

MARINHA DO BRASIL
CENTRO DE INSTRUÇÃO ALMIRANTE GRAÇA ARANHA
SUPERINTENDÊNCIA DE ENSINO
CURSO DE APERFEIÇOAMENTO PARA OFICIAL DE MAQUINAS

FÁBIO TADEU GUSTAVO DE OLIVEIRA

**ANÁLISE DA VENTILAÇÃO EM UMA PRAÇA DE MÁQUINAS EM NAVIOS,
EMBARCAÇÕES DE APOIO E UNIDADES DE PERFURAÇÃO.**

Rio de Janeiro, 2018.

FÁBIO TADEU GUSTAVO DE OLIVEIRA

**ANÁLISE DA VENTILAÇÃO DE PRAÇA DE MÁQUINAS EM NAVIOS,
EMBARCAÇÕES DE APOIO E UNIDADES DE PERFURAÇÃO.**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como exigência para obtenção do título de Bacharel em Ciências Náuticas, especializado em Máquinas Marítimas, do Curso de Formação de Oficiais de Máquinas da Marinha Mercante, ministrado pelo Centro de Instrução Almirante Graça Aranha.
Orientador(a): Eng. Petróleo Aristóteles de Mello – Oficial Superior de Máquinas

Rio de Janeiro, 2018.

FÁBIO TADEU GUSTAVO DE OLIVEIRA

**ANÁLISE DA VENTILAÇÃO DE PRAÇA DE MÁQUINAS EM NAVIOS,
EMBARCAÇÕES DE APOIO E UNIDADES DE PERFURAÇÃO.**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como exigência para obtenção do título de Bacharel em Ciências Náuticas, especializado em Máquinas Marítimas, do Curso de Formação de Oficiais de Máquinas da Marinha Mercante, ministrado pelo Centro de Instrução Almirante Graça Aranha.

Data da Aprovação: ____/____/____

Orientador (a): Eng. Petróleo Aristóteles de Mello – Oficial Superior de Máquinas

Assinatura do (a) Orientador(a)

Assinatura do (a) Aluno(a)

AGRADECIMENTO

Agradeço a minha esposa Giselle por nunca duvidar do meu sucesso e ser a coautora na evolução de todo o processo. Agradeço ao meu filho Saulo por se tornar o combustível necessário a me dar coragem de levantar todos os dias e enfrentar os desafios da vida. Ao meu irmão e amigo Fernando de quem eu tive valorosa ajuda e apoio. Agradeço a Deus pelo Dom da vida, pela luz, força, sabedoria, determinação e coragem que tivemos nos momentos mais difíceis de nossas vidas, onde enfrentamos com perseverança os desafios e dificuldades na elaboração e conclusão deste curso.

RESUMO

O Estudo tem como objetivo a descrição do sistema de ventilação mecânica geral, caracterizando insuflamento e exaustão de ar, no interior de uma praça de máquinas de embarcações no litoral Brasileiro ou em complexos industriais. A capacidade adequada, dimensionamento correto, e boa qualidade do ar, visa um melhor rendimento dos equipamentos, necessidade de bem estar humano, melhor *layout* para o aproveitamento total do fluxo de ar através do recinto, facilitando o aumento do rendimento e economia de todo o processo industrial. Muito se evoluiu nas ultimas décadas, sempre tendo o foco no rendimento melhor da planta energética, menor consumo de combustível, maior demanda de ar aos equipamentos alternativos, maior proteção quanto à temperatura local, visando principalmente, a pressão positiva no interior do recinto, controle de temperatura e umidade. Evoluções sempre voltadas ao interesse do armador e ao cliente, proprietário da carga ou contratante. Hoje a grande politica mundial é a segurança em primeiro lugar, não somente dos equipamentos, mas principalmente a do trabalhador. Salvar a vida humana representa um investimento para o armador, isso também tem a ver com um bom local de trabalho, onde o conforto térmico, auditivo e proteção pessoal são objetos importantíssimos de estudo e desenvolvimento. O controle do calor e umidade se faz presente em qualquer embarcação moderna de hoje; tudo com o objetivo de melhorar também o rendimento dos operadores, objeto principal de cuidado nos dias de hoje. Esse é o objetivo do sistema de ventilação, ou seja, tornar a qualidade de vida, em locais inóspitos ao ser humano, uma realidade.

Palavra Chave: Ventilação, Industrial, Praça de Máquinas, Máquinas.

ABSTRACT

The objective of this study is to describe the general mechanical ventilation system, characterizing air insufflation and exhaustion, inside a square of ships' machinery in the Brazilian coast or in industrial complexes. Adequate capacity, correct sizing, and good air quality, aim at a better performance of the equipment, human well-being need, better layout for the full utilization of the air flow through the enclosure, facilitating the increase of yield and economy of the whole industrial process. Much has evolved in the last decades, always focusing on the better performance of the energy plant, lower fuel consumption, greater air demand for alternative equipment, greater protection against local temperature, aiming mainly at positive pressure inside the enclosure, control temperature and humidity. Evolutions always focused on the interest of the owner and the customer, cargo owner or contractor. Today the great world policy is safety first of all, not only of the equipment, but especially that of the worker. Safeguarding human life represents an investment for the ship-owner, this also has to do with a good workplace, where thermal comfort, hearing and personal protection are very important objects of study and development. The control of heat and humidity is present in any modern vessel today; all with the aim of also improving the performance of operators, the main object of care these days. This is the purpose of the ventilation system, that is, to make the quality of life, in places inhospitable to the human, a reality.

Word keys : Ventilation, Industrial, Engine room, Machines.

SÍMBOLOS, ABREVIATURAS, SIGLAS E CONVENÇÕES.

TLV – *Threshold Limits Value.*

TLV – TWA – *Threshold Limit Value – Time Weighted Average.*

TLV – STEL – *Threshold Limit Value – Short Term Exposure Limit.*

SEMA – *Secretaria Estadual do Meio Ambiente.*

ACGIH – *American Conference of Governamental Industrial Higienists.*

ABNT – *Agencia brasileira de normas técnicas.*

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 Gráfico da Temperatura Efetiva.....	20
Figura 2 Insuflamento Mecânico e Exaustão natural.....	22
Figura 3 Insuflamento Natural e Exaustão mecânica.....	23
Figura 4 Ventilação e Exaustão Mecânica.....	24
Figura 5 Ventilador VAV.....	27
Figura 6 Diagrama de velocidade nas pás.....	28
Figura 7 Curva Característica.....	31
Figura 8 Diagrama de Variação de Energia.....	35
Figura 9 Diagrama de Dimensionamento de Dutos.....	39
Figura 10 Diagrama de Moody.....	42
Figura 11 Dutos Circulares.....	43
Figura 12 Dutos Retangulares.....	43
Figura 13 Filtro classe G.....	45
Figura 14 Filtro classe F.....	45
Figura 15 Filtro classe A.....	45

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 Composição do Ar.....	14
Tabela 2 Valores de limite máximo para poeira, fumaças e neblinas tóxicas.....	16
Tabela 3 Sensação de Resfriamento Equivalente.....	19
Tabela 4 Relação Vazão x Pressão.....	25
Tabela 5 Velocidade do ar nos dutos e difusores.....	37
Tabela 6 Relação de $T \times \mu \times \rho$	41
Tabela 7 NB-10 para filtros de ar.....	44
Tabela 8 Percentual de liberação de calor.....	48

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	11
2 OBJETIVO	13
3 VENTILAÇÃO INDUSTRIAL	14
3.1 Definição e Composição.....	14
3.2 Qualidade do Ar Industrial.....	15
3.3 Ventilação para o Conforto Térmico.....	17
3.4 A Influência da Umidade no Ar.....	19
4 VENTILAÇÕES MECÂNICAS	22
4.1 Insuflação Mecânica e Exaustão Natural.....	22
4.2 Insuflação natural e Exaustão Mecânica.....	22
4.3 Insuflação e Exaustão Mecânica.....	23
5 ELEMENTOS DE VENTILAÇÃO	26
5.1 Ventiladores.....	26
5.1.1 Grandezas Características do Ventilador.....	30
5.2 Exaustores.....	31
5.2.1 Escolha do Exaustor.....	32
5.3 Dutos de Ar.....	33
5.3.1 Dimensionamento de dutos.....	36
5.3.1.1 Método Dinâmico.....	36
5.3.1.2 Perda de carga em dutos.....	39
6 FILTROS DE AR	44
7 CÁCULO DA VAZÃO DE AR	46
7.1 Calores Dissipados no Gerador.....	46
7.2 Perdas no Motor Diesel.....	47
7.3 Calor Total QT e o Volume Total de Ar VT.....	49

8 CONCLUSÃO.....	52
9 BIBLIOGRAFIA.....	54

1 INTRODUÇÃO.

O sistema de ventilação é definido como a capacidade de manter condições de trabalho confortáveis na praça de máquinas, fornecer o suprimento de ar necessário para a combustão dos motores diesel principal e auxiliares, proteção de equipamentos sensíveis ao calor de alcançar temperaturas acima dos limites recomendados pelo fabricante desses aparelhos e prevenir, tanto quanto possível, qualquer acúmulo de gases tóxicos e inflamáveis.

O fluido de trabalho é o ar atmosférico que recebe energia através de ventiladores elétricos, e por meio de dutos de ventilação, chega ao interior da praça de máquinas com certa vazão, temperatura e velocidade. O dimensionamento deve ser feito de uma maneira onde deva ter a menor perda de carga possível ao fluir pelos dutos, e a saída para o interior do recinto, deva fluir de forma menos turbulenta possível para que não ofereça riscos aos operadores da planta industrial. A quantidade de ar que flui pelo interior do recinto está diretamente relacionada à diferença de pressão causada, mecanicamente, pelo uso em conjunto de ventilação forçada e exaustores em posições, geralmente opostos ao insuflamento do ar. Esse tipo de arranjo com ventiladores e exaustores é usado quando sistema natural de ventilação não supre adequadamente a demanda de ar consumida na praça de máquina em situações extremas de temperatura, umidade e consumo.

Apesar de o estudo ter como base o sistema de ventilação industrial em geral, podendo ser utilizado para qualquer pátio industrial, setores onde possui plantas industriais, sala de caldeiras, escritórios, refinarias, praça de máquinas embarcações de apoio, transporte de derivados do petróleo, produção e perfuração, essa análise tem como foco as plantas indústrias *Off Shore*, ou seja, a Praça de Máquina.

Segundo a Norma Brasileira NBR 8807/1965 fala sobre a definição de Praça de Máquina como se estendendo entre a linha base e convés das anteparas acrescido de gaiuta, longitudinalmente até as anteparas estanques transversais principais que limitam o espaço ocupado pelas máquinas principais, máquinas auxiliares e caldeiras, excluindo-se qualquer compartimento fechado, localizado na praça de máquina que tenha sistema

de ventilação e exaustão independentes. Diante desta definição parte-se pela análise da importância de uma boa ventilação para um setor primordial ao bom funcionamento de toda a unidade.

Ao se dimensionar um fluxo de ar adequado pelo interior da praça deve-se levar em consideração a quantidade de ar consumida pelos equipamentos, assim como, pela quantidade de calor irradiado pelo processo que nele se encontram. A quantidade de calor total é relacionada com o funcionamento em nível crítico de operação, ou seja, como todos os equipamentos em funcionamento e levando em consideração carga máxima. A busca pelo melhor rendimento do conjunto, mantendo a densidade de ar adequada e quantidade também o suficiente para retirada do calor e manutenção da umidade do ar atmosférico é sempre alvo a ser buscado.

2 OBJETIVO.

Apresentar um sistema de ventilação em praça de máquinas de navios, embarcações de apoio e unidades de perfuração. Tendo como objetivo descrever os tipos de ventilação, suas características principais. Enumerar elementos que formam um sistema de ventilação analisando e descrevendo suas funções e da importância de cada elemento dentro do sistema. Estimar através de cálculos a quantidade de ar insuflado e exaurido de uma praça de máquina fictícia em função da demanda de carga térmica produzida.

3 VENTILAÇÃO INDUSTRIAL

Qualquer fluxo de ar que tem a finalidade de fluir pelo interior de fabricas, escritórios, prédios, e que possua como objetivo tornar esse local habitável, em condições aceitáveis de pressão e temperatura padrão, assim como, sua continuidade venha ser de forma natural ou intencional, pode ser denominado ventilação industrial.

A ventilação Industrial é a medida mais efetiva na promoção da qualidade de vida em ambientes prejudiciais ao ser humano.

(Fonte: www.tecvent.com.br)

3.1 Definição e Composição.

O ar atmosférico é uma mistura de gases, contendo pequena quantidade de matérias solidas em suspensão e cuja composição, quando seco e considerado puro, é indicada na Tabela 1.0 abaixo:

Tabela 1 Composição do Ar

Ar externo Seco		
Substância	% em volume	% em peso
Nitrogênio, gases raros e hidrogênio	9,00	76,80
Oxigênio	20,97	23,16
CO ₂ (Dióxido de carbono)	0,03	0,04

(Fonte: Costa, 2005)

Uma redução do oxigênio para valores entre 16 a 20% em um ambiente habitável já torna esse mesmo lugar insalubre a permanência de pessoas, os sintomas são a dificuldade de respirar. Caso o valor do oxigênio na composição do ar seja reduzido a valores entre 11 a 16% produz, além da dificuldade em respirar, dor de cabeça. Valores entre 8 a 10% gera uma ânsia de vômito e perda da consciência. A importância de uma boa ventilação, quando não podendo ser de forma natural, requer mecanismos que movimentem o ar através do compartimento onde se encontram seres humanos, animais e qualquer equipamento que precise do ar pra sua manutenção e funcionamento.

A ventilação Geral industrial consiste na movimentação de quantidades relativamente grandes de ar através de espaços confinados, com a finalidade de melhorar as condições do ambiente graças ao controle de temperatura, da distribuição e da pureza do ar e, em certos casos, também da umidade. Esta última possui grande importância da conservação de equipamentos elétricos e no bem estar, sensação térmica, do operador de equipamentos.

3.2 Qualidades do Ar Industrial.

O ar, mesmo sendo considerado puro, contém geralmente em sua composição, somado aos agentes descritos na Tabela 1, quantidades significativas de poeira mineral, bactérias e diversos odores provenientes de gases de origem vegetal e animal, muito desconfortáveis ao olfato. Dependendo de certa quantidade desses agentes adicionais, o ar se torna poluído e assim, passa a ser prejudicial aos seres vivos.

O nível de tolerância do organismo em exposição a determinadas taxas de agentes poluidores é matéria de estudo constante por órgãos internacionais e nacionais. A ACGIH (*American Conference of Governmental Industrial Hygienists*) publica periodicamente uma tabela dos chamados valores limiares de tolerância (*threshold limits values – TLV*).

O valor do limiar de tolerância (VLT) corresponde a uma concentração média de substâncias suspensas no ar em um ambiente de trabalho, em um determinado intervalo de tempo, que representa condições presumidas com certa segurança que todos os trabalhadores expostos no interior do ambiente a esse ar sem que ocorra a manifestação de um efeito adverso em seus organismos.

No Brasil a Lei Federal 6938, de 31 de agosto de 1981, dispõe sobre a Política Nacional do meio Ambiente. Assim foi criado o Ministério de desenvolvimento Urbano e Meio Ambiente operador do Sistema Nacional do meio Ambiente (SISMANA) e que possui o conselho Nacional (CONAMA) que tem além de outras responsabilidades a de estabelecer, com base em estudos do SEMA, normas como a NR15, critérios e padrões relativos ao controle e à manutenção da qualidade do meio ambiente.

Abaixo na Tabela 2 podem-se ver algumas relações de VLT dos principais agentes poluidores dispersos no ar.

TABELA 2 Valores Limites Máximos para poeira, fumaças e neblinas tóxicas.

Substâncias	TLV-TWA		TLV-STEL	
	ppm	mg /m ³	ppm	mg/m ³
Acetona	750	1780	1000	2375
Ácido fórmico	5	9	-	-
Ácido Sulfúrico	-	1	-	-
Álcool Metílico	200	260	250	310
Amônia	25	18	35	27
Antimônio	-	0,5	-	-
Benzeno	1	5	-	-
Bióxido de Carbono	5000	9000	-	-
Butano	800	1900	-	-
Brometo de metila	5	20	15	60
Carbono, Sulfeto de	20	30	-	-
Chumbo	-	0,15	-	0,45
Cianeto	-	5	-	-
Cloreto de Hidrogênio	5	7	-	-
Carbono, Monóxido de	50	55	400	440
Cobre (fumos)	-	0,2	-	-
Cromo	0,5	-	-	-
Dióxido de Enxofre	2	5	5	10
Estricnina	-	0,15	-	0,45
Éter Etílico	400	1200	500	1500
Etila, cloreto de	1000	2600	1250	3250
Fenol	5	19	-	-
Flúor	0,1	0,2	-	-
Fósforo	-	0,1	-	0,3
Gás Carbônico CO ₂	5000	9000	15000	27000
Gasolina	330	900	500	1500

(Fonte: Macintyre, 1990)

3.3 Ventilações para o Conforto Térmico.

A assimilação de alimentos pelo corpo humano após ser ingerido e processado pelo organismo gera constantemente o calor necessário para o equilíbrio metabólico. Assim um home em repouso sentado produz aproximadamente 100 kcal/h, ao passo que em marcha rápida, em media de 6,5 Km/h, desenvolverá cerca de 350 kcal/h de calor. Como o corpo humano não possui a capacidade de armazenar calor, parte desta produção, a que não será consumida nas reações metabólicas.

O corpo precisa eliminar o excesso de calor de forma constante para que a temperatura interna não ultrapasse os valores normais, próximo a 37° C, e a superfície da pele, a 36,5° C. Quando a temperatura externa se encontra num valor inferior ao do organismo humana essa perda de calor pelo corpo é feita de forma acelerada, caso o ambiente esteja com a temperatura mais elevada em relação ao corpo humano, este passa a receber calor, podendo alterar, o metabolismo do organismo.

No caso de ambientes como a praça de máquina, em que a media da temperatura é de 35° C à 40° C faz-se extremamente necessária a implantação de um correto sistema de ventilação. O ar em movimento favorece a transferência de calor através da pele, de modo a eliminar o excesso de calor produzido pelo corpo ou adquirido pelo mesmo em consequência do calor reinante no ambiente.

A emissão de calor por radiação pode ser calculada pela equação.

$$Q = \alpha \times S \times \varphi(T - t) \quad (1.0)$$

Sendo,

- Q A emissão de calor por radiação (kcal/h);
- α Coeficiente de transmissão de calor por radiação pelo homem vestido;
- S Superfície do corpo eficaz para radiação (m²);
- φ Coeficiente de Radiação;
- T Temperatura superficial media do homem vestido (°C); e
- t Temperatura superficial media da superfície do local (°C).

Apesar da transferência de calor por radiação não depender do meio e sim da diferença de temperatura entre as partes, o efeito do movimento do ar não tem qualquer influencia sobre esse processo de transferência de calor.

Outros duas formas de transferência de calor pelo corpo humano, e de maior interesse nos estudos, são as trocas por convecção e por evaporação. As trocas de calor por convecção e evaporação são consideravelmente influenciadas pelo movimento do ar.

Segundo a ABNT, para ambientes normais a velocidade do ar em determinadas zonas de captação, a velocidade do ar ambiente deverá ser no máximo 15 a 22 m/mim. Este padrão de velocidade está vinculado a setores onde a umidade relativa do ar é considerada baixa proveniente da retira pelo condicionamento do ar. Caso a umidade relativa seja elevada no local, a retirada do calor será comprometida devida a dificuldade da troca de calor por evaporação nas condições necessárias, mesmo se aplicando uma velocidade do ar relativamente elevada sobre o corpo. Considera-se como faixa de conforto a que corresponde à temperatura entre 22 e 26° C e a umidade relativas entre 45 a 50%, nessas condições de umidade do ar, a evaporação do suor no corpo será efetivamente significativa, fazendo assim, a troca de calor com o meio de forma eficiente.

Manter o ambiente em níveis de temperatura e umidade satisfatórios para os que ali abitam é função de um bom sistema de ventilação. O foco para o conforto térmico em praças de máquinas se tornou mais frequente nos novos projetos de embarcações em geral. Manter a temperatura aceitável é extremamente complicado, devida à variação da demanda energética ocorrer a todo o momento. Para um operador que possui varias atividades, além de ajustar a ventilação conforme o aumento da temperatura local torna-se extremamente difícil reagir de forma satisfatória ao aumento de temperatura corporal.

A ventilação diretamente no corpo tem um papel de amenizar o aumento da temperatura interior, assim, mantem a temperatura corporal em níveis aceitáveis.

Tabela 3 Sensação de Resfriamento Equivalente

Velocidade do ar			Em Celsius
m/s	m/min	ft/min	Sensação de Resfriamento Equivalente
0,1	6	20	0°
0,3	18	59	1°
0,7	42	138	2°
1,0	60	197	3°
1,6	96	315	4°
2,2	132	432	5°
3,0	180	590	6°
4,5	270	885	7°
6,5	390	1279	8°

(Fonte: Costa, 2005)

Fazendo-se incidir correntes de ar sobre a pele, a camada de ar junto á mesma, saturada de umidade, se dispersa, e, portanto, a perda de calor por evaporação melhora. Desde que o ar do ambiente não esteja excessivamente impregnado de umidade, e, evidentemente, não esteja saturado, um movimento de ar, com a correta velocidade, conseguirá evaporar o suor sobre a pele mais rapidamente do que o mesmo está sendo produzido, conduzindo a uma sensação de certo bem-estar.

3.4 A Influência da umidade no ar.

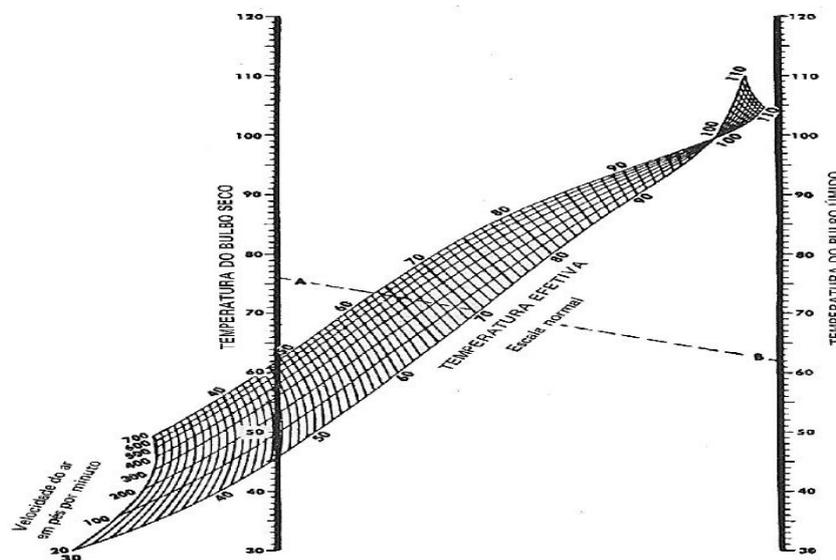
A unidade que geralmente é mais usada na prática é a chamada umidade relativa. Essa grandeza representa nada mais que a massa de agua existente em uma unidade de

volume, ou seja, a relação entre o número de gramas de umidade existentes em um m³ de ar num determinado ambiente e numa certa temperatura.

A umidade relativa possui uma relação inversa com a temperatura local, ou seja, quanto mais baixa a temperatura, somado a uma quantidade de água no ar, maior será a umidade relativa do ambiente. Isso torna o processo de evaporação mais lento e conseqüentemente, menor será a taxa de evaporação do suor no corpo. Com o ar chegando à saturação, quantidade máxima de água em gramas presente em um m³ de ar, a evaporação do suor sobre a pele se tornará impossível.

Outra grandeza de grande importância é a temperatura efetiva que corresponde um valor de sensação de calor ambiente. Combinando a temperatura do ar, a umidade relativa do mesmo e sua velocidade, podemos encontrar através do gráfico Figura 1.0 que mostra a escala efetiva normal de temperatura, inserindo os valores de temperatura do bulbo seco, bulbo úmido e velocidade do ar.

Fig.1 Gráfico de Temperatura Efetiva



(Fonte: Macintyre, 1990)

Trazendo pra a realidade de uma praça de máquina, muitas das condições de conforto térmico são difíceis de serem atingidas visando o bem estar da tripulação. Basicamente o objetivo da ventilação em praça de máquinas esta voltada para demanda do ar pelos equipamentos, assim com, da retirada do calor sensível que pode prejudicar

a eficiência do mesmo. A pressão interna deve ser sempre positiva no local, evitando assim, qualquer possibilidade de baixa pressão ou desfite de massa de ar no local. Também se deve prezar, até o possível, pela qualidade de ar purificado através de filtros na captação do ar externo.

Hoje em dia a segurança do operador é objeto de maior estudo na implantação do sistema de ventilação. Sabe-se hoje que a exposição humana a longos períodos de temperatura elevadas, entre 38 a 45° C, causam desidratação excessiva no organismo prejudicando o metabolismo, ou seja, prejudicam o conjunto de transformações que os organismos vivos provocam nas moléculas de seus alimentos, quer para construir suas próprias estruturas celulares (anabolismo), quer para libertar a energia necessária ao seu funcionamento vital (catabolismo).

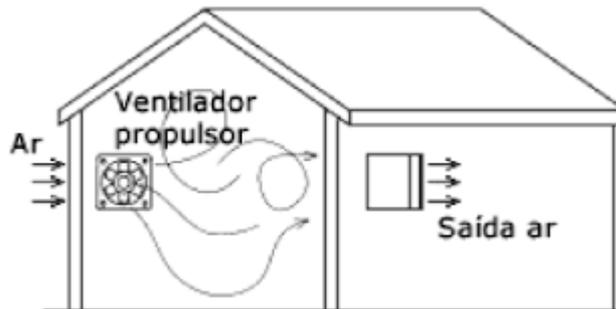
4 VENTILAÇÕES MECÂNICAS

A ventilação mecânica industrial é usada quando a ventilação natural não possuir condições de confiabilidade e eficiência para atender vazão, temperatura e umidade desejada. Faz-se uso de ventiladores e/ou exaustores para uma melhor corrente de ar pelo ambiente.

4.1 Insuflações Mecânicas e Exaustão natural.

Nesse modelo de ventilação o ar é insuflado para o interior do recinto através de ventiladores, isso fará que a pressão do ambiente, se torne maior que a pressão externa. O ar irá sair por aberturas, geralmente localizadas na parte superior dos ambientes, de forma que manterá um fluxo adequado pelo local, diluindo contaminantes, baixando temperatura e arejando. $P_i > P_e$.

Figura 2 Insuflamento Mecânico e Exaustão natural.



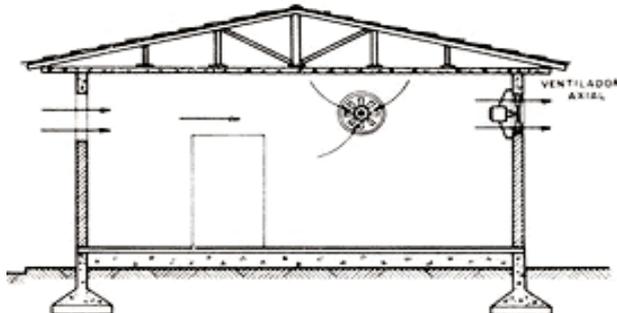
(Fonte: Costa, 2005)

4.2 Insuflamento Natural e Exaustão Mecânica.

Nesse modo de ventilação exaustores removem o ar do recinto para o exterior. O ar entra por espaços (aberturas), geralmente em um nível menor que a saída por exaustão. A pressão interna se torna menor que a pressão externa. Muito usada em locais onde se evita com que o ar interno saia do recinto e contamine outros compartimentos, fazendo com que o mesmo saia para o exterior através da exaustão. Uma das falhas desse tipo de ventilação é de não ser possível controlar a qualidade de ar que adentra o ambiente.

$P_i < P_e$.

Figura 3 Insuflamento Natural e Exaustão Mecânica.



(Fonte: Costa, 2005)

4.3 Insuflamento e Exaustão Mecânica.

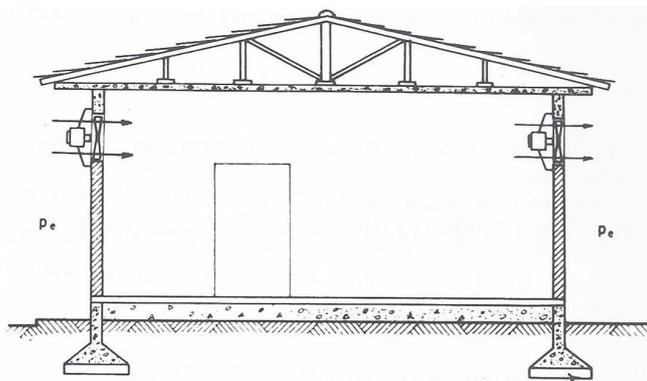
Esse modo é chamado de ventilação mista que utiliza a combinação de ventilação por insuflamento e por exaustão. Ventiladores e exaustores mantem o fluxo de ar através do recinto de forma mais controlada. Os ventiladores insuflam o ar para o recinto e ao mesmo tempo, exaustores retiram esse ar para fora do ambiente.

As vantagens do modo misto é a de evitar o chamado curto circuito de ar, que nada mais que, a estagnação do ar em um canto do ambiente, geralmente causada pela ventilação natural. Essa ventilação mista requer um maior custo em relação aos demais modos, e só deve ser implantada se a demanda de ar não poder ser satisfeita por somente um insuflamento ou somente uma exaustão. A escolha dos ventiladores, tanto pra exaustão como para o insuflamento, permite controlar de forma mais eficaz a pressão interna (P_i) em relação a pressão externa (P_e), podendo, a pressão interna ser maior, menor ou igual a pressão exterior.

A instalação de insuflação e exaustão mecânicas em sua forma mais completa pode permitir a captação do ar em local não poluído, realizar filtragem do mesmo, caso necessário, e realizar o insuflamento em bocas dispostas convenientemente ao longo de um ou mais dutos de ventilação, mantendo a renovação de ar distribuída em todos os cantos do ambiente. Pode-se também direcionar o fluxo diretamente a um determinado equipamento ou conjuntos de equipamentos de forma direta.

Para a praça de máquinas, lugar do objeto de estudo, a ventilação mista é a mais indicada. A possibilidade de controle da diferença de pressão entre o interior do recinto e a pressão externa torna esse modelo indispensável para qualquer planta industrial, praça de máquinas de navios e qualquer lugar que precisa de uma pressão positiva no local ininterruptamente. $P_i > P_e$, $P_i < P_e$ ou $P_i = P_e$.

Figura 4 Ventilação e Exaustão Mecânica.



(Fonte: Costa, 2005)

Para um dimensionamento da ventilação mecânica, a necessidade de certa quantidade de ar fluindo pelo recinto em um determinado tempo, é função da disponibilidade e eficiência do sistema. Deve-se atentar para velocidade que o ar entra no recinto, perdas de cargas e nível de ruído.

Para obter total eficiência do ar, deve-se montar a captura do ar na direção e sentido do fluxo que naturalmente escoar na área externa do recinto, isso para casos de insuflamento natural e locais fixos. Em se tratando de embarcações, onde seu movimento é periódico, esse procedimento não é válido, essa é uma das causas onde se torna inviável a implantação de sistemas naturais de ventilação em embarcações de um modo geral.

Outro contra ponto na implantação do sistema natural nas indústrias é a de que o vento não pode ser constante, tanto em intensidade, direção e sentido no decorrer de um determinado tempo, sendo função das estações anuais.

A relação entre as pressões interna e externas depende da vazão de ar insuflado (Q_{Ent}) e da vazão de ar exaurido ($Q_{Saída}$), ou seja, a pressão interna (P_i) dependerá da relação entre Q_{Ent} e $Q_{Saída}$. Conforme a Norma NBR 8807 esta relação é considerada, retirando casos específicos, com a seguinte proporção.

$$Q_{Ent} = 1,15 \times Q_{Saída} \quad (2.0)$$

Tabela 4 Relação Vazão x Pressão

Relação de Vazão	Relação de Pressão
$Q_{Ent} > Q_{Saída}$	$P_i > P_e$
$Q_{Ent} = Q_{Saída}$	$P_i = P_e$
$Q_{Ent} < Q_{Saída}$	$P_i < P_e$

(Fonte: Costa, 2005)

5 ELEMENTOS DA VENTILAÇÃO

Sistema é o conjunto de elementos que se encontram interligado e que interagem entre si de forma ordenada com ou sem um objetivo comum. Para um sistema de ventilação, o objetivo, trata-se de manter a demanda de ar no ambiente em valores satisfatórios, pressão interna positiva para praça de maquinas, diminuição do calor sensível do local, assim como, a dispersão de quaisquer agentes suspensos no ar.

Os elementos mais comuns na formação de sistema de ventilação mecânica mista são:

1. Ventiladores.
2. Exaustores.
3. Dutos de Ar.
4. Filtros.
5. Cálculo de Carga Térmica Total.
6. Sistema de Partida e Controle.

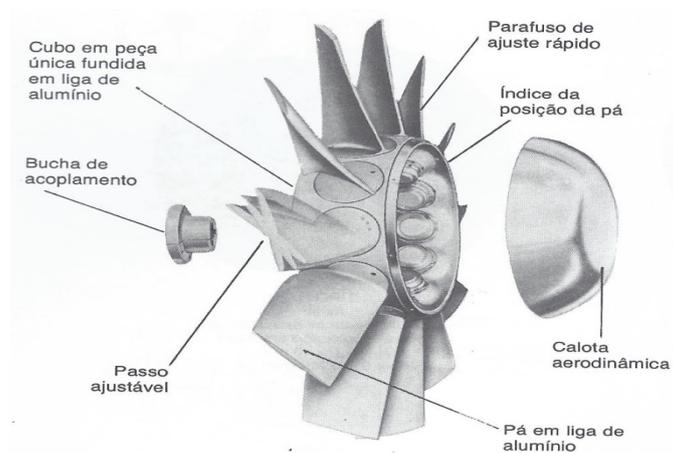
5.1 Ventiladores.

São turbo máquinas geratrizes ou operatrizes, também chamadas de máquinas turbo dinâmicas, que possuem a finalidade de produzir o deslocamento dos gases. São consideradas máquinas de fluido incompressível pela baixa taxa de compressão do ar, algo abaixo de $2,5 \text{ kgf/cm}^2$, torna uma análise não necessária para estudo de efeitos térmicos no fluido. (Mancentyre, 1990).

A rotação de rotor dotado de pás adequadas, acionadas por um motor elétrico, permite a transformação da energia mecânica do rotor nas formas de energia que o fluido é capaz de adotar, ou seja, a energia potencial de pressão e energia cinética.

Graças à energia adquirida, o fluido torna-se capaz de fluir em dutos, vencendo as resistências que se oferecem ao seu deslocamento, proporcionando a vazão de ar desejada para finalidade desejada. (Mancentyre, 1990).

Figura 5 Ventilador VAV.



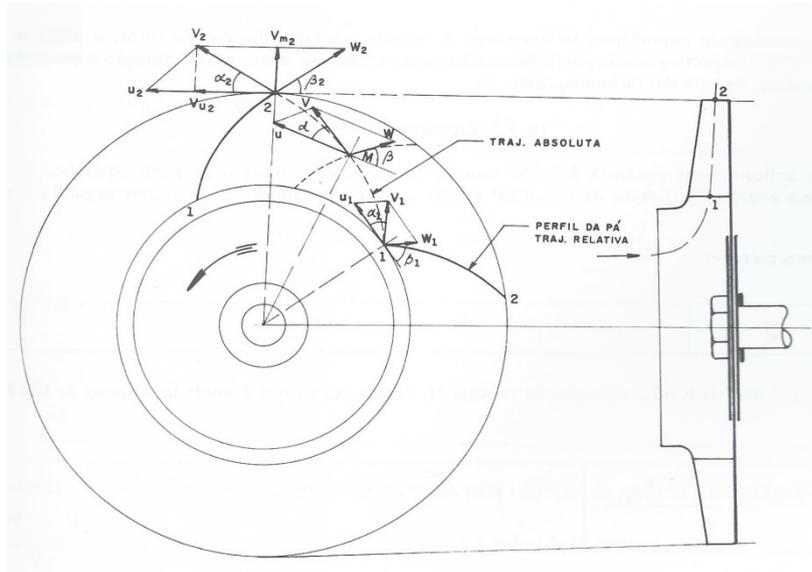
(Fonte: Costa, 2005)

Na Figura 5, o esquema na forma explodida mostra os itens e suas nomenclaturas.

Analisando o diagrama, para um entendimento sobre a ocorrência das velocidades no decorrer da superfície das pás de um ventilador, através do diagrama abaixo, pode-se verificar pela decomposição das velocidades e suas componentes vetoriais. Para análise deve-se assumir um ponto M em trajetória pela superfície das pás. Este ponto sofre as resultantes das forças de suas componentes vetoriais causadas pelas grandezas, como força centrífuga resultante do movimento rotacional do ventilador. (Mancintyre, 1990).

O diagrama mostra as relações existentes entre os vários vetores de velocidades no decorrer da pá. Com isso nos ajuda a entender as energias necessárias para empregar trabalho a certa quantidade de ar. A trajetória de uma unidade de massa de ar sobre as pás do ventilador indicam as forças de nela atuantes e forçam a massa de ar em uma trajetória ate a saída definitiva pela saída do ventilador, carregado com energia cinética.

Figura 6 Diagrama de velocidade nas pás.



(Fonte: Macintyre, 1990)

As velocidades de escoamento do ar sobre uma pá de uma turbomáquina podem ser divididas em velocidade circunferencial (U), velocidade relativa (W) e velocidade absoluta (V). A soma vetorial dessas grandezas se dá conforme a relação abaixo.

$$V = U + W \quad (3.0)$$

Se analisarmos um ponto (M) qualquer fazendo uma trajetória do ponto 1 ao ponto 2 sobre a superfície de uma das pás de um ventilador, podemos afirmar que:

1. U é a velocidade circunferencial tangente à circunferência descrita pelo ponto M da pá.
2. W é a velocidade relativa, isto é, da partícula no ponto M percorrendo a trajetória relativa e que corresponde ao perfil da pá.
3. V é a velocidade absoluta, soma geométrica das duas anteriores e tangente à trajetória absoluta no ponto M .
4. A projeção do vetor V sobre o vetor U representa o componente periférico VU que será usado para cálculo da energia cedida pelo rotor ao fluido.
5. A projeção do vetor V sobre W representa a componente meridional VM que será usada para cálculo da vazão do ventilador.

As grandezas V , U e W são necessários para cálculo na altura de elevação H_E , ou seja, a energia total recebida pelo fluido em sua passagem pelo ventilador.

$$H_U = H_E - H_C \quad (4.0)$$

Onde, H_U é a altura útil de elevação e H_C representa a energia perdida no ventilador por atrito e turbilhonamento.

As alturas de elevação são parcelas de energia que a unidade massa do fluido deve assumir para ir de um ponto ao outro. São níveis energéticos e que somadas essas parcelas representam a altura de elevação total H_E . Elas podem ser referentes a pressão, energia cinética, ou seja, energia estática H_P e energia dinâmica H_D . Conforme a Eq. 4.0, da energia total H_E é retirada a energia de elevação dissipada H_C , sobrando energia útil H_U que representa a real energia doada à massa de fluido para que o mesmo se desloque de um ponto a outro, podemos visualizar melhor as parcelas energéticas estáticas e dinâmicas.(Mancentyre, 1990).

$$H_U = H_P + H_D \quad (5.0)$$

Onde, para parcela da altura de carga estática.

$$H_P = (P_2 - P_1) / \gamma \quad (6.0)$$

Para parcela da altura de carga dinâmica,

$$H_D = (V_2)^2 - (V_1)^2 / 2.g \quad (7.0)$$

A parcela estática H_P é função das pressões de entrada e saída do rotor e estão relacionadas com as variações de velocidade circunferencial U , ou seja, da energia centrífuga usada para variar U_1 para U_2 , assim como também, função da energia despendida para fazer a velocidade relativa variar ao longo da pá ($W_2 - W_1$).

Outra grandeza importante é denominada de altura motriz de elevação H_M . Essa importância se dá pela utilidade no momento de escolha do ventilador certo para o projeto, a altura de elevação motriz é usada para cálculo da potência motriz N_M , ou seja, os catálogos dos fabricantes mostram as potências de seus ventiladores, os fabricantes estão querendo mostrar a potência motriz.

A potência motriz H_M é a energia mecânica fornecida pelo eixo do motor (elétrico) que aciona o ventilador. Nem toda esta energia será utilizada pelo rotor para fornecer ao fluido H_E , pois parte dele é perdida de forma mecânica H_p através dos mancais e transmissão por correias. (Mancentyre, 1990).

Então,

$$H_M = H_E + H_p \quad (8.0)$$

A potência motriz N_M mostrada nos catálogos dos fabricantes é formada pela relação seguinte.

$$N_M = \gamma \times Q \times H_M = \gamma \times Q \times (H_u / n) \quad (9.0)$$

Onde:

1. Peso específico do fluido (γ) kgf/m^3 ,
2. Vazão do fluido (Q) m^3/s ,
3. Altura de elevação motriz (H_M) m ,
4. Altura de elevação Útil (H_U) m ,
5. Rendimento Total (n).

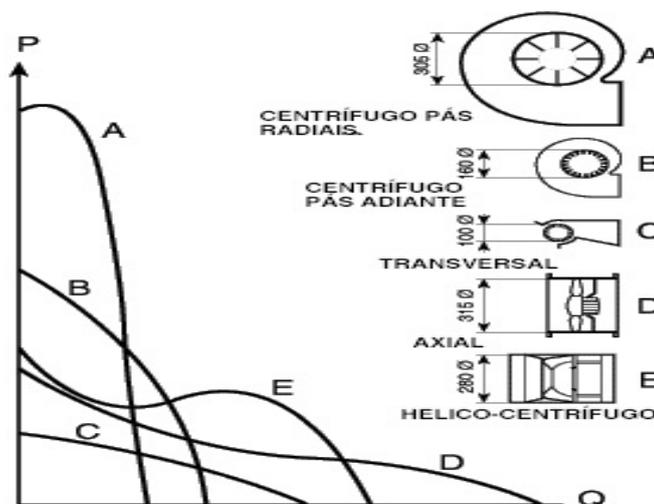
5.1.1 Grandezas Características do Ventilador.

Os fabricantes de ventiladores usam os ensaios em laboratórios para acharem a relação entre as diversas grandezas dependentes que ajudam a verificar o desempenho do equipamento em diversas situações, suas relações entre si, e valores obtidos. Com isso, varias tabelas são construídas para que a relação dessas grandezas e seus valores possam ajudar o usuário na escolha mais fácil e rápida por um ventilador que corresponda às condições preestabelecidas no processo industrial. Diâmetro de saída do rotor, d .

1. Rotações por minuto, n ;
2. Vazão, Q ;
3. Elevação, H ;
4. Potência, N ,
5. Rendimento, η .

As curvas características mais usuais são que relacionam a vazão x potência x pressão. Muitos fabricantes para facilitar a escolha dos ventiladores reduzem, da melhor maneira possível, as informações dos gráficos e colocam em catálogos de venda como propaganda de seus produtos. Abaixo um exemplo de gráfico do fabricante

Figura 7 Curva Característica



(Fonte: Macintyre, 1990)

5.2 Exaustores.

A função de exaurir fluidos de um local ou recinto é a de retirar partículas suspensas no ar, assim como, renovar o ar ambiente mantendo a diferença de pressão negativa nos captadores e também manter a temperatura ambiente dentro das faixas de conforto, no caso de pessoas, e de operação, caso de equipamentos.

Dependendo da posição das máquinas turbo dinâmicas, as mesmas podem exercer as funções distintas de insuflamento ou exaustão. Em um sistema de ventilação de insuflamento e exaustão, ambos os sistemas mecânicos, deve-se seguir a norma NBR 8807 para relação de vazão do insuflamento e exaustão, conforme a equação 2.0. Para efeito de projeto a relação entre a vazão de insuflamento pela vazão de exaustão é igual a 1,15, ou seja, a vazão de ar entrando no ambiente deve ser 1,15 vezes maior que a

vazão de saída do ar do mesmo local. Isso fará com que a pressão interna seja sempre maior, ou seja, sempre positiva. (Macintyre, 1990).

Essa condição de pressão constante é de extrema importância no funcionamento de uma praça de máquinas por diversos fatores. O principal fator é a de evitar entrada de contaminantes no interior do local; como gases inflamáveis, se tratando de operações como poços de perfuração. Muitas operações de barcos de apoio são próximas a essas plataformas de perfuração, e o cuidado com a emissão de hidrocarbonetos provenientes do poço se torna uma constante preocupação, tanto para os barcos de apoio, como para as unidades de perfuração.

5.2.1 Escolha do Exaustor.

Assim como os ventiladores, os exaustores usam os gráficos de suas grandezas características que relacionam vazão, potência, velocidade e pressão de elevação. Nelas pode-se deduzir o melhor equipamento, para um determinado serviço e condições de trabalho.

Segundo Mancentyre, para ventiladores, tanto para insuflamento como para exaustão, existem vários critérios para classificação e escolha de exaustor:

– Quanto ao nível energético:

1. Baixa Pressão (0,02 Kgf.cm⁻²),
2. Média Pressão (0,02 a 0,08 Kgf.cm⁻²),
3. Alta Pressão (0,08 a 0,250 kgf.cm⁻²).

- Quanto à construção:

1. Centrífugos,
2. Hélico-centrífugos,
3. Axiais.

- Quanto às formas das pás:

1. Pás radiais retas,
2. Pás inclinadas para trás,
3. Pás inclinadas para frente,

4. Pás curvas de saída radial.

- Quanto aos números de entradas de aspiração no rotor.

1. Simples Aspiração.
2. Dupla aspiração.

Em função do tipo de ar que será exaurido, ou seja, a qualidade de elementos suspensos, o exaustor será escolhido para responder adequadamente ao projeto de ventilação local.

Segundo Costa, os tipos de serviços podem ser divididos em classes de acordo com o material contaminante a transportar.

1. Classe I – materiais não abrasivos, como pintura, serragens e pós químicos.

5.3 Dutos de Ar.

São elementos importantes em sistema de ventilação, eles são responsáveis pelo transporte da massa de ar, podendo ser direcionada para qualquer área de uma planta industrial. Dutos de ventilação constituem em tubulações para condução de ar, sob baixa pressão. (Costa, 2003)

Conforme Macintyre, todo método adotado para dimensionar um duto de ventilação, baseia-se na Equação de Continuidade e no Princípio da Conservação de Energia para fluidos em escoamento.

$$Q = S \times V \quad (10)$$

- 1) Q, vazão em m^3/s ou cfs.
- 2) S, a área do duto em m^2 ou ft^2 .
- 3) V, a velocidade média de escoamento do ar m/s ou fps .

A equação de Bernoulli mostra que um fluido em movimento de um ponto A ao ponto B haverá perda de energia, ou seja, a energia no A é igual à energia no ponto B mais a energia dissipada pela perda de carga.

$$J_{a-b} = (h_a + P_a / \gamma + V_a^2 / 2g) - (h_b + P_b / \gamma + V_b^2 / 2g) \quad (11)$$

A equação demonstra que a energia da massa de ar em um determinado ponto do duto de ventilação é a soma de outras três formas de energia.

1. Energia de pressão P/γ , pressão estática, mmH₂O.
2. Energia de Posição, h em metros.
3. Energia de Cinética $V^2/2g$, pressão dinâmica, em mmH₂O.

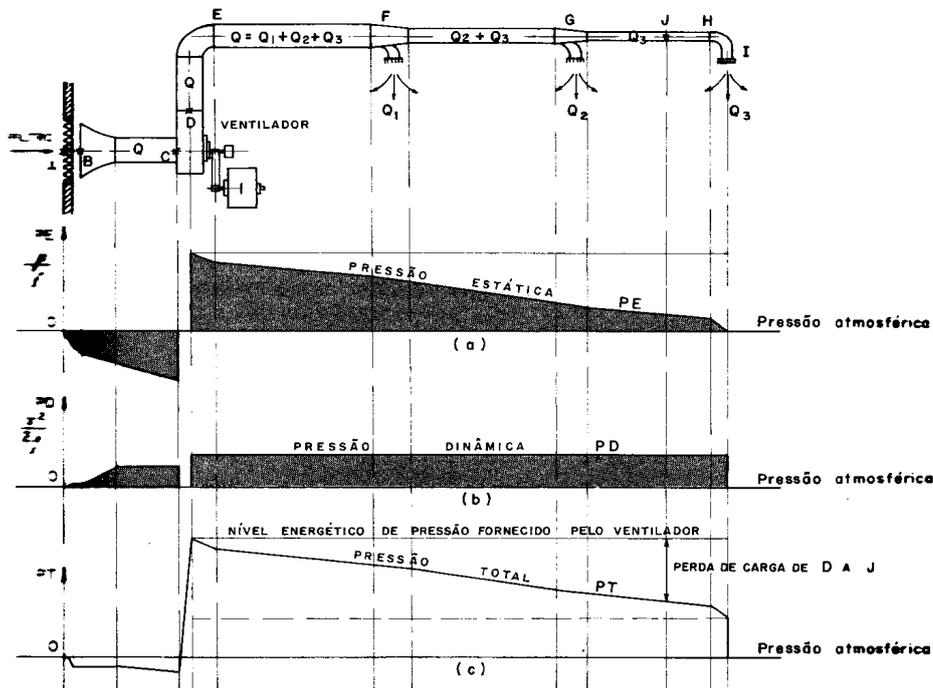
Para que o ar se movimente pelo duto, o ventilador deve fornecer a energia (J_{a-b}) para a massa do ar que se deseja colocar em movimento. Essa quantidade de energia deve ser calculada a fim de ser a base na escolha do turbo máquina motriz.

O entendimento de que carga possui a conotação de nível energético e pode ser analisada através da equação de Bernoulli. A perda de carga ocorre pelo atrito do ar ao longo da extensão do duto, nas mudanças de tamanho, nas curvas, filtros. Ocorre também, em virtude do atrito interno do fluido e de alterações nas trajetórias e no turbilhonamento das partículas, que ocorrem, principalmente nas bocas de tomada e saída de ar, em grelhas, filtros, registros e nas próprias peças de concordância. (Macintyre, 1990).

Segundo Macintyre, 1990 através da figura 8, onde os diagramas das parcelas energéticas são demonstrados, pode-se verificar a variação de cada uma ao longo do escoamento da seguinte forma, e uma análise pode ser feita.

Quando se representa as parcelas de energia que as unidades de peso que um fluido possui, para deslocarem-se entre dois determinados pontos, expressa em altura da coluna de fluido de peso específico γ , essas parcelas possuem a denominação de alturas de elevação.

Figura 8 Diagrama de Variação de Energia.



(Fonte: Macintyre, 1990)

A pressão estática P/y representada pelo diagrama (a) mostra que seção anterior ao ventilador possui uma depressão, ou seja, a parte do por onde o ar está sendo aspirado pelo captor do duto e possui pressão negativa. Passa pelo turbo compressor motriz ganhando mais energia de pressão, onde a soma total das vazões é igual a Q , na descarga do ventilador.

$$Q = \sum Q_1 + \dots + Q_n \quad (12)$$

A energia de pressão P/y , pelas inúmeras perdas de carga, diminui ao longo do duto e com isso, a pressão estática irá diminuindo, mas tendo o valor necessário a fim de poder fluir de forma correta no último ponto de saída do duto, o mais distante do ventilador, saída com vazão Q_n .

O diagrama B mostra o valor da energia dinâmica $V^2/2g$ ao longo do duto, este valor de velocidade do fluido, já deve ter sido calculada em projeto de forma que não afete o valor da pressão estática nas paredes dos dutos e nem causar vibração excessiva com o aumento desnecessário da velocidade do fluxo de ar. Ao longo do gráfico B o

valor da energia dinâmica se mantém constante, mas para isso ocorrer, a área do duto diminui até ao final do duto, preservando assim, a energia necessária na saída do último ponto de insuflamento.

O diagrama C mostra a soma das duas parcelas de energéticas formando a linha energética total PT. O nível energético total de pressão fornecido pelo ventilador ao fluxo de ar possui um desnível ao longo eixo da pressão atmosférica, isso se dá pela perda de carga J ao longo do duto.

5.3.1 Dimensionamento de dutos.

Há dois métodos usados para o dimensionamento dos dutos de ventilação. Ambos usados nas indústrias visam o melhor rendimento com baixo investimento. Após as escolhas das grandezas, como velocidade e vazão do projeto, inicia-se o dimensionamento dos dutos por dois métodos diferentes:

1. Método Dinâmico.
2. Perda de carga em dutos.

5.3.1.1 Método Dinâmico.

Sabendo-se da velocidade, em m / s, e vazão, em m³ / s, para o projeto, se pode calcular a área pela equação da continuidade. Não se leva em consideração as perdas reais e sim uma perda já padronizada em função de uma velocidade tabelada.

$$S = Q/V \tag{13}$$

Deve-se estipular uma velocidade através da tabela 5.0 recomendada pela norma NB-10/1978 ABNT que fornece as velocidades mais apropriadas, através de estudos, para cada setor do sistema de ventilação e separados por seus referidos empregos, edifícios públicos e ambientes industriais.

Para dutos circulares, pode-se obter o diâmetro d em metros pela relação da Equação 13, para S igual à área em m².

$$d^2 = 4 \times S / \pi \tag{14}$$

Pode-se usar a tabela de relação entre vazão Q , velocidade V e diâmetro d da seção principal. Basta ter duas das grandezas para achar a terceira, pode-se através da velocidade e diâmetro estipulados, encontrar a vazão.

As perdas de cargas unitárias são encontradas relacionando a vazão, diâmetro e velocidade no diagrama da Figura. 9.0. Liga-se as três grandezas encontrando o ponto em comum para em seguida ligar com os eixos das abcissas (horizontais) onde estão relacionadas às perdas de carga unitárias. Este método é simples e pode ser usado onde a exigência de um fornecimento adequado de ar possa ter uma variação de erro aceitável.

Tabela 5.0 Velocidade do ar nos dutos e difusores.

	Edifícios	Indústrias
Designação	(m/min)	m/s
Entrada de ar no duto	150-270	2,5-6,0
Filtros	90-110	1,8-2,0
Aspiração do Ventilador	250-210	2,5-3,5
Saída do Ventilador	600-660	12-14
Dutos Principais	390-480	9-10
Ramais Horizontais	270-390	3-9
Ramais verticais	210-360	4-8
Difusores	30-120	1-5

(Fonte: NB-10/1978)

Para dutos retangulares, deve-se achar o diâmetro equivalente d_{eq} através da relação abaixo.

$$d_{eq} = 1,30 \times ((a \times b)^{0,625} / (a + b)^{0,25}) \quad (15)$$

O método dinâmico é bem prático para situações onde o espaço a receber um sistema de ventilação não possui uma característica de espaço confinado, não possui equipamentos que consomem ar, assim como, equipamentos elétricos que precisam de uma constante e adequada renovação de ar para a manutenção da temperatura local.

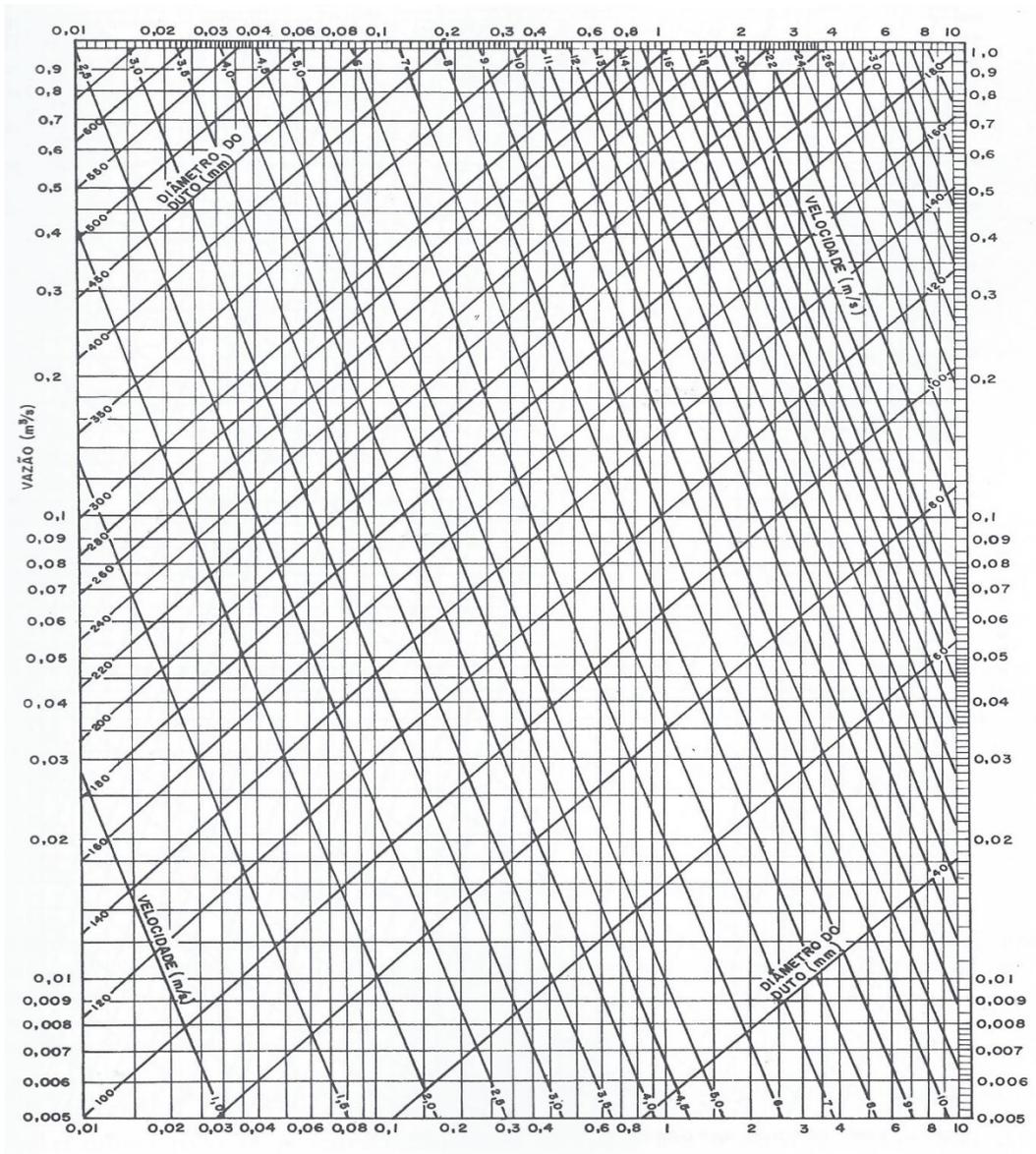
A exigência de um fluxo constante, onde em nenhuma momento venha variar com tempo, que possa prejudicar o bem estar de seres vivos ou qualquer sistema que dependa desse suprimento constante, o método dinâmico não é o muito aconselhável. O fator de segurança no projeto pelo método dinâmico precisa ser alto para que a confiabilidade seja verdadeira.

Para um dimensionamento mais complexo, onde as perdas de energia devem ser calculadas de forma mais detalhadas, deve-se buscar métodos mais específicos de perda de carga. Lembro que cada método deve ser utilizado em função da necessidade da quantidade ideal da vazão total de insuflamento, exaustão e qualidade do ar, através do sistema de filtragem.

No método de perda de carga se leva em consideração cada perda nos dutos de ventilação, curvas, reduções, filtros e apêndices que possam obstruir a livre passagem do ar que devem ser consideradas.

A rugosidade das paredes do duto, o material com que os dutos são formados, representa também um fator importante nos cálculos de perda de carga. A rugosidade do material indica a relação do escoamento do fluido com as imperfeições do material. O material mais usado em dutos são as chapas galvanizadas com rugosidade absolutas em torno de $1,5 \times 10^{-4}$ m. As chapas galvanizadas são mais leves e de fácil trabalho.

Figura 9 Diagrama de Dimensionamento de Dutos



(Fonte: Macintyre, 1990.)

5.3.1.2 Perda de carga em dutos.

Este método leva em consideração as perdas de carga em cada seção do duto, iniciando pelo trecho final até a linha principal do duto.

Essas perdas podem ser calculadas através de diagrama, como o da Figura. 9.0, ou pela equação universal de Darcy e Weisbach.

$$\Delta P = (f \times l/d \times v^2/2g) \times \gamma \quad (16)$$

Onde:

1. l – comprimento do duto em metros;
2. d – diâmetro do duto, em metros;
3. v – velocidade, em m/s;
4. γ – peso específico do ar, em kgf/m^3 ;
5. f – coeficiente de atrito.

O coeficiente de atrito esta relacionada a duas outras funções igualmente importantes, o numero de Reynolds e rugosidade relativa das paredes do duto. Essas grandezas serão usadas para o calculo do coeficiente de atrito f .

A rugosidade relativa e dada pela relação:

$$E_r = \varepsilon / d \quad (17)$$

Onde,

1. ε – rugosidade absoluta, para dutos de chapas galvanizadas, $\varepsilon = 0,00015 \text{ m}$
2. d – diâmetro do duto em m.

Para o número de Reynolds lembramos a relação:

$$Re = v \times d \times \mu^{-1} \times \rho \quad (18)$$

Onde,

1. v – velocidade em m/s;
2. d – diâmetro do duto em metros;
3. μ - viscosidade dinâmica $\mu\text{Pa} \cdot \text{s}$;
4. ρ – massa específica, kg/m^3 .

Os valores da massa específica ρ e da viscosidade dinâmica μ são tabelados para o ar a pressão de 1 atm, podendo ser adquirido na tabela 6.0 que relaciona a temperatura ambiente da massa de ar com o tipo de escoamento do fluido e a rugosidade relativa das paredes do duto, esta ultima, depende do material empregado na confecção do mesmo.

Tabela 6 Relação de $T \times \mu \times \rho$.

Temp. (°C)	Massa Específica ρ (kg/m ³)	Visc. Dinâmica μ (μPa.s)
0	1,2922	17,780
20	1,2041	18,178
30	1,1644	18,648
40	1,1272	19,118

(Fonte: Macintyre, 1990)

O diagrama de Moody é a representação gráfica em escala duplamente logarítmica do fator de atrito f em função do número de Reynolds e rugosidade relativa do duto. Quando se conhece a rugosidade do material, o emprego da equação junto ao diagrama de Moody torna prático o cálculo da perda de carga em trecho do duto de ventilação.

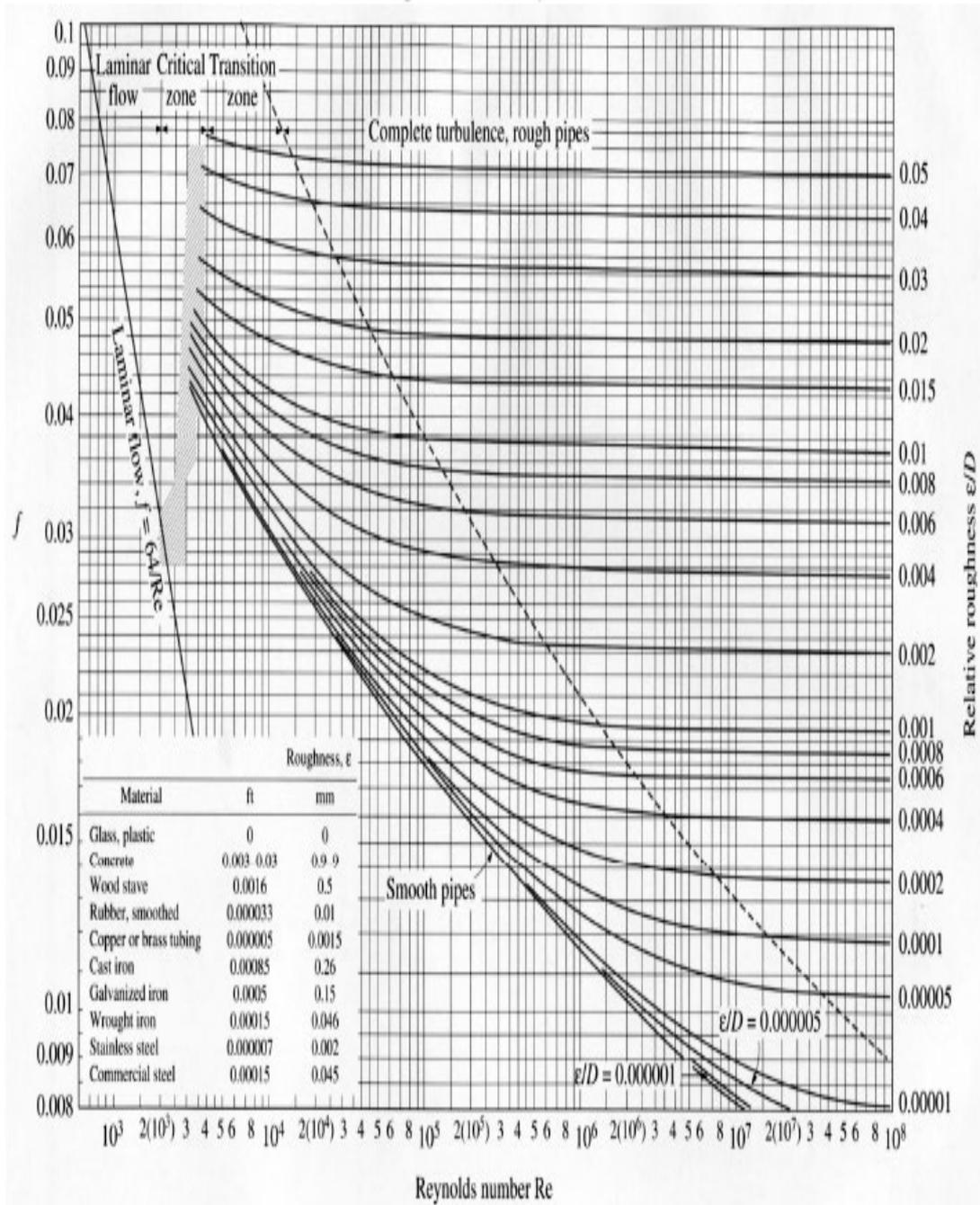
Em posse do número de Reynolds e da rugosidade relativa se pode relacionar a ordenada esquerda do diagrama, correspondente ao valor do fator de atrito f .

Com o fator de atrito f encontrado através do diagrama de Moody, pode-se agora, substituir na fórmula da Eq. 15, assim com outras grandezas já selecionadas, consegue-se achar a perda de carga, para cada trecho, que na equação é representada por ΔP .

Nas figuras abaixo se pode ver dois exemplos de dutos mais usados em praça de máquinas. Os dutos se diferenciam pela forma do mesmo, ou seja, as mais comuns são de forma circular ou forma retangular.

O diagrama relaciona a rugosidade relativa, numero de Reynolds e o fator de atrito. Esse ultimo, fator de atrito f , geralmente é o mais procurado no diagrama.

Figura 10 Diagrama de Moody



(Fonte: Costa, 2005)

Os dutos circulares possuem melhor acabamento e menor perda de cargas em relação aos dutos retangulares.

Figura 11 Dutos Circulares.



(Fonte: www.tecdutos.com.br)

O Material mais empregado nos dutos são as chapas galvanizadas por ser de fácil manipulação e de peso bem leve.

Figura 12 Dutos Retangulares.



(Fonte: www.ergovento.com.br)

6 FILTROS DE AR.

Os filtros são elementos que fazem parte do sistema de ventilação. Sua função na planta, independente do objetivo da planta, é de extrema importância. O filtro causa um obstáculo ao fluxo de ar, deixando passar somente uma quantidade de elementos suspensos, na escala em micros, que não prejudicará as partes móveis do ventilador.

Esses elementos formam meios porosos capazes de deter e coletar partículas e névoas contidas no ar que o atravessa. Esses elementos formam placas e painéis instalados no início da captação dos ventiladores, insuflamento ou exaustão, que são constituídos por matéria fibrosa sob a forma compacta. (Macintyre, 1990).

A norma NB-10 da ABNT dá algumas recomendações de aplicação de filtros de ar. Elas são divididas em classe, eficiência e aplicação. Abaixo a tabela da recomendação pela norma NB-10. A classificação por classe se dá: Grossos (prefixo G), Finos (prefixo F) e Absolutos (prefixo A).

Tabela 7 NB-10 para filtros de ar.

Classe filtro	Eficiência %	Aplicação.
G0	30-59	Condicionadores tipo janela.
G1	60-74	Compactos (<i>Self contained</i>).
G2	85 - acima	Sistemas centrais (<i>Fan coil</i>).
F1	40-69	Central de ar com exigência alta
F2	70-89	Central de ar, exigência alta. Pré-filtro absolutos.
F3	90 - acima	Alta eficiência contra fração fina (1-5 micras)
A1	85-97,9	Salas com controle de teor de poeira.
A2	98-99,96	Salas de controle de teor de poeira zonas assépticas hospitalares
A3	99,77- acima	Salas de cirurgias. Salas que requerem estanqueidade.

(Fonte: Macintyre,1990)

Figura 13 Filtro classe G



(Fonte: www.lintelfiltros.com.br)

Figura 14 Filtro classe F



(Fonte: www.directindustry.com)

Figura 15 Filtro classe A



(Fonte: www.interfiltros.com.br)

7 CÁLCULO DA VAZÃO DE AR.

Seguindo a literatura de MACINTYRE, que mostra de forma simples para o cálculo do valor da vazão de ar insuflada em uma praça de máquinas, tendo como relação, a quantidade de calor dissipado pelos equipamentos que ali se encontram.

No projeto consta de um motor C-280 com capacidade de 5060 BKW em 900 RPM da fabricante Caterpillar, acoplados a um gerador ABB com capacidade de 6000 KVA, 4800 KW, e conectados a um barramento principal de alimentação de 11 KV.

A esse barramento são conectados os equipamentos essenciais à embarcação, assim como, transformadores de baixa para sistemas menos robustos, de menor tensão, formando dessa forma, a planta de energia de uma praça de máquina hipotética.

A partir do valor da potencia aparente, potência ativa e reativa do gerador, da potencia gerada no eixo do motor principal, rendimentos energéticos fornecidos pelo manual dos fabricantes, tanto do motor diesel como do gerador elétrico.

Com todos dados requeridos se consegue estipular a quantidade de calor dissipada no ambiente, assim como, a quantidade do volume de ar necessária a fim de se manter a temperatura interna da praça maquina constante e não maior que 10 C em relação a temperatura externa.

7.1 Calores Dissipados no Gerador.

O gerador é um dos equipamentos que fica localizado dentro da praça de máquinas, ele faz parte do grupo gerador, acoplado ao motor de combustão interna com o objetivo de produzir tensão alternada, porém devido as perde por atrito que são ocasionados pelas partes moveis, o rendimento de operação em media não ultrapassa o valor de 90%, ou seja , basicamente 10% é dissipado em forma de calor no ambiente. Este valor referente ao calor dissipado é umas das parcelas que são somadas ao calor total dissipado no ambiente.

Sendo:

1 Potencia Aparente(P_a) = 2000 KVa,

2 Fator de Potencia(F_p) = 0,80,

3 Rendimento do Gerador(η) = 90%,

4 Potencia Útil do gerador(P_u) = $P_a \times F_p$,

5 Potencia Motriz (P_m) = P_u/η

Então,

$$P_u = 2000 \times 0,80 = 1600 \text{ kW},$$

$$P_m = 1600/0,9 = 1777,7 \text{ kW}.$$

Para o valor do calor dissipado pelo gerador, primeiramente temos que calcular a potencia perdida e transforma-la em calor por hora dissipada.

Sendo:

$$1 \text{ Potência dissipada no Gerador } (P_g) = P_m - P_u,$$

$$2 \text{ A relação } = 1\text{kW/h} \rightarrow 860 \text{ Kcal/h},$$

$$3 \text{ Calor dissipado } (Q_1) = P_g \times 860 \text{ kcal/h}.$$

Então,

$$P_g = 1777,7 - 1600 = 177,7 \text{ kW},$$

$$Q_1 = 177,7 \times 860 = 152888,8 \text{ kcal/h}.$$

As perdas elétricas Q_1 no gerador geram uma quantidade de calor irradiada ao ambiente da praça de máquina, que somada a outras perdas provenientes de outros equipamentos, representaram a quantidade total de calor Q_t . A quantidade total Q_t ser torna a referência para a quantidade de ar necessária que será fornecida ao ambiente, a fim de evitar, o aumento da temperatura e fornecer a renovação de ar adequada ao projeto.

7.2 Perdas no Motor Diesel.

Os motores de combustão interna funcionam devido a reação química da mistura ar e combustível dentro de seus cilindros, que são limitados pelo bloco e cabeçote.

Nele uma reação química de oxidação é realizada liberando uma quantidade de energia, onde seu valor dependerá da relação de mistura entre o ar e combustível, poder calorífico do comburente e capacidade estrutural do motor.

Nem toda a energia gerada na queima será utilizada para produzir uma potencia efetiva. Grande parte da potência deverá ser transferida através de calor ao sistema de arrefecimento, irradiada ao meio, perdida por atrito através das partes móveis do motor ou pelos gases de descarga da queima.

A potência efetiva N_e representa aproximadamente 35% da energia gerada pela queima do combustível. O calor transferido ao sistema de arrefecimento, sistema

fechado de arrefecimento com água, representa 27% da porcentagem da potência efetiva N_e no motor, ou seja, aproximadamente 9% é dissipada em outras formas de energia, como som e radiação e que não conseguem ser transferida ao sistema de arrefecimento .

Segundo a literatura Motores de Combustão Interna de Franco Brunetti, este apresenta uma taxa percentual de liberação de calor média para motores de ciclo Otto e ciclo Diesel que podem ser vista na tabela abaixo.

Tabela 8 Percentual de liberação de calor

Balanco Energético %	Ciclo Otto	Ciclo Diesel
Potência Efetiva N_e	33	38
Calor de Resfriamento	30	27
Convecção e Radiação	7	6
Exaustão	30	27
Radiador	0	2

(Fonte: Brunetti, 2012)

Para efeito de cálculo da perda por radiação e Convecção de energia do motor CAT-280 deve-se optar pelo percentual um pouco menor, no caso somente 5%. Isso se deve a eficiência do sistema de arrefecimento por água doce que através de um sistema fechado compostos por redes de tubulação, bomba centrifuga e resfriadores, doa esse calor à água salgado do mar.

Sejam:

1 Perdas por Radiação e Convecção $\eta = 5\%$,

2 Rendimento do Motor Diesel $\eta = 30\%$,

3 Potência Motriz $P_m = 1777,7 \text{ kW}$,

4 A relação $1 \text{ kW/h} \rightarrow 860 \text{ kcal/h}$.

Então,

$$Q_2 = 0.06 \times 860 \times 1777,7 / 0.30 = 254803,6 \text{ kcal/h}$$

$$Q_2 = 254803,6 \text{ kcal/h.}$$

7.3 Calor Total Q_T e o Volume Total de Ar V_T

O calor dissipado por todos os equipamentos de uma praça de máquinas somados formam a quantidade real a ser retirada do ambiente para que a temperatura local se mantenha em níveis aceitáveis. Para efeito de projeto de uma praça de máquina não é levado em consideração o calor proveniente de operadores devido seus valores serem desprezíveis comparados aos dos motores e geradores elétricos.

Para efeito de cálculo serão considerados somente os valores dos dois equipamentos principais: Motores e geradores.

Sendo:

$$1 \quad Q_1 = 152888,8 \text{ kcal/h}$$

$$2 \quad Q_2 = 254803,6 \text{ kcal/h}$$

Teremos a quantidade total de calor.

$$Q_T = Q_1 + Q_2 = 152888,8 + 254803,6 = 407692,4 \text{ kcal/h.}$$

$$Q_T = 407692,4 \text{ kcal/h.}$$

A partir da quantidade de calor gerada pelos equipamentos durante 1 hora no ambiente, poderemos calcular a massa M_1 de ar necessária pra manter a temperatura no local com valores em média superiores em 10° C , variação ΔT , a cima da temperatura externa a praça de máquina.

Sendo:

$$1 \quad \text{Calor específico do ar } \varphi = 0,24 \text{ kcal/kg}^\circ \text{ C}$$

$$2 \quad Q_T = M_1 \times 0,24 \times \Delta T$$

Teremos então:

$$M_1 = Q_T / 0,24 \times \Delta T$$

$$M_1 = 40769,2 / 0,24 \times 10$$

$$M_1 = 169871,8 \text{ kg/h.}$$

Para o cálculo do volume de ar externo que precisa ser insuflado no interior da praça de máquina através de ventilação forçada durante 1 hora, a fim de manter a variação entre a temperatura interna e a temperatura externa em media 10° C , deve-se estimar uma temperatura media externa de 25° C para efeito de cálculo.

Sendo:

$$1 \quad \text{Volume de ar externo insuflado } V_e,$$

$$2 \quad \text{Temperatura externa } T_e = 273^\circ + 25^\circ,$$

$$3 \quad R = 29,27, \text{ (Constante Universal do ar no MK}^* \text{S)}.$$

4 Pressão atmosférica $P = 10000 \text{ kgf/m}^2$.

Pela relação dos gases perfeitos,

$$P \times V_e = M_1 \times R \times T_e$$

$$V_e = (M_1 \times R \times T_e) / P$$

$$V_e = (169871,8 \times 29,27 \times 298) / 10000$$

$$V_e = \mathbf{148170,0 \text{ m}^3/\text{h}}$$
 (Volume de ar insuflado durante uma hora).

Para produzir a potência necessária, motor deve consumir uma parcela do ar de volume insuflado, que misturada com o combustível, entrará em combustão dentro dos cilindros, de forma que, essa energia seja transmitida ao eixo do motor.

Esse ar aspirado pelo motor, após a combustão, deixará o ambiente através dos dutos de descarga. Essa massa de ar proveniente da queima possui energia térmica o suficiente para acionar o turbo compressor doando parte da energia as palhetas da turbina, e só depois, através da chaminé, é descarregada ao meio ambiente.

Para nosso motor modelo Cat-280 funcionando com 60% de carga, consome diariamente 17 m^3 de combustível de densidade $0,853 \text{ kg/dm}^3$. Isso representa um consumo de $0,24 \text{ Kg}$ de óleo diesel para cada 1 kW/h . Para cada ciclo térmico do motor será necessário 25 kg de ar para cada 1 kg de óleo combustível.

Então teremos uma massa total de ar M_2 sendo consumida pelo motor de aproximadamente segundo as relações.

$$M_2 = P_m \times 0,24 \times 25 = 1777,7 \times 0,24 \times 25,$$

$$M_2 = 10663,2 \text{ kg}.$$

Esta massa de ar M_2 consumida pelo motor deverá ser subtraída da massa de ar M_1 insuflada mecanicamente pelo ventilador praça de máquina. Essa diferença poderá ser chamada de M_3 e representará quantidade de ar retirado do recinto pelo exaustores no período de uma hora.

Assim teremos,

$$M_3 = M_1 - M_2 = 169871,8 - 10663,2$$

$$M_3 = 159208,6 \text{ kg/h}.$$

Usando a relação da equação dos gases perfeitos, pode-se obter a quantidade de saída de ar V_s da praça de máquina pelo exaustores em m^3/h .

$$V_s = (M_3 \times R \times T_e) / P$$

$$V_s = (159208,6 \times 29,27 \times 298) / 10000$$

$$V_s = 138869,0 \text{ m}^3/\text{h}.$$

A relação V_r entre o volume de ar insuflado V_e e o volume de ar, subtraído do volume consumido pelo motor principal, chamado de volume de saída V_s é dada pela relação,

$$V_r = V_e / V_s$$

$$V_r = 148170,0 / 138869,0$$

$$V_r = 1,07.$$

Segundo a norma brasileira Norma NBR 8807, a relação considerada, retirando casos específicos, visando um fator de segurança para os equipamentos, para um bom controle de calor sensível e umidade, deve-se manter a relação mínima de 1,15 entre V_e e V_s .

O valor de relação calculado V_r , de uma ventilação da praça de máquina hipotética, deu a baixo do valor estabelecido pela norma, Eq. 2.0. Pede-se então, um redimensionamento do fluxo exaurido V_s da praça de máquina, passando a usar a relação 1,15 conforme indicado pela Norma.

$$V_s = V_e / 1,15$$

$$V_s = 148170,0 / 1,15$$

$$V_s = \mathbf{128843,4 \text{ m}^3 / \text{h}} \text{ (Volume de ar retirado durante uma hora).}$$

8 CONCLUSÃO.

A importância do sistema de ventilação em praça de máquina nos força a ser dado uma maior seriedade em sua implementação, operação e manutenção. A segurança de equipamentos elétricos se torna de vital importância, evitando excessivos percentuais de umidade em regiões próximos a linha do equador.

O conforto térmico no local controla o crescimento excessivo do calor sensível, evita no desgaste físico dos operadores. Sabe-se que a perda de líquido de forma exagerada, torna a capacidade do corpo físico, de regular as reações metabólicas, muito precária, fazendo com que o operador não esteja com sua capacidade de raciocínio, físico e lógico, em plena capacidade. Isso pode aumentar a probabilidade de incidentes e acidentes a bordo causando prejuízos para a empresa e principalmente para o trabalhador.

O cálculo da vazão de ar deve ser realizado de forma que todos os equipamentos, que usam o ar como elementos de trabalho, possam operar próximos as suas respectivas faixas de rendimento apropriado. Qualquer possibilidade de falta de massa de ar suficiente no interior do recinto irá causar baixa pressão no local, podendo afetar não só os equipamentos, fazendo o equipamento trabalhar de forma a quem de sua capacidade operacional, aumentando o consumo de combustível, maiores paradas por manutenção corretiva, assim como, o prejuízo à saúde dos operadores.

Já o excesso de pressão no interior de uma praça de máquina resulta em uma taxa de renovação muito baixa, tornando o ar interior rapidamente saturado. Além disso, com a pressão interna em valores muito maiores que o padrão, mantém a exigência da pressão positiva no interior da praça de máquina, mas também, dificulta a abertura das portas de acesso ao local, podendo também, causar o desconforto físico nos operadores, causado pela pressão excessiva na membrana do tímpano, podendo causar uma lesão no órgão auditivo denominado barotrauma.

Diante de muitas variáveis a serem controladas, o sistema de ventilação nos últimos anos tem sofrido uma evolução significativa em sua operação e gerenciamento. Isso tira a carga de responsabilidade do operador da planta, uma vez que, o controle do sistema de ventilação, passou para um nível autônomo.

Através de softwares interligados em redes com sensores digitais e analógicos, controladores lógicos programáveis em redes controlados pelo supervisor matem o

processo de ventilação em níveis de vazão relacionados com a demanda energética da planta em cada momento de operação da unidade.

Hoje isso só é possível pelo desenvolvimento da eletrônica e automação. Motores elétricos dos ventiladores têm suas velocidades controladas através de inversores de frequência onde a velocidade é controlada mudando o valor frequência sem precisar mudar o número de polos fisicamente. Esse controle também pode ser feito manualmente por botoeiras de baixa e alta velocidade. Todo esse conjunto mantém o ambiente dentro dos padrões de temperatura, suprimento de ar e taxa de renovação entre parâmetros indicados de carga e temperatura.

O ar é vital a vida, assim como, ao bom funcionamento de toda a unidade. Sua qualidade, densidade, temperatura, umidade e velocidade são variáveis que precisam ser gerenciadas de forma séria e responsável. Uma bem ajustada ventilação ajudará aos operadores concluir suas responsabilidades de forma mais confortável, e além dos equipamentos, todas as partes do processo entrarão em perfeita sintonia de operação.

9 BIBLIOGRAFIA

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 8807: Cálculo de Ventilação para Praça de Máquinas de Embarcações Mercantes de Propulsão Diesel: Procedimento. Rio de Janeiro, 13p. 1985.

BRAN, Richard – Máquinas de Fluxo: Ao livro técnico S.A. 2^a ed. Rio de Janeiro, 1969. 115p.

BRUNETI, Franco. Motores de Combustão Interna: volume 1. São Paulo: Blucher, 2012.

BRUNETI, Franco. Motores de Combustão Interna: volume 2. São Paulo: Blucher, 2012.

CRUZ DA COSTA, ENNIO – Ventilação: Industrial. 1.ed. São Paulo, 2005. 259p.

WYLEN VAN, GORDON – Fundamentos da Termodinâmica: Clássica. 6.ed. São Paulo, 1995. 590p.

MACINTYRE, Archibald Joseph. Ventilação Industrial e Controle da Poluição: 2. 2.ed. Rio de Janeiro: LTC, 2016.

OLIVEIRA, Fábio... [et al]. Projetar a Câmara Frigorífica da Plataforma de Perfuração Semissubmersível “Ocean Alliance” (SS-55). 2014. 201f. Trabalho de conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Fundação Técnico-Educacional Souza Marques, Rio de Janeiro, 2013.