

**CORPO DE BOMBEIROS MILITAR DE SANTA CATARINA – CBMSC
DIRETORIA DE ENSINO
CENTRO DE ENSINO BOMBEIRO MILITAR-CEBM
ACADEMIA BOMBEIRO MILITAR - ABM**

FELIPE GELAIN

**PROPOSTA DE PROJETO DE CONSTRUÇÃO DE VENTILADOR AXIAL DE
BAIXO CUSTO PARA COMBATE A INCÊNDIO ESTRUTURAL**

**FLORIANÓPOLIS
SETEMBRO 2011**

Felipe Gelain

**Proposta de projeto de construção de ventilador axial de baixo custo para combate a
incêndio estrutural**

Monografia apresentada como pré-requisito
para conclusão do Curso de Formação de
Oficiais do Corpo de Bombeiros Militar de
Santa Catarina.

Orientador: Capitão BM Marcos Aurélio Barcelos

**Florianópolis
Setembro 2011**

CIP – Dados Internacionais de Catalogação na fonte

G314p Gelain, Felipe
Proposta de projeto de construção de ventilador axial de baixo custo para combate a incêndio estrutural. / Felipe Gelain. – Florianópolis : CEBM, 2011.
62 f. : il.

1. Combate a Incêndio 2. Máquinas de fluxo. 3. Ventilador Axial. 4. Ventilação Tática. 5. Corpo de Bombeiros Militar de Santa Catarina. II. Título.

CDD 628.925

Felipe Gelain

Proposta de projeto de construção de ventilador axial de baixo custo para combate a incêndio estrutural

Monografia apresentada como pré-requisito para conclusão do Curso de Formação de Oficiais do Corpo de Bombeiros Militar de Santa Catarina.

Florianópolis (SC), 09 de setembro de 2011.

Capitão BM Marcos Aurélio Barcelos
Professor Orientador

Major BM Carlos Charlie Campos Maia
Membro da Banca Examinadora

Tenente BM Ana Paula Guilherme
Membro da Banca Examinadora

Dedico este trabalho aos meus pais, IVO e ZENITA, pelo incentivo e apoio incondicional; à minha noiva NICOLE, pelo carinho e compreensão; e a todos aqueles que acreditam na criação e desenvolvimento da tecnologia.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais, pelo apoio incondicional na realização desta conquista.

Aos meus colegas e amigos, pelos bons momentos proporcionados durante estes anos de convivência.

Ao meu orientador, pelo conhecimento e experiência transmitidos durante a elaboração deste trabalho e na ajuda para a produção da estrutura do ventilador.

Ao Major BM Carlos, por também acreditar na ideia e por ajudar nos empenhos da aquisição do motor e o projeto da hélice.

Ao Capitão BM De Lima, pelo apoio e por desde o início acreditar na ideia.

Ao Capitão BM Marcos, pelas excelentes observações sobre as especificações do ventilador, o que proporcionou uma fácil iniciação do projeto.

As bibliotecárias Marchelly e Natali, pelos inúmeros auxílios na configuração e formatação deste trabalho.

A minha noiva Nicole, pelas incontáveis horas de ajuda na elaboração da ideia e pelo apoio incondicional na realização desta conquista.

“Muitos dos fracassos da vida ocorrem com as pessoas que não reconheceram o quão próximo estavam do sucesso quando desistiram.”

(Thomas Alva Edison)

RESUMO

O presente trabalho faz um apanhado sobre ventilação tática de incêndio e desenvolve uma proposta de projeto de uma máquina de fluxo axial – ventilador – de baixo custo a ser utilizada durante atividades de combate a incêndio estrutural. O ventilador em questão, depois de construído, será testado para que sua eficiência seja comprovada frente aos demais ventiladores já utilizados pela corporação. Para obtenção dos dados fundamentais para a elaboração do projeto foram consultados bombeiros militares atuantes na área de combate a incêndio, instrutores e especificações de outros ventiladores já existentes. Tal trabalho visa propor e possibilitar a criação de um ventilador de baixo custo que, seguindo as especificações e desenhos, pode ser construído por qualquer pessoa e em qualquer quartel da corporação. A conclusão corrobora o objetivo do trabalho, indicando ser possível a criação desse dispositivo e seu baixo custo de fabricação comparado aos existentes no mercado. Finalmente, apresenta ao Corpo de Bombeiros Militar de Santa Catarina as especificações técnicas e seus desenhos técnicos que deverão ser seguidos para que seja possível a construção do ventilador com o menor custo possível e a melhor eficiência.

Palavras-chave: Máquinas de fluxo. Ventilador Axial. Ventilação Tática. Ventilação. Combate a Incêndio.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Vazão da abertura para Δp especificado	21
Tabela 1 - Coeficiente de vazão	21
Figura 2 – Exemplo de maquina de fluxo centrifuga	25
Figura 3 – Exemplo de maquina de fluxo axial.....	25
Figura 4 - Sistemas abertos e fechados.....	28
Figura 5 - Fluxo através de um elemento de área.....	31
Tabela 2 - Limites recomendados para velocidade de rotação específica.....	34
Figura 6 – Perfil NACA nº 6512	37
Figura 7 - Relação 6 da NACA	38
Figura 8 - Influência do ângulo de ataque e o descolamento da camada limite	39
Figura 9 - Triângulo de velocidades para entrada e saída de um gerador axial	40
Figura 10 - Triângulos de velocidades e representações do corte cilíndrico das pás para diferentes diâmetros de um rotor axial projetado pela teoria do vórtice potencial, observando-se a diminuição do angulo β do cubo para a periferia	41
Tabela 3 - Número de pás de turbinas Kaplan e Hélice	42
Tabela 4 - Diâmetro mínimo do rotor em função de cfm, rpm e diâmetro do cubo.....	43
Figura 11 - Forças e ângulos atuantes sobre a pá	44
Figura 12 - Fotos do Ventilador LEADER modelo MT245H.....	47
Figura 13 - Desenho técnico da hélice.....	50
Tabela 5 - Dados técnicos da hélice.	50
Figura 14 - Desenho técnico da estrutura do ventilador.....	52
Figura 15 - Desenho técnico da carcaça	53
Figura 16 - Anemômetro KIMO VT100	54
Figura 17 - Circuito de medição do Anemômetro VT100.....	55
Figura 18 - Balança tipo relógio Framily F50	55
Tabela 6 - Custos de fabricação do ventilador	56
Figura 19 - Dimensões do ventilador	57

LISTA DE SIGLAS OU ABREVIATURAS

CBMSC – Corpo de Bombeiros Militar de Santa Catarina

CEBM – Centro de Ensino Bombeiro Militar

CO – Monóxido de carbono

CO₂ – Dióxido de carbono

COHb – Carboxi-hemoglobina

EPA – Environmental Protection Agency

NACA – National Advisory Committee for Aeronautics

NO – Óxido de nitrogênio

NO₂ – Dióxido de nitrogênio

SAE - Society of Automotive Engineers

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	11
2 VENTILAÇÃO TÁTICA.....	13
2.1 Conceitos de ventilação tática.....	13
2.2 Objetivos da ventilação	14
2.3 Vantagens da Ventilação.....	18
2.4 Tipos de ventilação tática.....	20
3 MÁQUINAS DE FLUXO	23
3.1 Princípios fundamentais das máquinas de fluxo	26
3.1.1 Primeira lei da termodinâmica.....	26
3.1.2 Equação da Continuidade	30
3.1.3 Potência	31
3.1.4 Velocidade de rotação específica	33
3.1.5 Rendimento teórico	34
3.2 Influência da forma da pá e o perfil aerodinâmico	36
3.3 Curva característica dos aerofólios e o ângulo de ataque.....	38
3.4 Escoamento de ar em rotores axiais.....	39
3.5 Número de pás do rotor	42
3.6 Diâmetros do rotor	42
3.7 Ângulo de pá β	44
4 MATERIAIS E MÉTODOS.....	45
4.1 Metodologia.....	45
4.2 Desenvolvimento do rotor	46
4.2.1 Vazão.....	48
4.2.2 Pressão.....	48
4.2.3 Potência	48
4.2.4 Determinação das características do rotor	49
4.3 Construção do Ventilador.....	50
4.4 Procedimento experimental	53
4.5 Instrumentos e incerteza de leitura.....	53
5 RESULTADOS	56
6 CONCLUSÃO.....	58
REFERÊNCIAS	60
APÊNDICE A	62

1 INTRODUÇÃO

Corpo de Bombeiros é sinônimo de combate a incêndio. O surgimento dessa instituição foi inicialmente voltado para combater os incêndios que assolavam as cidades e era realizado de forma precária, basicamente com a força humana auxiliada por mangueiras pouco resistentes e baldes de água. Com o passar do tempo novas tecnologias, equipamentos e técnicas foram desenvolvidos e acrescentados a essa atividade. Um dos equipamentos criados para facilitar o serviço na remoção da fumaça foi o ventilador.

De acordo com Leite et al. (1998), a presença da fumaça e de gases aquecidos dificultam a ação dos bombeiros e a evacuação dos locais sinistrados por parte dos moradores. Assim, a ventilação em um incêndio deve ser considerada um fator importante na segurança e eficácia de uma operação de combate às chamas. Entretanto, como a aquisição dos ventiladores tem um alto custo, as corporações ficam prejudicadas por não tê-los disponíveis tanto para a realização de treinamentos assim como nas ocorrências.

Essa última constatação ocorreu durante uma visita ao 10º Batalhão (São José) proporcionada pela disciplina de combate a incêndio. Após o estudo das técnicas de ventilação de incêndio, a turma foi apresentada ao ventilador de combate a incêndio e informada de que pouquíssimos quartéis no estado dispunham desse tipo de equipamento devido ao seu elevado custo. O fato de o pesquisador possuir formação na área de engenharia mecânica juntamente com a afinidade desenvolvida ao longo do curso de combate a incêndio durante os dois primeiros semestres do curso de formação de oficiais contribuíram de forma efetiva para a escolha do tema.

Dessa forma, objetiva-se com este trabalho monográfico propor um projeto de ventilador de fluxo axial e construí-lo com baixo custo e alta eficiência no combate a incêndio estrutural. Para isso serão utilizados materiais comuns e de fácil acesso no mercado para que possa ser construído por qualquer corporação ou qualquer quartel do Corpo de Bombeiros Militar de Santa Catarina (CBMSC). Com a redução nos gastos para a aquisição desse tipo de equipamento espera-se aumentar o número de ventiladores distribuídos pelos quartéis do estado com uma melhora no padrão de atendimento à sociedade catarinense.

Além disso, com o desenvolvimento dessa tecnologia acredita-se incentivar na corporação a curiosidade e a criatividade para desenvolver soluções e projetos próprios para resolução de problemas referentes ao serviço.

Para a realização desse trabalho deve-se primeiramente analisar e conceituar

ventilação tática e seus principais tipos, conceituar máquinas de fluxo e mostrar a principal diferença entre ventiladores e exaustores para desenvolver o projeto propriamente dito e seus respectivos desenhos técnicos de produção, bem como criar e estipular parâmetros necessários para o seu bom funcionamento.

Há ainda a necessidade do domínio de alguns conhecimentos prévios sobre combate a incêndio, ventilação tática e funcionamento de máquinas de fluxo para uma melhor compreensão dos assuntos abordados no desenrolar desse trabalho que será dividido em capítulos onde, em cada um deles, serão colocadas explicações e quesitos essenciais para o bom entendimento do tema.

Primeiramente será abordada durante o capítulo 2 a questão da ventilação tática de incêndio em que serão elencados seus conceitos, objetivos, vantagens e seus principais tipos. Logo após, no capítulo 3, serão introduzidas questões sobre máquinas de fluxo, seus princípios de funcionamento e suas principais características. Em seguida, no capítulo 4, constará o desenvolvimento do projeto propriamente dito e seus testes onde, no capítulo 5, serão analisados os dados e resultados. Por fim, o capítulo 6 contém comentários e conclusões.

2 VENTILAÇÃO TÁTICA

A importância do ar para o homem é amplamente conhecida, sob o aspecto da necessidade de oxigênio para o metabolismo. A movimentação natural de ar, isto é, através dos ventos, é responsável pelas trocas de temperatura e umidade que se sente diariamente, dependendo do clima e da região. A movimentação do ar por meios não naturais constitui-se no principal objetivo dos equipamentos de ventilação. As manobras de ventilação tática consistem numa fase primordial nas operações de combate a incêndios no interior de edificações.

De acordo com o Gomes (2005), com a intensificação do uso de substâncias sintéticas, a carga de fogo existente nos edifícios e residências tem sofrido um substancial aumento, originando produtos da combustão e incêndios muito mais perigosos e a limitação dos danos torna-se mais importante cada dia que passa. Sendo assim, a necessidade de ventilar o edifício onde ocorre um incêndio relaciona-se, também, com o aumento das formas de isolamento que resultam da moderna construção e dos processos de conservação de energia.

Ainda conforme Gomes (2005), a retenção do calor é muito maior quando estamos perante vidros duplos ou espessos, paredes isolantes ou outras barreiras existentes no edifício, que constituem obstáculos à liberação da energia para o exterior. Isso significa que o calor, os produtos da combustão e os contaminantes gerados por um incêndio ficam retidos com mais facilidade, criando condições desfavoráveis para a sobrevivência de vítimas e para a atuação eficiente dos combatentes, diferentemente de um edifício cujas condições de isolamento não sejam tão acentuadas.

Logo, a rápida ventilação pode salvar vidas, suprimir o fogo e reduzir os estragos, tornando-se hoje em dia cada vez mais importante.

2.1 Conceitos de ventilação tática

Segundo Clezar e Nogueira (2009), ventilar é trocar o ar de um recinto fechado. Os autores ainda comentam que esta troca, quando ocorre por meios naturais, é denominada ventilação natural e quando é induzida por equipamentos mecânicos, é denominada ventilação mecânica ou forçada. Os tipos de ventilação serão abordados de forma mais aprofundada no desenvolvimento deste trabalho.

Os gases provenientes da queima juntamente com o calor e outros contaminantes

como, por exemplo, materiais particulados devem ser removidos do interior de um edifício, dados os riscos que implicam para os seus ocupantes, para os combatentes e pelas dificuldades adicionais durante as operações de salvamento e combate.

Segundo Barcelos, (2001, p.14) ventilação é:

[...] a atividade de apoio que restabelece um fluxo de ar no interior de uma edificação sob a ação de uma combustão, consistindo na remoção sistemática de gases quentes, fumaça e vapores, efetuando uma reposição de ar mais fresco com o objetivo de facilitar outras prioridades do combate ao incêndio.

Corpo de Bombeiros Militar do Estado de São Paulo (2006) define ventilação tática em um local de incêndio sendo:

[...] uma ação que o bombeiro executa para facilitar a sua atuação no combate, pois ela oferece grandes vantagens, diretamente ligadas à segurança e eficiência nos trabalhos executados; entre várias vantagens, pode-se destacar o aumento da visibilidade, a identificação do foco de incêndio, a diminuição do calor do ambiente e a redução da concentração de gases tóxicos.

Também, Grimwood (2011, p. 01) traz o conceito de ventilação tática como sendo:

[...] uma ação realizada pelos bombeiros na zona do incêndio para controlar o regime ardente do fogo, num esforço para ganhar alguma vantagem tática durante as operações de combate a incêndios estruturais interiores.

Sendo assim, a ventilação tática é uma manobra de apoio que, quando corretamente executada, contribui vantajosamente para se atingirem os objetivos do combate a incêndio.

2.2 Objetivos da ventilação

Para Clezar e Nogueira (2009) o objetivo fundamental da ventilação é controlar a pureza do ar, visando à segurança, o conforto térmico e o bem-estar físico dos trabalhadores.

Conforme Cesar (1999), as variáveis de maior influência no conforto térmico podem ser reunidas em dois grandes grupos, sendo que os fatores como temperatura do ar, temperatura radiante média, velocidade do ar e a umidade relativa do ar ambiente são consideradas como de natureza ambiental e os fatores como o tipo de atividade física executada - representada pelo metabolismo - e o tipo de vestimentas - representadas pelo seu isolamento térmico - como de natureza pessoal, sendo ambas responsáveis pela sensação de bem estar do homem em determinado ambiente.

De acordo também com Noções (2010), a ventilação tem sido a principal medida efetiva de controle para ambientes de trabalho prejudiciais ao ser humano. Ela tem a

finalidade de evitar a dispersão de contaminantes no ambiente, bem como diluir concentrações de gases, vapores e promover conforto térmico ao homem.

Conforme o mesmo manual classifica-se a ventilação conforme a sua finalidade:

a) Ventilação para manutenção do conforto térmico

- Restabelecer as condições atmosféricas num ambiente alterado pela presença do homem.
- Refrigerar o ambiente no verão. Aquecer o ambiente no inverno.

b) Ventilação para manutenção da saúde e segurança do homem

- Reduzir concentrações no ar de gases, vapores e aero dispersóides em geral, nocivos ao homem, até que reduzam a níveis compatíveis com a saúde.
- Manter concentrações de gases, vapores e poeiras inflamáveis ou explosivos fora das faixas de inflamabilidade ou de explosividade.

c) Ventilação para conservação de materiais e equipamentos (por imposição tecnológica)

- Reduzir aquecimento de motores elétricos, máquinas, etc.
- Isolar cabines elétricas, não permitindo entrada de vapores, gases ou poeiras inflamáveis, com a finalidade de se evitar explosão por meio de faíscas elétricas.

Da mesma forma, Clezar e Nogueira (2009) entendem que os principais objetivos da ventilação são divididos em três áreas principais sendo elas:

- Controle de contaminantes em níveis aceitáveis;
- Controle da temperatura e umidade para conforto;
- Prevenção ao fogo e a explosões.

A remoção do calor, dos gases tóxicos e dos produtos resultantes da queima de combustíveis é de suma importância para a sobrevivência das vítimas bem como, para uma atuação mais eficiente dos combatentes, pois facilita a visibilidade para uma mais rápida localização do incêndio. Essa também reduz substancialmente o acúmulo dos gases combustíveis e assim reduz também as possibilidades de ocorrência de *FLASHOVER* ou *BACKDRAFT*.

Conforme Oliveira (2005) entende-se *Flashover* como a súbita ignição generalizada decorrente do aquecimento gradual dos materiais combustíveis do ambiente através da radiação total produzida pelo fogo, fazendo com que os mesmos sofram o processo

de pirólise e alcancem seus pontos de ignição simultaneamente, produzindo a sua queima instantânea. Já *Backdraft* é definido como uma explosão por fluxo reverso, ocasionada pela diminuição da oferta de oxigênio (limitação da ventilação), o que gera o acúmulo de significativas proporções de gases quentes inflamáveis, produtos parciais da combustão e das partículas de carbono particulado ainda não queimadas, que se forem oxigenados por uma corrente de ar proveniente de alguma abertura no ambiente, produzirão uma queima repentina.

Barcelos (2001) define os objetivos gerais das operações de ventilação tática como sendo o salvamento das pessoas em perigo na cena de emergência, o combater o incêndio e a preservação da propriedade, durante e depois das ações de combate ao sinistro, ou seja, objetivando basicamente:

- Facilitar a localização, com rapidez, do foco do incêndio;
- Auxiliar na extinção do fogo, utilizando para tal a quantidade e os agentes extintores adequados, diminuindo os danos causados no combate;
- Efetuar a remoção da fumaça e dos agentes contaminantes da atmosfera do incêndio;
- Facilitar o resgate das vítimas que se encontram no interior da edificação;

Segundo Carmo e Prado (1999) os principais contaminantes encontrados na atmosfera de um incêndio, e que são extremamente nocivos aos seres humanos e necessitam ser retirados de forma rápida, são o monóxido de carbono, dióxido de carbono, óxido e dióxido de nitrogênio, dióxido de enxofre e materiais particulados.

Para Carmo e Prado (1999), o monóxido de carbono (CO) é um gás incolor, inodoro e insípido. É um subproduto da combustão de materiais que contenham carbono em um local com deficiência de oxigênio (combustão incompleta). Quanto mais escura a fumaça, maior é o nível de CO. Fumaça negra é rica em partículas de carbono e monóxido de carbono devido à combustão incompleta.

Carmo e Prado (1999) afirmam, ainda, que as principais fontes de monóxido de carbono são os materiais orgânicos. O CO possui uma afinidade química com a hemoglobina cerca de 250 vezes maior que o oxigênio, conforme Hansen (1991). Quando a carboxi-hemoglobina (COHb) é formada, a capacidade que os glóbulos vermelhos possuem de transportar oxigênio aos tecidos é reduzida e as células privadas de oxigênio morrem por inanição. Portanto, o CO age como um agente asfíxiante.

Com base na *Environmental Protection Agency - EPA* (1994), as porcentagens de COHb no sangue provoca diversos efeitos. Com porcentagens variando de 2,9 a 4,5 ocorre a

diminuição significativa da capacidade de fazer exercícios em pessoas que já tenham problemas de coração. De 5 a 20% ocorre um decréscimo significativo na concentração, na percepção visual, na destreza e no rendimento das tarefas que exijam certas habilidades. Com porcentagens entre 30 e 40% o indivíduo sofre com dores de cabeça, cansaço, julgamento prejudicado, confusão e fadiga excessiva em exercícios. Com 60% ocorre a perda da consciência e a morte em caso de exposição contínua. Acima de 80% o efeito é a morte.

Carmo e Prado (1999) indicam, por sua vez, que o dióxido de carbono (CO_2) também é um gás incolor e inodoro, contudo não é inflamável. É produzido por um processo de combustão completa de combustíveis fósseis. O CO_2 é considerado como sendo um gás relativamente não tóxico, contudo em altas concentrações, o indivíduo sente dores de cabeça, tonturas problemas visuais, bem como se não houvesse ar suficiente no ambiente.

Conforme Carmo e Prado (1999), o óxido de nitrogênio (NO) é um gás venenoso, inodoro e incolor que é produzido em combustões à alta temperatura. Uma vez no ar, rapidamente se combina com o oxigênio produzindo dióxido de nitrogênio (NO_2), gás também muito tóxico com coloração marrom escura e com um cheiro forte. É o responsável pela formação de fumaça e névoas com tonalidade marrom-amarelada. O NO e NO_2 agem com um agente irritante e, em concentrações, produzem efeitos similares ao monóxido de carbono. Exposições a altos índices de NO durante incêndios pode resultar em edemas pulmonares e prejuízos gerais ao pulmão e até mesmo a exposição de baixos níveis do NO_2 pode aumentar a reatividade bronquial em pessoas asmáticas, diminuir o funcionamento do pulmão e aumentar a possibilidade de infecções respiratórias.

De igual forma o dióxido de enxofre é um gás incolor, porém com um cheiro característico em altas concentrações. Ele é um subproduto da queima de combustíveis fósseis tais como carvão e óleos. Também é produzido sempre que algum composto de enxofre é queimado. O dióxido de enxofre é extremamente solúvel em água, portanto ao ser inalado, é rapidamente absorvido pelo muco nas membranas do sistema respiratório, transformando-se em ácido sulfúrico e sulfuroso provocando queimaduras no trato respiratório.

Alem dos gases tóxicos outros contaminantes, tais como os materiais particulados, são extremamente nocivos e devem ser retirados de maneira rápida.

De acordo ainda com Carmo e Prado (1999), materiais particulados é o termo utilizado para designar uma mistura física e química de diversas substâncias presentes em suspensão no ar como sólidos ou sob a forma líquida (gotículas, aerossol). Dentre os inúmeros poluentes normalmente encontrados no interior das edificações, os particulados representam a forma mais visível de poluição, a fuligem.

A matéria particulada total é designada pelo termo matéria particulada em suspensão, sendo a matéria particulada inalável somente aquelas que são pequenas o bastante para passar pelas vias aéreas superiores e alcançar os pulmões.

2.3 Vantagens da Ventilação

A ventilação, durante as ações de combate, é, definitivamente, uma ferramenta que auxilia no cumprimento dos objetivos descritos acima.

Assim, ela deve ser usada para apoiar as ações de controle do incêndio proporcionando um combate mais efetivo, seguro e minimizando a quantidade de agente extintor utilizado bem como os danos aos bens e à propriedade.

Com base nisso, Barcelos (2001, p.15-19) aponta as principais vantagens da ventilação como sendo:

- **Facilitação das Operações de Resgate:** Geralmente a extinção não poderá ser realizada enquanto existirem vítimas, a serem salvas, no interior da edificação. As atividades de salvamento exigem que o bombeiro se dirija até a vítima, devendo adentrar num ambiente repleto de dificuldades, onde a fumaça, o calor e a falta de visibilidade são fatores determinantes e complicadores da ação. Nestes casos a ventilação adequada simplifica e acelera o resgate de vítimas pela remoção da fumaça dos gases que põem em perigo a pessoas que estão debilitadas ou inconscientes;
- **Aceleração do ataque e da extinção:** A ventilação ideal, não reduz unicamente o perigo de asfixia, como também reduz os obstáculos que atrapalham os combatentes que atuam de maneira a extinguir o sinistro através dos procedimentos técnicos, pois melhora as condições de visibilidade e diminui a quantidade de calor excessivo, permitindo um trabalho mais confortável e confiável, aumentando o rendimento do homem, atingindo-se assim um maior grau de resposta;
- **Redução dos danos aos bens:** Uma das grandes preocupações atuais do corpo de bombeiros é reduzir os danos causados pelo incêndio e pelas ações de combate. Não se pode admitir que o que o fogo não destruiu a água destrua. Para tanto é necessário que se possa localizar o exato ponto do foco do incêndio, para que somente este possa ser atacado, evitando que o bombeiro venha a jogar água na fumaça, sem objetividade, o que aumenta os prejuízos causados. A técnica de ventilação está intimamente ligada com os princípios da proteção dos salvados. Uma extinção rápida de um incêndio reduz o dano causado pela água. A ventilação adequada influi consideravelmente na redução dos danos;
- **Redução da expansão dos produtos da combustão:** O calor, a fumaça e os gases tendem a se ascender dentro de uma área incendiada através do processo de convecção dos gases, depositando-se no ponto mais alto. A ventilação adequada de um incêndio reduz a possibilidade deste ser tomado pela expansão da fumaça, uma vez que faz com que os gases ascendentes sejam expulsos do ambiente, através do princípio da convecção, onde estes tendem a subir;
- **Redução dos perigos de *backdraft* e *flashover*:** uma ventilação adequada impedirá a ocorrência desses fenômenos, proporcionando uma maior segurança aos bombeiros;
- **Diminuição da propagação do fogo:** Quando se fala em incêndios em locais confinados, deve-se saber que este difere dos incêndios a céu aberto.

No primeiro, os gases, vapores e a fumaça são impedidos de saírem do ambiente, tendendo a aquecer os materiais pela ação do calor que aumenta conforme o tempo de queima, facilitando desta forma a propagação do fogo. A realização de uma ventilação correta proporcionará a retirada destes elementos da edificação, dificultando a propagação do incêndio, pois impedirá que os demais combustíveis presentes atinjam os seus pontos de ignição;

- **Facilitação do abandono da edificação e da sobrevivência das vítimas:** Muitas vezes, os ocupantes das edificações encontram dificuldades para evacuar as áreas sinistradas. Além dos problemas respiratórios provenientes da inalação de fumaça e de outros elementos tóxicos. Neste caso, a ventilação fará com que a quantidade de produtos da combustão no interior da edificação seja reduzida e que o ar fresco seja repostado, aumentando o tempo em que as vítimas permaneçam em segurança até que todo o trabalho de resgate seja concluído, bem como proporcionará uma melhor visualização para abandono do local sinistrado;
- **Economia do agente extintor água:** É muito comum perceber, que quando as condições de visibilidade são ruins, muitos bombeiros acabam jogando água na fumaça, pois desconhecem o tamanho do inimigo e o local onde se encontra. Tal procedimento, além de quebrar o equilíbrio térmico do interior da edificação, serve para agravar os danos causados, além de desperdiçar água. A ventilação adequada irá retirar da edificação os produtos da combustão, possibilitando que o bombeiro localize o fogo e aplique tão somente a quantidade de água necessária para a extinção e no local exato;
- **Maior segurança aos bombeiros:** Ao adentrar numa edificação incendiada, na maioria das vezes desconhecida para ele, o bombeiro está exposto a vários riscos. Quando a edificação está tomada pela fumaça, a visibilidade é afetada, fazendo com que o risco de um acidente seja dobrado. Poderá sofrer quedas, bater com a cabeça, chocar-se contra objetos, tornando-se uma vítima, o que causa grandes transtornos na cena, pois acaba inutilizando mais um recurso na consecução dos objetivos de combate, ou até mesmo levá-lo à morte. Ao efetuar-se uma boa ventilação, o bombeiro visualiza melhor o ambiente onde está atuando, locomovendo-se e trabalhando, aumentando sua segurança, em menor tempo, garantindo a boa execução de suas missões.

Logo, fica evidente que a realização de uma ventilação tática adequada facilita o resgate de vítimas, o combate ao fogo, a redução dos danos na edificação e também à segurança do bombeiro.

Entretanto, é importante salientar que a realização de uma ventilação tática inadequada pode proporcionar uma propagação mais rápida do incêndio, dificultar o controle da situação e aumentar os riscos de explosão e danos produzidos pela ação dos produtos da combustão e do emprego de água.

2.4 Tipos de ventilação tática

As técnicas de ventilação tática de incêndio consideram basicamente duas formas de ventilação: a natural e a forçada.

Clezar e Nogueira (2009) afirmam que ventilação natural é aquela que se utiliza da movimentação de um fluido devido à diferença de densidades entre as camadas de gases, o que possibilita correntes ascendentes e descendentes – correntes de convecção – contribuindo para a retirada do produto da combustão do ambiente sinistrado. Segundo Barcelos (2001), o fluxo natural no interior da edificação pode ser produzido pelo vento ou pelo efeito chaminé¹.

De acordo com Clezar e Nogueira (2009) os diferenciais de pressão disponíveis para movimentação do ar na ventilação natural são decorrentes do vento e das diferenças de temperatura entre o ar exterior e o ar interior. Estes dois mecanismos podem agir de maneira separada ou de forma combinada, dependendo das condições atmosféricas, do projeto e da localização do edifício, para produzir diferenciais de pressão através das aberturas de entrada, e de saída.

É importante salientar que os resultados obtidos da ventilação natural poderão variar consideravelmente, devido a alterações na intensidade e direção do vento, bem como a mudanças de temperatura.

O arranjo, a localização e o controle das aberturas de ventilação devem ser tais que os dois diferenciais de pressão atuem cooperativamente. Tendo-se em mente a ação das diferenças de temperatura, as aberturas de entrada de ar deverão estar situadas em nível inferior às de saída.

No que tange à ação do vento, as aberturas de entrada para o ar deverão estar situadas nas paredes voltadas para o vento dominante e as de saída deverão ser protegidas da ação do vento.

Os fatores decorrentes da ação do vento que influenciam na ventilação natural conforme Clezar e Nogueira (2009) são:

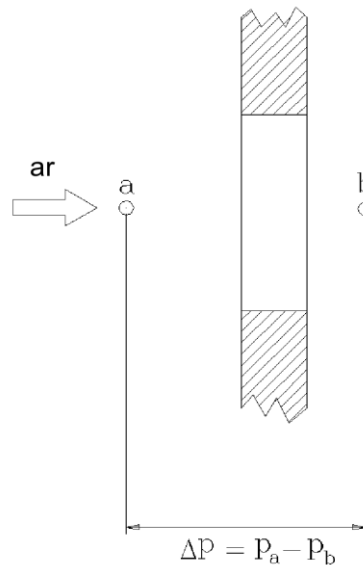
- Velocidade média do vento: diz respeito à intensidade média do vento dominante no local.
- Direção predominante do vento: diz respeito ao ângulo de incidência do vento em relação às paredes do edifício.
- Interferência local no vento devido à proximidade de edifícios, colinas e

¹ Efeito chaminé é ocasionado por abertura na parte superior do ambiente e a diferença entre as densidades do fluido causando correntes ascendentes de ar em direção ao teto.

outras obstruções de natureza similar: diz respeito tanto a intensidade quanto ao ângulo de incidência do vento em relação às paredes do edifício.

Clezar e Nogueira (2009) afirma que a vazão de ar através de uma abertura pode ser determinada quando se conhece o diferencial de pressão ΔP , através desta, pela equação que fornece a vazão através de orifícios (Figura 1):

Figura 1 - Vazão da abertura para Δp especificado



Fonte: Clezar e Nogueira (2009).

$$Q = K \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho_{ar}}} \quad (\text{Equação 1.1})$$

Q = vazão de ar, m³/s;

K = coeficiente de vazão referido à área frontal da abertura;

A = área frontal da abertura, m²;

ΔP = diferencial de pressão através da abertura, Pa;

ρ_{ar} = massa específica do ar, kg/m³.

A Tabela 1, compilada a partir de Idel'cik (1969 apud CLEZAR; NOGUEIRA, 2009), fornece os valores do coeficiente de vazão para algumas aberturas típicas:

Tabela 1 - Coeficiente de vazão

Abertura	K
Venesianas com 50% de área livre	0,40
Basculante com chapa a 60°	0,58
Abertura com bordos vivos	0,62
Aberturas com bordos arredondados	0,85

Fonte: Idel'cik (1969 apud CLEZAR; NOGUEIRA, 2009).

A diferença entre a utilização dos dois métodos é bem explicada conforme Leite et. al. (1998, p.7).

Na ventilação natural o bombeiro depende da velocidade do vento e das aberturas em tamanho suficiente para efetuar a ventilação. Quando as aberturas naturais forem impróprias, como fora de alinhamento ou pequenas, o bombeiro pode efetuar a ventilação forçada antes de criar aberturas adicionais. Ao quebrar paredes e telhados o bombeiro pode provocar um transtorno para o proprietário da edificação devido aos danos que causará, pois vê seu patrimônio sendo destruído pelo fogo e pelo bombeiro.

De acordo com Noções (2010), a ventilação forçada é o método de insuflar ou de exaurir ar de um ambiente, a fim de promover uma redução na concentração de poluentes nocivos. Essa redução ocorre pelo fato de que, ao introduzirmos ar limpo ou não poluído em um ambiente contendo certa massa de determinado poluente, faremos com que essa massa seja dispersa ou diluída em um volume maior de ar, reduzindo, portanto, a concentração desses poluentes.

Conforme Corpo de Bombeiros Militar do Estado de São Paulo (2006), no caso da ventilação forçada, os diferenciais de pressão disponíveis para movimentação do ar são decorrentes da utilização de algum equipamento tais como ventiladores e exaustores ou até mesmo de jatos d'água para a remoção da fumaça e dos gases aquecidos do interior do ambiente.

Segundo Noções (2010), a ventilação feita através de ventiladores é mais vantajosa que a ventilação utilizando exaustores pela facilidade de instalação e utilização dos ventiladores, uma vez que os exaustores necessitam maiores cuidados na adaptação às saídas de ar. Neste caso, uma vez mal instalado, corre-se o risco de que ocorra o curto-circuito na ventilação.

Segundo Clezar e Nogueira (2009) curto-circuito é o movimento cíclico de ar dentro de um exaustor de modo a não contribuir com a retirada da massa de ar interna de um ambiente.

Dentro da ventilação forçada há uma diferenciação entre o uso de ventiladores ou exaustores. Quanto ao uso de ventiladores, esse se denomina ventilação forçada por pressão positiva. Já o uso de exaustores é conhecido como ventilação forçada por pressão negativa.

Oliveira (2005, p. 119) discorre que:

Mais recentemente, as organizações de bombeiro vêm utilizando mais e mais a ventilação forçada (também denominada de ventilação mecânica ou por pressão positiva), técnicas muito efetivas na renovação da fumaça e do calor e que têm demonstrado resultados bastante positivos.

A ampla utilização de ventiladores é justificada pela maior eficiência e facilidade em utilização do mesmo em relação ao exaustor.

3 MÁQUINAS DE FLUXO

Segundo Henn (2006), desde as mais remotas eras, o conhecimento sobre a energia contida nos fluidos e a sua utilização econômica tem sido um dos fatores primordiais para o desenvolvimento da humanidade.

Conforme Nogueira (2010), as primeiras máquinas de fluxo desenvolvidas foram as rodas de conchas e as bombas de parafuso para elevar a água. Segundo o autor, os romanos introduziram a roda de pás em torno de 70 a.C. para obter energia de cursos d'água. Mais tarde, foram desenvolvidos moinhos para extrair energia do vento, mas a baixa densidade de energia ali presente limitava a produção a poucas centenas de quilowatts. O desenvolvimento de rodas d'água tornou possível a extração de milhares de quilowatts de um único local.

Henn (2006) afirma que a partir do século XIX com a utilização de conhecimentos mais aprofundados sobre termodinâmica, mecânica dos fluidos, aerodinâmica, acrescidos também, do surgimento de novos materiais e com o uso de recursos computacionais, as máquinas de fluxo passaram a ter um maior desenvolvimento.

Hoje, as máquinas de fluxo são utilizadas no transporte de fluidos e sólidos, na geração de energia, em processos químicos que demandam elevadas pressões, basicamente nas transformações de energia, extraíndo energia do fluido de trabalho e transformando-a em energia mecânica ou transferindo a energia mecânica ao fluido de trabalho.

De acordo com Henn (2006) a Engenharia trabalha com transformações. Para se transformar um produto ou uma matéria prima "A" em um produto "B", é necessário um processo que exija transferência de energia para a região ou matéria em que se processa a transformação. Essa transferência de energia pode ser realizada por meio de uma máquina ou equipamento.

Henn (2006) afirma que o grupo de máquinas ou equipamentos formado pelas máquinas de fluxo tem seu princípio de funcionamento a variação da quantidade de movimento em um escoamento, tendo como objetivos fundamentais:

- Aproveitar uma energia disponível transformando-a em uma força, gerando um torque (devido à variação do momento da quantidade de movimento), capaz de produzir uma potência, que pode acionar outra máquina, como por exemplo, um gerador elétrico.
- Aproveitar um torque, por exemplo, advindo de um motor elétrico, para promover deslocamento (alterando o momento de quantidade de movimento), permitindo a adição de energia a um fluido, como por

exemplo, os ventiladores.

Resumindo, máquinas de fluxo são máquinas que interagem com um fluido, aproveitando a energia disponível em um escoamento ou promovendo um escoamento. Sendo que nos dois casos se fala em transferência de energia envolvendo um fluido.

Henn (2006) define máquina de fluxo como sendo o equipamento que promove a troca de energia entre um sistema mecânico e um fluido, transformando energia mecânica em energia de fluido ou energia de fluido em energia mecânica.

Sendo que no primeiro caso, em que há o aumento do nível energético de um fluido a partir do fornecimento de energia mecânica, por analogia com o gerador elétrico, apenas substituindo energia elétrica por energia de fluido, costuma-se designar essa máquina como sendo uma **máquina de fluxo geradora**. No segundo caso, em que energia mecânica é produzida a partir da redução do nível energético de um fluido, pela analogia com um motor elétrico, essa máquina é usualmente chamada de **máquina de fluxo motora**. (HENN, 2006, grifo nosso).

Da mesma forma, Bran e Souza (1969, grifo nosso) definem máquina de fluxo como um dispositivo transformador de energia, sendo uma das energias o trabalho mecânico. Considera o grupo das máquinas de fluxo constituído pelo **grupo gerador** e pelo **grupo motor**. Sendo o **grupo motor** responsável por receber uma modalidade de energia disponível e transformá-la em trabalho mecânico, e o **grupo gerador** responsável por utilizar um trabalho mecânico para obtenção da modalidade de energia.

Podemos citar como exemplos de máquinas motoras as turbinas a vapor, as turbinas a gás e as turbinas hidráulicas em geral tais como Francis, Kaplan e Pelton, bem como motores a pistão ou de palhetas. Do outro lado, como máquinas geradoras, temos as bombas, ventiladores e compressores sendo eles centrífugos ou radiais, axiais ou mistos.

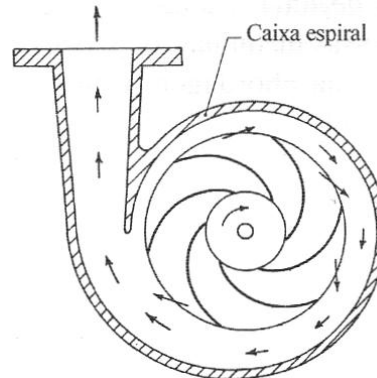
Entre os diferentes critérios que podem ser utilizados para classificar as máquinas de fluxo, com relação à trajetória do fluido no rotor, as máquinas de fluxo classificam-se basicamente em:

- Radiais ou Centrífugas;
- Axiais;
- Mistos.

Nas máquinas de fluxo radial ou centrífugo, o escoamento do fluido através do rotor percorre uma trajetória predominantemente radial (perpendicular ao eixo do rotor). Normalmente a entrada do fluido de trabalho nos rotores radiais ou centrífugos se dá pelo

centro e sua saída pelas laterais.

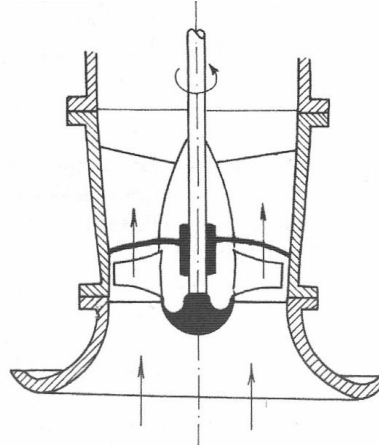
Figura 2 – Exemplo de máquina de fluxo centrifuga



Fonte: Henn (2006).

Já nas máquinas de fluxo axiais o escoamento do fluido através do rotor acontece numa direção paralela (axial) ao eixo do rotor. A entrada e saída do fluido de trabalho se dão na mesma direção e sentido.

Figura 3 – Exemplo de máquina de fluxo axial



Fonte: Henn (2006).

Muitas máquinas de fluxo apresentam algum tipo de carcaça ou cobertura que envolve as pás rotativas (rotor). Este tipo de arranjo forma uma passagem interna por onde o fluido escoar. Outras máquinas, como moinho de vento ou o ventilador de teto, não apresentam carcaça.

Em se tratando de ventiladores, a principal diferença de aplicação entre aqueles de fluxo axial ou os de fluxo radial é a necessidade do projeto. Conforme Bleier (1997), o ventilador centrífugo produz mais pressão estática do que o ventilador axial de mesmo diâmetro, pois o mesmo aproveita a força centrífuga. Já o ventilador axial proporciona uma maior vazão.

Considerando que o mais importante durante a atividade de ventilação tática em um incêndio é a retirada rápida e eficiente dos contaminantes, o ventilador axial, uma vez que possibilita uma maior vazão, aparenta ser realmente a melhor opção.

3.1 Princípios fundamentais das máquinas de fluxo

Todas as máquinas de fluxo funcionam seguindo os mesmos princípios de funcionamento e obedecem as mesmas leis.

Sendo assim, a seguir serão elencadas as principais leis e teorias utilizadas no projeto e desenvolvimento de máquinas de fluxo.

3.1.1 Primeira lei da termodinâmica

A utilização ou a promoção de um escoamento está diretamente ligada à conservação de energia do sistema. Não há criação de energia e sim a transformação de uma energia em outra, conforme a primeira lei da termodinâmica (princípio da conservação da energia).

Incropera e Dewitt (2003, p.8) citando a primeira lei da termodinâmica, diz que:

A taxa na qual as energias térmicas e mecânicas entram em um volume de controle, mais a taxa na qual a energia térmica é gerada no interior do volume de controle, menos a taxa na qual as energias térmicas e mecânicas deixam o volume de controle deve ser igual à taxa do aumento da energia armazenada no interior do volume de controle.

Ou seja, se a energia que entra e a energia gerada excederem a energia que deixa o volume de controle, haverá um aumento da quantidade de energia armazenada (acumulada) no volume de controle; caso contrário, haverá uma diminuição da energia armazenada. Se a energia que entra e a energia gerada forem iguais à energia que deixa o volume de controle, prevalecerá a condição de regime estacionário, na qual não existe variação na quantidade de energia armazenada no volume de controle.

Dessa forma pode-se exemplificar o que foi dito acima através da equação abaixo.

$$\dot{E}_{entra} + \dot{E}_{gerada} - \dot{E}_{sai} = \frac{dE_{armazenada}}{dt} \equiv \dot{E}_{armazenada} \quad (\text{Equação 2.1})$$

A equação anterior é expressa com base em taxas e pode ser utilizada em qualquer instante de tempo. Logo, a forma alternativa a ser utilizada para um intervalo de tempo Δt é obtida pela integração da equação anterior ao longo do tempo:

$$E_{entra} + E_{gerada} - E_{sai} = \Delta E_{armazenada} \quad (\text{Equação 2.2})$$

Assim, Incropera e Dewitt (2003, p.9) afirma que:

Essa relação diz respeito às quantidades de energia que entram e que são geradas atuam de forma a aumentar a energia armazenada do interior do volume de controle, enquanto a energia que sai atua de forma a diminuir a energia armazenada.

Incropera e Dewitt (2003) define os termos relativos à entrada e saída de energia como fenômenos de superfície. Ou seja, eles são associados, exclusivamente, a processos que ocorrem na superfície de controle e são proporcionais à área da superfície. Em situações envolvendo escoamento de fluido através da superfície de controle, os termos também incluem a energia transportada pela entrada e saída de matéria da superfície de controle. Essa energia pode ser composta pelas formas interna, cinética e potencial. Os termos de entrada e saída podem também incluir as interações referentes ao trabalho que ocorre na fronteira do sistema.

Incropera e Dewitt (2003), ao considerar um sistema fechado de massa fixa, no qual energia é transferida através de suas fronteiras por meio de interações de calor e trabalho, se durante um intervalo de tempo Δt , o calor for transferido para o sistema na quantidade Q (energia que entra), e o trabalho é feito pelo sistema na quantidade W (energia que sai), e não existe qualquer conservação de energia ocorrendo no interior do sistema ($E_{gerada}=0$), e as variações de energia cinética e potencial podem ser desprezadas, reduz-se a equação a:

$$Q - W = \Delta U \quad (\text{Equação 2.3})$$

O termo relativo ao trabalho W pode ser devido ao deslocamento de uma fronteira, à rotação de um eixo e/ou a efeitos eletromagnéticos. Alternativamente em um determinado instante a exigência da conservação de energia implica:

$$q - \dot{W} = \frac{dU}{dt} \quad (\text{Equação 2.4})$$

Porém, ao considerar um sistema aberto, Incropera e Dewitt (2003) descreve que o fluxo de massa é responsável pelo transporte de energia interna, cinética e potencial para dentro e fora do sistema. Em tais casos, costuma-se dividir a troca de energia, na forma de trabalho, em duas contribuições. A primeira, denominada de trabalho de escoamento, está

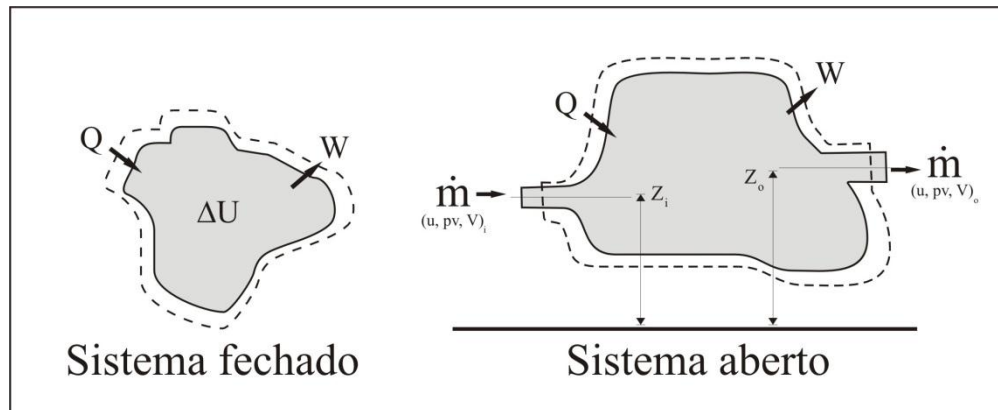
associada ao trabalho realizado pelas forças de pressão que movem o fluido através da fronteira do sistema. Para uma unidade de massa, a quantidade de trabalho é equivalente ao produto da pressão pelo volume específico do fluido (pv). Qualquer outro tipo de trabalho é considerado como sendo efetuado pelo sistema e é incorporado no termo W .

Assim sendo, para um regime estacionário pode-se reduzir a equação a:

$$\dot{m} \left(u + pv + \frac{v^2}{2} + gz \right)_i - \dot{m} \left(u + pv + \frac{v^2}{2} + gz \right)_o + q - \dot{W} = 0 \quad (\text{Equação 2.5})$$

Os termos dentro dos parênteses são expressos por unidade de massa do fluido na entrada ou saída.

Figura 4 - Sistemas abertos e fechados



Fonte: Fox e MCDonald (2006).

Segundo Henn (2006), o primeiro princípio da termodinâmica aplicado a um sistema permite escrever:

$$\left[\text{Energia que o sistema recebe} \right] - \left[\text{Energia que o sistema entrega} \right] = \left[\text{Variação da energia total do sistema} \right]$$

Aplicando esse enunciado para um volume de controle limitado pelas seções de **admissão**, representado pelo índice “a” nas equações, e **descarga**, representada pelo índice “b”, de uma máquina de fluido com escoamento em regime permanente e utilizando grandezas referidas à unidade de massa do fluido de trabalho (grandezas específicas) e um sistema aberto, tem-se:

$$q - Y = u_d - u_a + p_d v_d - p_a v_a + \frac{1}{2}(c_d^2 - c_a^2) + g(z_d - z_a) \quad (\text{Equação 2.6})$$

q = quantidade de calor, por unidade de massa, recebida pela máquina de fluido, em J/kg;
 Y = Trabalho específico realizado pela máquina, em J/kg;
 u = energia interna do fluido, em J/kg;
 p = pressão estática do fluido, em N/m²;
 v = volume específico do fluido, em m³/kg;
 c = velocidade absoluta da corrente fluida, em m/s;
 g = aceleração da gravidade, m/s;
 z = cota de referência de um ponto do escoamento, em m.

Sendo que pela definição de entalpia:

$$h = u + pv \quad (\text{Equação 2.7})$$

Onde:

h = entalpia do fluido, em J/kg.

Logo, ao se substituir o conceito de entalpia na equação anterior tem-se que:

$$q - Y = h_d - h_a + \frac{1}{2}(c_d^2 - c_a^2) + g(z_d - z_a) \quad (\text{Equação 2.8})$$

Embora as formas das equações de conservação apresentadas anteriormente possam ser bastante simples, sua manipulação é bastante complexa.

No estudo das máquinas de fluxo alguns parâmetros globais são de interesse. Geralmente se procuram relações entre a taxa de escoamento do fluido (vazão) e a diferença de pressões (ou de altura de energia) através de um rotor e, portanto, não se procura calcular as propriedades do escoamento em todos os pontos da máquina, mas apenas à entrada e à saída do rotor. Sendo assim, essas relações dependem do tipo de máquina considerada e, portanto, de parâmetros geométricos do rotor e podem ser simplificadas.

Algumas simplificações, além das geométricas, podem ser adotadas e ficarão evidentes nos desenvolvimentos a serem feitos a seguir.

As simplificações mais usuais são as considerações de regime permanente, forças de volume desprezíveis (uma boa aproximação no caso do fluido de trabalho ser gás, todavia nem sempre pode ser desprezada no caso de o fluido ser líquido), escoamento adiabático (não há troca de calor), fluido não viscoso (embora todos os fluidos sejam viscosos, a influência da viscosidade se restringe à região da camada limite sendo que nos casos em que a região da camada limite é pequena relativamente à região total de escoamento, o modelo invísido obtém melhores resultados), escoamento unidimensional e de simetria axial.

Sendo assim a equação da conservação da energia pode ser simplificada e reduzida levando-se em conta somente o trabalho específico interno.

Segundo Pfliegerer (1979), a diferença energética entre a entrada e a saída de uma máquina de fluxo tem o mesmo significado que a tensão nos terminais de uma máquina elétrica, sendo que esta diferença de energia pode ser tratada como diferença de capacidade de trabalho entre as extremidades de pressão e sucção. Esta diferença é chamada *Trabalho Específico Interno Y*.

Pfliegerer (1979) considera que a unidade coerente de trabalho é 1Nm, igual a 1J, e a unidade de massa é 1kg. Dessa forma, o trabalho específico interno é dado em Nm/kg=J/kg. Porém, ao invés de se trabalhar com o trabalho específico interno, é comum utilizar o conceito da altura de elevação, ou da altura de queda H, vinculada ao trabalho específico, conforme a equação 2.9.

$$Y = gH \quad \text{(Equação 2.9)}$$

Onde:

Y é o trabalho específico (m^2/s^2);

g é a aceleração da gravidade local (m/s);

H é a diferença de nível da água (m).

3.1.2 Equação da Continuidade

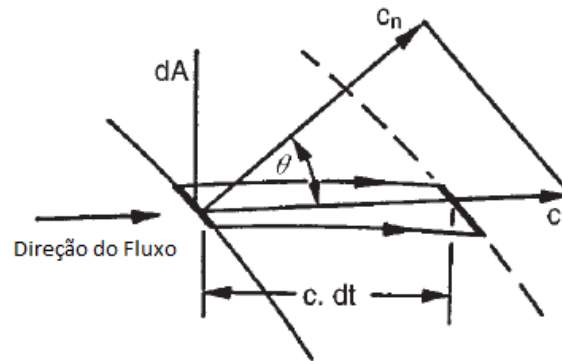
Conforme Fox e McDonald (2006), um sistema é por definição, uma porção arbitrária da matéria de identidade fixa, sendo constituído de mesma quantidade de matéria em todos os instantes. A conservação de massa exige que a massa M, do sistema seja constante.

Sendo assim, Fox e McDonald (2006, grifo nosso), definem o princípio de conservação de massa como **a massa de um sistema permanece constante** e matematicamente falando tem-se:

$$d\dot{m} = \left. \frac{dm}{dt} \right)_{\text{sistema}} = 0 \quad \text{(Equação 3.0)}$$

Dixon (1998) ao considerar o escoamento de um fluido de densidade ρ através de um elemento de área dA , durante um intervalo de tempo dt . Referindo-se a figura 5, se c é a velocidade da corrente é a massa $dm = \rho c dt dA \cos\theta$, onde θ é o ângulo subtendido pela normal do elemento de área na direção de fluxo. A componente da velocidade perpendicular a área dA é $c_n = c \cos\theta$ e assim $dm = \rho c_n dA dt$.

Figura 5 - Fluxo através de um elemento de área



Fonte: Dixon, 1998.

A taxa básica do fluxo de massa é, portanto:

$$d\dot{m} = \frac{dm}{dt} = \rho c_n dA \quad (\text{Equação 3.1})$$

Segundo ainda Dixon (1998), a maioria das análises está limitada a um fluxo constante e unidimensional onde a velocidade e a densidade são consideradas constantes ao longo de cada seção de um duto ou passagem. Se A_1 e A_2 são as áreas de fluxo dos estados 1 e 2 ao longo de uma passagem, respectivamente, então, desde que não haja acúmulo de fluido dentro do volume de controle, tem-se:

$$\dot{m} = \rho_1 c_{n1} A_1 = \rho_2 c_{n2} A_2 = \rho c_n A \quad (\text{Equação 3.2})$$

Deste modo, Fox e McDonald (2006) definem que, para um volume de controle não deformável e um escoamento incompressível ($\rho = \rho_1 = \rho_2 = \text{cte}$), a vazão em volume para dentro de um volume de controle deve ser igual à vazão em volume para fora do volume de controle. Assim, a vazão em volume ou volumétrica Q , através de uma seção de uma superfície de controle A , é dada por:

$$Q = \int_{SC} \vec{c} d\vec{A} = c_1 A_1 + c_2 A_2 = 0 \quad (\text{Equação 3.3})$$

3.1.3 Potência

Henn (2006), ao tomar por base o trabalho específico recebido ou fornecido pela máquina define o cálculo de potência recebida ou fornecida com base na seguinte expressão:

$$P = \dot{m}Y = \rho QY \quad (\text{Equação 3.4})$$

Onde, no **Sistema Internacional de Unidades**, o fluxo mássico é expresso em kg/s, o trabalho específico em J/kg, a massa específica em kg/m³, e a vazão volumétrica em m³/s e a potência “P” em **W (watts)**. Porém no **Sistema Técnico de Unidades**, a expressão para o cálculo de potência converte-se em:

$$P = \frac{\gamma QH}{75} \quad (\text{Equação 3.5})$$

Onde:

P = potência, em CV;

γ = Peso específico, em kgf/m³;

Q = vazão, em m³/s;

H = altura de coluna fluida, em m.

No caso de ventiladores e outras máquinas que trabalham com um gás (o ar, por exemplo), Henn (2006) afirma que também é comum associar-se o trabalho específico com a diferença de pressão total existente entre a descarga e a admissão da máquina, Ou seja:

$$Y = \frac{\Delta p_t}{\rho} \quad (\text{Equação 3.6})$$

Onde:

Δp_t = diferença de pressão total entre a descarga e a admissão da máquina, em N/m²;

ρ = massa específica do fluido de trabalho, em kg/m³.

Desta maneira, a potência poderá ser calculada através das fórmulas:

$$P = \Delta p_t Q \quad (\text{Equação 3.7})$$

$$P = \frac{\Delta p_t Q}{75} \quad (\text{Equação 3.8})$$

Da mesma forma, Henn (2006) expõe uma fórmula que, caso queira-se obter o torque ou o momento no eixo da máquina de fluido (aspecto esse muito importante para a seleção adequada do motor ou gerador a ser acoplado a uma máquina de fluido), tem-se que:

$$M = \frac{P}{\omega} = \frac{30P}{\pi n} \quad (\text{Equação 3.9})$$

Onde:

M = torque ou momento da máquina, em Nm;

P = potência, em W;

ω = velocidade angular de rotação da máquina, em rad/s;

n = velocidade de rotação da máquina, em rpm.

3.1.4 Velocidade de rotação específica

A velocidade de rotação específica, de acordo com Henn (2006), está associada à forma e as proporções dos rotores de máquinas de fluxo e o seu valor, além de servir de base para caracterizar séries de máquinas geometricamente semelhantes em catálogos de fabricantes, é um elemento fundamental para a seleção do tipo de máquina mais adequado à determinada situação. Isto porque, com base em ensaios de modelos, pesquisadores e fabricantes determinam faixas de valores de n_{qA} para as quais os diversos tipos de máquinas possuem o seu melhor rendimento.

O n_{qA} é definido pela Equação 4.0:

$$n_{qA} = 10^3 n \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}} \quad (\text{Equação 4.0})$$

Onde:

n_{qA} é a velocidade de rotação específica ou coeficiente de forma do rotor (adimensional)

n é a velocidade de rotação da máquina (Hz)

Ou, para turbinas hidráulicas Kaplan ou hélice (nesse caso para rotores axiais), pela equação:

$$n_{qA} = \frac{6650}{Y^{1/2}} \quad (\text{Equação 4.1})$$

Segundo Henn (2006) pode-se definir a velocidade de rotação específica como a velocidade de rotação de uma máquina de fluxo geometricamente semelhante à considerada, mas dimensionada para um salto energético de 1J/kg e uma vazão de 1m³/s. Os valores de n , Q e Y , utilizados para o cálculo de n_{qA} , correspondem ao ponto de projeto (melhor rendimento).

A Tabela 2 apresenta os valores limites da velocidade de rotação específica para cada tipo de máquina de fluxo.

Tabela 2 - Limites recomendados para velocidade de rotação específica

Tipo de Máquina de Fluxo	Limites para n_{qt}
Turbina hidráulica do tipo Pelton	5 a 70
Turbina hidráulica do tipo Francis lenta	50 a 120
Turbina hidráulica do tipo Francis normal	120 a 200
Turbina hidráulica do tipo Francis rápida	200 a 320
Turbina hidráulica do tipo Michell-Banki	30 a 210
Turbina hidráulica do tipo Dériaz	200 a 450
Turbina hidráulica do tipo Kaplan e hélice	300 a 1000
Turbina a vapor e a gás com admissão parcial	6 a 30
Turbina a vapor e a gás com admissão total	30 a 300
Bomba de deslocamento positivo	< 30
Bomba centrífuga	30 a 250
Bomba semi-axial ou de fluxo misto	250 a 450
Bomba axial	450 a 1000
Compressor de deslocamento positivo	< 20
Ventilador e turbocompressor centrífugo	20 a 330
Ventilador e turbocompressor axial	330 a 1800

Fonte: Henn (2006) .

3.1.5 Rendimento teórico

O rendimento teórico total é dado pela equação abaixo:

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_a \cdot \eta_m \quad (\text{Equação 4.2})$$

Onde:

η_h é o rendimento hidráulico;
 η_v é o rendimento volumétrico;
 η_a é o rendimento de atrito;
 η_m é o rendimento mecânico.

Henn (2006) sugere para cada um destes rendimentos o seguinte:

a) Rendimento hidráulico - η_h

Conforme Henn (2006) para bombas os valores deste rendimento variam normalmente desde 0,70 para máquinas pequenas, sem grandes cuidados de fabricação até 0,96 para bombas de dimensões grandes, bem projetadas e com muito bom acabamento. Contribuem fundamentalmente para a melhoria deste rendimento um aumento na qualidade de projeto e dos processos de fabricação.

De mesma forma Henn (2006) afirma que para os ventiladores os valores do rendimento hidráulico ficam praticamente dentro da mesma faixa indicada para as bombas. Como referência pode-se indicar o valor de 0,85 para ventiladores com pás curvadas para trás ($\beta_5=30^\circ$), o valor de 0,75 para ventiladores industriais com ($\beta_5=30^\circ$) e o valor de 0,70 para ventiladores de saída radial ($\beta_5=90^\circ$) e ventiladores do tipo SIROCCO ($\beta_5=160^\circ$). Deve ser salientado que as dimensões influem decisivamente sobre os valores deste rendimento, tornando-o tanto maior quanto maior for o diâmetro de saída (D_5) do rotor do ventilador.

b) Rendimento volumétrico - η_v

Henn (2006) afirma que para ventiladores este rendimento é muitas vezes considerado como uma função da relação de diâmetros D_4/D_5 , variando desde 0,70 para uma relação $D_4/D_5 = 0,3$, até um valor de 0,95 para uma relação $D_4/D_5 = 0,9$.

c) Rendimento de atrito fluido - η_a

Nos ventiladores Henn (2006) discorre que o rendimento de atrito fluido costuma ficar compreendido entre 0,98 e 0,99, diminuindo para rotores de velocidade de rotação específica muito baixa.

d) Rendimento mecânico - η_m

Para ventiladores, até 100 CV, pode-se utilizar a fórmula prática (equação 4.3) indicada por Henn (2006). Acima de 100 CV podem ser utilizados valores maiores.

$$\eta_m = 0,1 \cdot \log P_e + 0,75 \quad (\text{Equação 4.3})$$

Tanto para bombas como para ventiladores o rendimento mecânico diminui no caso de transmissão por polias e correias. Normalmente se atribuem às perdas oriundas deste tipo de transmissão valores que variam de 5% a 10% da potência transmitida; respectivamente nas correias trapezoidais (em V) ou planas de elastômero com tela, de pequena espessura, e nas de couro.

3.2 Influência da forma da pá e o perfil aerodinâmico

Segundo Bleier (1997), até a década de 50, o desenvolvimento de perfis aerodinâmicos (ou perfis de asa) era quase 100% empírico. A necessidade de novos perfis de melhor desempenho surgiu com o aparecimento de aviões mais sofisticados. Uma grande quantidade de perfis foi testada, mas não satisfaziam as novas exigências.

Com o desenvolvimento da teoria das asas, Bleier (1997) afirma que uma série sistemática de ensaios foi feita e, para ter uma ideia do atraso no desenvolvimento da teoria, durante a 2ª Guerra Mundial a maioria dos perfis utilizados na aeronáutica era derivada dos perfis Göttingen, já utilizados por volta de 1920.

No final da década de 40, muitos países sistematizaram o estudo dos perfis aerodinâmicos, tendo a *National Advisory Committee for Aeronautics* - NACA (Estados Unidos) se notabilizado pela separação dos efeitos do encurvamento da linha de esqueleto e da distribuição de espessura da seção sobre a linha de esqueleto no desempenho do perfil, além de realizar ensaios a números de Reynolds mais altos do que os obtidos nos outros locais de pesquisa.

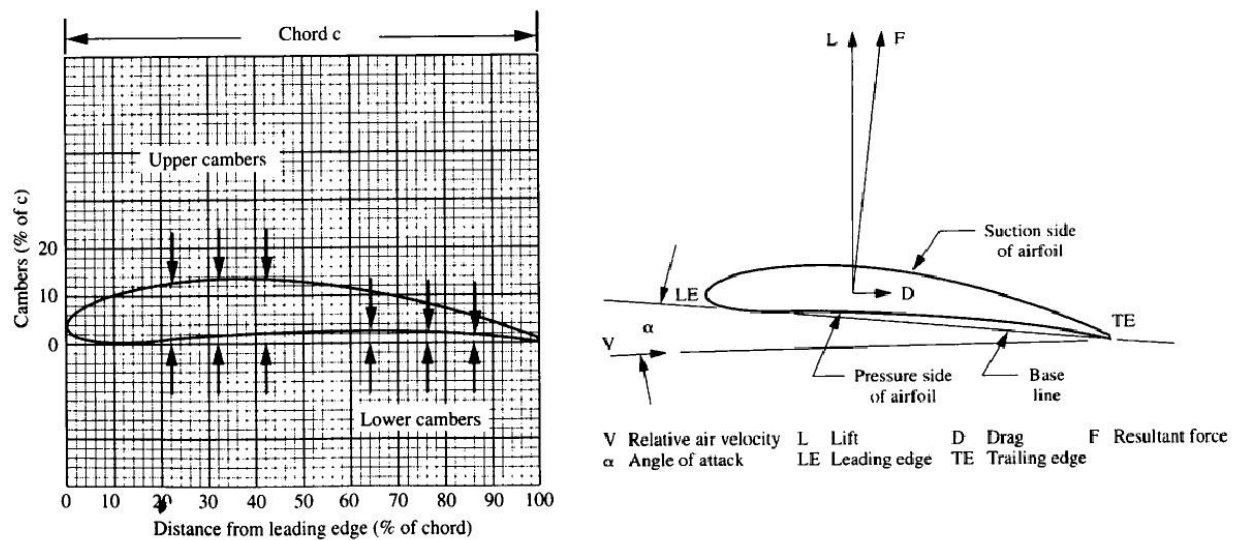
Assim, os perfis hoje em uso ou são NACA ou fortemente influenciados por eles.

Existe uma grande família de perfis NACA, entretanto, podemos citar alguns mais importantes como o NACA 4 dígitos e o NACA 5 dígitos, no entanto existem outras séries.

Bleier (1997) discorre que os aerofólios tem sua principal aplicação como asa de avião, porém há outra aplicação como pá de ventiladores. O autor ainda aponta que os aerofólios têm diversos perfis, os simétricos e os assimétricos. Os assimétricos normalmente são utilizados em ventiladores (figura 6).

O aerofólio NACA nº 6512 está representado abaixo e mostra as dimensões (abaulamentos superior e inferior) como porcentagens da corda “*c*” do aerofólio.

Figura 6 – Perfil NACA nº 6512



Fonte: Bleier (1997).

A distância do bordo de ataque para bordo de fuga é chamada de corda "c" do aerofólio. O ângulo de ataque " α " é medido entre a linha de base e da velocidade relativa do ar. Ao passar pelos abaulamentos superior e inferior o ar sofre diferenças nas suas velocidades causando uma diferença de pressão e, conseqüentemente, o surgimento de uma força resultante "F" que pode ser decomposta em força de sustentação (*lift force*) "L" e de arrasto (*drag force*) "D".

Ambas as forças podem ser calculadas (para uma densidade padrão do ar) conforme os coeficientes abaixo:

- Coeficiente de sustentação: $C_l = \frac{844L}{AV^2}$
- Coeficiente de arrasto: $C_d = \frac{844D}{AV^2}$

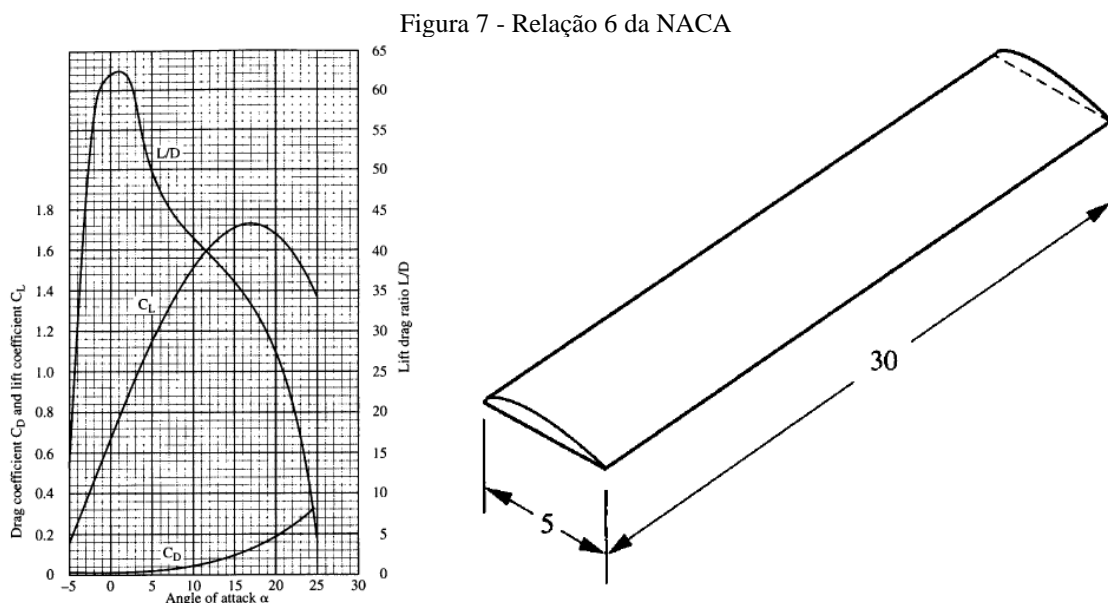
Onde L e D são dados em libras, velocidade V é dada em pés por segundo e a área projetada A é dada em pés quadrados. É importante notar que ao se dividir os dois coeficientes $\frac{C_l}{C_d}$ têm-se $\frac{L}{D}$, ou seja, em outras palavras, a relação entre os índices L e D é também a relação entre seus coeficientes.

Esse cálculo é importante ao projetar o melhor ângulo de ataque.

Sendo assim, a seleção do perfil de aerofólio vai depender da sua aplicação. Em um ventilador axial de alta pressão, deve-se usar um aerofólio com um alto grau de abaulamento, mas no caso de um ventilador de combate a incêndio, onde a eficiência do ventilador é mais importante do que uma pressão estática alta, deve-se usar um perfil com baixo grau de abaulamento.

3.3 Curva característica dos aerofólios e o ângulo de ataque

Para perfis de asa de avião, a NACA utiliza normalmente uma relação conhecida como a “relação 6”, ou seja, para um comprimento de corda “x” teremos um comprimento de asa “y” na proporção de 6, conforme a figura 7. Isso torna a força de sustentação muito maior do que a força de arrasto. Contudo, conforme Bleier (1997), para a utilização em ventiladores, esta relação precisa ser alterada, pois nesse caso, o perfil estará preso a um rotor em uma das extremidades e estará muito próximo da carcaça na outra, o que provoca vórtices de turbulência diferentes daqueles da asa do avião. Com base nisso, as possíveis alterações seguem também na figura 7.



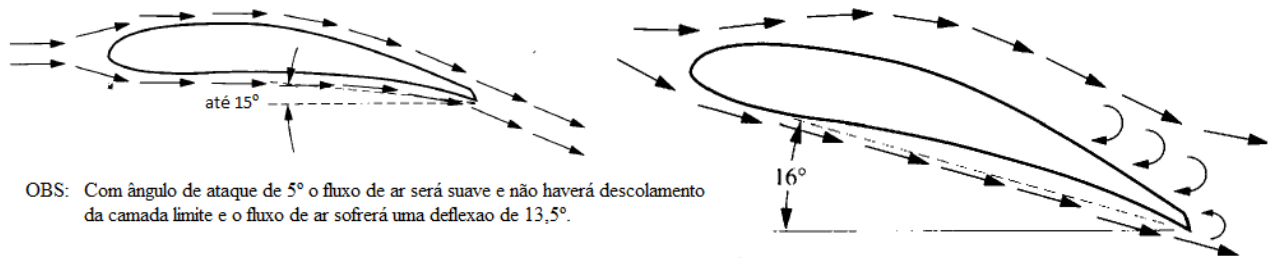
Fonte: Bleier (1997).

Sendo assim, Bleier (1997) afirma que o coeficiente de sustentação será zero quando o ângulo de ataque for -8° e, caso o ângulo de ataque seja aumentado, o coeficiente de sustentação aumentará também até atingir o valor máximo (cerca de 1,7) com um ângulo de ataque de cerca de 15° . Este é o limite de funcionamento para este aerofólio.

Para ângulos de ataque entre 10-15 graus, o fluxo de ar ainda consegue seguir o contorno do aerofólio e não haverá descolamento da camada limite, mas a eficiência do ventilador será um pouco prejudicada por causa da baixa relação entre a razão $\frac{L}{D}$.

Para ângulos de ataque superiores a 15° ocorrerá no aerofólio o fenômeno de *stall*, resultando em uma diminuição no coeficiente de sustentação. Nesses elevados ângulos de ataque, o fluxo de ar não consegue mais seguir o contorno superior do aerofólio e ocorrerá o descolamento da camada limite conforme figura abaixo.

Figura 8 - Influência do ângulo de ataque e o descolamento da camada limite



Fonte: Bleier (1997).

O que é muito importante ressaltar é que o ângulo de ataque não é idêntico ao ângulo de pá. O ângulo de pá de um ventilador de fluxo axial é muito maior que o ângulo de ataque.

3.4 Escoamento de ar em rotores axiais

Em rotores axiais, o escoamento de ar, segundo Henn (2006), pode ser considerado como a superposição de uma corrente axial uniforme com outra corrente denominada de vórtice, na qual as partículas de fluido descrevem trajetórias circulares, dando origem a um fluxo que se desenvolve sobre superfícies cilíndricas concêntricas. Dentro de uma mesma superfície cilíndrica as partículas movimentam-se com uma mesma velocidade angular e tangencial, sendo essas velocidades dadas com base na equação abaixo:

$$\frac{dp}{\rho} = \frac{c_u^2}{r} dr \quad \therefore \quad \frac{dp}{dr} = \rho \frac{c_u^2}{r} \quad (\text{Equação 4.4})$$

Onde:

p = pressão no raio r de uma superfície cilíndrica de escoamento, em N/m²;

c_u = velocidade tangencial de uma partícula fluida situada sobre este mesmo raio, em m/s.

No caso de um rotor axial a velocidade c_u pode aumentar ou diminuir do cubo até a periferia (diâmetro externo) do rotor. Sendo assim, a equação geral para esta variação, segundo Henn (2006) é:

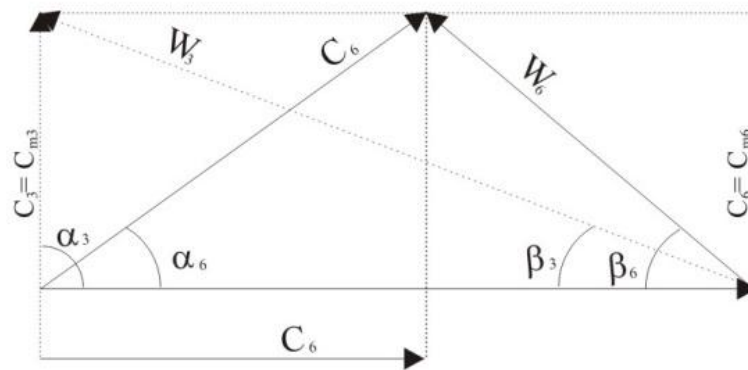
$$c_u r^n = \text{constante} \quad (\text{Equação 4.5})$$

Os modelos de escoamento mais utilizados para projetos de rotores axiais são o vórtice potencial e o vórtice forçado, porém o modelo de vórtice potencial foi o único a ser utilizado no projeto de rotores axiais e, ainda hoje, na Europa, é considerado superior aos outros métodos. Esse método também é o mais utilizado no Brasil e utiliza o expoente $n=1$ na equação 4.5 o que implica na relação:

$$c_u r = \text{constante} \quad (\text{Equação 4.6})$$

Sendo assim, considerando-se a equação simplificada do salto energético específico de um ventilador axial dado por $Y_{p\dot{a}} = u(c_{u6} - c_{u3}) = \omega r(c_{u6} - c_{c3})$ conforme Henn (2006), o triângulo de velocidades para a entrada e saída de um gerador axial é dado pela figura abaixo:

Figura 9 - Triângulo de velocidades para entrada e saída de um gerador axial



Fonte: Henn (2006).

Desta forma, ao considerar a equação 4.6 e a equação simplificada do salto energético específico de um ventilador, para $c_3=0$ tem-se então:

$$Y_{p\dot{a}} = u c_u = \omega r c_u \quad (\text{Equação 4.7})$$

Com isso, a adoção de um modelo de escoamento do tipo vórtice potencial para o projeto do rotor determina que a energia trocada entre o fluido e o rotor é constante para todos os diâmetros, ou seja, $Y_{p\dot{a}} = \text{constante}$ do cubo até a periferia do rotor.

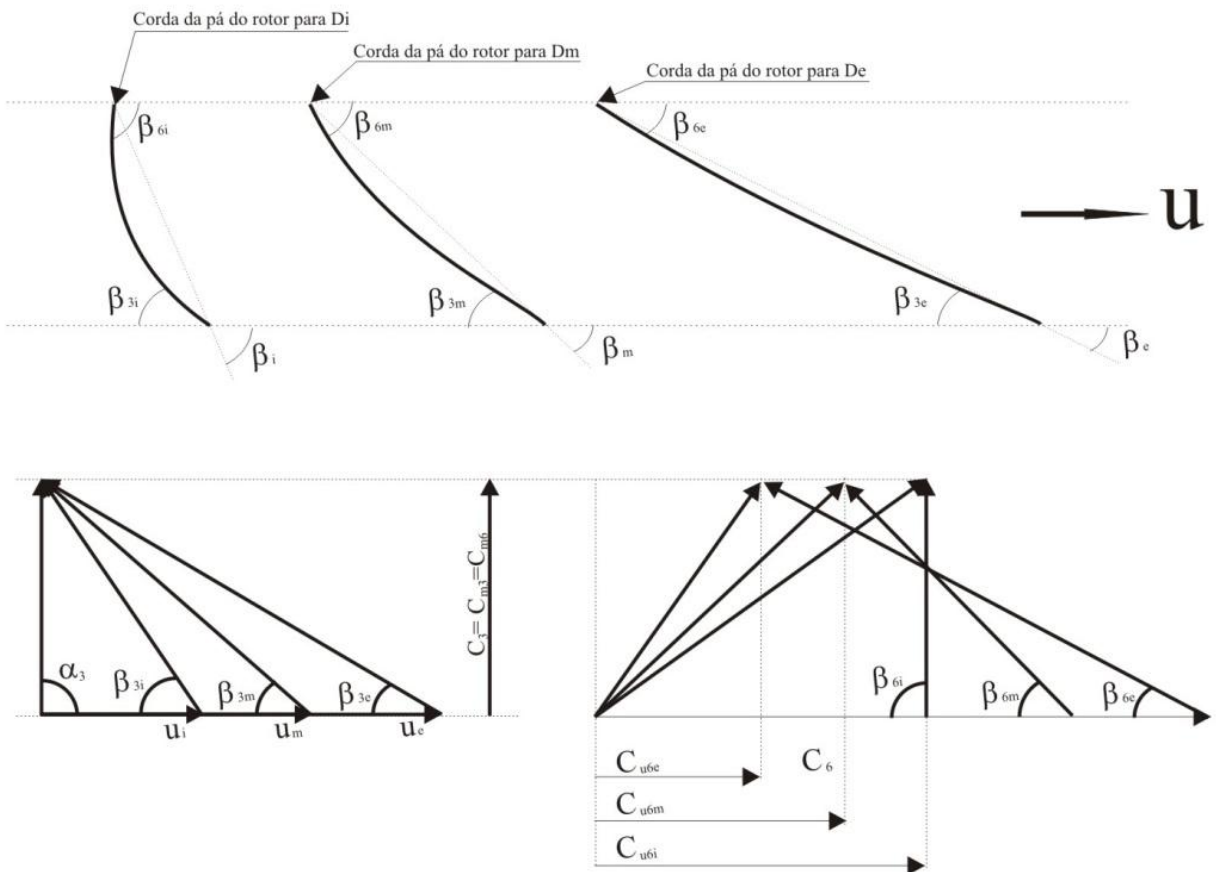
Logo, de acordo com Henn (2006), a condição de equilíbrio para a aplicação de um modelo de escoamento do tipo vórtice potencial no projeto de rotores axial implica em se ter componente meridiana, c_m , constante para todos os diâmetros do rotor.

Aplicando-se a condição obtida anteriormente, no projeto do rotor pela teoria do vórtice potencial para um ventilador axial em que $\alpha_3=90^\circ$ para todos os diâmetros, se é conduzido para $c_{u3i}=c_{u3m}=c_{u3e}=0$, onde os índices **i**, **m** e **e** caracterizam componentes de velocidades correspondentes aos cortes do rotor por superfícies cilíndricas coaxiais, de diâmetro D_i (diâmetro interno do cubo), D_m (diâmetro médio) e D_e (diâmetro exterior), respectivamente.

Isso leva à equação $Y_{pá} = u_i c_{u6i} = u_m c_{u6m} = u_e c_{u6e} = \text{constante}$.

Sendo assim essas características juntamente com a condição $c_m = \text{constante}$, levam à construção dos triângulos de velocidade conforme figura abaixo, onde os ângulos de inclinação das pás, β diminuem à medida que aumenta o diâmetro, o que indica que as pás do rotor sofrerão uma torção do cubo para a periferia.

Figura 10 - Triângulos de velocidades e representações do corte cilíndrico das pás para diferentes diâmetros de um rotor axial projetado pela teoria do vórtice potencial, observando-se a diminuição do ângulo β do cubo para a periferia



Fonte: Henn (2006).

3.5 Número de pás do rotor

Ao contrário do que possa parecer, o número de pás não influencia na vazão do ventilador, no entanto, a quantidade de pás influencia diretamente na área varrida e conseqüentemente, na potência consumida pela hélice. Segundo Henn (2006), a escolha de um menor número de pás torna a construção mais barata e a hélice torna-se mais leve. Mas há um grande problema no balanceamento e na vibração, o autor lembra também que essa escolha se dá com base na rotação específica (n_{qa}) e segue os valores experimentais conforme tabela abaixo:

Tabela 3 - Número de pás de turbinas Kaplan e Hélice

n_{qa} (Rotação Específica)	N (Número de pás)
300 a 350	8
350 a 450	7
450 a 550	6
550 a 650	5
650 a 800	4
800 a 1000	3

Fonte: Henn (2006)

3.6 Diâmetros do rotor

Conforme Bleier (1997) deve-se determinar, antes de tudo, o diâmetro mínimo a ser utilizado no rotor e, em seguida, determinar a relação entre os diâmetros do rotor conforme as equações abaixo:

$$d_{min} = \left(\frac{19000}{rpm}\right)\sqrt{SP} \quad (\text{Equação 4.8})$$

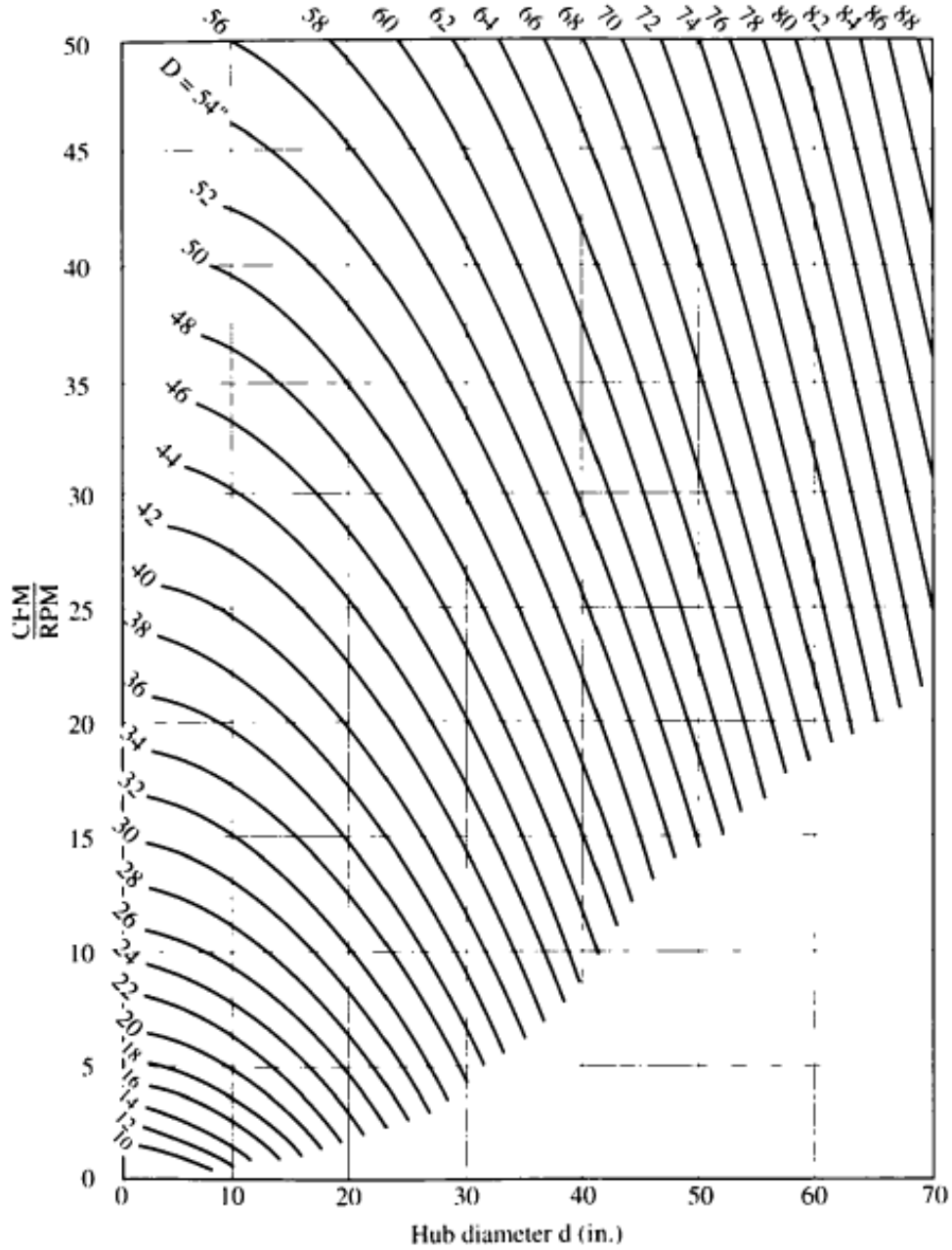
Onde o valor de SP corresponde à pressão estática desenvolvida pelo ventilador. Conforme Bleier (1997), a correlação entre os diâmetros para ventiladores axiais deve ser de 45 a 80% entre eles o ângulo de pá deve ser de 30 a 60° no cubo e de 10 a 35° na periferia, a pressão estática varia de 1 a 9 inWC (polegadas de coluna de água) e a eficiência mecânica máxima será de 90%.

Já Henn (2006) define a relação entre os diâmetros com base nas indicações de Büchi pela equação:

$$\frac{D_i}{D_s} = 10^{-7} n_{qa}^2 - 0,0012 n_{qa} + 0,8686 \quad (\text{Equação 4.9})$$

Ainda se tratando de tamanhos do rotor, Bleier (1997) apresenta uma tabela que faz a correlação entre a vazão (em cfm), a rotação (em rpm) e o diâmetro do cubo do rotor (em polegadas). A tabela segue a seguir.

Tabela 4 - Diâmetro mínimo do rotor em função de cfm, rpm e diâmetro do cubo



Fonte: Bleier (1997).

3.7 Ângulo de pá β

Após se definir os perfis, diâmetros, ângulos de ataque e, conseqüentemente, suas velocidades, pode-se passar para o cálculo do ângulo de pá β . O ângulo β é formado pela tangente ao perfil e a direção da velocidade tangencial u , para cada diâmetro considerado.

Segundo Henn (2006), este ângulo pode ser calculado através da expressão:

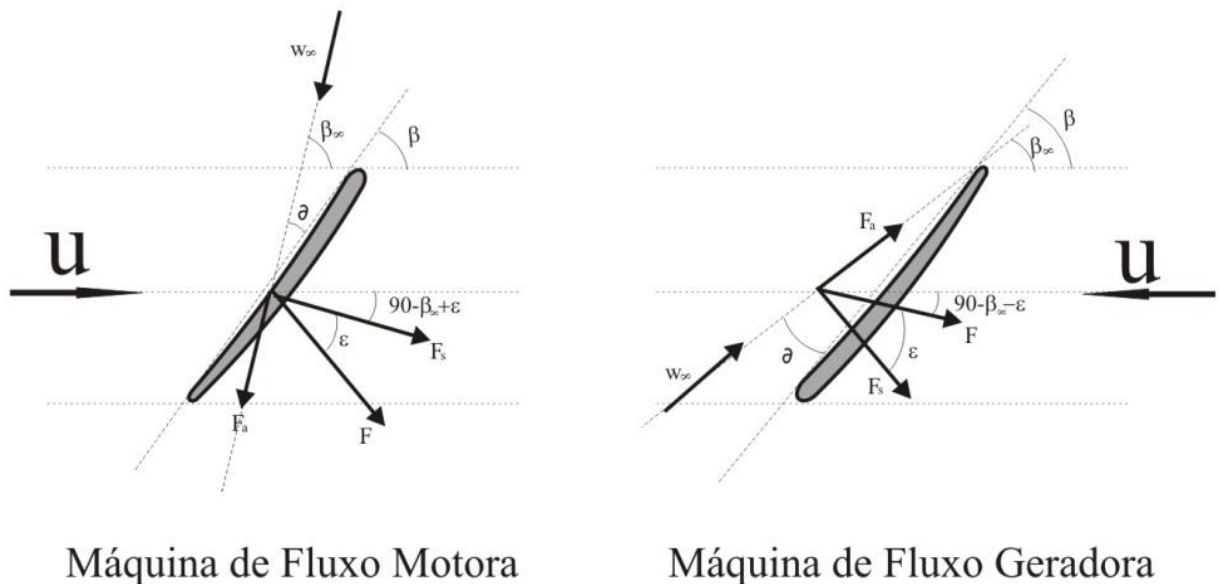
$$\beta_{\infty} = \arctan \frac{c_m}{u - \frac{\Delta c_u}{2}} \quad (\text{Equação 5.0})$$

Porém, devemos calcular o ângulo de ataque do perfil (em graus para um determinado diâmetro) através da equação abaixo:

$$\vartheta = \frac{c_s - K_1 \frac{y_{\max}}{L}}{K_2} \quad (\text{Equação 5.1})$$

Sendo assim, o ângulo de pá para uma máquina de fluxo motora é dado pela equação $\beta = \beta_{\infty} - \vartheta$ e para máquinas de fluxo geradoras é dado por $\beta = \beta_{\infty} + \vartheta$. Essa relação é melhor visualizada na figura abaixo.

Figura 11 - Forças e ângulos atuantes sobre a pá



Fonte: Henn (2006).

4 MATERIAIS E MÉTODOS

4.1 Metodologia

No entender de Morgan (apud VERGARA, 2005, p. 9-10) metodologias são “esquemas de resolução de problemas que diminuem a distância entre a imagem sobre o fenômeno e o próprio fenômeno”. São os métodos utilizados para chegar ao objeto estudado. Trata da maneira como são realizados os procedimentos, os instrumentos e os caminhos utilizados.

De acordo com Gil (1996, p. 19) pesquisa é “o procedimento racional e sistemático que tem como objetivo proporcionar respostas aos problemas que são propostos”. Na sequência Marconi e Lakatos (2002, p. 43) explicam que “pode ser considerada um procedimento formal com método de pensamento reflexivo que requer um tratamento científico e se constitui no caminho para se conhecer a realidade ou para descobrir verdades parciais”.

O presente trabalho utilizará a pesquisa exploratória que consiste em realizar “descrições precisas da situação e descobrir as relações existentes entre os elementos componentes da mesma”. (CERVO; BERVIAN, 2002, p.69). Na sequência Gil (2002, p. 41) explica que a pesquisa exploratória “tem como objetivo proporcionar maior familiaridade com o problema, com vistas a torná-lo mais explícito ou a constituir hipóteses”.

Sendo assim, o estudo é também considerado como sendo uma **pesquisa bibliográfica**, uma vez que se utiliza de informações já tratadas por outras pessoas e ser de conhecimento do público em geral. “Ela abrange toda a bibliografia já tornada pública em relação ao tema estudado, desde publicações avulsas, até meios de comunicação orais e audiovisuais” (MARCONI; LAKATOS, 2002, p. 71). Além disso, pode ser considerada como **pesquisa documental** tanto **primária** como **secundária**, que se assemelha a pesquisa bibliográfica, diferindo-se apenas pelo tratamento de documentos que podem ser alterados conforme os objetos da pesquisa, não sendo documentos científicos, ou seja, que tiveram tratamento analítico.

Conforme Gil (2002, p. 46),

[...] existem os documentos de primeira mão, que não receberam nenhum tratamento analítico tais como os documentos conservados em órgãos públicos e instituições privadas, e os documentos de segunda mão que de alguma forma já foram analisados tais como: relatórios de pesquisa; relatórios de empresas; tabelas estatísticas e outros.

Em relação à abordagem, rotula-se como **hipotético-dedutiva** “que se inicia pela percepção de uma lacuna nos conhecimentos, acerca da qual formula hipóteses e, pelo processo de inferência dedutiva, testa a predição da ocorrência de fenômenos abrangidos pela hipótese” (MARCONI; LAKATOS, 1991, p. 81).

Quanto à técnica de observação, é considerada de observação direta tanto intensiva como extensiva, pois (MARCONI; LAKATOS, 1991, p. 222) define que,

[...] Observação direta intensiva utiliza os sentidos na obtenção de determinados aspectos da realidade. Não consiste apenas em ver e ouvir, mas também em examinar fatos ou fenômenos que se deseja estudar.

Os mesmos autores ainda definem que observação direta extensiva utiliza-se de instrumentos com a finalidade de obter dados que permitam medir rendimento, entre outros.

Tais procedimentos e técnicas metodológicas serão fundamentais para que se possam alcançar os objetivos propostos na presente pesquisa.

Sendo que, este projeto piloto de máquina de fluxo - ventilador axial - tem como base a literatura e o conhecimento prévio da graduação em engenharia mecânica. Além disso, apresenta características e necessidades apontadas por profissionais da área de combate a incêndio bem como de instrutores da disciplina.

Após finalizar os cálculos referentes ao projeto da hélice, o dimensionamento do motor e o desenho do chassi, a compra de peças e a construção do equipamento dependeram de liberação de verba do Corpo de Bombeiros Militar de Santa Catarina (CBMSC).

Devido à inexistência de local apropriado dentro do Corpo de Bombeiros com maquinário e outros recursos necessários para a construção do ventilador tais como aparelho de solda, espaço físico, entre outros, a fabricação do equipamento foi feita em uma metalúrgica não relacionada com o Corpo de Bombeiros.

Assim, depois de construído o ventilador, foi avaliado seu peso e sua vazão para que então fosse comparado com os ventiladores já existentes em uso na corporação, visando identificar a viabilidade e eficiência do projeto.

4.2 Desenvolvimento do rotor

Este roteiro seguirá os quesitos necessários para a utilização do método do vórtice potencial, da teoria aerodinâmica e das demais teorias apresentadas anteriormente.

Inicialmente, toma-se como base o ventilador modelo LEADER MT245H com motor Honda GX200 de 6,5 HP (Figura 12) e as observações passadas pelos atuantes da área de combate a incêndio e instrutores, principalmente as observações enviadas por e-mail pelo

Capitão BM Marcos, conforme exemplificadas a seguir.

- O ventilador deverá possibilitar pressão positiva que permita a execução da técnica de ventilação em ações de combate a incêndio;
- Deverá ser movido por motor de combustão a gasolina, 04 tempos, com potência mínima de 5,5 HP;
- Deverá possuir regulagem de altura que permita direcionar o jato de ar para posições elevadas;
- Deverá ser dotado de rodas com pneus largos posicionadas na parte traseira do conjunto atrás da Hélice, para o deslocamento e neste caso se estiver em funcionamento que a hélice permaneça ventilando para o alto e não para o chão;
- Deverá possuir deslocamento de ar na razão máxima de no mínimo 30.000 m³/h, com tolerância máxima de 4% para menos, devidamente certificado;
- Deverá possuir carcaça com material ou pintura anticorrosiva;
- Peso aproximado de 39 kg, com tolerância de 10% para mais;
- Deverá ser balanceado ou possuir sistema que anule os movimentos vibratórios.
- A dimensão para fins de acondicionamento no compartimento do caminhão hoje existente deverá ser de: 60 cm de altura, 50 cm de largura e com a profundidade 60 cm com tolerância de 10 % pra maior.

Figura 12 - Fotos do Ventilador LEADER modelo MT245H



Fonte: Do autor

Após tomar os dados disponibilizados pelo fabricante como base e as observações já elencadas, pode-se iniciar o devido projeto da hélice lembrando que os requisitos fundamentais para o início do projeto é a vazão requerida, a pressão de descarga e a potência

do motor disponível.

4.2.1 Vazão

Conforme observações feitas pelo Capitão BM Marcos, onde estabeleceu a vazão mínima de um ventilador de combate a incêndio como sendo 30000 m³/h. Para esse projeto utilizou-se uma vazão aproximada de 30000 a 35000 m³/h.

4.2.2 Pressão

Utilizou-se a pressão de descarga livre para o exterior, mesma pressão fornecida pelo fabricante da empresa LEADER.

4.2.3 Potência

Utilizando-se como parâmetros base para a elaboração do projeto as especificações do fabricante LEADER e as observações feitas pelo Capitão BM Marcos, tomou-se como referência para este projeto o motor BRANCO 4 Tempos 5,5 HP, uma vez que o custo benefício deste motor é um dos melhores, tendo em vista a sua rusticidade, seu baixo custo financeiro e sua fácil manutenção.

Especificações do motor:

- Tipo do Motor: Horizontal - 4 Tempos - Gasolina
- Potência Nominal: 5,5 HP / 3600 RPM (4103 Watts / 60 Hz)
- Peso: 19 kg
- RPM Máxima: 3600 RPM
- Refrigeração: Ar
- Consumo Médio: 230 g/HP-hora
- Capacidade do Tanque: 3,6 litros
- Tipo de Combustível: Gasolina Comum
- Reservatório de Cáster: 0,6 litros
- Dimensões (C x L x A): 312 x 362 x 335 mm
- Sistema de Partida: Retrátil
- Diâmetro do eixo: 3/4" (19,05mm)
- Comprimento do eixo: de 61mm.

4.2.4 Determinação das características do rotor

Neste ponto, diante dos valores de vazão, pressão, potência e rotação já elencados anteriormente, de acordo com Henn (2006), deve-se estimar o valor da velocidade de rotação específica e verificar se está dentro dos valores dispostos na tabela 2.

Ou seja, para uma potência de 5,5 HP que equivale a 4103 Watts, levando em consideração o rendimento teórico de 0,97, uma vazão de 35000m³/h e a densidade do ar padrão de 1,12 kg/m³, através da equação 3.4 obtém-se o valor de $Y=365,33$ J/kg e conseqüentemente pela equação 4.1 obtemos o valor da rotação específica de 347,92 que é perfeita para a utilização como ventilador axial.

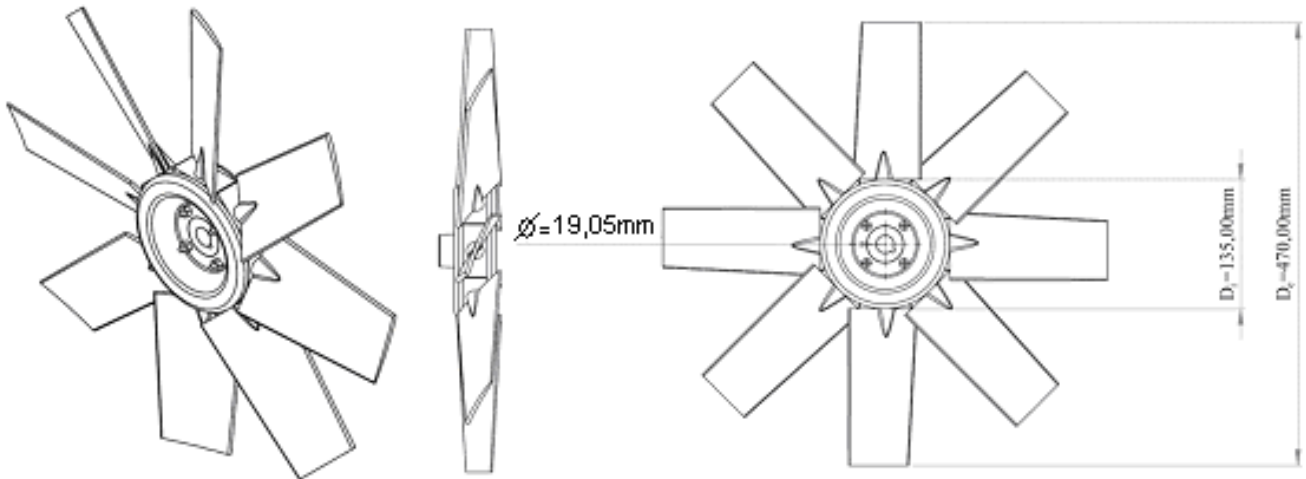
Após calcularmos o valor da rotação específica pode-se definir o número de pás para o rotor através da tabela 3. Com isso, ficou definido o rotor com 8 pás.

Passou-se então para a escolha das dimensões da hélice e para isso, voltou-se novamente às observações feitas pelo Capitão BM Marcos, onde ficou clara a necessidade do ventilador ter dimensões mínimas para um melhor acondicionamento no compartimento do caminhão. Em suas observações, ficou estabelecido que o ventilador não poderia ter mais de 500mm de largura com uma tolerância de 10% para mais ou para menos. Assim, optou-se por um tamanho de hélice um pouco menor que 500mm para que a estrutura toda fique dentro das dimensões pré-estabelecidas pelo Oficial. Logo o diâmetro total do rotor (diâmetro externo) ficou definido como 470mm e o diâmetro do cubo (diâmetro interno) de 135mm. Com esses valores entrou-se em contato com a empresa responsável pela fabricação do rotor para que fosse discutida a forma de fabricação, escolha do perfil aerodinâmico mais adequado para o tipo do ventilador em questão e para determinar os aspectos finais tais como o ângulo de ataque e o ângulo de pá β_m .

Após chegarmos a uma decisão, pôde-se calcular a potência consumida pela hélice e verificar se os parâmetros foram bem escolhidos, pois caso a potência consumida seja maior do que a potência fornecida será necessário recomençar os cálculos.

Uma vez que o valor da potência consumida pela hélice ficou dentro dos parâmetros adequados ($P_c=5,05$ HP), tomam-se os parâmetros calculados para a confecção do desenho técnico do rotor, conforme quadros abaixo.

Figura 13 - Desenho técnico da hélice



Fonte: Do autor.

Os dados referentes ao projeto da hélice seguem na tabela abaixo.

Tabela 5 - Dados técnicos da hélice.

Hélice	
Diâmetro externo	470mm
Diâmetro interno	135mm
Vazão	35000m ³ /h
Pressão	Livre
Temperatura de trabalho	25°
Altitude de trabalho	0m
Potência consumida	5,05HP
Nível de ruído	107dBA
Rotação	3600rpm
Diâmetro do eixo	$\frac{3}{4}$ " (19,05mm)
Ângulo de pá β_m	43°

Fonte: Do autor

4.3 Construção do Ventilador

De posse das observações do Capitão BM Marcos, tomamos como referência as dimensões: 500mm de largura, 600mm de altura e 500mm de profundidade. Contudo, ao se analisar as dimensões do motor BRANCO 4 tempos 5,5 HP, notamos que o eixo não é centralizado. O motor tem aproximadamente 380mm de largura e seu eixo encontra-se deslocado de aproximadamente 70mm, o que dificulta a construção da estrutura dentro das dimensões estabelecidas.

Ao se levar em conta o peso do ventilador, observou-se que 40 kg (aproximadamente) é muito pesado para um ventilador, tendo em vista que as guarnições de combate a incêndios estão cada vez mais enxutas e um peso excessivo levaria a necessidade de ser carregado por duas pessoas. Com isso, optou-se pela construção da estrutura tubular de 1 polegada de diâmetro (25,4 mm) na parte principal da estrutura e de $\frac{3}{4}$ de polegada (19mm) na parte do pé basculante, ambos com diâmetros de parede de 3mm de espessura em alumínio, pois o peso da estrutura em alumínio chega a ser 10kg mais leve do que se fosse construída com aço tubular SAE 1020 de 1,5mm de espessura de parede.

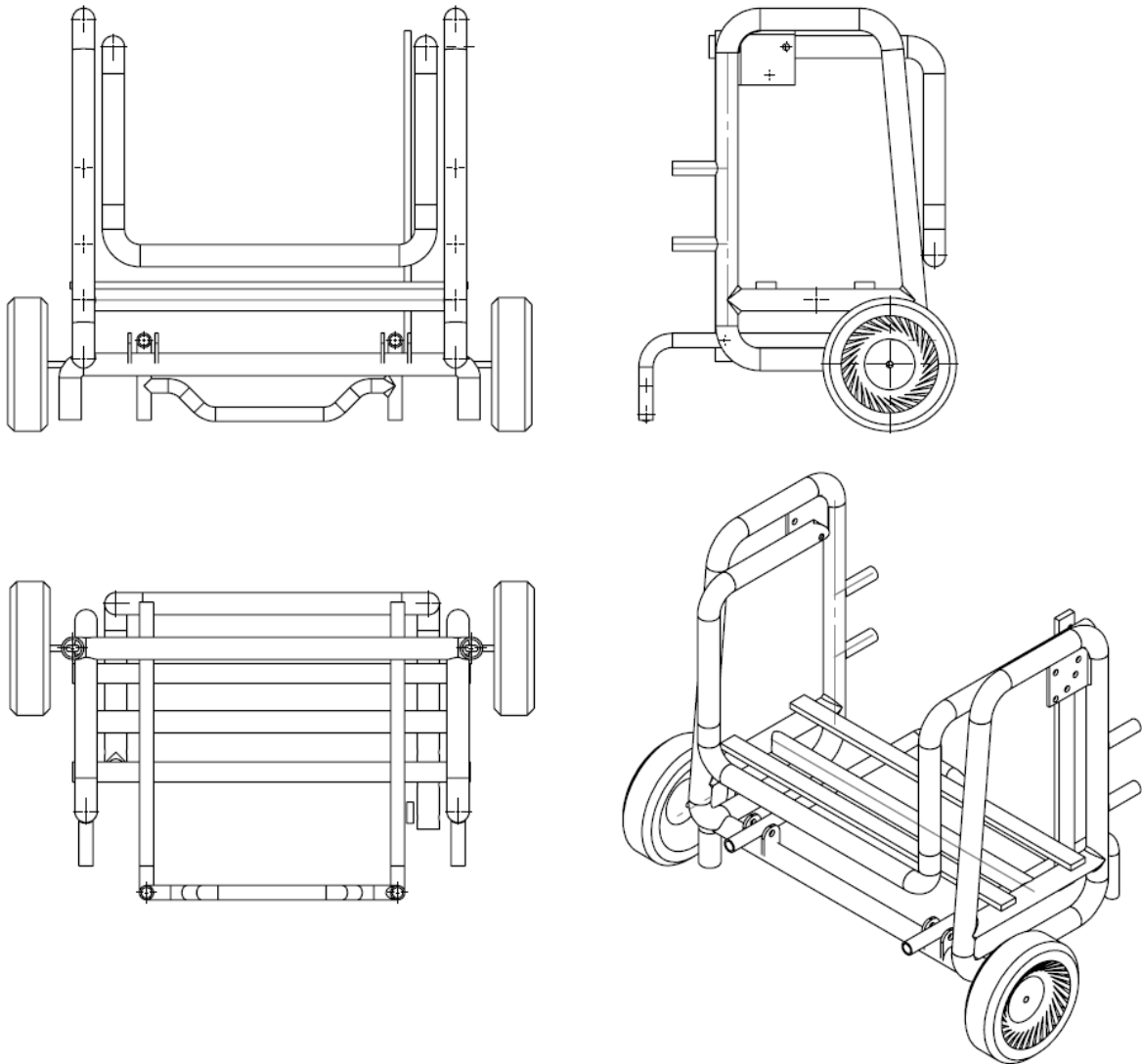
Não é extremamente necessário construir a estrutura em alumínio - soldar alumínio não é uma tarefa fácil, nem tão pouco é fácil localizar pessoas capacitadas para tal, porém recomenda-se que seja feita, pois torna a estrutura muito mais leve. Todavia, o preço do alumínio é muitas vezes maior do que o do aço SAE 1020 que, caso seja escolhido para a fabricação, deve-se optar por tubos de 1 polegada (25,4mm) de diâmetro e 1,5mm de espessura de parede.

No que diz respeito à elevação do ângulo de saída do jato de ar, inicialmente optou-se por utilizar um mecanismo muito semelhante ao encontrado no ventilador LEADER que ao mesmo tempo em que faz a inclinação, serve como braço para facilitar o deslocamento da estrutura, no entanto, durante a fabricação do ventilador houve a necessidade de adaptações no projeto. O sistema de elevação foi modificado, pois poderia gerar problemas futuros com relação a patente do mecanismo.

Para facilitar o transporte do ventilador, o mesmo foi construído com rodas em sua parte posterior. Essas rodas ficam elevadas de forma que não tocam o chão. Isso é necessário, tendo em vista que o ventilador necessita estar sempre bem apoiado e estável sob seus pés e caso seja necessário ser deslocado, basta inclinar a estrutura para trás em direção às rodas. Este movimento fará com que as rodas toquem o chão e possibilite um transporte mais fácil.

Abaixo segue o desenho técnico da estrutura desenvolvida para o ventilador.

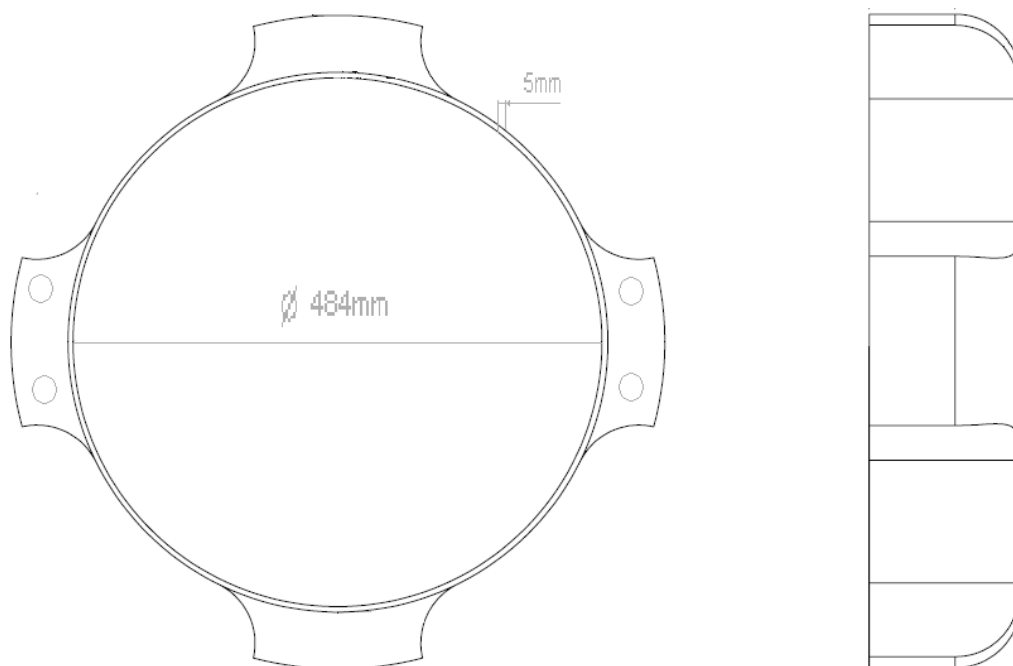
Figura 14 - Desenho técnico da estrutura do ventilador



Fonte: Do autor

Para a construção da carcaça de proteção do rotor, optou-se por construí-la em fibra de vidro com espessura de 5mm, de forma que permaneça rígida e não deforme com a vibração durante o funcionamento do ventilador. Seu diâmetro deve ser o mais próximo possível do diâmetro do rotor para que sua eficiência não seja reduzida, sendo assim, terá um diâmetro de 484mm conforme desenho técnico abaixo.

Figura 15 - Desenho técnico da carcaça



Fonte: Do autor

É importante salientar que além do baixo preço, ao se adquirir ou projetar um ventilador de combate a incêndio estrutural, deve-se levar em consideração aspectos como o baixo peso, o desenho compacto para possibilitar sua passagem através de portas e aberturas e ter uma configuração simples, pois uma vez que é armazenado no compartimento do caminhão, não deve ocupar muito espaço, deve ser fácil de carregar e evitar que fique preso em saliências.

Deve possuir uma base bem estável e com pés de borracha amortecedora de boa aderência para evitar que se mova com a vibração produzida durante o funcionamento. Deverá também, ser dotado de rodas para facilitar o transporte e deslocamento.

4.4 Procedimento experimental

A confecção e montagem foram feitas na Metalúrgica Barros localizada na Rua José João Souza, 12 em São José.

Para verificar se o peso do ventilador ficou dentro do especificado (máximo de 39 Kg $\pm 10\%$), utilizou-se a balança Framily F50, na qual foram pesados os ventiladores com suas respectivas estruturas, de metal e de fibra. Essa pesagem foi realizada com o motor com óleo no cárter, entretanto sem combustível.

Os testes foram realizados nas dependências do Centro de Ensino Bombeiro

Militar – CEBM no dia 30 de agosto de 2011.

Com o ventilador acionado, colocou-se a haste de medição do anemômetro digital em frente à hélice no sentido do fluxo para medir a vazão do ventilador. Normalmente, para esse tipo de teste, deve-se utilizar uma manga acoplada na saída de ar do ventilador, entretanto, nesse caso, isso não foi possível por se tratar de um protótipo e não haver mangas compatíveis com o diâmetro de saída do ventilador no CEBM.

Além disso, avaliou-se a funcionalidade dos “apêndices” da estrutura do equipamento como o sistema de inclinação, o braço pivotante - que facilita o transporte - e o posicionamento das rodinhas. Isso foi feito apenas por observação e manuseio do equipamento, sendo o ventilador carregado, empurrado e deslocado para dentro e para fora de uma sala para analisar se as dimensões são compatíveis com as aberturas.

4.5 Instrumentos e incerteza de leitura

Para a tomada do valor de vazão foi utilizado o Termo Anemômetro Digital Portátil VT100 da marca KIMO.

Figura 16 - Anemômetro KIMO VT100



Fonte: Do autor

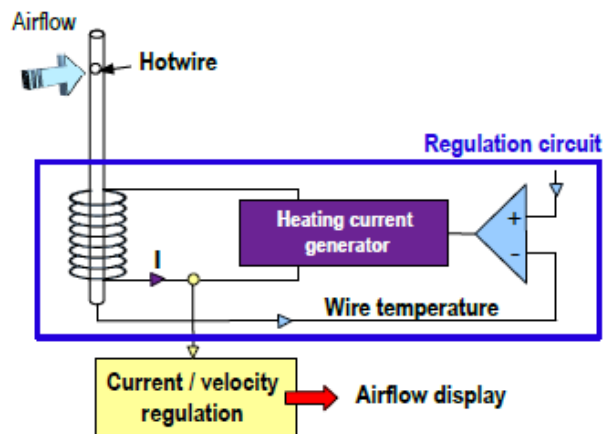
Conforme Kimo (2011), anemômetro é um medidor de velocidade do ar (vento), suas unidades são as normalmente utilizadas para se descrever velocidades (razão entre distância por tempo) como m/s (metros por segundo) e Km/h (quilômetros por hora) entre outras. Entretanto, no caso da medição a ser efetuada no ventilador em questão, será utilizada uma unidade de vazão como m³/h (metros cúbicos por hora).

O VT100 faz suas medições através de um fio quente localizado na extremidade de sua haste. O fio é continuamente aquecido a temperaturas superiores a do ambiente vindo a ser resfriado pelo do fluxo de ar que passa por ele. A temperatura do fio é mantida constante por um circuito regulador.

Segundo Kimo (2011), o anemômetro então mede a corrente necessária para

manter o fio aquecido a uma temperatura constante. Fazendo uma correlação entre a corrente necessária para manter a temperatura constante obtém-se a velocidade do fluxo de ar.

Figura 17 - Circuito de medição do Anemômetro VT100



Fonte: Kimo (2011).

De acordo com Kimo (2011) as especificações de uso, os limites de medição, a precisão de leitura e as unidades de medida seguem abaixo.

Faixa de medição: Fio quente: 0,15 a 3,0m/s - 3,1 a 30 m/s

Precisão: $\pm 3\%$ da leitura $\pm 0,05\text{m/s}$ / $\pm 3\%$ da leitura $\pm 0,2\text{m/s}$

Faixa de medição: Fluxo do ar: 0 a 99999m³/h

Precisão: $\pm 3\%$ da leitura $\pm 1\text{m}^3/\text{h}$

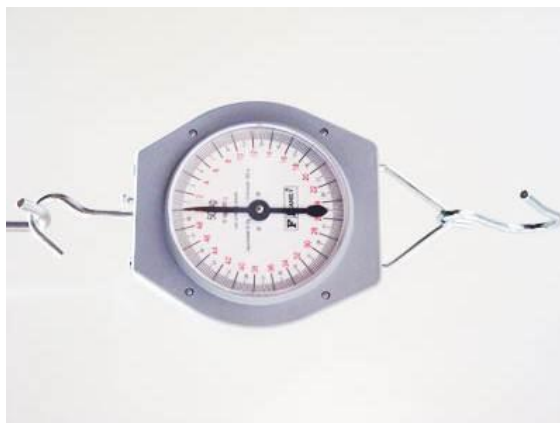
Faixa de medição: Temperatura: -20 a 80°C

Precisão: $\pm 2\%$ da leitura $\pm 0,2^\circ\text{C}$

Unidades de medidas: m/s, fpm, m³/h, cfm, l/s, m³/s, °C, °F e K

Para avaliar o peso da estrutura, foi utilizada uma balança tipo relógio Framily modelo F50 com gancho de aço. Tem capacidade de 50 kg, graduação de 200 gramas e precisão de 100 gramas.

Figura 18 - Balança tipo relógio Framily F50



Fonte: Do autor

5 RESULTADOS

Após a criação dos desenhos técnicos, foi possível realizar o orçamento do ventilador como um todo. Foi necessário criar duas versões do ventilador, uma com carenagem de fibra e outra com carenagem metálica para tornar possível a realização dos testes, uma vez que o fabricante da carenagem de fibra teve problemas na confecção da peça e não pode entregá-la na data prevista, atrasando a execução dos testes.

O desenho técnico foi enviado para algumas metalúrgicas da região da Grande Florianópolis e de Joinville. Foi apenas levado em consideração o menor valor do orçamento.

Os preços referentes ao orçamento de cada parte do ventilador seguem na tabela abaixo.

Tabela 6 - Custos de fabricação do ventilador

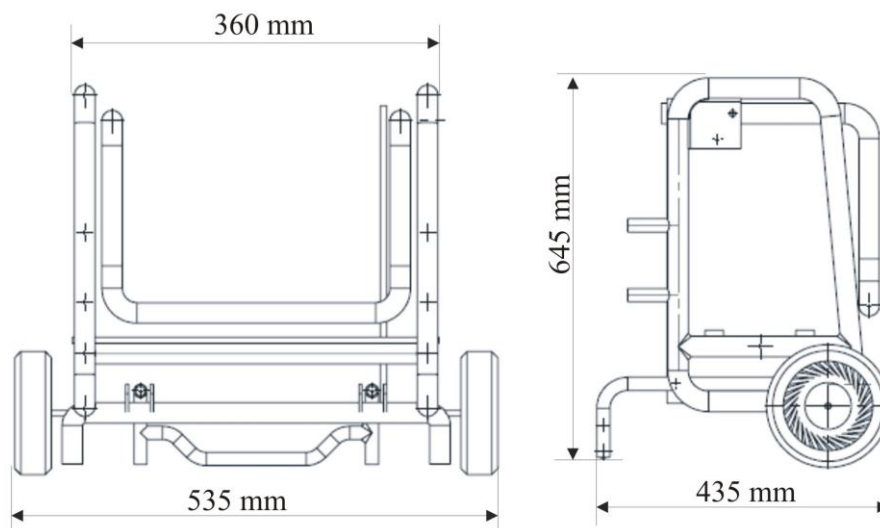
Item	Valor (Fibra)	Valor (Metal)	Observações
Hélice 470mm	R\$ 330,00	R\$ 330,00	(com frete incluído)
Carenagem	R\$ 200,00	R\$ 50,00	
Motor 5,5 HP Branco	R\$ 685,00	R\$ 685,00	(com frete incluído)
Rodízios	R\$ 15,00	R\$ 15,00	
Estrutura tubular do ventilador	R\$ 640,00	R\$ 640,00	
Pintura eletroestática	R\$ 40,00	R\$ 40,00	
Total	R\$ 1.910,00	R\$ 1.760,00	

Fonte: Do autor

Considerando que o valor pago pelo CBMSC na última licitação para a aquisição de um ventilador LADER MT245H foi de R\$13.200,00, fica clara a economia de recursos. Desta forma, diante desta economia, torna possível a utilização destes recursos em outros projetos ou até mesmo na fabricação de uma quantidade maior de ventiladores, visando atender a demanda deste equipamento pelo estado, uma vez que com o valor empenhado em um ventilador LEADER MT245H é possível fabricar praticamente 08 ventiladores conforme este projeto.

As dimensões do ventilador estão demonstradas nas figuras abaixo.

Figura 19 - Dimensões do ventilador



Fonte: Do Autor

Os diferentes materiais utilizados na carenagem não obtiveram grande diferença no peso dos ventiladores, ficando com 35,2 kg a versão com carenagem metálica e 35,8 kg a versão de fibra.

O ângulo alcançado com o mecanismo de inclinação do jato de ar foi de 11 graus, considerado eficiente no combate a incêndio.

Não foi possível aferir a sua vazão real, pois após o pré-teste foi detectada uma rachadura no cubo da hélice. Sendo assim, os testes foram suspensos para evitar possíveis acidentes.

No pré-teste, houve também a verificação de vibração excessiva da estrutura. Os pés metálicos com ponteira externa de borracha não foram suficientes para vencer a vibração gerada com o funcionamento do ventilador gerando um deslocamento indesejado.

6 CONCLUSÃO

De acordo com o que foi demonstrado nesse trabalho, o ventilador de fluxo axial é muito importante para otimizar a atividade dos bombeiros no combate a incêndios, isso quando utilizado com os parâmetros adequados e em bom estado de funcionamento.

Dentre as especificações apresentadas como ideais, alguns problemas ocorreram na execução do projeto e não foi possível constatar se correspondeu às expectativas de funcionamento, uma vez que não foi possível aferir a sua vazão real devido ao surgimento da rachadura no cubo na hélice, mais precisamente no rasgo da chaveta estendendo-se anteriormente por todo o seu comprimento. Essa rachadura pode ter sido causada por alguns fatores tais como: sub-dimensionamento do cubo em relação ao torque do motor; vibração excessiva do equipamento, já que o alumínio é um material frágil e não resiste bem à fadiga; ou um desbalanceamento na hélice.

A estrutura metálica do ventilador também pode ser otimizada para tornar-se mais compacta. Isso pode ser alcançado relocando as rodinhas para dentro com o objetivo de diminuir a largura em aproximadamente 10 cm e reduzindo a sua altura em aproximadamente 5 cm, com melhor aproveitamento dos espaços que ficaram vazios.

Além disso, para melhorar a aderência do equipamento ao solo e diminuir a sua vibração sugere-se a troca dos pés metálicos com ponteira de borracha por pés amortecedores de borracha, bem como a colocação de coxins de borracha entre o motor e a estrutura.

Entretanto, o sistema de elevação e a utilização das rodinhas foi considerado adequado. A praticidade no seu manuseio também foi alcançada através de um desenho simples, sem saliências, com uma estrutura fácil de carregar e com rodas para facilitar o seu deslocamento.

Por problemas orçamentários, não foi possível a fabricação da estrutura do ventilador em alumínio, o que tornou o protótipo mais pesado do que o esperado, porém dentro dos parâmetros estabelecidos como padrão uma vez que ficaram aproximadamente com o mesmo peso em comparação ao MT245H.

Assim, o fator de maior relevância com a tecnologia desenvolvida neste trabalho foi a realização do projeto do ventilador axial com um orçamento de R\$ 1760,00 na versão com carenagem metálica, um valor aproximadamente 8 vezes menor que o atualmente adquirido de empresas privadas pelo Corpo de Bombeiros Militar de Santa Catarina.

Dessa forma, após sanar o problema detectado no cubo da hélice e fazer os ajustes comentados anteriormente na estrutura, espera-se sanar a demanda deste tipo de

equipamento no CBMSC, pois esse novo projeto possibilitará a fabricação do ventilador em qualquer local do estado, uma vez que não utiliza peças complexas e sim peças de fácil aquisição com mão de obra acessível em qualquer metalúrgica com a apresentação dos desenhos técnicos do projeto.

Contudo, a partir de agora fica lançado o incentivo de criação de novos projetos como esse dentro da corporação do Bombeiro Militar, que visem à diminuição do orçamento despendido na compra de equipamentos de instituições particulares, com o estímulo de aumento de tecnologia própria, pois quanto mais bem equipada estiver a corporação, maior será a eficiência no atendimento às ocorrências prestado pelo CBMSC.

REFERÊNCIAS

- BARCELOS, Marcos. **A Padronização de condutas do CBMSC em operações de ventilação em incêndios**, 2001. Monografia (Especialização de Bombeiros para Oficiais) Centro de Ensino da Polícia Militar do Estado de Santa Catarina, Florianópolis, 2001.
- BLEIER, Frank P. **Fan Handbook, Selection, Application and Design**. Nova Iorque: McGraw-Hill, 1997.
- BRAN, Richard; SOUZA, Zulcy de. **Máquinas de fluxo**. Rio de Janeiro: AO Livro Técnico, 1969.
- CARMO, Adriano Trotta; PRADO, Racine Tadeu Araújo. **Qualidade do Ar Interno**. São Paulo: Escola Politécnica da USP, 1999.
- CERVO, Amado L.; BERVIAN, Pedro A. **Metodologia científica**. 5. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2002.
- CESAR, Álvaro R. **Conforto térmico nos ambientes de trabalho**. Brasília: Ministério do trabalho; FUNDACENTRO, 1999.
- CLEZAR, Carlos Alfredo; NOGUEIRA, Antonio Carlos Ribeiro. **Ventilação industrial**. 2. ed. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2009.
- Corpo de Bombeiros Militar do Estado de São Paulo. **Coletânea de manuais técnicos de bombeiros nº14: Ventilação Tática**. 1. ed. , São Paulo, 2006.
- DIXON, S. L. **Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery**. 4th edition. United Kingdom: Elsevier, 1998.
- ENVIRONMENTAL Protection Agency. **Indoor Air Pollution - An introduction for Health Professionals**, 1994 Disponível em: <<http://www.epa.gov/iaq/pubs>>. Acesso em: 05.maio.2011.
- FOX, Robert W.; MCDONALD, Alan T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2006.
- GIL, Antonio Carlos. **Como elaborar projetos de pesquisa**. 3. ed. São Paulo: Atlas, 1996.
- _____. _____. 4.ed. São Paulo: Atlas, 2002.
- GOMES, Artur. **Ventilação Tática**. 3. ed. Portugal: Escola Nacional de Bombeiros: Sintra, 2005.
- GRIMWOOD, Paul. **Tactics ventilation**. Disponível em: <www.firetactics.com>; Acesso em: 05.maio.2011.
- HANSEN, S. J. **Managing Indoor Air Quality**. Lilburn, Fairmont Press, 1991.

HENN, E.A.L. **Máquinas de Fluido**. 2. ed. Santa Maria: UFSM, 2006.

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**, 5. ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 2003.

MARCONI, Marina de Andrade; LAKATOS, Eva Maria. **Metodologia Científica**. 2. ed. São Paulo: Atlas, 1991.

_____. **Técnicas de pesquisa**: planejamento e execução de pesquisas, amostragens e técnicas de pesquisa, elaboração, análise e interpretação de dados. 5. ed. São Paulo: Atlas, 2002.

LEITE, Fábio J. *et al.* **Ventilação nas atividades de combate a incêndio**. São Paulo: CBPMSP, 1998.

NOÇÕES de ventilação industrial. Disponível em: <www.higieneocupacional.com.br>. Acesso em: 27 ago. 2010.

NOGUEIRA, Alex B. **Máquinas Termohidráulicas de Fluxo**. Disponível em: <www.alexbrasil.eng.br>; Acesso em: 14.mai.2010.

KIMO instruments. **Hotwire Thermo-Anemometer VT100 Technical Data Sheet**, 2011. Disponível em: <www.kimocanada.com/Anglais/pdf/Classe-100/vt-100.pdf>. Acesso em: 07 set. 2011.

OLIVEIRA, Marcos. **Manual de estratégias, táticas e técnicas de combate a incêndio estrutural**. 1. ed. Florianópolis: Ediograf, 2005.

PFLEIDERER, C.; PETERMANN, H. **Máquinas de Fluxo**. Rio de Janeiro, 1979.

VERGARA, Sylvia Constant. **Métodos de pesquisa em administração**. São Paulo: Atlas, 2005.

APÊNDICE A

