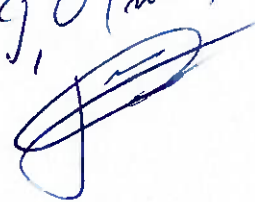


9,0 (nota)


ALESSANDRO OLMEDA FERRARI

REDUÇÃO DE RUÍDO EM UM AUTOMÓVEL DA CLASSE "B".

**Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Bacharel em
Engenharia Mecânica**

Orientador: Francisco E. B. Nigro

**São Paulo
1998**

AGRADECIMENTOS

Ao orientador Prof. Dr. Francisco E. B. Nigro pelas diretrizes fornecidas desde a escolha do tema até a apresentação desse trabalho.

Ao Engenheiro Especialista em NVH e amigo Carlos Magno Mendonça, por ter me apoiado no decorrer de todo o trabalho com uma participação fundamental na solução dos problemas mais difíceis, sempre me guiando na busca de caminhos melhores.

Ao meu Nonno Olmeda Arturo, pelo estímulo na execução de todas as tarefas, sempre exigindo resultados cada vez mais audaciosos e por ter moldado o meu caráter durante a infância e adolescência.

À toda a minha família e amigos, por terem sempre colaborado na execução dessa e de tantas outras empreitadas.

Sumário

1. Objetivos e Justificativas.....	2
2. Introdução	7
3. Fundamentação Teórica Básica	10
3.1 Características das Ondas Acústicas	19
3.2 Campos Acústicos	23
3.3 Intensidade, Potência Sonora.....	26
3.4 Níveis Sonoros.....	28
3.5 Geração e Propagação de Som Transportado pelo Ar	30
3.6 Reflexo, Absorção e Transmissão	30
3.7 Radiação de ruído.....	34
3.8 O Ouvido Humano	36
4. Procedimentos Básicos de Controle de Ruído	40
4.1 Análise do Estado Inicial.....	41
4.2 Avaliação das características mais críticas quanto ao ruído.....	42
4.3 Avaliação do potencial de redução de ruído.	43
4.4 Limitações impostas nas possíveis modificações	44
4.5 Estimativa do potencial de redução de ruído das diferentes modificações ...	45
4.6 Seleção definitiva das modificações que serão feitas no veículo	46
4.7 Controle do ruído interferindo na sua propagação.....	46
4.8 Vibração, Desacoplamento e Isolamento	53
4.9 Controle de ruído pelo amortecimento de vibrações.	54
4.10 Controle de ruído, influenciando-se a radiação de ruído.	57
4.11 Conceitos Básicos de Ruído Veicular e Controle de Ruído	61
4.12 O ruído veicular e seus refinamentos	66
5. Estudo de Caso.....	75
5.1 Avaliação em Laboratório	76
5.2 Avaliação Subjetiva	84
5.3 Conclusões e Recomendações	88

1. Objetivos e Justificativas

Esse trabalho tem como principais objetivos: realizar um estudo dos conceitos básicos de Acústica, para poder propor ações de redução de ruído, vibração e aspereza de um veículo da classe B. Além disso será feita uma análise de valor de uma proposta para um item específico, a fim de comparar o benefício trazido pela mesma com o custo por ela agregado, verificando se vale a pena sua implementação.

Nos dias de hoje, isso pode ser considerado muito importante, pois num mercado como o brasileiro, onde o custo, o desempenho e o consumo foram sempre supervalorizados tanto pelos compradores como pelas montadoras, itens como o conforto começam a receber maior destaque, por se mostrar como uma possibilidade de diferenciação num mercado, agora, altamente competitivo. Embora não se possa nunca esquecer de fazer uma análise de valor para verificar se o cliente está disposto a pagar pelo aumento nos custos para ter essa vantagem agregada ao produto que ele está levando.

Outro aspecto notável é a Estratégia de Marketing utilizada pela empresa, pois todas as ações da Engenharia dependem dela. Isso interfere significativamente na definição das metas a serem cumpridas pelos engenheiros nas suas tarefas. Por exemplo: se a companhia privilegia em sua estratégia o estilo, deve fazer várias pesquisas de mercado e cobrar resultados de seus designers; se privilegiar a segurança deve fazer um trabalho minucioso de CAE, simulações e crash tests; mas se der maior importância ao conforto, as metas quanto ao ajuste da suspensão e o desenvolvimento de NVH(ruído , vibração e aspereza) são muito mais severas.

Como a definição de conforto acústico é algo extremamente subjetivo e a legislação existente limita só o ruído externo, mostra-se necessário determinar critérios para o desenvolvimento da redução do ruído interno em um automóvel. Os critérios desenvolvidos são amplamente empíricos e são baseados nos limites práticos e econômicos, sendo amplamente utilizadas comparações com os resultados alcançados pela concorrência. Para o seu desenvolvimento foram estabelecidos paralelos com os requisitos de silêncio em escritórios. Esses requisitos são:

1. As pessoas dentro do veículo devem poder conversar normalmente, sem aumentar a intensidade de suas vozes;
2. O rádio ou o CD devem poder ser ouvidos sem muita interferência do ruído do veículo;
3. Não devem existir barulhos irritantes, seja por sua intensidade, tonalidade ou por sua persistência.

Para poder quantificar em números essas interferências é utilizado o cálculo do Índice de Articulação, que mede a inteligibilidade no interior do veículo. Inicialmente desenvolvido para a análise de ruído em escritórios, varia de 0 a 1, sendo que quanto menor o seu valor, menor é a inteligibilidade no ambiente. Um bom nível de inteligibilidade é alcançado quando o Índice de Articulação é maior do que 0,5. Nos melhores automóveis do mundo, como um Rolls-Royce por exemplo, o Índice de Articulação pode chegar a 0,7 e nos veículos populares é da ordem de 0,5, podendo ser em alguns casos até menor.

Além disso, outro fator importante a ser considerado é o aparecimento de legislação citando normas de controle do ruído veicular, com a finalidade de limitar o ruído externo dos veículos.

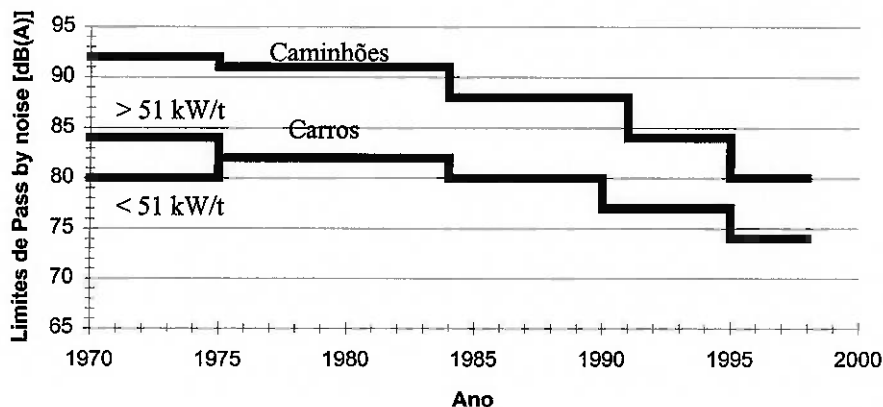
Em áreas urbanas o barulho causado pelo tráfego tem se tornado um problema de cunho ambiental. Conseqüentemente, foram estabelecidos limites de

emissões de ruído veicular, que vêm sendo reduzidos continuamente, visando melhorar as condições da saúde pública e o bem-estar da população nas cidades grandes.

As normas (NBR8433 e NBR9714) em anexo estabelecem dois tipos de teste: o *pass by noise test* com um veículo acelerando através de um caminho específico e microfones medindo a intensidade de ruído na escala A, e o teste estacionário, realizado com o veículo parado. A maioria dos governos federais dos países utiliza os resultados do *pass by noise* para fins de homologação e para estabelecer os limites impostos pela legislação, embora o teste estacionário seja muito usado para veículos que já estão em uso, a fim de se verificar os veículos em circulação, e também determinar variações no ruído emitido por componentes do veículo sob ensaio, causadas por desgaste, modificação de componentes, regulagens fora da especificação do fabricante e a remoção completa ou parcial de dispositivos que reduzem a emissão de ruído. Essas variações podem ser determinadas por comparação dos resultados com medidas de referência efetuadas em condições semelhantes quando da caracterização do veículo.

Devido ao progresso tecnológico na engenharia automobilística e ao aumento da sensibilidade das pessoas ao ruído, os limites de emissões de ruído vêm diminuindo passo a passo nos últimos anos. A Europa e os EUA bem como outros países tem em sua legislação testes similares de emissões de ruído. A título de informação, vale lembrar que os limites europeus e também os seus métodos de testes são os mais severos do mundo.

Figura 1: Redução nos limites da legislação de ruído na Europa nos últimos 25 anos



Para se ter uma idéia melhor dessa redução em termos de pressão sonora e potência, uma curta explicação pode ser ilustrada como segue:

$$L_p = 20 \log \frac{P_1}{P_0} \quad \text{e} \quad L_p = 10 \log \frac{P_1}{P_0}$$

p - pressão sonora
P - potência

Usando essas relações a redução de 10 dB(A) implica numa redução da pressão sonora da ordem de 68,4% e uma redução na potência de 90%. Em outras palavras, veículos modernos emitem só 10% da potência sonora que eles emitiam no começo da década de 70. Essa consideração torna-se ainda mais impressionante se levarmos em conta que nessa época foi obtido um significativo aumento na potência dos motores.

A figura 2 mostra os limites de emissões de ruído impostos pela legislação de alguns países.

	Scooter, Motocicletas			Carros	Caminhões Peso Bruto Total		
	Cilindrada				> 3,5t	> 3,5 t	
	< 80	80 - 175	> 175			Potência Máxima	
						< 150 kW	> 150 kW
Europa	75	77	80	74	77	78	80
Japão	75	75	75	74	77	78	80
Brasil	81	81	81	77	79	83	84
Korea	73	76	76	75	77	81	82
China	84	84	84	82	84	86	89
India	80	80	80	82	85	89	91
EUA	80	80	80	80	80	80	80

FIGURA 2 : Limites da legislação de Pass-by-noise em db(A)

2. Introdução

Visto que o objetivo maior deste trabalho é a proposta de maneiras de se atenuar ruído, vibrações e aspereza em veículos da classe B, fazendo uma posterior análise de valor, é importante que esses conceitos fiquem bem definidos desde já:

- **Ruído** (20Hz - 10kHz):

É o nível de pressão sonora geral de todo o ruído do veículo incluindo os barulhos causados pelo trem de força, pela pista, pelos pneus e pelo vento.

Os ruídos do trem de força são percebidos durante sua operação e são causados pelas forças geradas e pelo ruído irradiado dos seus subsistemas

Os ruídos da pista são percebidos durante a utilização do veículo nas mais variadas superfícies e causado pelas forças que atuam nos subsistemas da suspensão.

O ruído dos pneus é notado com o veículo rodando sobre diversos tipos de piso e é causado pelo contato do pneu com a superfície do piso.

O ruído do vento é causado pelo ar que passa pela carroceria do veículo e pelas portas e janelas.

- **Vibrações** (5Hz - 1KHz)

São toda as oscilações sofridas pelos sistemas ou componentes do veículo, sentidos ou observados durante seu uso. Isso inclui vibrações geradas por excitações provenientes do trem de força, pista ou vento. A percepção de vibrações à baixas frequências apresenta particular importância.

- **Aspereza** (25Hz - 80Hz)

É uma combinação de ruídos e vibrações que são induzidas por impactos causados por irregularidades na pista ou pela rugosidade da pista, produzindo uma sensação de "formigamento".

- **Qualidade do som**

Mede as características gerais do som, particularmente levando-se em conta as expectativas dos clientes e verificando se o som produzido é apropriado. A impressão subjetiva da qualidade do som é dada em relação aos componentes dos níveis de frequência dentro do sinal e a história do sinal através do tempo.

A qualidade do som se aplica aos ruídos gerais do veículo, fontes de som de menor importância (por exemplo, bombas de combustível) e sons percebidos pelo cliente (por exemplo, barulho de porta fechando)

Alguns termos usados para se atribuir a qualidade do som são: potente, limpo, grosseiro, prazeroso, etc...

Além destes termos técnicos, existem outros que são citados pelos ocupantes do veículo, quando em operação, que são subjetivos. Nos EUA ou na Europa existem palavras para descrevê-los, mas no Brasil isso é feito por meio de onomatopéias. Somente a título de ilustração serão comentados alguns deles citando-se a nomenclatura norte-americana:

- **WHINE**: barulho como de um pernilongo, geralmente é percebido na transmissão;

- **WHISTLE**: assobio como de uma chaleira, ar passando por uma fresta na janela;

- **SQUEAK**: barulho de tênis em chão de madeira, no carro é o barulho de molas;

- **RATTLE**: barulho de algo batendo constantemente, um fio solto por exemplo;

- **KNOCK**: alguém batendo à porta; típico ruído de motores a ciclo Diesel;

SQUEAL: unha arranhando um quadro negro, barulho de pastilha de freio.

3. Fundamentação Teórica Básica

Não é uma missão fácil descrever o fenômeno do som, pois pode ser encontrado de diversas maneiras, como o som puro presente no ar que pode ser detectado pelos ouvidos ou som proveniente de uma estrutura, que basicamente consiste de diferentes tipos de vibração.

No começo do processo de geração do som, geralmente existe uma superfície vibrante como a membrana de um alto-falante ou um corpo ressonante vibrando de um instrumento musical, que causa a vibração do ar em seus arredores. Essas oscilações de partículas do ar são transmitidas de uma para outra, formando uma onda de som que se propaga pelo ar. São essas pequenas flutuações na densidade do ar que “batem” nos nossos ouvidos e transmitem a vibração às membranas do tímpano, que serve de receptor de sinais do sistema auditivo, gerando a sensação de “som”.

Cada sinal de som percebido pelos ouvidos tem que ser um som carregado pelo ar, independentemente de seu real processo de geração, que pode ser muito complexo, contendo várias etapas de processos de geração de som estrutural e do ar.

O Som é uma forma muito importante de transferência de informações numa sociedade industrializada como a dos dias atuais. Mas devido a utilização de muitas máquinas, o som tem se mostrado muito freqüentemente indesejável e até mesmo insalubre, como um subproduto da tecnologia.

Além disso, o som envolve um componente psicológico muito particular, pois o mesmo som pode causar reações absolutamente diferentes. Isso pode ser facilmente

verificado quando alguém está ouvindo uma música muito alto ou dirigindo um carro veloz mas barulhento. Algumas pessoas gostam do som, outras não e podem até chamar a isto de poluição sonora.

Primeiramente, será analisado um processo de geração de som bem simples como ilustrado na figura a seguir:

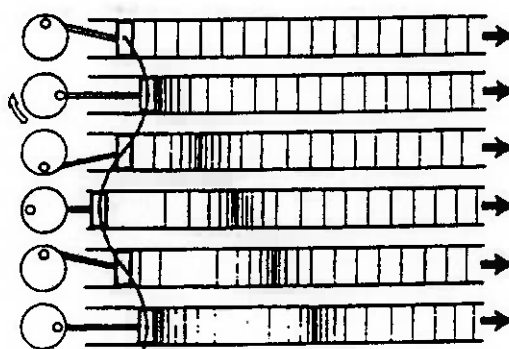


FIGURA 3.1

Nesse caso um tubo longo está fechado de um lado com um pistão que se movimenta dentro do tubo à pressão estática do ambiente. Quando o pistão se move para dentro do tubo, as moléculas de ar próximas à superfície do pistão são aceleradas na direção do movimento e a pressão aumenta. Então as moléculas adquirem certa velocidade no sentido do lado aberto do tubo.

Como as moléculas apresentam certa massa, alguma força (pressão) é necessária para se obter a aceleração. A diferença de pressão dentro e fora atua no pistão, e por isso representa uma forma de resistência.

Por causa desse processo de aceleração, a distância entre as moléculas diminui e a pressão aumenta. Uma vez que o movimento do pistão é parado, essa flutuação de pressão se propaga através do tubo, devido a força de inércia das moléculas de gás. Se o movimento for uma oscilação, a flutuação de pressão será emitida continuamente, representando uma onda de som no ar. Ondas de som no ar são ondas de compressão.

Dessas considerações básicas podem ser destacados dois importantes fatos sobre geração e propagação:

- o meio no qual ondas acústicas se propagam tem que apresentar uma certa massa e algum comportamento elástico. Por isso a propagação de som não é possível no vácuo.
- a energia do som é transferida pelas forças e movimentos relativos entre as moléculas sem transferência direta de matéria.

Em decorrência desses fatos, a propagação do som é possível em diferentes materiais sólidos, líquidos e gasosos. Para cada um desses materiais, ondas acústicas podem se desenvolver em diferentes formatos, como ilustra a figura 3.2. Por causa disso não é necessário mencionar que deve ser diferenciado o som do ar, presentes em gases do som estrutural que se propaga em sólidos, mostrando diferentes tipos de ondas, como as da figura 3.3.

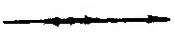
Wave Motion	Motion relative to Wavefront	Medium
(1) Compressional (longitudinal)		Gases Liquids Solids
(2) Shear (transverse)		Solids Strings (Cross-sectional Area A)
(3) Flexural		Rect. Rods (Thickness h) Plates (Thickness h)
(4) Rayleigh		Surfaces of Solids

FIGURA 3.2

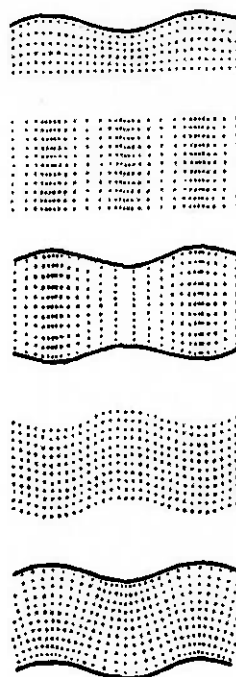


FIGURA 3.3

Para se quantificar o som do ar, podem ser usados dois valores: a amplitude da flutuação de pressão, representando a intensidade do sinal e a frequência, como uma média do nível de um som específico.

Sinais acústicos são geralmente compostos por diferentes componentes de diferentes frequências, que permitem reconhecer a fonte e a localização do som. Uma noção geral muito grosseira das diferentes fontes de ruído e sua localização, em respeito as suas frequências mais dominantes esta ilustrado na figura (3.4).

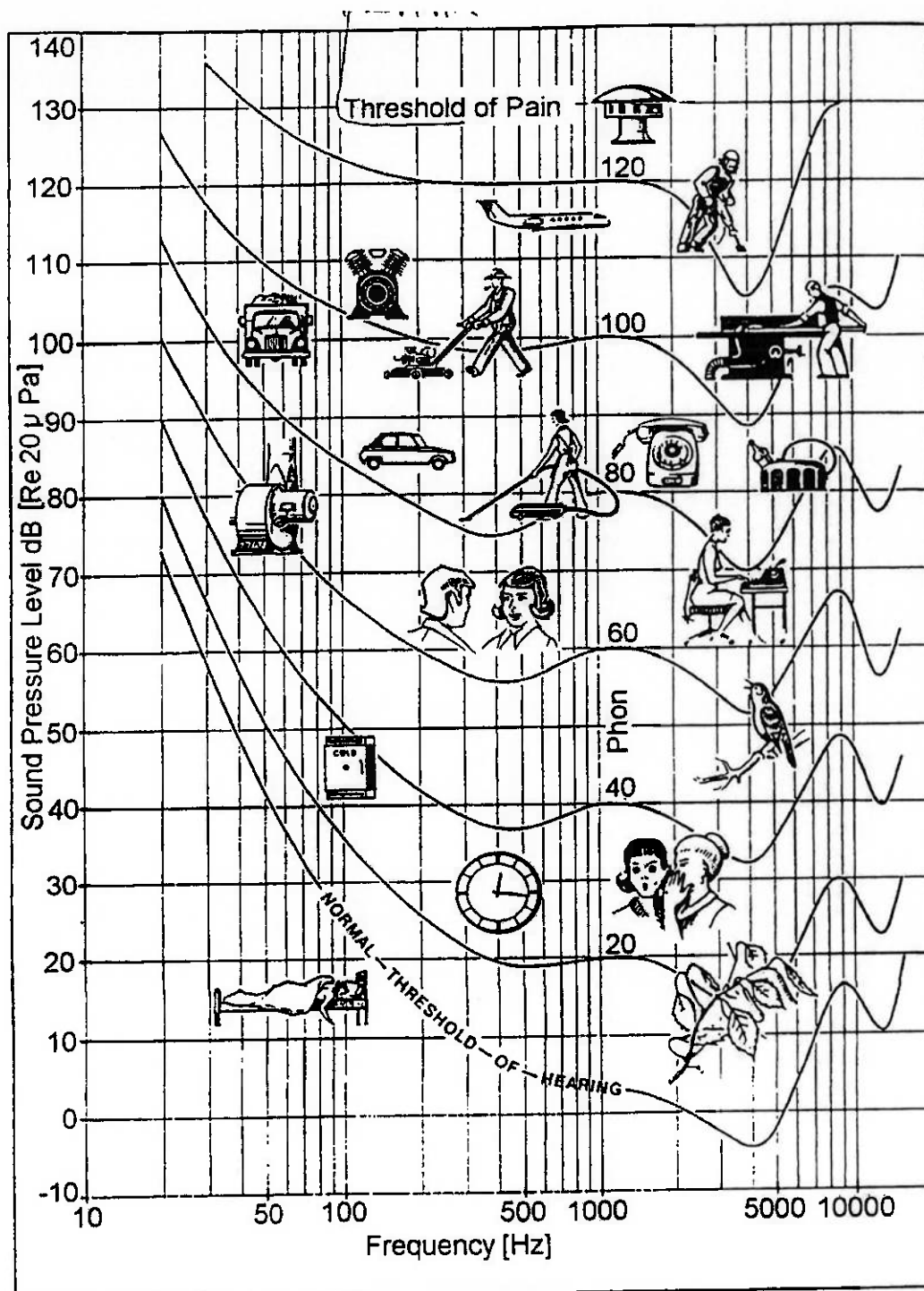
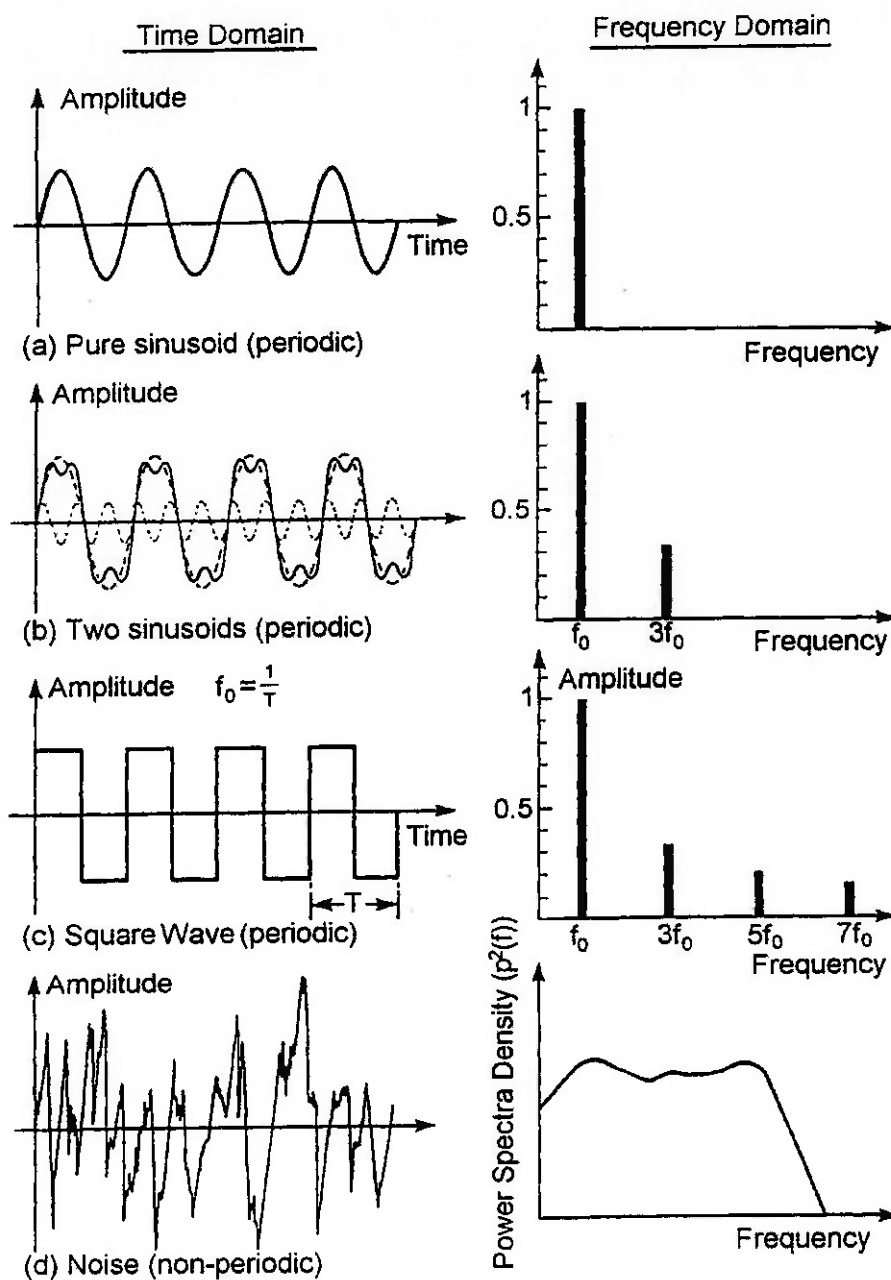


FIGURA 3.4

O elemento básico do som é um tom. Consiste de uma única onda senoidal caracterizada pela amplitude e frequência (unidade: Hertz, Hz). Máquinas rotativas, geralmente, geram um conjunto de tons puros, e somente é possível se criar um tom

único em instrumentos eletrônicos, mas parecem muito sem vida. Toda forma periódica de som pode ser encarada como uma superposição de uma mistura de tons. O ouvido humano reage a frequências de 20 até 20000hz, sendo mais sensível em frequências por volta de 3000hz.

A figura 3.5 ilustra o espectro de diferentes sons. Um espectro é um gráfico com amplitude representada no eixo das ordenadas e a frequência no das abcissas. Cada tone é representado por uma linha espectral com uma amplitude dada pelo comprimento da linha. Um importante fato que permite reconhecer a fonte de ruído é a sensibilidade humana às várias frequências contidas no som.

**FIGURA 3.5**

O som são perturbações na pressão e na densidade que se propagam através do meio. Para descrever essa propagação matematicamente, será tomada como base a figura 3.5. Nesse caso uma onda unidimensional (plana) é gerada. A equação da onda que descreve essa propagação será desenvolvida a seguir

Será tomado como hipótese que:

- O meio é contínuo,
- O meio é isotrópico,
- Não há condutividade térmica,
- Não há absorção energética molecular,

O que é válido para a maioria dos problemas práticos.

Pela Segunda Lei de Newton

$$\rho \cdot \frac{\partial v}{\partial t} = -\nabla p \quad (3.1)$$

A Equação da Continuidade:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \cdot \nabla v = 0 \quad (3.2)$$

E como foi assumido que não há condutividade térmica, devido ao fato de que a compressão e a expansão que se segue são muito rápidas, não havendo tempo para dispersão de energia.

Será usada a lei adiabática:

$$p \cdot \rho^{-\gamma} = \text{constante} \quad (3.3)$$

Diferenciando-se a lei adiabática, têm-se:

$$d p \cdot \rho^{-\gamma} - \gamma \cdot p \cdot \rho^{-\gamma-1} \cdot d\rho = 0 \quad (3.4)$$

A densidade total é composta pela densidade média e a flutuação na densidade.

$$\rho_t = \rho_0 + \rho \quad (3.5)$$

Se a equação diferenciada for substituída na equação da Lei Adiabática e forem desprezados os termos de pequena ordem. Obtém-se uma relação entre a pressão e a flutuação na densidade

$$dp = \frac{\gamma p_0}{\rho_0} d\rho \quad (3.6)$$

Abrindo o gradiente na segunda Lei de Newton e o divergente da equação da continuidade, pode-se eliminar a velocidade desprezando-se os termos de pequena ordem, a equação da onda para ondas planas de compressão é:

$$\Delta p = \frac{\rho_0}{\gamma \cdot p_0} \cdot \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (3.7)$$

Onde:

p - flutuação na pressão (N/m²)

p_0 - pressão média do meio (pressão ambiente, [N/m²])

ρ - flutuação na densidade [Kg/m³]

ρ_0 - densidade média no meio [Kg/m³]

v - velocidade [m/s]

γ - Cp/Cr

3.1) Características das Ondas Acústicas

Em primeiro lugar é essencial saber a relação entre a frequência (f) a velocidade angular ou frequência circular (ω) e o período (T)

$$\omega = 2\pi.f = 2\pi/T \quad (3.8)$$

Uma onda acústica pode ser caracterizada por uma variação na pressão que se propaga em um fluido.

$$P_{\text{tot}} = p_0 + p(t,x) \quad (3.9)$$

Como a pressão estática permanece constante, só a variação de pressão interessa para futuras considerações.

Para descrever uma onda acústica é melhor utilizar raiz quadrada da pressão média, rms (root mean square),:

$$P_{\text{rms}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{t-T}^t p(\tau)^2 d\tau} \quad (3.10)^*$$

É essencial derivar a raiz quadrada da pressão sonora porque a média da variação de pressão num certo período de tempo é zero. Isso ocorre porque existem tantas compressões positivas quanto expansões negativas. Se a pressão sonora instantânea for elevada ao quadrado, serão obtidos somente números positivos e integrando-se através do tempo, chega-se a um número finito. Finalmente, deve-se compensar a elevação ao quadrado, tirando-se a raiz quadrada do termo. A raiz quadrada da pressão média é uma característica de onda apropriada. O mesmo procedimento pode ser aplicado à velocidade efetiva.

Para um sinal senoidal contínuo a equação a seguir fornece a pressão instantânea:

$$p(t) = p_{\text{pico}} \cdot \sin(\omega t) \quad (3.11)$$

E a pressão efetiva é

$$p_{\text{rms}} = \frac{p_{\text{pico}}}{\sqrt{2}} \quad (3.12)$$

Uma perturbação na pressão em fluídos ou uma deslocação em uma certa direção em sólidos se propaga através do meio por causa da sua inércia ou rigidez. A velocidade de propagação é chamada velocidade do som e pode ser calculada por:

$$c = x / t = \lambda / T = \lambda \cdot f \quad (3.13)$$

Se uma pessoa está num meio diferente do ar, por exemplo debaixo d'água, não consegue localizar a fonte de som. Isso acontece porque a velocidade do som na água é 4,5 vezes maior do que no ar e por isso não pode distinguir qual o ouvido recepta as ondas acústicas primeiro

A velocidade do som em fluídos depende das condições de estado, isto é, pressão, densidade ou temperatura. Isto pode ser calculado pela fórmula a seguir, supondo-se compressão e expansão adiabáticas:

$$c = \sqrt{KRT} = \sqrt{K \frac{p_0}{\rho}}, \quad (3.14)$$

Em corpos sólidos a velocidade do som depende da elasticidade e da densidade do meio. Para ondas de compressão a expressão a seguir é válida:

$$c = K \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (3.15)$$

Exemplos de velocidade de propagação do som em ondas de compressão para diferentes materiais são dados na tabela a seguir:

Meio	c em m/s	Meio	c em m/s
Dióxido de Carbono	270	Água	1400
Oxigênio	330	Chumbo	1300
Nitrogênio	350	Cobre	3900
Hélio	1000	Alumínio	5100
Hidrogênio	1300	Aço	5100
Acetona	1190	Diamante	10000

FIGURA 3.6

Devido ao fato de no meio sólido poder-se transferir forças normais em todas as direções, outros tipos de onda podem se propagar no meio. A velocidade do som relativa a diferentes tipos de onda podem variar muito no mesmo material, no caso de ondas de flexão, a velocidade de propagação também depende da frequência, além da elasticidade e da densidade.

A velocidade das partículas é a velocidade de cada partícula vibrando ao redor de sua posição de equilíbrio.

A equação da velocidade efetiva das partículas é similar à da pressão sonora efetiva:

$$v_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{t-T}^t v(\tau)^2 d\tau} \quad (3.16)$$

Para uma onda sonora senoidal contínua, obtém-se:

$$v(t) = v_{pico} \cdot \text{sen}(\omega t) \quad (3.17)$$

E a velocidade efetiva da partícula é

$$v_{rms} = \frac{v_{pico}}{\sqrt{2}} \quad (3.18)$$

onde:

v_{rms} - velocidade efetiva da partícula [m/s]

v_{pico} - pico de amplitude da velocidade da partícula [m/s]

Especialmente para fins de aplicações computacionais ou considerações teóricas, outra importante característica de som e vibrações é a chamada impedância (z). a grosso modo, a impedância descreve a resistência do meio a propagação de uma vibração ou de uma onda acústica. No caso do som transportado pelo ar, a impedância é dada por:

$$z = \frac{\rho}{v} \quad (3.19)$$

Em geral, a impedância é um número complexo e depende da posição no espaço da fonte de som e das condições de contorno do ambiente. Para um corpo livre, supondo ondas planas estacionarias a impedância acústica é dada por:

$$z = \frac{\rho \cdot c}{\cos \vartheta} \quad (3.20)$$

onde:

ρ densidade do ar [Kg/m³]

c velocidade do som no ar [m/s]

ϑ ângulo entre a direção de propagação e a direção da velocidade da partícula em questão [°]

A impedância no caso de $\vartheta = 0$, é chamada impedância acústica específica, que em valores representa $z=415 \text{ Ns/m}^3$, em ar a 20 °C e 1,013 bar e $z=1,44 \cdot 10^6 \text{ Ns/m}^3$ *em água*.

Analisando-se estruturas e suas respostas a excitações mecânicas, a impedância pode fornecer informações importantes sobre as propriedades elásticas. Nesse caso, a impedância mecânica é definida por:

$$z = \frac{f}{v} \quad (3.21)$$

Onde:

F - força de excitação [N]

v - velocidade de vibração (m/s)

3.2) Campos Acústicos

Áreas em que ondas acústicas se propagam são chamadas campos acústicos. Esses campos ^{vetoriais} podem ser caracterizados pela pressão sonora e pela velocidade das partículas ~~é~~ vetorial. Se a direção normal à frente de onda for considerada a direção do vetor da pressão sonora, é possível definir a diferença de fase (ϕ) entre essa pressão sonora e a velocidade das partículas.

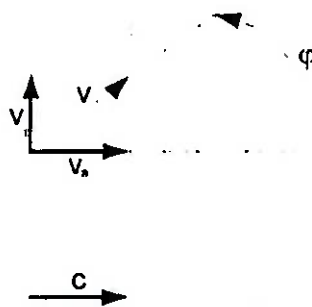


FIGURA 3.7

Pode ser notado que a componente da velocidade na direção de propagação é a componente ativa do campo acústico com uma intensidade $I_a = P V_a$ a parte reativa da intensidade sonora é calculada por $I_r = P V_r$. A componente da vibração das

partículas que é paralela à frente de onda não causa transferência de energia e por isso é chamada reativa.

Distinguindo-se entre componentes ativas e reativas das ondas acústicas, pode-se definir vários tipos de campos acústicos:

CAMPO LIVRE (FREE FIELD)

Um espaço idealizado onde não ocorre reflexão. Uma câmara anecóica na qual todas as ondas que atingem paredes são absorvidas é uma boa aproximação. Outro exemplo seria acima da superfície da terra, em qualquer lugar na atmosfera sem obstáculos à vista.

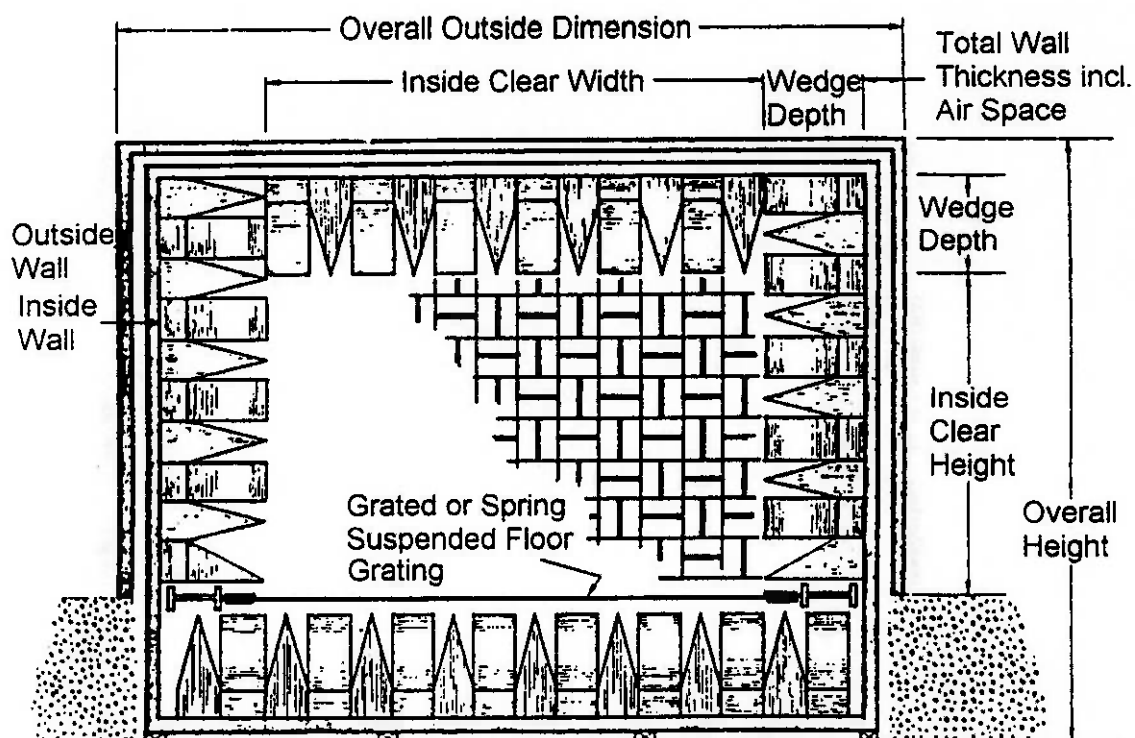


FIGURA 3.8

CAMPO DIFUSO

Um campo difuso pode ser produzido idealmente numa câmara reverberante com paredes acusticamente duras. Nesse caso as ondas acústicas produzidas no interior da câmara refletem várias vezes, aumentando, por isso, o nível de pressão sonora. Na vida real pode-se encontrar combinações de condições de campo livre e de campo difuso, dependendo do grau de absorção e reflexão dos obstáculos distintos no ambiente de uma fonte sonora.

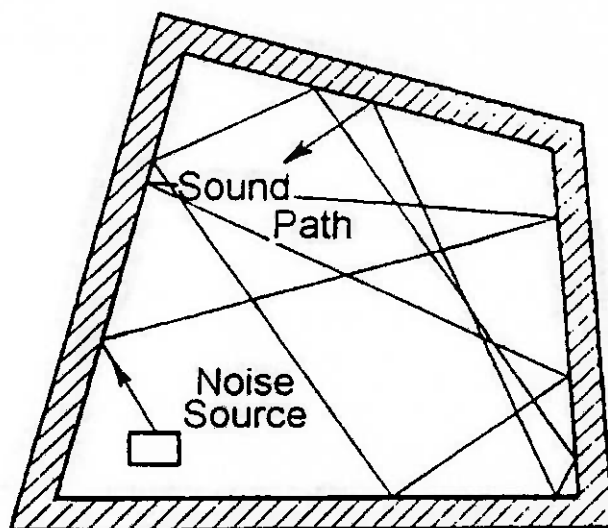


FIGURA 3.9

CAMPO ATIVO

A pressão sonora e a velocidade das partículas estão em fase, por isso a energia acústica é transferida. Isso ocorre a grandes distâncias da fonte sonora

CAMPO REATIVO

A pressão sonora e a velocidade das partículas não estão em fase e menos energia é transferida. No caso de campo puramente reativo a diferença de fase é de 90° e nenhuma energia sonora é transmitida.

CAMPO PRÓXIMO E DISTANTE

Muito próximo as superfícies vibrantes que geram as ondas sonoras, as variações de pressão podem ser canceladas devido a curtos circuitos hidrodinâmicos, como ilustrado na figura abaixo. Isso leva a uma redução da potência irradiada. Com o aumento da distância da superfície da fonte de ruído o desenvolvimento dos curtos circuitos é menos eficiente e a componente do campo reativo diminui.

Muito longe da fonte de ruído o campo sonoro fica puramente ativo com a pressão e a velocidade atuando em fase

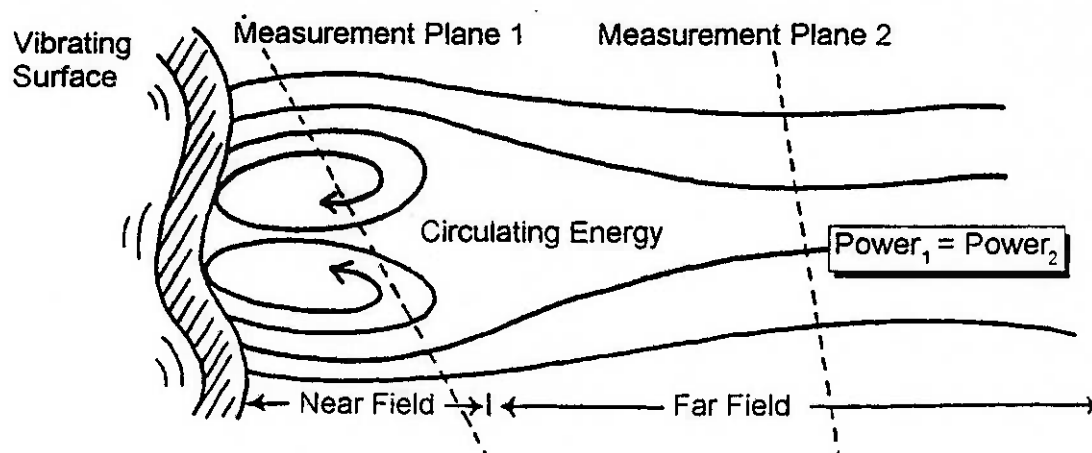


FIGURA 3.10

3.3) Intensidade, Potência Sonora

Uma fonte sonora, como a ilustrada na figura (3.11) irradia ondas acústicas ao ambiente. Caso não haja absorção do som, toda a energia sonora gerada pela fonte deve passar pela superfície de contorno. Basicamente pode ser dito que a potência dividida pela área da superfície ao seu redor resulta na intensidade sonora, que é uma característica importante na descrição de campos e fontes sonoras. A descrição matemática é dada pela seguinte equação

$$P = \int_s I \cdot ds \quad (3.22)$$

Onde:

P potência sonora

I intensidade sonora

ds elemento infinitesimal de área da superfície de contorno [m^2]

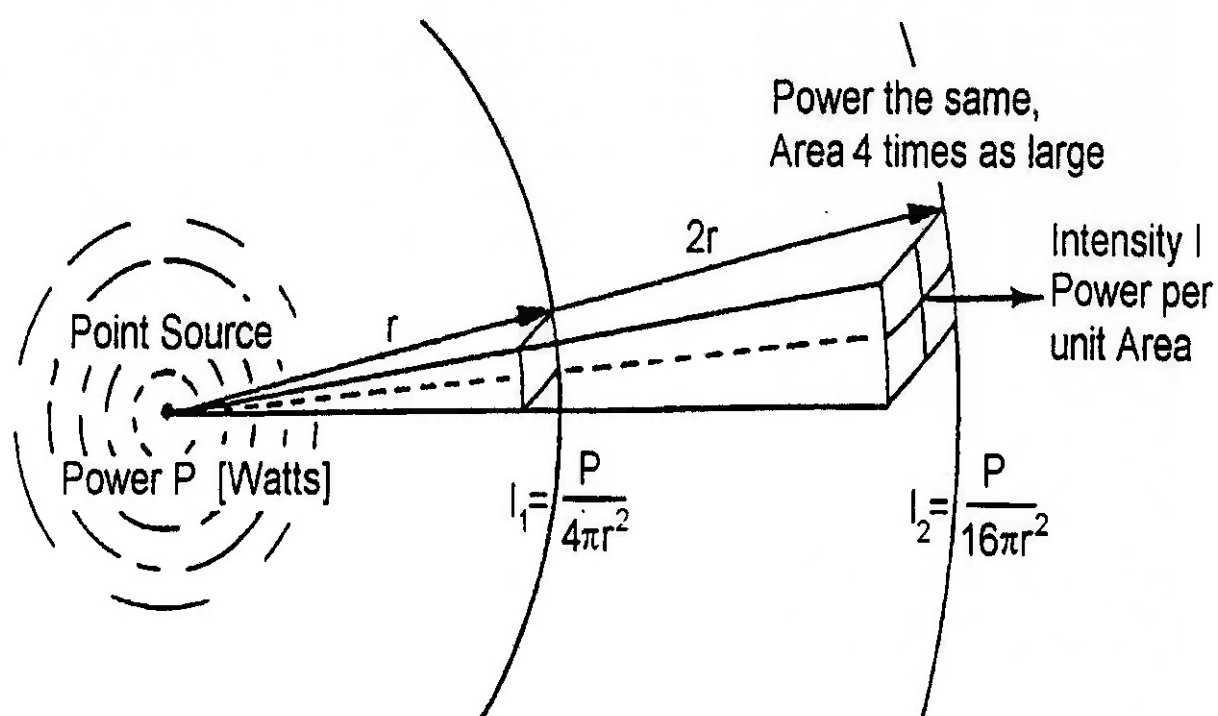


FIGURA 3.11

Dessa definição também pode ser dado que a intensidade sonora é a potência sonora que passa em uma unidade da área da superfície de contorno.

3.4) Níveis Sonoros

A sensibilidade do ouvido humano é enorme. Reage a potências sonoras entre 10^{-12} e 10^0 watts e a velocidades das partículas numa faixa de $5 \cdot 10^{-5}$ a $0,5$ m/s. Como não é fácil lidar com essas diferenças tão grandes, uma escala logarítmica é usada e são definidos vários níveis sonoros.

- Nível de Pressão Sonora (L_p)

$$L_p = 10 \cdot \log\left(\frac{p_{rms}^2}{p_0^2}\right)$$

Com pressão sonora de referência definida como $2 \cdot 10^{-5}$ [N/m²], que é o limiar de audição a 1kHz.

- Nível de Intensidade Sonora (L_I)

$$L_I = 10 \cdot \log\left(\frac{I}{I_0}\right)$$

Com intensidade sonora de referência definida por acordo internacional como 10^{-12} [W/m²]

- Nível de Potência Sonora (L_w)

$$L_w = 10 \cdot \log\left(\frac{P}{P_0}\right)$$

- O nível de velocidade das partículas (L_v)

$$L_v = 10 \cdot \log\left(\frac{v_{rms}^2}{v_0^2}\right)$$

Se existirem duas ou mais fontes de ruído, será necessário somar as pressões sonoras, para se obter o nível sonoro total. No caso de ondas sonoras lineares, as variações na pressão total instantânea podem ser calculados pela superposição de cada onda.

Para duas fontes

$$p_{\text{tot}}(t) = p_1(t) + p_2(t) \quad (3.23)$$

Para calcular a pressão RMS, deve ser integrado num certo período de tempo:

$$p_{rms,1}^2 = \frac{1}{T} \int_0^T p_1^2(t) dt \quad (3.24)$$

$$p_{rms,2}^2 = \frac{1}{T} \int_0^T p_2^2(t) dt \quad (3.25)$$

$$(3.26)$$

Se não houver interferência presente, significa que não há relação entre as fases (sinais não correntes) e o termo $2p_1(t)p_2(t)$ torna-se zero, chegando-se a:

$$p_{rms,tot}^2 = \frac{1}{T} \int_0^T (p_1^2(t) + p_2^2(t)) dt \quad (3.27)$$

$$p_{rms,tot}^2 = p_{rms,1}^2 + p_{rms,2}^2 \quad (3.28)$$

O nível de pressão sonora é calculado:

$$L_{p,tot} = 10 \cdot \log\left(\frac{p_{rms,tot}^2}{p_0^2}\right) \quad (3.29)$$

$$L_{p,tot} = 10 \cdot \log\left(\frac{p_{rms,1}^2}{p_0^2} + \frac{p_{rms,2}^2}{p_0^2} + \dots + \frac{p_{rms,n}^2}{p_0^2}\right) \quad (3.30)$$

$$L_{p,tot} = 10 \cdot \log\left(10^{\frac{L_{p,1}}{10}} + 10^{\frac{L_{p,2}}{10}} + \dots + 10^{\frac{L_{p,n}}{10}}\right) \quad (3.31)$$

Em algumas situações é necessário fazer subtrações de níveis sonoros para se estimar a contribuição de uma fonte isolada ao nível sonoro total. Uma aplicação típica é a subtração dos ruídos dos pneus.

3.5) Geração e Propagação de Som Transportado pelo Ar

Para se gerar ondas sonoras transportadas pelo ar, uma perturbação na pressão deve ser produzida e será propagada pelo meio por causa de sua densidade e compressibilidade, já discutidos anteriormente.

Podem ser identificados dois tipos de geração de ruídos:

- Direta, onde as ondas sonoras são produzidas por pulsações de pressão na fonte sonora. Exemplos: Explosões, Escoamento turbulento.
- Indireta, nesse caso estruturas vibrantes fazem as flutuações na pressão se propagarem. Exemplos: membranas de alto falantes, superfície de um motor de combustão interna, etc... A vibração da superfície é geralmente resultado do som estrutural que é gerado pela excitação causada por uma força ou impacto.

Quando examinado o ruído causado pelo motor, pode ser percebida a presença de geração direta e indireta. Sendo que a maior parte do ruído resulta da geração indireta, por exemplo das explosões na câmara de combustão, que causam uma vibração ao motor, que é transmitida à superfície externa do mesmo.

3.6) Reflexo, Absorção e Transmissão

Quando se está numa sala com uma fonte sonora, não se houve somente as ondas provenientes diretamente da fonte sonora, também se percebe a superposição das ondas sonoras refletidas.

Se uma onda sonora atingir alguma superfície, como por exemplo uma parede, ocorrem processos de reflexão, absorção e transmissão. Como ilustrado na

figura 3.12. Esses efeitos têm de ser tratados separadamente, pois fornecem informações muito importantes sobre o fluxo de energia da onda sonora.

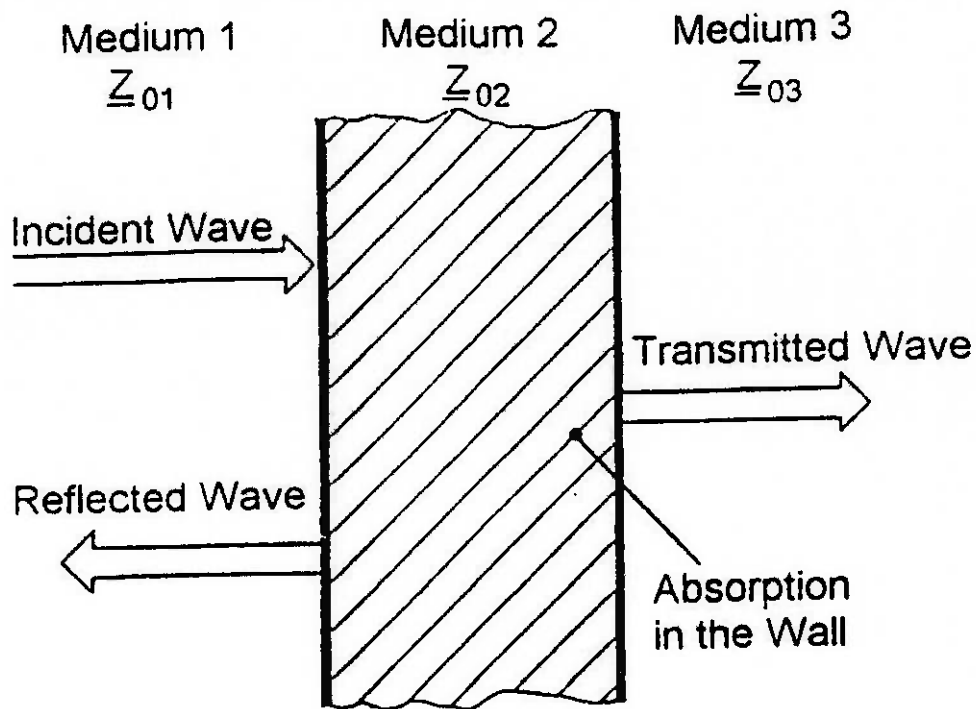


FIGURA 3.12

Para ondas sonoras planas com incidência normal a superfície de uma parede, o fator complexo de reflexão de pressão é definido por:

$$R = \frac{p_r}{p_i} \quad (3.32)$$

Onde:

p_i - pressão da onda incidente

p_r - pressão da onda refletida

Se levarmos em conta as considerações sobre impedância:

$$R = \frac{Z_{02} - Z_{01}}{Z_{02} + Z_{01}} \quad (3.33)$$

Onde:

Z_{02} - impedância da parede

Z_{01} - impedância do fluido

Pode ser visto que se a impedância da parede for infinita, toda a energia sonora será refletida e o fator de reflexão é unitário.

O coeficiente de reflexão é definido por:

$$r = R^2 \quad (3.34)$$

Calculando-se a razão entre a potência sonora incidente e a transmitida, pode-se encontrar o coeficiente de transmissão de ruído:

$$\alpha_t = \frac{P_t}{P_i} \quad (3.35)$$

O coeficiente de absorção sonora na superfície da parede é definido por:

$$\alpha_t = \frac{P_i - P_r}{P_i} = 1 - \frac{P_r}{P_i} = 1 - R^2 = 1 - r \quad (3.36)$$

Nesse caso a absorção também está incluindo a transmissão através da parede. Para separar esses efeitos, será focada a dissipação de energia no interior da parede

$$\delta = \frac{P_i - (P_r + P_t)}{P_i} = \alpha - \alpha_t = 1 - r - \alpha_t \quad (3.37)$$

Sumariando o fluxo de energia:

$$r + \alpha_t + \delta = 1 \quad (3.38)$$

Observando-se a interação entre o fluido e uma estrutura arbitrária, pode-se perceber que a lei da reflexão descrita acima, só é válida se as irregularidades da parede forem pequenas comparadas com o comprimento de onda. No caso de serem maiores ocorrem reflexões irregulares, cujo princípio combinado com materiais absorvedores é aplicado no projeto de câmaras anecóicas.

Absorção significa que parte da energia associada a uma onda sonora é transformada em calor. Depende entre outros parâmetros da rugosidade, porosidade e flexibilidade. O coeficiente de absorção é definido como a fração da energia acústica que é absorvida quando uma onda sonora atinge a parede. Esse coeficiente depende do material e também da frequência do som.

$$\alpha_{mat} = \frac{P_{absorvido}}{P_{incidente}} \quad (3.39)$$

Onde:

α_{mat} - coeficiente de absorção sonora do material

$P_{absorvido}$ - potência sonora incidente que é absorvida pelo material [W]

$P_{incidente}$ - potência sonora incidente [W]

Sound - Absorbing Material	Sound Absorption Coefficients at 250 Hz	Sound Absorption Coefficients at 500 Hz	Sound Absorption Coefficients at 1000 Hz	Sound Absorption Coefficients at 2000 Hz
Ballast (crushed stone)	0,58	0,48	0,54	0,73
Brick	0,03	0,03	0,04	0,00
Concrete (coarse)	0,44	0,31	0,29	0,39
Glass	0,25	0,18	0,12	0,07
Marble Tile	0,01	0,01	0,01	0,02
Plaster	0,02	0,02	0,03	0,04
Water surface	0,01	0,01	0,02	0,02
Wood	0,11	0,10	0,07	0,06

FIGURA 3.13

A propagação de som no ar diminui com o aumento da distância entre a fonte e o sorvedouro. Vários fatores influem na absorção de ondas sonoras. Geralmente, altas frequências são mais absorvidas que baixas frequências.

Fatores que influenciam na absorção sonora:

- viscosidade do fluido
- condutividade térmica
- composição química
- umidade
- temperatura do fluido
- velocidade do fluido
- condição da superfície do solo (reflexiva ou absorvedora)

3.7) Radiação de ruído

A fim de se proporcionar uma idéia do processo de geração de ruído, será considerado uma placa vibrando de maneira normal a sua superfície. Assumindo essa placa infinita, os efeitos ^{do bordo} ~~da margem~~ são eliminados

A potência sonora irradiada da placa vibrante é dada por:

$$dP = dFv = p dA v \quad (3.40)$$

E como:

$$\frac{p}{v} = \rho \cdot c$$

Chegando-se a:

$$dP = v^2 \rho \cdot c \cdot dA \quad (3.41)$$

Tomando-se uma área particular que irradia ruído como uma placa infinita tem-se

$$P_{ef} = v_{ef}^2 \rho \cdot c \cdot A \quad (3.42)$$

A respeito da vibração de motores, pode se perceber que o bloco do motor não vibra como uma placa infinita, mas sim como ondas fletoras, que fazem a superfície vibrar numa direção normal e por isso irradia som. Ondas fletoras são consideradas como principal fonte de geração de som no mundo técnico

Dependendo da frequência das ondas fletoras, as ondas sonoras podem ser geradas, basicamente, de duas maneiras:

(1) - Se a frequência for baixa, a superfície vibrante tem um comprimento de onda maior e se comporta como um pistão, podendo tratar a radiação de ruído como no caso da superfície infinita.

(2) Para altas frequências, o comprimento de onda pode coincidir com o comprimento da onda sonora transformada pelo ar e uma radiação sonora direta.

Do ponto de vista de projeto é importante estabelecer algumas regras para minimizar a radiação do ruído

- Diminuindo a espessura da placa, tem-se uma frequência crítica maior, o que significa uma região de curto-circuito hidrodinâmico aumenta, diminuindo a radiação de ruído em baixas frequências.

- Aumentando a área da superfície, tem-se menos radiação de ruído em baixas frequências.

- Escolhendo materiais que apresentem propriedades que diminuam a radiação de ruído.

3.8) O Ouvido Humano

O ouvido humano pode ser dividido em três partes: o ouvido externo, médio e interno. O externo capta as ondas sonoras e as transporta através do conduto auditivo, até chegar no tímpano. O conduto auditivo torna-se cada vez mais estreito na direção do tímpano e por isso a potência sonora é duplicada e a intensidade é quadruplicada. Do tímpano as ondas são transferidas para a janela oval, que é a entrada do ouvido interno, via três pequenos ossos (martelo, bigorna e o estribo). Como o tímpano apresenta uma área de 1 cm^2 e a janela oval uma área de $0,05 \text{ cm}^2$, a amplitude da pressão no ouvido interno seria 20 vezes maior do que no tímpano, se a transmissão de potência fosse de 1:1, mas a construção dos três ossinhos é tão extraordinária que faz com que a transmissão de potência seja de 3:1, fazendo com que o aumento da pressão seja da ordem de 60 vezes. Isso ocorre pelo fato do ouvido interno estar preenchido por líquido celular (semelhante à água) e uma pressão maior se mostra necessária para a propagação das ondas na água.

Outra função do ouvido médio é equalizar a pressão média de ambos os lados do tímpano, através das trompas de Eustáquio. Pode-se perceber isso quando se está voando ou mergulhando. Também funciona como um dispositivo regulador automático da altura do som. Os músculos do ouvido médio se contraem quando a intensidade sonora aumenta. Para uma explosão repentina, os músculos não são rápidos o bastante e o mecanismo não funciona.

Depois da janela oval encontram-se o canal semicircular e a cóclea. O canal semicircular é responsável pelo equilíbrio. A cóclea apresenta duas voltas e meia e comprimento de aproximadamente 3,3 cm. É dividida em duas partes pela membrana basilar. A membrana basilar consiste de 20000 fibras transversas podendo ser considerada o analisador Fourier do ouvido. Sua vibração é transferida às 30000

células do Órgão de Corti, que está conectado diretamente aos nervos auditivos.

Acredita-se que cada fibra nervosa seja para uma frequência.

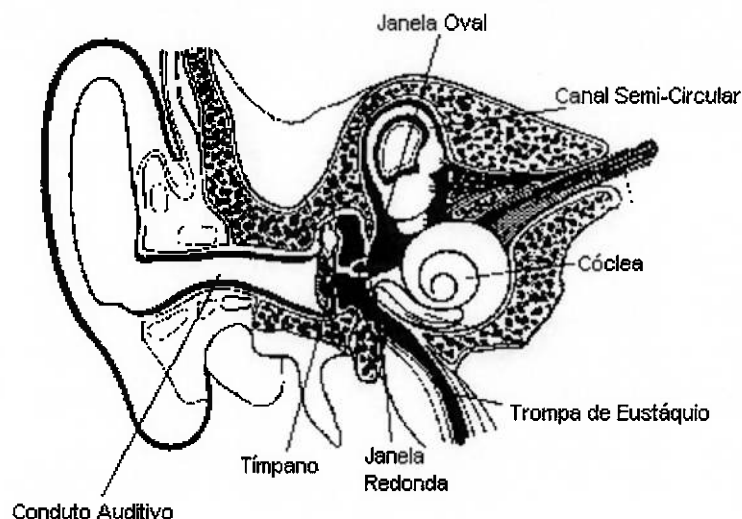


FIGURA 3.14

O ouvido humano não apresenta a mesma sensação para todos os níveis de pressão sonora, depende também da frequência. Muitos testes têm sido realizados com pessoas entre 18 e 25 anos para obter-se valores de igual impressão da altura do ruído. O gráfico a seguir mostra essas curvas.

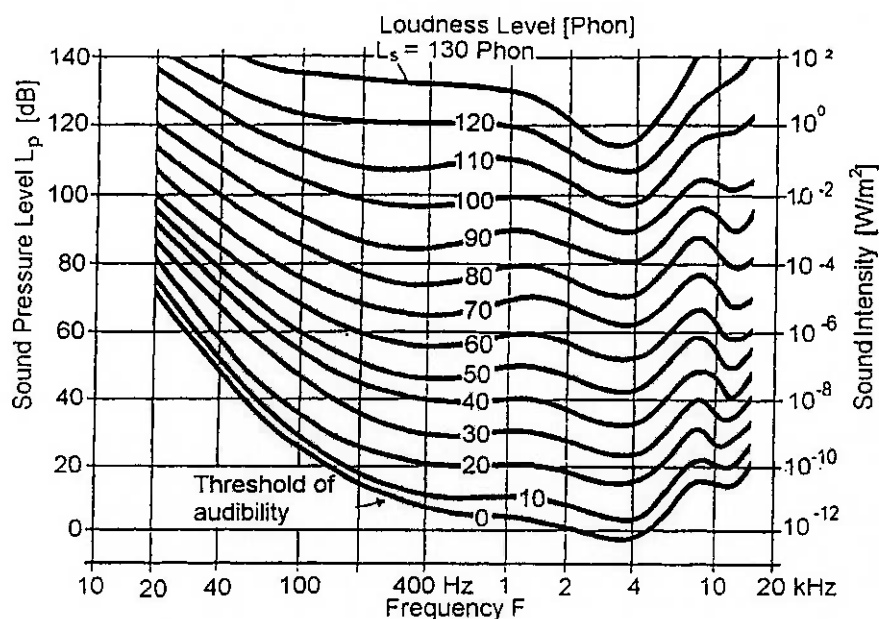


FIGURA 3.15

Como é desejado obter-se os mesmos números para as mesmas sensações de altura do ruído, são usados fatores de correção aos níveis de pressão sonora em cada intervalo de frequência. Esse processo é chamado ponderação.

Existem várias funções de ponderação diferentes usadas na prática (Mostradas na Figura 3.16).

- Nível de pressão sonora pela ponderação A dB(A) :

Essa curva de ponderação é utilizada principalmente para todas as aplicações técnicas em engenharia automobilística. Como essa curva está melhor ajustada para níveis de ruído baixos, apresenta menor exatidão para níveis de ruído elevados, nos quais outras curvas de ponderação são mais representativas.

- Nível de pressão sonora pela ponderação B dB(B) :

Essa curva de ponderação pode ser usada para níveis de ruído mais elevados. No entanto, essa curva é basicamente mais representativa para a altos níveis de ruído, apresentando limitações em medições no interior do veículo, onde componentes de baixas frequências são os que mais incomodam.

- Nível de pressão sonora pela ponderação C e D dB(C) , dB(D) :

Essas duas ponderações são ajustadas para frequências ainda maiores, entre 1000 e 10000Hz. A curva de ponderação D foi estabelecida basicamente para avaliar o ruído em aeronaves.

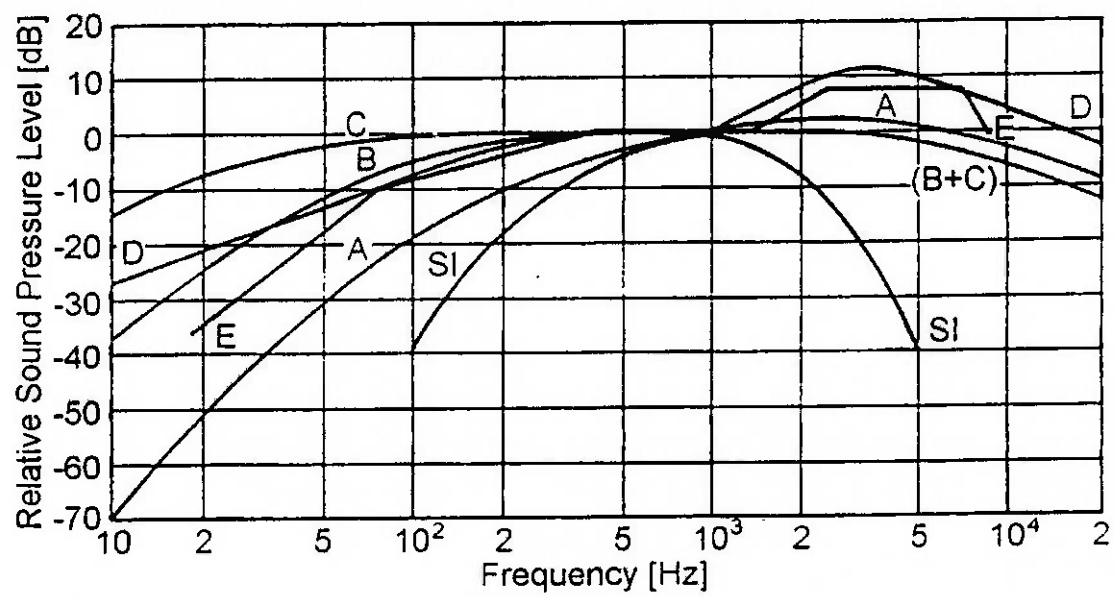


FIGURA 3.16

4. Procedimentos Básicos de Controle de Ruído

Para que seja feito um controle mais efetivo do ruído do veículo, todo o processo de geração de ruído deve ser considerado. Por isso deve ser distinguida a geração de ruído indireta e a direta. No caso de geração indireta, a potência sonora radiada pode ser calculada por:

$$P(f) = \rho \cdot c \cdot v^2(f) \cdot \sigma_{\text{rad}} \cdot A$$

Utilizando-se da função de transferência de mobilidade, essa equação fica:

$$P(f) = \rho \cdot c \cdot H_{T,\text{avg}}^2 \cdot \sigma_{\text{rad}} \cdot A$$

onde:

$P(f)$ = potência sonora radiada [W]

ρ = densidade [kg/m³]

c = rigidez [n/m]

v = velocidade [m/s]

H = mobilidade [m/sN]

A = área [m²]

A representação logarítmica dessa equação leva à equação fundamental do som estrutural:

$$L_F(f) + L_h(f) + L_{\sigma}(f) = L_W(f)$$

onde:

$L_F(f)$ = nível da força de excitação [dB]

$L_h(f)$ = nível da função de transferência [dB]

$L_{\sigma}(f)$ = nível da eficiência da radiação de ruído [dB]

$L_w(f)$ = nível da potência sonora radiada [dB]

A relação acima mostra em qual etapa do processo de geração de ruído medidas de redução podem ser aplicadas.

■ redução da força de excitação (medida de controle de ruído primária - controle de ruído na fonte);

■ redução da transmissão da vibração pela estrutura;

■ redução da eficiência da radiação de ruído.

Mas antes de focar os detalhes da redução de ruído, é importante salientar todo escopo de investigações e decisões que devem ser feitas para que haja uma otimização.

4.1) Análise do Estado Inicial

Como um primeiro passo é importante registrar e analisar o estado atual do veículo e sua performance. Essa investigação proporcionará uma base de comparação para as próximas etapas e para quando o trabalho estiver concluído.

A investigação refere-se a:

- projeto do veículo (tração dianteira ou traseira, localização dos suportes do motor e do câmbio, pacotes acústicos já existentes, disposição dos compartimentos do motor e dos passageiros, suspensão do veículo, ...)
- projeto do motor (número de cilindros, localização dos mancais principais, amortecimento torcional, peso, material, número de válvulas, comando de válvulas, ..)
- velocidade nominal

- pressão média efetiva
- desempenho do motor
- nível geral de ruído (nos compartimentos de passageiro e do motor, como função da velocidade, em função da potência e/ou rotação do motor, ...)

- características dos ruídos que incomodam

Os resultados devem ser obtidos em:

- testes na pista
- testes do veículo em rolo
- teste do motor em bancada

Essa primeira análise deve ser feita cuidadosamente e o mais completa possível, para evitar futuras “dores de cabeça”.

4.2) Avaliação das características mais críticas quanto ao ruído

Baseado nos resultados obtidos durante a análise do veículo base (“baseline”), as condições de operação mais críticas devem ser determinadas e os ruídos encontrados devem ser ligados ao seu processo de geração. Esse processo, chamado “root tracking”, geralmente é feito analisando-se o ruído do veículo ou do motor no domínio da frequência, onde características periódicas e propriedades estruturais aparecem mais claramente. Para redução geral de ruído, é de fundamental importância fazer uma análise detalhada das fontes de ruído, criando-se um ranking.

4.3) Avaliação do potencial de redução de ruído.

Num próximo passo, as possibilidades de redução de ruído devem ser levantadas e seu potencial deve ser avaliado. Dessa maneira será estabelecida uma estratégia, começando com a fonte como nível mais elevado, atuando nos demais níveis até alcançar o nível desejado.

Por isso várias medidas podem ser aplicadas e sua efetividade na redução de ruído devem ser estimadas pela experiência. Como exemplo serão citadas medidas básicas de redução de ruído do motor:

Na fonte:

- minimização das forças da combustão e das forças mecânicas do motor e da transmissão

Na transferência do ruído:

- minimização da transmissão do ruído estrutural, redesenhando a estrutura do motor, modificando a rigidez, amortecendo e isolando.

- minimização da transmissão do ruído estrutural ao compartimento de passageiros, mudando a estrutura do veículo, isolando e ajustando bem a montagem do motor

Na radiação de ruído:

- redução da vibração nas superfícies que radiam ruído, alterando a rigidez e aplicando amortecimento

- redução da eficiência de radiação sonora

- aplicando materiais absorvedores de som no compartimento de motor e de passageiros

Basicamente, as medidas de redução de ruído na fonte são conhecidas como medidas primárias e as na transferência e na radiação são chamadas de medidas secundárias.

4.4) Limitações impostas nas possíveis modificações

Certos fatores limitam a aplicação das possibilidades de modificação mencionadas e nessa fase de desenvolvimento do pacote acústico outras áreas do projeto se envolverão:

- desempenho do veículo;
- desempenho do motor;
- peso do veículo e do motor;
- necessidade de espaço;
- durabilidade;
- custo;
- materiais;
- estilo;
- tempo necessário ao desenvolvimento;

4.5) Estimativa do potencial de redução de ruído das diferentes modificações

Para avaliar o potencial de redução de ruído das medidas tomadas, é necessário estudar a modificação dos parâmetros e sua influência na geração de ruído. Esse tipo de investigação é conhecido como Análise da Sensibilidade e serve para determinar a sensibilidade de um sistema em relação a mudança de um determinado parâmetro. É importante destacar que somente um parâmetro deve ser modificado em cada experimento, a fim de se obter uma avaliação apropriada da sensibilidade.

Investigações para a determinação da sensibilidade podem ser feitas seguindo-se os seguintes procedimentos:

- Testes em um componente (bico injetor, câmbio, pistão, bloco, silenciadores na admissão e na exaustão, ...);
- Análise de modificações estruturais;
- Testes em um veículo ou motor ou usando um sistema de referência parecido com parâmetros modificados (ex.: tipo do injetor, perfil do came, isolamento de certos componentes, modificações na rigidez, no amortecimento, utilização de materiais absorvedores,...)
- Simulações computacionais;
- Testes em protótipos para verificar os cálculos.

4.6) Seleção definitiva das modificações que serão feitas no veículo

Os resultados da análise de sensibilidade permitem uma seleção mais adequada das medidas a serem tomadas quanto a eficiência. No entanto numa última análise, as medidas tomadas devem ser avaliadas em relação a sua introdução na linha de produção. Quando aplica-se os resultados obtidos na fase de protótipo à produção em série, algumas considerações devem ser feitas sobre a viabilidade de manufatura, a seleção do material, durabilidade e o custo.

4.7) Controle do ruído interferindo na sua propagação

Qualquer vibração ou som estrutural, uma vez gerado num determinado lugar da estrutura, propaga-se através de toda a estrutura e faz com que ela vibre e conseqüentemente radie som. Durante essa propagação, o som estrutural pode sofrer várias modificações, como reflexões, absorções parciais, ressonância da estrutura, etc. Além disso, irá se propagar através de vários componentes com diferentes materiais até que a vibração chegue a superfície, como por exemplo quando a vibração do motor é transferida para o compartimento de passageiros.

Basicamente, distinguem-se a trajetória de transferência de ruído com carga e a sem carga. No caso de estruturas com carga o controle é feito principalmente pela força e nas sem carga o controle é feito pelo deslocamento. Por causa disso, existe uma diferença fundamental no processo de otimização, quando se quer pouca propagação de ruído.

A transferência de energia E dentro de um certo intervalo de tempo T pode ser calculado por:

$$E = \int_T F(t) \cdot v(t) dt$$

com:

E = Energia sonora transmitida

F = vetor complexo força

v = vetor complexo velocidade de vibração

Obs.: No caso da diferença de fase entre os vetores F e v ser de 180°, não haverá transferência de energia, supondo-se que não há amortecimento presente.

Para ilustrar a diferença entre a trajetória da propagação do ruído com e sem carga, a equação da energia sonora transferida deve ser modificada para incluir a função resposta da estrutura. Por conveniência será usada a função da impedância mecânica como:

$$Z(f) = \frac{F(f)}{v(f)}$$

Por isso, dependendo do tipo de equação de excitação torna-se:

- Excitação controlada pelo deslocamento (geralmente no caso sem carga)

$$E = \int_T v(t)^2 \cdot Z dt$$

- Excitação controlada pela força (geralmente no caso com carga)

$$E = \int_T \frac{F(t)^2}{Z} dt$$

Para visualizar as conseqüências no projeto da estrutura quanto a influência da massa, amortecimento e rigidez, serão tomadas as relações da impedância:

- impedância da massa

$$Z_m = j \omega m$$

- impedância do amortecimento (força de amortecimento proporcional à velocidade $F = d.v$)

$$Z_d = d$$

- impedância da rigidez

$$Z_s = -\frac{c}{j.\omega}$$

Dessa considerações básicas e relações, podem ser tomadas várias medidas que podem ser aplicadas na redução da transferência do ruído estrutural:

Parâmetro	Excitação controlada pela força	Excitação controlada pelo deslocamento
Rigidez	aumentar	diminuir
Amortecimento	aumentar	diminuir
Massa	aumentar	diminuir

Modificações necessárias nos parâmetros estruturais para se reduzir a energia sonora

Parâmetro	Excitação controlada pela força	Excitação controlada pelo deslocamento
Rigidez	filtro passa alta	filtro passa baixa
Amortecimento	constante	constante
Massa	filtro passa baixa	filtro passa alta

Relação com a frequência das possíveis modificações na estrutura

No entanto, as considerações acima não podem ser aplicadas diretamente, visto que a influência da ressonância da estrutura não foi considerada. No caso de ressonâncias, uma pequena quantidade de energia pode causar grandes amplitudes de vibração na superfície, levando a um aumento do ruído emitido nas frequências de ressonância. Utilizando-se da notação dos complexos, a ressonância pode ser caracterizada por uma grande diferença de fase entre a excitação e a resposta e nesse caso o vetor produto pode ser muito pequeno, mesmo com grandes amplitudes de vibração. Sob condições de ressonância, a estrutura pode servir como um armazenamento de energia, que é de especial importância quando analisando em regime transitório. Como o processo de armazenamento leva um certo tempo, as amplitudes de vibração são menores em regime transitório do que em regime permanente.

Para otimizar sistemas com vários corpos em que exista ressonância, existem, basicamente, duas possibilidades:

- mudar a ressonância para frequências acusticamente sem importância;
- evitar a coincidência de ressonâncias (da excitação e da resposta da estrutura e dos diversos componentes)

Geralmente, a modificação da ressonância é obtida, mudando-se a massa ou a rigidez de acordo com:

$$f_n \propto \sqrt{\frac{c}{m}}$$

com:

c = rigidez [N/m]

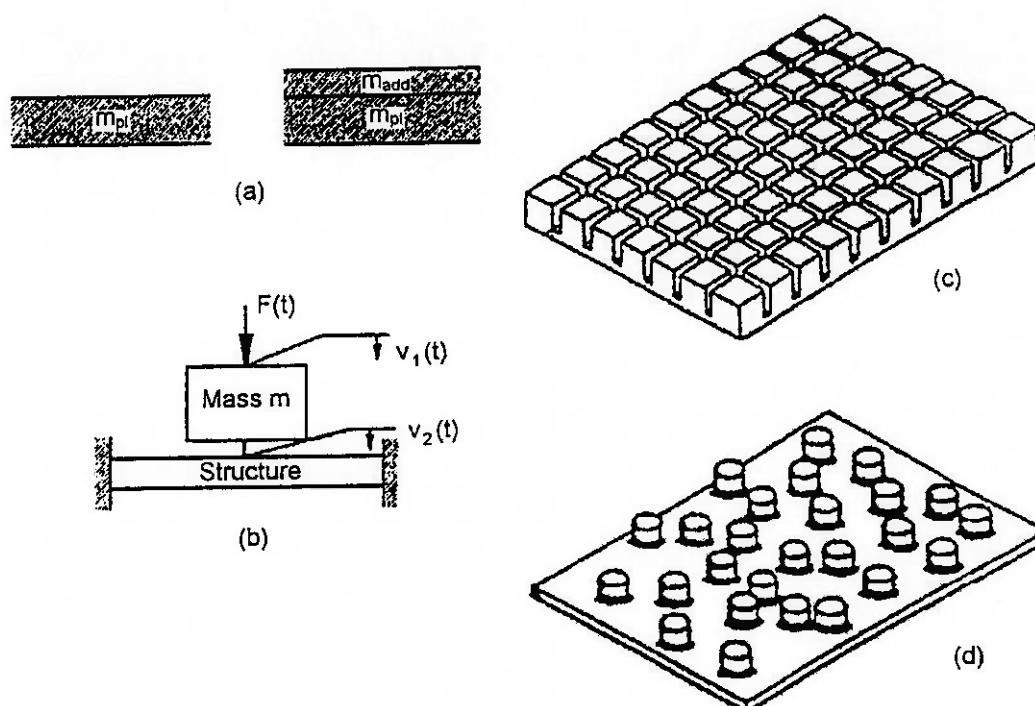
m = massa [kg]

f_n = frequência natural [Hz]

Possibilidades do uso de massa:

Concentrações de massa devem ser feitas em localizações altamente carregadas e especialmente me pontas onde grandes amplitudes de força ou mesmo impactos ocorrerem. Estruturas de peças com pouca carga como tampas, etc., devem ser projetadas o mais leve possível para reduzir transmissão de energia sonora e radiação de som.

- (a) Aumento da massa em placas leva a uma maior frequência natural ($f_n \propto h$)
- (b) Aplicação adicional de massa em pontos fixados reduz a transmissão de som estrutural no caso de excitações controladas por força.
- (c) Aplicação adicional de massa sem aumento da rigidez à flexão.
- (d) Aplicação adicional de massa estocástica, a fim de se prevenir a formação de modos dominantes de vibração natural.



- (a) Mass increase of plates leads to higher natural frequency ($f_n \propto h$)
 (b) Additional mass application at attachment points reduces structure-borne sound transmission in case of force controlled excitation
 (c) Application of additional masses without increasing the bending stiffness
 (d) Stochastic application of additional masses in order to prevent the formation of dominating natural vibration modes

FIGURA 4.1

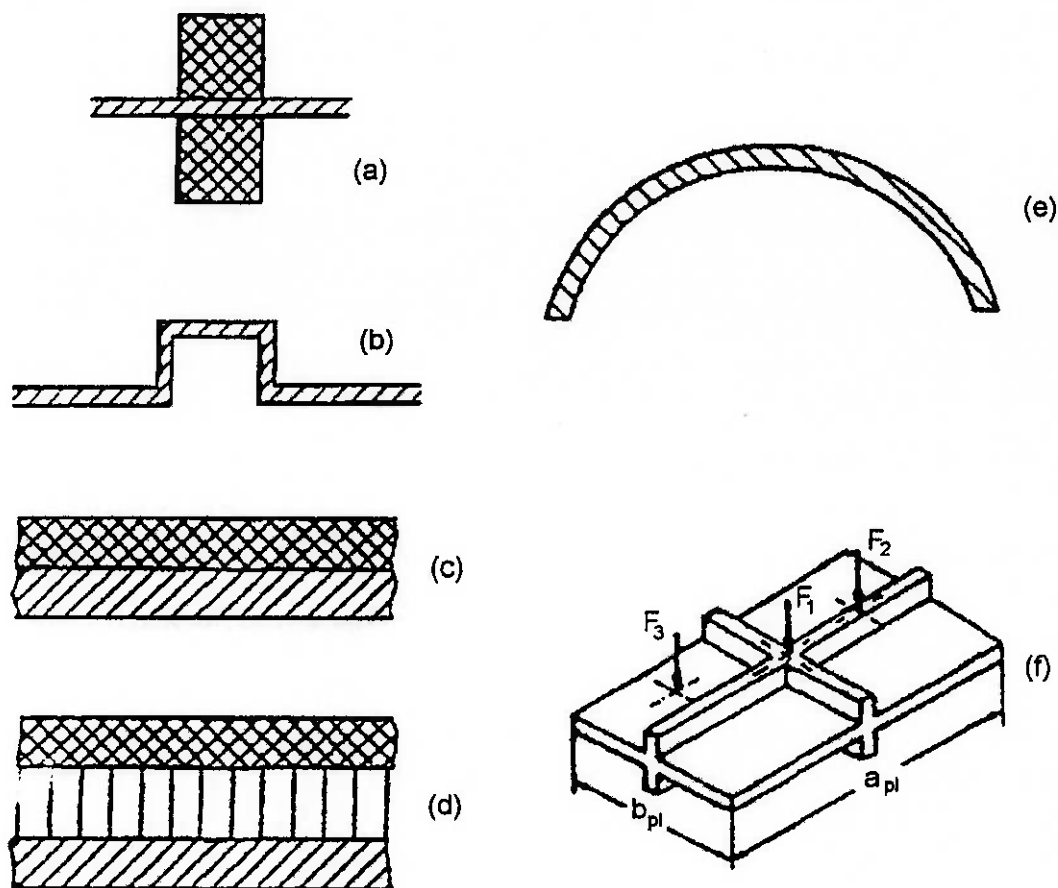
Possibilidades de aumento da rigidez:

A rigidez à flexão é a que deve ser, especialmente, aumentada quando se deseja baixa transferência de ruído e baixa amplitude de vibração da superfície.

- (a) aplicação de almas (aumento de rigidez e de massa)
- (b) aplicação de nervuras leva a um significativo aumento da rigidez sem adicionar massa.
- (c) estrutura combinada sem espaçador
- (d) estrutura combinada com espaçador aumenta a rigidez mais efetivamente

(e) utilização de superfícies curvas

(f) escolha de locais com maior rigidez para a aplicação de forças na estrutura.



- (a) application of ribs (stiffness as well as mass increase)
- (b) application of beads and embosses lead to significant stiffness increase without additional mass
- (c) compound structure without spacer
- (d) compound structure with spacer increases structure stiffness most effectively
- (e) application of curved surfaces - a very favourable measure for increasing the stiffness
- (f) attention has to be paid on the introduction of forces to the structure, thereby locations of highest stiffness have to be chosen

FIGURA 4.2

4.8) Vibração, Desacoplamento e Isolamento

A aplicação de elementos isoladores de vibração é um método muito efetivo e por isso comumente usado na redução de transferência de vibração de um componente para outro do veículo. Típicos elementos isoladores de vibração encontrados no veículo são os coxins do motor, juntas de borracha na estrutura do veículo, as buchas da suspensão, os elementos isoladores do sistema de admissão de ar,....

Em todos os casos, os elementos isoladores de vibração devem ser aplicados em uniões com pouca ou nenhuma carga, onde a excitação de vibração é principalmente controlada pelo deslocamento. Essa situação ocorre por exemplo em juntas sem carga de tampas leves com a superfície vibrante do motor. Por isso, a tampa tem de seguir o movimento da superfície do motor, pois o “feedback” da tampa ao motor pode ser desprezado para uma primeira aproximação. Os elementos estruturais de porte maior, como por exemplo os sistemas de admissão e escape podem influenciar a vibração do motor até um certo ponto, o que significa que ocorre um certo “feedback” à vibração do motor.

Podem ser utilizados em várias partes do projeto do motor e do veículo (tampas, suspensão, chassis, coxins do motor, etc.) Alguns exemplos de elementos isoladores de vibração utilizados em tampas estão ilustrados na figura a seguir. Os locais com os menores níveis de velocidade de vibração devem ser escolhidos como pontos de fixação para reduzir a excitação.

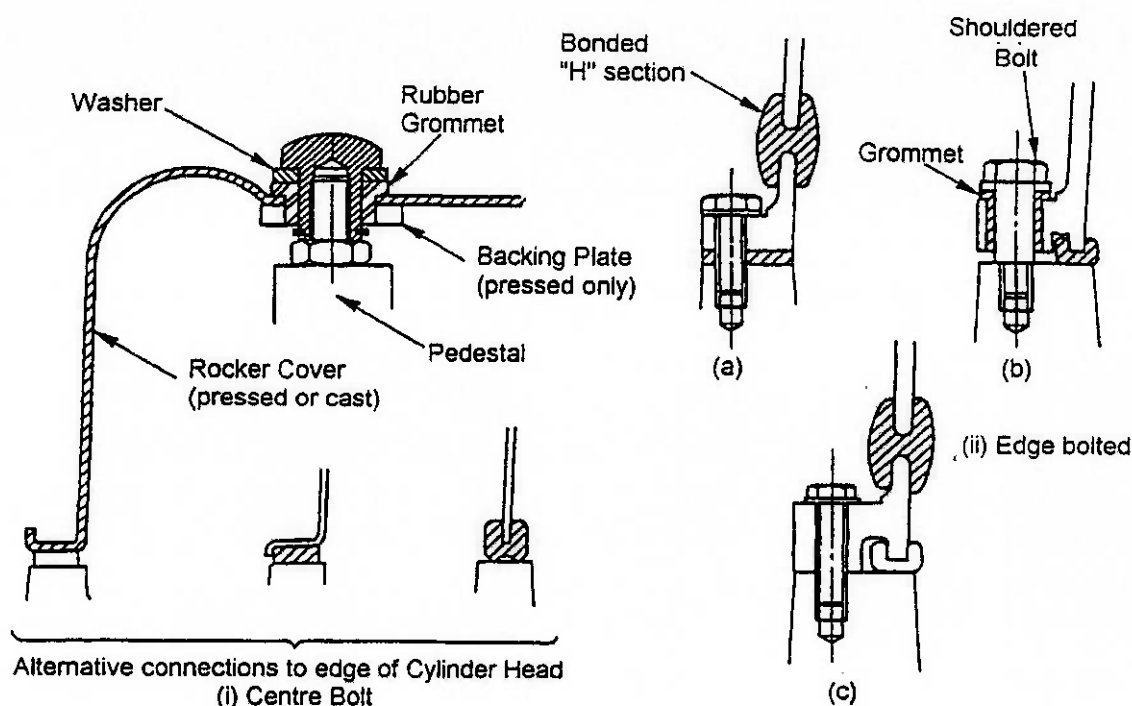


FIGURA 4.3

4.9) Controle de ruído pelo amortecimento de vibrações.

A energia da vibração, uma vez transferida à estrutura pode ser armazenada, transmitida a outras estruturas, dissipada dentro da estrutura (absorção) ou radiada como som ao ambiente. Se a transmissão de vibração já tiver sido minimizada, existe um potencial considerável de diminuição de vibração pela aplicação de material amortecedor na estrutura. Esse potencial de redução de vibração é baseado no fato do aço e do alumínio apresentarem fatores de perda variando de $0,2 \cdot 10^{-4}$ a $3 \cdot 10^{-4}$, enquanto os materiais amortecedores comumente usados apresentam um fator de perda de 0,5 até 2. Por isso, utilizando-se corretamente da aplicação de material amortecedor o fator de perda da nova composição do material pode ser aumentado para valores de aproximadamente 0,4, o que significa um aumento de 20000 vezes quando comparado com uma estrutura sem tratamento.

A aplicação de material absorvente de vibrações só é útil na redução de vibrações que vão longe dos pontos de excitação. No ponto de excitação, o material amortecedor mostrará apenas um pequeno efeito devido ao aumento da massa. Por isso, especialmente nos casos de grandes tampas e coberturas protetoras, o amortecimento de vibrações torna-se muito útil.

É muito difícil determinar o comportamento amortecedor de uma estrutura composta, como por exemplo um motor de combustão interna completamente montado ou para a estrutura de um veículo inteiro. Só no caso de chapas ou eixos homogêneos a situação é bem definida e pode ser tratada analiticamente. No entanto, muitos problemas de transmissão de ruído dentro dos veículos referem-se à vibração de chapas, como no caso das tampas do motor, cárter, capô do motor, portas e a própria estrutura do chassi do veículo.

A aplicação de material amortecedor é feita, basicamente, colocando-se camadas amortecedoras finas conectadas a superfícies vibrantes. Existem duas maneiras de se fazer isso:

- Camada amortecedora sem limitação

O material viscoelástico amortecedor é afixado de um lado da chapa e apresenta geralmente a espessura de 2 a 3 vezes a da chapa. Durante vibrações fletoras, a camada de amortecimento é exposta a tensões e a energia de vibração dissipada resulta da deformação da camada. O fator de perda da composição não depende da frequência e não pode ser nunca maior do que o da camada amortecedora. O módulo de elasticidade do material amortecedor deve ser o maior possível.

- Camada amortecedora com limitação

Nessa configuração uma fina camada de material viscoelástico é colocada entre duas chapas de alumínio como um sanduíche. A camada amortecedora

funciona devido às forças de cisalhamento e por causa disso a camada pode ser minimizada significativamente (até 0,05 mm em casos especiais), possibilitando um projeto mais leve. O fator de perda depende da frequência, mas independe do cisalhamento ou do módulo de elasticidade do material. A espessura tem importância secundária. Devem ser escolhidas camadas com pequeno módulo de elasticidade, o que faz a seleção do material tornar-se mais fácil. Comparando-se com camadas sem limite, podem ser obtidos fatores de amortecimento maiores.

O módulo de elasticidade de materiais viscoelásticos amortecedores é influenciado significativamente pela temperatura do material e por isso, sua aplicação fica limitada a certas faixas de temperatura.

Em temperaturas baixas o amortecimento é pequeno e o material mostra um comportamento puramente elástico com elevada dureza. Com o aumento da temperatura o fator de perda aumenta até chegar a um máximo enquanto o módulo de elasticidade é reduzido. Nessa região o material atua apropriadamente e o maior amortecimento é obtido. Em temperaturas mais elevadas o material entra numa região em que o fator de perda e a elasticidade tornam-se baixos. Os materiais normalmente usados tem um fator de perda de 0,5 até 2 com um amortecimento máximo numa faixa de temperatura de 20°C a 60°C.

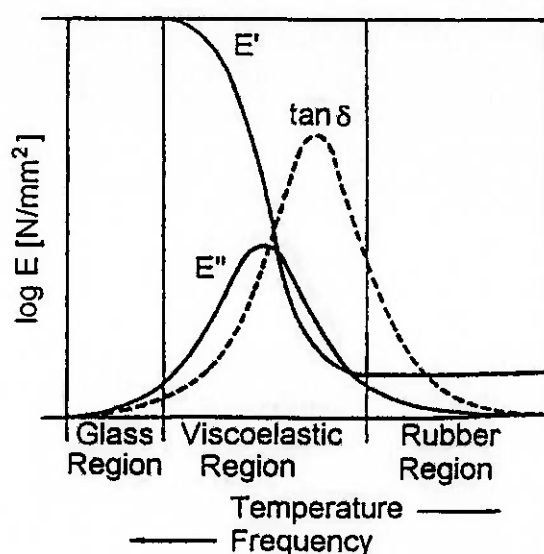


FIGURA 4.4

4.10) Controle de ruído, influenciando-se a radiação de ruído.

No último estágio do processo de geração indireta de ruído, a interação direta entre a estrutura e o ar, há algumas possibilidades de se diminuir a geração de ruído e sua propagação, respectivamente. As medidas aplicadas nesse estágio são secundárias e referem-se a:

- redução da eficiência de radiação de ruído;
- aplicação do encapsulamento e coberturas ("shielding");
- aplicação de materiais absorvedores.

Especialmente a aplicação de coberturas, encapsulamento e materiais absorvedores é muito usada, visto que essa ação proporciona uma grande redução de ruído. No entanto, envolve custos, instalações de manufatura e problemas de manutenção restringem essas aplicações, sendo que um compromisso tem que ser encontrado entre medidas na geração do ruído e aplicações desse tipo de medidas secundárias de redução de ruído.

a) Redução da eficiência da radiação de ruído.

A eficiência da radiação de ruído de qualquer componente estrutural depende do seu comportamento quanto às vibrações. Otimizar os parâmetros da estrutura como a rigidez, a distribuição de massa e o amortecimento podem levar a uma certa redução na eficiência da radiação de ruído. Especialmente no caso de painéis vibrantes como tampas e elementos do chassi do veículo alguma redução de ruído pode ser obtida.

No caso de pequenos componentes as frequências naturais são geralmente altas e devido a reforços apropriados podem ser passadas para frequências ainda maiores e portanto fora das faixas de frequência acusticamente importantes. Para componentes grandes, as frequências naturais são muito baixas e não podem ser aumentadas o suficiente por meio de reforços estruturais. Nesses casos a eficiência de radiação de ruído pode ser reduzida, diminuindo-se a espessura da parede e, dessa maneira, aumentando-se a frequência crítica.

Por isso, como uma regra simples : Use peças fundidas para pequenos componentes e peças estampadas para grandes. Evite pequenas peças estampadas e grandes peças fundidas.

Além disso, em alguns casos especiais curtos-circuitos hidrodinâmicos podem ser produzidos, a fim de se reduzir a eficiência da radiação (ex.: uso de chapas furadas se possível).

Coberturas e encapsulamento

O efeito de coberturas redutoras de ruído dependem principalmente de três processos: a perda na transmissão das chapas de cobertura, o ar confinado entre a chapa de cobertura e a superfície do motor e a transmissão de vibração estrutural pelos elementos de fixação. É difícil determinar matematicamente o efeito da redução de ruído da cobertura inteira.

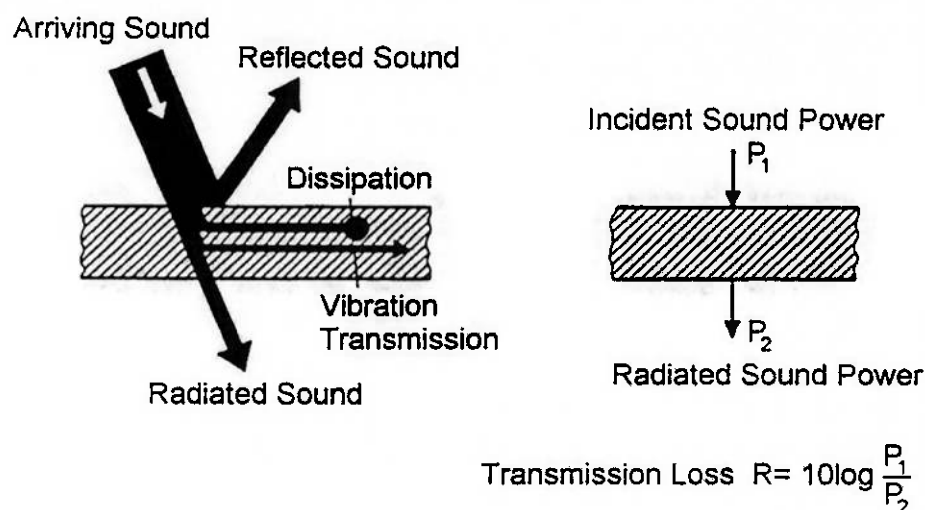


FIGURA 4.5

A figura acima mostra esquematicamente o processo que ocorre quando a propagação de ruído é obstruída por uma estrutura sólida. Uma parte da energia sonora incidente é refletida pela chapa, a outra parte estimula uma vibração estrutural da parede, parte disso é transmitido aos componentes adjacentes pela propagação da vibração estrutural e parte é transmitida como energia sonora ao ar do outro lado da parede. No lado direito da figura a perda na transmissão, descrevendo o efeito acústico da parede é definido.

c) Absorção

O compartimento do motor e o compartimento dos passageiros podem ser considerados como caixas fechadas onde energia sonora pode ser armazenada devido a ressonâncias em forma de ondas estacionárias. Supondo que não haja dissipação de energia ou fluxo de energia para fora da caixa, o nível de pressão sonora aumentaria até o infinito. A fim de se limitar a máxima pressão sonora obtida no volume de ar confinado, material absorvedor de som pode ser adicionado, o que dissipa energia sonora eficientemente. Isso torna-se especialmente importante quando encapsulamentos e coberturas são aplicados ao motor.

Muitos parâmetros devem ser levados em conta na seleção do material:

- material (estrutura, layout da superfície, peso);
- coeficiente de absorção;
- inflamabilidade;
- resistência contra óleo, água e poeira;
- faixa de temperatura;
- métodos de fixação.

Basicamente pode ser dito que materiais absorvedores atuam melhor em altas frequências, enquanto em baixas não são tão efetivos.

A performance de um absorvedor é expressa pelo seu coeficiente de absorção, que tem um valor mínimo de 0 a um máximo de 1. Um coeficiente 0 representa total reflexão e 1 representa total absorção.

A tabela abaixo mostra alguns valores amplamente utilizados para materiais absorvedores de som.

Material	Espessura (mm)	Frequência (Hz)					
		125	250	500	1000	2000	4000
Emplastro Acústico	13	0.15	0.20	0.35	0.60	0.60	0.50
Pastilhas Acústicas	18	0.10	0.35	0.70	0.75	0.65	0.50
Amianto	25	0.10	0.30	0.65	0.85	0.85	0.80
Tijolos	-	0.02	0.02	0.03	0.04	0.05	0.07
Carpete	8	-	0.05	0.15	0.30	0.45	0.55
Carpete inferior	-	0.14	0.35	0.55	0.72	0.70	0.65
Fibra de vidro	25	0.10	0.25	0.55	0.70	0.80	0.85
Lã de Vidro	25	0.10	0.25	0.45	0.60	0.70	0.70
Lã Mineral	25	0.10	0.25	0.50	0.70	0.85	0.85
Poliestireno Expandido (rígido)	13	0.05	0.05	0.10	0.15	0.15	0.20
Poliestireno Expandido (enriquecido 50mm)	13	0.05	0.15	0.40	0.35	0.20	0.20
Espuma de poliuretano	50	0.25	0.50	0.85	0.95	0.90	0.90
Neve	25	0.15	0.40	0.65	0.75	0.80	0.85
Painéis de madeira	13	0.20	0.10	0.05	0.05	0.05	0.85

4.11) Conceitos Básicos de Ruído Veicular e Controle de Ruído

4.11.1) Noção geral das fontes de ruído em um veículo

Considerando um veículo como o ilustrado na figura abaixo, uma variedade de diferentes fontes de ruído e vibração podem ser encontrados e têm de ser tratados de uma maneira correta a fim de se obter características acústicas satisfatórias e para respeitar as cada vez mais rigorosas leis e vontades do cliente. Além do nível de ruído externo que é determinado pela legislação de cada país, também o ruído interno torna-se tópico do trabalho da engenharia acústica. Fontes de ruído e sua contribuição para ambos os ruídos interno e externo têm de ser estimados e o caminho da transferência de ruído tem de ser detectado quando se quer uma melhora nos aspectos acústicos.

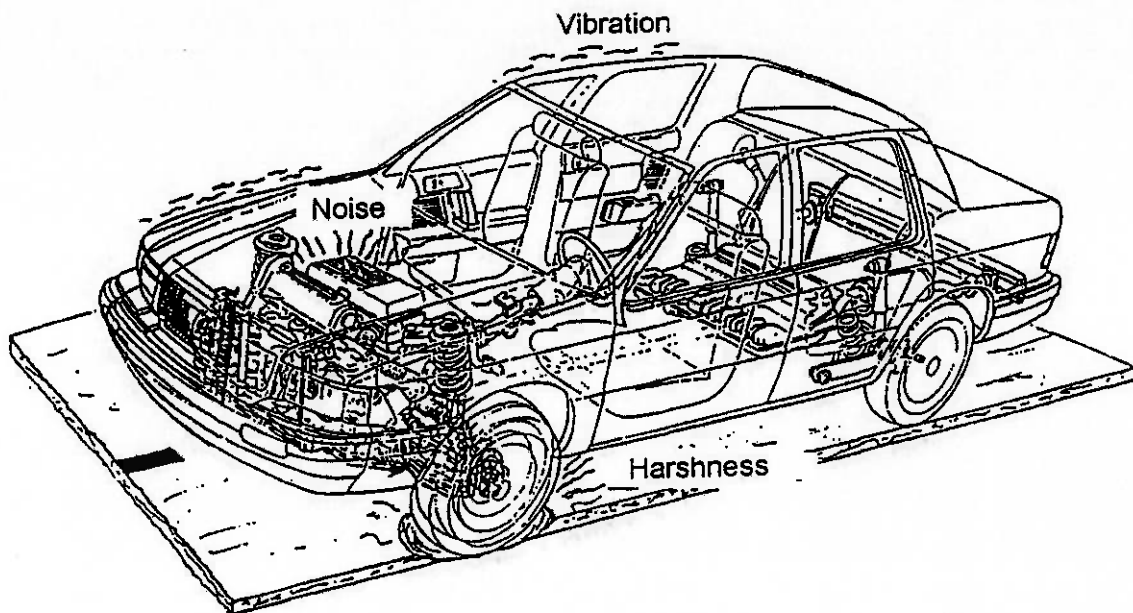


FIGURA 4.6

4.11.2) Principais Fontes de Ruído

Como está ilustrado na figura a seguir, o ruído veicular é basicamente composto por:

- Ruído do motor (carregado pelo ar e estrutural)
- Ruído na admissão de ar (basicamente carregado pelo ar)
- Ruído na exaustão (carregado pelo ar e estrutural)
- Ruído do sistema de refrigeração (basicamente carregado pelo ar)
- Ruído do vento (carregado pelo ar)
- Ruído dos eixos auxiliares (carregado pelo ar e estrutural dependendo do

processo de geração)

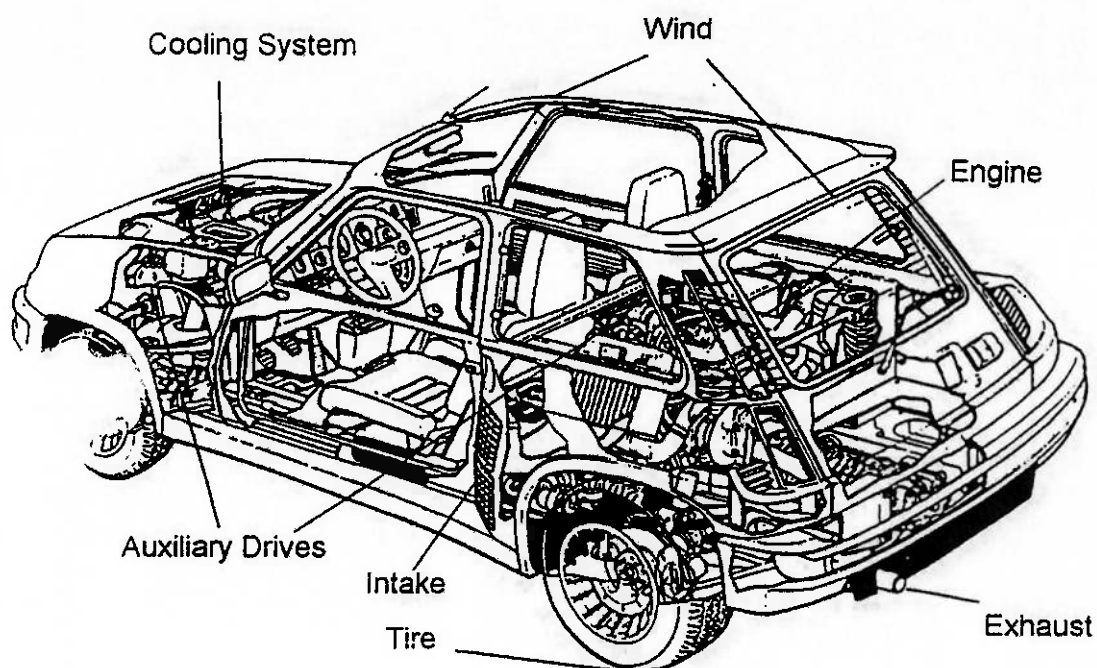


FIGURA 4.7

Considerando-se o ruído veicular externo, uma certa fonte de ruído pode tanto radiar diretamente ou transmitir som carregado pelo ar ou estrutural para outros componentes do veículo que atuam como radiadores de ruído, onde o último não é tão importante para o ruído externo. A potência sonora geral radiada é composta pelas suas componentes individuais como está ilustrado na figura abaixo.

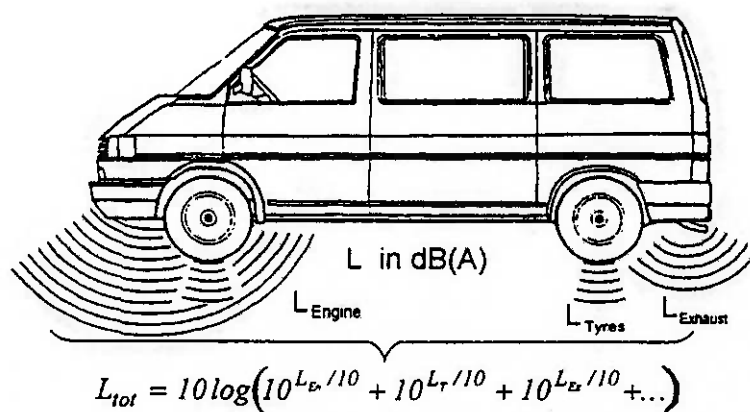


FIGURA 4.8

Na geração de ruído interno a situação é um pouco diferente, como a transferência de ruído é feita pela estrutura e diretamente pelo ar, além disso a transmissão de vibração é adicionalmente importante para o conforto ao dirigir. Grosseiramente, pode ser dito que em frequências abaixo de 500 Hz som estrutural é dominante, enquanto que até 12000 Hz som transmitido pelo ar é mais dominante. Acima dessa faixa de frequências os níveis sonoros são muito baixos e por isso podem ser desprezados.

Há varias possibilidades de transmissão estrutural de ruído do motor ao interior do veículo. Começando por componentes como cabos, que transmitem pouca potência sonora , até os apoios do motor e suspensão, onde elevada potência sonora especialmente em baixas faixas de frequência podem ser transferidas.

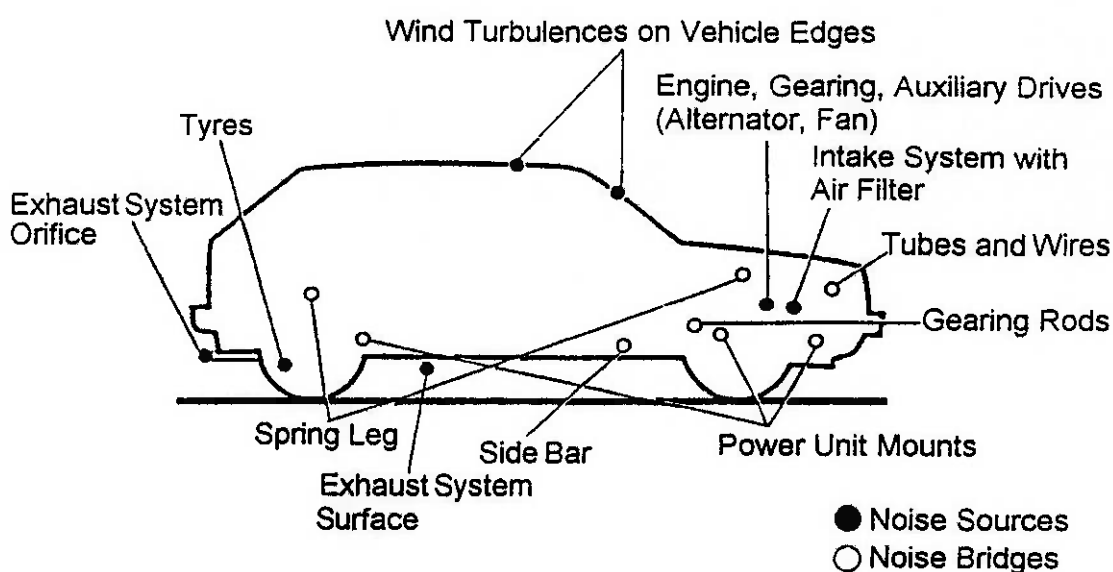


FIGURA 4.9

Os principais caminhos percorridos pelo ruído estrutural estão ilustrados na próxima figura. Devido aos altos níveis de vibração e massa do motor, a transmissão de ruído via suportes do motor e caixa de câmbio é predominante e a otimização

desses coxins quanto sua localização, taxa da mola e o amortecimento é a maior preocupação da Engenharia Acústica. Além disso, devido a impossibilidade de se aplicar elementos desacopladores elásticos a transmissão de ruído pelos semi-eixos e suspensão é outro ponto que merece especial atenção.

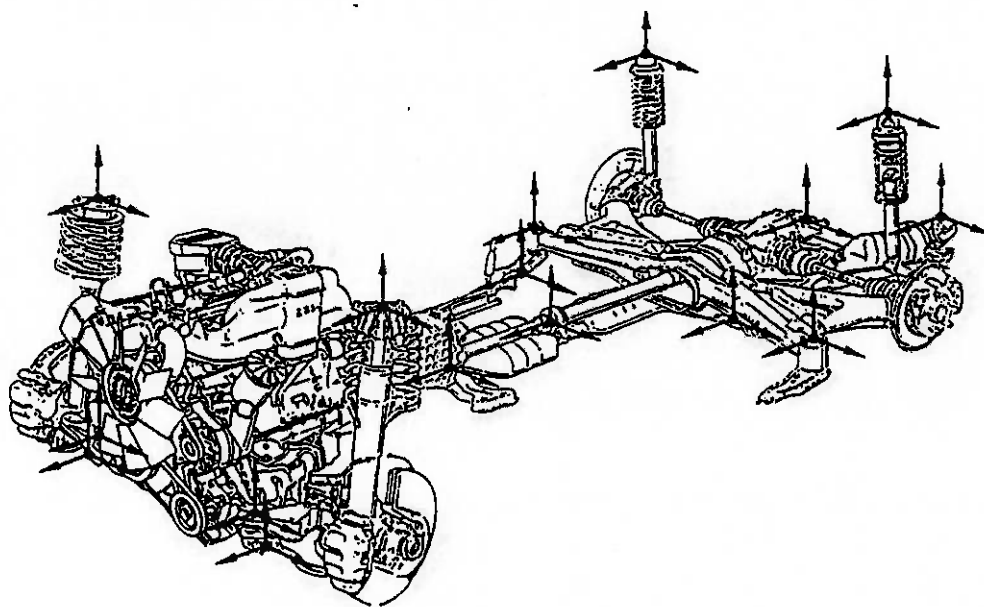


FIGURA 4.10

O ruído causado pelo motor, sistema de exaustão e admissão também é transferido para o interior do veículo pois excita os painéis grandes e relativamente leves da carroceria do veículo (especialmente a parede corta-fogo, o assoalho e as portas e janelas). Como ilustra a próxima figura, esse ruído pode ser transmitido do compartimento do motor para o de passageiros pela parede corta-fogo ou depois de uma reflexão na parcialmente absorvedora superfície do piso, pelo assoalho. Ou então por alguma abertura unindo o volume de ar do compartimento de passageiros ao compartimento do motor, que pode contribuir significativamente à transmissão de ruído.

4.12) O ruído veicular e seus refinamentos

4.12.1) Ruído Externo

As emissões de um veículo são as principais influências no meio ambiente. Uma dessas emissões é o ruído irradiado. O barulho do tráfego é reconhecido como uma forma de poluição. Esse barulho é irritante e pode causar doenças, se as pessoas ficarem expostas por muito tempo a altos níveis de ruído do tráfego. Esse é o motivo que explica porque na maioria dos países são tomados tantos cuidados com o ruído do tráfego. Uma redução nesses níveis vem sendo obtida também por duas razões:

1. redução da velocidade de cruzeiro permitida.
2. redução do ruído veicular na fonte sob condições de como se dirigir e de como se medir bem definidas e normatizadas.

As principais fontes de ruído externo são:

a) Motor

O motor é a fonte principal. Sabe-se que uma grande atenuação do ruído do motor em comparação com os resultados em bancada podem ser observados dependendo do tipo de veículo. A atenuação máxima é obtida em carros de passageiro, porque seu compartimento do motor é bem mais fechado do que em um caminhão. A irradiação aos microfones é inibida.

Obviamente existem alguns componentes do motor com maior influência do que outros. Por exemplo o cárter, que fica embaixo do motor, fica mais exposto ao ambiente do que o cabeçote do motor. A próxima figura mostra uma comparação da

contribuição de algumas partes do motor para o nível de ruído com a de outras fontes de ruído do veículo.

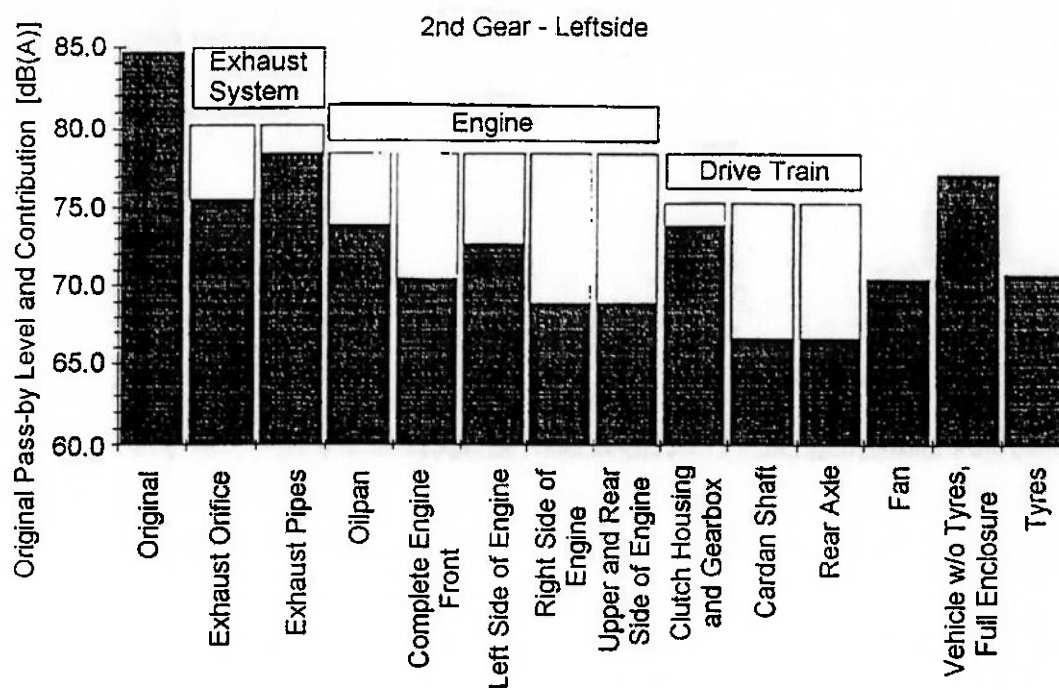


FIGURA 4.11

Novamente o cárter mostra-se uma fonte dominante, mas os lados do bloco do motor também estão contribuindo bastante, enquanto que a parte de cima ou da frente (em instalações longitudinais) ou as peças da parte de cima (cabeçote) não contribuem tanto no teste de pass-by-noise.

Para motores instalados transversalmente a parte da frente também tem uma contribuição importante.

Por isso, ações de controle de ruído devem ser primeiramente concentradas nessas áreas críticas do motor. A escolha de um cárter “sanduíche” ou defletores nos lados do motor ou completo encapsulamento depende principalmente da redução de ruído necessária.

As áreas críticas de redução de ruído do motor são: A caixa de roda e toda a área embaixo do motor.

Para reduzir-se o ruído uma cobertura da caixa de roda com uma pequena abertura selada com borracha para eixos etc. é a próxima ação de redução de ruído. Maiores melhoras incluem a utilização de coberturas protetoras debaixo do motor. A solução mais eficaz na resolução de problemas de redução de ruído é o completo encapsulamento do motor, incluindo a caixa de câmbio.

b) Caixa de câmbio

A caixa de câmbio ligada ao motor radia principalmente ruído proveniente do motor. O ruído das marchas é - em oposição ao ruído interno - menos dominante. Em veículos de passageiros, o ruído da caixa de câmbio é bem atenuado, mas ainda dominante. Em alguns caminhões, como o câmbio não fica coberto pela cabina ou pelos pneus, há somente um pouco de atenuação para pass-by-noise, fazendo com que o câmbio fique tão barulhento quanto o cárter.

As medidas para redução de ruído são colocar coberturas nos lados ou encapsulamento. No entanto, a relação das marchas pode ser um parâmetro de influência importante: Uma redução na velocidade do motor reduziria o ruído do motor, do câmbio, e dos sistemas de exaustão e admissão.

c) Sistema de Exaustão

O sistema de exaustão contribui ao ruído externo com a radiação do ruído da superfície e o ruído do orifício, ambos possivelmente importantes contribuintes do ruído externo.

O ruído da superfície é mais dominante por ter uma fonte de maior área, o silencioso. Devido a restrições no espaço o formato redondo do silencioso não é mais

usado na maioria das aplicações. Superfícies planas (com maior tendência de excitação a vibrações) são mais comuns agora. Somando-se a isso, os tubos de exaustão são excitados por vibrações no motor. A redução de ruído pode incluir: uma isolamento à vibração vinda do motor ou uma parede dupla do silencioso e tubos. Em silenciosos com grande área também podem ser aplicadas ranhuras para aumentar a rigidez da estrutura.

Quando o motor ou parte do motor estiver coberto ou encapsulado, essas coberturas também devem incluir alguns componentes do sistema de exaustão, desde que se tome muito cuidado com um aquecimento excessivo.

O orifício, um dos principais contribuintes, pode ter seu ruído reduzido pelo reprojeto do silencioso, prestando muita atenção na contrapressão influencia o desempenho do motor.

Se for necessário reduzir somente um pouco do nível de ruído deve-se levar em conta a possibilidade de se mudar o orifício de escape da esquerda para a direita do veículo (ou vice-versa). Por exemplo: se o lado direito do veículo for mais ruidoso que o lado esquerdo e se o orifício de escape estiver do lado direito, o ruído do orifício pode ser reduzido de 1 dB mudando-se o orifício para o lado esquerdo (a uma distância 1m mais longe).

d) Sistema de admissão

Em carros de passageiros o sistema de admissão está quase completamente escondido debaixo do capô. Conseqüentemente o ruído externo não sofre grande contribuição. No entanto, o ruído do orifício pode ser um contribuinte importante ao ruído externo.

As ações de redução de ruído, se necessárias, são: a utilização de câmaras de ressonância e filtros de ar.

4.12.2) Avaliação das Fontes de Ruído

Antes de qualquer melhoria no ruído externo, é essencial determinar a contribuição ao ruído das diferentes fontes no veículo. Com o conhecimento dessas contribuições torna-se possível definir a atenuação da fonte necessária para se obter a redução almejada.

Existem muitos componentes causadores de ruído em um veículo. Os sinais de ruído de todas essas fontes são captados em um microfone e depois disso é impossível determinar os sinais de somente uma fonte. Por isso deve-se tentar manipular o veículo de maneira que somente uma fonte seja audível, ou pelo menos muito dominante.

Essa manipulação é o enclausuramento de todos os componentes que irradiam ruído. Então, se somente uma fonte estiver audível, fica possível de se determinar sua radiação sonora pela diferença dos resultados das medições.

Como os pneus não podem ser encapsulados surge um problema na determinação das fontes de ruído nos carros. O ruído dos pneus está sempre presente. Mas ele pode ser medido com o veículo rodando com o motor desligado. O ruído dos pneus é separado e deve ser levado em conta quando outras fontes são avaliadas.

O encapsulamento das diferentes fontes de ruído pode ser feito com chapas de chumbo (1mm) com uma camada de 20mm de espuma de borracha entre a fonte e o chumbo. Superfícies quentes só podem ser cobertas com material resistente ao calor (lã de pedra, aço) e peças em movimento com proteções de aço numa distância

segura. Uma camada amortecedora nessas proteções de aço reduzem a excitação a vibrações.

Se as contribuições de todas as fontes de ruído dominantes forem avaliadas é importante saber o grau necessário de redução de cada uma para se chegar à redução de ruído total desejada. Para isso, é necessário uma estratégia: Primeiramente deve-se cuidar da fonte de maior contribuição. Sua redução deve ser maior do que a redução desejada para todo o veículo. É inútil tentar reduções de ruído nas fontes menos dominantes, visto que tais medidas não tem efeito no nível de ruído externo.

O cálculo da redução de ruído das diferentes fontes de ruído é feito assumindo-se a redução de cada fonte contribuinte. O nível do veículo completo pode ser determinado por adição logarítmica. Com várias iterações é possível se definir a extensão da redução de ruído em cada fonte. Agora também fica possível decidir quais tipos medidas de redução de ruído são necessárias.

4.12.3) O Ruído no Interior do Veículo

Os passageiros em um veículo estão expostos a diversos fenômenos acústicos. O ruído no interior do veículo, principalmente pode ser descrito pelo nível de ruído ou o espectro desse ruído, que também pode ser um evento curto. A vibração pode ser sentida no assoalho, na direção e na manopla do câmbio. E a aspereza, que é usada na descrição de um fenômeno acústico resultando em um alarme ou sensação desconfortável ("formigamento"). Esses três fenômenos estão sempre juntos e como não poderia ser diferente são tratados simultaneamente pelo engenheiro.

A sensibilidade à vibração depende da frequência e do nível. As figuras abaixo mostram diagramas com curvas de igual sensibilidade (K) para pessoas sentadas bem como a sensibilidade dos braços e pernas à vibração.

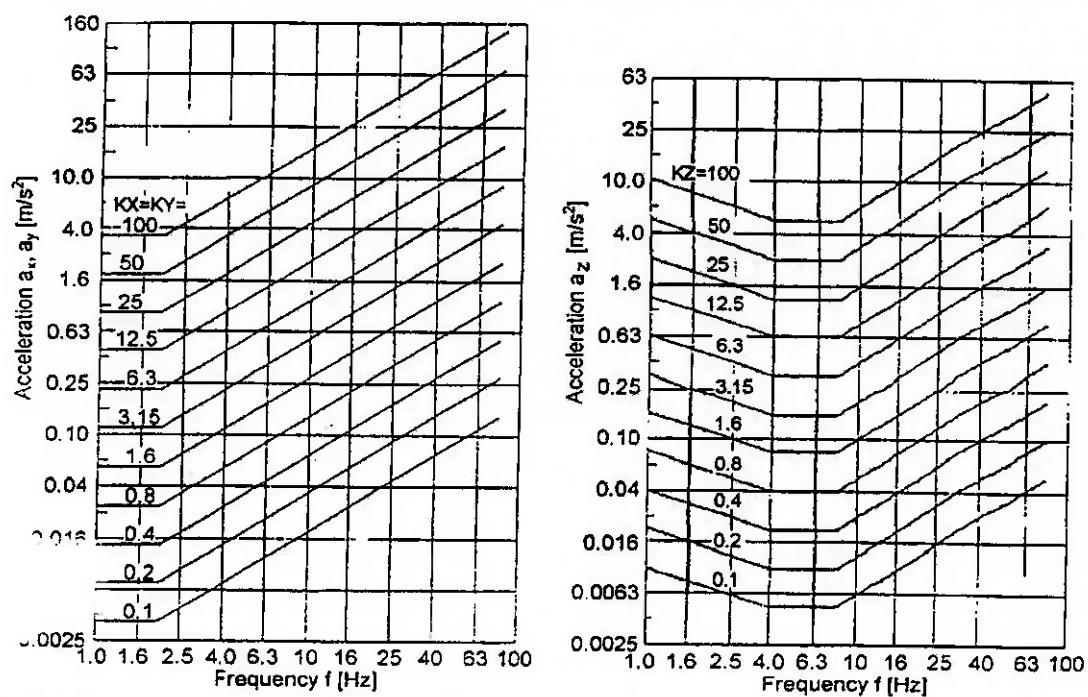


FIGURA 4.12

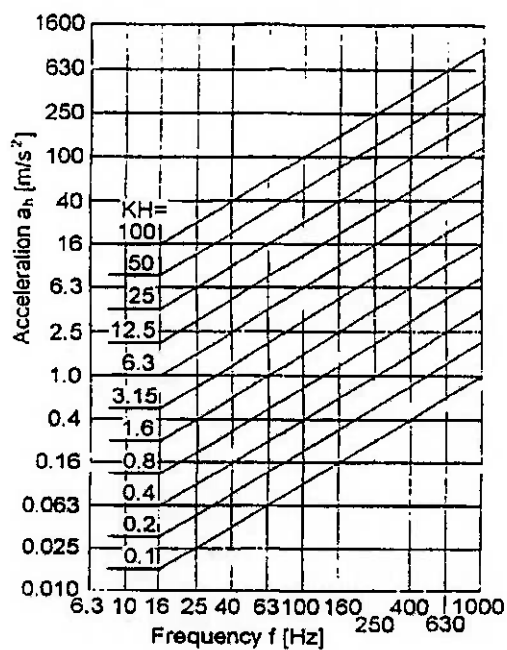


FIGURA 4.13

Ao contrário do ruído externo, que é exclusivamente carregado pelo ar, o interno é transmitido até o ouvido do passageiro através de diversas maneiras:

- transmissão através do ruído carregado pelo ar
- transmissão através de vibração estrutural

O som carregado pelo ar significa que uma fonte sonora excita a estrutura do veículo por meio do ar carregado pelo ar a oscilar. A irradia ruído (carregado pelo ar) novamente.

As vibrações estruturais excitam a estrutura do veículo por uma ligação estrutural entre a fonte de ruído e a carroceria do veículo carregando vibrações para a carroceria. Essas oscilações são sentidas pelo passageiro ou são ouvidas como ruído.

O ruído interno é causado por:

- Motor;
- Transmissão
- Sistema de propulsão;
- Acessórios do motor;
- Sistema de exaustão;
- Sistema de admissão;
- Sistema de refrigeração;
- Pneus;
- Frestas na carroceria;
- Ventilação ou A/C;
- Aerodinâmica;
- Superfície da pista;
- Tráfego ao redor.

Em linhas gerais: Todas as fontes de ruído podem afetar o ruído interno.

A fonte mais dominante de ruído interno em baixas velocidades, geralmente, é o motor. Já em altas velocidades o ruído aerodinâmico é predominante. Com um destaque para os pneus, que como ocorre com o ruído aerodinâmico também apresenta altas frequências e é bem audível.

O sistema de exaustão, bem como o de admissão são fontes de baixa frequência (até 500 Hz). A transmissão contribui com o ruído de engrenamento dos dentes, o ganido das engrenagens e um barulho de chocalho. Frestas na estrutura veicular causam impactos irregulares.

A tabela a seguir mostra um breve sumário das principais fontes de ruído e os caminhos por onde ocorre a transmissão.

Fonte	Caminhos		Zonas de Frequência
	Estrutural	pelo Ar	
Acessórios do motor	suportes do motor drive train tubos de exaustão caixa de câmbio	anteparo frente do assoalho	médias e baixas
Transmissão	suportes do motor alavanca do câmbio cabo da embreagem	assoalho	médias e altas
Sistema de Exaustão	suportes do escapamento	assoalho	todas
Sistema de Admissão	suportes na carroceria (filtro de ar)	anteparo	baixas
Drive train	suspensão diferencial suportes semi-eixos		médias e baixas
Refrigeração	suportes do radiador	anteparo	baixas
Pneus e Superfície da pista	suspensão	caixa de roda janelas	médias
Aerodinâmica		toda carroceria	médias para altas

5. Estudo de Caso

Para ilustrar praticamente o processo de redução de ruído estudado teoricamente até agora, será realizado estudo de um caso real. Será analisada a possibilidade de se eliminar a camada de alumínio de um deadener localizado na posição central da parte da frente do compartimento de passageiros entre o painel de instrumentos e a chapa da carroceria de veículos com motorização 1.0L e 1.3L.

Essa escolha se justifica pelo fato de um desenvolvimento completo de redução de ruído num veículo da classe B seria inviável tanto pelo tempo de execução desse trabalho quanto pela disponibilidade de recursos para a realização dos testes necessários para tanto.

A mudança proposta representa uma redução significativa no custo da peça, pois o alumínio, o qual tem um preço muito alto, está sendo retirado da peça. Como o principal objetivo é a redução de custo da peça, não foram sugeridas variações no formato geométrico da peça, pois requereriam investimentos no ferramental de produção da peça e aumentaria a complexidade da linha, o que tornaria inviável.

O risco que deve ser avaliado é a deterioração do nível interno de ruído do veículo, pois essa camada de alumínio foi desenvolvida para resolver o problema do “BOOM” a altas rotações num veículo com motorização 1.4L.

Hoje essa peça apresenta uma camada de 0,5 mm de espessura envolvida (como um sanduíche) por uma camada de 2,0 mm de betume. O material deve ser magnetizável para possibilitar sua fixação antes do veículo passar pela estufa da pintura, e também deve ser termo-fundente para quando passe pela estufa se funda evitando que seja removido sem sua destruição.

Para garantir que não haja deterioração do nível de ruído interno do veículo serão realizadas avaliações em laboratório e subjetivas.

5.1) Avaliação em Laboratório

Essa avaliação em laboratório tem por objetivo avaliar a real influência do alumínio no deadener da região central do painel frontal em relação ao ruído interno do veículo 1.3L.

Para isso foram utilizados os seguintes equipamentos:

Equipamentos	Modelo	Fabricante
Analizador de sinais	2035	Brüel & Kjaer
Analizador de sinais	2144	Brüel & Kjaer
Microfone	4165	Brüel & Kjaer
Acelerômetro	4371	Brüel & Kjaer
Pré-amplificador	2639T	Brüel & Kjaer
Calibrador acústico	4230	Brüel & Kjaer
Calibrador de vibração	4294	Brüel & Kjaer
Captador óptico	MM0024	Brüel & Kjaer
Intervalador de trigger	WB1116	Brüel & Kjaer
Amplificador de carga	2635	Brüel & Kjaer

O veículo foi instalado numa câmara semi-anecóica dotada de um dinamômetro de rolos, onde um dispositivo eletrônico foi acoplado a sua injeção de combustível (corpo de borboleta), com a finalidade de controlar e reproduzir sempre as mesmas acelerações (rotação do motor de 1000 rpm a 5750 rpm). Com o dinamômetro aplicando uma carga constante de 200 N.m.

Estando o veículo instalado conforme o descrito acima mediu-se o ruído de segunda ordem, durante as acelerações lentas e progressivas em 2ª marcha, com dois microfones frontais, um posicionado numa região próxima ao ouvido esquerdo do motorista, mais precisamente nas seguintes coordenadas: 190 mm do teto, 175 mm do vidro esquerdo e a 715 mm do pára-brisa; e outro próximo ao ouvido direito do passageiro dianteiro, mais precisamente nas seguintes coordenadas: 170 mm do teto, 195 mm do vidro direito e a 700 mm do pára-brisa. Também foram instalados dois acelerômetros, em dois pontos críticos da peça definidos por um software de simulação das vibrações sofridas pela mesma.

Agora vamos detalhar mais a medição tanto do ruído carregado pelo ar quanto do ruído estrutural, mostrando também o resultado das medições:

Medição do ruído carregado pelo ar (air-borne noise):

Essa medição é feita pelos microfones instalados nas duas posições já mencionadas. O microfone converte a energia acústica em energia elétrica. Nos dias de hoje existem três tipos de microfone, o microfone condensador, que é usado para medições de ruído de grande exatidão, o microfone piezoelétrico, que é o mais barato e menos estável e o microfone "electorate", que é usado em gravadores e sistemas de porteiro eletrônico.

Em geral a variação na pressão sonora atua em uma membrana e então produz um movimento relativo entre duas massas elasticamente conectadas. Por causa da comparativamente elevada massa do corpo do microfone, a membrana se move como um sistema de massa única, sendo que a rigidez da conexão é determinada pela fixação da membrana e pelo volume de ar confinado que é comprimido.

Nessas medições foi utilizado o microfone condensador, no qual a pressão sonora deflete um diafragma e muda a capacitância entre o diafragma e um eletrodo ligado em paralelo. Existem três possibilidades de se converter a variação na capacitância em um sinal elétrico: mantendo uma carga constante no capacitor, ou usa-se a capacitância do microfone para se estabelecer a frequência de um oscilador, ou usa-se a capacitância como um braço de uma ponte que se desbalanceia pela variação na capacitância. A técnica predominante é manter uma carga constante por uma voltagem de polarização fornecida através de uma resistência muito elevada. Suas vantagens são: possuir adequada sensibilidade acústica, uma resposta em frequência bem comportada, pouco ruído próprio, e baixa sensibilidade a vibrações mecânicas. Mas microfones condensadores possuem diafragmas frágeis e são susceptíveis à umidade.

Esse tipo de medição sofre influência de vários fatores, como:

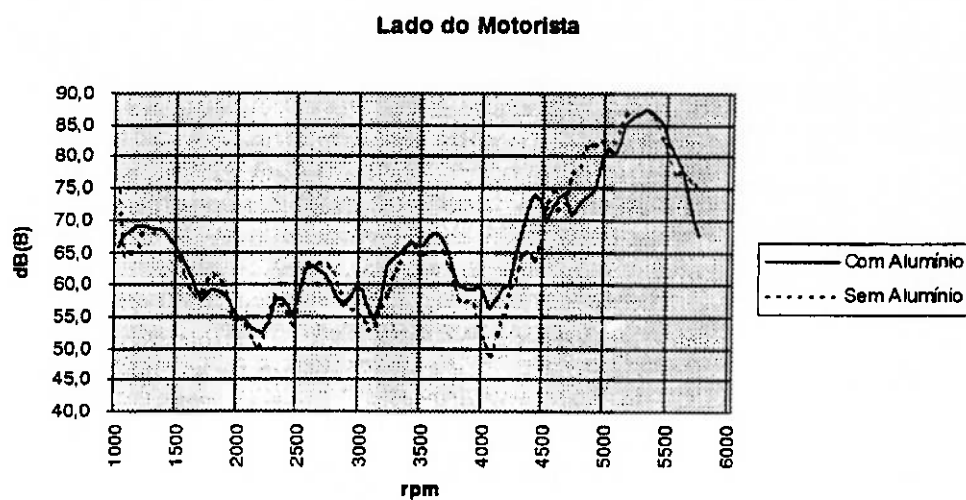
- Vento: no caso de haver alguma velocidade do fluxo de ar no microfone, estranhos ruídos, principalmente de baixa frequência serão induzidos. Por isso é importante cobrir o microfone corretamente, o que é feito geralmente por meio de uma esfera porosa de material esponjoso.
- Umidade: até um nível de umidade relativa de 90%, os efeitos podem ser negligenciados. Mas devem ser tomados cuidados de proteger o microfone à chuva e neve.
- Temperatura: a maioria dos microfones disponíveis no mercado têm uma faixa de temperatura de operação indo de -10 a 50°C. No entanto, mudanças repentinas na temperatura ou choques térmicos devem ser evitados.

- Pressão Ambiente: variações na pressão atmosférica de $\pm 10\%$ apresentarão efeitos desprezíveis (menos de $\pm 0,2$ dB) na sensibilidade do microfone. Todavia, a altitudes elevadas a sensibilidade do microfone pode ser influenciada especialmente em altas frequências, onde a interação entre o fluido e o diafragma é mais importante. A calibração do microfone deve ser feita com a mesma pressão atmosférica presente nas condições de medição.
- Vibração: os microfones devem ser colocados de maneira a evitar vibrações, a fim de se evitar erros na medição.
- Campos Magnéticos: quase não apresenta influência nenhuma.
- Ruído de Fundo: geralmente não é possível isolar o som emitido por uma única fonte, porque sempre existem várias outras fontes presentes. No entanto, se o nível de pressão sonora for alto o bastante comparado com o ruído de fundo, o som ambiente pode ser desprezado. Como uma diretriz, pode ser considerado que para uma determinação exata do nível de pressão sonora, é suficiente uma diferença de nível de 10 db.

Seguem os resultados das medições feitas com e sem a camada de alumínio

:

Lado do motorista com painel e isolador *dash* com e sem alumínio:



Lado do passageiro dianteiro com painel e isolador *dash* com e sem alumínio:



Medição do ruído estrutural (“structure-borne sound”)

A medição do ruído estrutural é feita pelos acelerômetros, que utilizam-se de elementos piezoelétricos para produzir um sinal de saída elétrico. Esses elementos são cerâmicas ferroelétricas polarizadas artificialmente e estão dispostos de maneira com que fiquem carregados por uma massa e uma mola ou anel com pré-carga. Quando o acelerômetro é submetido a vibrações, a massa produz uma força variando o elemento piezoelétrico que é diretamente proporcional à aceleração da estrutura, no caso da frequência de vibração ser bem abaixo da frequência natural de vibração do acelerômetro. A frequência útil é limitada para altas frequências pela frequência natural do sistema massa-mola dentro do sensor, enquanto que medindo-se a baixas frequências fica restringido pela frequência de corte do amplificador (geralmente bem abaixo de 1 Hz) e pela influência da variação da temperatura ambiente, que afeta o elemento piezoelétrico. Dependendo do tamanho do acelerômetro, o limite superior de frequência está entre 1 e 180 kHz, onde existem desvios de 1 dB na faixa linear. Por isso uma seleção correta do acelerômetro é importante para se ter medições exatas.

Exceto as excitações na direção principal da medição, os acelerômetros também respondem a movimentos transversais, perpendiculares ao eixo principal de sensibilidade, devido a sensibilidade transversal diferente de zero. Essa sensibilidade transversal é normalmente expressa em um percentual da sensibilidade principal e geralmente é de 3% a 4%, no eixo de sensibilidade mínima é menor do que 1%. É importante lembrar que deve-se tomar cuidado com a frequência transversal de ressonância, visto que ela pode causar resultados errôneos.

Devido a sua massa, o acelerômetro pode influenciar a vibração da estrutura a ser medida. Isso é especialmente verdade se for requerida elevada sensibilidade, pois necessita de um aumento do peso do acelerômetro. Com esse aumento no peso, a

freqüência natural e conseqüentemente o limite superior da faixa de operação são reduzidos.

Como uma regra geral, a massa do acelerômetro deve ser menor do que um décimo da massa dinâmica efetiva da parte da estrutura a ser medida.

Os acelerômetros podem ser usados numa faixa dinâmica bem ampla, com um limite inferior normalmente menor do que $0,01 \text{ m/s}^2$ e um limite superior (devido a considerações a respeito da força e de montagem) por volta de 10^6 m/s^2 .

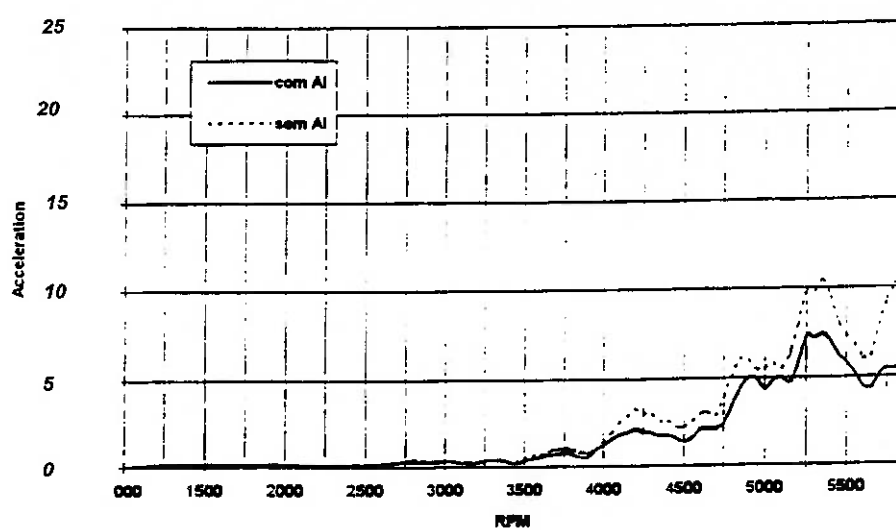
Os parâmetros que influenciam a medição do ruído estrutural são:

- Temperatura: faixas de operação típicas são entre -50°C e 250°C , mas acelerômetros especiais podem funcionar sob temperaturas de até 400°C . Se acelerômetros piezoelétricos estão operando sob temperatura excessiva, a cerâmica se despolariza, causando uma perda permanente na sensibilidade.
- Umidade: a maioria dos acelerômetros são selados, e por isso são impenetráveis por umidade. Podem surgir problemas com os cabos conectados ao pré-amplificador e em casos especiais (medições no sistema de refrigeração) devem ser tomados cuidados com a selagem.
- Ruído Acústico: a excitação do acelerômetro pelo som carregado pelo ar é em geral pequena demais para influenciar a medição significativamente.
- Montagem do Acelerômetro: deve-se ter atenção especial para uma montagem correta do acelerômetro. Tendo-se escolhido o acelerômetro mais apropriado para uma tarefa, ele é montado com o seu eixo de maior sensibilidade alinhado com a direção da medição desejada, também tendo em

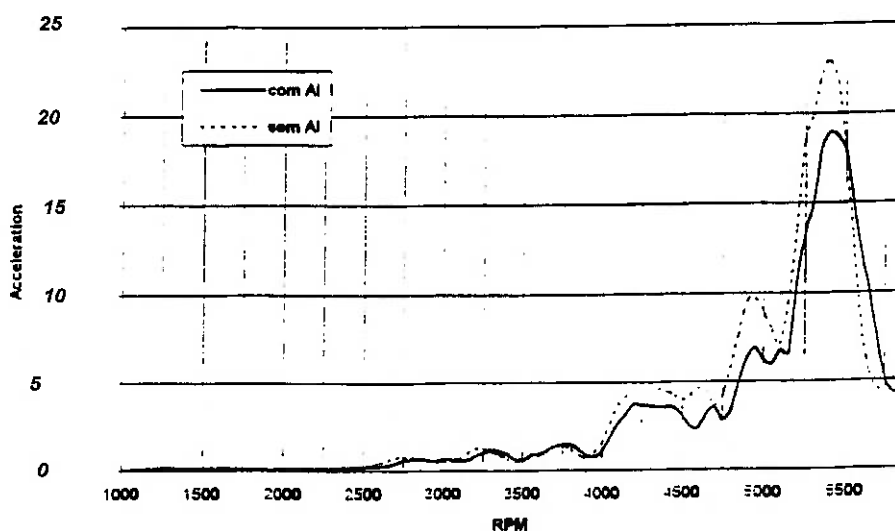
mente que a sensibilidade transversal não é nula para a maioria das orientações perpendiculares. O acelerômetro deve ser montado de forma com que resista às tensões, rigidez e temperatura.

Seguem os resultados obtidos nas medições na câmara semi-aneecóica:

ACCEL 1 SECOND ORDER



ACCEL 2 SECOND ORDER



5.2) Avaliação Subjetiva

A ciência que se preocupa com os efeitos do ruído nos seres humanos é chamada de psicoacústica. Isso significa que não é levado em conta só nível total de pressão sonora, mas os fenômenos de balanço das componentes de frequência e a estrutura do tempo também são investigados, quanto a sua importância para a impressão subjetiva do ruído. O nível de ruído, como é normalmente analisado em dB(A), não é capaz de avaliar esses efeitos e não pode suficientemente descrever a impressão subjetiva.

Além disso, há influências que não são parte do próprio ruído, como situações em que o ruído é percebido. Em um lugar incomum alguns ruídos podem proporcionar um efeito de alarme, enquanto que outras talvez com mesmo nível de ruído soem familiar e por isso não causam irritação. Quando se está dirigindo e acelerando até embaixo todos esperam uma reação acústica indicando a operação potente do motor. Se o motor estiver operando muito macio e quieto, as pessoas reclamam de uma falta de potência do motor e não se sentem satisfeitas.

Os ruídos atípicos para um certo tipo de máquina estão sempre causando uma impressão desconfortável, visto que estão indicando a ocorrência de operação incorreta ou defeito do equipamento no subconsciente de quem está ouvindo. Isso pode ser descrito como o conteúdo de informação do ruído. De qualquer forma, deve-se distinguir entre um enfoque global e analítico. As pessoas que percebem que alguns sons não são familiares têm uma impressão global, enquanto pessoas treinadas para certas situações sempre detectam claramente pequenas variações de um tipo comum de ruído, pois não soa familiar e podem estar indicando algum problema de desenvolvimento.

Em oposição às técnicas tradicionais de medição de ruído (analisando a pressão sonora pela análise da frequência ponderada através do tempo), a psicoacústica também tenta considerar os efeitos causados pela audição humana e pelo processamento das sinais. Técnicas apropriadas de medição desses fenômenos foram criadas recentemente e ainda são tema de muitos debates, necessitando ser melhoradas para poder avaliar absolutamente.

As técnicas utilizadas nessa avaliação subjetiva são descrições verbais, que há muito tempo vêm sendo usadas para se descrever as características dos ruídos (BUM, assobio, rangido, grunhido, etc.), mas nessas descrições ainda falta um escalonamento absoluto. A avaliação dessas características só pode ser feita com uma comparação direta e julgá-las em termos de uma maior ou menor influência de certos componentes.

É clara que existem discrepâncias individuais entre as preferências das pessoas, que não podem ser representados por um critério único e objetivo. Assim, deve-se utilizar de métodos estatísticos para representar tendências de opiniões que a maioria concorda. Também o tipo de pergunta feita determina a avaliação da qualidade do ruído por diferentes pessoas.

Assim sendo, foi feita a seguinte avaliação:

Oito especialistas avaliaram dez carros, sendo que três desses carros possuíam motorização 1.3L (dois com a peça com a camada de alumínio e um não) e sete com motor 1.0L (quatro com a peça com a camada de alumínio e três não).

Todos os participantes da avaliação sabiam quantos carros estavam com a peça com a camada de alumínio e quantos não estavam, mas não sabiam quais eram os veículos. Também lhes foi explicado sob quais condições as possíveis diferenças no nível de ruído poderiam ser detectadas, visto que essas condições haviam sido determinadas na avaliação em laboratório.

Finalmente foram feitas duas questões aos participantes:

1. O carro que você está dirigindo tem a peça sem a camada de alumínio montada ?
2. Qual era a nota para o ruído interno (focando principalmente no ruído de motor) para cada veículo ?

Nesse momento é importante explicar a maneira como são dadas as notas:

Notas	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Avaliação	Inaceitável		Pobre		Limite	Aceitável	Regular	Boa	Muito Boa	Excelente
Grau de satisfação do cliente	Muito Insatisfeito				Pouco Insatisfeito	Razoavelmente Satisfeito		Muito Satisfeito	Completamente Satisfeito	

Os resultados da avaliação subjetiva foram os seguintes:

O percentual das pessoas que conseguiram identificar se o carro estava com as peças sem a camada de alumínio montadas foi:

71% para os veículos com motor 1.3L

57% para os veículos com motor 1.0L

É claro que numa futura análise devem ser consideradas as probabilidades de uma pessoa acertar, sem ter ligado os carros era de:

66% para os veículos com motor 1.3L

57% para os veículos com motor 1.0L

As notas dadas para os carros foram:

Carro	Motor	Média	Desv. Pad.
1	1.3L	7.2	0.5
2	1.3L	7.4	0.4
3	1.3L	7.3	0.4
4	1.0L	7.4	0.6
5	1.0L	7.7	0.7
6	1.0L	7.5	0.4
7	1.0L	7.5	0.5
8	1.0L	7.7	0.6
9	1.0L	7.5	0.4
10	1.0L	7.5	0.4

1.3L	
c/ Al	s/ Al
7.4	7.3

1.0L	
c/ Al	s/ Al
7.5	7.5

5.3) Conclusões e Recomendações

A partir dos resultados obtidos no teste no laboratório pode-se concluir que não houve deterioração no nível de ruído interno. Somente por volta de 4500 RPM, do lado do motorista, pode-se perceber uma pequena diferença no nível de ruído interno com e sem a camada de alumínio, mas os níveis absolutos permanecem os mesmos. Do lado do passageiro a comparação por toda a faixa de RPM não mostra nenhum ponto cuja diferença seja significativa, todas as diferenças estão dentro da faixa de precisão do equipamento.

As acelerações medidas no painel, podem ser a fonte de ruído que influencia o deadener. Mas duas observações devem ser feitas:

1. O carroceria na região central do painel não é a única fonte de segunda ordem (outras fontes são: admissão, outros painéis, som carregado pelo ar, exaustão,...)
2. As vibrações não apresentam uma relação linear com o ruído. O que está faltando é a função de transferência do painel aos ouvidos. A maneira com que as ondas sonoras vão dos painéis aos ouvidos não é igual para todas as frequências.

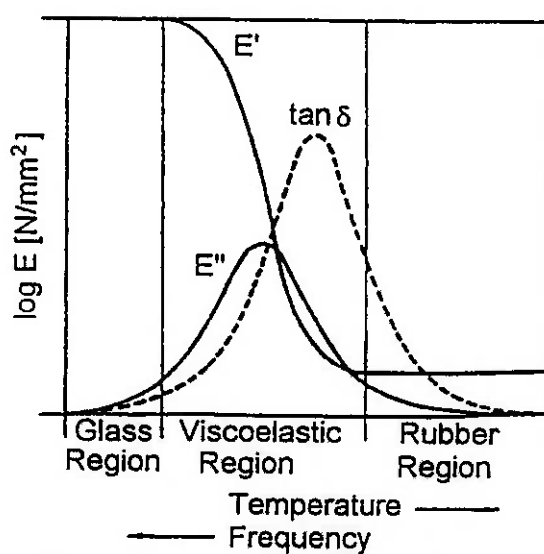
Essas duas razões explicam porque um aumento nas vibrações nos painéis não significam um aumento no nível sonoro.

Os gráficos mostram um notável aumento das vibrações na faixa acima de 4000 RPM. Isso não ocorre com o ruído interno. Mas essa informação será usada na avaliação subjetiva, pois os avaliadores saberão as condições nas quais podem ser percebidas variações no nível de ruído.

Os resultados da avaliação subjetiva mostram que para o veículo com motorização 1.0L não é possível notar nenhuma diferença entre um carro com a camada de alumínio e o sem a camada de alumínio, mesmo para pessoas treinadas.

A média das notas do carro com motorização 1.0L é melhor do que o 1.3L, o que era esperado por duas razões:

1. Os níveis de excitação são maiores em um motor mais potente com as mesmas características construtivas de outro menos potente.
2. Um motor de maior potência, com as mesmas características de outro com menor potência, libera mais calor e como o módulo de elasticidade de materiais viscoelásticos amortecedores, como do deadener em questão, é influenciado significativamente pela temperatura do material e por isso, sua aplicação fica limitada a certas faixas de temperatura. O material usado tem fator de amortecimento de 0,5 até 2, com um amortecimento máximo numa faixa de temperatura de 20°C a 60°C, e no 1.0 L a temperatura nessa região é menor de 60°C e no 1.3L a temperatura é de 69°C. A curva varia como o gráfico abaixo.



Para sumarizar, a recomendação é de que no veículo 1.0L o deadener sem a camada de alumínio seja utilizada para obter uma significativa redução de custo na peça, enquanto que no de 1.3L deve ser usado o deadener com a camada de alumínio para não estragar a imagem de melhor nível de ruído que o veículo ostenta no mercado.

Referências Bibliográficas

- 1) Barber, A.; Handbook of Noise and Vibration Control; Elsevier Science Publishers LTD; 1992
- 2) Beranek, L.; Noise and Vibration Control; McGraw Hill; New York; 1971
- 3) Brüel & Kjaer; Noise Control, Principles and Practise
- 4) Hiller V.A.W.; Fundamentals of MOTOR VEHICLE Technology
- 5) AVL; Acoustic Training