 3,5D do inicio do duto de teste. Nesse caso está sendo utilizado um cone aerodinâmico para a passagem de fluido e analise de seu escoamento mas pode ser usado também diafragmas, bocais medidores, placas perfuradas, venturímetros dentre outros na saída do duto com o intuito de analisar a variação de vazão do ventilador. A vazão neste caso é calculada pela multiplicação da área de saída do duto pela a velocidade media em seu centro, encaixando-se na formula:

$$Q = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot V_m \quad (23)$$

A velocidade média V_m é a média das velocidades calculadas em função das pressões dinâmicas calculadas pelo manômetro. As pressão dinâmica média por sua vez é calculada pela média aritmética das pressões dinâmicas medidas pelo manômetro em U e divididas por n que é o numero de medidas realizadas.

$$P_m = \frac{P_1 + P_2 + P_3 + \dots}{n} \quad (24)$$

Já a perda de carga entre o plano de medida e o ventilador é calculada pela expressão:

$$\Delta p = 0,02 \cdot \frac{1 + 4D}{d} \cdot \frac{V_m^2}{2g} y \quad (25)$$

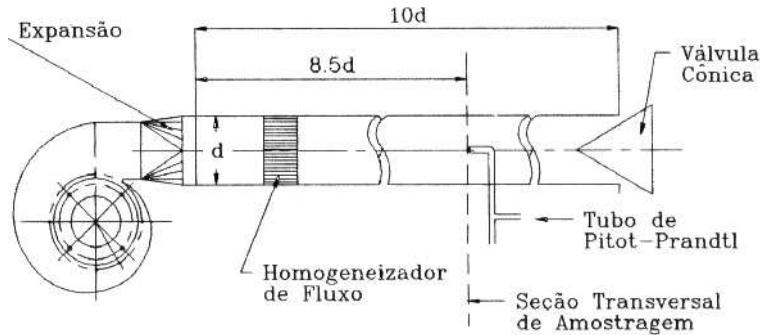
onde 4D é o comprimento da perda de carga na colmeia e y é a distancia da tomada de pressão.

Assim podemos calcular a pressão total do ventilador como sendo uma soma de pressões com a perda de carga:

$$P_t = P_m + P_{mv} + \Delta p \quad (26)$$

onde P_{mv} é a pressão media dinâmica do ventilador e Δp é a perda de carga do ventilador com o plano de medida.

Figura 3.16 – Esquema do método AMCA

Fonte: www.mspc.com.br

Com isso será necessário uma correção dos valores absolutos utilizados fazendo varias medições e em seguida encontrando uma media e determinando um fator erro aproximado com o intuito de aumentar a precisão tornando o experimento mais confiável.

É necessário também calcular a velocidade media no ventilador centrifugo onde utilizaremos a pressão dinâmica media e a massa especifica do ar através da formula:

$$V_m = 4,424 \cdot \sqrt{\frac{P_{dm}}{\rho_{ar}}} \quad (27)$$

onde a massa especifica do ar será adotada um valor de temperatura ambiente de 30 graus Celsius segundo a tabela abaixo:

Tabela 2 - Densidade do ar de acordo com a temperatura

Valores mostrados à 1 ATM de pressão	
Temperatura (°C)	Densidade do ar (Kg/m³)
-10	1,342
-5	1,316
0	1,293
5	1,269
10	1,247
15	1,225
20	1,204
25	1,184
30	1,165

Fonte: www.mspc.com.br

No experimento foi medido a temperatura na seção que marcou um valor singular de 20,3 °C o que podemos calcular pela formula abaixo:

$$\rho = \frac{P_{atm}}{R \cdot T} \quad (28)$$

onde R tem um valor absoluto de 287,058 ($J/Kg.K$) e o valor de T foi medido no interior do tubo em funcionamento que atingiu um valor de 19,93 °C que devemos converter para Kelvin e a pressão atmosférica podemos encontrar facilmente, determinando assim o valor da massa específica do ar.

O experimento realizado no ventilador centrifugo tem como referencia o método AMCA que podemos observar sua sequencia de passos abaixo que caracteriza o método:

- Coletado os dados de pressões, diâmetro do duto, comprimento do duto aplicase os valores na formula abaixo:

$$P_{tv} = P_{tm} + f \cdot \left(\frac{L}{D} + \frac{L_e}{D} \right) \cdot P_{dm} \quad (29)$$

onde:

P_{tv} = pressão total do ventilador(pressão de saída)

P_{tm} = pressão total media

f = coeficiente de perda de carga calculado

L = comprimento entre a descarga do fluido e o ponto de medida

L_e = comprimento da perda de carga na colmeia

D = diâmetro do duto

P_{dm} = pressão dinâmica media

- Agora que obtemos o valor da pressão total media, seremos capazes de calcular a função da pressão dinâmica media onde os dados extraídos ao longo do experimento
- Em seguida utiliza-se o valor da vazão para calcular respectivamente o peso específico (ou massa específica, depois multiplica-se pela gravidade g), a potencia utilizada pelo fluido (em Watts ou CV).

$$N_f = \frac{\gamma \cdot Q_m \cdot P_{tv}}{0,102} \text{ (Watts)} \quad (30)$$

onde o peso específico é dado em (N/m^3).

- Após termos em mãos a potencia utilizada pelo fluido, podemos agora calcular a potencia absorvida pelo motor elétrico, onde a formula é:

$$N_m = \sqrt{3} \cdot V \cdot I \cdot \cos\varphi \text{ (Watts)} \quad (31)$$

onde:

V = tensão do motor elétrico (Volts)

I = corrente (Ampéres)

φ = ângulo de fase do motor (radianos)

- Sabemos que o valor da rotação do ventilador é igual a 5500 rpm, e que o mesmo contem um numero de polos igual a 2. Com isso é agora possível calcular o rendimento global do ventilador como sendo a razão das potencias utilizadas pelo fluido e a potencia utilizada pelo motor elétrico. Observando também que o valor do rendimento do ventilador é retirado também do gráfico das curvas características do mesmo.

$$N_g = \frac{N_f}{N_m} \quad (32)$$

- É também possível determinarmos o rendimento estático do ventilador pela formula:

$$N_e = \frac{P_{ev} \cdot Q_m \cdot \gamma}{0,102 \cdot N_m} \quad (33)$$

e:

$$P_{ev} = P_{em} + f \quad (34)$$

Onde P_{ev} é a função estática do ventilador e f a perda de carga.

Com isso é possível perceber que é seguido a sequencia de passos apresentados acima onde um calculo é seguido por outro e todos são dependentes um do outro. Os dados são tirados no experimento e em seguida levado às formulas determinadas e já estudadas ao longo do curso onde aplicamos o método AMCA onde se baseia na parte do experimento nos seguintes passos listados:

- Após ligado o motor elétrico e acionando a maquina, faz-se a aferição das medidas de pressão utilizando os manômetros instalados, sendo um de tubo em U e o outro de tubo em U inclinado. As pressões aferidas serão as pressões dinâmica e total respectivamente.
- Posiciona-se o tubo de Prandtl em ordens de distancia variando tanto à esquerda quanto à direita de duas em duas unidades.
- Posiciona-se o cone aerodinâmico variando as distancias fixadas por prisioneiros onde há porcas fixadas e podendo ser variadas de milimetricamente. Começando neste caso de 50mm e indo até 200mm variando de 25 em 25 mm com o intuito de medir as vazões conforme as suas velocidades.

- Medir em seguida a pressão dinâmica no manômetro utilizado.
- Pôr todos os valores no software MiniTab e em seguida construir os gráficos e curvas características.
- Analisar, mostrar e discutir os resultados.

3.3 Método do caixão retangular

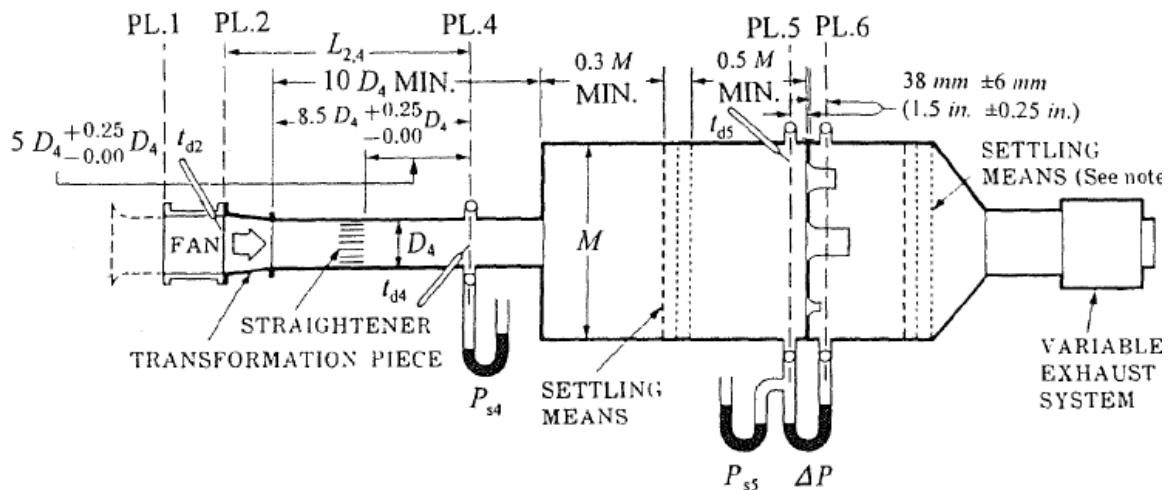
Trata-se de um ensaio realizado segundo um caixão retangular de elevadas proporções, com diafragmas em suas paredes, que são ligados à saída do ventilador centrifugo por um difusor de coeficiente de recuperação de pressão cinética 75% e apresentando velocidade do ar relativamente baixa em sua parte final. Sua formula para o calculo de vazão é dado por:

$$V = \frac{\pi \cdot \mu \cdot D^2}{4 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot p}{\gamma}}} \quad (35)$$

Enquanto que a pressão total é calculada pela formula:

$$p_t = p + \frac{v_2^2}{2g\gamma} + \frac{0,25 \left[\left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 - 1 \right] v_2^2}{2g\gamma} \quad (36)$$

Figura 3-17 – Método do caixão retangular



Fonte: AMCA 210/1999

A figura acima mostra a configuração do método do caixão retangular que é uma das derivações do método AMCA, o que também inclui suas configurações de medidas de velocidade, pressão e vazão com suas distâncias padronizadas.

3.4 Método do caixão reduzido

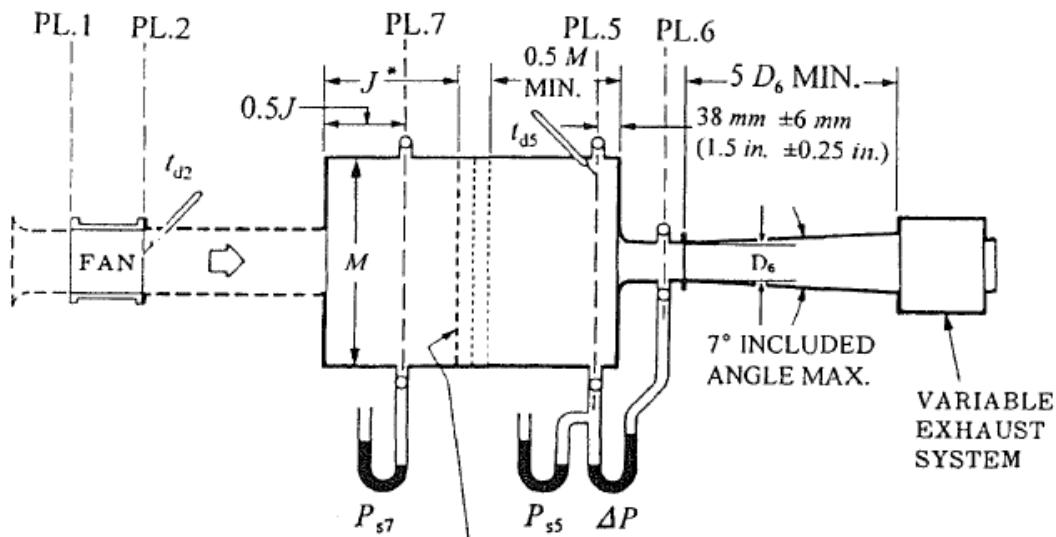
Dispositivo que apresenta um difusor circular com ângulo de divergência de 7° , com diâmetro D_2 igual ou maior que duas vezes o diâmetro inicial. Apresenta também uma parte cilíndrica de diâmetro D_2 e de comprimento 1 igual a $2D_2$, ligada à extremidade do difusor circular, onde tal parte tem um ninho de abelha ou colmeia como é aqui mencionado no trabalho com comprimento de $0,45D$, suprimindo rotações de veia fluida a montante do diafragma.

A pressão dinâmica é extraída na parede do caixão, na metade da distância entre o ninho e o diafragma ($0,375D_2$). O diafragma terá de apresentar uma medida de diâmetro mínimo de $0,6D_2$. A expressão para o cálculo da vazão é dado por:

$$Q = A \cdot \mu \sqrt{\frac{2gp}{\gamma}} \quad (37)$$

Na figura abaixo podemos ver a configuração do caixão reduzido segundo a norma AMCA com suas padronizações de distâncias e medidas.

Figura 3-18 – Método do caixão reduzido

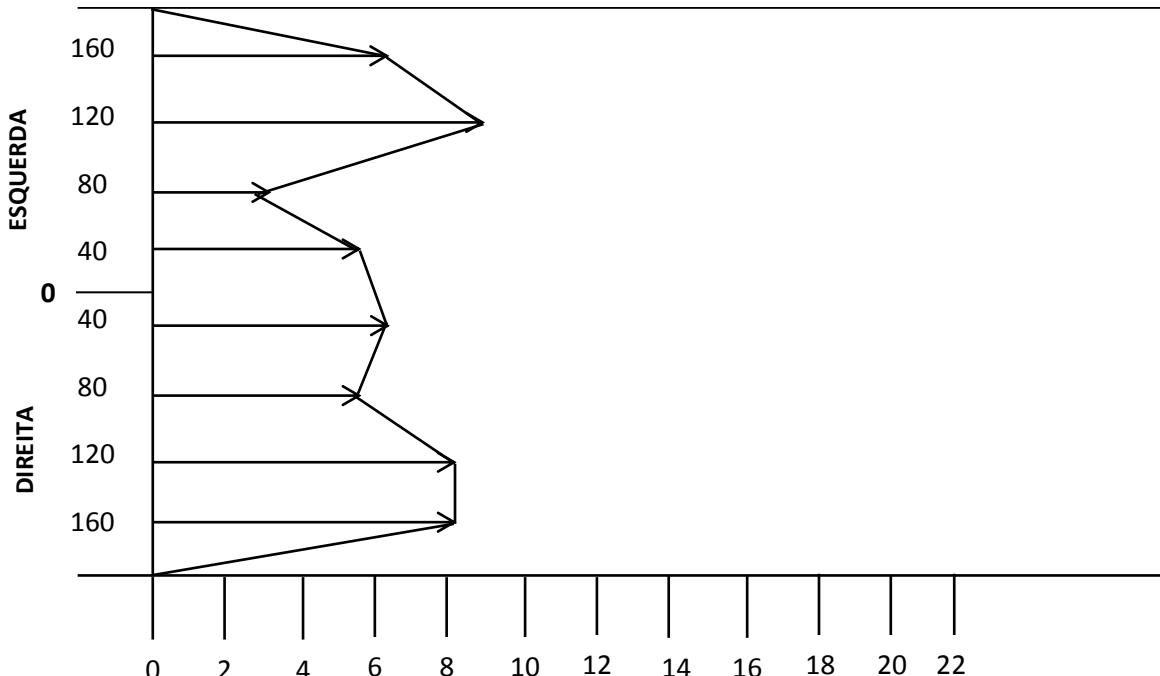


Fonte: AMCA 210/1999

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Perfil de escoamento

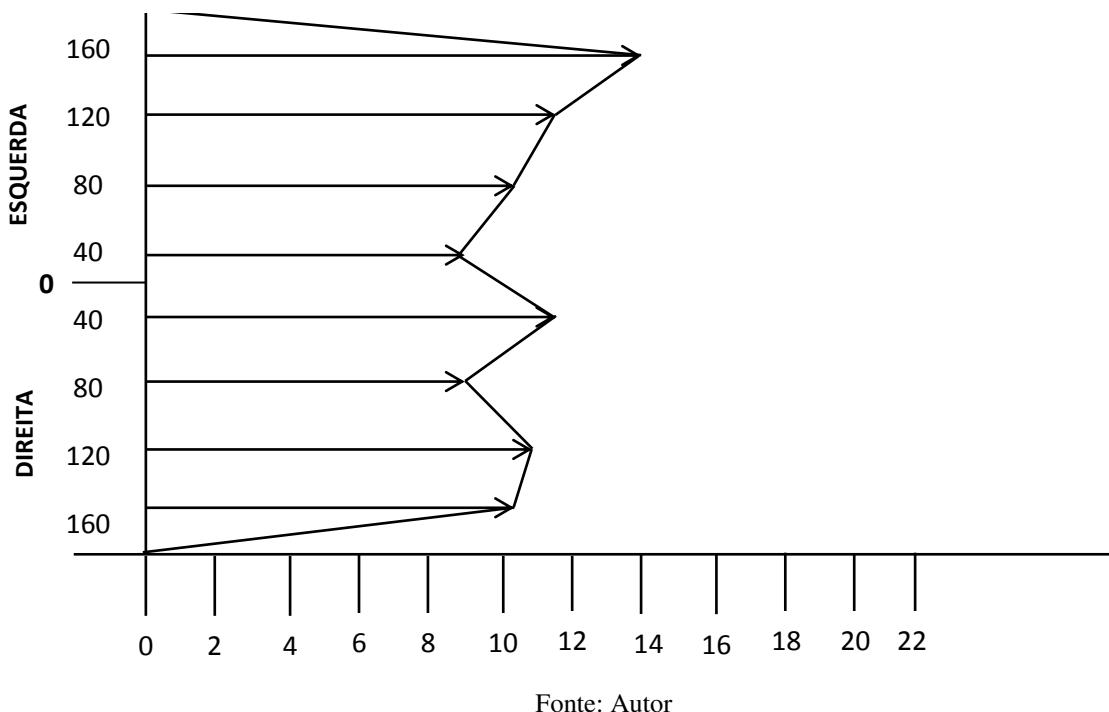
Figura 4-1 - Perfil de escoamento para o cone 50mm



Fonte: Autor

A figura 4.1 mostra o perfil de velocidades de um escoamento de ar na tubulação quando o cone aerodinâmico encontra-se a 50 mm de distância do tubo. Podemos analisar que seu comportamento não segue um padrão, uma vez que apresenta resistências em alguns pontos e que o mesmo também é influenciado por fatores como vibração do tubo, impurezas internas, condições de uso (equipamento estava a muito tempo parado), e também pelas condições mecânicas do equipamento em si.

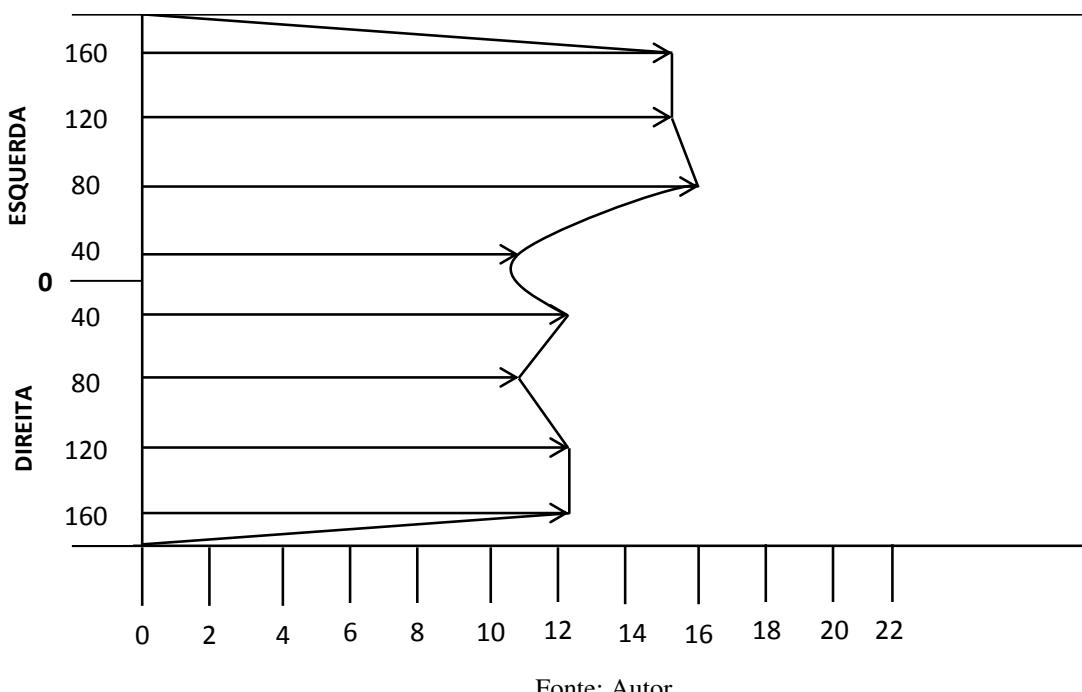
Figura 4-2 - Perfil de escoamento para o cone 75mm



Fonte: Autor

Aqui na figura 4.2, é possível a visualização do perfil de escoamento que já apresenta uma forma menos aleatória em relação a figura 4.1. Os valores máximo e mínimo de velocidade são de 9,56 e 15,02 m/s. Pela diferença de velocidades durante as medições, temos perfis de escoamentos com linhas pouco afastadas uma das outras.

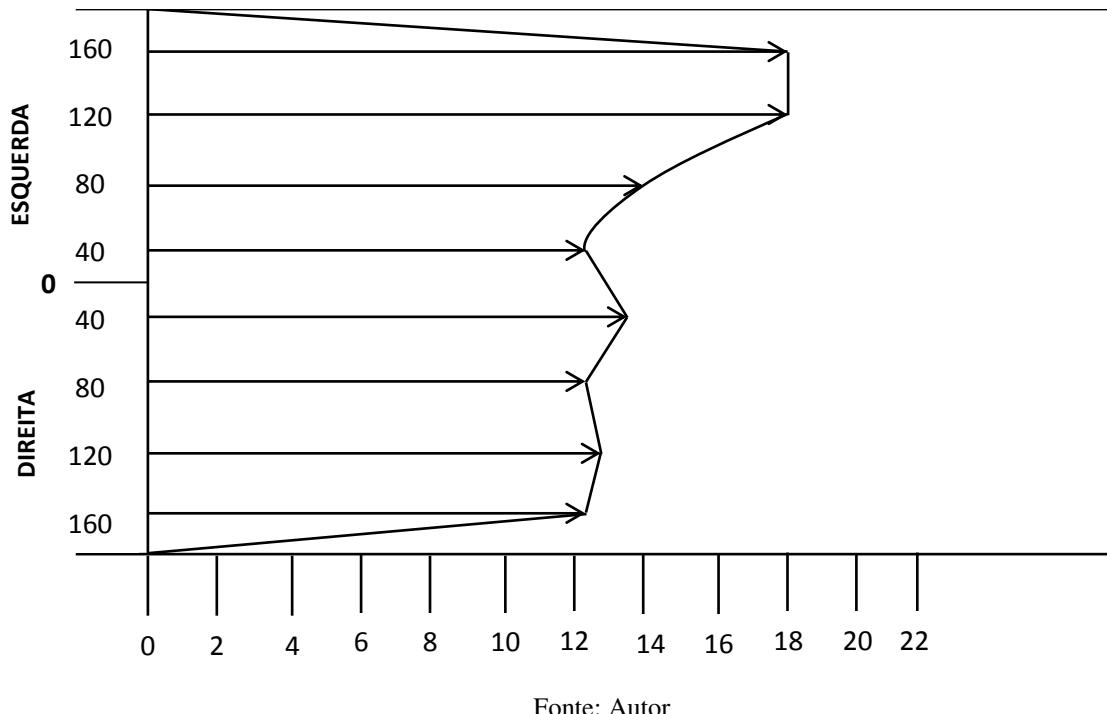
Figura 4-3 - Perfil de escoamento para o cone 100mm



Fonte: Autor

Semelhante a figura 4.2, na figura 4.3 temos praticamente o mesmo comportamento, sendo que agora os valores das velocidades tem um máximo de 16,39 m/s, um valor médio de 14 m/s e um valor mínimo de 11,61 m/s.

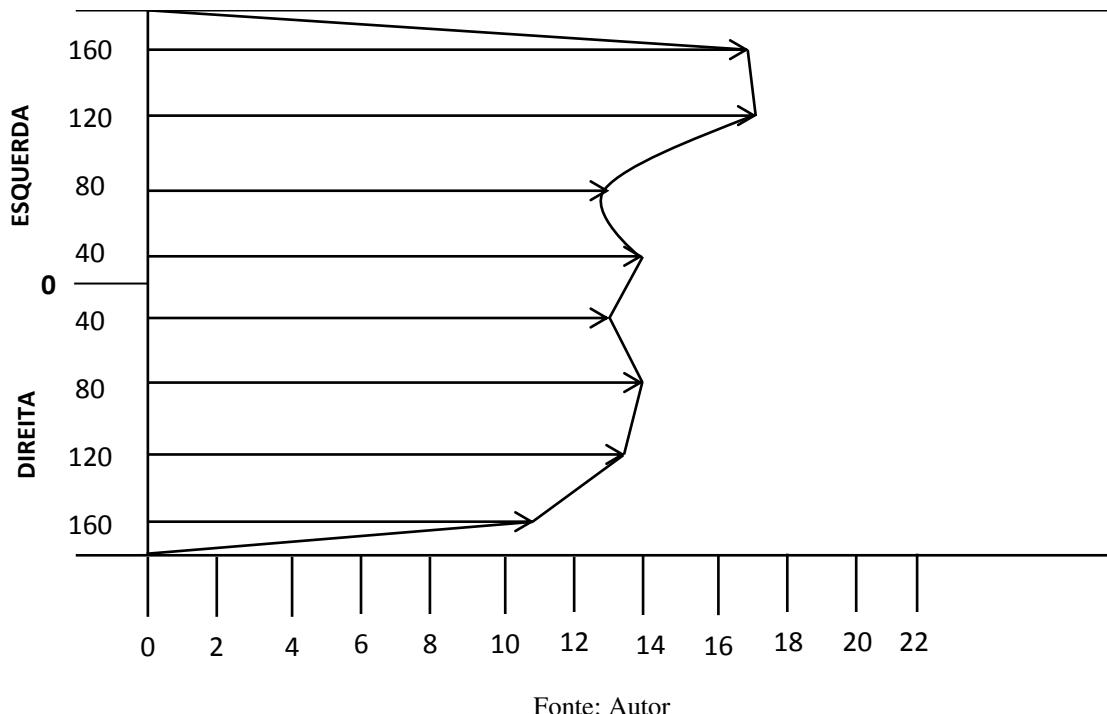
Figura 4-4 - Perfil de escoamento para o cone 125mm



Fonte: Autor

De acordo com a figura 4.4, temos um perfil com valores de velocidade bem maiores na extremidade esquerda do tubo de Prandtl, onde a medida foi realizada com menor resistência no escoamento em relação as outras medidas, mas mesmo assim pode-se perceber que seus valores de magnitudes são maiores que o da figura 4.3.

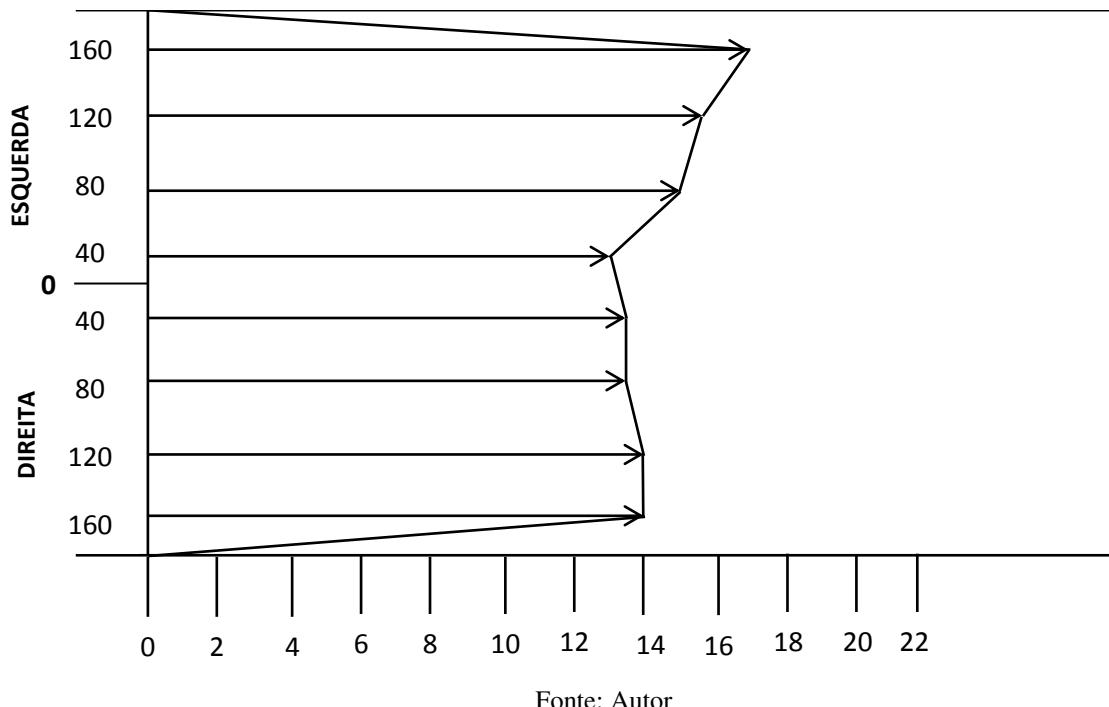
Figura 4-5 - Perfil de escoamento para o cone 150mm



Fonte: Autor

Uma mesma analise da figura 4.4 pode ser feito na figura 4.5, com uma simples observação que na distancia de 120 e 80mm à esquerda no tubo de Prandtl, os valores da velocidades apresentam uma leve diferença em relação aos da figura 4.4, o que cria um perfil de escoamento quase parecido, uma vez que alguns valores de velocidades nos dois gráficos são realmente idênticos. Os valores respectivos do numero de Reynolds e vazão são 381477,1 e 2,716 m³/s.

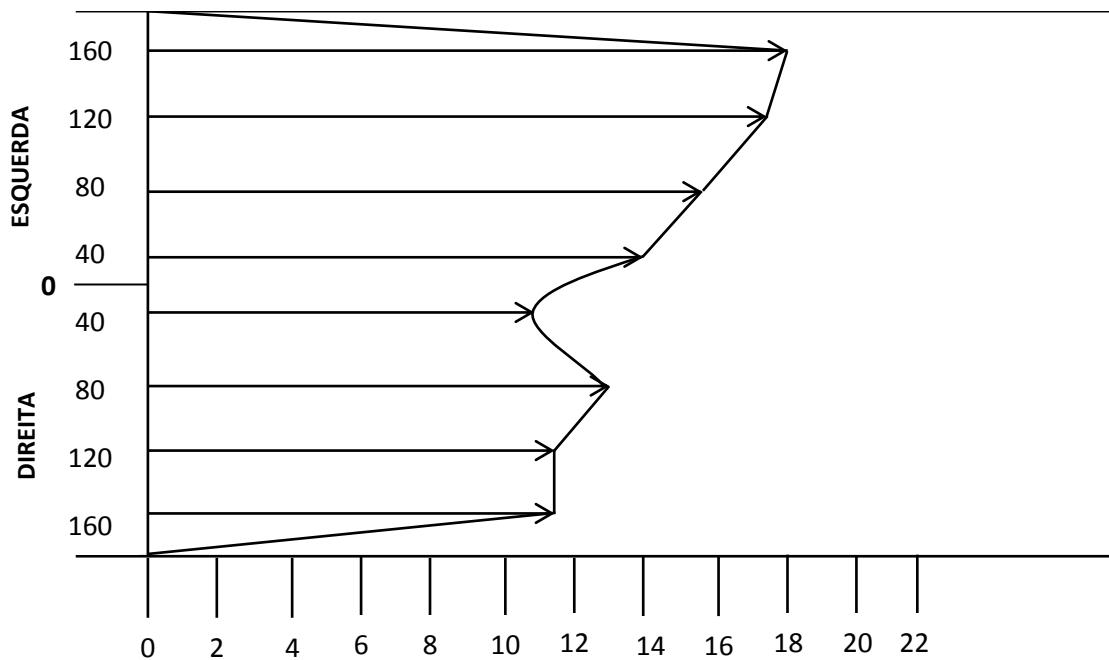
Figura 4-6 - Perfil de escoamento para o cone 175mm



Fonte: Autor

A figura 4.6 é sem duvidas a figura que apresenta um perfil de escoamento mais constante em relação aos outros, uma vez que seus valores de velocidades são bem próximos um dos outros, apresentando um numero de Reynolds igual à 385884,5 e vazão igual a 3,206 m³/s, o que chega a ser bem próximo dos valores da figura 4.5.

Figura 4-7 - Perfil de escoamento para o cone 200mm

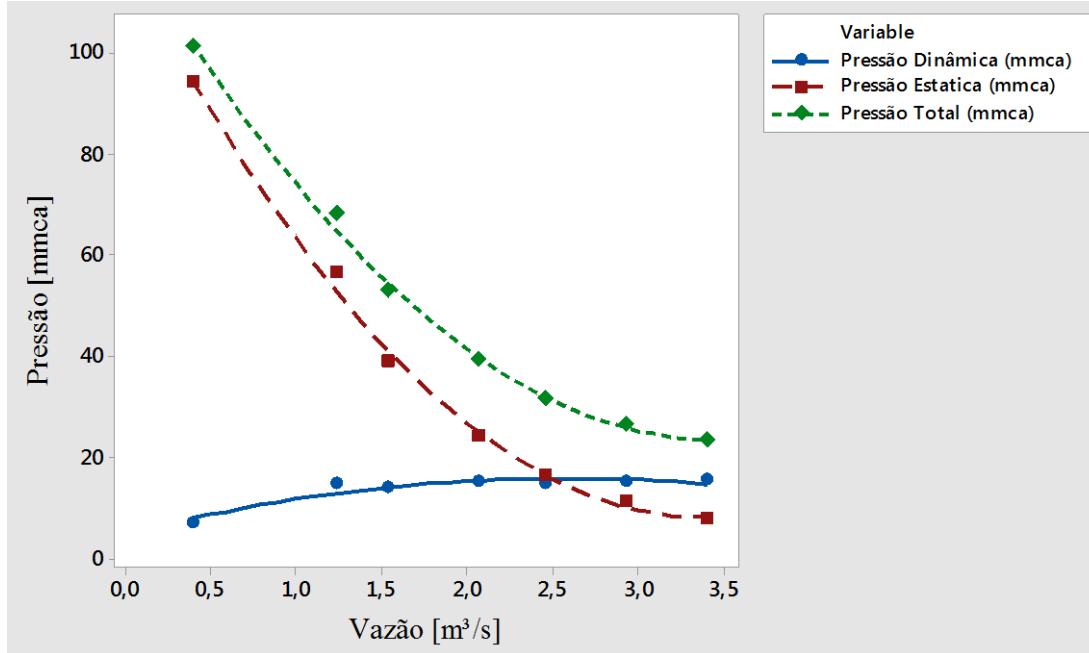


Fonte: Autor

Esse é o ultimo perfil de escoamento a ser analisado no experimento, apresentando o maior valor de velocidade entre todos os outros de valor 19,12 m/s igualando-se somente aos valores de 120 e 160mm a esquerda do tubo de Prandtl onde o cone apresenta distancia de 125mm. Observa-se também o fato de que os maiores valores da velocidade são na extremidade esquerda do tubo de Prandtl.

4.2 Gráficos das propriedades do equipamento

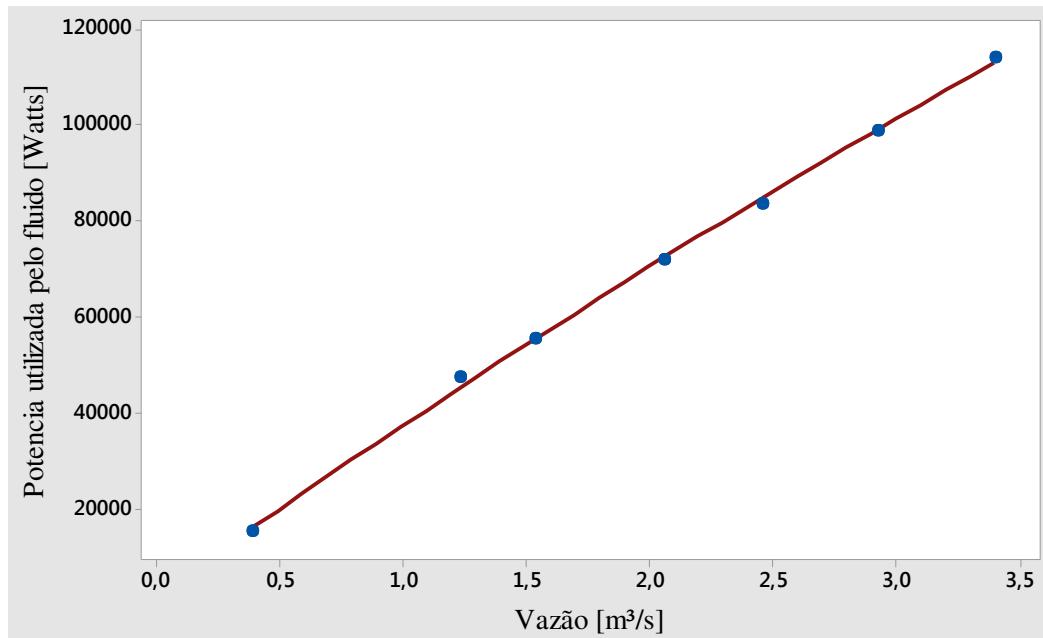
Figura 4-8 - Gráfico Pressão x Vazão



Fonte: Autor

Na figura 4.8, podemos observar que as pressões total e estática tendem a diminuir com o aumento da vazão e que a pressão dinâmica tende a crescer levemente também em relação à vazão. Isso é evidente uma vez que o valor da pressão dinâmica nada mais é que a diferença entre os valores da pressão total e estática, uma vez que a pressão dinâmica não aumenta muito pois as duas pressões relacionadas tendem a diminuir, dando um certo equilíbrio na pressão dinâmica.

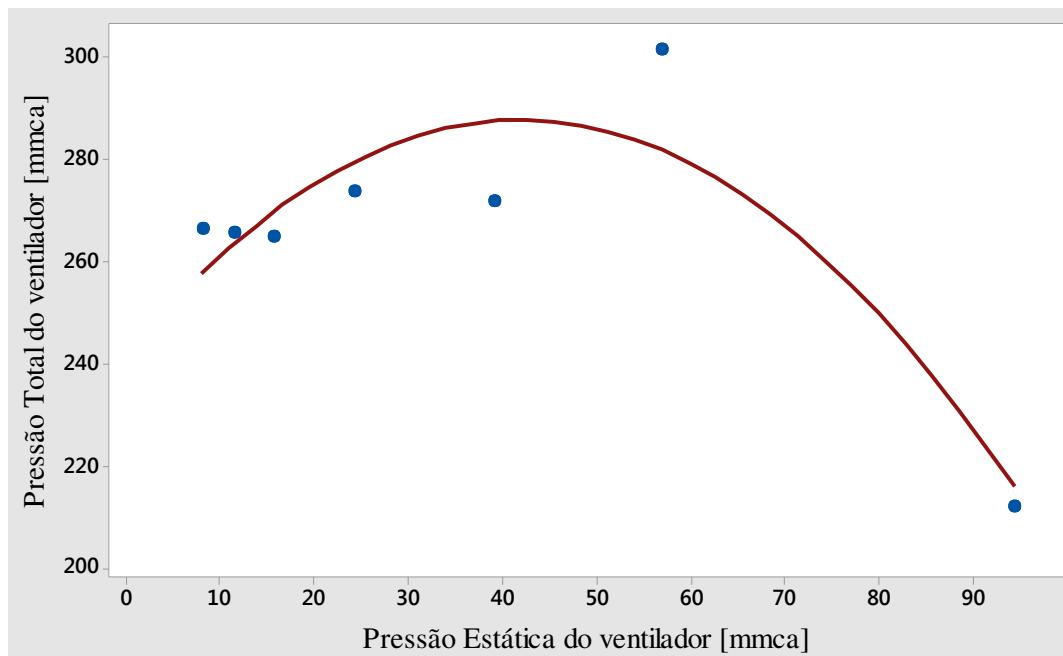
Figura 4-9 - Gráfico Potencia Utilizada pelo fluido x Vazão



Fonte: Autor

Na figura 4.9, podemos analisar como a potencia que o fluido utiliza se comporta em relação à vazão. Podemos ver que ambos seguem um comportamento quase que linear, uma vez que eles são diretamente proporcionais e dependentes.

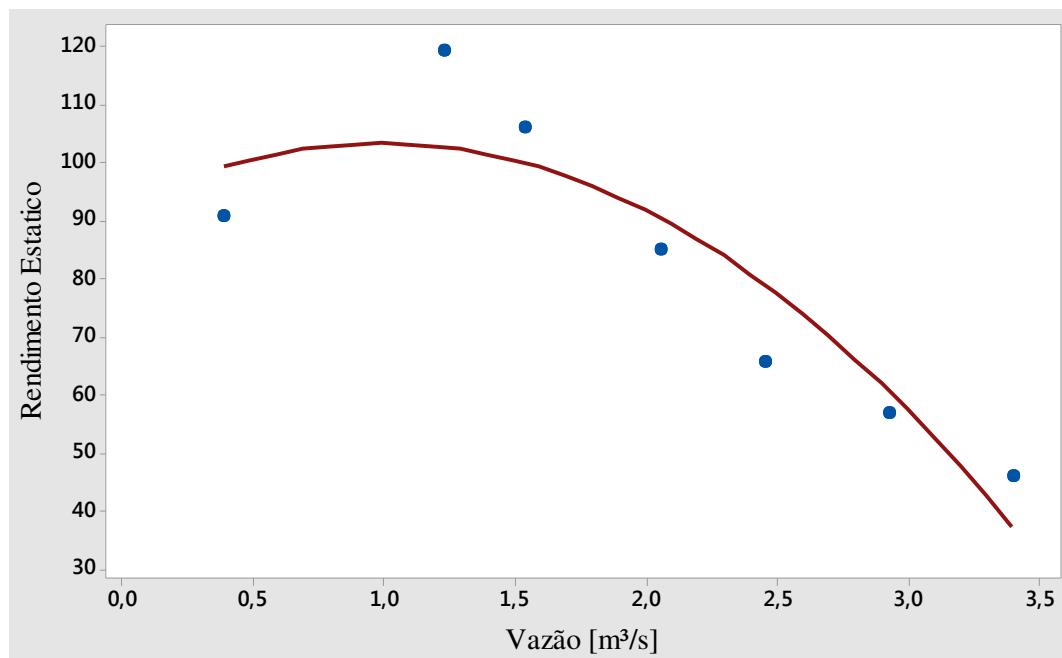
Figura 4-10 - Gráfico Pressão total do ventilador x Pressão estática do ventilador



Fonte: Autor

Na figura 4.10, é possível analisar a relação das pressões total e estática. Podemos analisar pela figura que as mesmas possuem uma relação exponencial, uma vez que até o valor da pressão estática de 40mmca, o valor da pressão total tende a aumentar, mas que logo em seguida quando o valor da pressão estática ultrapassa 40mmca, o valor da pressão total tende a diminuir. É importante notar que os valores das magnitudes da pressão total são bem maiores que as da pressão estática, o que nos leva a ver como na formula, que o valor da pressão total é a pressão estática mais um outro fator.

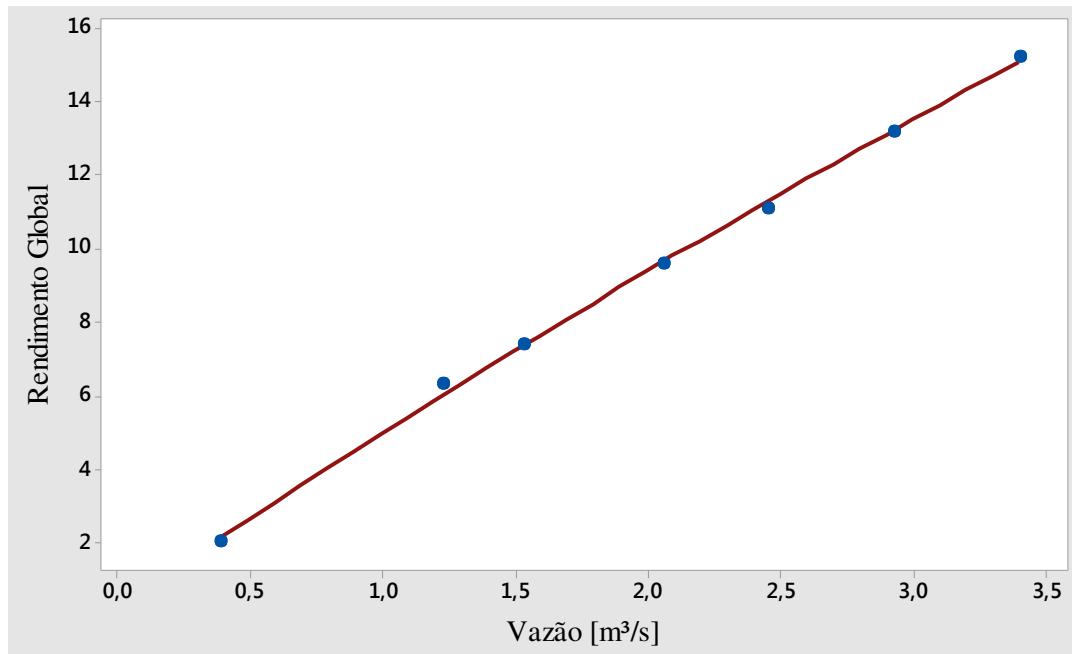
Figura 4-11 - Gráfico Rendimento estático x Vazão



Fonte: Autor

Na figura 4.11, analisamos que o rendimento estático tende a diminuir com o aumento da vazão, o que podemos analisar que com o aumento da vazão temos uma menor pressão estática causando por consequência, a diminuição do rendimento.

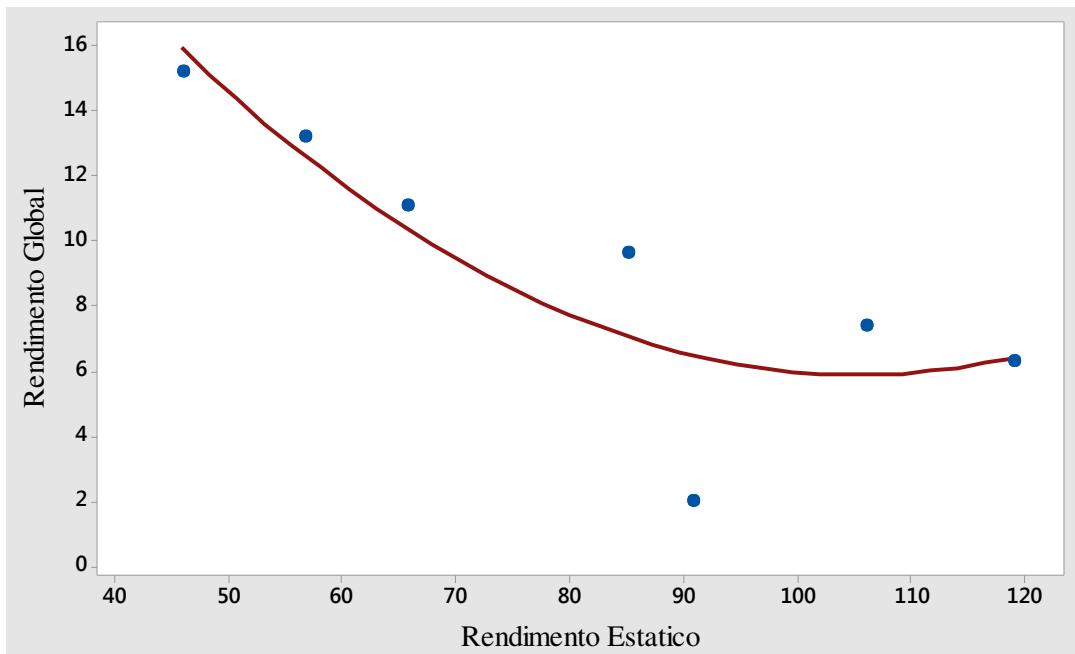
Figura 4-12 - Gráfico Rendimento global x Vazão



Fonte: Autor

De acordo com a figura 4.12, podemos ver a relação direta do rendimento global com a vazão uma vez que ambos são linearmente dependentes o que o aumento de um leva por consequência, o aumento do outro.

Figura 5-13 - Gráfico Rendimento global x Rendimento estático



Fonte: Autor

De acordo com a figura 4.13, o rendimento global tende a diminuir com o aumento do rendimento estático até o valor de mais ou menos 100, em seguida, o valor do rendimento global tende a ter um leve crescimento.

5 CONCLUSÃO

Após todo o estudo feito foi possível concluir que os ensaios realizados levaram a um resultado satisfatório onde isso implica em três pontos importantes.

O primeiro é o fato de que qualquer ventilador centrifugo pode ser ensaiado segundo o método AMCA levantando suas curvas e gráficos de rendimento e potencia para a fabricação e comercialização de qualquer ventilador centrifugo.

O segundo ponto trata-se de que o ventilador centrifugo ensaiado trabalha em operações de circulação adequado onde há completa sincronização das medidas de pressão, velocidade e vazão, implicando nos rendimentos dos ventiladores, dependendo também claro de suas potencias, tamanho, rotação dentre outros.

O terceiro ponto é o de concluir-se que a maquina apresenta excelentes condições de uso tratando-se de uma importante ferramenta no curso de Engenharia Mecânica. Tal ferramenta pode ser utilizada em disciplinas específicas como maquinas de fluxo, instrumentação, dinâmica dos fluidos e outras, onde pode ser construídos manômetros, tubos de pitot, tubos de Venturi, termômetros, dentre outros e analisar suas precisões utilizando uma maquina em perfeita sincronização entre seus elementos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANSI/AMCA STANDARD 210, “**Laboratory Methods of Testing Fans for Ratings**”, 1999
- ALEXANDRE BALBINOT, V. J. B. **Instrumentação e Fundamentos de Medidas**. Rio de Janeiro: LTC, 2006.
- ASSY, T. M. **Mecânica dos Fludos - Fundamentos e Aplicações**. São Paulo: LTC, 2004.
- BEGA, E. A. **Instrumentação Industrial**. Rio de Janeiro: Interciênciac, 2006.
- BOLTON, W. **Instrumentação e Controle**. London: Hemus Editora Limitada, 1982.
- BRUNETTI, F. **Mecânica dos Fluidos**. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008.
- COSTA, É. C. D. **Refrigeração**. São Paulo: Edgard Blücher Ltda, 1982.
- DAVID HALLIDAY, J. W. H. **Fundamentos de Física**. Rio de Janeiro: LTC, 2009.
- DELMÉE, G. J. **Manual de Medição de Vazão**. São Paulo: Edgard Blücher Ltda, 1982.
- FOGAÇA, J. Variação da pressão e deslocamento do equilíbrio químico. **Brasil Escola**, 13 jul. 2014. Disponível em: <<http://m.brasilescola.uol.com.br/quimica/variacao-pressao-deslocamento-equilibrio-quimico.htm>>. Acesso em: 19 jun. 2017.
- HENN, É. A. L. **Máquinas de Fluido**. Rio de Janeiro: UFSM, 2012.
- ISMAIL, K. A. R. **Técnicas de Medidas e Instrumentação**. São Paulo: Unicamp, 2000.
- IZILDO ANTUNES, M. A. C. F. **Elementos de Maquina**. São Paulo: Érica, 1998.
- JOSE RODRIGUES DE CARVALHO, P. L. J. D. M. **Órgãos de Maquinas Dimensionamento**. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1978.
- MACINTYRE, A. J. **Ventilação Industrial e Controle da Poluição**. Rio de Janeiro: LTC, 1990.
- MSPC. MSPC - Ventiladores. **MSPC - Informações Técnicas**, 16 dez. 2010. Disponível em: <<https://www.mspc.eng.br/>>. Acesso em: 19 jun. 2017.
- NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas**. Porto Alegre: Bookman, 2013.
- RICHARD BRAN, Z. D. S. **Máquinas de Fluxo turbinas, bombas e ventiladores**. Rio de Janeiro: Ao Livro Técnico S. A., 1969.
- ROBERT W. FOX, A. T. M. P. J. P. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. Rio de Janeiro: LTC, 2006
- SHAMES, I. H. **Mecânica dos Fluidos**. São Paulo: Edgard Blücher, 1973.

VIANA, A. N. C. **Ventiladores e Exaustores.** Rio de Janeiro : Eletrobrás/Procel , 2004.

APÊNDICES

APÊNDICE A – TABELAS DE VALORES EXPERIMENTAIS

Pressão ($mmca$)

Prandtl (mm)

Vazão (m^3/s)

M (*medida*)

Tabela 3 – Valores das pressões, vazão e Reynolds com o cone à 50mm do tubo

Dados do experimento					
Prandtl	Cone	Pressão Dinâmica	Pressão Total	Vazão	Reynolds
M1 – 40 DIREITA	50mm	6,829618	102,4443	0,623	262724
M2 – 80 DIREITA		6,146657	99,71243		
M3 – 120 DIREITA		8,878504	103,1272		
M4 – 160 DIREITA		8,878504	101,7613		
M5 – 40 ESQUERDA		6,146657	100,3954		
M6 – 80 ESQUERDA		3,414809	99,02947		
M7 – 120 ESQUERDA		9,561466	103,8102		
M8 – 160 ESQUERDA		6,829618	100,3954		
MÉDIA		7,085729	101,3345		

Fonte: Dados da pesquisa

Tabela 4 - Valores das pressões, vazão e Reynolds com o cone à 75mm do tubo

Prandtl	Cone	Pressão Dinâmica	Pressão Total	Vazão	Reynolds
M1 – 40 DIREITA	75mm	12,29331	68,29618	1,357	381477,1
M2 – 80 DIREITA		9,561466	66,93026		
M3 – 120 DIREITA		11,61035	68,97915		
M4 – 160 DIREITA		10,92739	67,61322		
M5 – 40 ESQUERDA		9,561466	66,2473		
M6 – 80 ESQUERDA		10,92739	68,29618		
M7 – 120 ESQUERDA		12,29331	68,97915		
M8 – 160 ESQUERDA		15,02516	69,66211		
MÉDIA		14,93979	68,12544		

Fonte: Dados da pesquisa

Tabela 5 - Valores das pressões, vazão e Reynolds com o cone à 100mm do tubo

Prandtl	Cone	Pressão Dinâmica	Pressão Total	Vazão	Reynolds
M1 – 40 DIREITA	100mm	12,97627	52,58806	1,754	369479,5
M2 – 80 DIREITA		11,61035	51,22214		
M3 – 120 DIREITA		12,97627	52,58806		
M4 – 160 DIREITA		12,97627	51,9051		
M5 – 40 ESQUERDA		11,61035	50,53918		
M6 – 80 ESQUERDA		17,07405	55,31991		
M7 – 120 ESQUERDA		16,39108	55,31991		
M8 – 160 ESQUERDA		16,39108	54,63695		
MÉDIA		14,00072	53,01491		

Fonte: Dados da pesquisa

Tabela 6 - Valores das pressões, vazão e Reynolds com o cone à 125mm do tubo

Prandtl	Cone	Pressão Dinâmica	Pressão Total	Vazão	Reynolds
M1 – 40 DIREITA	125mm	14,3422	38,24586	2,269	382456,6
M2 – 80 DIREITA		12,97627	37,5629		
M3 – 120 DIREITA		13,65924	38,92882		
M4 – 160 DIREITA		12,97627	36,87994		
M5 – 40 ESQUERDA		12,97627	37,5629		
M6 – 80 ESQUERDA		15,02516	38,92882		
M7 – 120 ESQUERDA		19,12293	43,0266		
M8 – 160 ESQUERDA		19,12293	42,34363		
MÉDIA		15,02516	39,18494		

Fonte: Dados da pesquisa

Tabela 7 - Valores das pressões, vazão e Reynolds com o cone à 150mm do tubo

Prandtl	Cone	Pressão Dinâmica	Pressão Total	Vazão	Reynolds
M1 – 40 DIREITA	150mm	13,65924	29,36736	2,716	381477,1
M2 – 80 DIREITA		15,02516	30,73328		
M3 – 120 DIREITA		14,3422	30,73328		
M4 – 160 DIREITA		11,61035	29,36736		
M5 – 40 ESQUERDA		15,02516	31,41624		
M6 – 80 ESQUERDA		13,65924	32,78217		
M7 – 120 ESQUERDA		18,43997	34,83105		
M8 – 160 ESQUERDA		17,75701	32,78217		
MÉDIA		14,93979	31,50161		

Fonte: Dados da pesquisa

Tabela 8 - Valores das pressões, vazão e Reynolds com o cone à 175mm do tubo

Prandtl	Cone	Pressão Dinâmica	Pressão Total	Vazão	Reynolds
M1 – 40 DIREITA	175mm	14,3422	25,95255	3,206	385884,5
M2 – 80 DIREITA		14,3422	25,95255		
M3 – 120 DIREITA		15,02516	26,63551		
M4 – 160 DIREITA		15,02516	25,26959		
M5 – 40 ESQUERDA		13,65924	25,26959		
M6 – 80 ESQUERDA		15,70812	27,31847		
M7 – 120 ESQUERDA		16,39108	28,00144		
M8 – 160 ESQUERDA		17,75701	28,6844		
MÉDIA		15,28127	26,63551		

Fonte: Dados da pesquisa

Tabela 9 - Valores das pressões, vazão e Reynolds com o cone à 200mm do tubo

Prandtl	Cone	Pressão Dinâmica	Pressão Total	Vazão	Reynolds
M1 – 40 DIREITA	200mm	12,29331	20,48886	3,694	389067,5
M2 – 80 DIREITA		13,65924	22,53774		
M3 – 120 DIREITA		14,3422	22,53774		
M4 – 1600 DIREITA		14,3422	22,53774		
M5 – 40 ESQUERDA		15,70812	23,90366		
M6 – 80 ESQUERDA		16,39108	23,90366		
M7 – 120 ESQUERDA		18,43997	26,63551		
M8 – 160 ESQUERDA		19,12293	25,26959		
MÉDIA		15,53738	23,47681		

Fonte: Dados da pesquisa

APÊNDICE B – CÁLCULOS DO EXPERIMENTO

Cálculo de ρ_{ar}

$$\rho_{ar} = \frac{P_{atm}}{R \cdot T}$$

$$\rho_{ar} = \frac{101325}{287,058.293.08} = 1,2044 \text{ Kg/m}^3$$

Cálculo de A_1 , V_1 e Q_1

$$A_1 = \pi \cdot D \cdot h_1$$

$$A_1 = \pi \cdot 0,37 \cdot 0,05 = 0,0581$$

$$V_1 = 4,424 \cdot \sqrt{\frac{P_{dm_1}}{\rho_{ar}}}$$

$$V_1 = 4,424 \cdot \sqrt{\frac{7,0857}{1,2044}} = 10,73 \text{ m/s}$$

$$Q_1 = A_1 V_1 = 0,05812 * 10,73 = 0,623 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Re_1 = \rho \cdot V \cdot D / \mu$$

$$Re_1 = \frac{1,2044 * 10,73 * 0,37}{18,2 \cdot 10^{-6}} = 262724,64$$

Cálculo de A_2 , V_2 e Q_2

$$A_2 = \pi \cdot D \cdot h_2$$

$$A_2 = \pi \cdot 0,37 \cdot 0,075 = 0,0872$$

$$V_2 = 4,424 \cdot \sqrt{\frac{P_{dm_2}}{\rho_{ar}}}$$

$$V_2 = 4,424 \cdot \sqrt{\frac{14,9398}{1,2044}} = 15,58 \text{ m/s}$$

$$Q_2 = A_2 V_2 = 0,08712 * 15,58 = 1,357 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Re_2 = \frac{1,2044 * 15,58 * 0,37}{18,2 \cdot 10^{-6}} = 381477,1$$

Cálculo de A_3 , V_3 e Q_3

$$A_3 = \pi \cdot D \cdot h_3$$

$$A_3 = \pi \cdot 0,37 \cdot 0,1 = 0,116$$

$$V_3 = 4,424 \cdot \sqrt{\frac{P_{dm_3}}{\rho_{ar}}}$$

$$V_3 = 4,424 \cdot \sqrt{\frac{14,0007}{1,2044}} = 15,09 \text{ m/s}$$

$$Q_3 = A_3 V_3 = 0,11624 * 15,09 = 1,754 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Re_3 = \frac{1,2044 * 15,09 * 0,37}{18,2 \cdot 10^{-6}} = 369479,5$$

Cálculo de A_4 , V_4 e Q_4

$$A_4 = \pi \cdot D \cdot h_4$$

$$A_4 = \pi \cdot 0,37 \cdot 0,125 = 0,145$$

$$V_4 = 4,424 \cdot \sqrt{\frac{P_{dm_4}}{\rho_{ar}}}$$

$$V_4 = 4,424 \cdot \sqrt{\frac{15,0252}{1,2044}} = 15,62 \text{ m/s}$$

$$Q_4 = A_4 V_4 = 0,14530 * 15,62 = 2,269 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Re_4 = \frac{1,2044 * 15,62 * 0,37}{18,2 \cdot 10^{-6}} = 382456,6$$

Cálculo de A_5 , V_5 e Q_5

$$A_5 = \pi \cdot D \cdot h_5$$

$$A_5 = \pi \cdot 0,37 \cdot 0,15 = 0,174$$

$$V_5 = 4,424 \cdot \sqrt{\frac{P_{dm_5}}{\rho_{ar}}}$$

$$V_5 = 4,424 \cdot \sqrt{\frac{14,9398}{1,2044}} = 15,58 \text{ m/s}$$

$$Q_5 = A_5 V_5 = 0,17436 * 15,58 = 2,716 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Re_5 = \frac{1,2044 * 15,58 * 0,37}{18,2 \cdot 10^{-6}} = 381477,1$$

Cálculo de A_6 , V_6 e Q_6

$$A_6 = \pi \cdot D \cdot h_6$$

$$A_6 = \pi \cdot 0,37 \cdot 0,175 = 0,2034$$

$$V_6 = 4,424 \cdot \sqrt{\frac{P_{dm_6}}{\rho_{ar}}}$$

$$V_6 = 4,424 \cdot \sqrt{\frac{15,2813}{1,2044}} = 15,76 \text{ m/s}$$

$$Q_6 = A_6 V_6 = 0,20342 * 15,76 = 3,206 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Re_6 = \frac{1,2044 * 15,76 * 0,37}{18,2 \cdot 10^{-6}} = 385884,5$$

Cálculo de A_7 , V_7 e Q_7

$$A_7 = \pi \cdot D \cdot h_7$$

$$A_7 = \pi \cdot 0,37 \cdot 0,2 = 0,2324$$

$$V_7 = 4,424 \cdot \sqrt{\frac{P_{dm_7}}{\rho_{ar}}}$$

$$V_7 = 4,424 \cdot \sqrt{\frac{15,5374}{1,2044}} = 15,89 \text{ m/s}$$

$$Q_7 = A_7 V_7 = 0,23248 * 15,89 = 3,694 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Re_7 = \frac{1,2044 * 15,89 * 0,37}{18,2 \cdot 10^{-6}} = 389067,5$$

Pressões estática e dinâmica média e pressão total do ventilador

Cálculo de P_{ev1} P_{dm1} P_{tv1}

$$P_{ev1} = P_{em1} + f$$

$$P_{ev1} = 94,25 + 0,11 = 94,36 \text{ mmca}$$

$$P_{dm1} = \frac{V_{m1}^2 \cdot \gamma_{ar}}{2 \cdot g}$$

$$P_{dm1} = \frac{10,73^2 * 11,815}{2 * 9,81} \Rightarrow P_{dm1} = 69,33 \text{ mmca}$$

$$P_{tv1} = P_{tm1} + f \cdot \left(\frac{L}{D} + \frac{L_e}{D} \right) \cdot P_{dm1}$$

$$P_{tv1} = 101,33 + 0,11 * \left(\frac{3,89+1,48}{0,37} \right) * 69,33 \Rightarrow P_{tv1} = 212,02 \text{ mmca}$$

Cálculo de P_{ev2} P_{dm2} P_{tv2}

$$P_{ev2} = P_{em2} + f$$

$$P_{ev2} = 56,6 + 0,11 = 56,76 \text{ mmca}$$

$$P_{dm2} = \frac{V_{m2}^2 \cdot \gamma_{ar}}{2 \cdot g}$$

$$P_{dm2} = \frac{15,58^2 * 11,815}{2 * 9,81} \Rightarrow P_{dm2} = 146,17 \text{ mmca}$$

$$P_{tv2} = P_{tm2} + f \cdot \left(\frac{L}{D} + \frac{L_e}{D} \right) \cdot P_{dm2}$$

$$P_{tv2} = 68,12 + (1,59648) * 146,17 \Rightarrow P_{tv2} = 301,49 \text{ mmca}$$

Cálculo de P_{ev3} P_{dm3} P_{tv3}

$$P_{ev3} = P_{em3} + f$$

$$P_{ev3} = 39,01 + 0,11 = 39,12 \text{ mmca}$$

$$P_{dm3} = \frac{V_{m3}^2 \cdot \gamma_{ar}}{2 \cdot g}$$

$$P_{dm3} = \frac{15,09^2 * 11,815}{2 * 9,81} \Rightarrow P_{dm3} = 137,12 \text{ mmca}$$

$$P_{tv3} = P_{tm3} + f \cdot \left(\frac{L}{D} + \frac{L_e}{D} \right) \cdot P_{dm3}$$

$$P_{tv3} = 53,01 + (1,59648) * 137,12 \Rightarrow P_{tv3} = 271,93 \text{ mmca}$$

Cálculo de P_{ev4} P_{dm4} P_{tv4}

$$P_{ev4} = P_{em4} + f$$

$$P_{ev4} = 24,16 + 0,11 = 24,27 \text{ mmca}$$

$$P_{dm4} = \frac{V_{m4}^2 \cdot \gamma_{ar}}{2 \cdot g}$$

$$P_{dm4} = \frac{15,62^2 * 11,815}{2 * 9,81} \Rightarrow P_{dm4} = 146,92 \text{ mmca}$$

$$P_{tv4} = P_{tm4} + f \cdot \left(\frac{L}{D} + \frac{L_e}{D} \right) \cdot P_{dm4}$$

$$P_{tv4} = 39,18 + (1,59648) * 146,92 \Rightarrow P_{tv4} = 273,75 \text{ mmca}$$

Cálculo de P_{ev5} P_{dm5} P_{tv5}

$$P_{ev5} = P_{em5} + f$$

$$P_{ev5} = 16,56 + 0,11 = 15,67 \text{ mmca}$$

$$P_{dm5} = \frac{V_{m5}^2 \cdot \gamma_{ar}}{2 \cdot g}$$

$$P_{dm5} = \frac{15,58^2 * 11,815}{2 * 9,81} \Rightarrow P_{dm5} = 146,17 \text{ mmca}$$

$$P_{tv5} = P_{tm5} + f \cdot \left(\frac{L}{D} + \frac{L_e}{D} \right) \cdot P_{dm5}$$

$$P_{tv5} = 31,5 + (1,59648) * 146,17 \Rightarrow P_{tv5} = 264,86 \text{ mmca}$$

Cálculo de P_{ev6} P_{dm6} P_{tv6}

$$P_{ev6} = P_{em6} + f$$

$$P_{ev6} = 11,35 + 0,11 = 11,46 \text{ mmca}$$

$$P_{dm6} = \frac{V_{m6}^2 \cdot \gamma_{ar}}{2 \cdot g}$$

$$P_{dm6} = \frac{15,76^2 * 11,815}{2 * 9,81} \Rightarrow P_{dm6} = 149,66 \text{ mmca}$$

$$P_{tv6} = P_{tm6} + f \cdot \left(\frac{L}{D} + \frac{L_e}{D} \right) \cdot P_{dm6}$$

$$P_{tv6} = 26,63 + (1,59648) * 149,66 \Rightarrow P_{tv6} = 265,57 \text{ mmca}$$

Cálculo de P_{ev7} P_{dm7} P_{tv7}

$$P_{ev7} = P_{em7} + f$$

$$P_{ev7} = 7,94 + 0,11 = 8,05 \text{ mmca}$$

$$P_{dm7} = \frac{V_{m7}^2 \cdot \gamma_{ar}}{2 \cdot g}$$

$$P_{dm7} = \frac{15,89^2 * 11,815}{2 * 9,81} \Rightarrow P_{dm7} = 152,04 \text{ mmca}$$

$$P_{tv7} = P_{tm7} + f \cdot \left(\frac{L}{D} + \frac{L_e}{D} \right) \cdot P_{dm7}$$

$$P_{tv7} = 23,47 + (1,59648) * 152,04 \Rightarrow P_{tv7} = 266,22 \text{ mmca}$$

Rendimento estático do ventilador:

$$N_{e1} = \frac{P_{ev1} \cdot Q_1 \cdot \gamma_{ar}}{0,102 \cdot N_m}$$

$$N_{e1} = \frac{94,36 * 0,623 * 11,815}{0,102 * 7500} * 100\% \Rightarrow N_{e1} = 90,8\%$$

$$N_{e2} = \frac{P_{ev2} \cdot Q_2 \cdot \gamma_{ar}}{0,102 \cdot N_m}$$

$$N_{e2} = \frac{56,76 * 1,357 * 11,815}{0,102 * 7500} * 100\% \Rightarrow N_{e2} = 118,96\%$$

$$N_{e3} = \frac{P_{ev3} \cdot Q_3 \cdot \gamma_{ar}}{0,102 \cdot N_m}$$

$$N_{e3} = \frac{39,12 * 1,754 * 11,815}{0,102 * 7500} * 100\% \Rightarrow N_{e3} = 105,98\%$$

$$N_{e4} = \frac{P_{ev4} \cdot Q_4 \cdot \gamma_{ar}}{0,102 \cdot N_m}$$

$$N_{e4} = \frac{24,27 * 2,269 * 11,815}{0,102 * 7500} * 100\% \Rightarrow N_{e4} = 85,05\%$$

$$N_{e5} = \frac{P_{ev5} \cdot Q_5 \cdot \gamma_{ar}}{0,102 \cdot N_m}$$

$$N_{e5} = \frac{15,67 * 2,716 * 11,815}{0,102 * 7500} * 100\% \Rightarrow N_{e5} = 65,73\%$$

$$N_{e6} = \frac{P_{ev6} \cdot Q_6 \cdot \gamma_{ar}}{0,102 \cdot N_m}$$

$$N_{e6} = \frac{11,46 * 3,206 * 11,815}{0,102 * 7500} * 100\% \Rightarrow N_{e6} = 56,74\%$$

$$N_{e7} = \frac{P_{ev7} \cdot Q_7 \cdot \gamma_{ar}}{0,102 \cdot N_m}$$

$$N_{e7} = \frac{8,05 * 3,694 * 11,815}{0,102 * 7500} * 100\% \Rightarrow N_{e7} = 45,93\%$$

Potencia utilizada pelo fluido:

$$N_f = \frac{\gamma \cdot Q_1 \cdot P_{tv1}}{0,102}$$

$$N_{f1} = 115,91 * 0,623 * 212,02 \Rightarrow N_{f1} = 15310,40 W$$

$$N_{f2} = \frac{\gamma \cdot Q_2 \cdot P_{tv2}}{0,102}$$

$$N_{f2} = 115,91 * 1,357 * 301,49 \Rightarrow N_{f2} = 47421,32 W$$

$$N_{f3} = \frac{\gamma \cdot Q_3 \cdot P_{tv3}}{0,102}$$

$$N_{f3} = 115,91 * 1,754 * 271,93 \Rightarrow N_{f3} = 55285,04 W$$

$$N_{f4} = \frac{\gamma \cdot Q_4 \cdot P_{tv4}}{0,102}$$

$$N_{f4} = 115,91 * 2,269 * 273,75 \Rightarrow N_{f4} = 71996,19 W$$

$$N_{f5} = \frac{\gamma \cdot Q_5 \cdot P_{tv5}}{0,102}$$

$$N_{f5} = 115,91 * 2,716 * 264,86 \Rightarrow N_{f5} = 83380,99 W$$

$$N_{f6} = \frac{\gamma \cdot Q_6 \cdot P_{tv6}}{0,102}$$

$$N_{f6} = 115,91 * 3,206 * 265,57 \Rightarrow N_{f6} = 98687,80 W$$

$$N_{f7} = \frac{\gamma \cdot Q_7 \cdot P_{tv7}}{0,102}$$

$$N_{f7} = 115,91 * 3,694 * 266,22 \Rightarrow N_{f7} = 113987,83 W$$

Rendimento global do ventilador

$$N_{g1} = \frac{N_{f1}}{N_{m1}}$$

$$N_{g1} = \frac{15310,40}{7500} \Rightarrow N_{g1} = 2,04$$

$$N_{g2} = \frac{N_{f2}}{N_{m2}}$$

$$N_{g2} = \frac{47421,32}{7500} \Rightarrow N_{g2} = 6,32$$

$$N_{g3} = \frac{N_{f3}}{N_{m3}}$$

$$N_{g3} = \frac{55285,04}{7500} \Rightarrow N_{g3} = 7,37$$

$$N_{g4} = \frac{N_{f4}}{N_{m4}}$$

$$N_{g4} = \frac{71996,19}{7500} \Rightarrow N_{g4} = 9,6$$

$$N_{g5} = \frac{N_{f5}}{N_{m5}}$$

$$N_{g5} = \frac{83380,99}{7500} \Rightarrow N_{g5} = 11,1$$

$$N_{g6} = \frac{N_{f6}}{N_{m6}}$$

$$N_{g6} = \frac{98687,80}{7500} \Rightarrow N_{g6} = 13,16$$

$$N_{g7} = \frac{N_{f7}}{N_{m7}}$$

$$N_{g7} = \frac{113987,83}{7500} \Rightarrow N_{g7} = 15,2$$

ANEXOS

ANEXO A – Diagrama de Moody

