TESE
320

"ANALISE DE RUIDO EM VENTILADORES CENTRÍFUGOS"

JOSÉ NÉDILO CARRINHO DE CASTRO

ANÁLISE DE RUÍDO EM VENTILADORES CENTRÍFUGOS

ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ
23 DEZ 1981
BIBLIOTECA MAUÁ

JOSÉ NÉDILO CARRINHO DE CASTRO

DISSERTAÇÃO APRESENTADA À COORDENAÇÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO DA ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ COMO PARTE DOS REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO "MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA".

Escola Federal de Engenharia
Biblioteca
MAUÁ
Itajubá

ITAJUBÁ (MG) - BRASIL

outubro / 81

A G R A D E C I M E N T O S

Os mais profundos, pelo apoio, incentivo e amizade com que sempre me distinguiram :

Ao Sr. Prof. Dr. Márcio Tadeu de Almeida, meu orientador de tese. Sem a sua orientação a realização deste trabalho não teria sido possível,

Aos Srs. Diretores da FEG, Prof. Engº. Dr. E.Vana, Prof. Engº. V.J. Oliva, Prof. Engº. P.C.R.Rangel, Bacharel G.I.F. Fernandes e J.A.M.Santos.

Ao Sr. Chefe do Dep. de Transmissão e Conversão de Energia da FEG e Orientador Acadêmico Prof. Engº. Dr. A.W.A. Souza,

Aos incansáveis e brilhantes Mestres do Curso de Pós-Graduação da EFEI,

Ao grande amigo Prof. Engº. Wagner J.M.Antunes que avocou a si o árduo trabalho de revisão desde as primeiras traduções até o texto final,

Aos colegas, Professores Engenheiros do Departamento de Transmissão e Conversão de Energia da FEG,

Os mais sinceros

Ao Secretário Barbosa e às Secretárias Cristina, Tamar e Sylvia,

Aos Técnicos e Auxiliares Guimarães, Edson e Freitas,

Aos Desenhistas Mauro e Gilson,

e de forma muito especial à
minha esposa Gláucia Helena
e aos filhos J.Nédilo, Ana
Beatriz e Thaís Helena.

A todos que me ajudaram a minha mais profunda gratidão.

J.N.C. DE CASTRO

S I N O P S E

O presente trabalho é uma pesquisa em literaturas nacionais e estrangeiras ao nosso alcance, sobre ruídos em ventiladores centrífugos.

Com base nesta pesquisa reunimos em um único documento os procedimentos e meios para que o ruído gerado por tais máquinas seja corretamente identificado, medido e avaliado, procurando preencher a lacuna atualmente existente neste setor no Brasil, e oferecer contributos para novos trabalhos de pesquisa nesta área.

Objetivamos também, reunir elementos que possibilitem: (1) o entendimento de como o ruído é gerado por estas máquinas trabalhando em sopro livre ou em conjunto com sistemas de ventilação , (2) como prê avaliar os possíveis níveis de ruído que serão gerados, (3) como avaliar e analisar os ruídos gerados, pelos vários tipos de ventiladores centrífugos, verificando qual o seu comportamento dentro das principais recomendações atualmente existentes.

SYNOPSIS

This actual enterprise is intended to be a search on national and foreign literatures we can reach, about noises on centrifugal fans.

Based on this search we have joined in a single document the procedures and ways so that noise generated by those kinds of machines may be correctly identified, measured and evaluated , trying to fulfill the empty space subsistend in this field in Brazil , and offer contributions for new searchings in this area.

We also want to collect data that may enable:(1) the understanding of how the noise is generated by such a kind of engine running in free blow or together with fan systems, (2) how to pre-evaluate the possible levels of noise that will be generated, (3) how to evaluate and analyse the noises generated by the several kinds of centrifugal fans, verifying its perfomance under the main specifications existent nowadays.

Í N D I C E

I - O VENTILADOR COMO FONTE DE RUÍDO

1.1 Introdução 02

1.2 Tipos de ventiladores centrífugos 04

1.2.1 Ventiladores centrífugos com pás inclinadas para frente..... 04

1.2.2 Ventiladores centrífugos com pás inclinadas para trás 07

1.2.3 Ventiladores de pás radiais 08

1.2.4 Ventiladores com pás acentuadamente radiais 10

1.3 Fontes de geração de ruídos em ventiladores centrífugos 10

1.3.1 Fontes aerodinâmicas de ruídos em ventiladores centrífugos .. 10

1.3.1.1 Ruído rotacional 10

1.3.1.2 Efeito da carcaça e do labirinto de ventiladores centrífu - gos 14

1.3.2 Ruído devido aos vórtices 14

1.3.2.1 Geração de ruído de vórtice pelas pás 15

1.3.2.2 Turbulência da corrente de ar 16

1.3.3 Fontes não aerodinâmicas de ruído em ventiladores 16

1.3.3.1 Desbalanciamento do ventilador 17

1.3.3.2 Ruído de mancais 18

1.3.3.3 Ressonância estrutural 18

1.3.3.4 Ruído de motores 19

1.3.3.5 Acoplamentos 19

1.3.3.6 Correias 20

BIBLIOGRAFIA do CAP. I 21

II - EFEITOS DOS PARÂMETROS DO VENTILADOR CENTRÍFUGO V.S. DESEMPENHO

2.1 Característica do ruído do ventilador centrífugo e desempenho... 23

2.2 Leis dos Ventiladores 25

2.3 Correlação do ruído do ventilador centrífugo com o tamanho, pressão estática, rotação e vazão 27

2.4 Nível sonoro específico 31

2.5 Estudo do ruído em ventiladores centrífugos pequenos 31

BIBLIOGRAFIA do CAP. II 34

III - MEDIDAS DE RUÍDO EM VENTILADORES CENTRÍFUGOS

3.1 Introdução 36

3.2 Testes em dutos 37

3.2.1 Anteparo 37

3.2.2 Técnicas de correlação 38

3.2.3 Terminal acústico 38

3.2.4 Transmissão por vibração 40

3.2.5 Especificações de teste 40

3.3 Testes em campo livre 45

3.3.1 Ambiente para teste de campo livre 45

3.3.2 Medições esféricas 46

3.3.2.1 Posições do microfone 46

3.3.2.2 Coordenadas de posição para as medições esféricas 47

3.3.2.3 Cálculo da potência sonora 48

3.3.3 Medições hemisféricas 50

3.3.3.1 Coordenadas de posição para medições hemisféricas 51

3.3.3.2 Posições do microfone 52
3.3.3.3 Cálculo da potência sonora 53
3.3.4 Eixo de simetria 53
3.4 Teste em campo reverberante 55
3.4.1 Medidas do campo reverberante 56
3.4.2 Medidas do nível da pressão sonora 59
3.4.3 Determinação da absorção total da câmara de teste 61
3.5 Recomendações adicionais para as medidas de potência sonora 62
BIBLIOGRAFIA do CAP.III 63

IV - RECOMENDAÇÕES DE NÍVEIS DE RUÍDO PARA VENTILADORES CENTRÍFUGOS

4.1 Comentário sobre critérios de julgamento dos níveis de ruído emitidos por ventiladores centrífugos 65
4.2 Critérios de ruído e audição 65
4.2.1 Comentários 65
4.2.2 Critérios mais utilizados 66
4.2.2.1 Curvas NC ou PNC de critério de ruído 67
4.2.2.2 Níveis sonoros determinados com a "característica" A de leitura 72
4.2.3 Valores de alguns critérios de ruído dados em números de NC (ou PNC) e dB (A) 73
BIBLIOGRAFIA do CAP.IV 77

V - CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS

5.1 Resultados esperados 79

Escola Federal de Engenharia
Biblioteca
MAUÁ

5.2 Atenuação do ruído emitido 84
5.3 Previsão do nível de potência sonora emitida pelos ventilado - res centrífugos 85
5.4 Critério de julgamento dos níveis de ruído 89
5.5 Sugestões para novos trabalhos 90
BIBLIOGRAFIA do CAP. V 92

BIBLIOGRAFIA GERAL 93

Apêndice A - Conceitos básicos das propriedades físicas do som 97

Apêndice B - Níveis de pressão sonora e níveis de potência sonora 103

Apêndice C - Considerações gerais sobre as escalas de medida de nível sonoro 111

Apêndice D - Curvas isoaudíveis (Decibels e Fons) 114

ÍNDICE DE FIGURAS E TABELAS

CAPÍTULO I

FIG.1.1 Formas das pás e diagramas de velocidade de diferentes tipo de ventiladores centrífugos 06

FIG.1.2 Característica de desempenho de um ventilador centrífugo de pás inclinadas para frente 06

FIG.1.3 Característica de desempenho de um ventilador centrífugo de pás inclinadas para trás 08

FIG.1.4 Característica de desempenho de um ventilador centrífugo com pás radiais 09

FIG.1.5 Diagrama esquemático das componentes uniforme e oscilatórias dos impulsos dados ao ar por um ventilador de pá isolada 13

FIG.1.6 Diagrama esquemático das componentes uniformes e oscilatórias dos impulsos dados ao ar por um ventilador com duas pás 13

CAPÍTULO II

FIG.2.1 Típica variação do nível de potência sonora dos ventiladores centrífugos 23

FIG.2.2 Variação do nível de potência sonora em função da vazão, de um ventilador centrífugo de pás retas inclinadas para trás 24

FIG.2.3 Espectro dos níveis médios de potência sonora, em Decibels relativo ao nível total, para ventiladores centrífugos 30

CAPÍTULO III

Escola Federal de Engenharia de Itajubá - EFEI
Biblioteca MAUÁ BIM

FIG.3.1 Terminal acústico para teste de ruído em dutos 39
FIG.3.2 Especificação para o teste de ruído em ventiladores centrífugos: (a) simples ou dupla aspiração com duto de descarga, e (b) simples aspiração com duto de sucção 41
FIG.3.3 Especificação para o teste de ruído em ventiladores centrífugos: (a) simples ou dupla aspiração com caixa de sucção, e (b) distribuição radial 42
FIG.3.4 Motor de acionamento com isolamento acústico para teste com ventiladores centrífugos em dutos 44
FIG.3.5 Escalas usadas na combinação de níveis de pressão sonora 49
FIG.3.6 Posições do microfone para o caso de simetria circular 54
FIG.3.7 Diagrama esquemático de um arranjo para teste combinado de escoamento de ar e reverberação 55
FIG.3.8 Valores dos coeficientes de atenuação em função da umidade relativa para diferentes frequências 57
TAB.3.1 Coordenadas de posição na superfície de uma esfera unitária em função de coordenadas cartesianas (x,y,z) com origem na fonte, para um arranjo de 20 pontos 47
TAB.3.2 Coordenadas de posição na superfície de uma esfera unitária em função de coordenadas cartesianas (x,y,z) com origem na fonte, para um arranjo de 12 pontos 47
TAB.3.3 Coordenadas de posição na superfície de uma esfera unitária em função de coordenadas cartesianas (x,y,z) com origem na fonte, para um arranjo com 8 pontos 48
TAB.3.4 Coordenadas de posição na superfície de hemisfério unitário em função de coordenadas cartesianas (x,y,z) com origem na fonte, pa

ra um arranjo de 12 pontos 51
TAB.3.5 Coordenadas de posição na superfície de um hemisfério unitário em função de coordenadas cartesianas (x,y,z) com origem na fonte, para um arranjo de 6 pontos 51
TAB.3.6 Coordenadas de posição na superfície de um hemisfério unitário em função de coordenadas cartesianas (x,y,z) com origem na fonte, para um arranjo de 4 pontos 52

CAPÍTULO IV

FIG.4.1 Curvas NC de critério de ruído 68
FIG.4.2 Curvas PNC de critério de ruído 71
FIG.4.3 Gráfico de máxima exposição diária permissível em função do nível de ruído em dB (A) 74
TAB.4.1 Níveis de pressão sonora por banda de oitava associada as curvas NC de critério de ruído 69
TAB.4.2 Níveis de pressão sonora por banda de oitava associada as curvas PNC de critério de ruído 72
TAB.4.3 Valores para critério de julgamento nas curvas NC, ou PNC, e dB (A) para níveis de ruído 75
TAB.4.4 Nível de ruído em dB (A), e tempo de máxima exposição diária permissível 76

CAPÍTULO V

FIG.5.1 Expectro de ruído de ventilador 2% da largura da banda para: (a) ventilador "siroco", (b) ventilador de pás curvadas para trás .. 82

FIG.5.2 Espectro do nível de pressão sonora no duto de saída de um pequeno ventilador centrífugo 83

FIG.5.3 Potência sonora x potência de eixo do ventilador 88

TAB.5.1 Fatores de correção dos níveis das bandas 87

APÊNDICE A

TAB. A1 - Padrões da banda de oitavas 98

APÊNDICE B

FIG. B1 - Combinações entre níveis (dB) 108

TAB. B1 - Potência sonora típica e níveis de potência sonora 105

TAB. B2 - Pressão sonora típica e níveis de pressão sonora 106

APÊNDICE C

FIG. - Curvas internacionalmente padronizadas para medidas de nível sonoro 112

APÊNDICE D

FIG. D1 - Nível de audibilidade para um tom puro em campo livre 114

FIG. D2 - Relação entre o número de sones e dB 116

FIG. D3 - Relação entre audibilidade em sones e fons 117

LISTA DE SÍMBOLOS

a_i ..... absorção, razão de espectro

C_i ..... constantes empíricas, velocidade do som

D_i ..... diâmetro

f_i ..... frequência

h ..... altura

H ..... altura manometrica

I ..... intensidade sonora

IL ..... nível de intensidade sonora

K ..... constante de proporcionalidade

L_i ..... níveis

LK ..... nível sonoro específico

m ..... coeficiente de atenuação

M ..... número de Mach

n ..... número de modos normais de vibração

N ..... fator de correção

NC ..... critério de ruído (tipo de curva)

p ..... pressão sonora

$\bar{p}$ ..... pressão sonora média

P ..... pressão estática

P_t ..... pressão total

P_v ..... pressão dinâmica

PWL ..... nível de potência sonora

$\overline{PWL}$ ..... nível médio de potência sonora

Q ..... vazão, fator direcional

r ..... distância

R ..... constante do gás

S ..... área

SPL ..... nível de pressão sonora

$\overline{SPL}$ ..... nível médio de pressão sonora

t_{60} ..... tempo de reverberação

T ..... temperatura

U ..... velocidade tangencial

V ..... velocidade absoluta, volume

V_r ..... velocidade radial

W ..... velocidade relativa

W_e ..... potência consumida pelo ventilador

W_s ..... potência sonora

x,y,z .... coordenadas cartesianas

α_i ..... coeficiente de absorção

γ ..... média dos calores específico do meio

Δ_f ..... largura da banda de frequências

η_s ..... "eficiência" sonora

λ ..... comprimento de onda

ρ ..... massa específica

O VENTILADOR COMO FONTE DE RUÍDO

CAPÍTULO I

02

O VENTILADOR COMO FONTE DE RUÍDO

1.1 INTRODUÇÃO

Os ruídos aerodinâmicos de todos os tipos de ventiladores podem ser divididos, geralmente, numa componente rotacional e numa de vorticidade. A componente rotacional é associada com o impulso dado ao ar cada vez que uma pá passa por um dado ponto, sendo portanto, uma série de sons discretos na frequência fundamental de passagem das pás e nas harmônicas da mesma. A componente de vorticidade do ruído se deve principalmente a emissão de vórtices pelas pás do ventilador. Esta componente é de natureza aleatória e possui um espectro contínuo dentro de uma larga faixa de frequência determinadas pela geometria e operação do ventilador. Como as leis de geração desses dois tipos de ruído são diferentes, eles irão variar em importância para diferentes condições de operação.

Além do ruído aerodinâmico, existem normalmente diversas fontes de ruídos em equipamentos envolvendo ventiladores. Tais fontes incluem os ruídos resultantes de desbalanceamento, mancais, atritos, efeitos magnéticos, e engrenagens.

O ruído é definido como um som indesejado ou pertubante e sendo som possui certas características que distinguem um do outro. Os sons ou ruídos são comumente descritos de acordo com a sonoridade e altura. Sonoridade é uma medida da quantidade do ruído que alcança o ouvido do ouvinte. Altura é a medida da qualidade de um tom puro. Alguns ruídos são tons puros, e outros combinações de vários tons, mas a maior parte dos ruídos não é nem um nem outro, ao invés, eles são melhores descritos como ruídos de "faixa larga". Mesmo sem tons distintos esses ruídos podem ter uma qualidade característica que identifica a

origem (fonte) para um ouvinte médio.

Os ruídos têm características diferentes sob condições diferentes de meio ambiente. Os meios ambientes podem ser descritos como ativos ou passivos, reverberantes ou anecoicos. Uma sala muito passiva aproxima-se exatamente as condições exteriores em dobro. Os aumentos na distância entre a fonte e o ouvinte diminuem a sonoridade neste "campo livre". Numa sala muito ativa a sonoridade não se modifica com a distância, exceto , muito perto da fonte. Ruído em qualquer ponto de uma sala reverberante, consiste em ruídos diretos e refletidos. No "campo próximo", da fonte, o ruído direto predomina, enquanto que no campo reverberante o ruído refletido prevalece.

Algumas fontes emitem mais ruídos em uma direção que em outra e algumas obstruções, no caminho entre a fonte e o ouvinte são mais eficazes que outras em impedir a propagação do ruído.

O controle do ruído pode ser realizado: (1) reduzindo-se a quantidade de ruído produzido, (2) alterando- se as características do caminho acústico, (3) protegendo-se o receptor. A qualidade e quantidade, são fatores importantes para se determinar a enderesabilidade do ruído. Um entendimento destas propriedades físicas e como elas são medidas é necessário , antes que valores numéricos sejam atribuídos a: (1) ruídos produzidos, (2) ruídos aceitáveis, e (3) redução requerida numa situação particular. (Olhar ref. (1) a partir da pág. 167).

Discutiremos aqui as várias categorias de ruídos em ventiladores centrífugos, bem como diversas linhas gerais de procedimento que podem ser seguidas na medição desse ruído.

1.2 TIPOS DE VENTILADORES CENTRÍFUGOS

De uma maneira geral entende-se por ventilador centrífugo aquele no qual o escoamento é essencialmente radial ao eixo de rotação e a força centrífuga provoca o escoamento e a compressão da massa de ar contida no rotor.

Existem três tipos básicos de ventiladores centrífugos, divisão esta que depende da maneira como as pás são inclinadas: para frente, para trás ou radialmente; (1) os ventiladores de pás inclinadas para frente (siroco) dirigem o ar para a caixa espiral com uma velocidade maior que a velocidade tangencial na saída; (2) os ventiladores de pás inclinadas para trás descarregam o ar de maneira que a velocidade absoluta é menor que a velocidade tangencial na saída; (3) os ventiladores de pás radiais descarregam o ar na caixa espiral com uma velocidade substancialmente igual à velocidade tangencial na saída. Todos esses ventiladores possuem a extremidade interna das pás inclinada para frente de forma a encontrar o ar com o mínimo de perdas por choque. Cada qual, porém, possui características de pressão e potência diferentes, tornando-o particularmente indicado para uma dada aplicação.

1.2.1 VENTILADORES CENTRÍFUGOS DE PÁS INCLINADAS PARA FRENTE

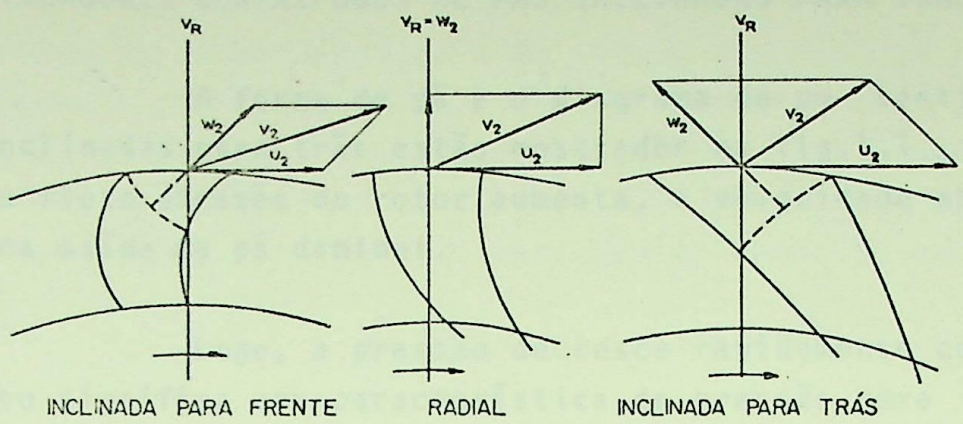
A forma da pá e o diagrama de velocidade para um ventilador de pás inclinadas para frente estão mostrados na figura 1.1 . Note que à medida que o fluxo no rotor aumenta, a velocidade absoluta na saída da pá aumenta de maneira que a pressão varia com a vazão na forma indicada na figura 1.2 . Logo, para uma dada vazão e pressão, tal ventilador opera à velocidade relativamente mais baixa e ocupa um espaço menor que os ventiladores com outro formato de pá. Baixas velocidades se tra-

duzem em baixos ruídos de mancais, mas não necessariamente em baixo ruído do ventilador. Normalmente a velocidade do ar e a turbulência são maiores num ventilador de pás inclinadas para frente, e o ruído proveniente dessa fonte é maior.

Como o comprimento de pá é relativamente pequeno nesse tipo de ventilador, deverá haver mais pás para fornecer o efeito de direcionamento apropriado através dos canais formados entre pás adjacentes.

Assim, muitos ventiladores de pás inclinadas para frente possuem de 36 a 64 pás por rotor, dependendo do comprimento das mesmas. Além do mais, o ângulo de saída influencia o número de pás necessárias, sendo que os menores ângulos de saída indicam um maior número de pás com maior curvatura. O número de pás é geralmente fixado num bom projeto e raramente varia mais do que 20% do número ótimo. Nos ventiladores - centrífugos, um número maior que o ótimo tende a produzir uma pressão levemente maior e uma vazão e ruído levemente menores. Entretanto o aumento no peso e no custo normalmente contra - indica qualquer redução de ruídos por esses meios. Devido ao maior número de pás, a frequência fundamental de passagem das pás dos ventiladores de pás inclinadas para frente é um tanto maior do que a frequência de outros tipos e portanto deve ser fácil de se controlar.

A característica interna de potência dos ventiladores de pás inclinadas para frente cresce rapidamente com o aumento da vazão. Em aplicação em que a carga é incerta ou variável, alguma margem deve ser prevista na seleção do motor acionador. Os ventiladores menores desse tipo geralmente são acionados por correia de maneira a tornar possível a escolha de um motor de maior rotação.



TIPOS DE PÁS DE VENTILADORES

U_2 = Velocidade Tangencial
V_2 = Velocidade Absoluta
V_R = Velocidade Radial
W_2 = Velocidade Relativa

FIG. 1.1 - Formas de pás e diagramas de velocidade de diferentes tipos de ventiladores centrífugos.

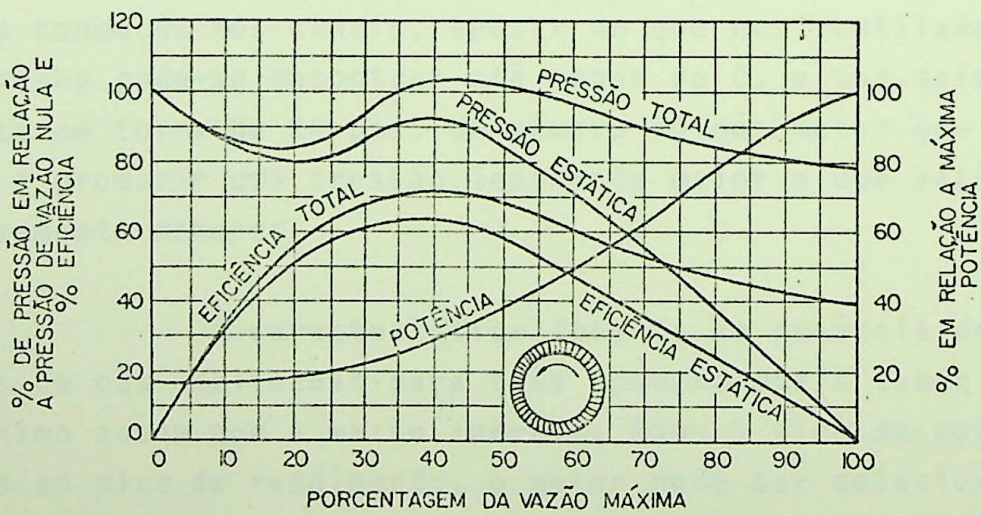


FIG. 1.2 - Característica de desempenho de um ventilador centrífugo com pás inclinadas para frente (REF:7)

1.2.2 VENTILADORES CENTRÍFUGOS DE PÁS INCLINADAS PARA TRÁS

A forma de pá e o diagrama de um ventilador com pás inclinadas para trás estão mostrados na fig.1.1 . A medida que o fluxo através do rotor aumenta, a velocidade absoluta do ar na saída da pá diminui.

Logo, a pressão decresce rapidamente com a vazão. Isso significa uma característica de pressão para esses ventiladores semelhante a indicada na fig.1.3 . Para uma dada vazão e uma dada pressão a rotação é aproximadamente duas vezes aquela de um ventilador de pás curvadas para frente. Isso aumenta o ruído nos mancais e pode requerer uma seleção cuidadosa dos mesmos. O ruído aerodinâmico é de frequência e intensidade menores que o de um ventilador de pás inclinadas para frente, uma vez que a velocidade relativa do ar, entre a pá e a carcaça, é reduzida.

O número de pás nos ventiladores de pás inclinadas para trás é normalmente de 10 a 16 para produzir um bom efeito de condução nos canais, apesar de que nos ventiladores de menor tamanho pode-se encontrar até menos de 8, e nos maiores tamanhos até em torno de 24 pás. Um número de pás maior que o ótimo tende a produzir uma pressão levemente maior e uma vazão e ruído levemente menores.

A característica interna de potência dos ventiladores de pás inclinadas para trás convencionais tende a um valor máximo assim que a vazão aumenta. Como o pico de potência é próximo ao pico de rendimento, o motor pode ser selecionado para o pico de potência sem perigo de sobrecarga devido à mudança de vazão.

Muitas variantes desse tipo de ventiladores

podem ser encontradas, dependendo do perfil das pás que, logicamente são todas inclinadas para trás: pás planas, pás curvadas com o uso de palhetas diretoras na entrada, e pás em perfil de aerofólio. As pás em perfil de aerofólio apresentam um ângulo de saída inerentemente menor, um rendimento levemente maior, menor vazão e menor ruído.

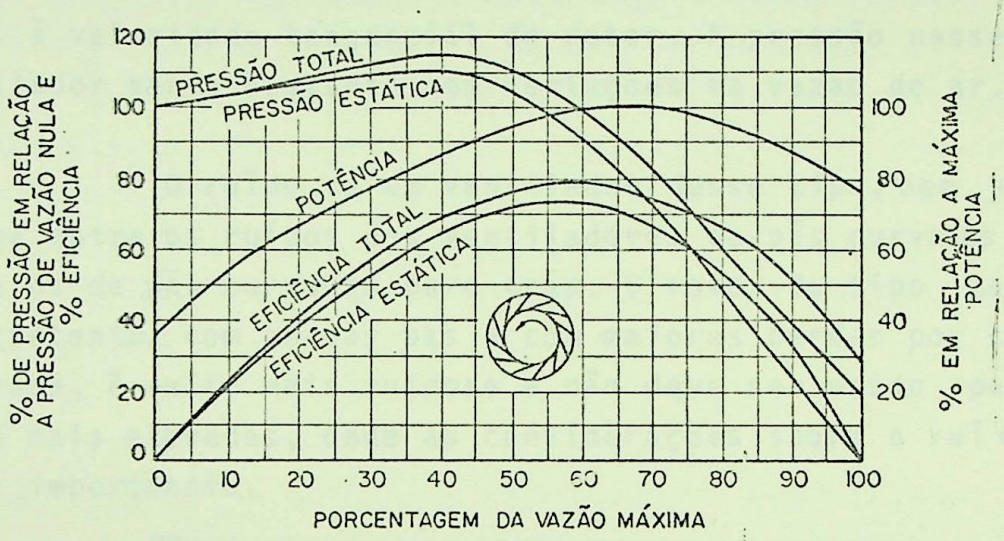


FIG. 1.3 - Característica de desempenho de um ventilador centrífugo com pás inclinadas para trás (REF:4).

1.2.3 VENTILADORES CENTRÍFUGOS DE PÁS RADIAIS

Os ventiladores que trabalham com o ar contendo poeira ou outros materiais, normalmente possuem pás radiais ao longo de todo o seu comprimento. O número de pás fica geralmente em torno de seis a oito e são de construção mais robusta, para que resistam a uso prolongado. Nos ventiladores para aplicações normais de ventilação, apenas a extremidade de saída é radial, sendo que a extremidade de entrada da pá é curvada para

Biblioteca

frente, de forma a encontrar o ar com o mínimo de perdas por choque. O número de pás nesse caso varia de 12 a 24. A fig.1.4 mostra as curvas características desse tipo de ventilador. As curvas de pressão e potência interna se encontram entre as curvas dos tipos de pás curvadas para frente e os de pás curvadas para trás.

Da fig. 1.1 podemos ver que a componente tangencial do fluxo de ar na saída da pá é constante e substancialmente igual à velocidade tangencial do rotor. A pressão nesse tipo de ventilador varia bastante com variações na vazão de ar.

O ruído de um ventilador desse tipo, bem projetado, fica entre os ruídos dos ventiladores de pás curvadas para frente e os de pás curvadas para trás. O rotor do tipo mais robusto, entretanto, com poucas pás e com maiores perdas por choque na entrada, é muito mais ruidoso e não deve ser usado para as pressões mais elevadas, onde as considerações sobre o ruído são de suma importância.

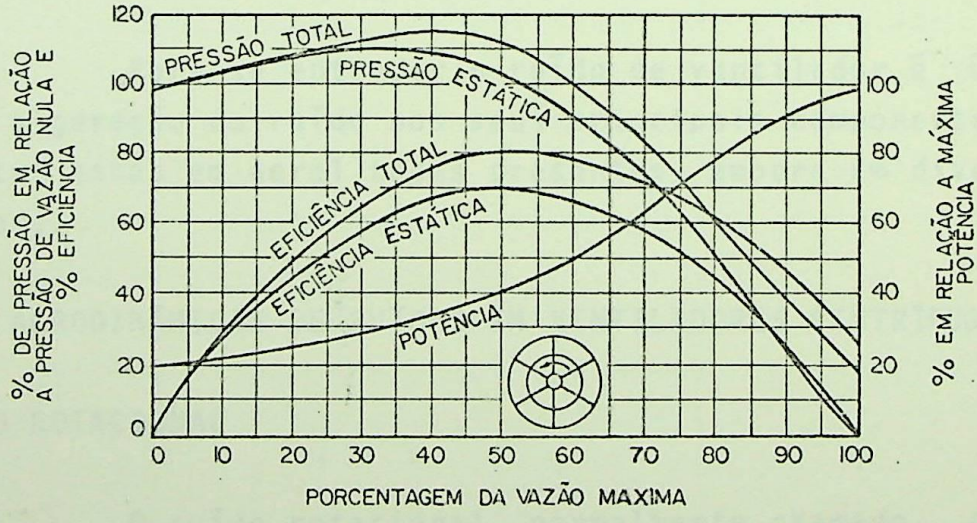


FIG. 1.4 - Característica de desempenho de ventilador centrífugo com pás radiais (REF:7).

Escola Federal de Engenharia
Biblioteca
MAUÁ
BIM

1.2.4 VENTILADORES DE PÁS ACENTUADAMENTE RADIAIS

Esses tipos de ventiladores são frequentemente chamados de compressores, e possuem pás que normalmente são radiais ao longo de todo o seu comprimento a fim de melhor resistir às tensões ocasionadas por alta velocidade. Nos ventiladores supercharger a entrada é modificada para prover uma componente de escoamento axial, a qual atenua o ruído e fornece pressão adicional. A maior parte da pressão estática é desenvolvida no interior do rotor. Para garantir um bom aproveitamento da velocidade do ar que deixa o rotor, um cuidado considerável é dispensado à carcaça do ventilador e ao difusor de saída. Apesar desses ventiladores serem um tanto barulhentos, eles podem ser relativamente silenciosos para aplicação de alta pressão. As características de pressão e potência interna são bastante semelhante às características do ventilador de pás radiais convencional.

1.3 FONTES DE GERAÇÃO DE RUÍDOS EM VENTILADORES CENTRÍFUGOS

Para se entender o ruído de ventilador é útil analisar a geração do ruído nos seus principais componentes, sendo que estes estão em geral todos presentes, embora em diversas proporções.

1.3.1 FONTES AERODINÂMICAS DE RUÍDOS EM VENTILADORES CENTRÍFUGOS

1.3.1.1 RUÍDO ROTACIONAL

O ruído rotacional, normalmente chamado de ruído de pás é fundamental em todos os tipos de ventiladores. Este tipo de ruído requer para sua geração a superfície de lâminas impulsoras rígidas em movimento relativo ao ar (ficando en

tendido que o ruído do rotacional não está associado com qual - quer vibração que as lâminas possam possuir). Este ruido é proveniente de duas parcelas combinadas. Uma parcela tem sua ori - gem na passagem sucessiva das lâminas com espessura finita. Como o ar passa através dos impulsores, ele é forçado para o lado para dar lugar para a espessura da lâmina passar, reunindo - se do lado da descarga. A outra parcela está associada com a circulação em volta de cada lâmina do impulsor e portanto com o va - lor e com a elevação da pressão total através do impulsor. Cada parcela acima citada pode ser analisada como geradas por um sistema de forças constantes agindo no ar, igual em número ao número de lâminas impulsoras e girando com o impulsor. Estas forças giratórias constantes podem ser representadas matematicamente ' por um sistema de forças periódicas estacionárias distribuidas sobre o espaço varrido pelas lâminas impulsoras. De uma maneira resumida podemos dizer que toda vez que uma pá passa por um determinado ponto, o ar nesse ponto recebe um impulso. A taxa de repetição desse impulso - a frequência de passagem das pás - determina o tom fundamental desse tipo de ruído.

A intensidade do ruído das pás e a intensidade relativa das várias harmônicas são determinadas pela forma do impulso dado ao ar. Ref (2). O aumento da largura da pá irá, em geral, diminuir a intensidade das harmônicas relativamente à harmônica fundamental. A espessura da pá parece ter apenas um efeito bem pequeno no ruído rotacional.

Dobrando-se o número de pás de um ventilador a frequência da harmônica fundamental será dobrada.

Entretanto esse efeito é algo mais importante que aquele. Considere um elemento de área no disco de um ventilador centrífugo. Cada vez que uma pá passa por essa área, o ar irá receber um impulso como está indicado na Fig. 1.5. Esse

impulso pode ser decomposto através da análise de Fourier numa componente uniforme que dá origem ao fluxo de ar necessário, e uma série de componentes oscilatórias cujas frequências são múltiplos exatos da frequência do impulso. Essas componentes oscilatórias são as fontes do ruído das pás, e consistem não apenas da frequência fundamental mas também de um grande número de harmônicas. Se uma outra pá for adicionada ao ventilador de pá isolada anterior, todas as harmônicas pares serão dobradas.

Entretanto, a vazão do ventilador também será aumentada. Para as mesmas vazão e rotação, um ventilador de tamanho um tanto menor pode ser usado. O resultado líquido é que todas as harmônicas ímpares da pá isolada são eliminadas e a amplitude e a frequência das harmônicas pares são essencialmente mantidas, como indicado na Fig. 1.6 . Em geral, para pás simetricamente espaçadas, a frequência fundamental é determinada pelo produto do número de pás pela rotação. Apenas os múltiplos dessa frequência estarão presentes. Aumentando o número de pás, nós iremos diminuir o número de harmônicas audíveis; além disso, assumindo vazão e rotação constantes, a intensidade dos tons remanescentes será substancialmente mantida. Logo haverá um decréscimo no ruído rotacional total, que é a soma das potências sonoras que são emitidas em cada frequência discreta. O quanto o ruído será reduzido depende da intensidade relativa das várias harmônicas da pá isolada. Considerando velocidades tangenciais subsônicas, se a pá é muito estreita, todas aquelas harmônicas serão aproximadamente da mesma intensidade; nesse caso, o fato de se dobrar o número de pás irá diminuir o ruído rotacional total em aproximadamente 3 db. Entretanto, se as pás são largas, as harmônicas mais altas serão, em geral progressivamente mais fracas. Se esse é o caso, ao dobrarmos o número de pás obteremos um decréscimo do ruído rotacional um tanto maior do que 3 db.

Escola Federal de Engenharia de Itajubá
Biblioteca
MAUÁ
BAM
EFEI

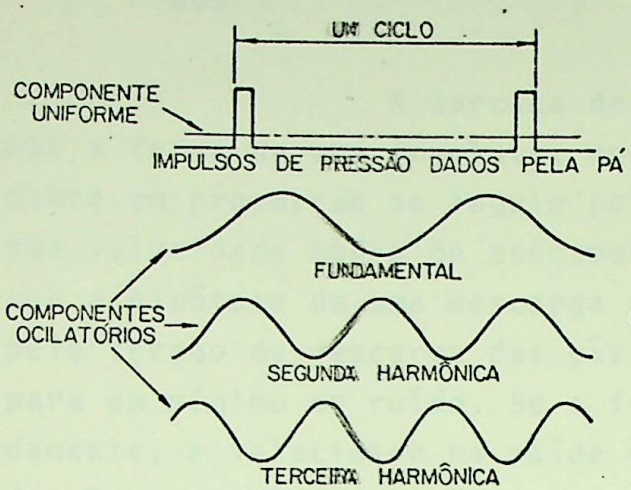


FIG. 1.5 - *Diagrama esquemático das componentes uniformes e oscilatórias dos impulsos dados ao ar por um ventilador de pá isolada.*

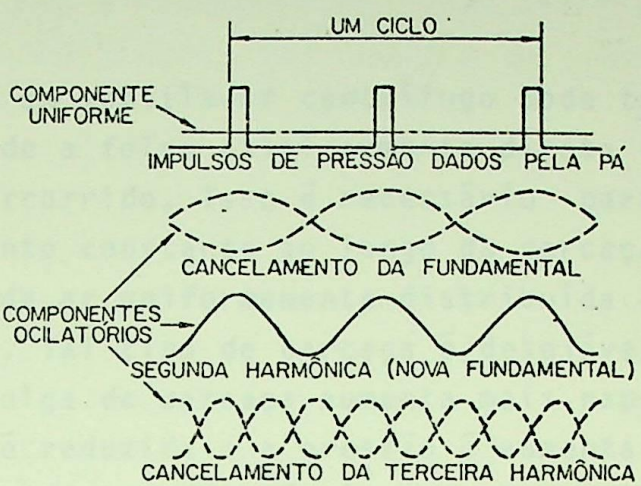


FIG- 1.6 - *Diagrama esquemático das componentes uniformes e oscilatórias dos impulsos dados por um ventilador com duas pás.*

OBS.: Um exemplo bastante apropriado para ilustrar o efeito de passagem das pás (ruído rotacional), é mostrado pelas figuras 5.2(a) e (b). Possuindo o rotor 6 pás e girando para o caso (a) a 7500 r.p.m. teremos o tom fundamental a 750 Hz e suas harmonicas a 1500 Hz, 2250 Hz, 3000 Hz e 3750 Hz que são facilmente identificados na figura. No tom fundamental (750 Hz) temos o maximo nível de pressão sonora do espectro com um valor de 126 dB (ref. 0,0002 microbar). No caso (b) a rotação foi reduzida para 6000 r.p.m. alterando a frequencia fundamental para 600 Hz e suas harmônicas para 1200 Hz, 1800 Hz, 2400 Hz, 3000 Hz, 3600 Hz' e o nível de pressão sonora da fundamental (600 Hz) para' 120 dB (ref. 0,0002 micro bar).

1.3.1.2 EFEITO DA CARCAÇA E DO LABIRINTO DE VENTILADORES CENTRÍFUGOS

A carcaça de um ventilador centrífugo pode tomar a forma de uma involuta, onde a folga axial aumenta diretamente em proporção ao ângulo percorrido. Isso é necessário para uma velocidade média de escoamento constante ao longo da carcaça sob a hipótese de uma descarga de ar uniformemente distribuída pela secção de descarga das pás. Tal tipo de carcaça é desejável para um mínimo de ruído. Se a folga da carcaça aumenta mais rapidamente, a velocidade na saída é reduzida e a pressão é aumentada. Enquanto uma pressão maior pode ser desejável em certas aplicações, ela causa uma diferença abrupta de pressão no labirinto ("cutoff") provocando, portanto, um aumento do ruído na frequência de passagem das pás.

Esta folga do labirinto ("cutoff") é, também, crítica. Em geral, quanto menor a folga, maior o ruído gerado no labirinto. Uma folga de 5% do diâmetro externo do rotor é, normalmente, considerado um valor em torno do mínimo, e deverá ser aumentado algo mais para aplicação de baixo ruído. Ref. (4) .

1.3.2 RUÍDO DEVIDO AOS VÓRTICES

Ruído de vórtice é a mais importante fonte de ruído nos ventiladores. Ele é gerado onde a energia é dissipada, como nas esteiras atrás das lâminas dos impulsores ou atrás dos suportes, no sistema de saída onde a energia cinética do escoamento de ar é dissipado dentro da atmosféra circundante e nas regiões do duto onde o fluxo seja quebrado ou onde exista separações ou divisão com chicanas.

O ruído devido ao vórtice tem uma distribuição de frequência ao acaso, isto quer dizer que a energia sonora é gerada em todas as frequências com o raio de ação de muitas oitavas.

A intensidade do som alcança um máximo valor a uma frequência em particular, mas o máximo valor é bem definido e não se podem detectar tons individuais nos componentes dos ruídos do vórtice.

1.3.2.1 GERAÇÃO DE RUÍDO DE VÓRTICE PELAS PÁS

As pás dos ventiladores constituem uma das principais fontes de ruído devido a vórtices. Quando uma pá se move através do ar, um gradiente de pressão ocorre ao longo da pá na direção de sua espessura. Se o escoamento de ar próximo da pá é uniforme ou laminar, esse gradiente de pressão é essencialmente constante, resultando um baixo ruído. Entretanto, com um perfil de pá incorretamente projetado, o escoamento pode se separar do lado convexo da pá, dando origem, assim, à formação de grandes redemoinhos. Além do mais, esse ponto de separação é variável. Então a distribuição de pressão e a formação de redemoinho flutuam rapidamente, ocasionando um ruído considerável. Somando-se a isso, vórtices de Von Karman se formarão na região do bordo de fuga da pá uma vez que esse bordo deve ter uma espessura finita. Esses vórtices se desprendem alternadamente de lados opostos da pá. Como eles são aleatórios tanto em tamanho como em local de formação (desprendimento), irá resultar um espectro de ruído de larga faixa.

Nos ventiladores centrífugos, quando o ar preenche completamente o espaço entre as pás, o ruído devido a esses vórtices aumenta com a espessura do bordo de fuga.

Em ventiladores centrífugos que não possuem pás em formato aerofólio, os vórtices podem ser criados na extremidade de entrada da pá. Deve-se tomar cuidado especial para assegurar ângulos de entrada, apropriados a fim de minimizar esse efeito.

Escola Federal de Engenharia
Biblioteca
EAUA
Itajubá

O anemômetro de fio quente se constitui numa ferramenta valiosa no estudo da formação de vórtices. Ref.(5) . Uma outra tecnica de estudo comumente empregada é a tomada de fotografias de alta-velocidade de fumaça injetada no interior do ventilador.

1.3.2.2 TURBULÊNCIA DA CORRENTE DE AR

O ruído também pode ser gerado numa corrente de ar, por exemplo, numa zona de mistura onde a corrente de entrada de ar se constitui num ar relativamente parado. Uma vez que gradientes de velocidade devem existir na região da mistura, vórtices irão surgir. A intensidade, tamanho e movimento desses vórtices são uma função do campo de velocidade existente na zona de mistura. Em geral, os vórtices crescem, diminuem e se movem de uma forma aleatória, originando, então, um espectro de ruído de larga faixa. Uma maneira obvia de reduzir esse ruído é evitar altas velocidades relativas, sempre que possível, em tais zonas de mistura.

Talvez uma das fontes de ruído devido a turbulência mais controláveis, são aquelas devido as obstruções na corrente de ar, tanto na entrada como na saída. A presença de quaisquer extremidades agudas ou curvaturas abruptas provoca um aumento da turbulência e do ruído. Também, a colocação de trocadores de calor próximos demais da sucção ou descarga irá resultar um maior ruído. A geração de ruído em grelhas na saída,é algumas vezes, um problema, especialmente em áreas de estar,silenciosas. O tipo de grelha,mais questionável, sob o ponto de vista de ruído, é aquele projetado para criar um fluxo de ar muito espalhado. Ref.(6) e (1).

1.3.3 FONTES NÃO AERODINÂMICAS DE RUÍDOS EM VENTILADORES

Mecanismos em movimento estão comumente sujei

tos a forças oscilantes devido a balanceamentos imperfeitos, acoplamentos, rolamento de superfície (mancais de rolamento ou mancais de deslizamento) ou irregularidades cíclicas nas forças associadas com suas funções.

No caso de ventiladores, rolamentos e motores de campo elétrico são exemplos de geradores de vibração de alta frequência a qual pode ser transmitida para a caixa ou para o impulsor e de lá irradiado para o meio ambiente circundante como ruído a menos que precauções adequadas sejam tomadas.

Como podemos notar existem diversas fontes de ruído que não se devem estritamente à aerodinâmica do ventilador.

Tanto quanto possível, o construtor de ventiladores incorpora o melhor projeto para manter esses ruídos num nível mínimo. Alguns desses ruídos podem estar no equipamento de acionamento, o qual pode ou não ser fornecido com o ventilador apropriado.

1.3.3.1 DESBALANCEAMENTO DO VENTILADOR

O desbalanceamento do ventilador pode ser uma séria fonte de ruído. O desbalanceamento resulta uma vibração completa em cada rotação. Assim, rotações de 900 a 3600 rpm resultam em vibrações de 15 a 60 cps as quais são inaudíveis ou estão na faixa de baixa frequência da audição. Se o ventilador é montado rigidamente sobre suportes que são bons emissores sonoros tons de baixa frequência podem ser emitidos eficientemente e são difíceis de serem atenuados. Se a construção da carcaça é muito leve, tons de maiores frequências podem ser gerados por tais vibrações.

Para uma operação silenciosa, podem-se usar

isolamentos contra vibrações bem como conexões flexíveis no duto. Para montagens muito flexíveis um alto grau de isolação é possível de se obter, e nesse caso uma quantidade razoável de vibração do ventilador, propriamente, não pode ser questionável. Quanto mais perfeito for o balanceamento do ventilador, menor será a probabilidade de geração de ruído por essa fonte. Ref.(6)E(1).

1.3.3.2 RUÍDO DE MANCAIS

Bons mancais não são, normalmente, uma fonte de ruído questionável. Mancais de deslizamento bem lubrificados são mais silenciosos que os mancais de rolamentos (bolas ou roletas). Mancais de rolamentos de precisão podem ser obtidos e nas unidades maiores onde o ruído do ventilador é maior, os mancais de rolamento são satisfatórios. Onde os mancais de bolas ou roletes são danificados ou os anéis sofrem o processo de "pitting", um ruído de alta frequência está normalmente presente e pode ser detectado através de um estetoscópio ou um indicador de vibração sensível. Onde é aconselhável usar uma graxa de silicone em mancais de rolamento, algum aumento de ruído pode ser esperado. Este aumento de ruído não é uniforme mas sim de natureza oscilatória. Ref. (1) .

1.3.3.3 RESSONÂNCIA ESTRUTURAL

Uma larga faixa de frequências está presente na maior parte do ruído em ventiladores. Se a energia numa dada banda é alta e correspondente à frequência natural de alguma parte do ventilador (normalmente de painéis planos) o ruído resultante pode ser emitido eficientemente. Contraventamento adicional pode ser usado para se elevar a frequência natural dessa parte para algum valor maior, ou um material amortecedor pode ser aplicado a fim de se reduzir a emissão do ruído.

1.3.3.4 RUÍDO DE MOTORES

Ruído de origem magnética pode ser emitido pelo ventilador se o rotor é montado diretamente no eixo do motor. Em algumas instalações bastante silenciosas e de baixa velocidade o ventilador é isolado do eixo para reduzir essa possibilidade. As precauções usuais para isolação da base do motor devem ser observadas. Para ventiladores de maior rotação e maior pressão, tal montagem é menos prática e menos importante, uma vez que o som emitido é de intensidade mais baixa que o ruído do ventilador. Uma fonte frequente de ruído que pode trazer problemas é aquela proveniente do ventilador de refrigeração do motor embutido. Esses ventiladores geralmente possuem pás radiais abertas de um lado, e podem liberar ar próximo de obstruções. O ruído aerodinâmico dessa fonte aumenta com a rotação mais que o ruído do ventilador, de maneira que um aumento na rotação não irá mascarar essa fonte de ruído. Onde o motor deve ser especialmente silencioso, considerações devem ser feitas para o projeto do ventilador de refrigeração do motor. Pás mais longas do tipo curvadas para trás servem de ajuda para se atingir essa finalidade, se a rotação do motor for sempre num só sentido. Para ventiladores colocados em dutos, as pás do ventilador do motor não contribuem substancialmente para o ruído que se propaga ao longo do duto (maiores detalhes no Capítulo 30 - Ref. (1)).

1.3.3.5 ACOPLAMENTOS

Bons acoplamentos não contribuem muito para o ruído do ventilador. Os chiados normalmente podem ser eliminados ateavés de um melhor alinhamento. Acoplamentos secos são corrigidos apenas temporariamente através de lubrificação. Os acoplamentos blindados lubrificados a óleo geralmente apresentam poucos problemas. Acoplamentos hidráulicos, se desbalanceados, normalmente apresentam uma frequência de pulsação que varia com o escorregamento. Um ruído questionável resulta de tal desbalanceamento se o piso local onde o acoplamento é montado é um bom emissor de ruído.

1.3.3.6 CORREIAS

Correias planas e em "V" raramente constituem uma fonte de ruído questionável. Se projetadas com um fator de segurança muito baixo, poderá haver algum ruído na aceleração . Correntes flexíveis e engrenagens curvas de acionamento são normalmente blindadas para lubrificação com óleo. Correntes comuns e engrenagens cilindrícas retas de acionamento podem ser bastante ruidosas e devem ser evitadas se desejarmos pouco ruído.As polias para os vários tipos de acionamento devem ser bem balanceadas.

B I B L I O G R A F I A

(1) HARRIS - "Hand Book of Noise Control" - McGraw-Hill Book Company

(2) REGIER, A.A. and H.H. HUBBARD - J. Acoust. Soc. Amer. 25 : 395 (1953)

(3) HUBBARD, H.H. - NACA TN 2968 (1953)

(4) HUBBARD, H.H. - NACA TN 2024 (1950)

(5) GAS TURBINE LABORATORY, MASS. INSTITUTE OF TECH - "Aerodynamie Meassrements" - 111-138 (1953)

(6) MADISON, R.D. - ED: "Fan Engineering" - Buffalo Forge Co. - Buffalo - N.Y. - 5 Th Ed. - 1949

(7) AMCA - "Fan Application Manual" - Publication 201 - Fans Systems - Published by Air Moving and Conditoning Association - Inc. Arlington Heights - Illinois .

Biblioteca MAUÁ B.M

EFEITO DOS PARÂMETROS DO VENTILADOR CENTRÍFUGO VS. DESEMPENHO

CAPÍTULO 2

EFEITO DOS PARÂMETROS DO VENTILADOR CENTRÍFUGO VS. DESEMPENHO

2.1 Característica do ruído do ventilador centrífugo e desempenho

O tipo de variação, normalmente encontrada, do nível de ruído em ventiladores centrífugos em função da variação da vazão e da pressão está de uma maneira esquemática ilustrada na fig. 2.1.

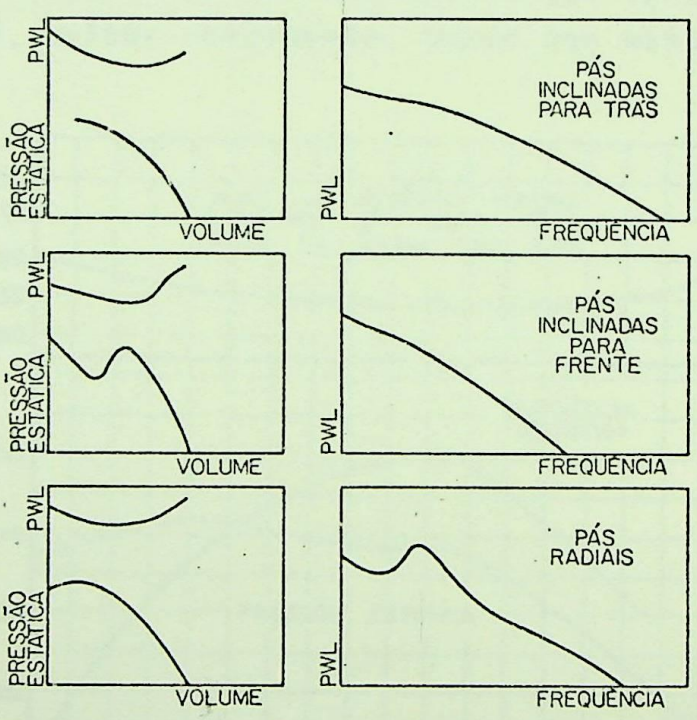


FIG. 2.1 - Típica variação do nível de potência sonora dos ventiladores centrífugos (REF:1)

De acordo com a referência (2), a expressão da potência sonora gerada pelo ventilador é dada por:

$W_s \alpha$ (potência consumida pelo ventilador) x (pressão do ventila-

dor)$^{3/2}$

ou $$W_s = K \cdot (W_e) \cdot (p)^{3/2} \qquad \text{(EQ. 2.1)}$$

onde W_s = potência sonora

K = constante

W_e = potência consumida pelo ventilador

p = pressão estática

Pela equação (2.1), pelas figuras (1.2, 1.3, 1.4, 2.1), e pelas REF. (3,4) podemos concluir que:

A operação de um ventilador centrífugo é mais silenciosa próxima ao pico de máximo rendimento. E que ao selecionar um ventilador não devemos nos preocupar com aquele que oferece menor rotação, mas sim com aquele que apresenta menor consumo, isto é, melhor rendimento, desde que mantidas seme

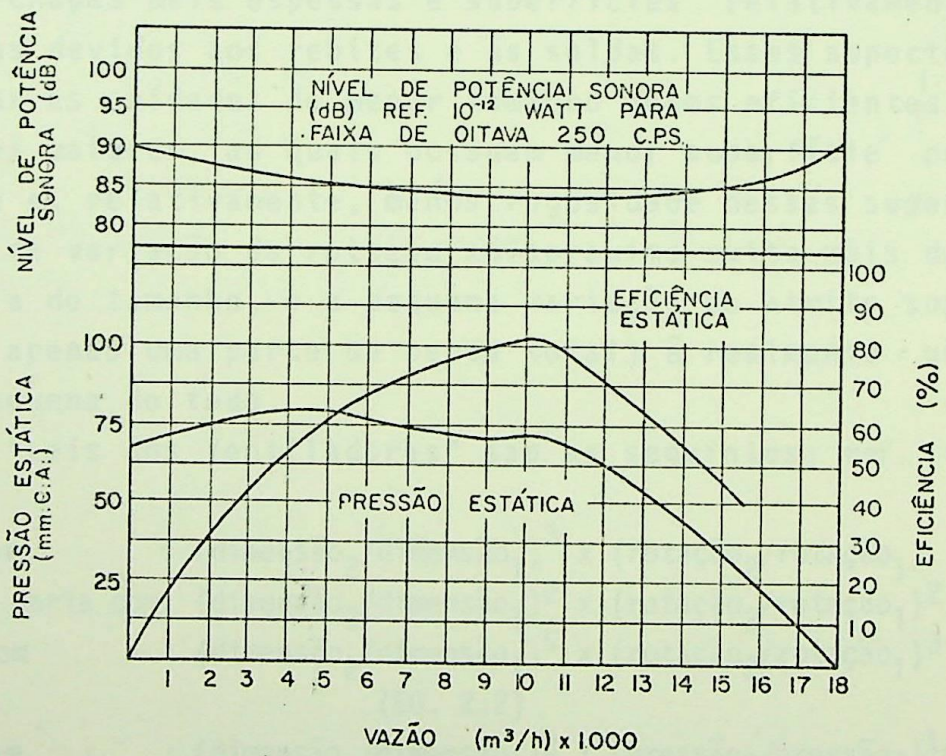


FIG. 2.2 - Variação do nível de potência sonora de um ventilador centrífugo com pás retas inclinadas para trás.

lhantes as demais características mecânica de estrutura e acionamento do ventilador.

A figura 2.2 ilustra esta fato, e refere-se a um ventilador centrífugo de pás inclinadas para trás; diâmetro 620 mm, rotação 1140 rpm; ar ambiente ao nível do mar.

2.2 LEIS DOS VENTILADORES

As leis que governam o desempenho dos ventiladores centrífugos estão razoavelmente bem estabelecidas. Apesar da pequena influência do atrito fluido e o fato de nem todas as dimensões serem absolutamente proporcionais, essas relações abaixo são bastantes úteis. Nos ventiladores de pequenas dimensões a construção pode ser simplificada através do emprego de um número menor de pás, chapas mais espessas e superfícies relativamente mais grosseiras devidos aos rebites e às soldas. Esses aspectos tendem a tornar as unidades de menor tamanho menos eficientes que as unidades maiores, as quais possuem menor superfície por unidade volume e, relativamente, menos rugosidade dessas superfícies. A lei de variação da rotação se aproxima muito mais da realidade que a do tamanho, e a pequena variação do atrito superficial (que é apenas uma parte da perda total) é realmente uma parte muito pequena do todo.

As principais "Leis dos Ventiladores" são as seguintes: ref. (4) e (6).

Vazão varia com : $(\text{dimensão}_2/\text{dimensão}_1)^3 \times (\text{rotação}_2/\text{rotação}_1)$

Pressão estática varia com: $(\text{dimensão}_2/\text{dimensão}_1)^2 \times (\text{rotação}_2/\text{rotação}_1)^2$

Potência varia com : $(\text{dimensão}_2/\text{dimensão}_1)^5 \times (\text{rotação}_2/\text{rotação}_1)^3$

(EQ. 2.2)

Vazão varia com : $(\text{dimensão}_2/\text{dimensão}_1)^2 \times (\text{pressão}_2/\text{pressão}_1)^{1/2}$

Rotação varia com : $(\text{dimensão}_1/\text{dimensão}_2) \times (\text{pressão}_2/\text{pressão}_1)^{1/2}$

Potência varia com : $(\text{dimensão}_2/\text{dimensão}_1)^2 \times (\text{pressão}_2/\text{pressão}_1)^{3/2}$

(EQ. 2.3)

A partir dessas equações, podemos deduzir ' 10 leis dos ventiladores as quais se aplicam para qualquer ponto fixo de operação ref. (5). Se um ponto de operação de um ventilador de determimado tamanho numa rotação é tal que a pressão é 50% da pressão de vazão nula ("Shutoff") e a vazão é 75% da ' vazão para pressão estática nula ("free delivery"), esses mesmos valores relativos podem ser tomados para qualquer outro tamanho de ventilador da série geométricamente semelhante correspondente. O ponto fixo de operação terá também um rendimento fixo dentro de certas limitações previamentes estabelecidas. Se ' uma das variáveis permanece constante sua relação se torna a unidade e as variáveis restantes se aplicam como foi indicado.

Exemplo 2.1 considere um ventilador que possui um rotor com diametro de 927 mm e fornece uma vazão de 4,7 m^3/s quando opera a uma pressão estática de 500 N/m^2 (= 5,1 cm. c.a) e 700 rpm; e uma potência de 3 KW (= 4HP) é necessária. ' Qual será a vazão, a pressão e a potência necessárias para um ' ventilador geométricamente semelhante com 1245 mm de diametro ' do rotor, operando a uma rotação 1000 rpm?

Solução:

Das equações (2.2) temos:

$$\text{Vazão} = 4,7 \times \left[\frac{1245}{927}\right]^3 \times \frac{1000}{700} = 16,3\ m^3/s$$

$$\text{Pressão estática} = 500 \times \left[\frac{1245}{927}\right]^3 \times \left[\frac{1000}{700}\right]^2 = 1840,6\ \frac{N}{m^2}\ (= 18,8 cm.c.a.)$$

$$\text{Potência} = 3 \times \left[\frac{1245}{927}\right]^5 \times \left[\frac{1000}{700}\right]^3 = 38,2\ KW\ (= 51\ Hp)$$

A potência poderia ser calculada por uma expressão alternativa. Desde que o rendimento permaneça constante, a potência irá variar com: (vazão) x (pressão) logo:

Potência $= 3 \times \frac{16,3}{4,7} \times \frac{1840,6}{500} = 38,2$ KW (= 51 Hp)

Exemplo 2.2 usando os dados do exemplo (2.1) para o ventilador de 927 mm, qual será a razão, a rotação e a potência necessária do ventilador de diâmetro 1245 mm para que o mesmo forneça a mesma pressão de 500 N/m^2 (= 5,1 cm.c.a.)?

Solução:

Das equações (2.3), para a pressão constante temos:

Vazão $= 4,7 \times \left[\frac{1245}{927}\right]^2 = 8,5$ m^3/s

Rotação $= 700 \times \frac{927}{1245} = 521$ rpm

Potência $= 3 \times \left[\frac{1245}{927}\right]^2 = 5,4$ KW (= 7,2 Hp)

2.3 CORRELAÇÃO DO RUÍDO DO VENTILADOR CENTRÍFUGO COM O TAMANHO PRESSÃO ESTÁTICA, ROTAÇÃO E VAZÃO.

As relações empíricas entre o ruído gerado por um ventilador e seu tamanho, pressão estática, rotação, e vazão são as seguintes. ref. (3)

A alteração do nível de potência sonora total varia com:

$$70 \log_{10}(\text{dimensão}_2/\text{dimensão}_1) + 50 \log_{10}(\text{rotação}_2/\text{rotação}_1) \quad \text{(EQ. 2.4)}$$

$$20 \log_{10}(\text{dimensão}_2/\text{dimensão}_1) + 25 \log_{10}(\text{pressão}_2/\text{pressão}_1) \quad \text{(EQ. 2.5)}$$

Escola Federal de Engenharia
Biblioteca
MACK

$$10 \log_{10}(\text{vazão}_2/\text{vazão}_1) + 20 \log_{10}(\text{pressão}_2/\text{pressão}_1) \quad \text{(EQ. 2.6)}$$

Essas relações se aplicam para um ponto fixo de operação. Se uma das variáveis permanece constante, $\log_{10}(1) = 0$ e as outras se aplicam como foi escrito. Logo, na eq.2.5, se a velocidade tangencial para uma dada série de ventiladores permanecer constante, a pressão estática será constante e o nível de potência sonora irá variar com $20 \log_{10}$ (dimensão$_2$/dimensão$_1$).

Um ventilador com o dobro de largura pode ser considerado como 2 ventiladores do mesmo tamanho, rotação, e nível de potência sonora; então, seu nível de potência sonora será $10 \log_{10}(2) = 3$ dB maior que o do ventilador. Da mesma forma, a potência sonora de um ventilador de vários estágios é menor que a do ventilador de simples estágio de mesma vazão e pressão. Então se o nível de potência sonora de um ventilador de simples estágio é de 90 dB, o nível de potência sonora de um ventilador de 6 estágios para fornecer a mesma vazão, à mesma pressão, será $10 \log_{10}(6) + 20 \log_{10}(1/6) = 7,8 - 15,6 = -7,8$ ou 7,8 dB menos.

Exemplo 2.3: considere o ventilador de 927 mm de diâmetro do exemplo (2.1). Se ele produz um nível de ruído de 70 dB, qual será a alteração do nível de ruído, se um ventilador de diâmetro 1245 mm, operando a 1000 rpm for substituído por ele?

Solução: usando a equação (2.4) temos:

$$\text{Alteração do nível} = 70 \log_{10}\frac{1245}{927} + 50 \log_{10}\frac{1000}{700} = 16,7 \text{ dB}$$

Nível de ruído do segundo ventilador = 70 + 16,7 = 86,7 dB

Exemplo 2.4 verifique o exemplo (2.3) usando a equação (2.6).

A relação de vazões é 16,3/4,7 = 3,47

A relação de pressões é 1840,6/500 = 3,68

Logo:

Alteração do nível de ruído = 10 $\log_{10}(3,47)$ + 20 $\log_{10}(3,68)$ = = 16,7 dB

Exemplo 2.5 considere o ventilador com 927 mm de diametro dos exemplos (2.1) e (2.2). Assuma que ele forneça uma vazão de 4,7 m^3/s e que produz um nível de ruído de 70db num local especificado. Qual será a alteração do nível de ruído se o ventilador de 1245 mm de diametro que fornece 8,5 m^3/s, na mesma pressão, for substituido por esse ventilador?

Solução: da equação (2.5), como a pressão é constante vem:

Alteração do nível = 20 $\log_{10}(1245/927)$ = 2,56 dB

ou através da equação (2.6)

Alteração do nível = 10 $\log_{10}(8,5/4,7)$ = 2,57 dB

De maneira geral os ventiladores não obedecem exatamente as equações (2.4), (2.5) e (2.6). Para o caso dos ventiladores centrífugos êsses desvios são levemente menores em relação aos ventiladores axiais particularmente à medida que a rotação dos mesmos cresce. ref. (3)

Não estando a potência sonora emitida por um ventilador centrífugo totalmente concentrado, na freqüência de passagem de pás como mostra o espectro da fig. (2.3) ref.(3), devemos salientar que em termos de nível de potência sonora to-

tal essas equações são seguidas com bastante aproximação, mas as diversas componentes na diferentes bandas de freqüência podem apresentar grandes desvios.

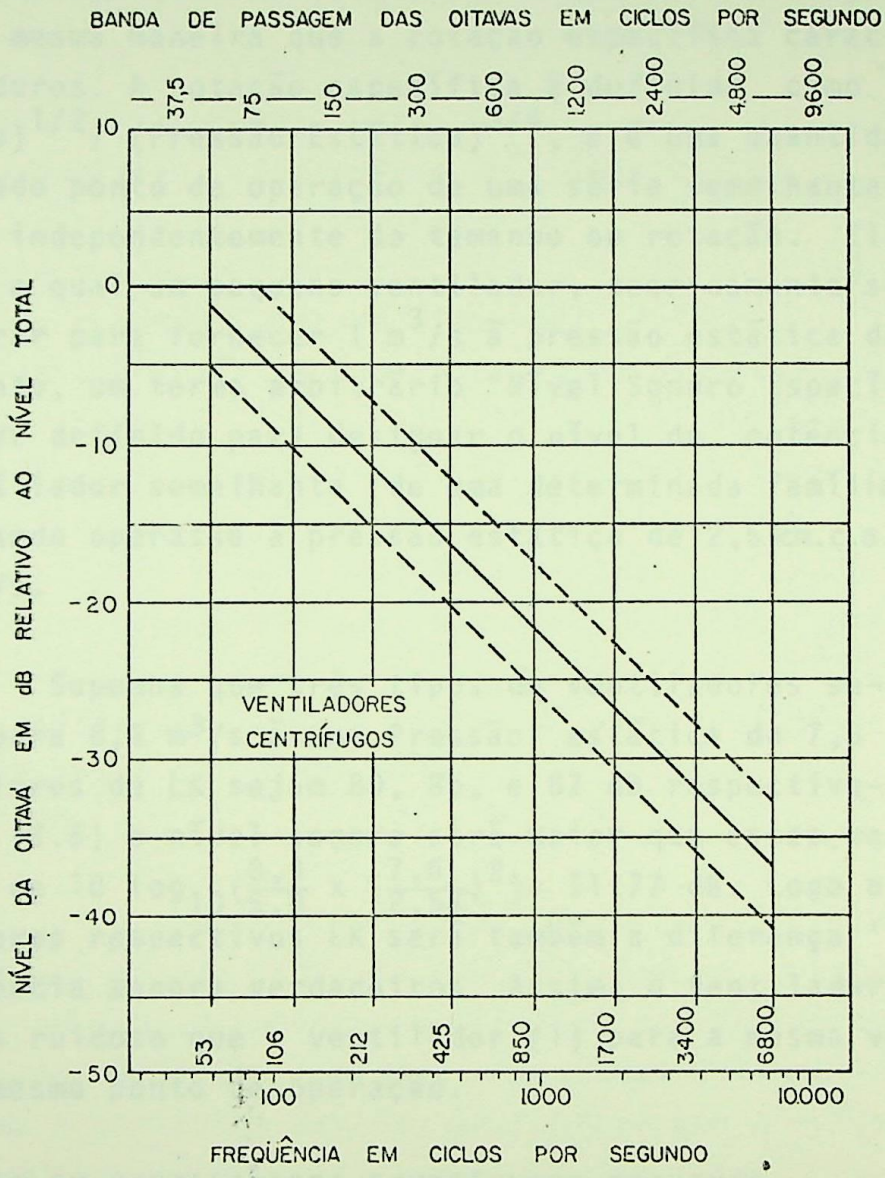


FIG. 2.3 - Espectro dos níveis médios de potência sonora, em decibéis relativo ao nível total, para ventiladores centrífugos. (REF: 1)

Escola de Engenharia de Itajubá - EFEI
Biblioteca MAUÁ BIM

2.4 NÍVEL SONORO ESPECÍFICO

É desejável, em muitos casos, representar uma série inteira de ventiladores com uma "característica específica de som" da mesma maneira que a rotação específica caracteriza os ventiladores. A rotação específica é definida como (Rotação) x (Vazão)$^{1/2}$/ (Pressão Estática)$^{3/4}$, e é uma quantidade fixa para um dado ponto de operação de uma série semelhante de ventiladores, independentemente do tamanho ou rotação. Ela é uma rotação com a qual um pequeno ventilador, teoricamente semelhante, deve girar para fornecer 1 m^3/s à pressão estática de 1m.c.a. Analogamente, um termo arbitrário "Nível Sonoro Específico", LK, pode ser definido para designar o nível de potência sonora que um ventilador semelhante (de uma determinada família) devia produzir quando operasse à pressão estática de 2,54cm.c.a. fornecendo 5,0 m^3/s.

Suponha que três tipos de ventiladores sejam selecionados para 8,4 m^3/s à uma Pressão estática de 7,6 cm.c.a. e seus valores de LK sejam 80, 85, e 87 dB respectivamente. Da equação (2.6) o nível sonoro será maior que esses valores respectivos de $10 \log_{10}(\frac{8,4}{5,0} \times (\frac{7,6}{2,54})^2) = 11,77$ dB. Logo a diferença nos valores respectivos LK será também a diferença nos níveis de potência sonora verdadeiros. Assim, o ventilador (3) será 7 dB mais ruidoso que o ventilador (1) para a mesma vazão e pressão, e mesmo ponto de operação.

2.5 ESTUDO DO RUÍDO EM VENTILADORES CENTRÍFUGOS PEQUENOS

Uma aproximação interessante para o problema do ruído em ventiladores tem sido sugerida. Baseado num estudo de um número de pequenos ventiladores centrífugos de projeto simples, com diâmetro do rotor variando de 76 mm a 152 mm (de 3 a 6 POL), concluiu-se que o ruído dos ventiladores estava

separado em duas partes: uma associada com a altura estática desenvolvida, e a outra associada com o escoamento. A potência sonora emitida é expressa por: ref. (3)

$$W_s = \frac{C_1 H^3}{a} + \frac{C_2 Q^5}{D^{12} a^4} \qquad \text{(EQ. 2.7)}$$

onde W_s = potência sonora total, Watts
H = altura estática, centímetros de coluna d'água
Q = Vazão, metros cúbicos por segundo
D = diâmetro do rotor, metros
a = razão de aspecto (largura/diâmetro)

e C_1 e C_2 são constantes empíricas; para o ensaio particular citado, obtiveram-se valores $C_1 = 5{,}49214 \times 10^{-6}$, $C_2 = 1{,}60155 \times 10^{-12}$ com as unidades mencionadas acima. As constantes foram escolhidas para um melhor ajuste às condições do "Shutoff" e "free delivery". Conquanto essas condições extremas não sejam consideradas altamente desejáveis para medições de ruído, pois sob nenhuma dessas condições o fluxo de ar através das pás é bom, a potência sonora medida para outros pontos de característica de pressão concorda com a calculada pela eq. (2.7) numa faixa de erro de +2 a -3 dB.

Para o mínimo de ruído a Equação (2.7) indica que é desejável uma grande razão de espectro. Também, a potência do ruído decresce com um aumento no diâmetro do ventilador, até que o ruído devido à altura estática predomine. O diâmetro ótimo do ventilador é portanto, aquele que faz com que o ruído devido à altura estática apenas ultrapasse o ruído total. Em geral encontra-se que tal ventilador opera próximo de seu máximo rendimento quando estiver fornecendo o fluxo necessário contra a altura especificada.

Esse estudo ficou restrito a pequenos ventiladores com pás curvadas para frente. Seria arriscado extrapo-

lar esses resultados para grandes ventiladores. As constantes ' são apropriadas apenas para o projeto de ventiladores simples ' de pás curvadas para frente. Elas estariam sujeitas a mudar se a formar das pás ou o projeto da carcaça fosse alterado. As constantes seriam, sem dúvida , consideravelmente diferentes para ' pás curvadas para trás .

Assumindo que a razão de espectro seja constante de maneira que as leis dos ventiladores, eq. (2.2), possam ser aplicadas, pode-se mostrar que a eq. (2.7) prediz que o ruído de "shutoff" varia com a rotação à sexta potência e com relação de tamanho a sexta potência também. Também, o ruído de ' "free delivery" irá variar com a rotação à quinta potência e com a relação de tamanho à terceira potência. Exceto pelo pequeno ' expoente encontrado para arelação de tamanho sob condições de' "free delivery", o que foi exposto está em concordância geral ' com investigações prévias (veja eq. 2.4). O espectro de ruído ' observado é uma característica dos ventiladores centrífugos.

B I B L I O G R A F I A

(1) B.B. DALY, B. Se, A.M.I.E.E., A.M.T.H.V.E., MAY-58, "NOISE LEVEL IN FANS".

(2) OSBORNE, "FANS", ED PERGANO - OSFORD, 1967.

(3) F. S. HOWES, and R. R. REAL, 1958 "THE JOURNAL OF THE ACOUSTICAL SOCIETY OF AMERICA" - 30, 714-720. NOISE ORIGIN, POWER, and SPECTRA OF DUCTED CENTRIFUGAL FANS.

(4) HARRIS - "HANDBOOK OF NOISE CONTROL" - MC.GRAW-HILL BOOK COMPANY, CHAPTER 25.

(5) MADISOM, R. D., "FAN ENGINEERING", BUFFALO FORGE CO., BUFFALO, N. Y., 5 THED, 1949.

(6) ROBERT JORGENSEN, "FAN ENGINEERING", BUFFALO FORGE CO., BUFFALO, NEW YORK.

MEDIDA DE RUÍDO EM VENTILADORES CENTRÍFUGOS

CAPÍTULO 3

MEDIDA DE RUÍDO EM VENTILADORES CENTRÍFUGOS

3.1 INTRODUÇÃO

Dentre os métodos existentes, pelos quais o ruído dos ventiladores pode ser medido, este capítulo mostra os procedimentos adequados para os testes de medição de ruído em ventiladores centrífugos. As análises do ruído são normalmente obtidas na forma de níveis de pressão sonora (para uma dada banda de freqüência) em locais específicos. Todavia, a potência sonora total emitida por cada banda é a quantidade mais importante e os dados devem ser convertidos para essa forma, se possível. Fórmulas são dadas para essa conversão. Qual método é melhor? Depende das circunstâncias do teste.

Apesar de outros procedimentos de medição serem possíveis, qualquer arranjo, que permita que apenas dados "relativos" sejam obtidos, deve ser desencorajado. Tais medições são normalmente de valor limitado e, frqüentemente, alterações mínimas no equipamento invalidam completamente seus resultados. Em geral, um método é acusticamente bom somente se ele possibilita se fazer uma determinação razoavelmente precisa da potência sonora total.

Escola Federal de Engenharia
Biblioteca
MAUÁ
Itajubá

3.2 TESTES EM DUTOS

A medição de som no interior de um duto normalmente requer a colocação de um microfone diretamente na corrente de ar. Tal procedimento tem sido geralmente evitado, uma vez que ruídos aerodinâmicos serão gerados pelo escoamento do ar sobre o alojamento do microfone, e esses ruídos tenderão a mascarar o som que está sendo medido. Entretanto, embora eles não tenham sido usado extensivamente, técnicas são disponíveis para a medição de som numa corrente de ar de velocidade apreciável.

3.2.1 ANTEPARO

O uso de um anteparo sobre o microfone melhora a relação sinal-ruído, mantendo os redemoinhos devido à turbulência, distantes do elemento sensor do microfone propriamente. Muitos microfones dinâmicos e a cristal possuem a forma de um anteparo embutido e podem não necessitar de blindagem especial para baixas velocidades do ar. Todavia, muitos microfones condensadores não são assim equipados e podem requerer blindagem em correntes de ar relativamente ligeiras.

Em geral, o ruído devido à presença do microfone ocorre predominantemente à freqüências mais baixas especialmente no caso de microfones com anteparo embutido. Lógo, apesar de não poder ser possível medir-se a pressão sonora total numa corrente, de ar com um microfone comum a cristal, sem proteção adicional, pode ser possível a obtenção de dados nas cita vas mais altas, as quais são frequentemente a causa principal do ruído. A necessidade de anteparo para uma série particular de testes, pode ser estabelecida através da tomada de algumas medidas com e sem esse anteparo. Devem ser feitas correções pa-

ra a atenuação sonora oferecida pelo anteparo. Isso pode ser determinado pela análise das oitavas de um ruído estável no ar calmo, tanto com, como sem o anteparo.

3.2.2 TÉCNICAS DE CORRELAÇÃO

Um arranjo alternativo para a feitura de medições numa corremte de ar envolve o uso de técnicas de correlação. Dois microfomes são posicionados lado a lado na corrente de ar e suas saídas elétricas são correlacionadas através de um equipamenteo eletrônico adequado. Uma vez que não é necessário um tempo de retardamento, esse equipamento não precisa ser complexo. Esse procedimento de correlação tende a diferenciar os ruídos devidos aos microfones, que são aleatórios e diferentes em cada microfone, e assim fornecer uma relação sinal-ruído mais elaborada. A limitação básica envolve a propagação de um ruído gerado de um microfone para outro (também devido ao escoamento). Se a atenuação de pressão para essa propagação é D dB, então a relação sinal-ruído é melhorada de (D/2 - 3)dB. Uma vez que esse ruído entre os microfones diminui à meidida que a freqüência aumenta, normalmente são empregados filtros para eliminar as freqüências muito baixas. Melhoras de 20 a 30 dB na relação sinal-ruído têm sido obtidas através de tais métodos.

3.2.3 TERMINAL ACÚSTICO

Cuidados devem ser tomados para previnir que ondas sonoras sejam refletidas de uma extremidade aberta de um duto. Se tais reflexões ocorrem, existirão ondas longitudinais permanentes no interior do duto, interferindo, portanto, na medição precisa do som. Esse problema pode ser solucionado instalando no duto um terminal acústico, como se indica na fig. 3.1. As cunhas absorvedoras de som são necessárias para minimizar as reflexões em baixas freqüências. Essa aplicação de cu-

nhas deve cobrir uma área equivalente àquela da secção transversal do duto, e de forma idêntica. Além do mais, todas as paredes do terminal devem ser revestidas com uma camada de lã de vidro. O alargamento de secção é escolhido de forma a fornecer um mínimo de restrição ao escoamento de ar, sendo que a área ao redor das cunhas equivale à área do duto. Todavia, aletas diretrizes não devem ser empregadas na secção de alargamento, pois elas refletirão o som. O fluxo de ar é controlado por meio de painéis móveis perfurados ou venezianas, na saída do terminal acústico. Algum ruído será, naturalmente, gerado nessas aberturas-especialmente quando ventiladores de alta pressão estiverem sendo testados sob condições de vazão reduzida. Entretanto, para muitos casos, o terminal servirá como uma câmara "plenum" acústica e irá, portanto, minimizar a transmissão desse ruído ao microfone.

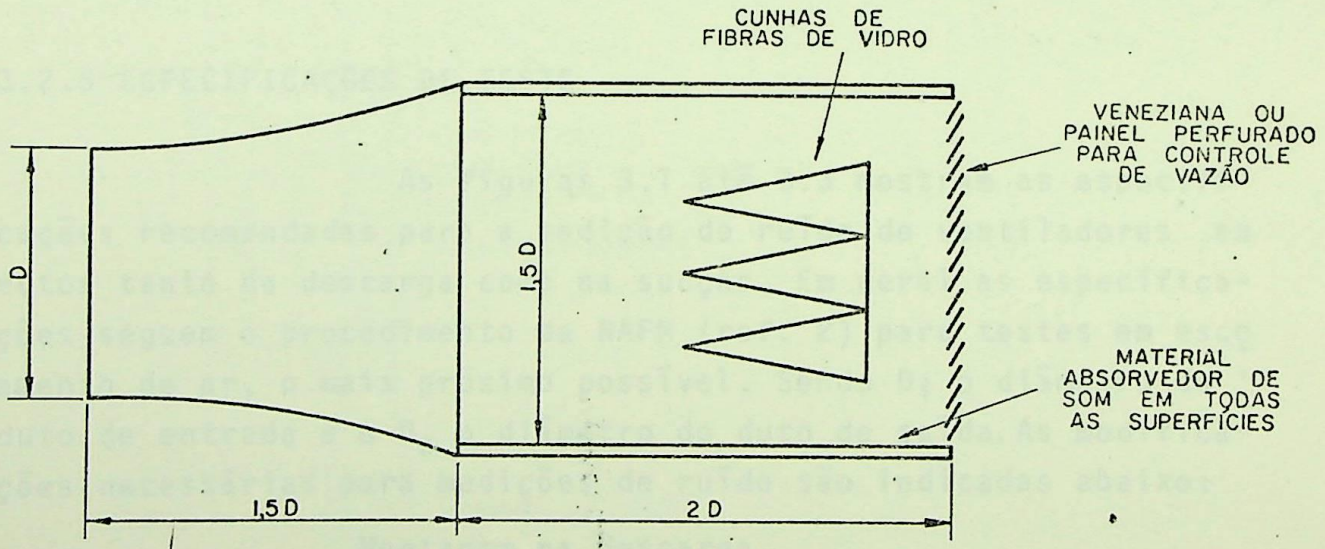


FIG. 3.1 - Terminal acústico para teste de ruído em dutos (REF: 3)

Escola Federal de Engenharia de Itajubá - EFEI
Biblioteca MAUÁ BIM

3.2.4 TRANSMISSÃO POR VIBRAÇÃO

É essencial que se evite transmissão de vibração ao longo do duto até o local onde o microfone seja instalado. Tal vibração frequentemente provoca a ressonância dos painéis, o que serve para aumentar o ruído que está sendo medido. Um procedimento recomendado é inserir uma curta junção de lona à uma distância de aproximadamente 3 diâmetros de duto a partir do ventilador, e sustentar o restante do duto (longe do ventilador) sobre almofadas de borracha infláveis, as quais irão fornecer uma boa isolação à vibração, particularmente nas baixas freqüências. As paredes do duto a serem usadas nos testes devem ser lisas, pesadas, e o menos ressonantes possível. Placas de cimento amianto com 1 polegada de espessura são bem satisfatórias.

3.2.5 ESPECIFICAÇÕES DE TESTE

As figuras 3.1 até 3.3 mostram as especificações recomendadas para a medição de ruído de ventiladores em dutos tanto na descarga como na sucção. Em geral as especificações seguem o procedimento da NAFM (ref. 2) para testes em escoamento de ar, o mais próximo possível. Sendo D_i o diâmetro do duto de entrada e o D_o o diâmetro do duto de saída. As modificações necessárias para medições de ruído são indicadas abaixo:

Montagem na descarga

1 - Junção de lona a 3 D_o
2 - Extremidade de descarga do duto montada sobre almofadas de borracha infláveis.
3 - Terminal acústico no duto de descarga.
4 - Microfone a aproximadamente 8 D_o, ao longo da linha de centro do duto.
5 - Anteparo sobre o microfone, ou microfone duplo e correlacio

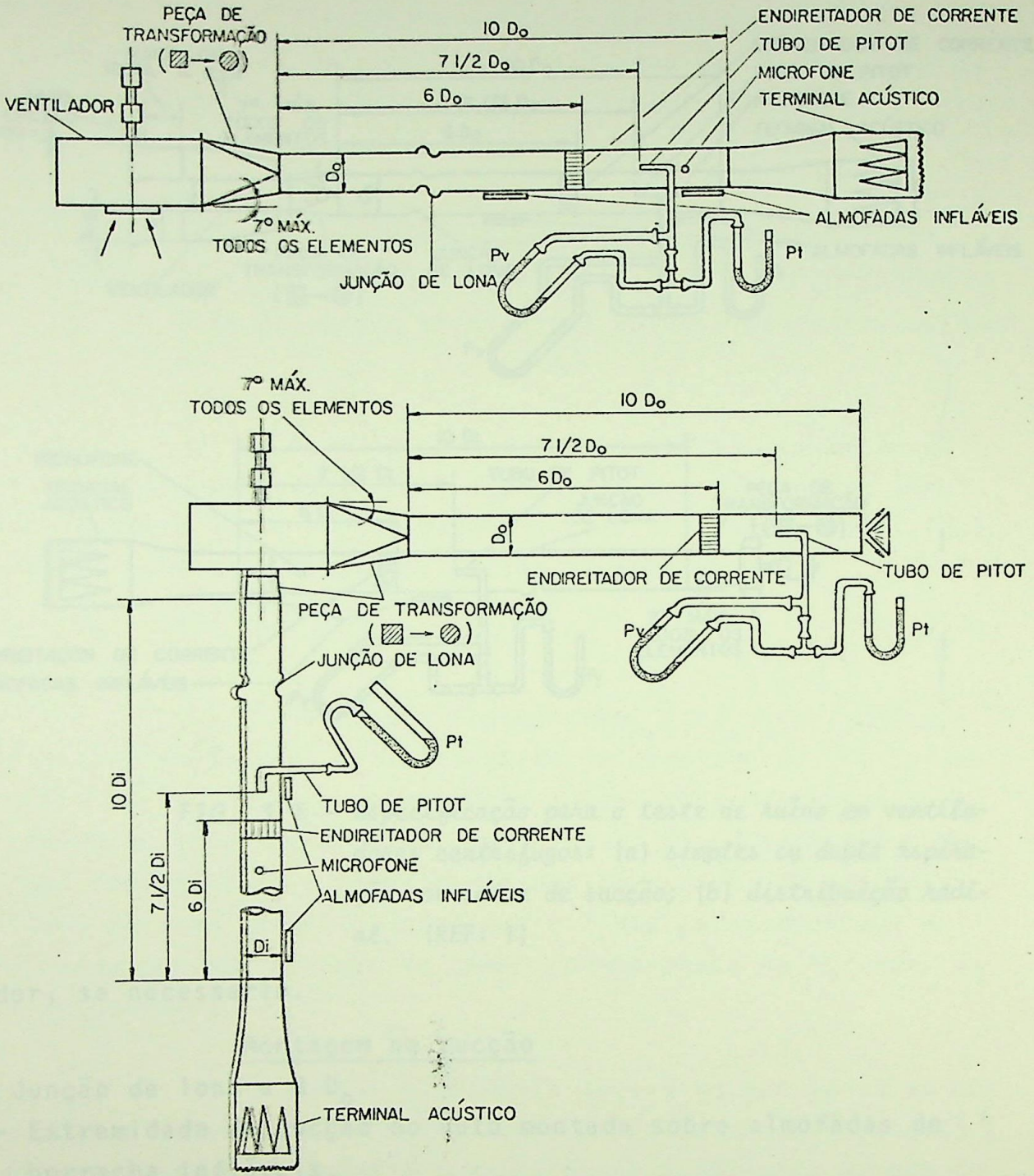


FIG. 3.2 - Especificação para o teste de ruído em ventiladores centrífugos: (a) simples ou dupla aspiração com duto de descarga; (b) simples aspiração com duto de sucção.

(REF: 1)

Biblioteca MAUÁ BIM

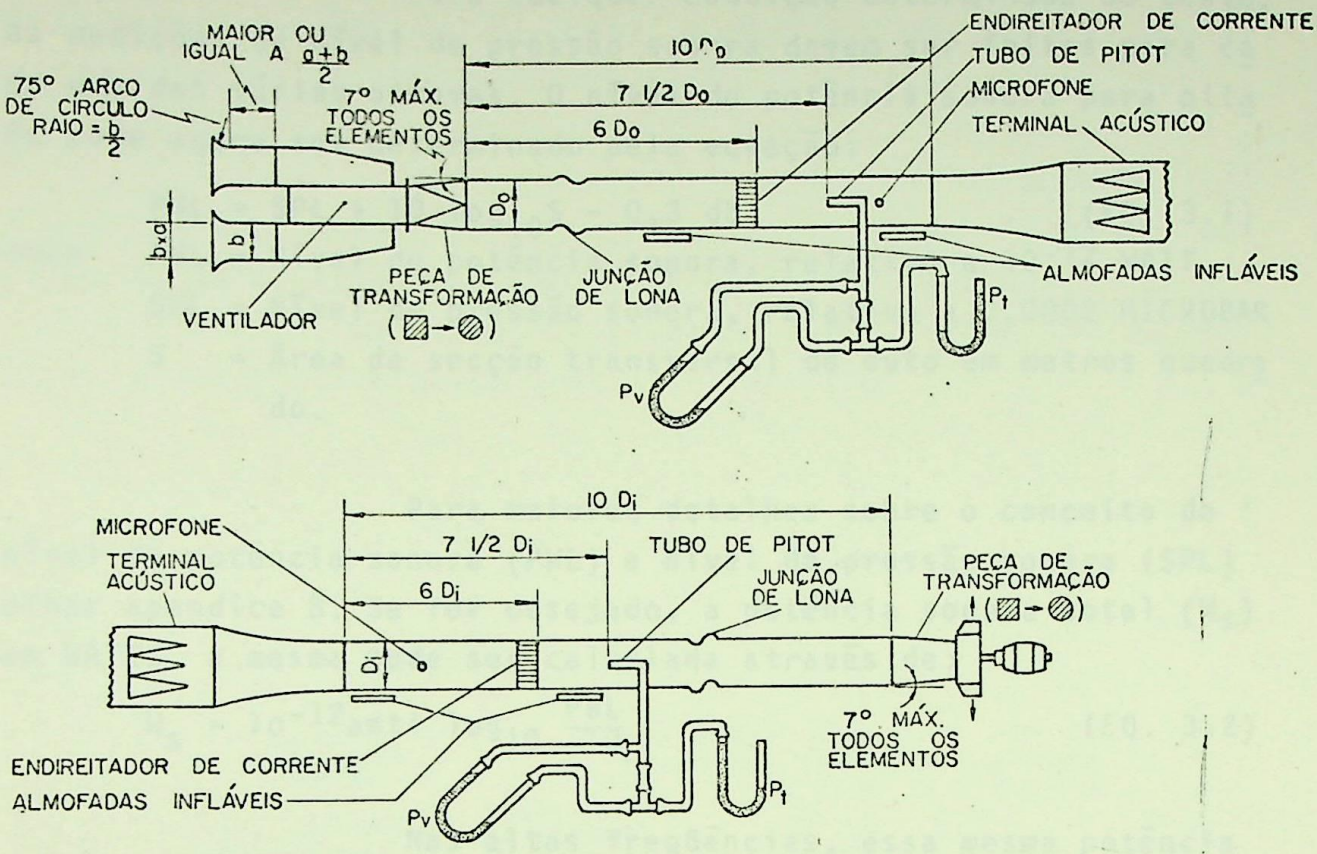


FIG. 3.3 - Especificação para o teste de ruído em ventiladores centrífugos: (a) simples ou dupla aspiração com caixa de sucção; (b) distribuição radial. (REF: 1)

nador, se necessário.

Montagem na sucção

1- Junção de lona a 8 D_o.
2 - Extremidade de sucção do duto montada sobre almofadas de borracha infláveis.
3 - Terminal acústico no duto de sucção.
4 - Microfone á aproximadamente 3 D_o, ao longo da linha de centro do duto.
5 - Anteparo sobre o microfone, ou microfone duplo e correlacionador, se necessário.

Para qualquer condição determinada de teste, as medições de nível de pressão sonora devem ser feitas para cada uma das várias oitavas. O nível de potência sonora para oitava pode agora ser determinado pela equação:

$$PWL = SPL + 10 \log_{10} S - 0{,}3 \text{ db} \quad \text{(EQ. 3.1)}$$

onde PWL = Nível de potência sonora, relativo a 10^{-12} WATT

SPL = Nível de pressão sonora, relativo a 0,0002 MICROBAR

S = Área da secção transversal do duto em metros quadrado.

Para maiores detalhes sobre o conceito de nível de potência sonora (PWL) e nível de pressão sonora (SPL) olhar apendice B. Se for desejado, a potência sonora total (W_s) em WATTS, a mesma pode ser calculada através de:

$$W_s = 10^{-12} \text{anti} \log_{10} \frac{PWL}{10} \quad \text{(EQ. 3.2)}$$

Nas altas freqüências, essa mesma potência sonora será emitida da extremidade de um duto aberto. Em baixas freqüências tal emissão de potência sonora será maior que aquela medida no interior do duto (veja fig. 3.6). A potência sonora real emitida para o interior de uma sala pode ser determinada tanto por uma verificação de campo livre na extremidade do duto, como por uma medição do campo reverberante no inteior da sala em questão.

Apenas a potência sonora na sucção ou na descarga é medida nos testes acima. Se a potência total é necessária, ela pode ser encontrada determinando-se a potência sonora do ventilador para ambas as direções de escoamento e somando se (conforme apendice B) os valores assim obtidos.

Esse método de medição fornece o ruído total do sistema do ventilador no duto, incluindo o ruído do motor.

Se apenas o ruído aerodinâmico for desejado, pode ser necessário o isolamento acústico do motor. A fig. 3.4 mostra esse isolamento aplicado ao caso de um ventilador centrífugo.

Uma possível fonte de erro no método acima é a falta de uma onda sonora perfeitamente plana e frontal ao longo do duto, especialmente nas freqüências mais altas. Em geral, entretanto, um microfone colocado centralmente, parece fornecer dados razoavelmente precisos. ref: (3)

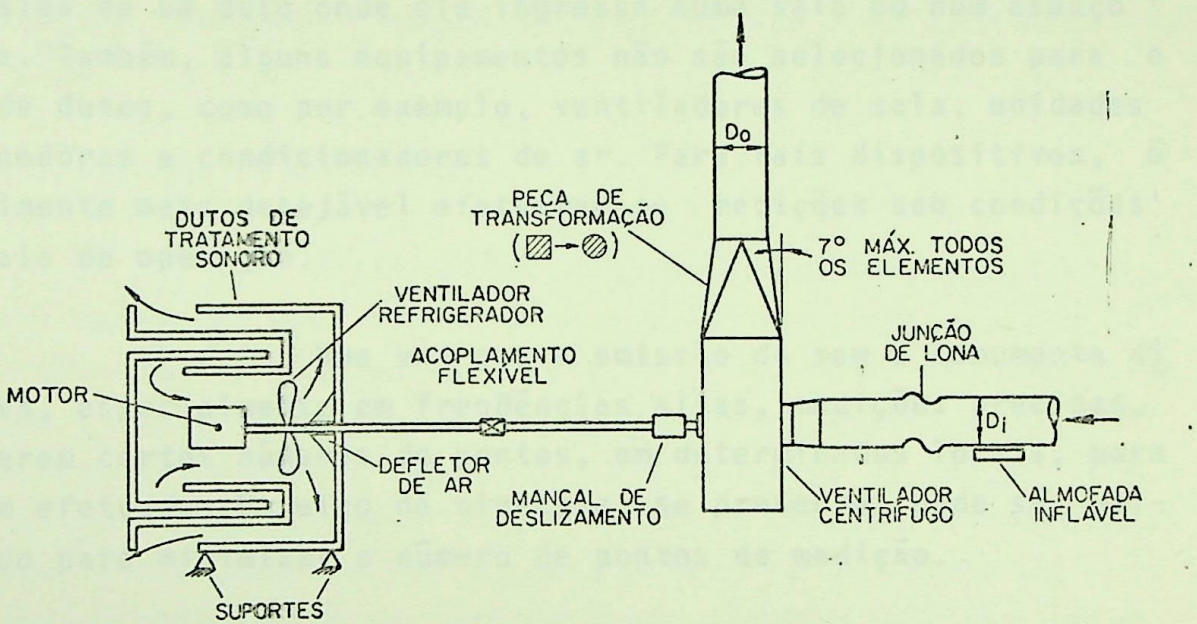


FIG. 3.4 - Motor de acionamento com isolamento acústico para teste com ventiladores centrífugos em dutos. (REF: 5)

Um sistema alternativo de testes em dutos foi sugerido recentemente; esse sistema mantém o microfone fora da corrente de ar. O duto principal, contendo o microfone, termina com um tratamento acústico hermeticamente fechado, e um ventilador auxiliar é empregado para retirar o ar fora do sistema

através de um tudo lateral e uma câmara "plenum". Essa câmara "plenum" é tratada acusticamente para evitar a introdução de ruído do ventilador auxiliar. A presença do tubo lateral afeta, sem dúvida o ruído que atinge o microfone numa certa extensão. Entretanto, conclui-se que medidas confiáveis podem ser feitas para oitavas de 75 a 2.400 cps.

3.3 TESTES DE CAMPO LIVRE

Em certos casos são desejáveis medidas de som em campo livre. Um destes testes consiste na medição do som na saída de um duto onde ele ingressa numa sala ou num espaço livre. Também, alguns equipamentos não são selecionados para o uso de dutos, como por exemplo, ventiladores de sala, unidades aquecedoras e condicionadores de ar. Para tais dispositivos, é geralmente mais desejável efetuarem-se medições sob condições normais de operação.

Uma vez que a emissão do som é comumente diretiva, especialmente em freqüências altas, medições precisas, requerem certos números de pontos, em determinados locais, para serem efetuadas. Um eixo de simetria, se presente, pode ser utilizado para minimizar o número de pontos de medição.

3.3.1 AMBIENTE PARA TESTE DE CAMPO LIVRE

A sala não reverberante para teste de som propicia um ambiente adequado para o teste em campo livre. As dimensões do espaço livre (ref. 4) normalmente são 7m x 7m x 4m de altura. O ventilador ou a boca do duto a ser testado deve ser colocado no centro geométrico da sala a qual possui paredes recobertas com material absorvedor, com o objetivo de minimizar as reflexões de uma fonte colocada nesta posição. O chão é carpetado, mas, como sua abosrção é pobre em baixas freqüências,

um defletor móvel é colocado no caminho de qualquer som que possa ser refletido do chão para o microfone.

3.3.2 MEDIÇÕES ESFÉRICAS

Para maior precisão, os pontos de medição devem ser distribuídos o mais uniformemente possível sobre a superfície de uma esfera. O número de pontos escolhidos depende da diretividade da fonte. Para uma oitava maior é aconselhável empregar uma sequência de 20 pontos se uma alta precisão for desejada. Posições coordenadas de 20, 12 e 8 pontos para um arranjo esférico são dadas a seguir pelas tabelas. 3.1; 3.2; e 3.3 ref. (1)

3.3.2.1 POSIÇÃO DO MICROFONE

O microfone pode ser colocado a uma distância não menor que duas vezes, e preferivelmente cinco vezes a maior dimensão da máquina sob teste, e em qualquer caso não menos que a um metro da fonte. Entretanto, para assegurar que o microfone esteja em uma região da sala de teste de campo livre onde as condições de campo livre realmente existam, o microfone não deve ser colocado a uma distância de $\lambda/4$ da parede da sala onde λ é o comprimento de onda da menor freqüência a ser medida.

Se a fonte sonora a ser medida tem uma propagação perfeitamente esférica, basta somente medir o nível de pressão sonora em um único ponto, distante desta fonte sonora, para se determinar a potência. Entretanto, como a maioria das fontes tem uma irradiação não uniforme, a potência deve ser determinada por um arranjo de pontos, tal que, permita determinar a potência por unidade de área em várias direções. Quanto mais disforme é o campo da irradiação sonora, mais importante o número de pontos para os quais as medidas devem ser feitas. Caso se

deseje uma maior precisão ou se trate de uma fonte altamente diretiva, um arranjo de 20 pontos é recomendado. Para uma fonte mais uniforme ou para uma menor precisão arranjos de 12 pontos ou 8 pontos podem ser usados.

3.3.2.2 COORDENADAS DE POSIÇÃO PARA MEDIÇÕES ESFÉRICAS

Tab. 3.1 Coordenadas de posição na superfície de uma esfera unitária em função de coordenadas cartesianas (x,y,z) com origem na fonte, para um arranjo de 20 pontos, constante média N = 13,0 dB

x	y	z	x	y	z
0	0.93	0.36	0	-0.93	0.36
0	0.93	-0.36	0	-0.93	-0.36
0.58	0.58	0.58	-0.58	-0.58	0.58
0.58	0.58	-0.58	-0.58	-0.58	-0.58
0.93	0.36	0	-0.93	-0.56	0
0.36	0	0.93	-0.36	0	0.93
0.36	0	-0.93	-0.36	0	-0.93
0.93	-0.36	0	-0.93	0.36	0
0.58	-0.58	0.58	-0.58	0.58	0.58
0.58	-0.58	-0.58	-0.58	0.58	-0.58

Tab. 3.2 Coordenadas de posição na superfície de uma esfera unitária em função de coordenadas cartesianas (x,y,z) com a origem na fonte, para um arranjo de 12 pontos, constante média N = 10,8 dB.

x	y	z	x	y	z
0	0.89	0.45	-0.53	-0.72	0.45
0.53	0.72	-0.45	-0.85	-0.28	-0.45
0.85	0.28	0.45	-0.85	0.28	0.45
0.85	-0.28	-0.45	-0.53	0.72	-0.45
0.53	-0.72	0.45	0	0	1
0	-0.89	-0.45	0	0	-1

Tab. 3.3 Coordenadas de posição na superfície de uma esfera unitária em função de coordenadas cartesianas (x,y,z,) ' com origem na fonte, para um arranjo de 8 pontos, conste média N = 9,0 dB.

x	y	z
0	0.82	0.58
0	0.82	-0.58
0.82	0	0.58
0.82	0	-0.58
0	-0.82	0.58
0	-0.82	-0.58
-0.82	0	0.58
-0.82	0	-0.58

3.3.2.3 CÁLCULO DA POTÊNCIA SONORA

Na equação:

$$PWL = SPL + 20 \log_{10} r + 10,9 \text{ dB} \qquad \text{(EQ. 3.3)}$$

O nível de potência sonora PWL de uma simples fonte é dada em termos da medida do nível de pressão sonora SPL a uma distância r (em metros) da fonte. Quando a fonte é direcional, a potência pode ser convenientemente calculada por meio das medidas do nível de pressão sonora de um arranjo de pontos localizados em uma esfera imaginária em torno da fonte. Destas medidas é possível calcular uma média do nível de pressão sonora $\overline{SPL}$ que existiria se a atual fonte fosse representada por uma fonte ponctiforme emitindo igual potência sonora. Logo o nível de potência sonora pode ser calculado por uma relação similar a equação 3.1 ou seja:

$$PWL = \overline{SPL} + 20 \log_{10} r + 10,9 \text{ dB} \qquad \text{(EQ. 3.4)}$$

onde $\overline{SPL}$ é o nível de pressão sonora média da fonte e r a distância(em metros) da referida fonte.

Escola Federal de Agronomia Biblioteca MACA Itaiobi

A média do nível de pressão sonora pode ser calculada de medidas feitas em um arranjo de pontos na superfície de uma esfera imaginária (conforme a descrição dos itens anteriores) do seguinte modo:

1 - Associe todos os níveis lidos, por meio da figura 3.5 ou conforme apendice (B). Isto pode ser feito combinado as leituras para os dois primeiros pontos, (por exemplo, se cada um tem a leitura de 80 dB, então o nível combinado será de 83 dB), e então ' combina-se este novo valor com a leitura feita no 3º ponto e assim por diante.

2 - Subtrair do nível total combinado obtido em 1.; uma "constante média" (N), que depende do número de pontos que as medidas foram feitas. O valor desta constante (N) está incluindo nas tabelas, 3.1, 3.2 e 3.3.



FIG. 3.5 - Escalas usadas na combinação de níveis de pressão sonora.

A escala acima dá o número de decibels (A)' para ser somado ao nível de pressão L_1 para obter o nível resultante da combinação de L_1 e L_2 (REF: 1)

Exemplo 3.1: Suponha que é feito em uma esfera imaginária um arranjo de 12 pontos, cujas coordenadas são dadas pela tabela 3.2. As medidas foram feitas a 6 metros da fonte. Os seguintes valores de nível de pressão sonora são obtidos na banda de 150 para 300 cps: 87, 85,82,81, 81, 80, 80, 80, 81, 82, 82 e 85 dB. Se estes níveis são combinados por intermédio da figura 3.5, o nível total combinado é 93, 6 dB. Da tab. 3.2 o valor da constante mé

dia (N) que tem que ser subtraída do nível total combinado é de 10,8 dB. Logo a média do nível de pressão sonora $\overline{SPL}$ é de 82,8 dB ref. 0,0002 microbar.

Substituindo este valor médio ($\overline{SPL}$) na equação 3.4, o nível de potência sonora na banda de 150 para 300cps é de 109,26 dB ref. 1 Pico Watt. Se o total da potência sonora emitida por uma fonte é desejada, medidas similares podem ser feitas em cada banda e o nível de potência sonora total pode ser obtido por combinações dos níveis por intermédio da fig.3.5.

3.3.3 MEDIÇÕES HEMISFÉRICAS

Quando medidas são feitas ao ar livre, afastada de qualquer superfície refletiva diferente da base na qual a fonte está montada, ou se a fonte está em um ambiente fechado, que contem paredes altamente absorventes exceto por um piso mais sólido, pode ser usada a superfície de um hemisfério em torno da fonte, para se medir o nível de pressão sonora e conseqüentemente calcular a potência sonora emitida por esta fonte. Medidas sobre um plano refletivo muitas vezes são requeridas, mesmo quando uma sala de teste de campo livre é usada, porque a máquina a ser medida pode ser muito pesada para ser suspensa ou suas características de emissão de potência podem ser alteradas quando não está devidamente apoiada sobre uma sólida fundação ou base como em sua operação normal. Logo, quando o equipamento a ser testado é normalmente montado numa parede, ou num piso ou no teto, é usual e preferível fazer o teste em tal posição. Neste caso, um hemisfério de conjunto de pontos, mencionados acima pode ser utilizado. Entretanto para o hemisfério de 12 pontos, onde pontos do plano da base são necessários, é aconselhável localizar o microfone a vários centímetros deste plano afim de minimizar duplos efeitos de pressão. As posições coordenadas de 12; 6; e 4 pontos para um arranjo hemisférico são dadas a seguir pelas tabelas 3.4; 3.5 e 3.6 ref. (1).

3.3.3.1 COORDENADAS DE POSIÇÃO PARA MEDIÇÕES HEMISFÉRICAS

Tab. 3.4 Coordenadas de posição na superfície de hemifério unitário em função de coordenadas cartesianas (x,y,z) com origem na fonte, para um arranjo de 12 pontos. Cosntante média N = 10,8 dB.

x	y	z	x	y	z
0	0.93	0.36	0	-0.93	0.36
0.58	0.58	0.58	-0.58	-0.58	0.58
0.93*	0.36	0	-0.93*	0.36	0
0.36	0	0.93	-0.36	0	0.93
0.93*	-0.36	0	-0.93*	0.36	0
0.58	-0.58	0.58	-0.58	0.58	0.58

* Subtrair 3 dB do nível medido nestes pontos para obter um fator de potência ponderada de 1/2 nestes pontos.

Tab. 3.5 Coordenadas de posição na superfície de um hemisfério em função de coordenadas cartesianas (x,y,z) como origem na fonte, para um arranjo de 6 pontos. Constante média N = 7,8 dB.

x	y	z
0	0.89	0.45
0.85	0.28	0.45
0.53	-0.72	0.45
-0.53	-0.72	0.45
-0.85	0.28	0.45
0	0	1

Tab. 3.6 Coordenadas de posição na superfície de um hemisfério unitário em função de coordenadas cartesianas (x,y,z) com origem na fonte, para um arranjo de 4 pontos. Cons-

tante média N = 6,0 dB.

x	y	z
0	0.82	0.58
0.82	0	0.58
0	-0.82	0.58
-0.82	0	0.58

3.3.3.2 POSIÇÃO DO MICROFONE

As medidas deverão ser feitas no campo de radiação o mais longe possível da máquina sob teste. Entretanto o microfone poderá ser colocado até uma distância não menor que ' duas, e preferivelmente cinco vezes a maior dimensão da máquina sob teste, e em qualquer caso não menos que um metro da fonte.' Porém, se a altura efetiva da fonte em relação ao plano da base é apreciável, as posições do microfone próximo a este plano devem ser no mínimo de $4h^2/\lambda$ da fonte, onde h é a altura efetiva da fonte e λ o comprimento de onda do som de mais alta freqüência para ser medida (isto é feito para localizar o microfone longe de uma zona de interferência entre a fonte e sua imagem).

Para eliminar o erro devido à falsa pressão ou pressão dupla a posição do microfone deverá ser até o mínimo de vários centímetros acima do plano base.

No caso de medidas de potência sonora, em ambiente de teste de campo livre, de uma fonte altamente direcio-' nal e é importante a precisão requerida, o essencial é o número de pontos de medidas do arranjo hemisférico tomado em torno da' fonte. Nas tabelas 3.4, 3.5 e 3.6, encontramos as posições recomendadas para um arranjo de 12; 6; e 4 pontos. A constante média (N), que deve ser subtraída do nível combinado para obter o nível de pressão média $\overline{SPL}$ na superfície do hemisfério imaginário, é ' dada em cada uma das tabelas.

Quando medidas ao ar livre são feitas a dis-

tâncias maiores que 30 metros, geralmente são necessários correções por causa das condições atmosféricas. ref. (1).

Se o mecanismo cuja potência está se iniciando a medir tem um modelo de propagação que possui uma simetria circular em relação a um eixo paralelo ao plano da base na gama de freqüência de interesse, podem-se omitir medidas para as posições do microfone próximo ao plano da base e calcular o nível de pressão sonora média consequentemente.

3.3.3.3 CÁLCULO DA POTÊNCIA SONORA

Se as medidas são feitas em uma superfície hemisférica imaginária sobre um plano altamente refletivo, a potência irradiada da fonte pode ser calculada a partir do nível de pressão sonora média na superfície deste hemisfério pela relação ref. (1)

$$PWL = \overline{SPL} + 20 \log_{10} r + 7{,}9 \text{ dB} \qquad \text{(EQ. 3.5)}$$

onde PWL é o nível de potência sonora da fonte em decibels relativo a 1 picowatt (10^{-12}watt); e r é a distância da superfície hemisférica até o centro da fonte sonora.

OBS.:- olhar cap. 3 ref (1) caso a pressão atmosférica esteja 5% ou 10% fora do normal pois a partir destes valores os efeitos de atenuação passa, a ser consideráveis.

3.3.4 EIXO DE SIMETRIA

Em muitos testes esféricos ou hemisféricos, um certo grau de simetria pode estar presente devido à forma da fonte de ruído. Se for desejado, tal simetria pode ser utilizada para minimizar o número de posições de medição requeridas. As-

sim, para a saída de um duto retangular, pode-se escolher um único ponto em cada um dos planos paralelos à base e assim reduzir a sequência de 12 pontos para 4 pontos.

O caso de simetria circular é também de interesse. Ele pode se aplicar à saída de um duto circular ou a teste de campo livre com um ventilador de sala. Aqui um número de pontos deve ser escolhido num único plano, como se indica na fig. (3.6). Os ângulos especificados foram computados dividindo-se um hemisfério em três zonas iguais e colocando-se o microfone no meio de cada zona.

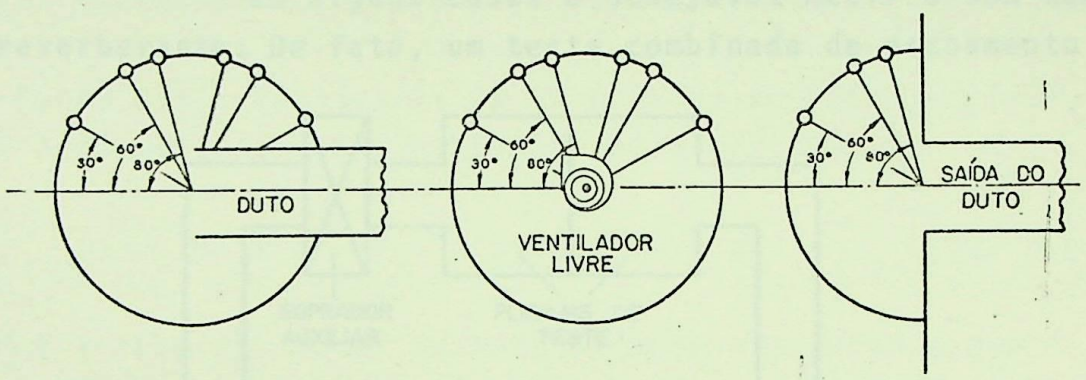


FIG. 3.6 - Posições do microfone para o caso de simetria circular. (REF: 1)

Mais precisamente, esses ângulos são 33°, 60° e 80°. Se a fonte é altamente diretiva, um hemisfério de cinco zonas poderia ser escolhido usando-se ângulos de 25°, 45°, 60°, 73° e 84°. Deve-se notar que esse procedimento não necessita de colocação do microfone em ângulo de 0°. Logo, o uso de anteparo raramente é necessário.

Quando do cálculo da potência se certos pontos de medição são eliminados pela simetria, não podemos nos esquecer das correções que devem ser feitas para esse fato antes de se fazer a média. Isso pode ser feito fixando-se para cada posição eliminada a leitura obtida na posição simétrica. Assim, no caso

da saída de duto retangular é necessário adicionar 6 dB à leitura obtida no plano da base, 3 dB à leitura do segundo plano, etc.

Uma vez que o nível médio de pressão sonora $\overline{SPL}$, tenha sido obtido, o nível de potência sonora relativo a 1 picowatt, na banda de freqüência particular e posteriormente o nível de potência sonora total poderá ser obtido conforme métodos apresentados nos itens anteriores

3.4 TESTE EM CAMPO REVERBERANTE

Em alguns casos é desejável medir o som num espaço reverberante. De fato, um teste combinada de escoamento '

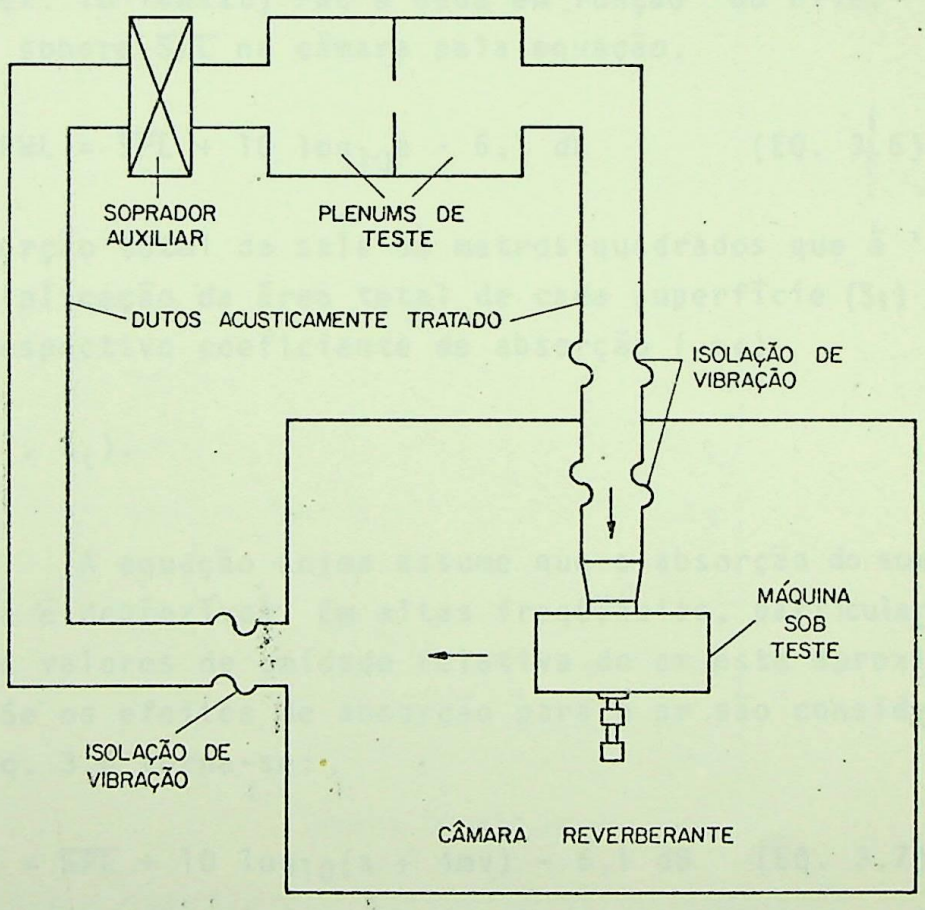


FIG. 3.7 - Diagrama esquemático de um arranjo para teste combinado de escoamento de ar e reverberação.

de ar e som bastante satisfatório envolve o uso de câmaras "plenum" - reverberante. É necessário, logicamente, fazer a isolação acústica para os orifícios de controle de fluxo e sistemas sopradores auxiliares (veja fig. 3.7)

3.4.1 MÉTODO DO CAMPO REVERBERANTE

Um campo sonoro perfeitamente difuso é dito existente em uma câmara, quando o nível de pressão sonora é o mesmo em toda parte e a propagação da onda sonora em todas as direções tem igual probabilidade. Estas condições são aproximadas em grandes ambientes reverberantes, como notado a seguir de acordo com a equação 3.6 (ref.1) o nível de potência sonora em decibels da fonte (ref. 10^{-12}watt) PWL é dada em função do nível médio de pressão sonora $\overline{SPL}$ na câmara pela equação.

$$PWL = \overline{SPL} + 10 \log_{10} a - 6{,}1 \text{ dB} \qquad \text{(EQ. 3.6)}$$

onde "a" é a absorção total da sala em metros quadrados que é obtido pela multiplicação da área total de cada superfície (S_i) da câmara pelo respectivo coeficiente de absorção (α_i)

$$\left(a = \sum_{i=1}^{i=n} \alpha_i \cdot S_i \right).$$

A equação acima assume que a absorção do som pelo ar da câmara é desprezível. Em altas freqüências, particularmente para certos valores de umidade relativa do ar esta aproximação é errada. Se os efeitos de absorção para o ar são considerados, então a eq. 3.6 torna-se:

$$PWL = \overline{SPL} + 10 \log_{10}(a + 4mv) - 6{,}1 \text{ dB} \qquad \text{(EQ. 3.7)}$$

onde "a" é a absorção total da câmara em metros quadrados, "m"

o coeficiente de atenuação para o ar, dado pela fig. 3.8, e "v" é o volume da câmara de testes em metros cúbicos. Deve-se entatizar o fato de que as equações acima são aplicadas somente quando condições "difusas" existem na câmara de teste, que proporcionam o nível de pressão sonora sensivelmente uniforme dentro desta câmara. O grau de difusão é uma função das dimensões da câmara, suas formas e absorção, e de sua própria característica de ruído. Desta forma o grau de difusão é dependente de n, o número de modos normais de virbração que são excitadas, dado aproximadamente pela seguinte equação

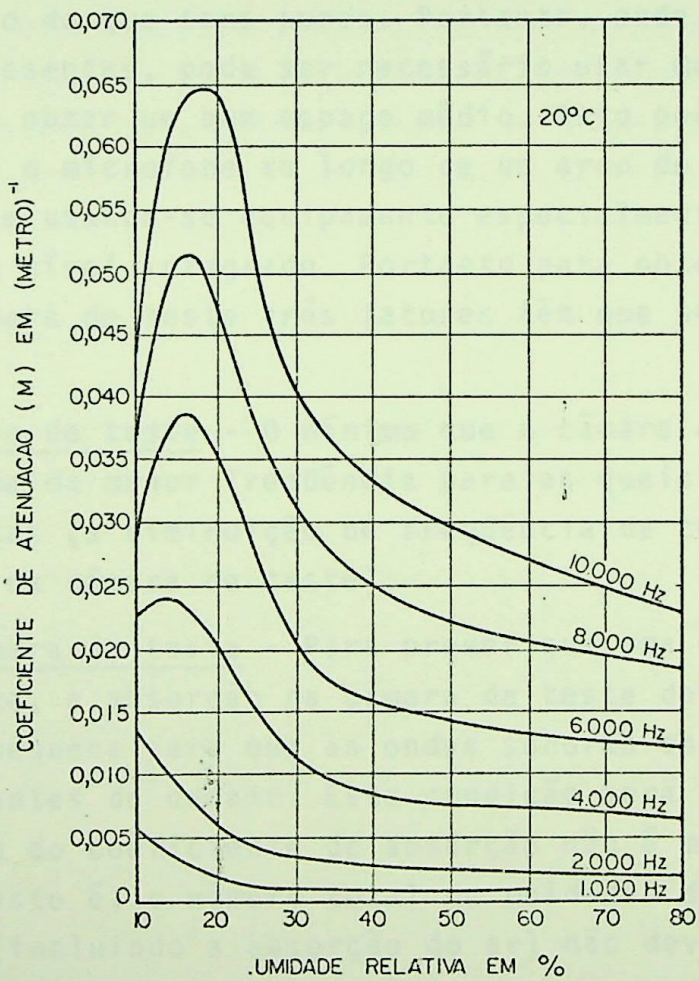


FIG. 3.8 - Valores dos coeficientes de atenuação (m) em função da unidade relativa para diferentes freqüências (REF: 9)

Escola Federal de Engenharia de Itajubá - EFEI
Biblioteca MAUÁ BIM

$$n = (4 \pi f^2 V/C^2) + (\pi f S/2C^2) \Delta f \qquad \text{(EQ. 3.8)}$$

onde S é a área total da superfície da câmara, e onde Δf é a largura da banda de ruído em c.p.s., ou, no caso de uma banda de ruído realmente larga, ele pode ser tomado como banda larga do analizador de ruído que está em uso. A mínima freqüência para a qual um razoável estado de difusão exista pode ser calculada da equação 3.8 assumindo-se que n poderá ser pelo menos igual a 20 para uma largura de banda Δf. Como pode ser deduzido da equação 3.8, o ruído de banda larga tende a ser mais uniformemente difuso do que tons puros. Portanto, onde potentes tons puros estão presentes, pode ser necessário usar muitos pontos de medidas para obter um bom espaço médio. Isto pode ser executado movendo-se o microfone ao longo de um arco de círculo atravéz da câmara, e usando-se equipamento especialmente desenhado para obter um nível integrado. Portanto para obter condições difusas na câmara de teste três fatores têm que ser considerados:

1 - Volume da câmara de teste - O mínimo que a câmara de teste deve ter depende da menor freqüência para as quais as medidas serão feitas (a diminuição de freqüência de teste, aumenta o volume da câmara de teste).

2 - Absorção na câmara de teste - Para prever que uma condição difusa prevaleça, a absorção na câmara de teste deve ser suficientemente pequena para que as ondas sonoras sofram muitas reflexões antes de decair. Esta condição será obtida quando a medida do coeficiente de absorção não é maior do que 5% ou 6%, isto é, o número total de unidades de absorção na câmara (incluindo a absorção do ar) não deverá se maior do que 5% ou 6% do total da área da parede da câmara de teste.

3 - Forma da câmara de teste - A distribuição de freqüência do modo normal da câmara de teste dependerá de suas propor-

ções relativas (ref. 6). Algumas câmaras têm paredes não paralelas com superfícies irregulares, para melhorar a difusão no interior da câmara de teste. Em outras tendo um modelo retangular, colunas para difusão podem ser introduzidas, ou largas lâminas rotativas podem ser usadas para melhorar a difusão. Em uma câmara retangular de teste é importante que as razões de comprimento para largura, comprimento para altura e largura para altura sejam bem diferentes. As proporções usadas podem depender do volume e espaço útil. As proporções freqüentemente empregadas são: 1:1,25:1,6 ou 2:3:5.

Os valores de PWL podem ser calculados pra todas as bandas de freqüência de interesse por: (1) medidas do nível médio da pressão sonora $\overline{SPL}$ na câmara de teste, e (2) pela determinação da absorção total da câmara de teste (incluindo o efeito de absorção pelo ar, onde esta parcela é significativo).

3.4.2 MEDIDAS DO NÍVEL MÉDIO DE PRESSÃO SONORA

Desde que medidas estão sendo feitas em um campo difuso, a resposta "incidência casual" (random-incidente) do microfone pode ser usada porque os níveis de pressão sonora na câmara de teste serão maiores à parede, cantos, e vértices do que por todo o resto da câmara. Para evitar erros apreciáveis o microfone deverá ser colocado no mínimo $3/4\lambda$ afastado dos cantos e vértices da câmara e no mínimo de $\lambda/4$ das paredes, onde λ é o comprimento de onda da menor freqüência de interesse (ref. 7).

Entretanto é recomendado que o microfone esteja colocado a uma distância da fonte de ruído, que no mínimo seja igual a maior dimensão da fonte e em qualquer caso, não menos que a um metro desta fonte.

Como podemos notar pelas fórmulas acima, o

Escola Federal de Engenharia de Itajubá - EFEI
Biblioteca MAUÁ BIM

nível médio de pressão sonora deve ser obtido. Esta média pode ser considerada dentro de um espaço de no mínimo um comprimento da onda e pode ser obtida por oscilação do microfone num cordel ou empregando algum outro meio para movimentar o microfone através do espaço. (É importante que não seja gerado sinal devido ao movimento do microfone). Semelhantes medidas podem ser consideradas em três ou quatro outras posições tomando-se a média dos resultados, o número de posições requerido para obter um resultado preciso depende somente da extensão do espectro da fonte sonora. Por exemplo, se a fonte sonora tem poderosas freqüências discretas, mais posições serão requeridas. Então se a gama excede a 12 dB o campo é considerado não uniforme para se obter um resultado preciso; se a gama é de 6dB a 10dB, podemos tomar o máximo valor menos 3dB; se a gama é menor que 6 dB, usa-se simplesmente o valor médio.

Como a fonte sob teste é uma máquina (ventiladores centrífugos), ela pode ser montada sob suas condições normais de operação e posição na câmara. Se não existem semelhantes condições, a máquina poderá ser colocada até o mínimo de $3/4\lambda$ dos cantos e vértices e no mínimo $\lambda/4$ das paredes da câmara (com a não maior superfície da máquina paralela à parede mais próxima), onde λ é o comprimento de onda correspondente à menor freqüência de interesse.

Pode aparecer o caso onde a câmara não é suficientemente larga para permitir o correto posicionamento do microfone dentro dos limites acima especificados. Se a câmara é bastante larga de modo que nenhuma superfície da sala é menor que a maior dimensão da máquina, o nível médio de pressão sonora da câmara pode ser obtido pela medida do nível da pressão em cada um dos quatro cantos do chão, tomando-se a média destes valores, e subtraindo 9dB da média dos valores dos cantos; este número é equivalente ao nível médio de pressão sonora na parte

central da câmara.

3.4.3 DETERMINAÇÃO DA ABSORÇÃO TOTAL DA CÂMARA DE TESTE

A absorção total na câmara de teste pode ser determinada de três maneiras:

1 - Pela medida do tempo de reverberação - Um tom puro ou uma banda de ruído é produzido na câmara suficientemente grande para que um regime do tipo uniforme seja obtido. O intervalo de tempo requerido para que o nível decaia 60 dB é determinado com registrador gráfico de nível de alta velocidade. Este tempo, definido como tempo de reverberação, é relacionado com a absorção total da câmara pela equação:

$$t_{60} = 0{,}161 \frac{V}{a} \text{ seg.} \qquad \text{(EQ. 3.9)}$$

onde V é o volume da câmara em metros cúbicos e "a" é a absorção total em metros quadrados.

2 - Pelos cálculos baseados nos coeficientes de absorção - A absorção total pode ser calculada diretamente da equação

$$a = \sum_{i=1}^{i=n} \alpha_i \cdot S_i = \alpha S \qquad \text{(EQ.3.10)}$$

Simplesmente multiplicando cada superfície (S_i) da câmara de teste pelo seu respectivo coeficiente de absorção (α_i), e somando as parcelas; onde α é o coeficiente médio de absorção e S a superfície total da câmara de teste. Entretanto, os coeficientes de absorção requeridos não são conhecidos com muita precisão.

3 - Por meio de uma fonte sonora calibrada - Se uma fonte sonora tem sua potência emitida medida com precisão, e se ela é colocada em uma câmara de teste e o nível médio de pressão sonora é medido, podemos usar a equação (3.7) para calcular a

absorção total (a) utilizando o termo $10\log_{10}(a + 4mv)$. Como esta quantidade é uma constante para as mesmas condições, uma fonte desconhecida pode então ser colocada na câmara de teste, e medido o seu nível médio de pressão sonora ($\overline{SPL}$). Com isto poderemos determinar o nível de potência sonora (PWL) diretamente da EQ. (3.7) ref. (8). Se a fonte usada no processo de calibração é calibrada num campo livre, a fonte poderá ser colocada na câmara de teste de tal modo que ela irradie substancialmente a mesma potência como no campo livre.

3.5 RECOMENDAÇÕES ADICIONAIS PARA AS MEDIDAS DE POTÊNCIA SONORA

Recomenda-se que as seguintes informações sejam incluidas no relatório das medidas.

1 - Máquinas sob teste: uma descrição do aparelho medido, suas condições de montagem, sua localização no ambiente de teste e suas condições de operações.

2 - Descrição da câmara de teste: uma descrição da câmara de teste incluindo seu volume, superfícies, limites, absorção total, temperatura e umidade relativa no momento das medidas.

3 - Equipamentos: a descrição do equipamento usado nos testes, incluindo nome, fábricante, tipo de número de série, todos com alguma informação com respeito à calibração deste equipamento.

4 - Medidas: uma descrição da posição do microfone, o nível de pressão sonora obtido em cada posição do microfone em cada freqüência ou banda de freqüência usada, totos com a gama de variação de tempo ou espaços médios usados.

5 - Apresentação de dados: calcule a potência sonora em watts e o nível de potência sonora em decibels, e plote estes dados em papel de gráfico padrão disponível para tal tipo de medidas, incluindo informações sobre o desvio padrão dessas medidas.

B I B L I O G R A F I A

(1) HARRIS - "Handbook of Noise Control" - MCGraw - Hill Book Company .

(2) Natl. Assoc. of Fan Manufacturers, Inc, "Bulletin" nº 110 (1952).

(3) BERANEK, L.L., J.L. REYNOLDS, and K.E. Wilson, "J. Acoust. Soc. Amer.", 25:313 (1953).

(4) DALY B.B., "Noise Level in Fans", B. Sc. A.M.I.E.E., A.M.I. H.V.V (1958).

(5) GOLDMAM, R.B., and G.C. Maling, "Noise Control", 1:26 (november, 1955).

(6) MORSE, P.M. "Vibration and Sound", p. 395, 2d ED, MCGraw ' Hill Book Company, Inc., 1948.

(7) Water House, R.V. : "J. Acoust. Soc. Amer., 27:247, 1955.

(8) HARDY, H.C., H.H. Hall, and L.G. Ramaer: "Trans. Inst. Ra-' dio", Eng. PGA, 10:14 (1952).

(9) Robert JORGENSES - "Fan Engineering" - Published by Buffalo Forge Company, Buffalo, New York.

RECOMENDAÇÕES DE NÍVEIS DE RUÍDO PARA VENTILADORES CENTRÍFUGOS

CAPÍTULO 4

Escola Federal de Engenharia
Biblioteca
EFEI
Itajubá

4.1 COMENTÁRIOS SOBRE CRITÉRIOS DE JULGAMENTO DOS NÍVEIS DE RUÍDO EMITIDOS POR VENTILADORES CENTRÍFUGOS

A análise do ruído emitido por um ventilador do tipo centrífugo não possui normas específicas que permitam avaliar o que é um nível recomendado para determinado tipo de ventilador ou família de ventiladores. Como já foi visto nos itens anteriores especificamente no item 2.2 que trata das leis dos ventiladores, o tipo de avaliação que podemos adotar é a de que se um ventilador é mais ruidoso ou não que um outro. E em se tratando de ventiladores da mesma família, até mesmo podemos prê avaliar os possíveis níveis de ruído para um novo ventilador semelhante a um que tenha seus níveis determinados.

A referência que possuimos para que se possa considerar o ruído gerado pelos ventiladores, como aceitável ou não, está ligado aos níveis de ruído aceitos nos vários locais onde estas máquinas irão trabalhar. Logo, o que normalmente se faz é adotar estas normas regulamentadoras dos níveis de ruído em ambientes, para dai retirar dados que possibilitem avaliar o nível de ruído gerado pelos ventiladores.

4.2 CRITÉRIOS DE RUÍDO E AUDIÇÃO

4.2.1 Comentários

A vida familiar, cultural, ecômica e social do indivíduo, é cada vez mais afetada diretamente pelos sons que se ouvem, e tendo-se em vista os seguintes objetivos:

1 - Garantir a inteligibilidade da palavra, a segurança e rendimento no trabalho,

2 - Proteger a audição das conseqüências dos excessos de ruído,

3 - Possibilitar trabalho intelectual e privacidade,

4 - Criar condições de conforto, preservar horas de repouso,lazer e cultura,

é que o controle do som adquire cada vez mais importância.

Os edifícios industriais, residências, teatros, escritórios e outros tipos de edificações, devido a presença cada vez mais acentuada de máquinas, estão sujeitos a uma complexa malha de sons que se propagam pelas estruturas, dutos, e outros elementos transmissores, formando o que podemos chamar de "ruído de fundo".

Daí a necessidade de critérios que regulam os projetos,orientem os projetistas e protejam os usuários, no que concerne a valores de níveis de ruído que sejam pelo menos aceitáveis.

4.2.2 CRITÉRIOS MAIS UTILIZADOS

Estabeleceremos aqui algumas das maneiras de como julgar os vários níveis de ruído e ainda como, de posse do espectro de ruído, determinar qual o grau atingido por estes ruídos dentro dos critérios mais utilizados.

Dentre os critérios mais empregados os que melhor se adaptam ao trabalho aqui apresentado são estabelecidos pelas curvas de critério NC (Noise Criteria) ou PNC (Preferred Noise Criteria), e as medidas efetuadas por aparelhos de medida de níveis contendo a característica de leitura normalizada (escala) A, (A - Weighted Sound Level) que nos dão leituras de níveis de ruído em dB (A).

(olhar anexo C)

4.2.2.1 CURVAS NC OU PNC DE CRITÉRIO DE RUÍDO

(ref.: 1,2,3,4)

A curva de critério de ruído NC, tem encontrado grande emprego na avaliação de ruído em edifícios, incluindo avaliações do ruído de condicionamento do ar. A curva PNC, ou curva "preferencial" de critério de ruído, é uma recente modificação que corrige várias deficiências nas antigas curvas NC. Os dois critérios diferem por dois procedimentos abaixo descritos, no qual um simples número de avaliação (por exemplo PNC - 35) indica uma curva de níveis de pressão sonora das bandas de oitavas que não poderão ser excedidos num ambiente arquitetônico para um dado uso. O método de controle NC tem sido amplamente aplicado desde sua introdução em 1957. O método NC ou PNC combina os resultados de interferência na fala e procedimentos de audibilidade (ANEXO D), porque eles especificam simultâneamente o máximo nível permissível de interferência na fala e o máximo nível de audibilidade permissível do ruído para um dado ambiente. Existe uma importante vantagem adicional para os números que definem a curva de avaliação do ruído, isto é, eles requerem medidas do ruído em várias bandas de oitavas de freqüência. Desta forma um conjunto de medidas dos níveis das bandas de oitavas, requeridas para determinar se um determinado ruído satisfaz a especificação das curvas NC ou PNC, podem ser usadas por um engenheiro para identificar o mecanismo da fonte que são responsáveis, para um controle.

Curva 1957 NC - Esta curva de base de critério de ruído é mostrada pela figura 4.1 ou por números equivalentes conforme a tabela 4.1. Os valores NC aplicam-se aos ruídos contínuos e especificam os níveis máximos de ruído permitido em cada banda de oitava para uma dada curva NC.

Por exemplo se uma especificação arquitetôni

ca estabelecer que o nível do ruído não deve exercer a curva de critério NC - 20, os níveis de pressão sonora em todas as bandas de oitavas têm que ser menor que aqueles da curva NC - 20 da figura 4.1 ou aqueles ao longo da segunda linha da tabela 4.1. Alternativamente, a "avaliação NC" de um dado ruído pode ser estimada pelos seguintes procedimentos:

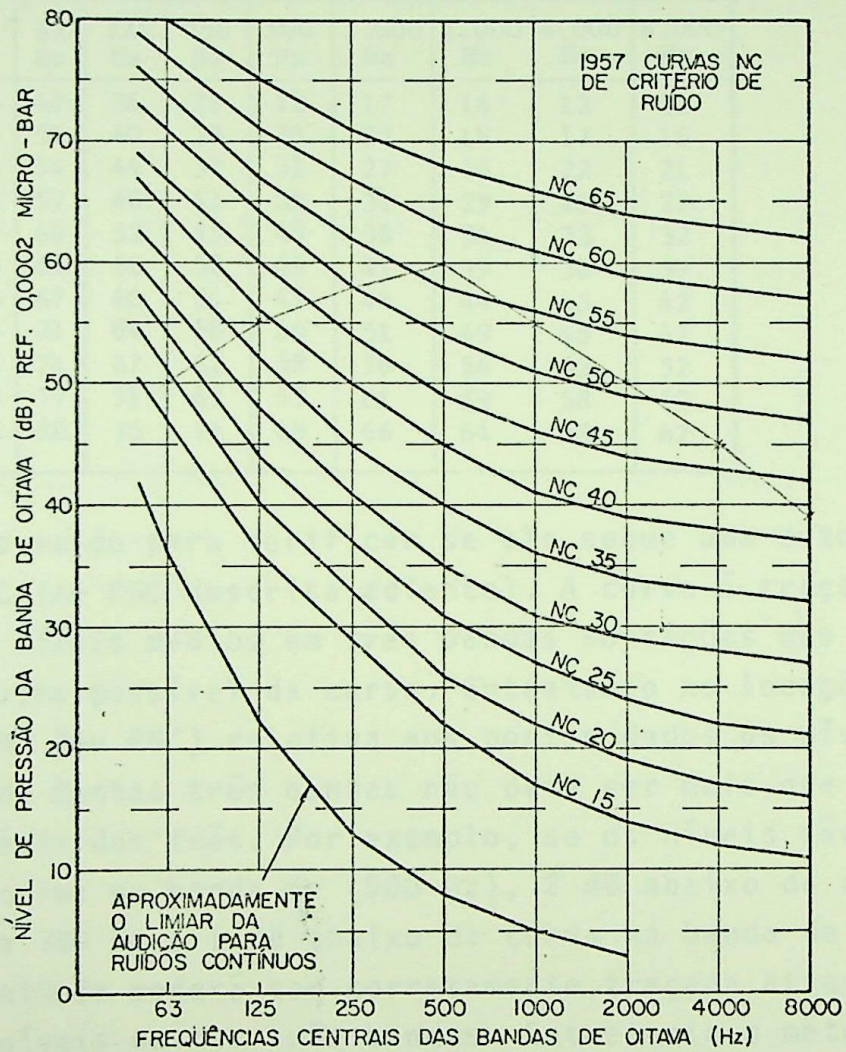


FIG. 4.1 - Curvas NC de critério de ruído (ref. (1).)

1 - Método da Tangente: Procuramos dentro da curva NC qual a de maior valor que é ultrapassada ou atingida por qualquer ban

da do ruído. Por exemplo, se um espectro de ruído tendo níveis da banda de oitava, começando com a banda de 63 Hz, de 50, 55, 58, 60, 55, 50, 45 e 39 dB, respectivamente, o ruído terá a avaliação de NC - 57 porque a quarta banda (500 Hz) transpõe em 2dB a curva mais elevada e próxima, isto é, a curva NC - 55.

Tab. 4.1 Níveis de pressão sonora por banda de oitava associados às curvas NC de critério de ruído da FIG. 4.1.

CURVA NC	63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1.000 Hz	2.000 Hz	4.000 Hz	8.000 Hz
NC-15	47	36	29	22	17	14	12	11
NC-20	51	40	33	26	22	19	17	16
NC-25	54	44	37	31	27	24	22	21
NC-30	57	48	41	35	31	29	28	27
NC-35	60	52	45	40	36	34	33	32
NC-40	64	56	50	45	41	39	38	37
NC-45	67	60	54	49	46	44	43	42
NC-50	71	64	58	54	51	49	48	47
NC-55	74	67	62	58	56	54	53	52
NC-60	77	71	67	63	61	59	58	57
NC-65	80	75	71	68	66	64	63	62

2 - Estudamos o ruído para verificar se ele segue uma determinada curva NC (ou PNC descrita adiante). A curva é traçada através dos níveis médios em três bandas contíguas que caem o mais próximo possível da curva. Entretanto na locação de uma curva NC (ou PNC) relativa aos pontos dados os nível da mais elevada destas três bandas não deve ser mais que 2 dB acima da média dos três. Por exemplo, se os níveis são 1 dB abaixo da curva na banda de (500 Hz), 2 dB abaixo da curva na banda de 1000 Hz e 1 dB abaixo da curva na banda de 2000Hz a curva avaliada poderá ser corretamente traçada através da média dos níveis destas três bandas. Entretanto o método da tangente descrito primeiramente deve ser usado.

As curvas 1957 NC têm sido criticadas recentemente por alguns usuários. Tem sido demonstrado que se o espectro de ruido é deliberamente gerado com os níveis das bandas de oi

Escola Federal de Engenharia de Itajubá - EFEI
Biblioteca MAUÁ BIM

tava igual àquelas de uma curva NC paticular, o som ouvido não será agradável ou "neutro", mas sim"sibilante" e "retumbante". Isto é particularmente correto para ruídos de sistemas de ar condicionado, onde turbulência em dutos ou ventiladores somase ao ruído aleatório do som. Para obter uma "qualidade" de ruído mais aceitável, muitas vezes tem sido necessário abaixar os níveis de aproximadamente 5 dB tanto nas bandas de alta frequência como nas bandas de baixa frequência, comparados àqueles permitidos pela curva 1957 NC.

Tem sido também salientado que a extremidade inferior das curvas não acompanha a mais recentemente determinada (1964) curva do limiar da audição. (olhar fig. 4.1)

Curvas 1971 PNC - Para superar as oposições acima relacionadas para as curvas 1957 NC, um número de sugestões tem sido feito para modificá-las, e levaram às curvas "preferenciais" de critério de ruído (1971 PNC) mostradas na figura 4.2 ou aos valores numéricos correspondentes dados pela tabela 4.2. Estas cruvas PNC têm valores que são aproximadamente 1 dB abaixo das curvas NC nas quatro bandas de oitava 125, 250, 500 e 1000 Hz para a mesma curva de avaliação. Na banda de 63 Hz, os níveis permitidos são 4 ou 5 dB abaixo; nas três bandas mais altas, elas são de 4 a 5 dB abaixo.

No que tange à utilização, estas curvas são usadas exatamente da mesma maneira que as curvas NC. De maneira geral nota-se que nos espaços abertos as pessoas preferem um ruído de fundo com o aspecto mais semelhante à curva PNC que à NC.

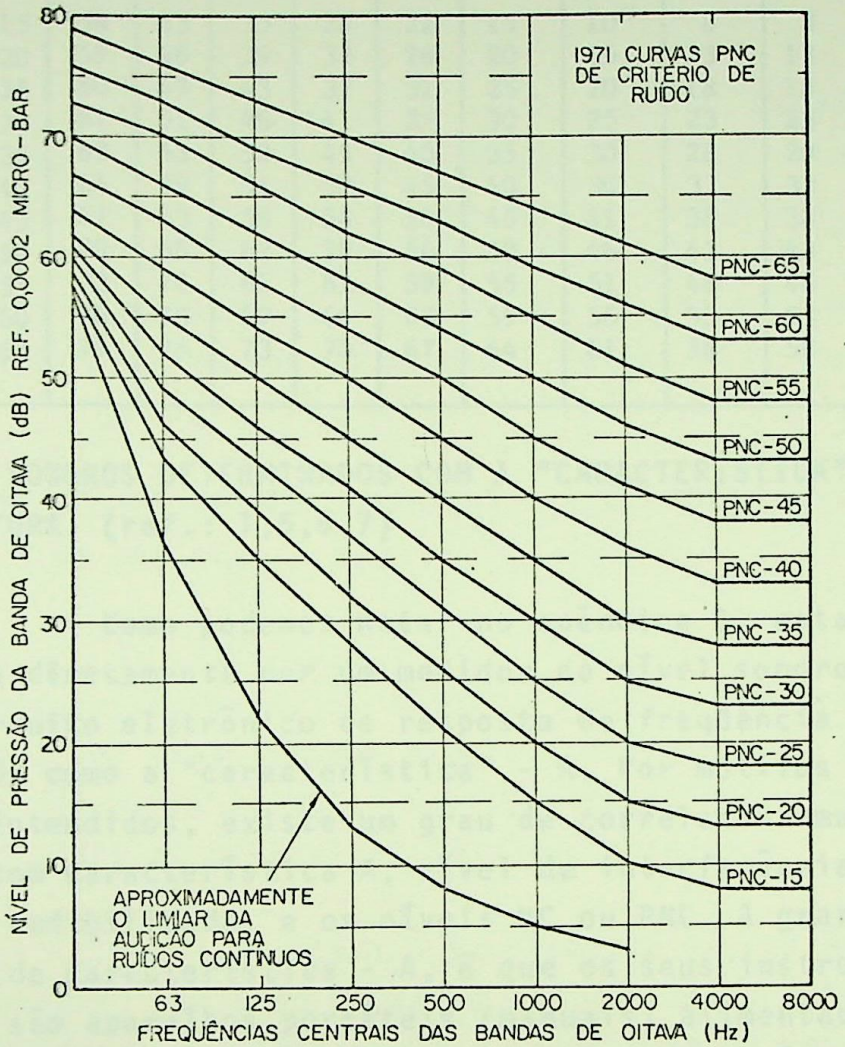


FIG. 4.2 - Curvas PNC de critério de ruído (REF. : 1)

Tab. 4.2 Níveis de pressão sonora por banda de oitava associada às curvas PNC de critério de ruído da figura 4.2.

Biblioteca MAUÁ BIM de Engenharia de Itajubá - EFEI

Tab. 4.2 níveis de pressão sonora por banda de oitava associada às curvas PNC de critério de ruído da figura 4.2

CURVA PNC	31.5 Hz	63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1.000 Hz	2.000 Hz	4.000 Hz	8.000 Hz
PNC-15	58	43	35	28	21	15	10	8	8
PNC-20	59	46	39	32	26	20	15	13	13
PNC-25	60	49	43	37	31	25	20	18	18
PNC-30	61	52	46	41	35	30	25	23	23
PNC-35	62	55	50	45	40	35	30	28	28
PNC-40	64	59	54	50	45	40	36	33	33
PNC-45	67	63	58	54	50	45	41	38	38
PNC-50	70	66	62	58	54	50	46	43	43
PNC-55	73	70	66	62	59	55	51	48	48
PNC-60	76	73	69	66	63	59	56	53	53
PNC-65	79	76	73	70	67	64	61	58	58

4.2.2.2 NÍVEIS SONOROS DETERMINADOS COM A "CARACTERÍSTICA" - A DE LEITURA. (ref.: 1,5,6,7)

Como podemos notar no apêndice C, esta quantidade é medida diretamente por um medidor de nível sonoro equipado com um circuito eletrônico de resposta de freqüência modificada conhecida como a "característica" - A. Por motivos não completamente entendidos, existe um grau de correlacionamento entre o nível com característica A, nível de interferência na fala, nível de audibilidade, e os níveis NC ou PNC. A grande vantagem do nível de característica - A, é que os seus instrumentos de medidas são aparelhos portáteis (manuais) alimentados por baterias e que possume todas as características acústicas e elétricas, mais relevantes, padronizadas e elegem um simples número para o julgamento do ruído. Devido ao fato de que as reações humanas ao ruído varaim amplamente, e porque as outras avaliações de ruído estão tão intimamente correlacionadas entre si, tem sido argumentado que os níveis sonoros lidos com característica - A são tão bons quanto os outros métodos para avaliar ruídos.

Concluindo podemos dizer que, o nível sono-

ro característica - A pode ser lido com qualquer medidor padronizado de nível sonoro. Este nível em particular é identificado por um A. E para evitar confusão, rotulamos a unidade decibel com um A, isto é, dB (A).

Os níveis sonoros na "escala" A, despertam interesse imediato não só pelo fato de serem de fácil obtenção mas também porque eles se correlacionam razoavelmente bem com os melhores métodos de avaliação utilizados. Por esta razão, é que a maior parte dos regulamentos ou imposições legais preconizam o emprego da "escala" - A de medida de nível sonoro lido de um simples aparelho.

4.2.3 VALORES DE ALGUNS CRITÉRIOS DE RUÍDO DADOS EM NÚMERO DE NC (OU PNC) E dB (A)

Os critérios de ruídos (NC), ou (PNC), ou (dB (A)) recomendados para vários tipos de espaços são fornecidos na tabela 4.3. Os ventiladores e outros equipamentos que operam no ambiente não devem produzir um espectro de ruído que exceda à curva NC, ou (PNC) ou o nível dB (A), recomendado.

Tendo em vista o problema de lesões auditivas um grande esforço tem sido feito no sentido de formulação de métodos que quantifiquem relações entre exposições ao ruído e lesões auditivas que podem ter carater permanente ou temporário.

As pesquisas efetuadas na prática em exames audiométricos sistemáticos e suas ligações à perda temporária e à perda permanete da audição formam as bases dos critérios existentes, para julgar-se do risco e dano à audição (teoria dos efeitos temporários e teoria de igual energia).

A este respeito há muitas divergências entre

as normas, sendo que o Brasil adotou recentemente o padrão da ' NIOSH (National Institute For Occupational Safety and Health) on de adota-se a posição de 85 dB (A) como limite para 8 horas por dia e variações de 5 dB (A) para intervalos de metade do tempo ' de exposição. Cumprindo estes limites acredita-se que o homem es tará dentro do limite superior permissível.

Da figura 4.3, ou da tabela 4.4 de números ' equivalentes podemos retirar os níveis com o tempo de máxima exposição diária possível.

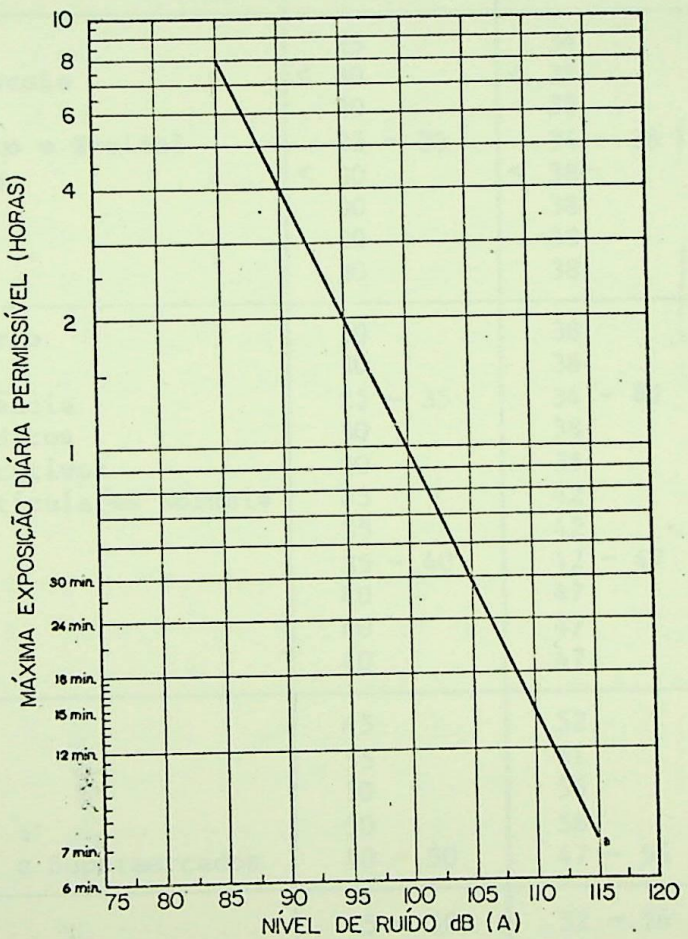


FIG. 4.3 - Gráfico da máxima exposição diária permissível em função de ruído em dB (A).

Tab. 4.3 Valores para critérios de julgamento nas curvas NC, ou PNC, e dB (A) para níveis de ruído.

VALOR SUBJETIVO	L O C A L	ADOTAR NA CURVA NC (OU PNC)	VALOR APROXIMADO dB(A)
QUIETO	Câmaras Anecóicas	< 15	< 25
	Estúdio de Rádio	20	30
	Estúdio Musical	20 - 25	30 - 34
	Estúdio de Rádio ou TV	20 - 30	30 - 38
	Dormitórios	30	38
	Quartos de Hospital	30	38
	Bibliotecas	30	38
VALOR CRÍTICO INFERIOR	Teatros	25	34
	Auditórios de Escola	< 30	< 38
	Cinemas	30	38
	Salas de Concerto e Recital	25 - 30	34 - 38
	Salas de Leitura	< 30	< 38
	Assembléias	30	38
	Tribunais	30	38
	Igrejas	30	38
NORMAL	Salas de Seminário	30	38
	Salas de Aula	30	38
	Salas de Conferência	25 - 35	34 - 42
	Consultórios Médicos	30	38
	Escritórios Executivos	30	38
	Escritórios Particulares Normais	35	42
	Salas de Estudo	35	42
	Laboratórios	35 - 40	42 - 47
	Corredores	40	47
	Saguões	40	47
	Banheiros	40	47
RUIDOSO	Restaurantes	45	52
	Cozinhas	55	61
	Datilografias	50	56
	Bancos	50	56
	Armazens, Lojas e Supermercados	40 - 50	47 - 56
MUITO RUIDOSO	Ginásios	45 - 50	52 - 56
	Estádios	55	61
	Aeroportos	55 - 65	61 - 71
	Estradas de Ferro (Estações)	55 - 65	61 - 71
	Garagens e Estacionamentos	55 - 65	61 - 71
	Salas de Computador	70	76
	Salas de Máquinas	70	76
	Fábricas e Indústrias	50 - 75	56 - 80

Tab. 4.4 Nível de ruído em dB (A), e tempo de máxima exposição diária permissível da Fig. 4.3

NÍVEIS DE SOM dB(A)	HORAS/DIA	NÍVEIS DE SOM dB(A)	HORAS/ DIA PERMITIDAS
85	8	98	1:15
86	7	100	1
87	6	102	0:45
88	5	104	0:35
89	4:30	105	0:30
90	4	106	0:25
91	3:30	108	0:20
92	3	110	0:15
93	2:40	112	0:12
94	2:15	114	0:8
95	2	115	0:7
96	1:45		

Escola Federal de Engenharia de Itajubá Biblioteca MAUA Itajubá

Os métodos aqui expostos de critérios de ruído não cobrem todos os tipos de critérios nem todos os tipos de efeitos sobre as pessoas (por exemplo os efeitos não audíveis) mas são os mais usados e que melhor se adaptam ao nosso trabalho.

Tendo em vista o ouvinte real, que é o que verdadeiramente conta, o que aqui foi exposto nos dá uma base que possibilita avaliar o ruído emitido pelos ventiladores no que diz respeito aos efeitos subjetivos da audição sobre as pessoas. Podemos notar também que os tipos de critérios aqui expostos enquadram-se perfeitamente com os métodos e procedimentos de medidas de ruído em ventiladores centrífugos expostos no item anterior. Isto nos dá a alternativa de comparar e classificar os níveis de ruído emitidos pelos ventiladores, não somente em termos de níveis totais de ruído (SPL) ou níveis totais de potência (PWL) conforme sugerido nos capítulos II e III mas em termos de seus efeitos sobre o usuário, o ouvinte real.

B I B L I O G R A F I A

(1) L.L. Beranek, "Noise and Vibration Control", Chap 17 e 18, ' MCGraw - Hill - 1971.

(2) L.L. Beranek, "Noise Reduction", Chap 20; MCGraw - Hill - ' 1960.

(3) L.L. Beranek, "Revised Criteria for Noise in Buildings"; Noise Control, vol. 3, p.p. 19 - 27, 1957.

(4) T.J. Schultz, "Noise - Criterion Curves for Use With the ' USASI Preferred Frequencies", J. Acoust. Soc. Am., volume 43 p. p. 637 - 638, 1968.

(5) T.J. Shultz, "Technical Background for Noise Abatemet in ' Hud's Operating Programs", Bolt Beranek and Newman Inc.Rept. 2005, september, 1970.

(6) R. W. Young, "Don't Forget the Sound Level Meter", Noise Control, vol. 4., p. p. 42 -43, 1958.

(7) R. W. Young, "Re - Vision of the Speech - Privacy Calcula-' tions" J. Acoust. Soc. Am., vol. 38, p. p. 524 - 1965.

CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS

CAPÍTULO 5

Procuraremos concluir comentando pontos do trabalho relacionados com: resultados esperados das medidas efetuadas pelos métodos aqui propostos, as possíveis pré avaliações dos níveis de ruído emetido pelos ventiladores centrífugos, os métodos de atenuação de ruído mais comumente utilizados, e os critérios atuais utilizados para o julgamento dos níveis de ruído.

5.1 RESULTADOS ESPERADOS

De início devemos salientar que além das técnicas e cuidados descritos no cap. II, deste trabalho, destinados a medidas de ruído de ventiladores centrífugos, convém dar ênfase a um fator de suma importância para a obtenção de resultados confiáveis, que é o domínio das características e das técnicas de correta utilização de cada equipamento utilizado nas medições do ruído emitido. Negligências em detalhes simples tais como as influências no campo sonoro devido ao mau posicionamento do aparelho e/ou operador, podem causar erros relevantes nas leituras e conseqüentemente nos resultados finais. Para eliminar este problema é recomendado o estudo de literaturas (manuais de utilização) dos aparelhos (por exemplo ref. 1) e uma maior familiarização possível com as técnicas utilizadas para as medidas do som. (por exemplo ref. 2)

Como podemos notar, as medições dos ruídos gerados pelos ventiladores centrífugos, podem ser feitas de várias maneiras (cap. III), mas os resultados apresentados o serão de duas maneiras básicas: ou em termos de potência sonora total emitida ou em termos de níveis (dB) de pressão e/ou potência sonora.

O resultado expresso em termos de potência sonora total emitida é importante pois permite comparar os ruídos e

mitidos pelos ventiladores. Devido ao fato de que a potência sonora, poder ser obtida dos resultados em termos de níveis (eq. 3.2), e pelo fato de que as maioria dos regulamentos e imposições legais estão em forma de níveis (dB) procuraremos também comentar em termos de níveis.

A mais simples das medidas, que conseqüentemente nos fornece resultados também dos mais simples, são as medidas efetuadas pelos medidores de níveis que contêm os denominados "circuitos de compensação com característica - A (dB(A)). Estes aparelhos, por conterem esta característica, descrita no capítulo IV e apendíce C, elegem um simples número, por exemplo x dB(A), chamado de nível global que permite "um julgamento" do ruído emitido. Resumindo: de posse deste nível global (x dB(A)) e das normas regulamentadoras para o controle do ruído (por exemplo as apresentadas no cap. IV), podemos verificar a aceitabilidade ou não do ventilador segundo os problemas do ruído e suas implicações no organismo humano. Estes níveis (x dB(A)) nos indicam tão somente o desconforto, e concomitantemente, indica a probalidade da perda da acuidade auditiva não permitindo o conhecimento da distribuição dos níves nas várias freqüências, mostrando-se impotente para fornecer os dados necessários ao estudo de uma possível atenuação. Concluímos então que este tipo de resultado nos permite verificar a existência ou não do problema, mas, se desejamos o desenvolvimento de um estudo de controle de ruído e conseqüentemente a elaboração de um projeto, os resultados devem ser apresentados na forma a seguir.

Um outro tipo de resultado obtido é aquele proveniente dos analisadores de faixa de oitava, ou terços de oitavas, ou ainda em analisadores de faixa constante ou em faixa percentual, onde cada um destes aparelhos tem seu campo de aplicação definido, e conforme o problema, é utili-

sado o instrumento mais adequado.

A grande maioria dos problemas exige tão somente a análise em faixas de oitavas, mas, quando se desejam informações mais detalhadas sobre um sinal complexo procuramos utilizar a análise em terços de oitavas.

A análise do ruído em função da freqüência permite classificar, em números, os ruídos em alta freqüência, baixa freqüência ou de componentes esparsos. Tal noção é subjetiva (apendice D) uma vez que a altura do som é uma indicação de sua freqüência de maneira subjetiva. (o que é ruído pertubante para uma pessoa pode não ser para outra).

As figuras 5.1 (a) e (b) ilustram os espectro de linhas e a forma de onda do ruído emitido por um ventilador centrífugo de pás curvadas para frente e de um outro com pás curvadas para trás (ref. 3), sendo, respectivamente, American Sirocco série 81, 135, classes I e II, entrada única, largura única, arranjo 2, descarregamento superior horizontal e American High - Efficiency (HS) idem. O ventilador "sirocco", contém 36 pás curvadas para frente, rasas e o ventilador HS contém 12 pás curvadas para trás, fundas, ambos com o diametro superior do rotor de 13.5 polegadas. O arranjo experimental é basicamente aquele apresentado pela fig. 3.2 (a) do cap. III.

Como podemos notar este tipo de resultado além de nos possibilitar a avaliação do ruído emitido pelo ventilador (por exemplo utilizando as curvas NC e PNC do cap. IV) de encontro ao problema de aceitabilidade ou não para um dado ambiente, permite-nos também o estudo do seu espectro objetivamente atenuações dos valores mais críticos, bem como nos é possível converter estes resultados em termos de potência sonora total emitida por cada banda (eq. 3.2) como é requerida no cap. III.

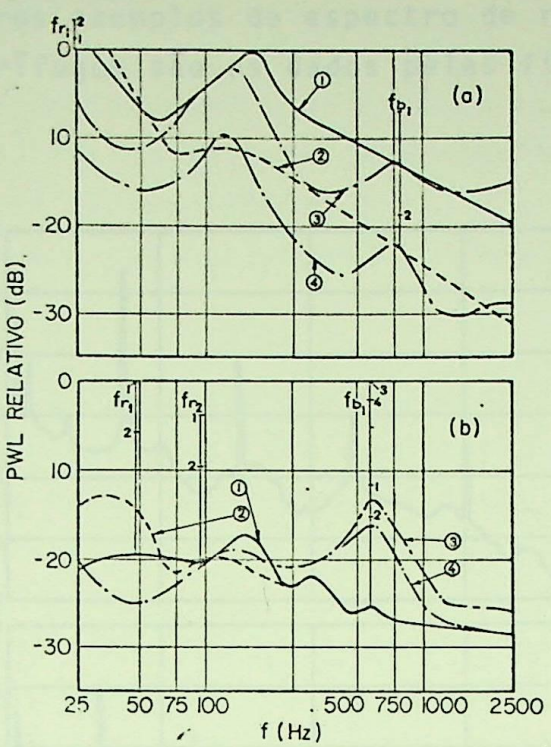


FIG. 5.1 - Espectro de ruído de ventilador, 2% da largura da banda para: (a) ventilador "sirocco" (b) ventilador de pás curvadas para trás (HS). Curva 1 ruído na saída, operando com fluxo livre. Curva 2 ruído na saída, operando com fluxo bloqueado. Curva 3 ruído na entrada, operando com fluxo livre. Curva 4 ruído na entrada, operando com fluxo bloqueado. A velocidade da estremidade do rotor foi mantida constante. A grandeza arbritária da escala ordenada, baseada na PWL contida na faixa de 2% na banda centrada para 50 c.p.s onde (a) 0 dB = 100 dB ref. 10^{-13} Watts (b) 0 dB = 106 dB ref. 10^{-13} Watts. As linhas verticais são "componentes lineares" onde: fb_m = m-ésima componente da freqüência de passagem das pás (cap. I); fr_m= m-ésima componente rotacional (cap. I); fv_m= m-ésima componente de uma tonalização fundamental causada pelo desprendimento periódico de vórtices de um objeto na corrente de ar. Pequenos números marcados nestas linhas identificam a curva com a qual aaqueles níveis estão sendo associados.

Outros exemplos de espectro de ruído emitidos pelos ventiladores centrífugos são os dados pelas fig. 2.1, 2.2, 5.2 (a) e (b).

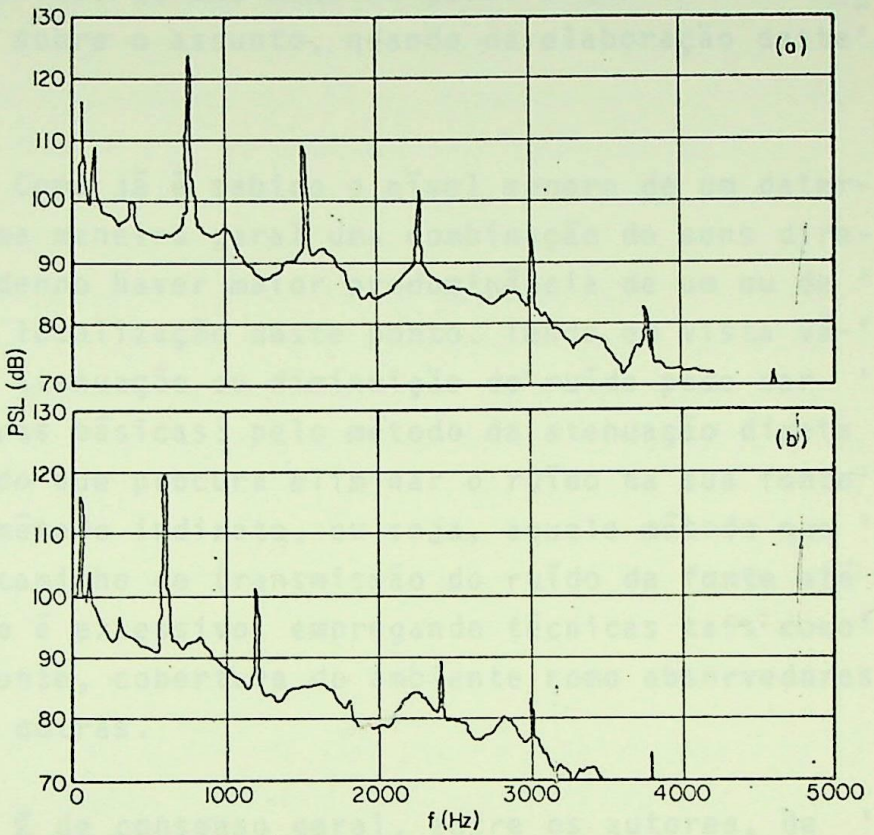


FIG. 5.2 - *Espectro do nível de pressão sonora no duto de saída de um pequeno ventilador centrífugo com diâmetro do rotor de 140 mm, 6 pás curvadas para trás, com caixa em espiral logarítimica, e arranjo experimental semelhante ao apresentado pela fig. 3.2 (a).*

a) rotação 7500 rpm, (SPL) max = 126,0dB, nível global de pressão 124,5 dB(A).

b) rotação 6000rpm, (SPL) max = 120,0 dB, nível global de pressão 119,0 dB(A).

5.2 ATENUAÇÃO DO RUÍDO EMITIDO

Não pretendemos aqui indicar quais as soluções mais adequadas aos nosso problemas, mas simplesmente comentá-las procurando mostrar de uma maneira geral o que de mais marcante pudemos notar sobre o assunto, quando da elaboração deste trabalho.

Como já é sabido o nível sonoro de um determinado ponto é de uma maneira geral uma combinação de sons diretos e refletidos podendo haver maior predominância de um ou de outro dependendo da localização deste ponto. Tendo em vista várias finalidades, a atenuação ou diminuição do ruído pode ser feita de duas maneiras básicas: pelo método da atenuação direta ou seja aquele método que procura eliminar o ruído na sua fonte de origem, ou pelo método indireto, ou seja, aquele método que procura eliminar o caminho de transmissão do ruído da fonte até o local onde o mesmo é excessivo, empregando técnicas tais como encapsulamento da fonte, cobertura do ambiente como absorvedores filtros acústicos e outras.

É de consenso geral, entre os autores, de que a solução mais correta e que melhores resultados tem apresentado são as reduções do ruído na fonte de origem ou seja a atenuação direta. Sendo assim qualquer esforço no sentido de procurar:

- enfrentar os problemas do ruído dos ventiladores centrífugos antes que os mesmo sejma instalados;
- trabalhar com os ventiladors dentro do regime para o qual os mesmos foram projetados e dentro da faixa de maior rendimento (cap. II);
- desenvolver novos projetos, ajustes, e pontos de funcionamento que minimizem estes efeitos, como os apresnetados pelas ref. 4, 5, 6, 7, 8, vem de maneira acentuada diminuir o ruído

Escola Federal de Engenharia de Itajubá - EFEI
Biblioteca MAUÁ BIM

emitido por estas máquinas e consequentemente o ruído total dos ambientes no qual se encontram instalados.

Concluindo: Com a necessidade cada vez maior do controle do ruído, nada melhor que procurar atacar o problema na sua origem minimizando ao máximo esta fonte de ruído. Isto não sendo possível devemos procurar já na fase de projeto prever e evitar montagem de conjuntos ou sistemas de ventilação ruidosos e que possuam partes que tenham ressonância coicidente com os principais componentes de pulsação do ventilador (cap. I), e ainda possíveis ressonâncias induzidas em equipamentos vizinhos' (ref. 9). Isto evitará projetos e trabalhos adicionais de absorção e atenuação, que normalmente são anti-econômicos e às vezes impraticáveis devido às limitações básicas do aparelho depois de instalado.

5.3 PREVISÃO DO NÍVEL DE POTÊNCIA SONORA EMITIDA PELOS VENTILADORES CENTRÍFUGOS.

Muitos esforços têm sido feito no sentido de determinar um relacionamento empírico que possibilite aos projetistas de sistemas de ventilação predizerem a provável potência sonora gerada por um ventilador como uma função dos parâmetros de operação.

Em análises precisas de ruído, são tomadas medições do espectro de potência sonora emitida. Uma vez determinado o nível, extrapolações podem se feitas utilizando as equações 2.4, 2.5 e 2.6 (cap. II) entretanto se tais dados, ou facilidades de medições não são disponíveis é possível obter-se uma estimativa razoável da potência sonora a partir da potência de operação do ventilador. Medições (ref. 3,9,10) indicam que a potência sonora total (W_s), está relacionada com a potência de placa ou de eixo, do ventilador (W_e) pela equação:

$$W_S = \eta_s \cdot W_e \qquad \text{(EQ. 5.1)}$$

considerando que o ventilador opera na sua potência nominal. Entretanto, a potência acústica não é simplesmente proporcional à potência de eixo, ou à potência hidráulica, se as condições de operação variarem (ver as eq. 2.4 e 2.6)

A "eficiência" (η_s), de conversão de som não é constante (ref. 3), mas, ao invés disso, varia de um ventilador para outro. Todavia, o uso, de um valor médio

$$\eta_s \cong 1{,}3 \times 10^{-6}$$

dá em geral, o nível de potência sonora dentro de uma faixa de erro de mais ou menos 5 dB. (ref. 9). Este valor conduz a equação:

$$PWL = 88{,}7 + 10 \log_{10}(W_e) \qquad \text{(EQ. 5.2)}$$

que dá o nível de potência sonora total relativo a 10^{-12} watts onde W_e é a potência em KW aplicada no eixo do ventilador.

Da equação anterior (5.2) e da fig.2.3 (cap. II), onde temos as prováveis variações e o espectro típico para os ventiladores centrífugos, podemos obter a distribuição espectral. Como nesta fig.2.3 o espectro é referido ao nível total, o espectro de potência por oitava a ser estimado, pode ser obtido, adicionando-se às ordenadas desse diagrama o valor de PWL obtido pela eq.5.2 . Para projetos de tratamentos acústicos, o uso da curva superior fornecerá um razoável fator de segurança.

Este procedimento tem sido aplicado a ventiladores de grande porte, na faixa de 1,2 KW a 30 KW (1,6 a 40hp). Entretanto, medições indicam que também podemos extrapolar para' ventiladores bem pequenos essa aproximação (ref. 9).

Um estudo análogo ao acima apresentado encontra-se na ref. 11 onde o nível de potência sonora pode ser estimada pela eq. 5.3 com uma variação de mais ou menos 2 dB.

$$PWL = 91 + 10 \log_{10}(W_e) + 30 \log_{10}\left(\frac{M}{M_{20}}\right) \qquad \text{(EQ. 5.3)}$$

onde:

PWL = nível de potência sonora em dB ref. 10^{-12}Watts.

M = número de Mach na temperatura do gás.

M_{20} = número de Mach para o gás à temperatura de 20° C.

W_e = potência aplicada ao eixo do ventilador em KW.

Tab. 5.1 Fatores de correção dos níveis das bandas (ref: 11).

Freqüência (Hz)	Total de dB abaixo
63	4
125	5
250	6
500	9
1000	12
2000	16
4000	20
8000	24

Escola Federal de Engenharia de Itajubá - EFEI
Biblioteca MAUÁ BIM

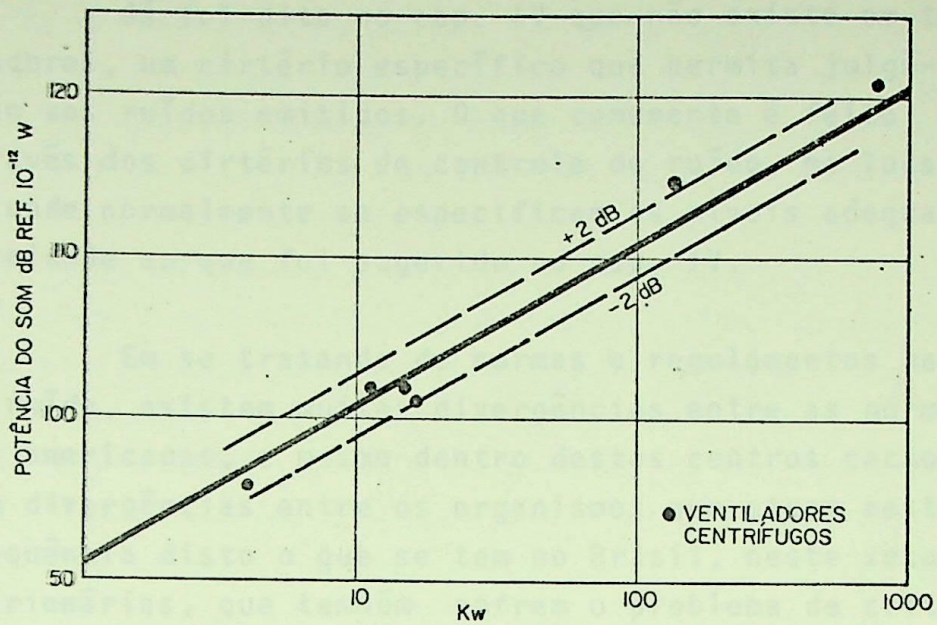


FIG. 5.3 - Potência sonora x potência do eixo em KW (ref: 11)

A estimativa da distribuição espectral é obtida corrigindo-se em cada banda, mediante a tab. 5.1, o valor encontrado pela eq. 5.3. Este resultado é menos preciso mas dá os níveis espectrais dentro de mais ou menos 3 dB, com excessão para as oitavas contendo a freqüência de passagem das pás que pode ser 5 dB maior que a calculada.

Como podemos observar, é de grande valia, e existe uma necessidade muito grande de se desenvolverem estudos que permitam, principalmente aos projetistas de sistemas de ventialção avaliar os níveis de ruído gerados pelos ventiladores a partir de dados que estejam ligados as características mais marcantes de cada tipo de máquina. O que aqui foi apresentado é o procedimento mais comumente adotado.

5.4 CRITÉRIOS DE JULGAMENTO DOS NÍVIES DE RUÍDO

Já foi dito no cap. IV que não existe em termos de ventiladores, um cirtério específico que permita julgá-los em relação aos ruídos emitidos. O que comumente é feito é avaliá-los através dos cirtérios de controle de ruído, no local de interesse, onde normalmente se especificam os níveis adequados, em conformidade ao que foi sugerido no cap. IV.

Em se tratando de normas e regulamentos para o controle do ruído, existem muitas divergências entre as normas européias e as americanas, e mesmo dentro destes centros tecnológicos, existem divergências entre os organismos que atuam nesta área. Em consequência disto o que se tem no Brasil, neste setor, são normas embrionárias, que também sofrem o problema de critérios em desacordo uns com o outros. Aqui, por exemplo, cuidam do problema do ruído o INT - Instituto Nacional de Tecnologia, o IPT - Instituto de Pesquisas Tecnológicas, o CONSUR - Conselho de Sons Urbanos, o SEMA - Secretária dp Meio Ambiente, a CETESB - Companhia de Tecnologia e Saneamento Ambiental além de outras instituições.

O que de mais concreto existe no Brasil são as normas regulamentadoras (NR) - cap. V - título da consolidação das leis do trabalho, relativas à segurança e medicina do trabalho (ref: 12).

Entre estas normas de observância obrigatória pelas empresas, as que se referem ao problema de ruído e vibrações são:

- NR - 6 Equipamentos de Proteção Individual - EPI (item 6.1.3.5)
- NR - 9 Riscos Ambientais
- NR - 15 Atividades e Operações Insalubres.

O exame cuidadoso destas normas, editadas para regular a Lei nº 6.514 de 22 de dezembro de 1 977 leva-nos a concluir que as mesmas possuem pontos que suscitam dúvidas, outros que falham na orientação para algumas de suas possíveis aplicações e, o que reputamos de mais grave é o fato de que os princípios que norteiam a proteção do excesso do ruído em nosso país baseiam-se no conceito de insalubridade - "atividades ou operações que por sua natureza, condições e métodos de trabalho expõem os empregados a agentes nocivos à saúde, acima dos limites de tolerância" -, o que leva normalmente ao pagamento de "adicional de insalubridade" que não proteje o trbalhador. É de prática entre os empresários fazerem um cálculo de maneira simplista: o que fica mais barato (ou é mais vantajoso), gastar com a redução do barulho ou pagar o adicional?

O que apresentar maiores vantagens em termos econômicos, é o adotado, não se preocupando com as conseqüências do excesso do ruído.

Por estes fatos e outros quai não mencionados é que devemos nos esforçar no sentido de procurar:
- promover o levantamento dos dados audiométricos por amostragens (como está o problema no Brasil).
- introduzir modificações na legislação com o objetivo de atender à realidade do país, e aos critérios mais atualizados.
- promover pesquisas permanentes sobre a evolução do ruído.

Com isto, teremos um melhor equacionamento do problema e conseqüentemente soluções mais eficazes, mostrando de maneira irrefutável a importância do controle do ruído.

5.5 SUGESTÕES PARA NOVOS TRABALHOS:

1 - Conforme foi salientado no item 5.1 é

de suma importância a atenuação do ruído inicialmente produzido, logo: é viável um trabalho no sentido de estudar as principais componentes do ruído gerado pelos ventiladores centrífugos, procurando meios que possibilitem o isolamento de cada parte geradora, para com isto estudar as parcelas mais significativas de encontro a soluções que as minimize.

2 - Procurar um método de atenuação do ruído emitido pelos ventiladores centrífugos, que possua a maioria das vantagens dos métodos de atenuação já apresentados (por ex. nas ref: 4,5,6,7 e 8).

3 - Um outro trabalho interessante, é o estudo no sentido de se procurar determinar um critério de julgamento do ruído e vibrações, para os ventiladores e máquinas afins, tomando como ponto de partida os numerosos critérios já existentes para os ambientes.

B I B L I O G R A F I A

1 - Bruel & Kjaer 1977, "Master Catalogue".

2 - Bruel & Kjaer 1975, Application of B & K Equipment to "A-' coustic Noise Measurements".

3 - F.S. Howes and R. R. Real, "The Journal of the Acoustical ' Society of America", volume 30, número 8, 714 - 720, Noise' Origin, Power and Spectra of Ducted Centrifugal Fans.

4 - M. Bartenwerfer, T. Gikadi, W. Neise and R. Agnon 1977, "Noi se Control Engineering" 8, 100 - 107. Noise Reduction in ' Centrifugal Fans by Means of and Acoustically Lined Casing.

5 - W. Neise and G. H. Koopmann 1980, "The Journal of Sound and Vibration 73 (2), 297 - 308. Reduction of Centrifugal Fans ' Noise by yse of Resonators.

6 - W. Neise 1976, "Journal of Sound and Vibrations" 45, 375 - ' - 403. Noise Reduction in Centrifugal Fans: A Literature Sur vey.

7 - YU. I. Petrov and G. A. Khoroshev 1971, "Russian Engineering Journal" 51, 42 - 44. Improving the Noise Level of Centrifu- gaç Fans.

8 - T. F. W. Embleton 1963 "Journal of the Acoustical Society of America" 35, 700 - 705. Experimentaç Study of Noise Reducti- on in Centrifugal Blowers.

9 - Harris, "Handbook of Noise Control", M.C. Graw - Hill Book ' Company, New York, 1957.

10 - Beranek, L. L., J. L. Reynolds, and K.E. Wilson 1953, "Jour- nal of the Acoustical Society of a America", 25, 313.

11 - Almeida Marcio Tadeu de, "Revista Abrava", junho 80, 31 - 33 Previsão de Ruído nos Projetos de Ventiladores Centrífugos.

12 - Portaria nº 3.214 de 08 de junho de 1978, Ministério do Tra- balho - República Federativa do Brasil, que aprova as normas regulamentadoras (NR) - ref. Lei nº 6.514 de 22 de dezembro de 1977.

OBRAS CONSULTADAS

- HARRIS - "Handbook of Noise Control" - McGraw-Hill Book Company, New York, 1957.
- JORGENSEN, ROBERT - "Fan Engineering" - published by Buffalo Forge Company, Buffalo, New York.
- BERANEK - "Noise and Vibration Control" - McGraw-Hill Book Company, 1971.
- MADISON, R.D. - "Fan Engineering" - Buffalo Forge Company Buffalo, New York, 5th Ed, 1949.
- BROCH, JENS TRAMPE - "The Application of the Brüel & Kjaer Measuring Systems to Acoustic Noise Measurements", / 1975.
- BRÜEL & KJAER - "Master Catalogue", 1977
- HOWES, F.S. and REAL, R.R. - 1958 "The Journal of the Accoustical Society of America" - 30, 714-720. Noise Origin Power, and Spectra of Ducted Centrifugal Fans.
- DALY, B.B., SE,B. - A.M.I.E.E., A.M.I.H.V.E., May-58,"Noise Level in Fans".
- OSBORNE - "Fans" - Ed. Pergamo - Oxford - 1967.
- BERANEK, L.L.; REYNOLDS, J.L. and WILSON, K.E. - "The Journal of The Acoustical Society of America" 25, 313 (1953)
- HOUSE, WATER, R.V., 1955 - "The Journal of the Acoustical Society of America" 27, 247.
- NATL.ASSOC.OF FAN MANUFACTURERS, INC, "BULLETIN" Nº 110, / 1952
- HADDY, H.C.; HALL,H.H. and RAMER, L.G., "Trans. Inst. Radio", Eng.Pga, 10:14, (1952).
- GOLDMAN, R.B. and MALING, G.C. - "Noise Control" 1,26, November 1955.
- MORSE, P.M. - "Vibration and Sound", 2d Ed, McGRaw-Hill Book Company, 1948.

- BERANEK, L.L. - "Noise and Vibration Control", McGraw-Hill Book Company, 1971
- BERANEK, L.L. - "Noise Reduction", McGraw-Hill Book Company, 1960.
- BERANEK, L.L. - "Revised Criteria for Noise in Buildings", Noise Control, vol. 3, 1957.
- SCHULTZ, T.J. - "The Journal of the Acoustical Society of America" 43, 637-638, 1968. Noise Criterion Curves for Use with the Usasi Preferred Frequencies.
- SCHULTZ, T.J., - "Technical Background for Noise Abatement in Hud's Operating Programs", Bolt Beranek and Newman Inc. Rept. 2005, September, 1970.
- YOUNG, R.W. - "Noise Control" 4, 42-43, 1958, Don't Forget the Sound Level Meter.
- YOUNG, R.W. - "The Journal of the Acoustical Society of / America" 38, 524, 1965. Re-Vision of the Speech-Privacy / Calculations.
- BARTENWERFER, M., GIKADI, T., NEISE, W. and AGNON, R.1977 "Noise Control Engineering" 8, 100-107. Noise Reduction / in Centrifugal Fans by Means of an Acoustical Lined Casing.
- NEISE, W. and KOOPMANN, G.H., 1980 - "The Journal of / Sound and Vibration" 73(2), 297-308. Reduction of Centrifugal Fan Noise by Use of Resonators.
- NEISE, W. 1976, "Journal of Sound and Vibration" 45, 375-403. Noise Reduction in Centrifugal Fans: A Literature / Survey.
- PETROV, Yu.I and KHOROSHEV, G.A. 1971, "Russian Engineering Journal" 5, 42-44. Improving the Noise Level of Centrifugal Fans.

- EMBLETON, T.F.W.. 1963 "Journal of the Acoustical Society of America" 35, 700-705. Experimental Study of Noise Reduction in Centrifugal Blowers.
- ALMEIDA, MÁRCIO TADEU DE, "Revista Abrava", junho 1980, / 31-33. Previsão de Ruído nos Projetos de Ventiladores Centrífugos.
- PORTARIA Nº 3.214 de 08 de junho de 1978, Ministério do Trabalho - República Federativa do Brasil, que aprova as normas regulamentadoras (NR) - REF. LEI Nº 6.514 de 22-12 77.
- REGIER, A.A. and HUBBARD, H.H. 1953, "Journal of the Accoustical Society of America" 25, 395.
- HUBBARD, H.H.; NACA TN 2968 (1953).
- HUBBRD, H.H., NACA TN 2024 (1953).
- GAS TURBINE LABORATORY, Mass.Institure of Tech, 1953, "Aerodynamic Measurements", 111-138.
- J.O.IRWIN, E.R.GRAF, "Industrial nois and vibration con - trol, 1979 by Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N.J.07632.
- AMCA, "Fan Aplication Manual". Publication 203. A Guide to the Measurement of Fan-Systems perfomance in the Fiels,Published by air moving and conditioning association, Inc./ Arlington Heigts, Illinois.
- L.X.NEPOMUCENO, "Acústica Técnica", ETERGIL Editora Técnico, Gráfica Industrial Ltda., 1968.
- HENRI, E.ITIRO, "Ergonomia", Faculdade de Engenharia In - dustrial - São Paulo - 3º.Ed. - 1978.
- SCHAIA AKKERMAN, "Revista Engenharia", 381, 45-50, Nov. / Dez 1975. Vibrações Acústicas e Poluição Ambiental.
- SXHAIA AKKERMAN, "Revista Engenharia", 383, 53-51, Fev. / 1976. Elementos Básicos para o Controle da Poluição Sonora.

— SHAIA AKKERMAN, "Revista Engenharia" 417, 36-44, Jun.1979. Normas Regulamentadoras no Brasil para o Controle de Ruído e Vibrações Industriais.

— IGOR SRESNEWSKY, EDUARDO CELESTINO RODRIGUES, "Revista Engenharia" 367, Jan.74, 9-12, 26-32. Acústica e Segurança / Pessoal. Intensidade, Frequência e Duração dos Ruídos.

— COLIN F.PALMER, "Revista Engenharia" 346, 5-8., Abril 1972. O Problema do Ruído.

Escola Federal de Engenharia de Itajubá
Biblioteca
MACH

APÊNDICE A

CONCEITO BÁSICO DAS PROPRIEDADES FÍSICAS DO SOM

O som propaga-se em ondas através de qualquer ambiente elástico. No ar, as ondas sonoras tomam a forma de condensações e refrações alternadas. Estas transforma - ções na densidade resultam do deslocamento de partículas. Elas podem ser descritas e medidas em termos de variação de pressão. Embora as flutuações de pressão' sejam pequenas, comparadas à pressão atmosférica normal, a diferença em pressão sonora para dois sons pode ser muito grande. A pressão sonora efetiva em um ponto é raiz quadrada da média dos quadrados da pressão sonora instantânea no ponto num intervalo de tempo. A pressão sonora do som audível pode variar de 0,0002 a 200 microbars.

A milionésima parte da pressão atmosférica normal é chamada de um micro-bar.Tanto a medida do nível auditivo como o sonoro respondem à pressão efetiva antes' que a pressão sonora instantânea. A sonoridade é em grande maioria determinada ' pela pressão do som (ver pág. 182 da ref.1).

As condensações e refrações que produzem um tom puro ocorrem em intervalos regulares. O tempo requerido para um ciclo completo é chamado de período. O número de ciclos ocorrendo num intervalo de tempo é chamado de frequência. As unidades usuais para períodos e frequência são o segundo e o Hertz (ciclos por segundo). A altura é principalmente determinada pela frequência (ver pág. 183 da ref.1).

Poucos sons são tons puros. A maioria dos ruídos são sons Banda Larga. Cada tom ou cada porção da Banda, em caso de som Banda Larga, exerce sua própria pressão do som. A raiz quadrada da soma dos quadrados das pressões RMS unitárias é a pressão RMS total (ao menos para ondas sinusoidais). É comumente muito mais útil conhecer as pressões do som individual para cada tom ou largura parcial da faixa que a pressão do som todo. Tal afirmação das pressões e frequências individuais, é chamada Espectro Sonoro.

Várias larguras de faixa podem ser usadas para descrever espectro. Uma oitava é uma faixa que alcança de uma frequência para duas daquela frequência. O padrão'

de faixas de oitavas foi estabelecido como está na Tabela (A1). Na maioria das Engenharias, os espectros da Banda da Faixa oitava podem ser usados com resultados satisfatórios.

Nos espectros a banda de oitava completa pode não revelar a presença dos componentes significantes do tom puro. Os espectros da $3^{a}_{=}$. banda de oitava são muito mais reveladores e são recomendados para o estudo de ruídos onde tons puros podem ser produzidos.

Tab. A1 - PADRÕES DAS BANDAS OITAVAS

Número da Banda	Oitava	1	2	3	4	5	6	7	8
	1/3 oitava	18	21	24	27	30	33	36	39
Padrão	Frequências para as Bandas de Oitava c.p.s.								
Frequência Central		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Limite Inferior		45	88	177	354	707	1414	2828	5657
Limite Superior		88	177	354	707	1414	2828	5657	11314

A distância que a onda sonora caminha em um período de tempo é chamada de comprimento de onda sonora (λ). Isto pode ser determinado da frequência (f) e da velocidade (c) do som, de acordo com $\lambda = c/f$. A velocidade do som no ar pode ser determinada de uma tabela em opósição a temperatura ou calculada com a temperatura (T), constante do gás (R), e a média dos calores específicos do meio (γ), como é indicado por

$$c = \sqrt{g_c \gamma R T} \qquad \text{(EQ A1)}$$

O produto da massa específica (ρ) e da velocidade do som (c) é chamada de impedância característica (ρ_c) do meio. Isto pode demonstrar que a impedância e a pressão sonora RMS estão relacionadas à quantidade de potência sonora transmi-

tida por unidade de área ou intensidade (I) como expressa por:

$$I = \frac{p^2}{\rho C} \qquad \text{(EQ A2)}$$

A intensidade de um som em um ponto no espaço depende da distância até a fonte, da potência, da diretividade da fonte, e da natureza do campo sonoro.

Para o caso particular de uma fonte sonora punctiforme não direcional emitindo em um campo livre, (isto é, campo sem obstruções), o som será igualmente transmitido em todas as direções divergindo à medida que caminha. Devido a esta divergência, a frente da onda será esférica. A intensidade em qualquer distância (r) pode ser determinada da potência sonora (w_s) da fonte, usando:

$$I = \frac{w_s}{4\pi r^2} \qquad \text{(EQ A3)}$$

A relação entre a potência sonora e a pressão sonora efetiva em um campo livre pode ser escrita

$$w_s = \frac{4\pi r^2 \bar{p}^2}{\rho c} \qquad \text{(EQ A4)}$$

Em outras palavras, quando há divergência esférica, a pressão do som varia inversamente com a distância. Entretanto, essa relação não se manterá para quaisquer outras formas de frente de onda.

Numa distância de vários diâmetros da fonte, qualquer frente de onda num campo livre toma aproximadamente a forma esférica. A equação A4 é, portanto aplicável à qualquer fonte num campo livre, desde que a distância seja suficientemente grande. A maior parte das fontes é direcional, isto é, elas irradiam mais som em certas direções do que em outras. A relação expressa na equação A4 é apenas aplicável se a média da pressão sonora efetiva ($\bar{p}$) for usada. A pressão sonora efetiva atual em qualquer direção particular pode ser expressa como a média da pressão sonora efetiva multiplicada pelo fator direcional (Q), de modo que

$$Q = \frac{p^2}{\bar{p}^2} \qquad \text{(EQ A5)}$$

As ondas sonoras podem ser refletidas por superfícies rígidas e refretadas por qualquer diferença no meio que poderia transformar a velocidade do som, ou a - mortecida pelo meio ou pelo material superficial. Nenhuma superfície real é um perfeito refletor de som. O material será colocado em movimento pela pressão sonora ou será permitido a uma parte do som penetrar na superfície ou ambos. Os resultados da transmissão ou do amortecimento e a energia refletida são assim reduzidos.

Quando um som é produzido em uma sala reverberante, as ondas irradiam como em um campo livre até que elas encontrem uma obstrução. Então elas são refletidas de uma obstrução para outra, com cada reflexão ocorrendo com uma potência menor (reduzida). Eventualmente a energia total da onda é dissipada como calor. Com o som produzido continuamente, o ruído se elevará gradualmente em uma sala reverberante, até que atinja o equilíbrio, isto é, até que a taxa de absorção' iguale a taxa de produção.

O som em qualquer ponto de uma sala reverberante é uma combinação de som direto e refletido. A pressão média efetiva do som reverberado ($\bar{p}_r$) pode ser determinada da potência da fonte do som (w), da impedância característica do meio (pc), e das características da sala:

$$\bar{p}_r^2 = wpc\left(\frac{4}{R}\right) \qquad \text{(EQ A6)}$$

A constante da sala (R) varia com a qualidade da superfície (S) e do volume (V) da sala, com o coeficiente médio de absorção da sala (a) dos materiais limitrofes e a constante de atenuação da energia (m) para o ar.

$$R = \frac{S[a + 4m\ V/S]}{1-[a + 4m\ V/S]} \qquad \text{(EQ A7)}$$

Esta equação é apenas válida para salas em que o percurso livre médio entre as reflexões é 4V/S, uma condição encontrada na maioria das salas irregularmente formadas. Os valores dos coeficientes de absorção (a) podem ser determinados ' pela média dos coeficientes individuais (a_i) dados por uma tabela, de acordo com a área de cada superfície. O valor da constante de atenuação da energia (m) pode ser determinado da figura 3.8 .

O tempo de reverberação (t_{60}) em segundos de uma sala é definido durante o tempo requerido para a intensidade de um som ininterrupto, decair para uma milionésima parte do seu valor original (60 dB). Ele está relacionado com as características da sala (V), etc., como indicado por

$$t_{60} = \frac{0.049\ V}{S[a + 4m\ V/S]} \qquad \text{(EQ A8)}$$

A pressão média efetiva do som devido a um som direto ($\bar{p}_d$) para uma fonte puntiforme pode ser determinada de

$$\bar{p}_d^{\,2} = wpc\ (\frac{1}{4\pi r^2}) \qquad \text{(EQ A9)}$$

A potência sonora da fonte (w_s) está relacionada com a pressão média efetiva do som, direto e reverberado ($\bar{p}$), de acordo com

$$w_s = \frac{\bar{p}^{\,2}}{\rho c}\left[\frac{1}{\frac{1}{4\pi r^2} + \frac{4}{R}}\right] \qquad \text{(EQ A10)}$$

Em qualquer sala grande reverberante há uma distância (r), além do qual a pressão ($\bar{p}$) sonora RMS média é constante. Em outras palavras numa distância suficiente da fonte, o som direto é desprezível, comparado ao som reverberante. A pressão em qualquer ponto neste campo reverberante será a mesma que em qualquer outro ponto. Em geral, a pressão sonora é mais uniforme em salas grandes e irregulares.

Se o som é transmitido mais em uma direção do que em outra, o fator diretividade (Q) deveria ser aplicado, mas apenas para a porção direta como está indicada por

$$w_s = \frac{\bar{p}^{\,2}}{\rho c}\left[\frac{1}{\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R}}\right] \qquad \text{(EQ A11)}$$

Se um som é perfeitamente direcional e prevenido contra a divergência, como é o caso de ondas planas descendo direto em um conduto ou tubo, a pressão irá variar com a distância, exceto pela absorção. Desprezando a absorção e a reflexão,

$$w_s = \frac{\bar{p}^2}{\rho c} \quad (A) \qquad \text{(EQ A12)}$$

dá uma relação entre a pressão do som em uma onda plana, com a área (A), para a potência sonora da fonte (w) e a impedência característica média (ρc).

APÊNDICE B

DECIBELS - NÍVEIS DE PRESSÃO SONORA E NÍVEIS DE POTÊNCIA SONORA

B.1 - MEDIÇÃO DAS PROPRIEDADES SONORAS

As propriedades de um som são comumente medidas com um medidor de nível de som e um analisador de Banda de Oitava. Outros instrumentos eletrônicos, incluindo analisador de banda estreita, oscilógrafos, e gravadores são úteis. O nível de pressão sonora de um ruído é medido com o medidor de nível sonoro. O espectro de um ruído é determinado com o analisador de faixa de oitava comumente usado em conjunto com um medidor de nível sonoro. Uma série de filtros é usada em grande escala para atenuar os componentes do sinal acima e abaixo de certas freqüências. Quando a saída de um medidor de nível sonoro é alimentada em um analisador, a soma dos aparelhos atenuadores e a leitura do medidor analisador é o nível da pressão sonora na faixa de freqüência.

A precisão de qualquer medida de som depende da reação acústica do microfone e da reação elétrica dos medidores. Os medidores devem ser calibrados freqüentemente.

Deve ser observado que as medidas feitas com um medidor de nível sonoro são todas chamadas de níveis. As unidades destes níveis são chamadas DECIBELS e são adimensionais. Em cada caso um nível de referência está implicado. A razão para se usar "DECIBELS" é, basicamente, a conveniência numeral como está salientado abaixo.

B.2 - DECIBELS

Os DECIBELS são unidades convenientes (úteis) sem dimensão para medir a potência ou alguma outra propriedade que é proporcional a

potência, sempre que o classificador dos valores é muito grande. Por exemplo, a potência sonora de um sussurro pode ser 0,000.000.001 WATTS e a de um avião a jato 100.000 WATTS. Com uma potência de referência de 10^{-12} WATTS, os níveis da potência sonora podem ser dados como 30 dB e 170 dB respectivamente. Embora mais conveniente para a expressão numeral, o DECIBEL torna mias difícil visualizar a diferença entre quaisquer dois níveis de potência sonora. A TAB. B1 mostra a potência sonora e o nível da potência sonora para várias fontes típicas. Para a maioria dos ruídos de banda larga, o quadrado da pressão sonora, para qualquer localização do ouvinte, varia diretamente com a potência sonora. As pressões sonoras no alcance audível variam de 0,0002 a 200 microbar. O alcance correspondente dos níveis da pressão sonora com uma pressão referente de 0,0002 Microbar, é de zero dB a 120 dB. A tabela B2 relaciona a pressão sonora e o nível de pressão sonora. Para vários tipos de situação de ruído observe que as distâncias são especificadas onde aplicáveis. No campo livre, próximo de uma fonte localizada, a pressão sonora varia com a distância. A pressão sonora pode ser relativamente constante através de uma área que tenha múltiplas fontes de som ou em áreas que tenham superfícies altamente reflexivas.

A razão pela qual os níves de potência e os níves de pressão podem ser expressos em DECIBELS é simplesmente pelo fato de que ambos são níveis . Ambos são expressões logarítmicas da razão da quantidade em questão para uma quantidade de referência particular. Por definição, o nível de uma quantidade em DECIBELS é 10 vezes o logaritmo (para a base 10) da razão daquela quantidade (em unidades dimensionais) por alguma quantidade de referência (nas mesmas unidades dimensionais). A outra única qualificação é que a quantidade deve ser proporcional à potência. A potência de referência (W) para as meidções do nível de potência sonora (PWL) é 10^{-12} WATTS, de modo que:

$$PWL = 10 \log_{10} \frac{w \text{ em WATTS}}{10^{-12} \text{WATTS}} \qquad \text{(EQ. B1)}$$

A pressão de referência (p) para as medições de nível da pressão sonora (SPL) é 0,0002 Microbar, de modo que:

$$SPL = 20 \log_{10} \frac{p \text{ em Micro Bar}}{0,0002 \text{ Micro Bar}} \qquad \text{(EQ. B2)}$$

Esta equação dá os níveis de pressão sonora em dB REF. 0,0002 Micro Bar, que é, algumas vezes, abreviado por dB(c). Realmente este resultado é um nível da pressão sonora ao quadrado, como indica pela substituição de 10 por 20. A razão das pressões sonoras' aos quadrado é proporcional à razão da potência sonora para ruídos de bandas largas.

TABELA B1 - POTÊNCIA TÍPICA E NÍVEIS DE POTÊNCIA SONORA

POTÊNCIA (watts)	NÍVEL DE POTÊNCIA (db re.10^{-12}watts)	FONTE
100 000	170	Avião a Jato
10 000	160	
1 000	150	
100	140	
10	130	Grande Orquestra
1	120	
0,1	110	Rádio em Alto Volume
0,01	100	
0,001	90	Grito
0,000 1	80	
0,000 01	70	Conversação
0,000 001	60	
0,000 000 1	50	Pequeno Relógio Elétrico
0,000 000 01	40	
0,000 000 001	30	Sussurro

A intensidade de referência (I) para as medições do nível de intensidade sonora (IL) é de 10^{-16} WATT por centímetros quadrado ' de modo que:

$$IL = 10 \log_{10} \frac{1 \text{ em WATTS/cm}^2}{10^{-16} \text{WATTS/cm}^2} . \qquad \text{(EQ. B3)}$$

Esta equação produz níveis de intensidade em dB REF. 10^{-16}WATTS por centímetro quadrado, que é, algumas vezes, abreviado dB(I).

TABELA B2 - PRESSÕES SONORAS TÍPICAS E NÍVEIS DE PRESSÃO SONORA

PRESSÃO (microbar)	NÍVEL DE PRESSÃO (db re.0002 microbar)	FONTE	DISTÂNCIA
2000	140	Limiar da Dor	—
	130		
200	120	Limiar do Desconforto	—
	110	Buzina de Automóvel	50 cm
20	100		
	90	Automóvel a 65 km/h	Dentro
2	80		
	70	Conversação	8 cm
0,2	60		
	50	Residência	Dentro
0,02	40		
	30	Sussurro	13 cm
0,002	20		
	10	Limiar da Audição	—
0,0002	0		

Freqüentemente é necessário adicionar o efeito de um som para outro ou subtrair o efeito de um som de uma combinação de sons. Os efeitos da potência sonora e da pressão sonora total ($w_{1+2+\ldots+n}$) de uma combinação de sons é simplesmente igual a soma das potências sonoras individuais ($w_1 + w_2 + \ldots + w_n$), devido ao caráter do ' logarítmo dos níveis de potência sonora, o nível da potência so-

nora total ($PwL_{1+2+...+n}$) não é igual à soma dos níveis da po-' tência sonora individual ($PwL_1 + PwL_2 + ... + PwL_n$). Mas sim,

$$PwL_{1+2+...+n} = 10 \log_{10} \left| (10)^{\frac{PwL_1}{10}} + (10)^{\frac{PwL_2}{10}} + ... + (10)^{\frac{PwL_n}{10}} \right| \qquad \text{(EQ. B4)}$$

O ouvido e o medidor do nível-sonoro, ambos respondem a raiz quadrada da média dos quadrados das pressões sonoras, melhor que o valor instantâneo. Porque a resposta é proporcional ao valo RMS, a pressão sonora total para um ponto ($p_{1+2+...+n}$) é igual a raiz quadradada da soma dos quadrados das pressões sonoras individuais $\sqrt{(p_1^2 + p_2^2 + ... + p_n^2)}$ naquele ponto. Pra a maior parte das aplicações em engenharia, a equação (B2) deve ser melhor escrita.

$$SPL = 10 \log_{10} \left(\frac{p \text{ em Micro Bar}}{0,0002 \text{ Micro Bar}}\right)^2 \qquad \text{(EQ. B5)}$$

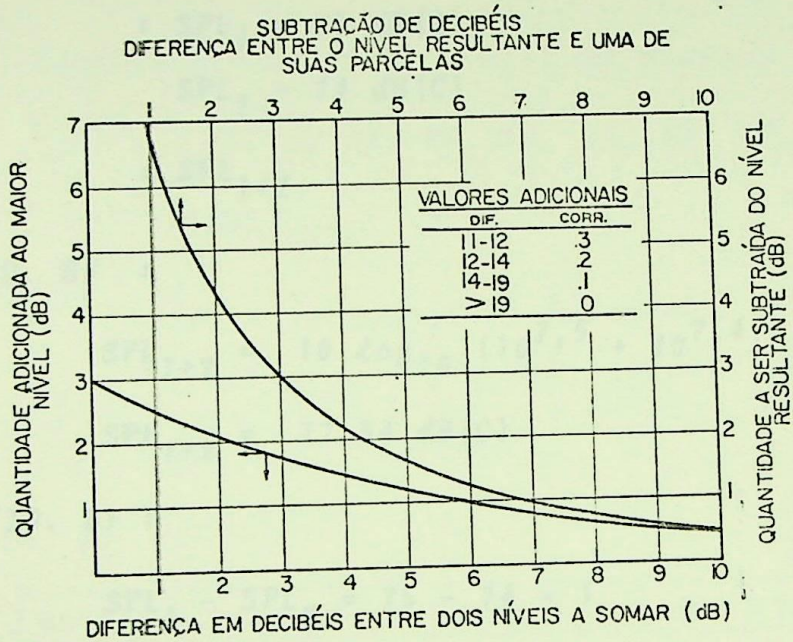
Devido ao caráter logarítmico dos níveis da pressão sonora, o nível da pressão sonora total ($SPL_{1+2+...+n}$) não é igual a soma ' dos níveis da pressão sonora individual ($SPL_1 + SPL_2 + ... + SPL_n$). Mas sim:

$$SPL_{1+2+...+n} = 10 \log_{10} \left| (10)^{\frac{SPL_1}{10}} + (10)^{\frac{SPL_2}{10}} + ... + (10)^{\frac{SPL_n}{10}} \right| \qquad \text{(EQ. B6)}$$

As equações B4 e B6 são embaraçosas para dar um resultado. A figura B1 pode ser usada com vantagem, em lugar de cada uma destas fórmulas. A curva mais baixa é para usar em adição de dois níveis sonoros ou em adição de dois níveis de pressão sonora. A ' curva superior na figura B1 é para o uso em subtração de um com-

ponente do nível de pressão sonora do total. No uso de cada curva, a diferença entre os dois valores conhecidos estabelece a diferença entre o valor desconhecido e um dos valores conhecidos. Os exemplos de 1 a 4 ilustram o uso da Fig. B1 e das equações B4 e B6.

FIGURA B1



EXEMPLO 1: Combinar os níveis de potência sonora

DADO : $PwL_1 = 90$ dB
$PwL_2 = 100$ dB

DETERMINAR : PwL_{1+2}

USANDO A EQ. B4 :

$$PwL_{1+2} = \log_{10} (10^9 + 10^{10}) = 100,41 \text{ dB}$$

USANDO A FIG. B1 :

$$PwL_2 - PwL_1 = 100 - 90 = 10$$

$$PwL_{1+2} - PwL_2 = 0,41$$

$$PwL_{1+2} = 100 + 0,41 = 100,41 \text{ dB}$$

EXEMPLO 2: Combinar os níveis de pressão sonora

DADO : $SPL_1 = 75$ dB(C)

$SPL_2 = 74$ dB(C)

DETERMINAR : SPL_{1+2}

USANDO A EQ. B6 :

$$SPL_{1+2} = 10 \log_{10} (10^{7,5} + 10^{7,4})$$

$$SPL_{1+2} = 77,54 \text{ dB(C)}$$

USANDO A FIG. B1 :

$$SPL_1 - SPL_2 = 75 - 74 = 1$$

$$SPL_{1+2} - SPL_1 = 2,54$$

$$SPL_{1+2} = 75 + 2,54 = 77,54 \text{ dB(C)}$$

EXEMPLO 3:

DADO : $SPL_{1+2} = 60$ dB(C)

$SPL_2 = 55$ dB(C)

DETERMINAR : SPL_1

USANDO A EQ. B 6 :

$$SPL_1 = 10 \log_{10}(10^6 - 10^{5.5}) = 58,35 \text{ dB(C)}$$

USANDO A FIG. B 1 :

$$SPL_{1+2} - SPL_2 = 60 - 55 = 5$$

$$SPL_{1+2} - SPL_1 = 1,65$$

$$SPL_1 = 60 - 1,65 = 58,35 \text{ dB(C)}$$

EXEMPLO 4: Combinando bandas de níveis de pressão

DADO : SPL de 80, 85, 90, 85, 80, 75, 70, 65dB(C)

DETERMINAR : SPL_{TOTAL}

USANDO A EQ. B6 :

$$SPL = 10 \log_{10}(10^{9,0} + 10^{8,5} + 10^{8,5} + 10^{8,0} + 10^{8,0} + 10^{7,5} + 10^{7,0} + 10^{6,5})$$

$$SPL = 92,73 \text{ dB(C)}$$

USANDO A FIG. B1 :

90	85	5	1,2	92,4	80	12,4	0,2
1,2				0,2			
91,2	85	6,2	1,0	92,6	75	16,6	0,1
1,0				00,1			
92,2	80	12,2	0,2	92,7	70	22,7	0,0
0,2				0,0			

$SPL_{TOTAL} = 92,7$ dB(C)

APÊNDICE C

CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE AS ESCALAS DE MEDIDA DE NÍVEL SONORO

A "mais simples" medida física de um ruído seria a determinação de seu nível de pressão sonora. Entretanto, tal medida não daria a indicação da distribuição de freqüência do ruído, e nem qualquer informação com respeito a percepção humana do ruído. Na prática, semelhante medida seria mais ou menos sem sentido. Para um significado relativamente simples, é possível dar a um instrumento de medida de ruído certas característica que tornam os resultados medidos muito mais úteis. Isto tem sido feito atualmente, através de medidas de níveis com precisão padronizada internacionalmente. O medidor de nível sonoro é equipado com circuitos eletrônicos, formados por malhas compensadas que dão ênfase a certas freqüências com relação a outras de acordo com a contribuição de cada uma à total impressão subjetiva elegendo-se um simples número para o julgamento do ruído. Estes aparelhos fornecem medidas com certas características chamadas de A, B e C*(olhar Fig. C1). A característica denominada C mostra pequena dependência de freqüência sobre grande parte da gama de freqüência muito pronunciada com a região do espectro de freqüências onde há mais energia incidindo, na faixa sensível ao ouvido humano. Comparando a característica "A" de freqüência da figura C1 com a curva de igual nível de audibilidade para tons puros, Figura D1 pode ser estabelecida uma certa semelhança entre este último e o "universo" da característica A.

* recentemente, uma característica de medida denominada D foi proposta internacionalmente. Entretanto, é especificamente empregada para medidas de ruído de aeronaves e não devem ser consideradas tão gerais como as medidas A, B e C.

Sabemos que a percepção humana do som ou ruído, é muito mais complexa para ser completamente avaliada por uma simples medida como a descrita pela curva A da Figura C1. Mas para muitos casos de problema de ruído, uma certa referência pode ser obtida das medidas feitas com instrumentos contendo a característica A de leitura. Esta última característica, é mais enfatizada pelo fato de que os padrões para medidas e avaliações de ruído, geralmente recomendam o uso da "escala" A para a leitura no nível de ruído.

Para distinguir entre a medida física do nível de pressão sonora em decibels (dB), a medida subjetiva do nível de audibilidade em fons, e as medidas feitas com uma das características de medidas A, B ou C (ou D), tem sido aprovado internacionalmente, que os resultados da última espécie de medida deveria ser chamado de nível sonoro e anotados em decibels com uma indicação de qual das curvas

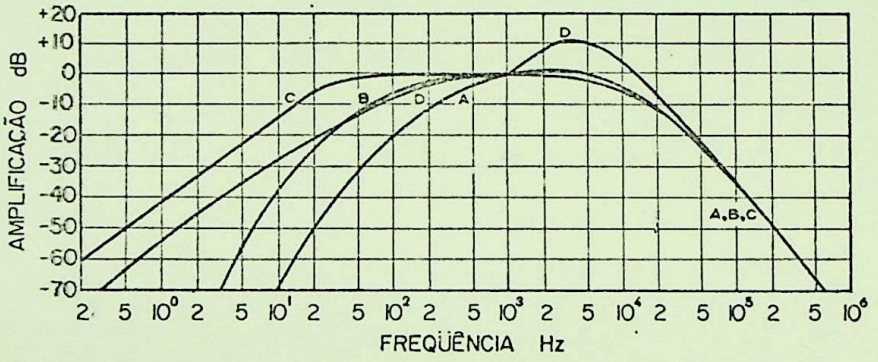


FIG. C1 - Curvas internacionalmente padronizadas para medidas de nível sonoro

de medidas foi usada. Se por exemplo, o ruído em questão é medido com a curva A, o resultado pode ser dado em termos de medidas de nível sonoro em dB(A). De maneira análoga se o ruído é medido com as curvas de medidas B, ou C (ou D) os resultados podem ser dados e, dB (B), ou dB (C), (ou dB(D)) respectivamente.

Normalmente, os esquemas de avaliação do ruído são freqüentemente baseados nas medidas dB (A), e mais detalhes e informações normal-

mente são necessários para o propósito de controle e redução do ' ruído. Estas informações podem ser obtidas pelo analisador de freqüências.

APÊNDICE D

O ouvido responde a pressões efetivas de som de aproximadamente 0,0002 micro bar (0 dB) a 200 microbares (120 dB) numa gama de freqüência de aproximadamente 20 Hz a 10.000 Hz. O sistema auditivo funciona tanto como um medidor sonoro como um analisador.
As respostas subjetivas a um som são expressas em termos de intensidade, altura e qualidade. A intensidade ou audibilidade é determinada primariamente pela pressão sonora mas é também uma função de freqüência. A altura é caracterizada essencialmente pela freqüência mas é também afetada pela pressão sonora. As unidades de intensidade e altura são o Mel e Sone respectivamente.
Outra unidade usada para medir o nível de audibilidade é o Fon.
O Mel, Sone e Fon são todas unidades de julgmaneto em contraste com as unidades de medida. Há relações entre julgamentos acústicos e medidas acústicas, mas já que são relações estatísticas, grandes variações podem ser esperadas em alguns casos.
O nível de audibilidade de Fons de um tom puro em um campo livre pode ser determinando pela sua freqüência e pelo nível de pressão sonora usando-se a figura D1.

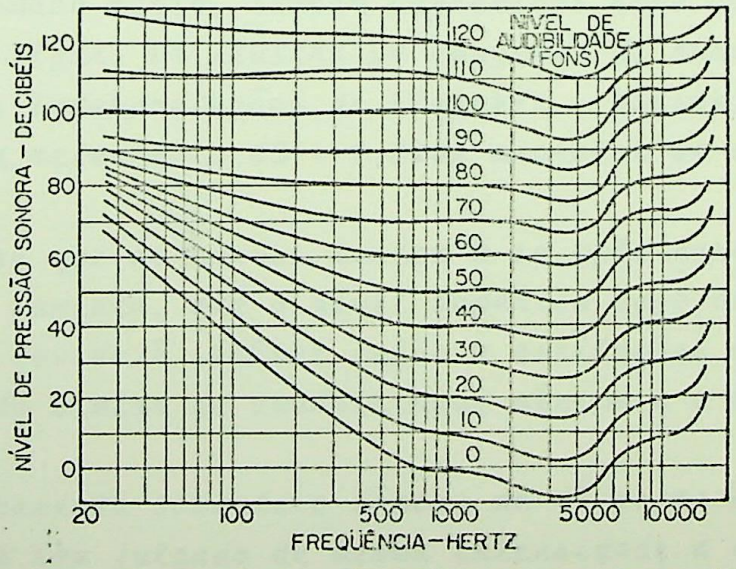


FIG. D1 - Nível de audibilidade para um tom puro em um campo livre

É possível obter-se uma medida absoluta da audibilidade em dB bastando para isso tomar o limiar de audibilidade como a pressão de referência. Então o limiar seria o nível zero e a audibilidade poderia ser medida em dB, o que seria, indubitavelmente, uma grande vantagem. Entretanto tal não é feito porque o ouvido segue a lei de Weber - Feghner dentro de aproximações relativamente grosseiras. Em freqüências muito baixas ou muito altas os desvios das leis logarítmicas são enormes, tornando a sugestão acima impraticável. Por exemplo, a 50 dB acima do limiar da dor é muito próximo do limiar da lesão permanente, enquanto que 50 dB acima do limiar as freqüências médias é a audibilidade de um tom de 1000 Hz como referência, sendo então o número de dB de tal tom acima do limiar de audibilidade, tomado como o número de Fons correspondente a tal audibilidade. A 1 KHz o número de dB acima do limiar da audibilidade é idêntico ao número de Fons. A audibilidade as demais freqüências é determinada por comparação com o número de dB de um tom de 1000 Hz de mesma audibilidade. Um tom arbitrário de n Fons significa que um tom de KHz a n dB acima do limiar de audibilidade dá a mesma sensação de audibilidade. Desta maneira, por comparação constante com o tom de 1 KHz é que são traçadas as curvas que dão os contornos de audibilidade constante ou curvas iso-audíveis para o ouvido humano médio, também conhecidas como curvas de Fletcher - Munson. A figura D1 ilustra um conjunto de curvas iso-audíveis conforme as interpretações de Fletcher - Munson. Observa-se na figura que a referência dB = 0,0002 microbar se situa a 1 KHz.

Pela figura observa-se que as curvas tendem a se aplainarem à medida que a excitação aumenta, até o nível superior cujo contorno é o limiar da dor. O ouvido é sensível então a oscilações compreendidas entre a curva do limiar de audibilidade mínima e a reta do limiar da dor.

O número de fons representa somente o número de dB acima do limiar de audibilidade do som julgado de mesma intensidade a uma freqüência de 1 KHz. Tais números não têm relação alguma entre si,

representando exclusivamente relações de sensações. Para eliminar esta dificuldade introduz-se o "sone" como uma medida absoluta da sensação psicológica. A fig. D2 mostra a relação entre os números de sones e de dB. Dessa maneira, um número n de sones dá a sensação de um som determinado; 2 n sones a sensação de um som duas vezes mais intenso, mn sones a sensação de um som m vezes mais intenso. A obtenção dos dados para o traçado da curva de transferência de sones a fons é feita por vários métodos cujos resultados são objetos de várias discussões, dada a falta de concordância

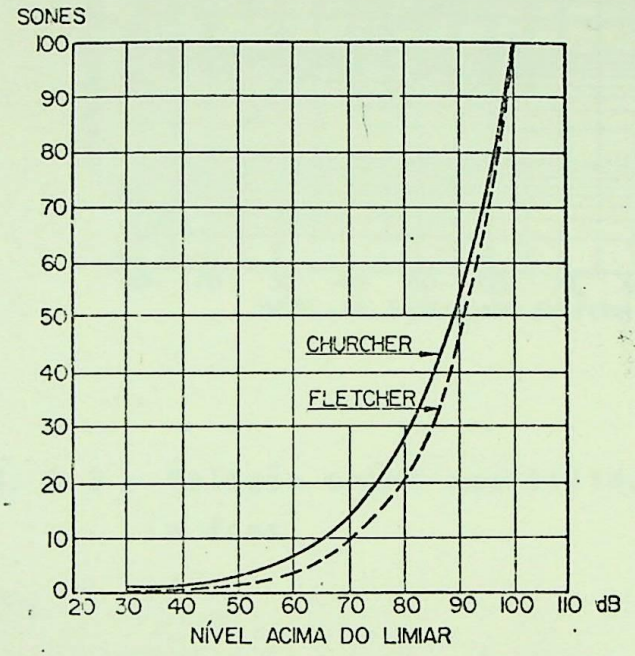


FIG. D2 - Relação entre o número de sones e dB.

de pontos de vista dos diferentes antores. Pode-se, por exemplo, aumentar a intensidade de um som até que o observador o julgue de intensidade duas ou mais vezes superior; pode-se ainda ligar a intensidade ao número de impulsos nervosos e, nesse caso, o som percebido com os dois ouvidos será duas vezes mais intenso que o ouvido com um ouvido só. Por definição, 1 sone corresponde à sensação de um som de 1 KHz e 40 dB acima do limiar de audibilidade. Comumente usa-se nas medidas do nível de pressão sonora, o nível de audibilidade que é o número de dB acima do limiar de

audibilidade referido a 0,0002 microbar. Podemos também determinar o nível de audibilidade em sones a partir do nível de audibilidade em fons utilizando a figura D3.

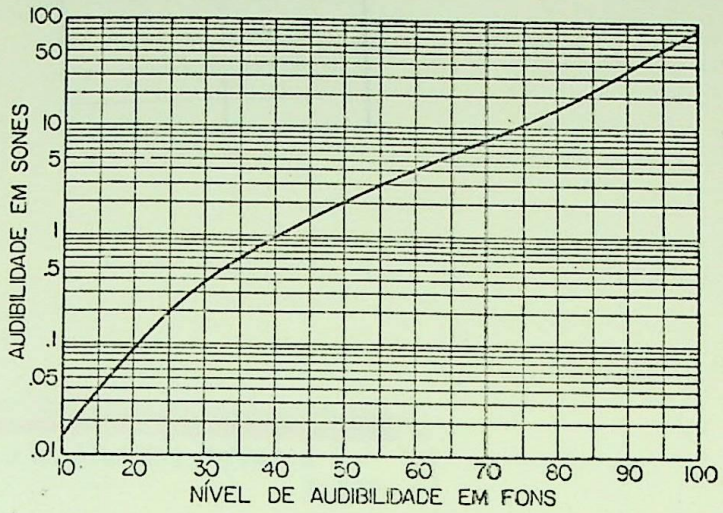


FIG. D 3 - Relação entre audibilidade em sones e fons.