

Universidade Estadual Paulista  
Faculdade de Engenharia e Tecnologia  
UNESP - Câmpus de Bauru

***"Atenuação dos Níveis de Ruídos  
em Tratores Agrícolas"***

*Prof. Dr. João Candido Fernandes*

Bauru - SP  
junho / 96

**II**

***Tese apresentada à Faculdade de Engenharia e Tecnologia do Câmpus de Bauru - Unesp, para obtenção do título de Livre-Docente no conjunto de disciplinas "Vibrações" e "Acústica e Ruídos".***

PROCESSO Nº: 363/47/01/95

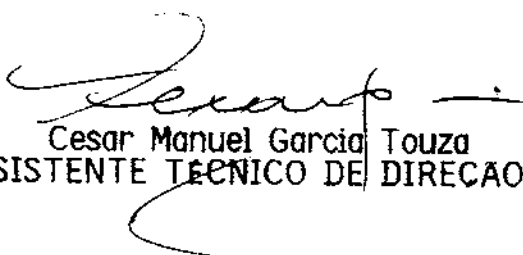
INTERESSADO: DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA

COLEGIADO : CONGREGAÇÃO DA FET

REUNIAO DE : 19 de agosto de 1996 - 41ª REUNIAO

DELIBERAÇÃO Nº165/96 - A Congregação da Faculdade de Engenharia e Tecnologia, em reunião de 19/08/96, considerando que foram cumpridos as formalidades e exigências legais e, de acordo com o Artigo 40, inciso XVII do Regimento Geral da UNESP, deliberou por unanimidade de votos, homologar o resultado do Concurso de Livre-Docência, do Departamento de Engenharia Mecânica, no conjunto de disciplinas "Vibrações" e, "Acústica e Ruídos", realizado nos dias 14 e 15 de agosto de 1996, tendo sido aprovado o único candidato Professor Doutor JOAO CANDIDO FERNANDES, RG. nº6.102.046-SP, com a média 9,7 (nove inteiros e sete décimos), conforme consta a ata dos trabalhos do Concurso Público apresentada pela Banca Examinadora.

Bauru, 19 de agosto de 1996.



Cesar Manuel Garcia Touza  
ASSISTENTE TÉCNICO DE DIREÇÃO II

*À Marly, minha esposa,  
Vanessa, Viviane e Vinicius,  
meus filhos, pelo amor,  
compreensão e união.*

São direitos dos trabalhadores urbanos e rurais, além de outros que visem à melhoria de sua condição social, a redução dos riscos inerentes ao trabalho, por meio de normas de saúde, higiene e segurança.

**Art. 7, item XXII da  
Constituição do Brasil (1988)**

## SUMÁRIO

	PÁGINA
SUMÁRIO .....	V
LISTA DE FIGURAS .....	VII
LISTA DE TABELAS .....	XII
LISTA DE QUADROS .....	XII
RESUMO .....	XIII
1. - INTRODUÇÃO .....	01
2. - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	03
2.1. - Conforto Acústico em Máquinas .....	04
2.2. - Avaliação Audiométrica em Operadores .....	18
2.3. - Métodos para Redução do Ruído em Máquinas .....	23
2.3.1. - Metodologia Geral .....	23
2.3.2. - Identificação das Fontes de Ruído em Tratores .....	24
2.3.3. - Redução do Ruído no Sistema de Exaustão de Gases .....	27
2.4. - Proposta desta Pesquisa .....	32
3. - MATERIAL E MÉTODOS	
3.1. - Unidades e Definições .....	33
3.2. - Material .....	34
3.2.1. - Equipamentos Utilizados na Avaliação do Ruído .....	34
3.2.2. - Trator e Equipamentos Mecânicos Utilizados .....	36
3.3.3. - Equipamentos Utilizados para Redação do Relatório .....	37

## VI

3.3. - Métodos	
3.3.1. - Ajuste e Calibração dos Equipamentos .....	37
3.3.2. - Delineamento Experimental .....	40
3.3.3. - Análise dos Dados .....	41
3.3.4. - Análise Estatística e de Erros .....	41
4. - AVALIAÇÃO DO RUÍDO DO TRATOR ORIGINAL E PROJETO DAS ALTERAÇÕES .....	43
4.1. - Avaliação do Ruído do Trator Original .....	43
4.2. - Alterações no Trator Visando a Atenuação do Ruído .....	53
4.2.1. - Projeto de uma Nova Câmara de Expansão para o Trator .....	54
4.2.2. - Alterações para a Hélice .....	56
5. - RESULTADOS .....	57
5.1. - Níveis de Ruído Alterando-se a Posição do Escapamento .....	57
5.2. - Níveis de Ruído com a Nova Câmara de Expansão .....	69
5.3. - Discussões e Análises .....	81
6. - CONCLUSÕES .....	87
7. - ABSTRACT .....	89
8. - LITERATURA CITADA .....	90

## LISTA DE FIGURAS

	PÁGINA
Figura 2.1 - Níveis de som medidos para automóveis de passageiros fabricados em 1953, trafegando entre 70 e 80 km/h sobre pista de asfalto; medições realizadas externamente ( <b>BERANEK, 1954</b> ) .....	05
Figura 2.2 - Espectro de frequência do ruído de tráfego de veículos motorizados, segundo <b>KURTZE (1963)</b> .....	07
Figura 2.3 - Espectros de freq. dos 58 tratores da amostragem ( <b>JONES e OSER, 1968</b> ) .	08
Figura 2.4 - Espectros de frequência dos tratores em função do combustível ( <b>JONES e OSER, 1968</b> ).....	09
Figura 2.5 - Espectros de frequência médios para várias cargas ( <b>SIMPSON e DESHAYES, 1969</b> ).....	10
Figura 2.6 - Níveis de intensidade acústica de um trator, relativo à face superior do paralelepípedo ( <b>CARLETTI et al., 1988</b> ).....	14
Figura 2.7 - Níveis de intensidade acústica num plano transversal no interior da cabine do trator ( <b>CARLETTI et al., 1988</b> ).....	15
Figura 2.8 - Curvas Critério de Ruído Balanceadas (NCB) ( <b>BERANEK, 1989a e BERANEK, 1989b</b> ).....	18
Figura 2.9 - Perda de audição por faixa etária de agricultores ( <b>PFEIFFER, 1984</b> ).....	21
Figura 2.10 - Espectro de ruído de um trator (total e sem a exaustão dos gases)( <b>ROWLEY, 1967</b> ).....	25
Figura 2.11 - Espectro das diversas fontes de ruído do motor de um trator segundo <b>ROWLEY (1967)</b> .....	25



## VIII

Figura 2.12 - Reprodução dos resultados obtidos por <b>HILLQUIST e SCOTT (1975)</b> sobre as fontes de ruído em veículos.....	27
Figura 2.13 - Reprodução dos resultados obtidos por <b>WATTERS et al. (1959)</b> .....	28
Figura 2.14 - Reprodução dos resultados obtidos por <b>VIOLA (1984)</b> para tratores imóveis	29
Figura 2.15 - Reprodução dos resultados obtidos por <b>VIOLA (1984)</b> para tratores em movimento .....	29
Figura 2.16 - Reprodução dos resultados de <b>FERNANDES (1991c)</b> .....	30
Figura 2.17 - Reprodução do diagrama de fontes de ruído de um motor Diesel, apresentado por <b>PISTONO et al. (1995)</b> .....	31
Figura 3.1 - Medidor de nível de som portátil usado nas medições.....	35
Figura 3.2 - Computador e acessórios durante as medições.....	36
Figura 3.3 - Menu principal do software LMS, mostrando os parâmetros usados nas medições de ruído.....	39
Figura 3.4 - Parâmetros utilizados na gravação digital.....	40
Figura 4.1 - Condições gerais do trator usado nos ensaios.....	44
Figura 4.2 - Espectro de frequência do ruído de fundo durante os ensaios.....	45
Figura 4.3 - Espectro do ruído do trator original próximo ao escapamento (1800 rpm)....	45
Figura 4.4 - Espectro do ruído do trator original próximo ao escapamento (1000 rpm)....	46
Figura 4.5 - Forma de onda do ruído dos gases do motor do trator.....	47
Figura 4.6 - Espectrograma do ruído do trator.....	48
Figura 4.7 - Detalhe do espectrograma com as escalas de tempo e frequência.....	48
Figura 4.8 - Espectro de frequência do ruído próximo à hélice do motor.....	49
Figura 4.9 - Espectro do ruído do trator próximo ao filtro de ar.....	50
Figura 4.10 - Espectro do ruído à direita e à esquerda do trator.....	50
Figura 4.11 - Espectro do ruído na frente e atrás do trator.....	51
Figura 4.12 - espectro do ruído do trator próximo ao ouvido do tratorista.....	52
Figura 4.13 - Comparação entre as Curvas NCB e o espectro do ruído do trator medido próximo ao ouvido do tratorista.....	53

## IX

Figura 4.14 - Escapamento original do trator.....	54
Figura 4.15 - Atenuação do silencioso original do trator.....	55
Figura 4.16 - Projeto da nova câmara de expansão.....	55
Figura 4.17 - Curva de atenuação teórica para a câmara projetada para o trator.....	56
Figura 5.1 - Alteração no sistema de exaustão de gases do trator.....	58
Figura 5.2 - Posição da câmara de expansão no final da tubulação de descarga.....	58
Figura 5.3 - Alterações na tubagem de saída de gases do trator.....	59
Figura 5.4 - Espectro do ruído próximo à saída dos gases para o sistema de exaustão original e na posição 1.....	60
Figura 5.5 - Espectro de frequência à esquerda do trator (1 m), com o escapamento original e na posição 1.....	60
Figura 5.6 - Espectro de frequência à direita do trator (1 m), com o escapamento original e na posição 1.....	61
Figura 5.7 - Espectro de frequências do ruído na frente e atrás do trator na posição 1, comparado com o original.....	61
Figura 5.8 - Espectro de frequência do ruído do trator medido próximo ao ouvido do tratorista, com o escapamento na posição original (linha cheia), e posição 1 (linha tracejada), com o motor na rotação de trabalho (1800 rpm).....	61
Figura 5.9 - Espectro de frequência do ruído do trator medido próximo ao ouvido do tratorista, com o escapamento na posição original (linha cheia), e posição 1 (linha tracejada), com o motor na rotação de trabalho (1000 rpm).....	61
Figura 5.10 - Curvas Critério de Ruído Balanceadas (NCB) ( <b>BERANEK, 1989a</b> e <b>BERANEK, 1989b</b> ) para o escapamento na posição 1, para medições próximas ao ouvido do tratorista.....	63
Figura 5.11 - Localização do silencioso na posição 2.....	64
Figura 5.12 - Perfil do trator com o escapamento na posição 2.....	65
Figura 5.13 - Posição do escapamento na posição 2.....	65
Figura 5.14 - Espectro do ruído próximo à saída dos gases, para o sistema de exaustão original (linha cheia) e na posição 2 (linha tracejada).....	66

**X**

Figura 5.15 - Espectro de frequência à esquerda do trator (1 m), com o escapamento original na posição 2.....	67
Figura 5.16 - Espectro de frequência à direita do trator (1 m), com o escapamento original na posição 2.....	67
Figura 5.17 - Espectro de frequências do ruído na frente e atrás do trator na posição 2, comparado com o original.....	68
Figura 5.18 - Espectro de frequência do ruído do trator medido próximo ao ouvido do tratorista, com o escapamento na posição original (linha cheia), e posição 2 (linha tracejada), com o motor na rotação de trabalho (1800 rpm).....	68
Figura 5.19 - Espectro de frequência do ruído do trator medido próximo ao ouvido do tratorista, com o escapamento na posição original (linha cheia), e posição 2 (linha tracejada), com o motor na rotação de trabalho (1000 rpm).....	69
Figura 5.20 - Espectro de frequência do ruído do trator medido próximo ao escapamento (0,30 m), com o silencioso original (linha cheia) e com o novo silencioso (linha tracejada), para a rotação de trabalho do motor, 1800 rpm.....	70
Figura 5.21 - Espectro de frequência do ruído do trator medido próximo ao escapamento (0,30 m), com o silencioso original (linha cheia) e com o novo silencioso (linha tracejada), para 1000 rpm.....	70
Figura 5.22 - Espectro de frequência do ruído medido à esquerda do trator (1 m), com o silencioso original (linha cheia) e com o novo silencioso (linha tracejada), instalados na posição original, para 1800 rpm.....	71
Figura 5.23 - Espectro de frequência do ruído medido à direita do trator (1 m), com o silencioso original (linha cheia) e com o novo silencioso (linha tracejada), instalados na posição original, para 1800 rpm.....	71
Figura 5.24 - Espectros de frequência medidos atrás e na frente do trator (1 m), para o escapamento original e para a nova câmara, instalados na posição original.....	72
Figura 5.25 - Espectro de frequência medido próximo ao ouvido do tratorista, com o silencioso original (linha cheia), e com a nova câmara de expansão (linha tracejada), instalados na posição original, para 1800 rpm do motor.....	72
Figura 5.26 - Espectro de frequência medido próximo ao ouvido do tratorista, com o silencioso original (linha cheia), e com a nova câmara de expansão (linha tracejada), instalados na posição original, para 1000 rpm do motor.....	73
Figura 5.27 - Curvas Critério de Ruído Balanceadas (NCB) ( <b>BERANEK, 1989a</b> e	

**XI**

<b>BERANEK, 1989b)</b> para o novo silencioso, na posição original, para medições próximas ao ouvido do tratorista.....	74
Figura 5.28 - Espectros de frequências do ruído do trator (para 1800 rpm) utilizando a nova câmara de expansão, nas posições original, posição 1, e posição 2.....	75
Figura 5.29 - Comparação entre os espectros de frequências do ruído do trator (para 1800 rpm) utilizando a nova câmara de expansão e a original, nas posições original, posição 1, e posição 2.....	76
Figura 5.30 - Comparação entre os espectros de frequências do ruído do trator (para 1800 rpm), medidos à esquerda do trator (1 m) utilizando a nova câmara de expansão e a original, nas posições original, posição 1, e posição 2.....	76
Figura 5.31 - Comparação entre os espectros de frequências do ruído do trator (para 1800 rpm), medidos à direita do trator (1 m) utilizando a nova câmara de expansão e a original, nas posições original, posição 1, e posição 2.....	77
Figura 5.32 - Comparação entre os espectros de frequências do ruído do trator (para 1800 rpm), medidos atrás do trator (1 m) utilizando a nova câmara de expansão e a original, nas posições original, posição 1, e posição 2.....	77
Figura 5.33 - Espectros de frequências do ruído do trator (para 1800 rpm), medidos na frente do trator (1 m) utilizando a nova câmara de expansão, nas posições original, posição 1, e posição 2.....	78
Figura 5.34 - Espectros de frequências do ruído do trator (para 1800 rpm), medidos próximo ao ouvido do tratorista, utilizando a nova câmara de expansão e a câmara original, nas posições original, posição 1, e posição 2.....	79
Figura 5.35 - Espectros de frequências do ruído do trator (para 1000 rpm), medidos próximo ao ouvido do tratorista, utilizando a nova câmara de expansão e a câmara original, nas posições original, posição 1, e posição 2.....	79
Figura 5.36 - Curvas Critério de Ruído Balanceadas (NCB) ( <b>BERANEK, 1989a</b> e <b>BERANEK, 1989b)</b> para o novo silencioso, na posição 1, para medições próximas ao ouvido do tratorista.....	80
Figura 5.37 - Alteração do espectro do ruído do trator com as alterações na hélice, para medições próximas ao ouvido do tratorista. Rotação do motor de 1800 rpm, nova câmara, posição original.....	82
Figura 5.38 - Alteração do espectro do ruído do trator com as alterações na hélice, para medições próximas ao ouvido do tratorista. Rotação do motor de 1800 rpm, nova câmara, posição 1.....	82

## XII

Figura 5.39 - Alteração do espectro do ruído do trator com as alterações na hélice, para medições próximas ao ouvido do tratorista. Rotação do motor de 1800 rpm, nova câmara, posição 2.....	83
Figura 5.40 - Comparação entre o espectro do ruído do trator original e com as modificações propostas. Rotação do motor de 1800 rpm; medições realizadas próximas ao ouvido do operador.....	84
Figura 5.41 - Curvas Critério de Ruído Balanceadas (NCB) ( <b>BERANEK, 1989a</b> e <b>BERANEK, 1989b</b> ) para o trator com todas as modificações previstas, para medições próximas ao ouvido do tratorista.....	85

## LISTA DE TABELAS

	PÁGINA
Tabela 2.1 - Limites de tolerância para ruído contínuo ou flutuante, conforme NR 15 ...	11
Tabela 2.2 - Limite de exposição ocupacional ao ruído conforme as Normas Nacionais de diversos países.....	12
Tabela 4.1 - Níveis totais de ruído do trator.....	52
Tabela 5.1 - Níveis totais de ruído avaliados nos ensaios, para 1800 rpm do motor.....	81

## LISTA DE QUADROS

	PÁGINA
Quadro 4.1 - Condições Gerais das medições .....	43

## **RESUMO**

Inúmeros trabalhos científicos têm comprovado a existência de insalubridade por ruído em operações com tratores. Desde a década de 30, muitos autores têm atribuído a perda de audição dos tratoristas aos altos níveis de ruído emitido pelos tratores.

Este autor, em tese de doutorado, e em inúmeros trabalhos publicados, demonstrou, de forma clara, a grave situação existente em nosso país : em 300 tratores analisados, os níveis de ruído se colocaram entre 90 e 110 dB(A), enquanto que dos 111 tratoristas clinicados por médicos e fonoaudiólogas, 59,8 % apresentou perda de audição induzida por ruído. Deve-se lembrar que existem no Brasil cerca de 35 milhões de trabalhadores rurais, onde, aproximadamente, 10 % deles são operadores de máquinas agrícolas (não estão computados os trabalhadores que operam os tratores industriais, e máquinas usadas em obras públicas, como motoniveladoras, pás-carregadoras, retro-escavadoras, rolocompressores, etc.).

Esta pesquisa analisou as diversas soluções para atenuar os níveis de ruído dos tratores e propor um projeto de redução do ruído na sua fonte. Para tal, se propôs projetar, executar e testar alterações em componentes mecânicos causadores de ruído nos tratores, fazendo com que esses níveis se enquadrem em valores considerados salubres. Todas alterações e ensaios foram executados num trator Massey Ferguson MF 290. Para a redução do ruído foram atacados as 3 fontes principais de ruído do trator : o sistema de exaustão de gases, a hélice do sistema de arrefecimento e o sistema de admissão de ar.

A metodologia empregada nas medições e análise dos níveis de ruído foi a das Normas ISO 5131 e ABNT 9999, enquanto que os limites de ruído foram estabelecidos com base na Norma ISO 1999, na Portaria 3214 (NR 15) da CLT e na Norma NBR 10152 (antiga NB 95) da ABNT. Para a análise do conforto acústico do operador foram usadas as Curvas NCB.

#### XIV

A análise do ruído do trator foi realizada por dois sistemas aquisitores de dados e vários “softwares”: uma placa LMS (transforma os sinais analógicos do microfone em arquivos digitais) que analisou o som em bandas de 1/6 de oitava, com 120 pontos por espectro, com o seu “software”, que faz a análise, apresentação e exportação desses espectros; uma placa de “Sound Blaster” que grava digitalmente a onda sonora, sendo processada e analisada através do “software” “Creative Wave Studio” versão 2.0. Também foi utilizado o “software Spectrogram” versão 2.1, que aplicou a Transformada Rápida de Fourier (FFT : Fourier Fast Transform) no sinal gravado pela placa de “Sound Blaster”. Usou-se um computador PC 386, com 8 MB de memória RAM, “winchester” de 250 MB e demais acessórios.

Também foi utilizado um medidor de nível de intensidade sonora para a medição dos níveis em banda larga (níveis totais).

Para a redação e edição do relatório final utilizou-se os softwares Word for Windows versão 6.0 (textos) e Microsoft Draw (gráficos). Também foram usados os softwares Corel Draw versão 5.0 para captura de imagens do ambiente Windows, e o PZP para captura de imagens do ambiente DOS.

Numa primeira análise, ensaiou-se o trator original, definindo as fontes de ruído, seus espectros, e a importância de cada uma no ruído do trator. A partir desses dados, definiu-se as alterações necessárias ao trator.

O sistema de exaustão dos gases (escapamento) sofreu as seguintes alterações:

- ◆ de posição, sendo instalado por baixo do trator (como em automóveis) e por cima do trator (ao lado da capota);

- ◆ de dimensionamento, sendo reprojeta uma nova câmara de expansão dos gases.

A hélice do radiador do motor foi realinhada e balanceada. O sistema de filtragem do ar não sofreu alterações, por apresentar pequena intensidade de ruído.

Os resultados mostraram que a principal fonte de ruído encontrada foi a exaustão dos gases, que mostrou uma maior intensidade em 60 Hz (para 1800 rpm do motor) e 33 Hz (para 1000 rpm), que coincide com a frequência de expulsão dos gases do cilindro do motor (4º tempo).

Com a simples alteração da posição do escapamento do trator já reduziu-se o ruído no posto de trabalho do operador : ao instalar o escapamento original por baixo do trator a redução foi de 5 dB (em 60 Hz), tendo uma atenuação menor quando instalado por cima; a grande atenuação foi conseguida com a nova câmara de expansão : a instalação do novo silencioso na posição do silencioso original, atenuou 13,5 dB (60 Hz) o ruído no posto de trabalho do operador, fazendo com que o espectro se situasse abaixo dos 84 dB; isso representa que o trator poderia ser operado, em trabalho contínuo, por 8 horas diárias, sem oferecer (conforme a Portaria 3.214, NR 15) risco de perda auditiva a seu operador.

A instalação da nova câmara de expansão no escapamento por baixo do trator alcançou os maiores níveis de atenuação : o espectro mostrou um pico em 60 Hz de 81 dB, enquanto o ruído total acusou 79 dB(A), medidos próximo ao ouvido do operador; com esses níveis é possível operar o trator, sem proteção auditiva, dificilmente ocorrendo risco de perda auditiva induzida por ruído; quanto ao conforto do operador, analisado pelas Curvas NCB, a melhor situação equivaleu à Curva NCB 73,5 (para 1800 rpm), o que torna o ruído próximo a curva limite de conforto (NCB 65); esses valores mantêm o trator acusticamente desconfortável, não permitindo a comunicação oral ou por telefone.

Como conclusão final pode-se afirmar que é possível atenuar o ruído de tratores agrícolas até níveis salubres (que não causem perda de audição a seus operadores), atuando-se exclusivamente nas fontes de ruído (motor e seus acessórios).

## 1. - INTRODUÇÃO

Uma das maiores críticas ao motor a combustão interna, desde a sua invenção no século passado, sempre apontou para o nível de ruído que emitem. Atualmente, os veículos são considerados os principais responsáveis pela poluição sonora nas grandes cidades.

Nos tratores agrícolas, a situação é ainda mais grave, pois são máquinas de grande potência, operadas durante 8 horas por dia, dotadas de grandes motores Diesel sem qualquer proteção acústica, e possuindo uma pequena atenuação sonora no sistema de escape dos gases. Evidentemente que, no caso dos tratores, a poluição ambiental deixa de ser um fator importante, passando a evidenciar a saúde auditiva do operador.

**FERNANDES (1991c)** já estudou exaustivamente os níveis de ruído em tratores agrícolas, como também os efeitos sobre o operador. Através de pesquisas que resultaram em tese de doutorado, e de inúmeros trabalhos publicados entre 1990 e 1995, este autor demonstrou (analisando uma amostragem de 300 tratores e 111 tratoristas) a insalubridade existente na operação de tratores: enquanto sabe-se que níveis de ruído acima de 80 dB(A) já podem causar perda de audição, e que a C.L.T. permite até 85 dB(A) para 8 horas de exposição diária, os níveis de ruído encontrados foram entre 90 e 110 dB(A), com uma média de 97,06 dB(A). Quanto a saúde auditiva dos tratoristas, 59,8 % apresentou perda auditiva induzida por ruído, enquanto que, entre os operadores com até 5 anos de trabalho, 42,9 % já apresentavam audição anormal.

Diante desses dados, sempre surgem as perguntas : "É possível resolver essa situação?", ou então "como solucionar o problema ?", e "a instalação de cabines é a melhor solução ?", ou "qual a solução mais viável ?".

Os métodos usados para controlar o ruído e seus efeitos em máquinas são bastante conhecidos e se baseiam na atuação em 3 frentes: na fonte do ruído, no seu meio de propagação, e no receptor (o homem). A fonte é a própria causa do ruído, e a sua eliminação significa a eliminação do ruído; é a maneira mais óbvia e eficiente de "controlar" o ruído. O controle no meio se refere à colocação de barreiras que impeçam que a energia sonora emanada da fonte consiga chegar ao receptor. O controle no receptor tem como único objetivo evitar que ouvido humano seja lesado, através de protetores auriculares; é o pior dos métodos, pois o ambiente se mantém poluído, dificulta a comunicação oral e é muito desconfortável.

No caso dos tratores, as 3 alternativas podem ser aventadas :



◆ O uso de protetores auriculares pelos tratoristas se mostrou ineficiente, em função do incômodo que causam pelo calor e poeira existentes no local de trabalho.

◆ A segunda solução, controle do ruído no meio, seria a adoção de barreiras entre a fonte (motor e seus acessórios) e o trabalhador. Neste caso a cabine seria a solução mais completa, pois, além de isolar o tratorista do ruído do trator, também o protegeria do calor, frio, chuva, poeira, insetos, deriva de defensivos agrícolas, gases provenientes do escapamento, tombamento, etc. O grande inconveniente da cabine é o seu custo extremamente alto (os fabricantes avaliam em US\$ 8 mil, aproximadamente 20 a 25 % do preço do trator), pois necessita ter um isolamento acústico, térmico e vibratório.

◆ A solução mais viável seria o controle do ruído na fonte, que embora seja a solução mais direta, pouco tem sido utilizada na prática.

Desta forma, este trabalho pretende, utilizando-se do método de redução do ruído na fonte, atenuar o ruído dos tratores agrícolas para níveis que não ofereçam risco de perda de audição aos operadores, atuando nos pontos principais de geração de ruído: o sistema de exaustão dos gases, a hélice do radiador, e o sistema de admissão (filtro) de ar.

## 2. - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O ruído pode ser definido como sendo um som indesejável e, que perturba a humanidade há pelo menos 2500 anos. Na antiga Grécia, em 600 a.C., os habitantes da cidade de Sibaris expulsaram dos limites da cidade alguns ferreiros que trabalhavam martelando metais, em razão do ruído que causavam. Plínio, o Velho, em sua *História Natural*, citava que as pessoas que moravam próximas às cataratas do rio Nilo tinham menor sensibilidade auditiva, caracterizando-se no primeiro homem a relacionar a exposição ao ruído com a perda de audição.

No século XVIII, com a Revolução Industrial, apareceram as primeiras máquinas, e o trabalho passou de doméstico para industrial. Surgiu assim o artífice e o capitalista, o capital e o trabalho. Galpões, estábulos, velhos armazéns, eram transformados em fábricas com o maior número possível de máquinas (em geral, de fiação e tecelagem). O estabelecimento deste quadro (bastante comum até nossos dias), resultou na multiplicação de ambientes de trabalho insalubres e, conseqüentemente, na proliferação das doenças ocupacionais. Uma das principais doenças do trabalho é a *Perda de Audição Induzida por Ruído* (PAIR), causada por longas exposições a altos níveis de ruído.

Apenas no século XIX apareceram os primeiros estudos sobre os efeitos do ruído sobre o homem. Inicialmente os estudos se concentraram na audição; os outros efeitos (fisiológicos, interferência na comunicação, eficiência no trabalho, conforto, etc.) somente receberam atenção nas últimas três décadas de nosso século.

Com o aparecimento dos motores a combustão, no início do século XIX começaram a surgir os primeiros veículos auto-propelidos. Inicialmente os veículos a vapor e, no final do século, os primeiros modelos equipados com motores a combustão interna (explosão). Por mais paradoxal que seja, essas máquinas foram recebidas com hostilidade pela população que, em razão do ruído que emitiam, preferia as carruagens a cavalo (WISE, 1970).

Na primeira metade do século XX apareceram as pesquisas iniciais sobre a relação homem-máquina. Estes estudos, geralmente desenvolvidos na área militar, se concentravam na análise antropométrica de posições de trabalho, não atingindo o conforto acústico. Apenas a partir dos anos 50, surgiram os primeiros trabalhos que relacionavam a máquina, o ruído e a perda de audição induzida por ruído.

Atualmente, o ruído tem se constituído na principal forma de poluição do mundo moderno. Em regiões urbanas, como centros comerciais, a principal fonte de ruído são os veículos automotores; em residências, o ruído do tráfego urbano e os eletrodomésticos;

além das regiões próximas a aeroportos, vias férreas, casas noturnas, bares, etc. Em locais de trabalho (escritórios e indústrias), o ruído tem atingido índices insalubres, levando os países a publicarem leis de proteção dos trabalhadores (**FERNANDES, 1993h**). Dados recentes mostram que 25 % da população europeia é exposta a níveis médios de ruído diários (média em dB(A) para 24 horas) acima de 65 dB(A) (**BERGLUND e LINDVALL, 1995**).

Entre 25 e 28 de setembro de 1995, a Organização Mundial da Saúde, através de seu escritório de Saúde Ocupacional em Genebra, organizou um encontro internacional de um grupo de especialistas na área de acústica. O objetivo do encontro foi elaborar um documento sobre os aspectos do ruído ocupacional, principalmente sobre perda de audição e controle do ruído em locais de trabalho. Foi destacado que, de acordo com o NIOSH (National Institute Occupational Safety and Health), o ruído é um dos maiores problemas de saúde nos EUA, uma vez que aproximadamente 30 milhões de trabalhadores estão expostos a níveis de ruído prejudiciais a audição no ambiente de trabalho. Estima-se que, em países em desenvolvimento a situação seja pior, pois são comuns níveis muito elevados de exposição, sem nenhum controle (**SOBRAC, 1995**).

## **2.1. - Conforto Acústico em Máquinas**

Até a metade do século XX, todas as pesquisas relacionadas com a ergonomia se concentravam no conforto da posição de trabalho. Não havia ainda a preocupação com o ruído e com as otopatias ocupacionais.

**LAY e FISHER (1940)**, apresentaram as primeiras pesquisas sobre conforto em veículos. Trata-se de um estudo antropométrico da posição de trabalho de um operador de máquina. Embora o trabalho não objetivasse o conforto acústico, ele se reveste de alguma importância, pois mostra o início da preocupação da engenharia pelos problemas ocupacionais. O conforto do assento do operador do trator, foi analisado por **CANNON e COX (1948)**, que apresentaram um novo projeto para o banco, realizando medidas de amplitude e aceleração da vibração. Embora o trabalho aponte que a vibração em tratores já era considerada como um problema, nenhuma citação foi feita a respeito do campo acústico dessas máquinas.

Na década de 50, quatro publicações enfocaram diretamente o conforto em máquinas agrícolas : **SIMONS (1952)** mostrou uma metodologia de projeto do assento do trator, que consistia em: medir as vibrações nos 3 eixos ortogonais, analisar os resultados sob a luz das tolerâncias humanas e, projetar uma suspensão para isolar as vibrações do assento ; **HAACK (1955)**, também buscou obter um melhor projeto do assento do trator, concluindo que o maior conforto se obtém quando a relação entre a frequência natural do assento e dos pneus fica entre 0,4 e 0,5 ; o mesmo autor (**HAACK, 1956**), continuou sua pesquisa, publicando as tolerâncias humanas à vibração em máquinas agrícolas; **VAN GERPEN (1956)**, também trabalhou com vibrações em tratores, medindo a frequência, a velocidade e aceleração e, avaliando o conforto do operador. Embora nos 4 trabalhos o nível de vibrações tenha sido considerado excessivo, nenhuma relação foi apresentada com respeito ao ruído dessas máquinas.

Leo Beranek, que pode ser considerado o maior pesquisador deste século na área acústica, publicou, em março de 1949, o livro "Acoustic Measurements"; nesta edição (**BERANEK, 1949**), o autor apresenta todos os princípios e equipamentos para medição de grandezas acústicas. Em 1954, o mesmo autor publicou "Acoustics" (**BERANEK, 1954**), onde, de forma didática, aborda todos os campos da acústica: música, arquitetura, engenharia, teatro, medicina, lingüística, ruídos, etc.. No capítulo 11, trata do ruído, prevendo que este deve se transformar num dos principais problemas do século, indica as

máquinas (veículos, aeronaves, fábricas, oficinas, etc.) como as principais fontes de ruído. Com respeito a ruídos de motores a combustão, o autor cita um espectro de frequência para automóveis, reproduzido na Figura 2.1. Ambos os livros se tornaram guias de referência na área.

Os primeiros ensaios que apontavam para a problemática do nível de ruído em máquinas agrícolas, ocorreram na Alemanha em 1953. Segundo **BURK (1969)**, um trator com motor Diesel de 30 CV, acusou níveis entre 90 e 109 dB(B), em rotações de 800 a 3200 rpm. Esses dados, porém, não oferecem qualquer possibilidade de comparação com medidas atuais, pois foram realizados com metodologia e escala de medida diferentes.

A obrigatoriedade de testes com tratores agrícolas também começou a surgir em diversos países da Europa e Estados Unidos. Estes testes eram baseados nos "Testes de Nebraska", ou seja, os ensaios criados pela Universidade de Nebraska que se tornaram conhecidos mundialmente. Eles se baseiam em 2 tipos de testes: ensaio na tomada de potência, e ensaio na barra de tração (**MOREIRA e SILVEIRA, 1971**). Até então, não existia nenhuma preocupação com o nível de ruído em tratores.

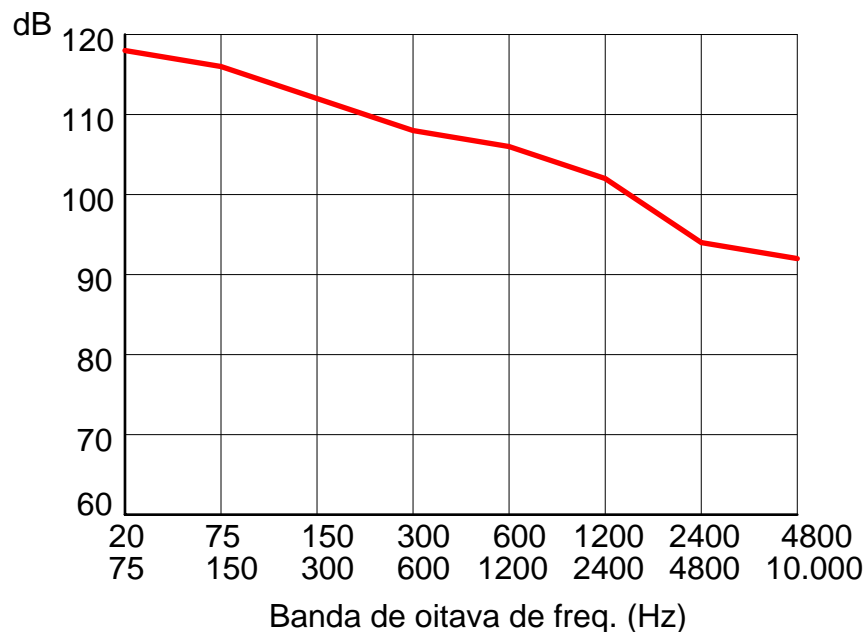


Fig. 2.1 - Níveis de som medidos para automóveis de passageiros fabricados em 1953, trafegando entre 70 e 80 km/h sobre pista de asfalto; medições realizadas externamente (**BERANEK, 1954**).

Em 1958, na Alemanha, surgia a primeira legislação que estabelecia valores máximos para o ruído em veículos e máquinas. Foi criada uma tabela, que impunha valores decrescentes para o ruído em veículos a cada ano de fabricação. Para tratores os valores eram de 90 DIN-fon até 1957, e 87 DIN-fon a partir de 1959. A escala DIN-fon, foi usada na Alemanha na década de 50, sendo substituída pela escala dB(A), com a publicação da RECOMENDAÇÃO ISO R 362. Assim, a legislação passou a considerar o limite máximo de ruído para máquinas agrícolas a faixa de 85 a 89 dB(A) (**BURK, 1969**).

Em 1959, surgiu a norma para ensaio de tratores da Organização de Cooperação e Desenvolvimento Econômico (O.C.D.E.). Na sua versão de 1970, ela divide os ensaios com tratores em 2 tipos : 8 ensaios obrigatórios e 5 ensaios facultativos. Para os ensaios obrigatórios, 2 deles se referem ao ruído produzido por tratores ; "Ruído produzido pelo trator no meio ambiente" e " Medida do ruído nos ouvidos do tratorista".

O primeiro estudo sobre os efeitos do ruído em operadores de tratores, surgiu na Nova Zelândia, em 1956. Foram realizadas medidas em alguns tratores, em várias operações agrícolas, com o microfone à altura do ouvido do tratorista. As medidas foram realizadas nas curvas de equalização plana e atenuada do medidor e foram obtidos valores entre 80 e 95 dB (BELL, 1956).

LIERLE e REGER (1958), estudaram os níveis de ruído em tratores, e os efeitos sobre a audição dos operadores. Mediram valores que atingiam 108 dB(C), e concluíram ser o motor a principal fonte de ruído, pois com o motor desligado o nível de ruído do trator caía para 60 dB(C). Afirmaram ainda que "*a decisão de medir o ruído dos tratores, quando os tratores estão operando sob condições de trabalho, parece essencial*", citando o nível de 100 dB(C) com o trator em trabalho de campo, e 97,5 dB(C) com o trator sem carga. Torna-se importante lembrar que esses valores não podem ser comparados diretamente com as medidas atuais, pois foram realizadas na curva de equalização "C" do medidor de nível de pressão sonora, e em posição diferente da normalizada. O trabalho dos autores dá maior ênfase à análise audiométrica dos tratoristas.

A preocupação com a ergonomia do trator continuou com várias publicações: LILJEDAHN et al. (1959) estudaram os esforços requeridos na operação com tratores ; DUPUIS (1959) relacionou o estresse do operador do trator com fatores ergonômicos do trabalho, citando os altos níveis de ruído ; MORRIS et al. (1959), fizeram um estudo bastante semelhante, porém considerou a temperatura no local de trabalho, como sendo o fator estressante ; ROSEGGER e ROSEGGER (1960), publicaram um trabalho bastante completo sobre todos os problemas de saúde ocupacional ocorridos na operação de tratores.

VASEY e BAILLIE, (1961), fizeram algumas experiências com escapamentos dos motores de tratores. Tinham como objetivo, além de diminuir o ruído, projetar um equipamento eficiente que não permitisse a saída de faíscas para o exterior do cano de escape (corta-faíscas). Os autores mediram valores de 95 dB para o motor sem carga, e 100 dB a plena carga, e concluíram que esses níveis estão muito acima dos aceitáveis.

WESTON (1963), mediu o nível de ruído em 12 tratores, e avaliou a audição de 53 tratoristas. Obteve como resultados níveis entre 92 e 106 dB e em alguns casos, acima de 114 dB, concluindo que os tratores tinham, em média, 15 dB de excesso de exposição ( o autor usa como limite de exposição 85 dB, e não cita a curva de calibração usada no medidor, nem as condições de ensaio). Com relação à análise audiométrica, o autor apresentou os valores médios de perda de audição dos tratoristas, e concluiu que "*existe um risco potencial de perda de audição, quando na operação de tratores por períodos prolongados*".

Uma publicação importante foi a de KURTZE (1963). Num livro de mais de 500 páginas, apresenta todos os conceitos sobre ruído e as formas de isolamento e amortecimento. No capítulo 5, ao estudar o ruído gerado por veículos com motor a explosão, o autor cita um espectro de ruído comum, afirmando que 95 % da frota está entre as duas curvas da Figura 2.2.

Cabem duas considerações sobre esta figura: a metodologia usada nas medições não está bem definida, pois o autor cita apenas que o microfone foi localizado na calçada de uma rua movimentada, não especificando os detalhes; e as bandas de frequências utilizadas, que fogem da normalização atual, dificultando a comparação com dados mais recentes.

No capítulo 6, onde Kurtze estudou o isolamento e amortecimento do ruído de veículos, é citado o motor como principal fonte de ruído e que "*... o ruído do escapamento é, em quase todos os veículos, o mais intenso emitido para o exterior...*". O autor ainda afirma a necessidade de um sistema de exaustão de gases bem dimensionado, sugerindo (para os motores Diesel) os silenciosos reativos, pois estes não usam material absorvente que absorvem o óleo não queimado pelo motor.

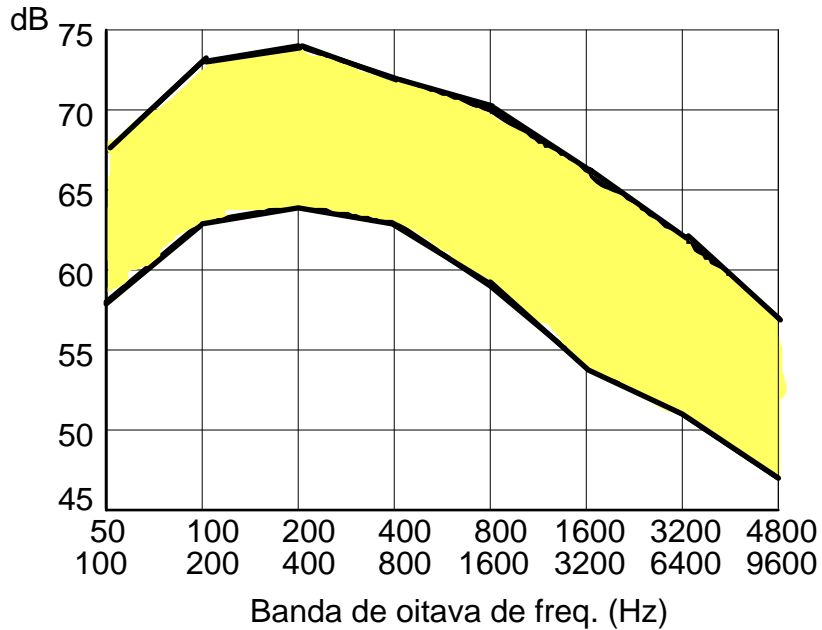


Figura 2.2 - Espectro de frequência do ruído de tráfego de veículos motorizados, segundo **KURTZE (1963)**.

**HAMMARFORS e KAJLAND (1963)**, fizeram um estudo bastante completo sobre o ruído emitido por veículos. Analisaram 60 veículos, entre carros, ônibus, caminhões e tratores, utilizando-se de várias metodologias. Concluíram sobre a necessidade de um critério comum de medidas, fixação dos parâmetros do medidor (curvas A, B ou C; resposta lenta ou rápida) e fizeram algumas propostas para normalização. Também trabalhando com a poluição sonora de veículos, **ROBINSON et al. (1961)** analisaram o desconforto causado por veículos, usando duas metodologias: a subjetiva, onde de um grupo de pessoas atribuíam índices de desconforto de A a F; e objetiva, onde media-se o ruído nas diversas curvas de ponderação. A análise de correlação mostrou uma melhor aproximação da curva de ponderação A do medidor com os índices subjetivos de perturbação por ruído.

Em seu livro, **BARGER et al. (1963)**, citou vários autores e concluiu que o nível de ruído dos tratores está acima do tolerável. Indica valores entre 95 e 110 dB (no banco do tratorista), e compara esses níveis com o ruído de outros equipamentos.

Com a elevação da potência dos motores, o sistema de exaustão dos gases (tubos, câmaras expansoras, abafadores), passaram a ter grande importância. **ALFREDSON e DAVIES (1971)**, entre outros trabalhos, mostram como executar o dimensionamento de um silenciador, usando a teoria dos filtros acústicos e teoria dos pulsos. Em seus ensaios, obtiveram silenciosos que atenuaram o ruído entre 15 e 18 dB, que podem ser considerados valores bons, e concluiu que deve haver um dimensionamento específico do silencioso para cada motor. **KANTARELIS e WALKER (1988)**, mostraram que o principal aspecto no sistema de escape de gases em motores Diesel, é a modulação da amplitude do nível de ruído. Mediram essa amplitude modulada em 13 dB, mostrando que ela é responsável pelo ruído indesejável.

**HUTCHINGS e VASEY (1964)** analisaram o ruído em 12 tratores agrícolas, com ensaios de laboratório e no campo, realizando as medições na altura do ouvido do tratorista. Nos ensaios no dinamômetro, com o motor a plena carga, foram medidos valores entre 100 e 113 dB(A), e para trabalho no campo, 85 a 113 dB(A). Os autores concluíram que "*exposição por longos períodos a níveis de ruído produzidos por motores em alta rotação e grandes cargas, provavelmente causarão perdas permanentes de audição*".

**JENSEN (1966)**, analisou o ruído de 21 tratores agrícolas, de 7 fabricantes, dividindo-os em função da potência em 5 grupos, e obteve valores entre 50 e 175 sones para o ruído (medido na altura do ouvido do tratorista). O autor fez ainda uma interessante comparação entre os níveis de ruído de 11 tratores fabricados em 1965, com outros de 1957, de características bastante semelhantes. Embora a média de potência do grupo de 1965 seja próxima do dobro do grupo de 1957, os níveis de ruído se mostraram muito menores.

**ROWLEY (1967)**, realizou um estudo bastante completo sobre o ruído em tratores. Fez, inicialmente, um estudo sobre as fontes de ruído em tratores agrícolas, concluindo ser a exaustão dos gases a principal componente, acompanhada pela hélice do ventilador, filtro de ar, e vibrações mecânicas. O autor trabalhou com dois tratores fabricados em 1965 : o trator maior apresentou 108 dB, medido no posto de trabalho do tratorista, contra 112 dB do trator menor. O autor ainda indicou no trabalho, várias propostas de projeto para diminuição do ruído em cada uma das fontes.

**HUANG e SUGGS (1968)**, estudaram o ruído de tratores, relacionando-o com a produtividade do operador. Trabalharam com 4 tratores agrícolas de 25 HP, 37 HP, 46 HP, e 64 HP, executando as medições na altura do ouvido do tratorista, e obtiveram valores de 98,5, 118,7, 130,9, e 134,3 sones respectivamente. Quanto à perturbação sobre o trabalho do tratorista, foram realizados testes de cálculo de tempo, cálculo da velocidade, erro de trilha, além de uma análise sobre a taxa de batimentos cardíacos, que acusaram sensíveis alterações para os operadores dos tratores mais ruidosos.

Trabalhando na Estação Experimental Agrícola da Universidade de Nebraska, **JONES e OSER (1968)** pesquisaram os níveis de ruído próximo ao ouvido de operadores de 58 tratores novos. Os ensaios foram executados com 50 %, 75 % e 100 % da potência do motor, com o operador nas posições de pé e sentado. Os resultados mostraram uma média geral para o nível de ruído de 103 dB, com variação entre 98 e 113 dB (os autores não citam a curva de ponderação usada nas medições). A Figura 2.3 mostra os espectros de frequência máximo, mínimo e médio para os tratores ensaiados.

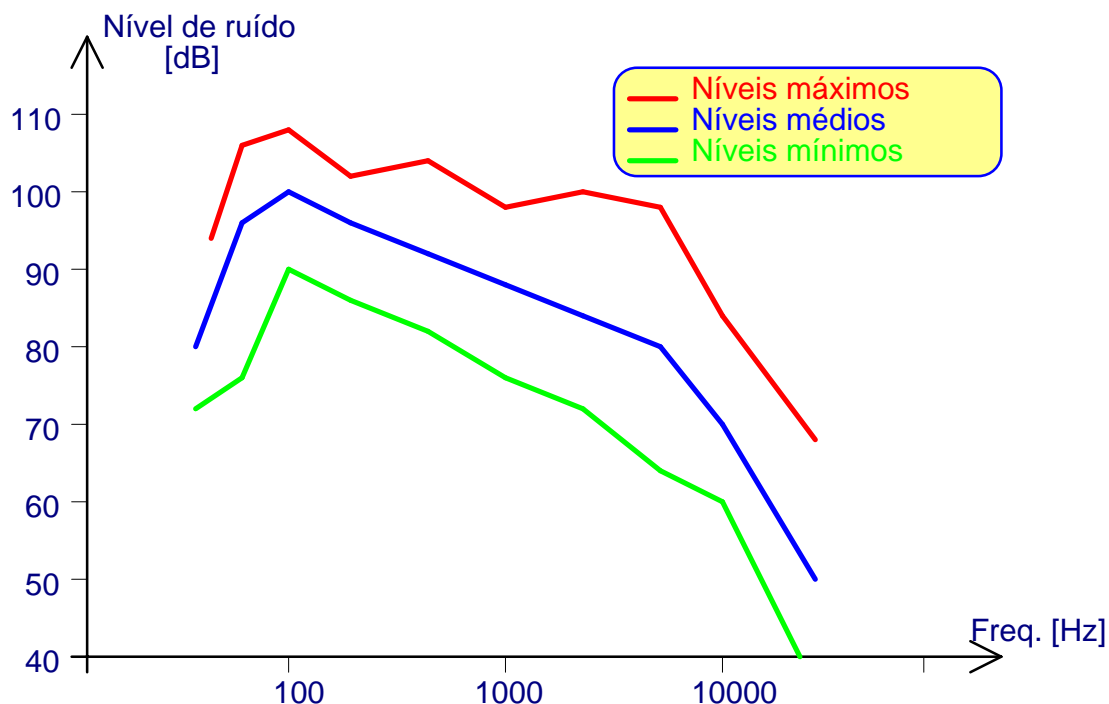


Fig. 2.3 - Espectros de frequência dos 58 tratores da amostragem (**JONES e OSER, 1968**).

Os autores também concluíram que os tratores com motores Diesel são mais barulhentos, quando comparados com tratores a gasolina ou a gás, conforme a Figura 2.4. Quanto à posição do tratorista, a posição em pé apresentou os maiores níveis em relação a posição sentado, com média de 1,4 dB maior, chegando a 4,5 dB em alguns casos. Essa diferença foi atribuída à localização do escapamento dos gases: ao se levantar, o ouvido do tratorista se aproxima do ponto de descarga dos gases.

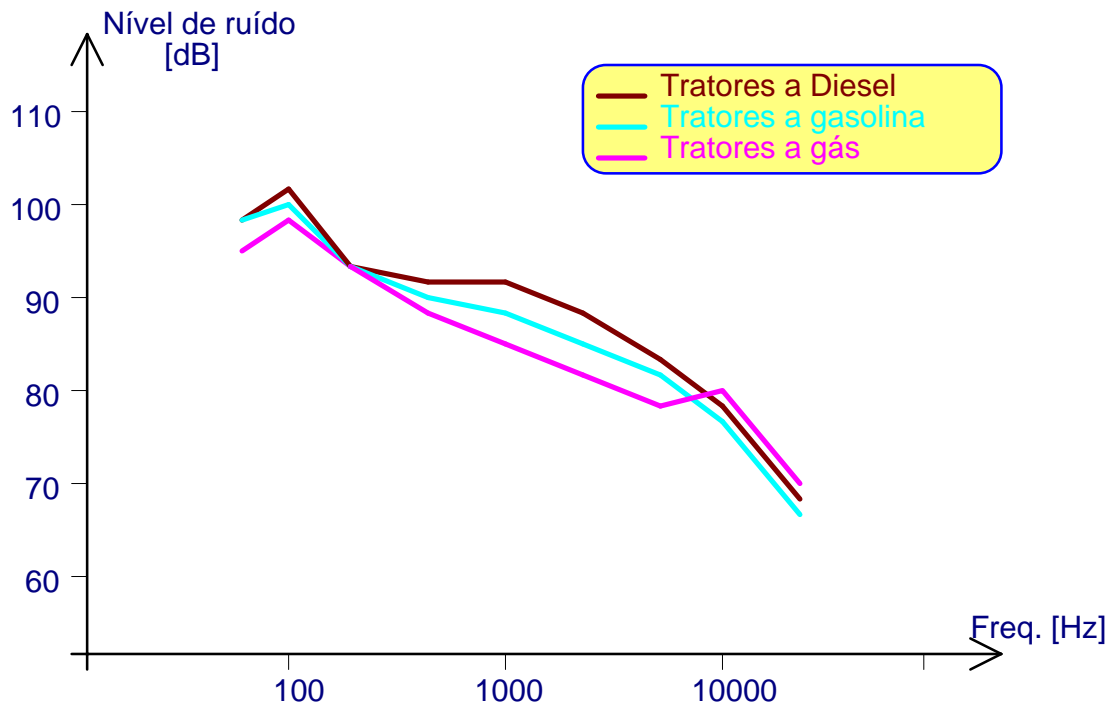


Fig. 2.4 - Espectros de frequência dos tratores em função do combustível (JONES e OSER, 1968).

Também na Universidade de Nebraska, **SIMPSON e DESHAYES (1969)** analisaram o ruído de 55 tratores em pista de concreto com carro dinamométrico, com 50 %, 75 % e 100 % de carga de tração. Os resultados mostraram, para o tratorista sentado, níveis entre 97 e 113 dB(C), e, para o tratorista em pé, níveis entre 97,5 e 114 dB(C). Concluem que "os níveis de ruído encontrados no estudo, excedem os 85 dB tomados como limite de segurança, podendo produzir perda permanente de audição; portanto isso requer ou a atenuação dos níveis de ruído, ou o uso de protetores auriculares". A Figura 2.5 mostra os espectros médios do ruído encontrados pelos autores.

**MOSS (1969)** estudou o risco de acidentes rurais na Inglaterra, mostrando, num levantamento estatístico, ser o trator a principal máquina causadora de acidentes fatais. No que se refere a doenças ocupacionais cita o ruído e a vibração como os principais agentes causadores, apresentando o espectro do ruído de um trator em diversas condições : original, com cabine, com cabine acústica, e comparando com o limite de ruído para conservação da audição. Como conclusão, afirma ser das indústrias de tratores a responsabilidade pelas doenças ocupacionais em tratoristas.



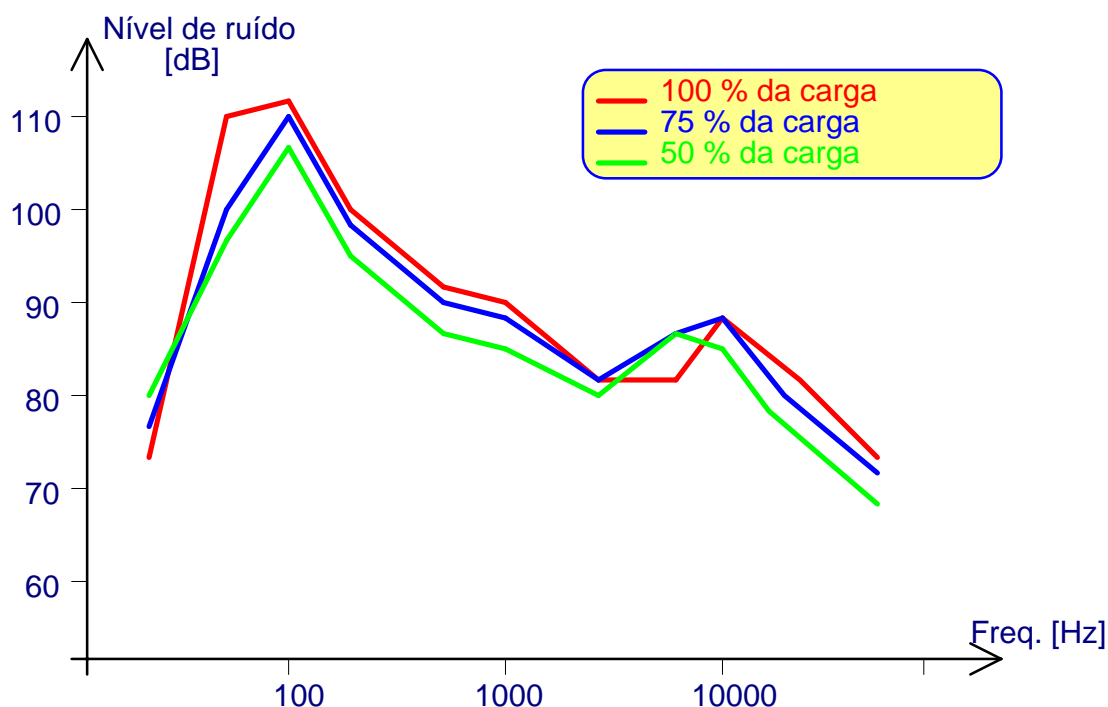


Fig. 2.5 - Espectros de frequência médios para várias cargas (SIMPSON e DESHAYES, 1969).

**HARTDEGEN e AKINS (1972)**, discutiram a possibilidade de reduzir o nível de ruído no posto de trabalho do operador, em tratores com cabines. Fizeram todo o estudo em um trator que apresentava 90,5 dB(A) de nível de ruído no interior da cabine, conseguindo a redução para 86,3 dB(A). Os ensaios foram realizados de acordo com os testes de Nebraska, usando 100%, 75% e 50% de carga no motor e o amortecimento do ruído foi realizado utilizando-se um analisador de som de faixa ampla, que possibilitou a identificação dos componentes que produziam maior ruído.

Nos anos 70, o ruído em veículos continuou sendo objeto de muitas pesquisas. **ALFREDSON e DAVIS (1970)**, estudaram a radiação do som gerado por um motor a combustão, e apresentaram uma metodologia para o cálculo de sistemas de exaustão dos gases. **OLSON (1972)**, estudou o espectro de frequências de todos os tipos de veículos, usando metodologias e instrumentação bastante modernas. **RAFF e PERRY (1973)**, fizeram um levantamento completo das fontes de ruído em veículos, concluindo ser o motor (principalmente a Diesel) a principal fonte, e os maiores níveis ocorrerem em cabines de caminhões (os autores citam os tratores como máquinas com altos níveis de ruído, porém não os incluem na sua análise). **HILLQUIST e SCOTT (1975)**, analisaram o espectro de frequências do ruído de veículos, em função dos parâmetros de operação e, concluíram como fatores de maior influência, a rotação do motor, a velocidade do veículo e o tipo do motor.

Em 1975, eram publicadas pela **INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION (ISO)** as Normas **ISO 1995 (1975)** e **ISO 1999 (1975)**, que definiam o Nível Sonoro Equivalente ( $L_{eq}$ ) e conseqüentemente a Dose de Ruído. Estas normas permitiram definir com maior critério e precisão o risco auditivo de trabalhadores.

Em 1977, passou a vigorar no Brasil a Lei nº 6.524, que altera o Capítulo V do Título II da Consolidação das Leis do Trabalho, que na sua Portaria n 3.214, aprova as Normas Regulamentadoras (NR) relativas à Segurança e Medicina do Trabalho. A NR 15, define as Atividades e Operações Insalubres, fixando os critérios de medida do ruído ambiental, e os

limites de exposição. Em seu Anexo I, a NR 15 estabelece as condições de insalubridade por ruído (contínuo ou flutuante) através de uma tabela com a máxima exposição diária permissível, como reproduzida na Tabela 2.1. Para exposição a diferentes níveis em uma mesma jornada de trabalho, é calculada a *dose diária de ruído*, através de uma expressão matemática.

Cabe enfatizar uma importante deficiência da NR 15 : a taxa de divisão (*halving rate*). Fisicamente, sabe-se que, ao se dobrar a energia acústica, o nível de pressão sonora aumenta 3 decibels. Portanto deveria se esperar da legislação que, ao se aumentar o nível de ruído em 3 dB, o tempo de exposição diminuísse para a metade, ou seja, um trabalhador exposto ao dobro da energia sonora teria o seu tempo máximo de exposição diária reduzido pela metade. Isto equivaleria à taxa de divisão igual a 3. O que se verifica na Tabela 1 da NR 15 é uma taxa de divisão igual a 5, ou seja, para uma aumento de 5 dB se reduz o tempo de exposição pela metade.

Uma visão geral e atualizada da legislação brasileira sobre ruído pode ser vista no estudo feito por **GONÇALVES e NABUCO (1994)**.

Tabela 2.1 - Limites de tolerância para ruído contínuo ou flutuante (NR 15).

<b>Nível de Ruído dB(A)</b>	<b>Máxima Exposição Diária Permissível</b>
85	8 horas
86	7 horas
87	6 horas
88	5 horas
89	4 horas e 30 min.
90	4 horas
91	3 horas e 30 min.
92	3 horas
93	2 horas e 30 min.
94	2 horas e 15 min.
95	2 horas
96	1 hora e 45 min.
98	1 hora e 15 min.
100	1 hora
102	45 minutos
104	35 minutos
105	30 minutos
106	25 minutos
108	20 minutos
110	15 minutos
112	10 minutos
114	8 minutos
115	7 minutos

Os níveis de ruído devem ser medidos em decibels (dB), com o medidor operando no circuito de compensação "A", e resposta lenta (Slow).

Para uma visualização dos limites de exposição permitidos em diversos países, a Tabela 2.2 apresenta um quadro sinótico com os dados comparativos.

Tabela 2.2 - Limite de exposição ocupacional ao ruído conforme as Normas Nacionais de diversos países.

País	Nível de Ruído dB(A)	Tempo de Exposição (h) ①	Taxa de divisão dB(A)	Nível Máximo dB(A)	Nível de Ruído de impacto (dB)
■ Alemanha Oc.	90	8		--	--
■ Alemanha Or.	85	8		--	--
▷ Alemanha	85	8	3		
■ Japão	90	8		--	--
● França ②	90	40	3	--	--
● Bélgica	90	40	5	110	140
● Inglaterra	90	8	3	135	150
▷ Inglaterra	83	8	3		
● Itália	90	8	5	115	140
▲ Itália	90	--	3	115	--
▷ Itália	85	8	3		
● Dinamarca	90	40	3	115	--
■ Suécia	85	40	3	115	--
■ USA - OSHA	90	8	5	115	140
■ USA - NIOSH	85	8	5	--	--
● Canadá	90	8	5	115	140
● Austrália	90	8	3	115	--
▷ Austrália	85	8	3		
■ Holanda	80	8		--	--
▷ Holanda	80	8	3		
▲ Espanha ③	--	--	--	110	--
▷ Espanha	85	8	3		
▲ Turquia ③	95	--	--	--	--
▷ China	70 - 90	8	3		
▷ Finlândia	85	8	3		
▷ Hungria	85	8	3		
▷ Nova Zelândia	85	8	3		
▷ Israel	85	8	5		
▷ Noruega	85	8	3		
■ Brasil	85	8	5	115	130
<p>■ segundo <b>GERGES (1988)</b>.          ● segundo <b>HAY (1975)</b>          ▲ segundo <b>HAY (1982)</b>.          ▷ segundo <b>SOBRAC (1995)</b>          ① Tempo de exposição diária ou semanal.          ② Estabelece nível contínuo de prevenção = 85 dB(A)          ③ Estabelece nível contínuo de prevenção = 80 dB(A)          OSHA : Occupational Safety and Health Administration.          NIOSH : National Institute for Occupational Safety and Health.</p>					

No Brasil, apenas nos anos 70 se iniciaram os primeiros estudos sobre o conforto de operadores de máquinas agrícolas. **MOREIRA e SILVEIRA (1978)**, fizeram uma ampla discussão sobre os ensaios com tratores, mostrando a sua importância. Concentraram-se, porém, nos ensaios de desempenho na tomada de potência, desempenho na barra de tração, e características dimensionais e ponderais, da Norma Brasileira P-MB-484 (atualmente NBR 10400). Não existe nenhuma referência aos ensaios de ruído. Um dos autores (**SILVEIRA, 1978**), em outro artigo sobre a tendência atual de aumento no tamanho dos tratores, cita a necessidade da cabine, afirmando que "*o ruído elevado, vibrações excessivas, são as principais causas que desgastam a saúde do tratorista*".

Em 1982, a **INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION (ISO) (1982)** publicava a Norma ISO 5131 - "Acoustics - Tractors and Machinery for Agriculture and Forestry - Measurement of Noise at the Operator's Position", que definia os métodos de avaliação de ruído em máquinas agrícolas. O Norma fixava para os ensaios de ruído do trator, as mesmas condições dos ensaios de tração: pista de concreto ou de terra, com carro dinamométrico, etc. A medição dos níveis sonoros deveria ser realizada junto ao operador.

Em 1985, a **INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION (ISO) (1985)** publicava as Normas ISO - 6393, 6394, 6395, 6396 - "Acoustics - Measurement of Noise Emitted by Earth-moving Machinery", que fixava os métodos para avaliação do ruído emitido por máquinas de movimento de terra.

Em 1987 a **ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT) (1987)** publicava a Norma NBR - 9999 - "Medição do Nível de Ruído, no Posto de Operação, de Tratores e Máquinas Agrícolas" que, baseada na Norma ISO 5131, fixava os métodos para avaliação do ruído em máquinas agrícolas.

Em 1988, a "Société des Ingénieurs et Techniciens du Machinisme Agricole", da França, organizou dois congressos com o tema "O ruído na agricultura". Eis alguns dos trabalhos apresentados no congresso: **ROBERT (1988a)**, mostrou as noções fundamentais dos ruídos em máquinas, as principais fontes, a medição e o isolamento; **FAGES (1988)**, apresentou os efeitos do ruído sobre o organismo humano, tanto no aparelho auditivo, como os outros efeitos; **MONTIS (1988)**, fez um apanhado geral sobre a normalização atual na área de conforto acústico; **HUGO (1988)**, mostrou a situação atual do ruído dos tratores na Europa; **BERDUCAT (1988)**, estudou a influência do implemento no ruído do trator, citando que, na França, as cabines são projetadas para isolar o ruído do trator (motor, caixa de engrenagens), não levando em consideração o ruído do implemento; **ROBERT (1988b)**, mostrou o isolamento acústico de uma cabine de trator agrícola, obtendo valores de 79 dB(A) ao nível do ouvido do operador.

No Brasil, **CAMPANA (1984)**, estudou o nível de ruído de 5 tratores com cabines, em várias operações, num total de 91 medições, concluindo que 94,5% delas foram iguais ou superiores a 85 dB. **ZAMBERLAN et al. (1988)**, realizaram medidas do nível de ruído em tratores nacionais, em duas etapas: primeiramente foi avaliada a exposição do operador ao ruído, em condições normalizadas (ensaio em pista de concreto), onde foram utilizados 10 tratores; numa segunda etapa, foi medida a dose de ruído a que está submetido o tratorista em condições reais de campo, quando foram utilizados 4 tratores. As conclusões são que "*tanto nos ensaios padronizados quanto nas situações de trabalho real, nenhum dos tratores apresenta condições de trabalho aceitáveis aos tratoristas. Na grande maioria das situações, o nível de ruído está muito acima dos 85 dB(A) permitidos pela legislação nacional para uma jornada de 8 horas diárias, o que acarreta para todos os tratoristas um grande risco de surdez profissional*". É um trabalho de grande importância pela metodologia e resultados apresentados; porém, infelizmente, o uso de tratores diferentes nas duas etapas

das avaliações, não permite uma conclusão direta sobre os níveis de ruído em pista de concreto e em trabalho real.

**MASTRI et al. (1985)** estudaram o ruído emitido por 35 tratores (entre 35 e 90 cv) em trabalho real. As medições foram realizadas próximas ao ouvido do operador. Os resultados mostraram níveis entre 89 e 98 dB(A) para tratores sem cabine, e entre 76 e 94 dB(A) para tratores com cabine. Embora o autor não indique que foram os mesmos tratores ensaiados com e sem cabine, ele conclui que a cabine causa uma diminuição de 3 a 6 dB(A) no nível de ruído que atinge o operador.

**SALAZAR et al. (1986)** trabalhou com 46 tratores (com cabine) de fabricação argentina, medindo o ruído em condições reais de trabalho. Usou a metodologia da Norma IRAM 4119 (**INSTITUTO ARGENTINO DE RACIONALIZACIÓN DE MATERIALES, 1989**), utilizando medidores de nível sonoro, analisadores de espectro e dosímetros. Também foram realizadas 78 audiometrias para avaliação da situação audiológica dos tratoristas. Os resultados apresentaram níveis de ruído de apenas 2 tratores (98,8 e 107,3 dB(A)) e 42% dos tratoristas com audição normal.

**ROBIN (1987)**, realizou um amplo estudo sobre segurança e ergonomia em máquinas agrícolas, colocando o ruído e vibrações como fatores importantes. O autor ensaiou 12 tratores nacionais, conforme especificações da norma ISO 5131, e mediu níveis entre 93 e 99 dB(A), e concluiu: "*Isto mostra claramente que medidas urgentes devem ser tomadas, no sentido de se reduzir, gradativamente, os níveis de ruídos produzidos pelo trator, até o patamar que não seja prejudicial ao ouvido humano*". O mesmo autor, (**ROBIN, 1988**), aprofundou suas pesquisas, avaliando os níveis de ruído em máquinas e implementos agrícolas. Usou a mesma metodologia do trabalho anterior (Norma ISO 5131), e obteve para colhedoras, níveis de ruído entre 65 dB(A) (máquinas com cabine) e 96 dB(A) (sem cabine), com picos de mais de 115 dB(A).

**CARLETTI et al. (1988)** fizeram um mapeamento da intensidade acústica de um trator agrícola de 65 kW de potência, equipado com motor de 4 cilindros a 2200 rpm. As medições foram realizadas num paralelepípedo imaginário em torno do trator com 5,00 m de comprimento por 3,5 m de largura e 3,5 m de altura. As superfícies do paralelepípedo foram divididas em áreas de 0,25 m<sup>2</sup>, sendo realizadas as medições no centro de cada área. Os resultados das intensidades sonoras para a superfície superior do paralelepípedo são reproduzidos na Figura 2.6, e para a superfície transversal ao trator (no interior da cabine) que passa nos ouvidos do operador são mostrados na Figura 2.7.

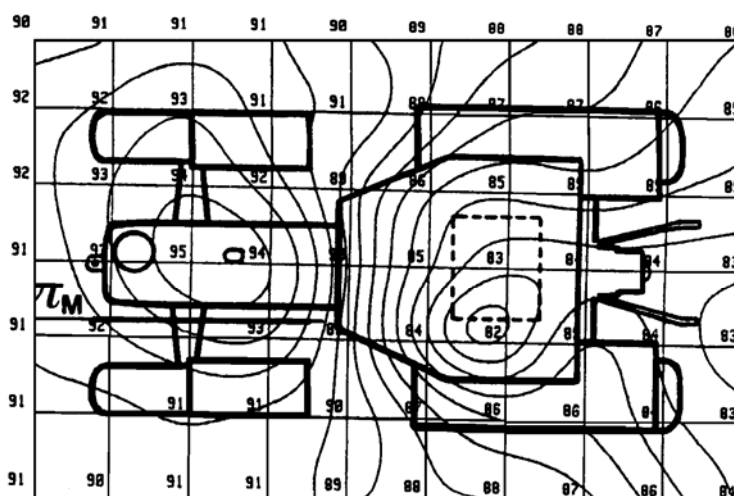


Fig. 2.6 - Níveis de intensidade acústica de um trator, relativo à face superior do paralelepípedo (**CARLETTI et al., 1988**).

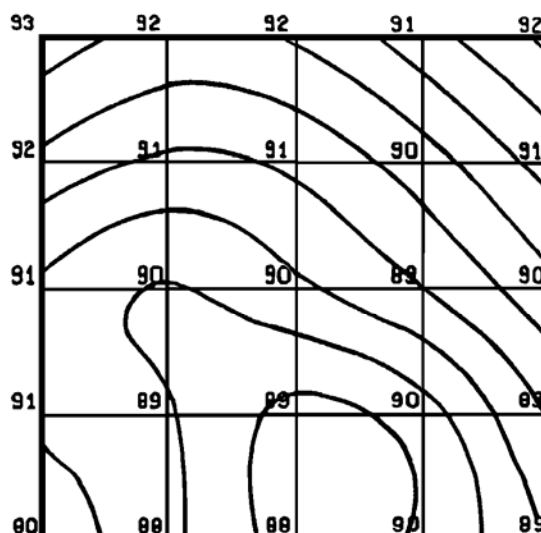


Fig. 2.7 - Níveis de intensidade acústica num plano transversal no interior da cabine do trator (CARLETTI et al., 1988).

Durante a "XXI Conferencia Internacional de Mecanizacion Agraria", em Zaragoza, dois trabalhos relacionados com ruído em máquinas agrícolas se destacaram: **ORTIZ (1989)** estudou o nível de ruído de 128 tratores em trabalho real de campo, concluindo que na maioria dos casos o nível de ruído estava acima de 90 dB(A) e que na maior parte das horas trabalhadas o ruído esteve na faixa de 90 a 95 dB(A). **ORTIZ et al. (1989)** estudaram o espectro de frequências de 50 tratores com o objetivo de obter um modelo estatístico da distribuição de frequências. Concluem obtendo um espectro médio com pico em 63 Hz, e uma função polinomial do 3º grau como modelo matemático.

Em 1990, a **ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT) (1990)** publicava a Norma NBR - 10152 - "Níveis de Ruído para Conforto Acústico" que fixava os limites de ruído para cada finalidade do ambiente. Esta Norma foi uma revisão da NB 95 (1966).

Em 1990, o **CENEA (1989)**, em Iperó, tem realizado medidas do ruído em tratores nacionais, de acordo com a Norma Brasileira NBR 9999. Dos 13 tratores ensaiados, os valores estão entre 91 e 102 dB(A). O DEA (Divisão de Engenharia Agrícola), em Jundiaí, possui 10 avaliações de ruído em tratores, com valores entre 91,6 e 100,1 dB(A), também ensaiados em pista de concreto.

Através do Departamento de Engenharia e Tecnologia Mecânica da UNESP, câmpus de Bauru, **FERNANDES et al. (1990b)**, avaliaram o nível de ruído em 148 tratores agrícolas nacionais, concluindo que "*os níveis estão muito acima dos valores considerados salubres*". **FERNANDES et al. (1990a)** e **FERNANDES et al. (1990c)**, fizeram uma análise estatística dos tratores da frota nacional, mostrando a forte tendência de aumento da potência dos motores. Esse é o principal fator que torna a operação de tratores como uma atividade insalubre. **FERNANDES (1990a)**, estudou a diminuição da produtividade do operador de tratores, em razão do desconforto acústico, mostrando que os níveis de ruído estão acima do estabelecido pela norma NBR 10152 e pela C.L.T. **FERNANDES (1991b)** e **FERNANDES e MADUREIRA (1991)**, fizeram um estudo do nível de ruído dos tratores usados em usinas de açúcar e álcool, e analisaram a perda de audição de seus operadores.

**FERNANDES et al. (1991a)**, analisaram as fontes de ruído em tratores, concluindo ser o motor a principal fonte. **FERNANDES et al. (1991b)**, avaliaram o ruído de tratores com cabines em uso no Brasil, e constataram um baixo isolamento acústico nas cabines. **FERNANDES et al. (1991c)**, estudaram a influência do implemento no ruído de uma operação agrícola, e concluíram que o implemento pode gerar ruído de duas formas: diretamente, quando ele é uma fonte de ruído, ou indiretamente, quando o implemento faz o trator gerar ruído em função dos esforços que exige.

Um estudo completo sobre a Ergonomia em tratores agrícolas foi publicado por **HANSSON (1991)** em colaboração com o "*The National Institute of Occupational Health (NIOSH)*". O autor dedica cada capítulo do livro para um aspecto da Ergonomia; no que se refere ao ruído em máquinas agrícolas, afirma que níveis acima de 85 dB(A) para exposições diárias de 8 horas, constituem sério risco de dano auditivo. Níveis acima de 70 dB(A) geram fadiga e menor rendimento do trabalho. O autor cita que abafadores e absorventes acústicos podem ser utilizados para reduzir o ruído dessas máquinas, exemplificando com a experiência da "Swedish Farmers Safety and Preventive Health Association" que reduziu o nível de ruído de velhos tratores entre 7 e 8 dB(A).

**MÉNDEZ et al. (1992)** realizaram medições do ruído em tratores de acordo com a Norma IRAM 4119, no posto do operador e próximo à máquina. Embora o trabalho não exponha os resultados obtidos, os autores concluem que foram elevados os níveis de ruído encontrados, principalmente em tarefas que exigem grande potência do motor.

**FERNANDES (1991c)**, em tese de doutorado, realizou um estudo completo sobre ruído em tratores agrícolas nacionais: com mais de 300 avaliações em campo, analisou os níveis de ruído em função da operação realizada, da marcha, da rotação e da potência do motor. Analisando particularmente 4 tratores de potências próximas e marcas diferentes, comparou os tratores entre si, investigando a influência do implemento, da umidade do solo, da marcha e rotação do motor. Utilizou a metodologia das Normas ISO 5131 e NBR 9999, mas com os tratores em condições reais de trabalho no campo. Analisou também as condições auditivas de 111 tratoristas, através de anamnese e audiometria. Concluiu que os níveis de ruído estão muito acima do recomendado para conforto e saúde do operador, com média de 96,07 dB(A). Para a avaliação audiométrica, concluiu que 59,8% dos ouvidos acusaram perda de audição induzida por ruído. Este estudo teve grande repercussão no meio científico e na sociedade: o **JORNAL DA CIDADE (1991)** publicou o artigo "Máquinas agrícolas estão fora de especificação"; o **JORNAL DA UNESP (1993)** deu ênfase à pesquisa com o artigo "Trabalhe-se com um barulho desses"; a **FOLHA DE SÃO PAULO (1993)**, em artigo de página inteira intitulado "Barulho de trator provoca até surdez", advertiu sobre o problema, sendo contestado pelos fabricantes de tratores que consideram as soluções de alto custo, dificilmente assimiladas pelo mercado brasileiro; a Revista Globo Rural (**FILGUEIRAS, 1993**) com o artigo "*De olho no perigo*", faz uma análise de todos os perigos a que os tratoristas estão sujeitos, citando a perda de audição; o **JORNAL DA TERRA (1994)**, jornal voltado para a área agrícola, exibiu como a manchete "Os tratores nacionais causam surdez", chamando a atenção dos leitores para a escassez de trabalhos desta área no Brasil.

A divulgação dos resultados dessa tese, levou à publicação de trabalhos nas diversas áreas do saber, relacionadas com o assunto: na área agrícola, **FERNANDES e LANÇAS (1992a)**, **FERNANDES e LANÇAS (1992b)** e **LANÇAS e FERNANDES (1992c)** apresentaram todos os parâmetros de operações agrícolas envolvidos no ruído de tratores; na área de Engenharia Mecânica, **FERNANDES (1993a)** e **FERNANDES (1993b)** estudaram o ruído emitido pelos tratores e as possíveis formas de atenuação; na área de Ergonomia, **FERNANDES (1993c)** mostrou os aspectos ergonômicos da relação operador/trator, dando ênfase para o ruído; na área de Acústica, **FERNANDES (1992a)**, **FERNANDES (1994a)** e

**FERNANDES (1994b)** estudaram os parâmetros acústicos do ruído do trator com ênfase no uso do espectro de frequências para determinação das fontes de ruído; e na área de fonoaudiologia, **FERNANDES (1992b)** e **FERNANDES e FARAH (1993)** mostraram o risco auditivo que os operadores de tratores estão sujeitos. Deve-se somar a estes trabalhos, as publicações internacionais **FERNANDES (1993c)**, **FERNANDES (1993d)**, **FERNANDES (1993e)**, **FERNANDES (1993f)**.

Com o artigo intitulado "Ruído de tratores é Ameaça", publicado em importante revista especializada em segurança e doenças do trabalho, **FERNANDES (1993g)** fazia uma enfática advertência à sociedade sobre os perigos à exposição ao ruído dos tratores.

**FERNANDES et al. (1995a)** estudaram os níveis de ruído em tratores industriais (máquinas usadas para movimento de terra e obras públicas) e a perda auditiva em seus operadores. Avaliaram 10 tratores de acordo com a Norma ISO 5131 e NBR 9999, em condições reais de trabalho. Os resultados apresentaram níveis de ruído muito altos, com médias acima de 97 dB(A).

Atualmente, o método mais usado em todo o mundo para a análise do ruído em um local, é a análise através das curvas NC (Noise-Criterion). Essas curvas foram desenvolvidas pelo grande pesquisador em acústica Leo Beranek, a partir da década de 50 (**BERANEK, 1954**) sendo amplamente usadas em projetos acústicos. Trata-se de curvas, estabelecidas num plano cartesiano (frequência X nível de ruído), que fixam níveis de conforto para cada ambiente de atividade humana, inclusive a curva limite de nível de ruído para dano auditivo. As curvas NC são usadas nas Normas ISO 1996/71 e na NBR 10152. Também foram desenvolvidas pelo mesmo autor as curvas PNC (Critério de Ruído Preferido) (**BERANEK et al., 1971**), onde o método é baseado nas medidas dos níveis de interferência e nível sonoro. Mais recentemente, o autor publicou as curvas NCB (Balanced Noise-criterion), **BERANEK (1989a)** e **BERANEK (1989b)**, que adotam a definição de nível de interferência da voz das normas dos Estados Unidos, além de trabalharem com 2 oitavas abaixo que as curvas NC. A Figura 2.8 apresenta as curvas NCB.

O autor recomenda para cada ambiente de atividade humana uma curva limite para o ruído. Assim, por exemplo, a curva NCB 10 é recomendada como espectro de frequência para estúdios de rádio e de gravação; a curva NCB 30 é especificada como limite de ruído para auditórios, teatros, igrejas e salas para conferências; os locais onde os níveis de ruído estão entre as curvas NCB 40 a 50 oferecem moderadas condições de comunicação oral ou por telefone, sendo recomendadas para secretarias, laboratórios e salas de engenharia; as curvas NCB 50 a 60, representam uma difícil comunicação, sendo recomendadas para lojas, armazéns e garagens; entre as curvas NCB 55 e 70, o local não oferece condições para comunicação oral ou por telefone, não havendo, porém, risco de dano auditivo.

Beranek também definiu as áreas A e B do diagrama : espectros que atinjam essas áreas se caracterizam por sons de altos níveis e baixa frequência, que causam desconforto às pessoas (sensação de rufar de um tambor, ou sensação de vibração causada pelas ondas sonoras). O autor usou o termo "*rumble*" para definir essa situação, atribuindo à área "A" como clara sensação de vibração, e à área "B" como moderada sensação de vibração.



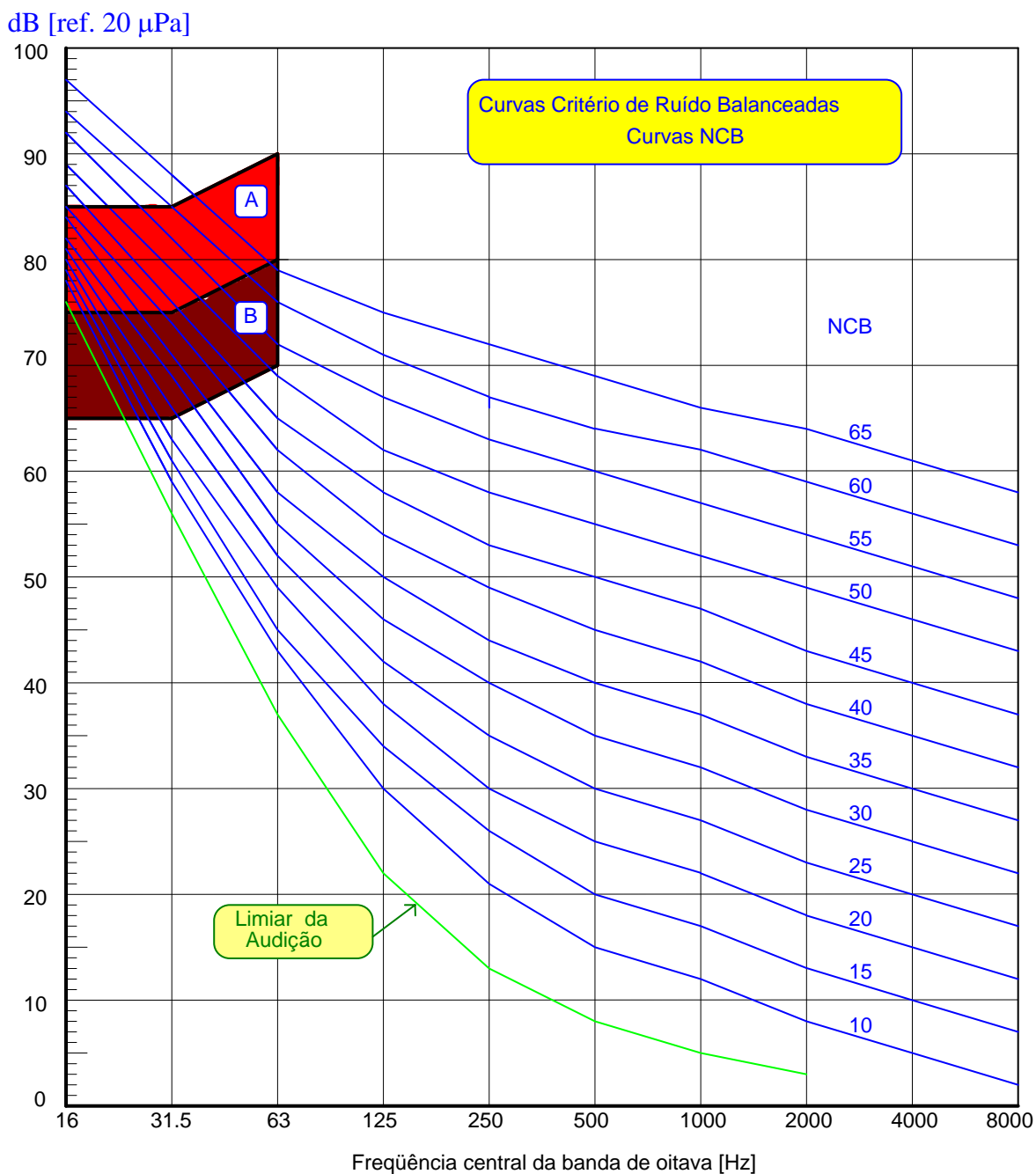


Fig. 2.8 - Curvas Critério de Ruído Balanceadas (NCB) (BERANEK, 1989a e BERANEK, 1989b).

## 2.2 - Avaliação Audiométrica em Operadores

Segundo ALVAREZ (1984), a hipoacusia induzida por ruído é uma forma clínica das otopatias traumáticas. Inicialmente, os problemas de perda de audição se limitavam a ferreiros e caldeiros, sendo que, posteriormente, com a Revolução Industrial, a patologia se estendeu às novas ocupações, de tal modo que, na atualidade se constitui num problema de todos os países industrializados. A primeira evidência de lesão no Órgão de Corti (cóclea) consiste em um deslocamento do limiar auditivo nas bandas de frequências entre 3 e 6 kHz. Esta perda é reversível e se normaliza depois de terminada a jornada de trabalho (essa lesão é

conhecida pela sigla TTS: temporary threshold shift). À medida que transcorre o tempo de exposição ao ruído, esta perda vai se estabilizando até converter-se num deslocamento permanente do limiar auditivo, que adquire especial significado quando se estende para as médias freqüências, onde existe dificuldade para discriminar as palavras. Uma análise bastante completa sobre a relação entre ruído e perda de audição foi realizada por **SUTER (1993)**. O efeito do ruído sobre a população foi estudado por **GIERKE e ELDRED (1993)**. Outro importante estudo, preparado para a Organização Mundial da Saúde pelo *Center for Sensory Research Stockholm*, enfocando todos os efeitos do ruído sobre a comunidade foi realizado por **BERGLUND e LINDVALL (1995)**.

Na década de 30, já se debatia os efeitos prejudiciais do ruído sobre o homem. **OBATA e MORITA (1934)**, realizaram vários experimentos e concluíram que o ruído tem grande influência sobre a eficiência humana. **BERRIEN (1946)**, estudou os efeitos do ruído sob o prisma da psicologia, concluindo haver uma deterioração na eficiência das pessoas. **PERLMAN (1941)** associa a perda de audição a exposição ao ruído no trabalho, citando máquinas como martetele pneumático, motores a gasolina e Diesel e máquinas de rebitar como as mais prejudiciais. **HOOD (1950)** estudou a fadiga auditiva causada por ruído, avaliando os diversos efeitos pós-estímulo. Os efeitos do ruído em função da freqüência, foi analisado por **BROADBENT (1957)**, que concluiu ser necessária uma imediata redução nos níveis de ruído em locais de trabalho e uma "mais urgente" redução nas altas freqüências desse ruído. **PLUTCHIK (1959)**, estudou os efeitos das altas intensidades de som no desempenho, sentimento e fisiologia humanas. Um trabalho semelhante foi realizado por **JERISON (1959)**, observando alterações fisiológicas na exposição a ruídos acima de 80 dB. **KRYTER et al. (1961)**, estudaram a diminuição da inteligibilidade da linguagem em locais ruidosos, e concluíram que a máxima interferência ocorre para freqüências abaixo de 2 kHz.

Com respeito a ruído de máquinas na agricultura, o primeiro estudo existente é de **BUNCH (1937)**, que apresentou o audiograma de um trabalhador rural de 26 anos com perda bilateral de audição em altas freqüências, concluindo ser "provavelmente devido ao ruído do trator". Wilson, citado por **LIERLE e REGER (1958)**, em 1941, apresentou 4 audiogramas de trabalhadores rurais que operavam tratores, afirmando que "*tipicamente demonstra um dano coclear, de origem traumática na membrana basilar*" e "*o trator atualmente é ainda uma fonte desconhecida de surdez ocupacional*".

O primeiro estudo sobre os efeitos do ruído em operadores de tratores, surgiu na Nova Zelândia, em 1956. Foi feita a avaliação em 28 tratoristas, comparando-se o resultado com outros 28 trabalhadores de escritórios, concluindo que apenas 29 ouvidos dos tratoristas e 44, dentre os escriturários, eram normais (**BELL, 1956**).

Um estudo bastante completo sobre a sensibilidade auditiva em trabalhadores rurais, foi realizado por **LIERLE e REGER (1958)**, que avaliaram uma amostragem de 80 operadores. Afirmaram que "*o ruído do trator é suficientemente alto em intensidade para produzir, com freqüência, perdas auditivas nos operadores com ouvidos susceptíveis, se a exposição for acima de um período de alguns anos*", além de recomendar um estudo anti-vibratório na estrutura do trator. Dos 80 operadores, 40 apresentaram perda bilateral de audição acima de 5 dB; 24 não apresentaram perda em nenhum dos ouvidos, e 16 operadores tiveram perda unilateral. Cabe lembrar que os critérios de avaliação de perda de audição usados pelo autor, têm como referência as curvas de presbiacusia, pouco utilizados atualmente.

**WESTON (1963)** estudou os efeitos do ruído de tratores agrícolas em operadores. Avaliou 53 tratoristas, sendo 19 operadores de tratores com até 50 HP, e 34 com mais de 50 HP. O audiograma médio dos tratoristas mostrou uma curva característica de disacusia ocupacional, com valor máximo em 4 kHz e 42 dB (sem correção por presbiacusia), e 28 dB (com correção).

Em 1966, um interessante trabalho alertava a todos os agricultores para o uso de abafadores nos ouvidos. Lembrava dos problemas da audição, e dos níveis de ruído das máquinas agrícolas (**SHAMBAUGH, 1966**).

Embora a área audiológica tenha tido um grande desenvolvimento a partir da década de 40, somente em meados dos anos 60 os pesquisadores passaram a relacionar a perda da audição com o nível de vibração aplicado ao trabalhador. **JAUHIAINEN et al. (1950)**, estudaram o efeito da vibração global (whole body vibration : vibração de corpo inteiro) na cóclea, mostrando ser o aparelho auditivo mais sensível às baixas frequências. **GIERKE (1968)**, estudou a resposta do corpo humano à forças dinâmicas, fazendo uma análise completa dos valores toleráveis, para cada direção da vibração. O autor cita a operação de tratores, como uma das atividades de maior fadiga. **PÍNTER (1973)**, realizou um importante estudo relacionando o ruído e a vibração com as alterações na sensibilidade auditiva. Tomou 4 grupos de trabalhadores: operadores de tratores agrícolas, lenhadores, trabalhadores de serraria, e de indústrias têxteis. Conforme o autor, o primeiro e terceiro grupos, estão submetidos a níveis de ruído entre 90 e 98 dB(A), sendo que o primeiro grupo também está exposto à vibração; o segundo e quarto grupos, estão submetidos a níveis de ruído entre 96 e 101 dB(A), sendo que o segundo grupo também está exposto à vibração. Dentre os grupos, os tratoristas apresentaram maior porcentagem de perda de audição induzida pelo ruído, acusando, em média, 40 dB (6 kHz); os trabalhadores de serraria 28 dB; os lenhadores 25 dB, e os trabalhadores têxteis 22 dB. É importante lembrar que o autor usou o princípio da mesma energia, como método de análise. **YOKOYAMA et al. (1974)**, estudaram a TTS produzida por exposição à vibração, ao ruído e à vibração mais ruído, e concluíram que o efeito simultâneo dos dois estímulos, incrementa a vulnerabilidade do aparelho auditivo. **WASSERMAN (1980)**, fez uma revisão sobre o estudo da vibração ocupacional nos Estados Unidos, estimando em 8 milhões o número de trabalhadores (entre operadores de tratores, caminhões, ônibus, os operários que trabalham com trituradores, martelões, etc) daquele país, expostos à vibração. **PYYKKO et al. (1981)**, estudaram a perda de audição em lenhadores, em função da alta vibração que recebem através das mãos. Diagnosticaram grandes alterações no limiar auditivo, mesmo naqueles que utilizavam protetores auriculares. **HAMERNIK et al. (1981)**, estudaram a influência da vibração na mudança da sensibilidade auditiva, e concluíram que a vibração pode influir na etiologia da perda auditiva. **HAMERNIK et al. (1989)**, estudaram os efeitos ototraumáticos do ruído e vibração aplicados conjuntamente, e concluíram haver uma forte tendência de aumento da perda de audição, quando o ruído e a vibração são usados como estímulos. Embora os autores não tenham citado, é importante lembrar que a exposição ao ruído e vibração, é a situação que mais se aproxima das condições de trabalho do tratorista. **MANNINEN (1983)**, estudou os efeitos da vibração global senoidal e do ruído em várias intensidades e frequências. Citou que "*...tratores agrícolas e florestais, ... e máquinas de movimento de terra, são, talvez, as maiores fontes de vibração de baixa frequência*". O autor realizou 370 experimentos, concluindo que a TTS é maior para ruídos com bandas de frequências próximas de 4 kHz, e vibrações entre 4 e 5 Hz. **AMIROUCHE e IDER (1988)**, fizeram uma análise biodinâmica do corpo humano, quando submetido à vibrações de baixas frequências. Trabalharam na faixa de 2 a 15 Hz (valores típicos para a vibração vertical do banco do tratorista), e concluíram existir maior desconforto entre 2 e 6 Hz. **McLEOD e GRIFFIN (1989)**, estudaram os efeitos da vibração global para vários tipos de trabalho, citando as frequências próximas de 4 Hz como as mais prejudiciais.

Um importante trabalho foi publicado por **CANTRELL (1974)**, que estudou todos os efeitos do ruído sobre o homem. No estudo 20 homens saudáveis foram confinados por 55 dias em um dormitório, em cujo teto estavam instalados 118 alto-falantes que emitiam, durante todo o tempo, níveis de ruído determinados. Os voluntários tiveram avaliação

audiométrica, médica e psicológica. Os resultados mostraram alterações audiológicas, bioquímicas, psicológicas e no sono para níveis acima de 80 dB.

Na Noruega, **SJØFLOT (1982)** realizou uma pesquisa com o objetivo de analisar as condições ergonômicas dos tratores fabricados naquele país e as doenças ocupacionais dos tratoristas. Entrevistou 280 operadores de tratores sobre as dificuldades que encontram na operação da máquina. Os resultados mostraram : para a pergunta "você tem problemas com a audição ?", 62,6 % respondeu *nunca*; 16,8 % respondeu *às vezes*; 11,0 % *muitas vezes*; e 9,5 % *sempre*. Para a pergunta "você usa protetor auricular ?", 28,9 % respondeu *nunca*; 35,4 % respondeu *às vezes*; 17,7 *muitas vezes*; e 18,1 *sempre*. Com respeito a detalhes ergonômicos, foi perguntado aos tratoristas sobre a importância de se reduzir o ruído dos tratores: as respostas foram de 11,3 % para "*não importante*"; 40,2 % para "*importante*"; e 39,5 % para "*muito importante*".

Em 1983, a Universidade do Missouri conduziu uma pesquisa para avaliar a sensibilidade auditiva de agricultores. A metodologia consistiu em avaliar a audição de 161 homens agricultores, comparando com 129 trabalhadores de escritório da área urbana de Missouri. Os resultados mostraram um maior risco de perda de audição para os agricultores, principalmente para as frequências de 2000 a 4000 Hz, para o grupo de 25 a 64 anos. Nos testes de comunicação, os agricultores falharam em 16,8 % e os trabalhadores de escritório em 6,2 % (**THELIN et al., 1983**).

Em 1984, foi realizado um estudo sobre as condições de saúde de 106 agricultores (homens), com idade entre 32 e 67 anos. Sobre a perda de audição, os autores (**PFEIFFER et al., 1984**) concluíram que, na totalidade, os trabalhadores tiveram sua audição alterada, atribuindo essas perdas à exposição ao ruído do motor de tratores. A Figura 2.9 mostra a perda de audição por faixa etária encontrada pelos autores.

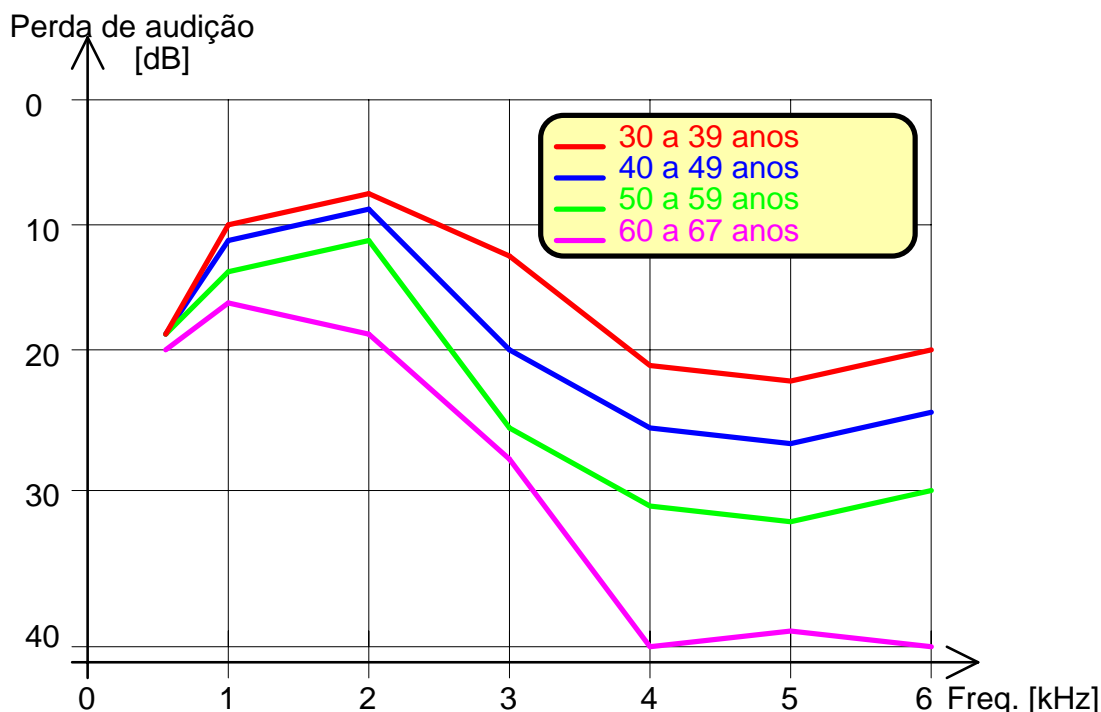


Fig. 2.9 - Perda de audição por faixa etária de agricultores (**PFEIFFER, 1984**).

**KARLOVICH et al. (1988)** avaliou a sensibilidade auditiva em 534 homens e 278 mulheres entre 16 e 85 anos, residentes em áreas rurais. Usou as frequências entre 1000 a 8000 Hz na análise, ou seja, com o objetivo de estudar as hipoacusias advindas de exposição ao ruído (de 3000 a 6000 Hz) e as presbiacusias (altas frequências). Os resultados

mostraram uma predominância das perdas auditivas nos homens, por terem maior contato com equipamentos agrícolas. 25 % dos homens com idade até 30 anos acusaram problemas de comunicação, sendo que essa proporção cresce para 50 % para idade até 50 anos. Nesse mesmo ano, **SMITHUSRT (1988)** publicaram um estudo epidemiológico sobre 162 acidentes com tratores ocorridos na Austrália entre 1964 e 1966, citando os altos níveis de ruído e vibração como aspectos que merecem especial atenção na área de máquinas agrícolas.

Utilizando-se uma amostragem de 872 estudantes agricultores, **BROSTE et al. (1989)** avaliaram a sensibilidade auditiva durante três anos, comparando com um grupo de controle formado por estudantes não envolvidos com agricultura. Os resultados indicaram uma prevalência da perda de audição nos estudantes que tinham contato com máquinas agrícolas. Como poucos estudantes usavam proteção individual, o autor sugeriu o uso desse equipamento para reduzir o risco de aumento da perda auditiva.

**THELIN (1990)** estudou os problemas de saúde e de segurança de trabalhadores agrícolas e cita o programa desenvolvido na Suécia como exemplo. Com respeito ao ruído, comenta que, naquele país, foi adotado o uso de protetores auriculares no setor agrícola nos anos setentas. Atualmente a porcentagem de agricultores com perda de audição é menor que 5%.

**MAY et al. (1990)** estudaram os efeitos do ruído em trabalhadores de áreas agrícolas. Usaram 49 agricultores que trabalhavam 40 horas por semana, nos quais realizou-se uma otoscopia seguida de audiometria por via aérea. A porcentagem de ouvidos com perdas maiores que 20 dB para as frequências de 3k, 4k e 6k foi de 55 % para o ouvido direito e 65 % para o ouvido esquerdo.

No Brasil, o estudo das perdas de audição induzidas pelo ruído, tem se concentrado no campo industrial. Na área agrícola, **MADUREIRA et al. (1990)**, realizaram uma análise otológico-audiométrica em 84 tratoristas, e concluíram que "*a incidência de perdas auditivas induzidas por ruído permaneceu em torno de 64 %*. *Esse número é visivelmente elevado e significativo, e deixa claro as condições insalubres de trabalho dos tratoristas*". **FERNANDES e MADUREIRA (1991)**, analisaram a perda de audição em tratoristas de usinas de açúcar e álcool, encontrando 64,2 % dos operadores com déficit auditivo causado pelo ruído.

Em 1991, o National Institute for Occupational Safety and Health (NIOSH), órgão federal dos Estados Unidos, promoveu uma Conferência sobre Segurança e Saúde na Agricultura. Um dos temas de maior evidência foi o ruído e a perda de audição dos trabalhadores agrícolas. Eis alguns trabalhos expostos: **NOVELLO (1991)**, em palestra de abertura, mostrou a grande quantidade de agricultores com perda de audição induzida por ruído, indicando o trator como principal elemento causador. Ainda cita que "*aproximadamente 323.000 agricultores são expostos aos riscos do ruído. A perda de audição tem sido encontrada em um quarto dos agricultores jovens e em metade dos adultos*". **MERCHANT (1991)** mostrou que muitos estudos concluem sobre a existência de perda de audição bilateral e em altas frequências em agricultores, atribuindo ao alto nível de ruído em máquinas. Mostra a necessidade de pesquisas para atenuação desses ruídos e para proteção dos trabalhadores. **MARVEL (1991)** apresentou um trabalho completo sobre ruído e estresse. Cita que qualquer nível de ruído acima de 85 dB deve ser considerado perigoso e que muitos equipamentos agrícolas, principalmente o trator, emitem níveis acima desse valor. **MADSEN (1991)**, discorrendo sobre as novas tecnologias em equipamentos agrícolas, cita a importância de se reduzir o ruído e as vibrações para melhorar o rendimento dos operadores. **CROWLEY (1991)** classifica as doenças mais comuns na agricultura, colocando a perda de audição induzida por ruído entre as cinco de maior frequência. **KONS (1991)**, fazendo um estudo ergonômico das máquinas agrícolas, indica o ruído como um dos

principais problemas. **HOGLÜND (1991)**, em sua palestra sobre projeto de máquinas, cita que *"a perda de audição induzida por ruído é muito freqüente entre agricultores"*. **SCHNIEDER (1991)** mostra a importância de se amortecer o ruído em máquinas agrícolas. **BAKER (1991)** descreve a importância de considerar os fatores humanos no projeto de máquinas agrícolas. **THEMANN e HENDERSON (1991)** citam que *"...dez por cento dos 3,6 milhões de agricultores americanos e uma parte desconhecida dos 11,8 milhões de membros das famílias desses agricultores são expostos a uma média diária de ruído que excede a 85 dB(A)..."*. Acrescenta que o problema é mais grave quando sabe-se que, em períodos de pico, a exposição é de 12 a 15 horas diárias.

**MARVEL et al. (1991)** fizeram um estudo sobre a perda de audição de 49 trabalhadores rurais americanos. Os dados foram comparados com um grupo de controle de pessoas que não trabalham na agricultura. Os resultados mostraram que 65 % dos agricultores tiveram perda de audição em altas frequências e 37 % tiveram perdas em médias frequências, contra 37 % e 12 %, respectivamente, do grupo de controle. Usando a mesma metodologia, **PLAKKE e DARE (1992)** fizeram um estudo sobre a perda de audição em agricultores americanos. Comparou a sensibilidade auditiva de agricultores expostos apenas a ruído na área agrícola com pessoas não expostas a esse tipo de ruído. Os resultados mostraram que *"... a sensibilidade auditiva dos agricultores é significativamente pior que a do grupo de controle"*.

**FIORINI et al. (1994)** citou que, no Brasil, *"... as últimas estatísticas do INSS acusam a perda auditiva induzida por ruído entre os cinco acidentes mais comuns do trabalhador brasileiro..."* e fez um estudo comparativo de seis critérios de classificação da perda auditiva. Usaram 100 audiometrias de trabalhadores de indústria metalúrgica, e concluíram haver grandes diferenças entre os diversos critérios e dificuldades em classificar a perda auditiva induzida por ruído.

Em 1994, a **SECRETARIA DE ESTADO DA SAÚDE (1994)**, com o objetivo de padronizar os diagnósticos audiológicos, criou a "Norma técnica que dispõe sobre o diagnóstico da perda auditiva induzida por ruído e a redução e controle do ruído nos ambientes de trabalho", que adota a classificação de **MERLUZZI (1979)** como critério de avaliação.

**FERNANDES et al. (1995b)** estudou a perda de audição em operadores de tratores industriais. Utilizou uma amostragem de 10 tratoristas, os quais foram examinados por um médico e por uma fonoaudióloga, que realizava as audiometrias. Os resultados mostraram 60% dos tratoristas com perda de audição induzida por ruído em diversos graus.

## **2.3. - Métodos para Redução do Ruído em Máquinas**

### **2.3.1. - Metodologia Geral**

Os métodos usados para controlar o ruído (e seus efeitos) em máquinas são bastante conhecidos e se baseiam na atuação em 3 frentes: na fonte do ruído, no seu meio de propagação, e no receptor (o homem).

**ALEXANDRY (1982)** detalhou estas formas de controle do ruído, mostrando as diversas soluções para cada forma de controle. **FERNANDES (1994c)** hierarquizou as etapas do controle : em primeiro deve-se atuar na fonte, depois no meio e, por último, o controle no operário.

A fonte é a própria causa do ruído, e a sua eliminação significa a eliminação do ruído; é a maneira mais óbvia e eficiente de "controlar" o ruído. O controle no meio se

refere a colocação de barreiras que impeçam que a energia sonora emanada da fonte consiga chegar ao receptor. O controle no receptor tem como único objetivo evitar que ouvido humano seja lesado através de protetores auriculares; é o pior dos métodos, pois o ambiente se mantém poluído, dificulta a comunicação oral e é muito desconfortável.

No caso dos tratores, as 3 soluções podem ser empregadas :

◆ O uso de protetores auriculares pelos tratoristas se mostrou ineficiente, em função do incômodo que causam pelo calor e poeira existentes no local de trabalho. **FERNANDES (1991c)** mostrou que entre 111 tratoristas pesquisados 92,8 % declarou não usar o protetor, citando como principal razão o desconforto. **GERGES (1992)** afirmou que o "*conforto e durabilidade (dos protetores) são fatores mais importantes do que um ganho de poucos decibéis a mais de atenuação...*", citando a higiene, o desconforto, os efeitos na comunicação e na localização direcional, e a segurança como fatores a serem considerados no uso de protetores.

◆ A segunda solução, controle do ruído no meio, seria a adoção de barreiras entre a fonte (motor e seus acessórios) e o trabalhador. Neste caso a cabine seria a solução mais completa, pois, além de isolar o tratorista do ruído do trator, também o protegeria do calor, frio, chuva, poeira, insetos, deriva de defensivos agrícolas, gases provenientes do escapamento, etc. Um estudo completo sobre segurança e ergonomia em máquinas agrícola foi realizado por **ROBIN (1987)**, que apresentou todos os aspectos geradores de desconforto para o operador de tratores de maneira muito clara. O grande inconveniente da cabine é o seu custo extremamente alto, pois necessita ter um isolamento acústico, térmico e vibratório. Isto significa que deve ser construída de chapa acústica, ter vidros grossos, ter um ar-condicionado de grande potência e com filtros contra poeira, e ser assentada sobre a estrutura do trator com isolantes anti-vibratórios, além de ser construída para resistir ao tombamento do trator. Essas razões levam os fabricantes de tratores a afirmarem que o mercado brasileiro não comporta a fabricação de uma cabine para tratores, que, segundo eles, teria um custo em torno de US\$ 8 mil, que significaria entre 20 e 25 % do preço de um trator médio (**FOLHA DE SÃO PAULO, 1993**). **FERNANDES et al. (1991b)** fizeram um estudo sobre a qualidade das cabines usadas nos tratores brasileiros, e **ROLLAND (1987)** mostrou o isolamento vibratório necessário ao projeto de uma cabine.

◆ A solução mais viável seria o controle do ruído na fonte, que embora seja a solução mais direta, ela pouco tem sido utilizada na prática. Mas, seria possível, trabalhando-se apenas no motor e seus componentes, reduzir-se o ruído que chega ao ouvido do operador para níveis aceitáveis ?

A identificação das fontes sonoras do motor, suas intensidades e bandas de frequências, seria o primeiro passo para a atenuação do ruído na fonte. A etapa seguinte seria tomar os pontos de maior nível de ruído e reprojeta-los, visando a atenuação do ruído.

### **2.3.2. - Identificação das Fontes de Ruído em Tratores**

**ROWLEY (1967)** estudou as diversas fontes de ruído de tratores, obtendo vários espectros. Encontrou, para um trator Diesel de médio porte, o espectro do ruído total como mostrado na Figura 2.10. Também apresentou o espectro do ruído do trator sem o ruído da dos gases de exaustão.

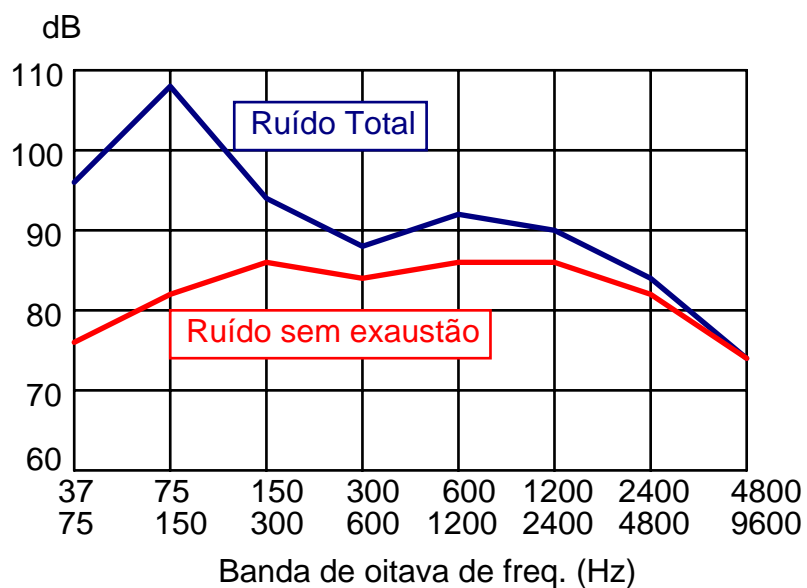


Figura 2.10 - Espectro de ruído de um trator (total e sem a exaustão dos gases)(**ROWLEY, 1967**).

Os dados da Figura 2.10 deixam claro ser o ruído do escapamento o responsável pela maior parcela do ruído total do trator. Na Figura 2.11, o mesmo autor apresenta as intensidades de cada fonte do motor de um trator de porte médio.

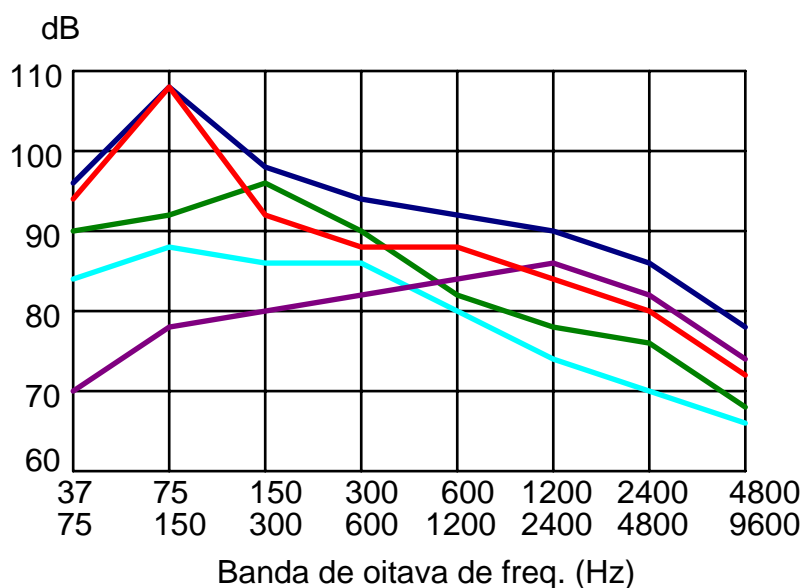


Fig. 2.11 - Espectro das diversas fontes de ruído do motor de um trator segundo **ROWLEY (1967)**. **▲ Ruído Total**; **▲ Ruído da Exaustão**; **▲ Ruído da Hélice**; **▲ Ruído do filtro de ar**; **▲ Ruído da vibração mecânica**.

Observando-se as Figuras 2.10 e 2.11, pode-se obter vários dados importantes:

▶ a simples atenuação do ruído de exaustão pode fazer com que o ruído total diminua abaixo de 90 dB. Um trabalho conjunto de atenuação do sistema de escape, da hélice, e do sistema de aspiração do ar, pode diminuir o ruído total para níveis considerados salubres.

▶ o espectro de frequências do ruído de exaustão é bastante diferenciado dos demais, apresentando um pico na frequência de pulsação de saída dos gases. **FERNANDES**



(1991c) estudou o espectro do ruído da exaustão de gases, concluindo que (para um motor de 4 tempos) o pico ocorre na frequência  $F_p$ , dada pela equação:

$$F_p = \frac{R_m \cdot N_c}{120} \quad (2.1)$$

onde :  $F_p$  = frequência da componente fundamental do ruído dos pulsos dos gases [Hz]  
 $R_m$  = rotação do motor [rpm]  
 $N_c$  = número de cilindros do motor.

▶ o espectro de frequências do ruído da hélice também apresenta um pico. Neste caso o ruído se concentra na frequência  $F_e$  e suas harmônicas  $2.F_e$ ,  $3.F_e$ , etc., onde:

$$F_e = \frac{R_m \cdot N_p}{60} \quad (2.2)$$

onde :  $F_e$  = frequência da componente fundamental do ruído das pás da hélice [Hz]  
 $R_m$  = rotação do motor [rpm]  
 $N_p$  = número de cilindros do motor.

**ALFREDSON e DAVES (1970)** realizaram um estudo completo sobre as pressões que ocorrem no tubo de exaustão de gases de um motor. Mediram as flutuações na pressão dos gases no interior e na saída do sistema de escape, concluindo ser possível trabalhar com a impedância acústica para atenuar o ruído.

Em 1972, **OLSON (1972)** apresentou um estudo bastante completo sobre o ruído gerado por veículos em áreas urbanas. Evidentemente que o autor não analisou o ruído emitido por tratores agrícolas, porém ele apresenta os resultados dos espectros de automóveis, ônibus, caminhões, cavalos-mecânicos que têm motores muito semelhantes aos tratores. O autor apresenta o espectro do ruído total (não investigou as fontes) de mais de 50 veículos, todos com a forma semelhante à Figura 2.10.

Em 1973, o *Institute of Sound and Vibration Research (UK)* realizou um levantamento sobre o ruído emitido por motores, principalmente o Diesel. **RAFF e PERRY (1973)** apresentam os resultados desta pesquisa, mostrando os espectros médios de ruído encontrados e as frequências de maior nível. Também é apresentado um estudo sobre o nível de perturbação que os veículos motorizados causam à população.

Partindo de um estudo sobre o ruído de tráfego de veículos, **HILLQUIST e SCOTT (1975)** estudaram as fontes de ruído em todos os tipos de veículos motorizados. Mediram o ruído emitido por caminhões, automóveis e motocicletas, analisando as fontes de ruído. A Figura 2.12, reproduzida desta publicação, mostra os resultados finais que os autores obtiveram.

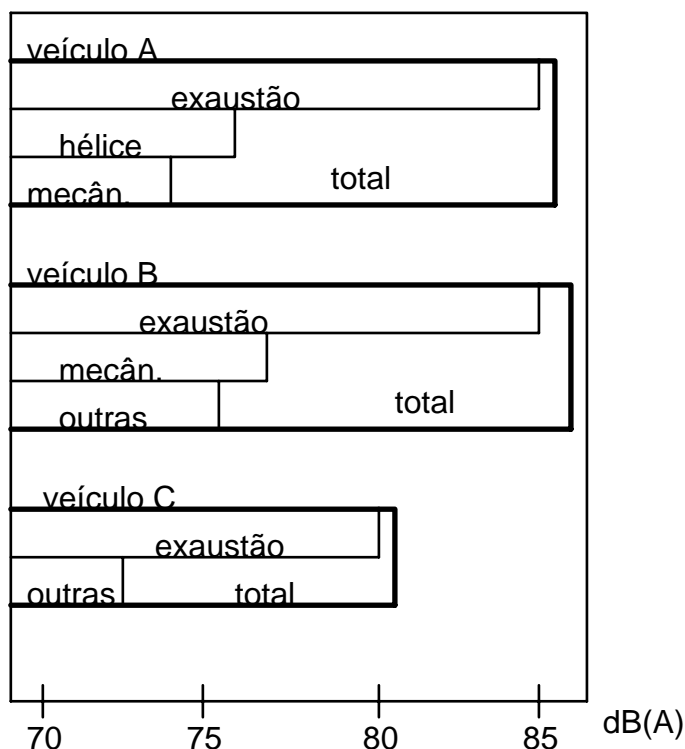


Fig. 2.12 - Reprodução dos resultados obtidos por **HILLQUIST e SCOTT (1975)** sobre as fontes de ruído em veículos.

**THOMPSON et al. (1983)** também pesquisaram a identificação de fontes de ruído em motores. Trabalharam com motores de pequeno porte, concluindo ser a exaustão dos gases a principal fonte, acompanhada da radiação mecânica por vibração. O ruído gerado pela admissão de ar e pela hélice se mostraram muito baixos.

**KANTARELIS e WALKER (1988)**, estudando o ruído emitido por motores Diesel de locomotivas, encontraram espectros dentro do padrão já comentado, com um pico na frequência de emissão dos gases.

### **2.3.3. - Redução do Ruído no Sistema de Exaustão dos Gases**

A redução do ruído de exaustão dos gases de motores a combustão é realizada pelo seu sistema de exaustão, popularmente chamado de escapamento. Neste sistema o silencioso é o principal elemento, merecendo um projeto bastante esmerado.

Os fundamentos de projeto de silenciosos (teoria de filtros e ressonadores acústicos) são conhecidos desde a década de 50. Basicamente, os silenciosos são classificados, em função da maneira de atenuar o som, em três tipos principais:

➡ o dissipativo (ou absorvivo) : a transmissão da energia sonora é reduzida por absorção ao passar por uma câmara que contém materiais fono-absorventes. Normalmente consiste em um tubo perfurado instalado dentro de uma câmara com lã de vidro ou lã de basalto. Este tipo de silencioso proporciona uma pequena contra-pressão e tem grande eficiência a altas frequências.

➡ o reativo (ou reflexivo) : a onda sonora se move através de câmaras com diferentes formatos e volumes. A grande variação da impedância acústica faz com que uma pequena fração da energia acústica passe por essas discontinuidades. A maior parte da onda

sonora se converte em onda refletida que volta em direção à fonte. Este tipo apresenta boa eficiência em uma faixa de frequência bastante larga, incluindo as baixas frequências, importantes para os motores a combustão interna.

➡ com controle ativo: cujo princípio é captar o campo acústico no duto do sistema de exaustão e gerar um sinal invertido através de um alto-falante. Embora já tenha obtido bons resultados, é um sistema ainda em desenvolvimento.

**HARRIS (1957)** dedica todo o capítulo 21 de seu livro ao estudo de filtros acústicos e silenciosos. Apresenta todos os tipos de silenciosos reativos, indicando serem os mais indicados para motores a combustão interna. Apresenta também um roteiro para dimensionamento de cada tipo.

**WATTERS et al. (1959)** aplicaram a análise de Fourier ao sinal (velocidade) dos pulsos dos gases, concluindo se tratar de uma forma de onda quase retangular com tempo igual a um quarto do período. Esta conclusão confere com a teoria, pois a exaustão dos gases se dá durante a abertura da válvula de descarga, ou seja, durante o tempo de exaustão em um motor de 4 tempos. A Figura 2.13 reproduz o gráfico apresentado pelo autor. O autor construiu vários silenciosos reativos concluindo ser possível dimensionar o sistema para determinadas bandas de frequências.

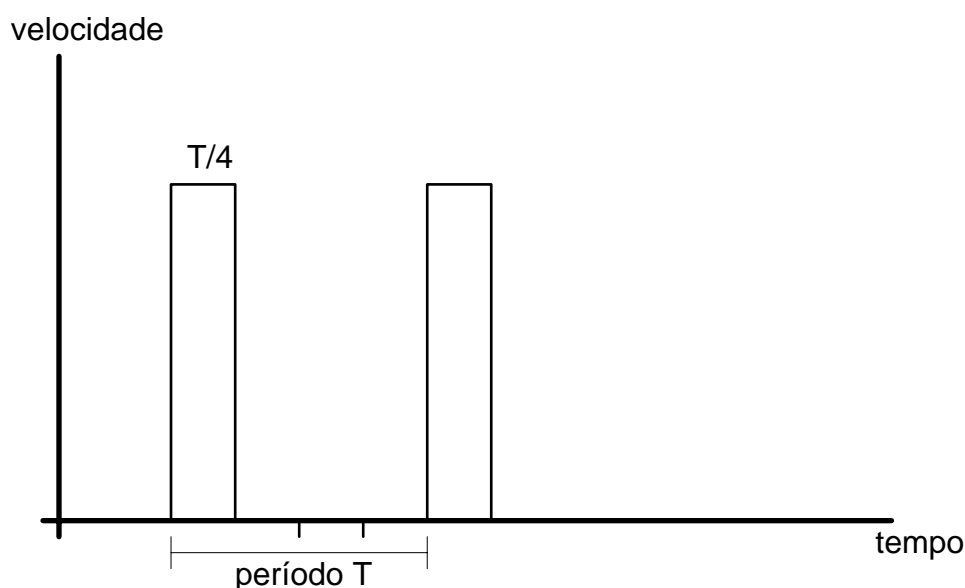


Fig. 2.13 - Reprodução dos resultados obtidos por **WATTERS et al. (1959)**.

**VIOLA (1984)**, utilizando-se da Norma Italiana para ensaios de ruído de tratores (*Codice della Strada*), ensaiou 133 tratores (sendo 53 4x4 e 80 4x2) nas duas condições especificadas pela norma : trator imóvel e em movimento. Segundo a Norma Italiana, a homologação do trator é condicionada à aprovação do tipo de silencioso usado, devendo se enquadrar nos seguintes níveis : 94 dB(B) para tratores com motor pluricilíndrico de 4 tempos; 98 dB(B) para tratores com motor a 2 tempos ou monocilíndrico de 4 tempos; 90 dB(B) para outras máquinas agrícolas. Na metodologia usada, o medidor foi instalado a 7 m de distância do trator, com uma altura do solo entre 1,00 e 1,25 m. Os níveis de ruído encontrados estão nas Figuras 2.14 (trator imóvel) e 2.15 (trator em movimento). O autor ainda cita que a Comunidade Econômica Européia (CEE), em sua Norma nº 74/151 de 28/3/74 estabeleceu o nível de ruído máximo de 89 dB(A) para tratores com massa superior a 1500 kg, e 85 dB(A) para tratores com massa inferior a 1500 kg (para medições com a mesma metodologia da Norma Italiana). A CEE, em sua Norma 77/311, de 1977,

estabeleceu os limites para medições próximas ao ouvido do operador : níveis de 90 dB(A) para o trator em movimento (com esforço de tração), e 86 dB(A) com o trator em movimento retilíneo sem esforço de tração.

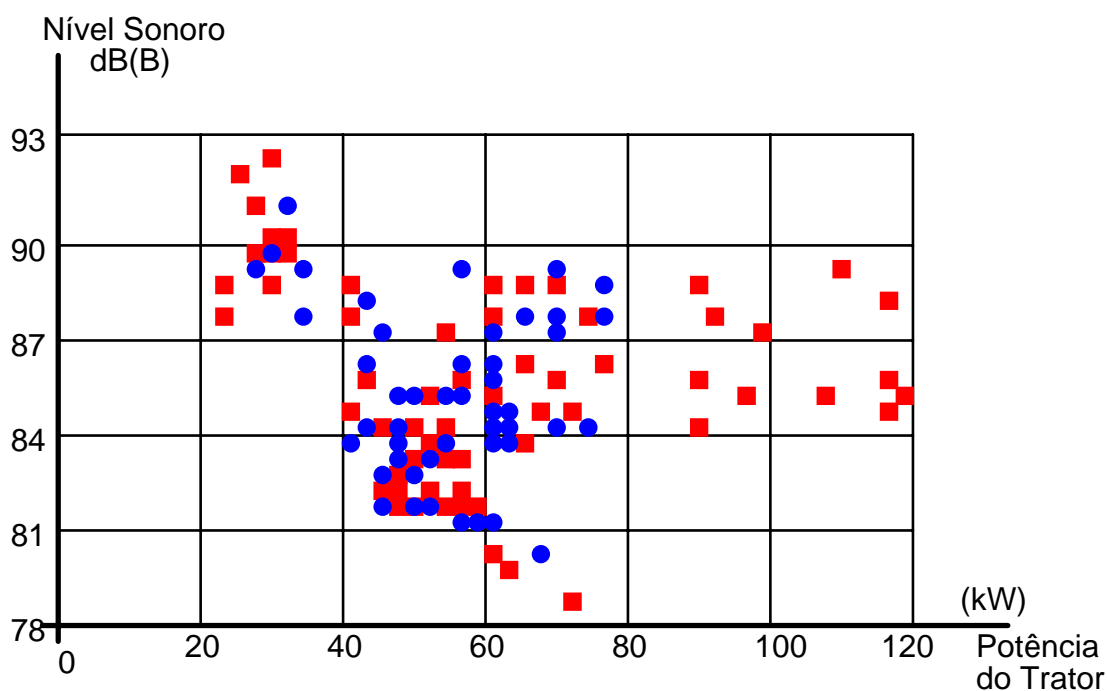


Figura 2.14 - Reprodução dos resultados obtidos por **VIOLA (1984)** para tratores imóveis - ■ trator 4x4; ● trator 4x2.

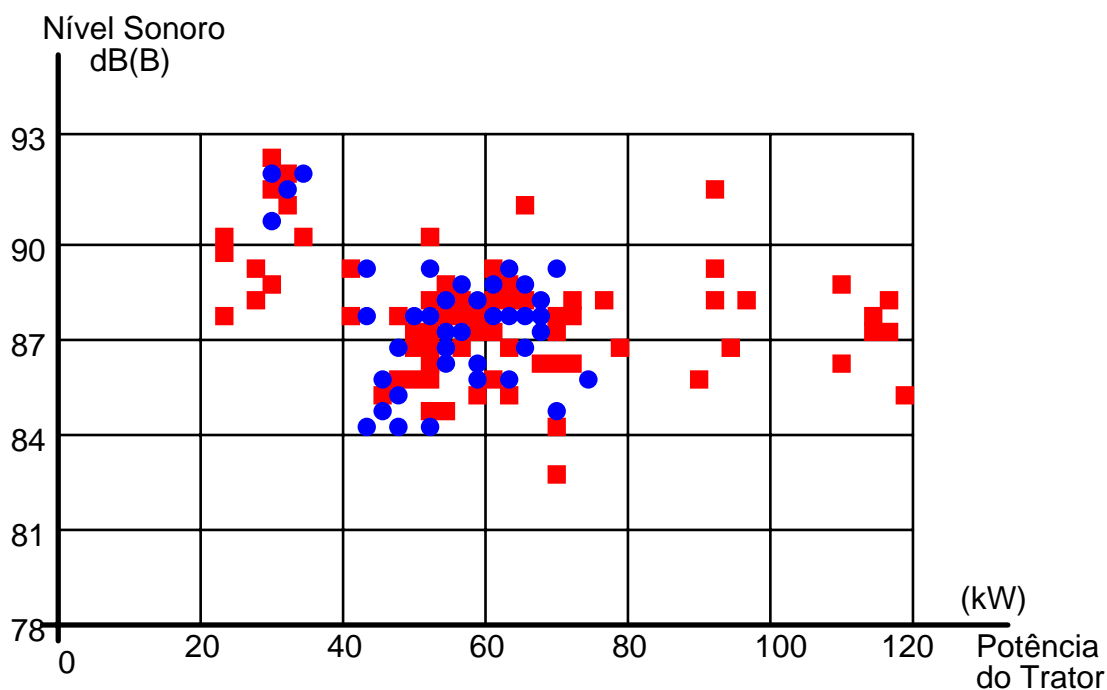


Figura 2.15 - Reprodução dos resultados obtidos por **VIOLA (1984)** para tratores em movimento - ■ trator 4x4; ● trator 4x2.

Os espectros de frequências obtidos por **FERNANDES (1991c)** para dois tratores também confirmam a predominância dos sons na frequência de emissão dos gases,

caracterizando a exaustão como a maior fonte. O autor também ressalta dois aspectos importantes destes dados: os valores estão acima das curvas de conforto (curvas NCB, propostas por Beranek) indicando extremo desconforto aos operadores, e os espectros cortam regiões de baixa frequência com altas intensidades, sendo o ruído percebido em forma de vibrações, com bastante prejuízo à saúde dos trabalhadores. **FUCHS (1994)** e **FUCHS et al. (1994)** também estudaram os efeitos dos sons de baixas frequências sobre o homem. A Figura 2.16 mostra a distribuição espectral encontrada por **FERNANDES (1991c)**.

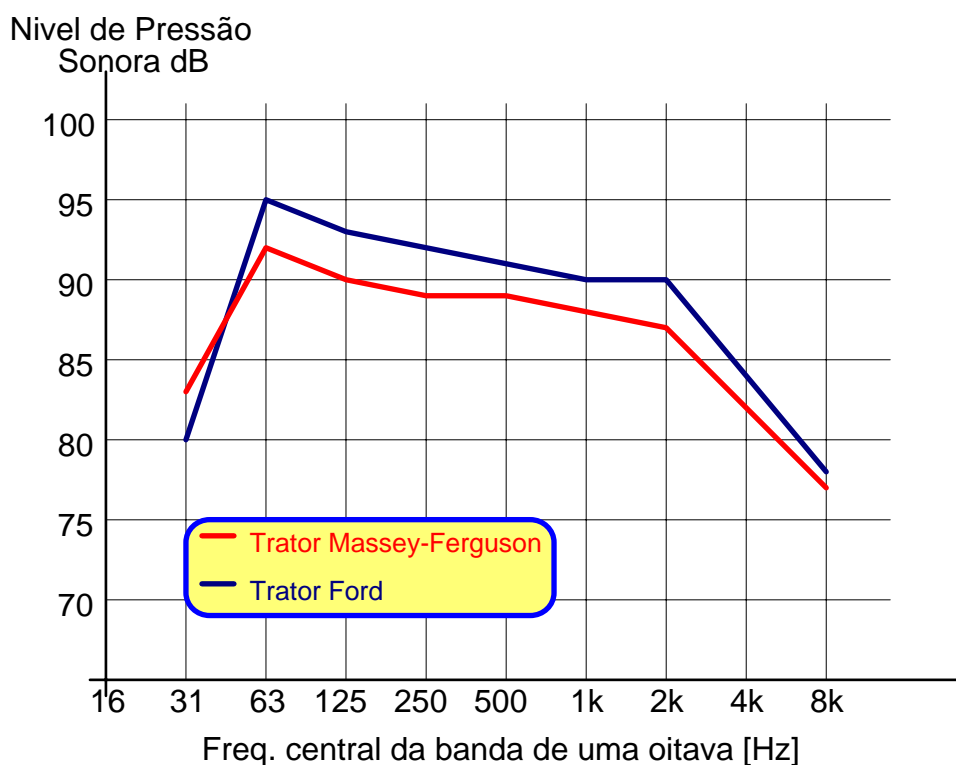


Fig. 2.16 - Reprodução dos resultados de **FERNANDES (1991c)**.

**GERGES (1992)** dedica um capítulo de seu livro ao projeto de filtros e ressonadores (reativos). O autor destaca a alta eficiência deste tipo de silencioso, principalmente para baixas frequências, indicando o seu uso para escapamentos de motores automotivos de combustão interna. Faz um estudo sobre as câmaras de expansão, classificando-as em câmaras de expansão simples, duplas, com orifício e duplas com orifício. O autor enfatiza que "*esses silenciosos são econômicos e com baixa perda de pressão do fluido*", o que indica uma pequena perda de carga na exaustão dos gases, não alterando o rendimento do motor.

Para aplicação em sistemas de exaustão de gases de tratores, o silencioso reativo é o mais usado (e mais indicado) pelas seguintes razões:

- ▶ ter grande atenuação para baixas frequências, banda onde se concentra a maior energia acústica do ruído do motor;
- ▶ não utilizar materiais absorventes, que não são recomendados para motores Diesel, pois embebem o resíduo do óleo da combustão, perdendo sua eficiência;
- ▶ serem de fácil construção, pois são formados apenas de câmaras.

No 15º Encontro da SOBRAC (Sociedade Brasileira de Acústica) e I Congresso Brasil/Argentina de Acústica, ocorrido em abril de 1994, grande número de trabalhos versaram sobre o ruído em veículos e sua atenuação. **CROKER (1994)** apresentaram uma

metodologia para projeto do sistema de escapamento veicular; **COELHO (1994)** mostrou o projeto de silenciadores de alto rendimento e baixo custo; **ONUSIC (1994)** fez uma análise completa das fontes de ruído de veículos e as possíveis soluções; **ALBERS e BRANDL (1994)** mostrou a importância em se reduzir o ruído em veículos em face das novas exigências da legislação; **LIMA et al. (1994)** identificou as fontes de ruído em motores ciclo Otto, concluindo ser próximo ao coletor de escape o ponto de maior nível; **KIMURA et al. (1994)**, utilizando-se de um analisador FFT (Fourier Fast Transform), mediu a atenuação do ruído em um escapamento veicular.

Em agosto de 1995, aconteceu o II Simpósio Brasileiro de Acústica Veicular (SIBRAV), onde vários trabalhos sobre medição, análise e redução de ruído de motores foram apresentados. **MURATORI e HAYASHI (1995)** estudaram o ruído de aspiração de motores através de simulação em laboratório, concluindo ser um método de menor custo, maior precisão e mais rápido, quando comparado com os testes tradicionais (em estrada); **COYETTE et al. (1995)** apresentaram o resumo de uma pesquisa que avaliou, por métodos numéricos, o projeto de otimização acústica de veículos, dedicando grande parte do trabalho para o projeto do sistema de exaustão dos gases do motor; **CONDE (1995)** estudou a poluição ambiental causada pelos veículos à vista da Norma ISO 14.000.

**PISTONO et al. (1995)** estudou três métodos de localização de fontes sonoras baseados na medição da intensidade acústica. Aplicou os métodos em um motor Diesel monocilíndrico de 10,5 kW. Os resultados apontaram para a exaustão dos gases como maior fonte de ruído, seguida da hélice. O autor apresentou também um diagrama com as fontes de ruído de um motor, reproduzido na Figura 2.17.

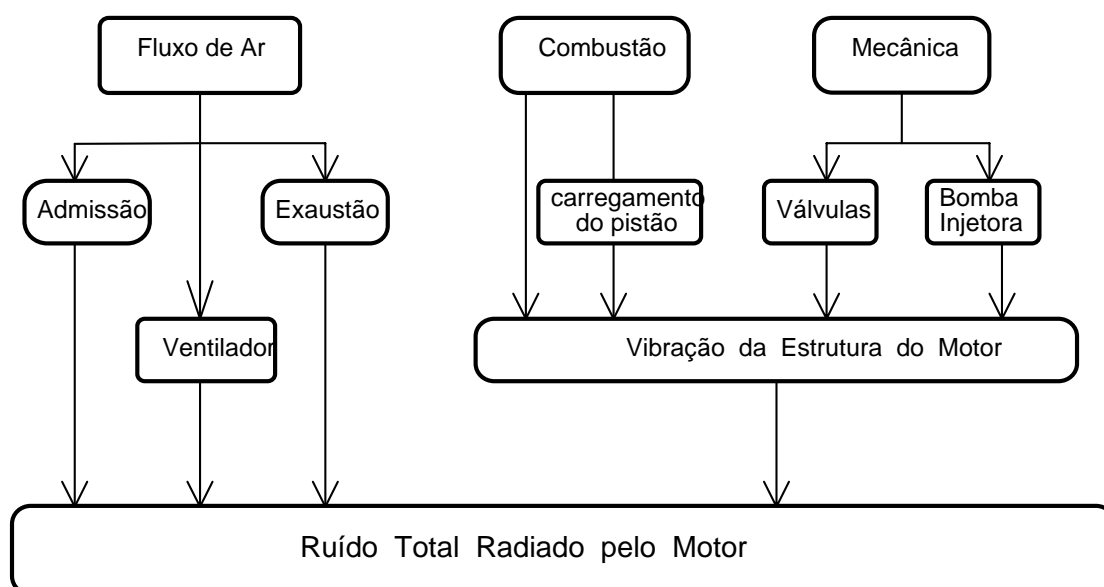


Figura 2.17 - Reprodução do diagrama de fontes de ruído de um motor Diesel, apresentado por **PISTONO et al. (1995)**.

## 2.4. - Proposta desta Pesquisa

A Revisão Bibliográfica apresentada mostrou com bastante clareza algumas situações da relação homem/máquina para tratores agrícolas:

- desde a década de 40 existe a preocupação com o conforto de máquinas agrícolas;

- na década de 50 apareceram as primeiras pesquisas que apontavam os altos níveis de ruído dos tratores e grande porcentagem de operadores com perda de audição;

- em 1977 surgia no Brasil a Portaria 3.214 que limitava a exposição ao ruído de trabalhadores (C.L.T.);

- em 1982 surgiu um método internacional (ISO) para medição do ruído no posto de trabalho de tratores agrícolas; em 1987 o método foi adotado no Brasil (NBR);

- nas décadas de 80 e 90 inúmeros trabalhos publicados mostraram que os tratores brasileiros emitem níveis de ruído muito acima do recomendado pelas leis e normas, causando sérios problemas de audição aos seus operadores.

- inúmeros trabalhos mostraram ser a exaustão dos gases do motor a principal fonte de ruído dos tratores, acompanhada do ruído da hélice e do filtro de ar;

- entre as soluções apresentadas nas pesquisas, a cabine é apresentada como a solução ideal, sendo porém contestada pelos fabricantes por razões econômicas;

- inúmeros trabalhos apontam para a possibilidade de grande atenuação do ruído de motores através de um projeto esmerado do sistema de exaustão dos gases e da hélice do sistema de arrefecimento.

Desta forma, este trabalho pretende, utilizando-se do método de redução do ruído na fonte (motor), atenuar o ruído dos tratores agrícolas para níveis que não ofereçam risco de perda de audição aos operadores, atuando nos pontos principais de geração de ruído (conforme a bibliografia) : o sistema de exaustão dos gases, a hélice do radiador, e o sistema de admissão (filtro) de ar.

### 3. - MATERIAL E MÉTODOS

#### 3.1. - Unidades e Definições

A escala de medida utilizada nas medições de ruído dos tratores, bem como na perda de audição dos tratoristas, foi o decibel (dB). A unidade de medida de intensidade sonora foi Watt por centímetro quadrado ( $W/cm^2$ ), enquanto que a unidade de medida de pressão sonora foi o Pascal ( $Pa = N/m^2$ ). Ambas as unidades podem ser representadas em decibels, que, por ser uma escala logarítmica de base 10, melhor representa a sensação da audição. Assim, a Intensidade Sonora, com a unidade em  $W/cm^2$ , é chamada de Nível de Intensidade Sonora (NIS) quando na escala em decibels; a Pressão Sonora, com unidade em Pa, é chamada de Nível de Pressão Sonora (NPS, ou SPL = Sound Pressure Level), quando na escala em decibels. As três equações seguintes definem o decibel:

$$1 \text{ Bel} = 10 \text{ decibels} \quad (3.1)$$

$$\text{NIS (dB)} = 10 \log \frac{I}{I_{\text{ref}}} \quad (3.2)$$

$$\text{NPS (dB)} = 20 \log \frac{P}{P_{\text{ref}}} \quad (3.3)$$

onde:  $I$  = Intensidade Sonora no local da medição ( $W/cm^2$ );

$I_{\text{ref}}$  = Intensidade Sonora do limiar da audição (1 kHz), correspondente a  $10^{-16}$   $W/cm^2$ ;

$P$  = Pressão sonora no local da medição (Pa);

$P_{\text{ref}}$  = Pressão sonora do limiar da audição (1 kHz), correspondente a  $20 \mu Pa$ .

Para a frequência do som, utilizou-se o Hertz (Hz), que corresponde a uma oscilação de período igual a um segundo. Para os filtros de frequência, utilizou-se as frequências padronizadas pela **INTERNATIONAL STANDARD ORGANIZATION (1962)** (Recomendação ISO R 266).

#### 3.2. - Material



### 3.2.1. - Equipamentos utilizados na avaliação do ruído

Os níveis de ruído do trator foram medidos de duas formas: nível total de pressão sonora, e por bandas de frequência.

Para a medição dos níveis totais do som, utilizou-se um medidor de nível de pressão sonora (decibelímetro) portátil, com as seguintes características:

- ◆ Marca : Entelbra (nacional)
- ◆ Modelo : ETB - 142.A
- ◆ Padrão IEC : Tipo I
- ◆ Indicação : Analógica
- ◆ Alcance Dinâmico : 20 dB a 140 dB
- ◆ Escala de Leitura : -10 dB a +10 dB
- ◆ Resolução : 1 dB de -6 a +10 dB
- ◆ Precisão : + 0,3 dB ref. 100 dB a 1000 Hz
- ◆ Respostas : Lenta (Slow) e Rápida (Fast)
- ◆ Curvas : "A" , "B" e "C"
- ◆ Microfone :
  - Marca : Entelbra (nacional)
  - Tipo: condensador tipo "L" (de acordo com a Norma ANSI S1-12-1976)
- ◆ Áudio Calibrador:
  - Marca : Entelbra (nacional)
  - Modelo: ETB - 135.B
  - Nível sonoro : 94 dB a 1000 Hz (23 °C)
  - Distorção : menor que 2%
- ◆ Acessórios e material de apoio:
  - protetor de vento
  - tripé
  - suporte de microfone
  - termômetro
  - anemômetro portátil.

A Figura 3.1 apresenta o medidor de nível de som portátil usado nas medições.

Para medição do som por bandas de frequência, foram usados dois equipamentos: uma placa aquisitora de dados LMS (Loudspeaker Measurement System), e uma placa de Sound Blaster, ambas acopladas a um computador. A placa LMS tem as seguintes características:

- Fabricante : Linear X (USA);
- Placa de 8 bits, tipo A/D (analógica/digital) própria para computador IBM-PC;
- 2 filtros dinâmicos com 5 opções de curvas;
- Banda de frequência: de 10 Hz a 100 kHz;
- THD (Distorção Harmônica Total): 0,015 %;
- Precisão para medição em dB:  $\pm 0,25$  dB;
- Formas de aquisição de dados: 14 tipos;

- Formas de registro: alta velocidade, e precisão (3 medições);
- Número de pontos : de 5 até 552;
- Microfone : condensador de precisão de 8 mm de diâmetro;
- Calibração da placa : feita através de software próprio;
- Calibração do microfone: feita através de software e curva de calibração.



Fig. 3.1 - Medidor de nível de som portátil usado nas medições.

A placa LMS trabalha com um software que faz toda a análise dos dados coletados pela placa. Sua principal característica é armazenar os dados em curvas espectrais, que podem ser agrupadas em bibliotecas de 20 curvas cada.

A placa de Sound Blaster tem as seguintes características:

- Fabricante : Creative Labs, inc. (USA);
- Placa de 16 bits, 16 canais;
- Processo "*sampling*" de gravação (digitaliza o sinal analógico);
- Frequência do sinal digital: de 11 a 44,1 kHz;
- Pistas de gravação : 2 (estéreo);

A placa de Sound Blaster trabalha com vários softwares que operam o sinal gravado.

Também foi utilizado um software para análise de sinais acústicos gravados em arquivos do tipo "*wave*". Este programa, chamado ***Spectrogram***, faz a análise FFT (Fast Fourier Transform) com alta resolução do som gravado pela placa de Sound Blaster. O Spectrogram tem as seguintes características:

- ◆ Resolução : 8 ou 16 bits;
- ◆ Frequência digital de trabalho : de 11 a 44 kHz;

- ◆ Escala de tempo (eixo horizontal): 2, 4 ou 8 milisegundos;
- ◆ Escala de intensidade sonora : em cores (do vermelho ao preto).

O computador utilizado para as medições foi um IBM-PC 386, com 8 MB de memória RAM, winchester (disco rígido) de 250 MB e demais acessórios.

A Figura 3.2 mostra o computador com o microfone acoplado à placa, durante uma sessão de ensaios.



Fig. 3.2 - Computador e acessórios durante as medições.

### **3.2.2. - Trator e equipamentos mecânicos utilizados**

O trator utilizado nos ensaios faz parte de um convênio entre a Massey-Ferguson e a Faculdade de Engenharia da Unesp (Bauru), para desenvolvimento de pesquisas. Apresenta as seguintes características:

- \* Marca : Massey Ferguson;
- \* Modelo : MF 290 (sem cabine, com capota e arco de segurança);
- \* Ano de fabricação : 1986
- \* Motor : Perkins
- \* Potência : 60,35 kW (82 CV)
- \* Aspiração : normal (sem turbo-compressor);
- \* Tração : 4x2 (2 rodas traseiras);
- \* Rotação de trabalho do motor : entre 1600 e 1900 rpm.

Durante a utilização do trator, este se encontrava em perfeitas condições de funcionamento, principalmente o sistema de exaustão de gases (escapamento).

Também foram utilizados tubos, chapas de aço, braçadeira, parafusos, solda, etc. para confecção do novo sistema de escape dos gases.

### **3.3.3. - Equipamentos utilizados para redação da tese**

Na confecção desta tese foram usados :

- ❖ Um computador IBM-PC 386;
- ❖ Uma impressora HP Deskjet 660;
- ❖ Um scanner Genius;
- ❖ Os softwares :
  - ⇒ Word for Windows 6.0, da Microsoft (textos);
  - ⇒ Microsoft Draw (gráficos);
  - ⇒ Corel Draw 5.0 (para captura de imagens);
  - ⇒ Paintbrush (processamento de imagens);
  - ⇒ PZP (captura de imagens do DOS);
  - ⇒ Creative Wave Studio 2.0 (geração e exportação dos sinais)
  - ⇒ LMS Export (transferência dos gráficos para o texto);
  - ⇒ Spectrogram v. 2.1 (confecção dos espectrogramas).

### **3.3. - Métodos**

A metodologia proposta para este trabalho consiste em 3 etapas:

- ❶ Avaliar o ruído do trator original, identificando as principais fontes de ruído.
- ❷ Propor alterações para o trator, com o objetivo de diminuir o ruído até valores considerados aceitáveis, quanto à saúde e conforto do operador.
- ❸ Reavaliar o ruído do trator com as alterações propostas.

#### **3.3.1. - Ajuste e Calibração dos Equipamentos**

Nas medições dos níveis totais de pressão sonora, utilizou-se o medidor de som na curva de compensação "A", e na resposta "lenta", conforme indicam as Normas ISO 5131 e NBR 9999, específicas para avaliação de ruído em tratores. A curva de compensação "A" é definida pela **INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION (1979)** e pela **AMERICAN NATIONAL STANDARDS INSTITUTE (1985)**, enquanto que a resposta "lenta" equivale a média quadrática (RMS = Root Mean Square) das variações do som num tempo de um segundo.

Para as medições em bandas de frequências, utilizou-se as duas placas aquisitoras de dados, calibradas como segue:

A placa LMS foi ajustada com os seguintes parâmetros :

⇒ **Oscilador com:**

- Nível mínimo em 4,358 dBm;
- Banda de frequências : de 20 a 20 kHz;

#### ⇒ Filtros de Frequência :

- dois filtros tipo Band-pass;
- corte de 12 dB/década cada filtro;
- Razão de frequência : 1/1;
- Banda de Frequência de varredura : de 20 a 20 kHz.

#### ⇒ Microfone :

- com curva de calibração ativa;
- medição em dB (SPL);
- Equalização : off (desligada);

#### ⇒ Sweep Control

- Tipo de medida - Nível de som;
- Unidade : decibel (dB - SPL);
- Forma de medida : Precisão (repete 3 vezes cada medida, arquivando a média);
- Numero de pontos de cada medida para geração do espectro de frequências: 120 pontos;
- largura da banda : para 120 pontos dentro da faixa audível de frequências, equivale a banda de 1/6 de oitava ou 10,9 %;
- Time delay : desligado.

A Figura 3.3 mostra o menu principal do software LMS, configurado para as medições.

A placa de Sound Blaster foi ajustada com os seguintes parâmetros :

- ▲ microfone : Labtec (USA), mod. AM - 22, próprio para gravações digitais.
- ▲ número de canais : 1 - mono
- ▲ tipo de gravação digital : 16 bits
- ▲ taxa de aquisição de dados digitais: 44 kHz.

A Figura 3.4 mostra o menu principal do software "Creative Wave Studio", com os parâmetros usados na gravação dos sinais.

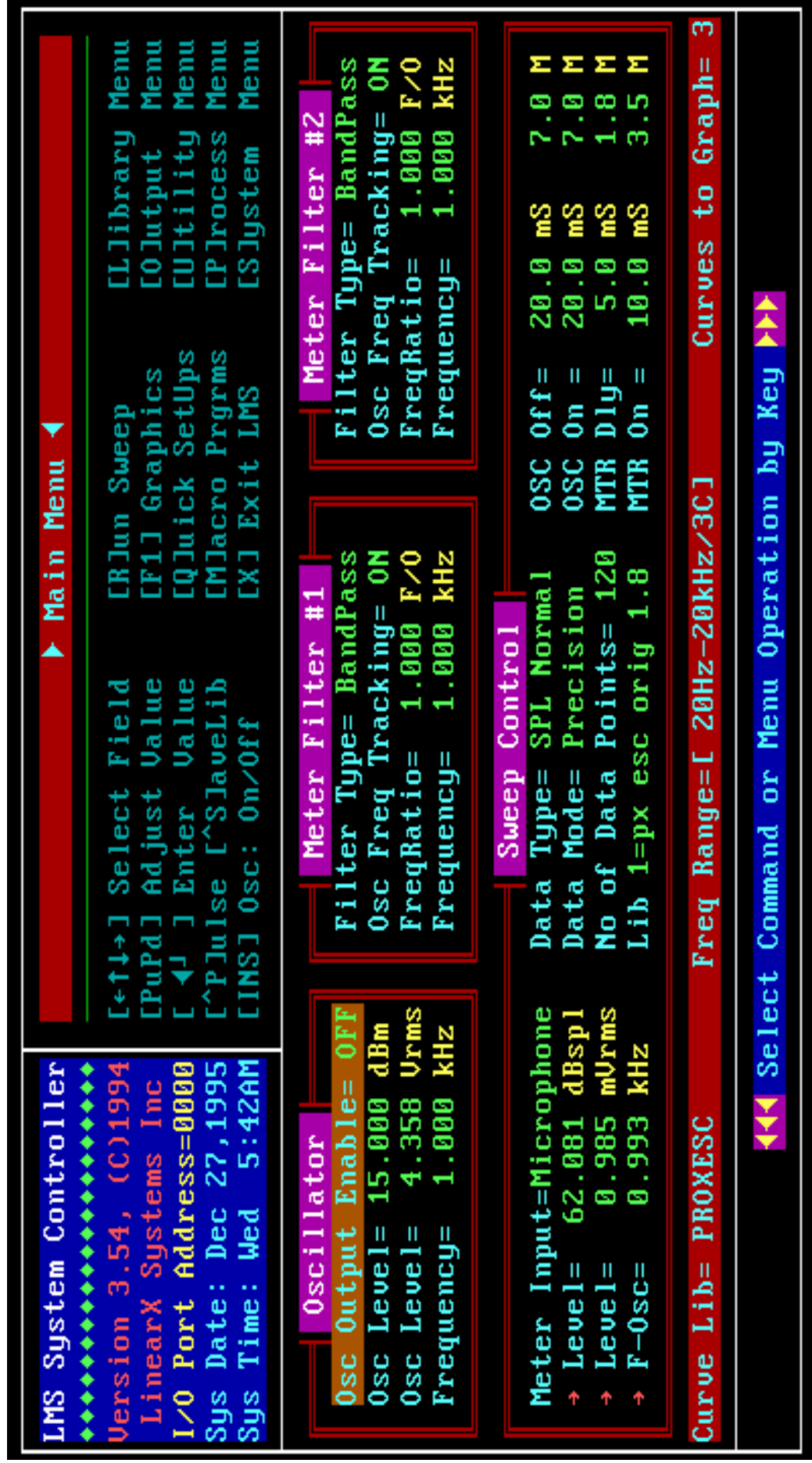


Figura 3.3 - Menu do software LMS, mostrando os 5 setores usados nas medições de ruído: o menu principal, onde são escolhidos principais comandos; o oscilador, usado para excitar algum sistema; os filtros, com a escolha do tipo de filtro e suas relações com a frequência do oscilador; e o controle de varredura, com o captador de entrada e demais calibrações.

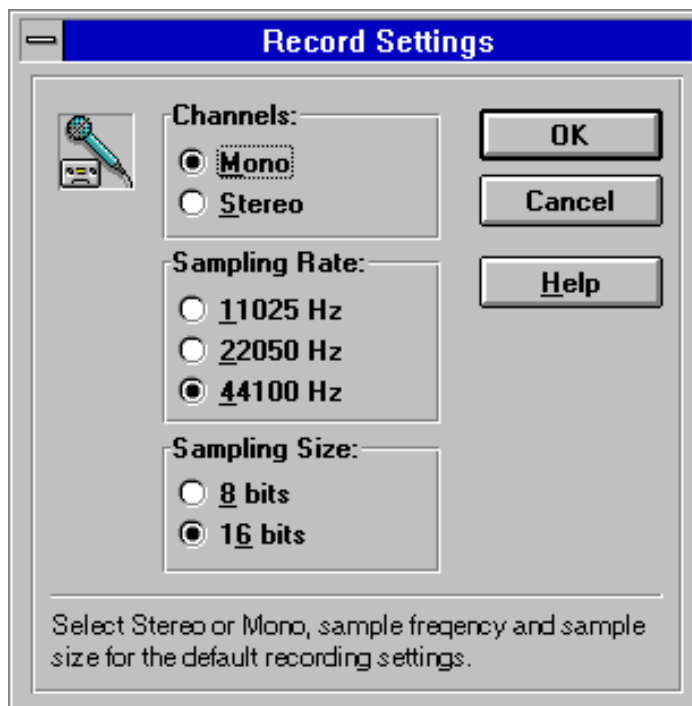


Fig. 3.4 - Parâmetros utilizados na gravação digital. Número de canais : mono; tipo de gravação digital : 16 bits; taxa de aquisição de dados digitais : 44 kHz.

### 3.3.2. - Ensaio Experimental

No delineamento experimental utilizou-se todos os procedimentos previstos nas Normas ISO 5131 e NBR 9999. Optou-se por realizar as medições em 8 situações, coletando os níveis de ruído em 6 pontos. As 8 situações (de acordo com a proposta da pesquisa) são :

➔ medições preliminares, para ajuste do aparelho, detecção de possíveis falhas, avaliação de possíveis erros, etc (medidas descartadas);

- ① medições com o trator original (Fig. 4.1);
- ② medições com o escapamento original na posição 1 - por baixo (Fig. 5.1, 5.2 e 5.3);
- ③ medições com o escapamento original na posição 2 - por cima (Fig. 5.11, 5.12 e 5.13);
- ④ medições com o escapamento redimensionado na posição original;
- ⑤ medições com o escapamento redimensionado na posição 1;
- ⑥ medições com o escapamento redimensionado na posição 2;
- ⑦ medições com a alteração da hélice;
- ⑧ medições com a alteração do filtro de ar (se mostraram desnecessárias).

Para cada uma dessas situações, foram tomados os níveis de ruído em 8 pontos :

- na frente do trator (distância de 1 m);
- atrás do trator (distância de 1 m);
- do lado direito do trator (distância de 1 m);

- do lado esquerdo do trator (distância de 1 m);
- próximo à hélice do motor (distância de 0,30 m);
- próximo ao filtro de ar do motor (distância de 0,30 m);
- próximo ao escapamento (distância de 0,30 m);
- próximo ao ouvido do operador (Norma ISO 5131 ou NBR 9999 e NBR 9405).

Todas as medidas foram tomadas com o trator estacionado, com o motor girando a 1800 rpm, por ser a rotação recomendada pelo fabricante como rotação nominal de trabalho para o trator. Para as medições próximas ao ouvido do operador e próximas ao escapamento, também foram tomadas medidas com o motor a 1000 rpm. Os equipamentos de medida (computador de mesa, não portátil) não permitiram medições do ruído com o trator em movimento (executando uma operação agrícola, ou em pista de concreto, conforme as Normas ISO 5131 e NBR 9999).

Também foi medido o ruído de fundo do local.

### **3.3.3. - Análise dos dados**

Os níveis de ruído obtidos foram, inicialmente, processados como segue:

- ⇒ Os níveis totais de ruído foram tabulados para melhor análise;
- ⇒ Os arquivos gerados pelo LMS foram transformados em espectros de frequência, e agrupados para facilitar a comparação;
- ⇒ Da gravação digital feita pelo Sound Blaster foi obtida a Transformada Rápida de Fourier (FFT) através do software Spectrogram. Os parâmetros usados na operação foram:
  - Amostragem : 4,46 segundos de gravação;
  - Tamanho do arquivo : 384 kBits;
  - Resolução : 16 Bits;
  - FFT com 2048 pontos;
  - Threshold : 0 dB;
  - Escala Horizontal : 2 milisegundos.

Os níveis obtidos foram comparados com os critérios nacionais e internacionais para análise de conforto e risco de perda auditiva. Utilizou-se 2 critérios:

- ❶ a Portaria 3.214 do Ministério do Trabalho, que analisa o risco de perda auditiva, e
- ❷ as Curvas NCB (**BERANEK, 1989a** e **BERANEK, 1989b**), por se constituírem no método mais moderno de análise de conforto acústico (cabe lembrar que as Normas ISO 1999/71 e NBR 10.152/90 utilizam as Curvas NC, criadas pelo mesmo autor em 1956/57).

### **3.3.4. - Análise de erros**



A análise estatística dos dados colhidos pela placa LMS, foi realizada pelo próprio equipamento, que lê 3 vezes cada dado, arquivando a média; portanto os espectros de ruído apresentados já representam uma média.

Quanto aos erros das medições, pode-se esperar os seguintes dados:

► para as medições de nível total de ruído, o erro máximo deve ser de  $\pm 0,3$  dB;

► para os espectros da placa LMS, o erro máximo em nível de ruído deve ser de  $\pm 0,25$  dB, enquanto que para frequência de até 0,015 %.

► para a gravação da placa de Sound Blaster, por ser digital o erro praticamente inexistente. A única precaução se refere à frequência digital de gravação (*sample rate*), que deve ser, no mínimo, 2 vezes a frequência do sinal gravado. Como este valor foi fixado em 44,1 kHz, a precisão está garantida.

► as mesmas considerações podem ser feitas sobre o espectrograma gerado com o sinal do ruído : o software também trabalhou com 44,1 kHz de frequência.

## **4 - AVALIAÇÃO DO RUÍDO DO TRATOR ORIGINAL E PROJETO DAS ALTERAÇÕES.**

Neste capítulo, pretende-se medir os níveis de ruído do trator em condições originais de fábrica, analisar as condições de segurança e conforto do operador, identificar as fontes de ruído e suas influências no ruído total, e propor alterações no trator visando a atenuação do ruído.

### **4.1. - Avaliação do ruído do trator original.**

O Quadro 4.1 apresenta as condições e resultados gerais das medições do ruído do trator original.

Quadro 4.1 - Condições gerais das medições.

- ⇒ Todas as medições foram realizadas sem o protetor de vento medidor.
- ⇒ Em nenhum dos ensaios, foi necessária a correção das medidas do ruído, em função do ruído de fundo (Figura 4.2).
- ⇒ Em todos os ensaios, as medições foram realizadas com o tratorista sentado no assento do trator (NBR 9405).
- ⇒ As medições realizadas, aleatoriamente, próximas ao ouvido direito ou esquerdo do tratorista, conforme posição especificada na Norma Brasileira NBR 9405

A Figura 4.1 apresenta as condições gerais do trator usado nas medições.

A Figura 4.2 apresenta o espectro de frequência do ruído de fundo para as 3 sessões de ensaios.

Nota-se claramente que os níveis de ruído de fundo no local dos ensaios eram muito baixos. Como os níveis de ruído do trator estiveram, no mínimo 20 dB acima do ruído de fundo, conforme **GERGES (1992)** e **FERNANDES (1994c)**, não houve qualquer influência do ruído de fundo nas medições.



Fig. 4.1 - Condições gerais do trator usado nos ensaios.

A Figura 4.3 apresenta o espectro de frequências do ruído medido próximo (a 0,30 m) à saída do escapamento dos gases, com a rotação do motor em 1800 rpm.

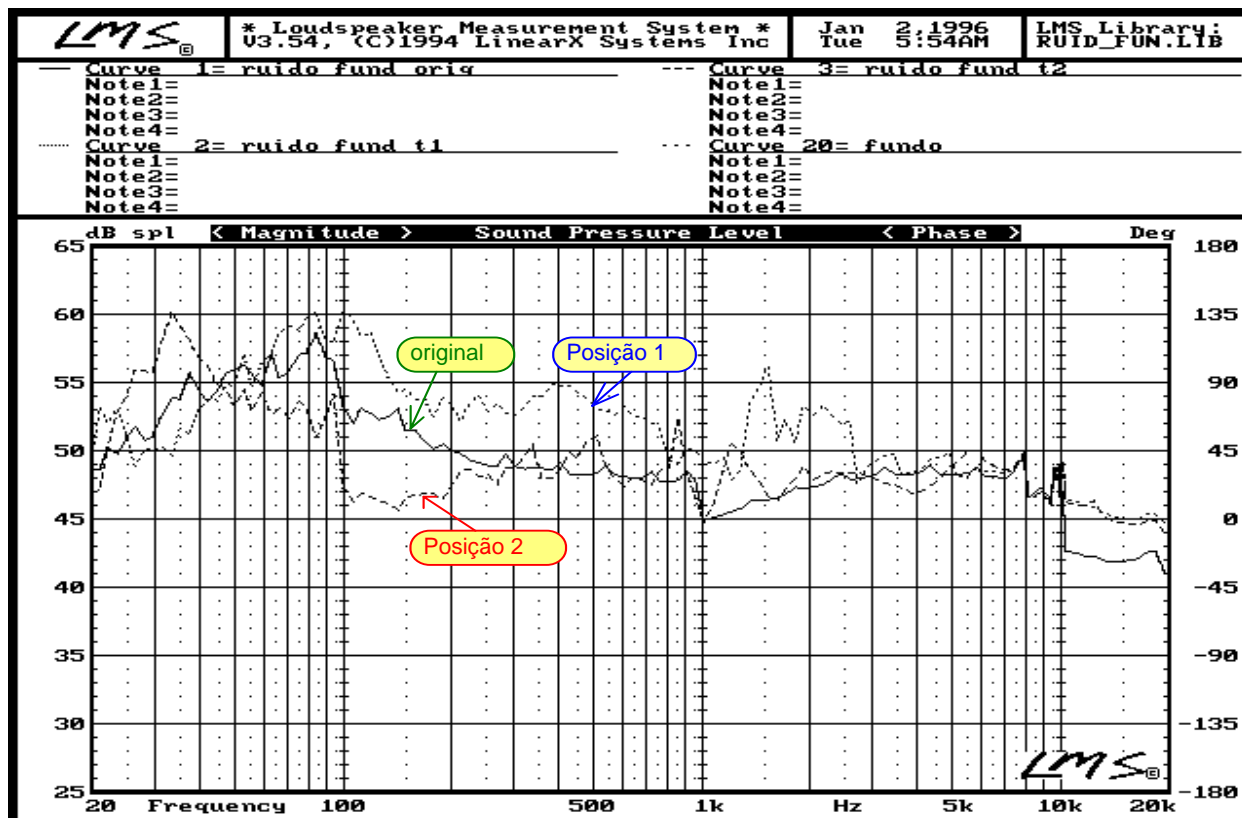


Fig. 4.2 - Espectro de frequência do ruído de fundo durante os ensaios

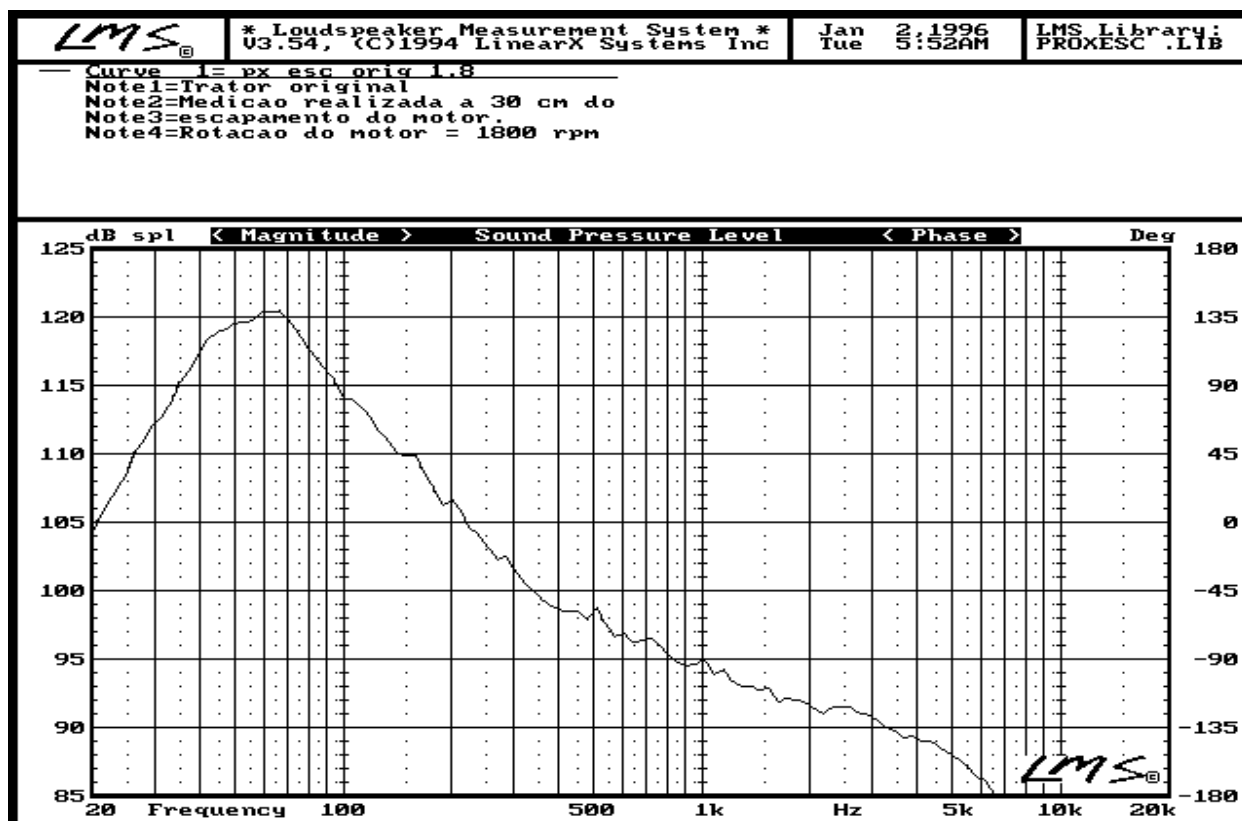


Fig. 4.3 - Espectro do ruído do trator original próximo ao escapamento (1800 rpm).

Embora estes níveis não tenham qualquer importância do ponto de vista de conforto ou segurança do operador, eles mostram, claramente, que a exaustão dos gases gera um espectro com um pico na frequência de expulsão de gases pelo motor. A frequência deste pico é dada pela equação 3.1, ou seja:

$$F_p = \frac{R_m \cdot N_c}{120} = \frac{1800 \times 4}{120} = 60 \text{ Hz} \quad (4.1)$$

A Figura 4.4 apresenta o espectro de frequência para as mesmas condições da Figura 4.3, porém com o motor a 1000 rpm.

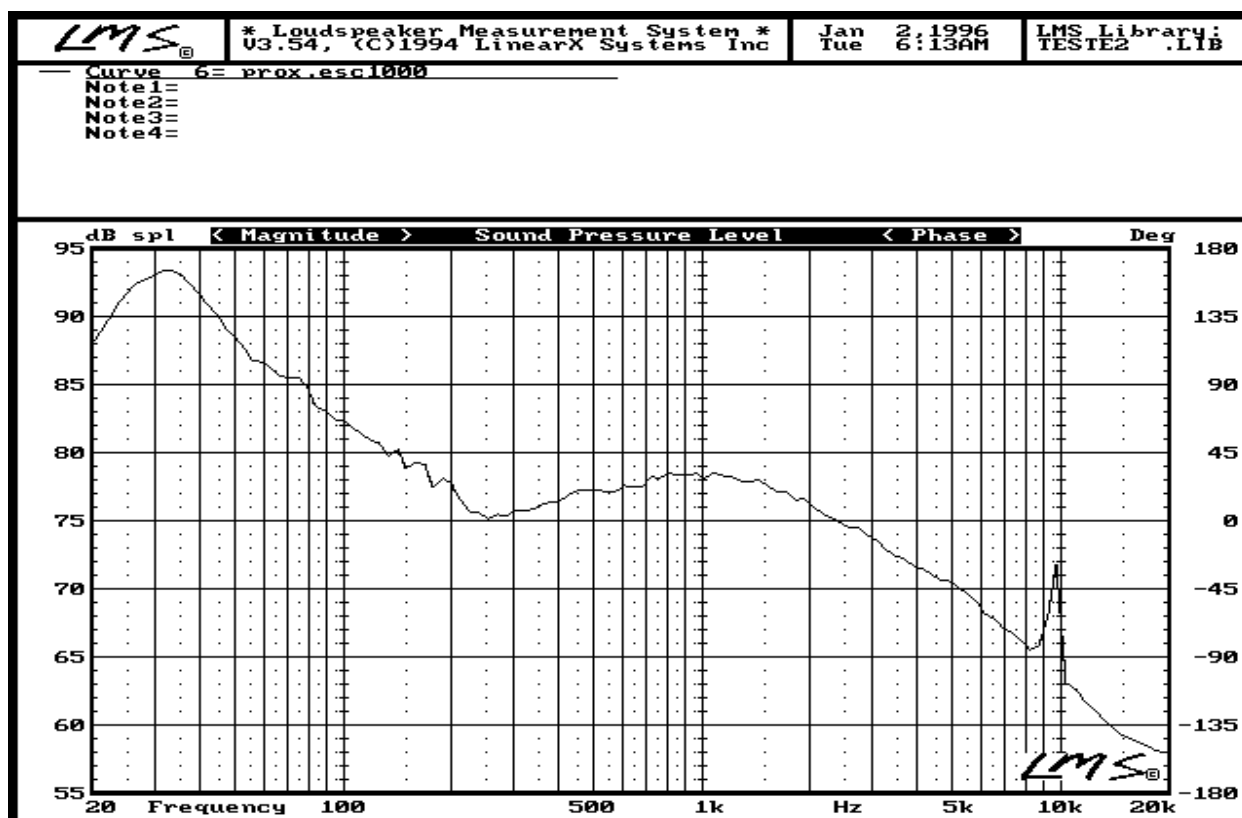


Fig. 4.4 - Espectro do ruído do trator original próximo ao escapamento (1000 rpm).

Nota-se claramente que a alteração na rotação do motor faz com que o pico no espectro também se altere. Aplicando-se a equação 3.1, para 1000 rpm, obtém-se  $F_p$  igual a 33,3 Hz, o que comprova ser o pico de ruído das Figuras 4.3 e 4.4 causado pela exaustão dos gases.

A Figura 4.5 mostra o sinal do ruído próximo à saída dos gases do escapamento, gravado digitalmente pela placa de Sound Blaster e apresentado pelo software Creative Wave Studio: na parte superior da figura o ponto de inserção do cursor (3516 ms) e o tempo destacado (17 ms); na parte inferior, o nome do arquivo, o tempo total de gravação (4,46 s), os parâmetros usados na gravação (mono, 16 bits, freq. digital de 44 kHz), e o tamanho do arquivo (384 kB). Na parte central é apresentado o sinal que representa uma onda complexa, composta por um grande número de harmônicos. Nota-se a existência de um período de maior intensidade (salientado na figura) de, aproximadamente, 17 ms (ver indicação no menu), correspondendo à frequência de 60 Hz.

Estes dados vêm confirmar os dados da Figura 4.3, mostrando que o sinal de 60 Hz aparece como o ruído de maior intensidade. Estes dados também estão de acordo como **WATTERS (1959)**, que estudou a forma de onda do ruído de motores (Figura 2.13).

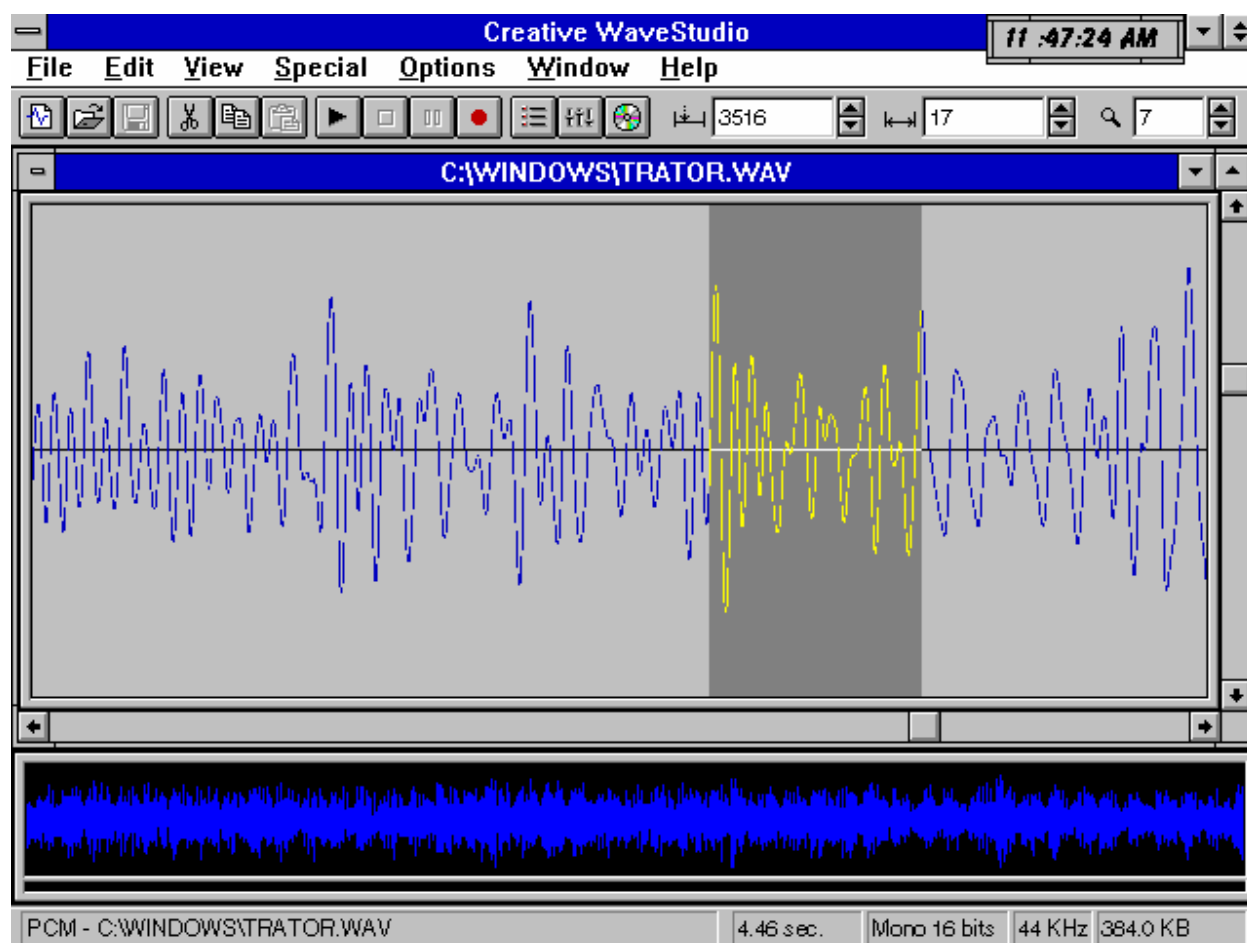


Fig. 4.5 - Forma de onda do ruído dos gases do motor do trator.

Aplicando-se a Transformada Rápida de Fourier (FFT) ao sinal da Figura 4.5, obtém-se o espectrograma da onda, como mostrado na Figura 4.6. Na parte superior da figura é apresentada a forma de onda, na parte central o espectrograma (tempo x freqüência) e na parte inferior os parâmetros utilizados no processamento. O software "Spectrogram" representa a intensidade do som por cores: o vermelho mais intenso, passando pelo amarelo, verde, azul claro, azul escuro, e preto como sinal de menor intensidade.

Como o software não apresenta de forma clara os valores numéricos do tempo e da freqüência, detalhou-se o espectrograma na Figura 4.7, colocando-se as coordenadas: novamente são confirmados dados das Figuras 4.3 e 4.4, ou seja, uma grande concentração de energia sonora próxima de 60 Hz, referente à exaustão dos gases do motor.

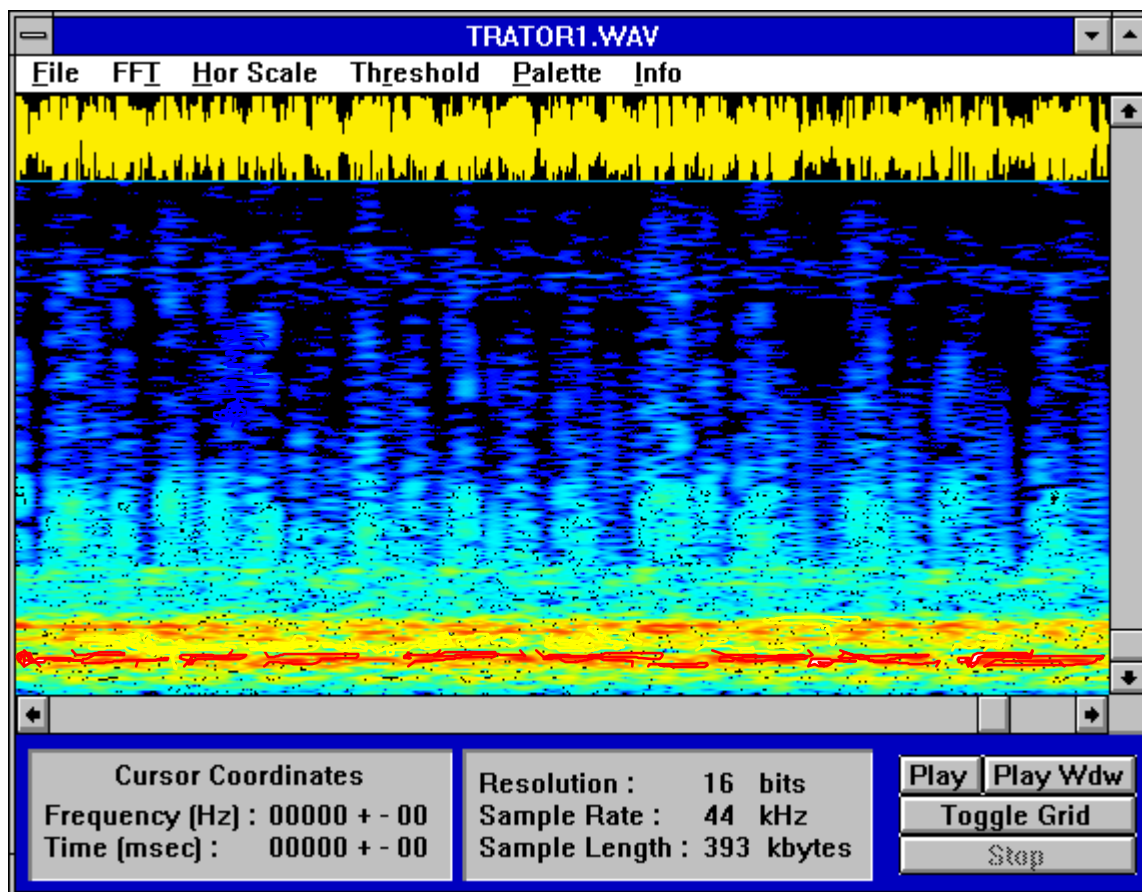


Fig. 4.6 - Espectrograma do ruído do trator.

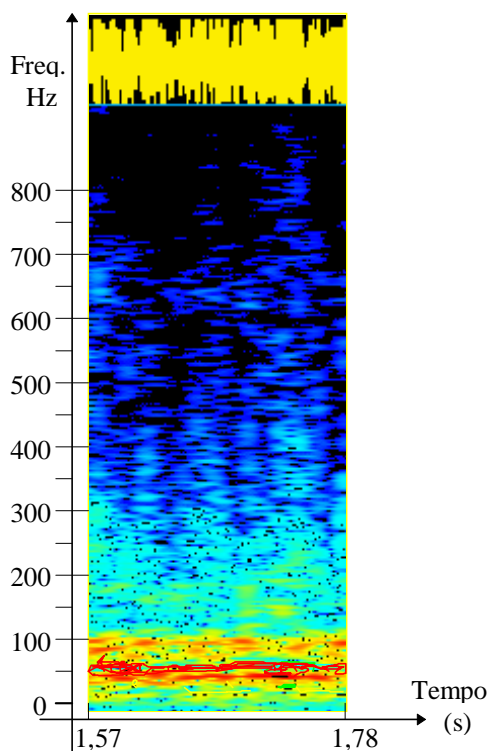


Fig. 4.7 - Detalhe do espectrograma com as escalas de tempo e frequência.

A Figura 4.8 apresenta o espectro do ruído com o microfone próximo à hélice do radiador, com a rotação do motor a 1800 rpm. Nota-se que, além do pico de maior intensidade em 60 Hz, aparece também um segundo pico referente a frequência do ruído das pás da hélice. Aplicando-se a equação 3.2 para a rotação da hélice de 1,34 vezes a rotação do motor, tem-se:

$$F_e = \frac{R_H \cdot N_p}{60} = \frac{1.800 \times 1,34 \times 5}{60} = 201 \text{ rpm} \quad (4.2)$$

ou seja, o ruído da hélice deve aparecer no espectro com a frequência  $F_e$  e suas harmônicas (2.  $F_e$ , 3.  $F_e$ , etc.).

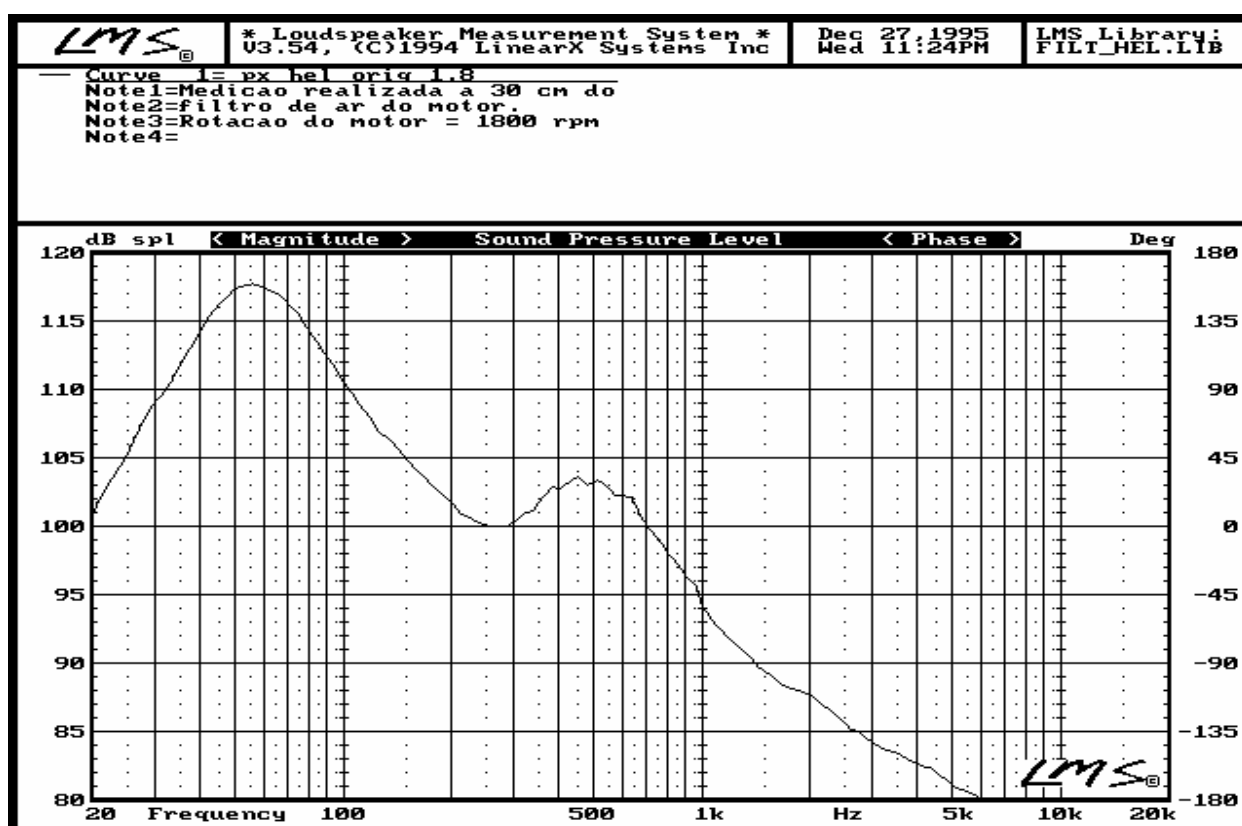


Fig. 4.8 - Espectro de frequência do ruído próximo à hélice do motor.

A Figura 4.9 apresenta o espectro de frequências do ruído com o microfone próximo ao filtro de ar do motor. Nota-se um nível elevado de som em frequências próximas a 60 Hz decorrentes ao ruído do escapamento, não existindo uma faixa de frequências própria para este ruído. O espectro da Figura 4.9 mostra que o som de aspiração do ar de admissão, é um ruído de banda ampla e de baixa intensidade.

A Figura 4.10 apresenta o espectro do ruído com o microfone posicionado a um metro de distância, à direita e à esquerda do trator. A medição foi realizada com o motor a 1800 rpm.

Na Figura 4.11 é apresentado o espectro do ruído com o microfone posicionado a um metro de distância, à frente e atrás do trator. Nota-se que o ruído na parte da frente do trator é mais intenso, mostrando ser o motor a principal fonte.



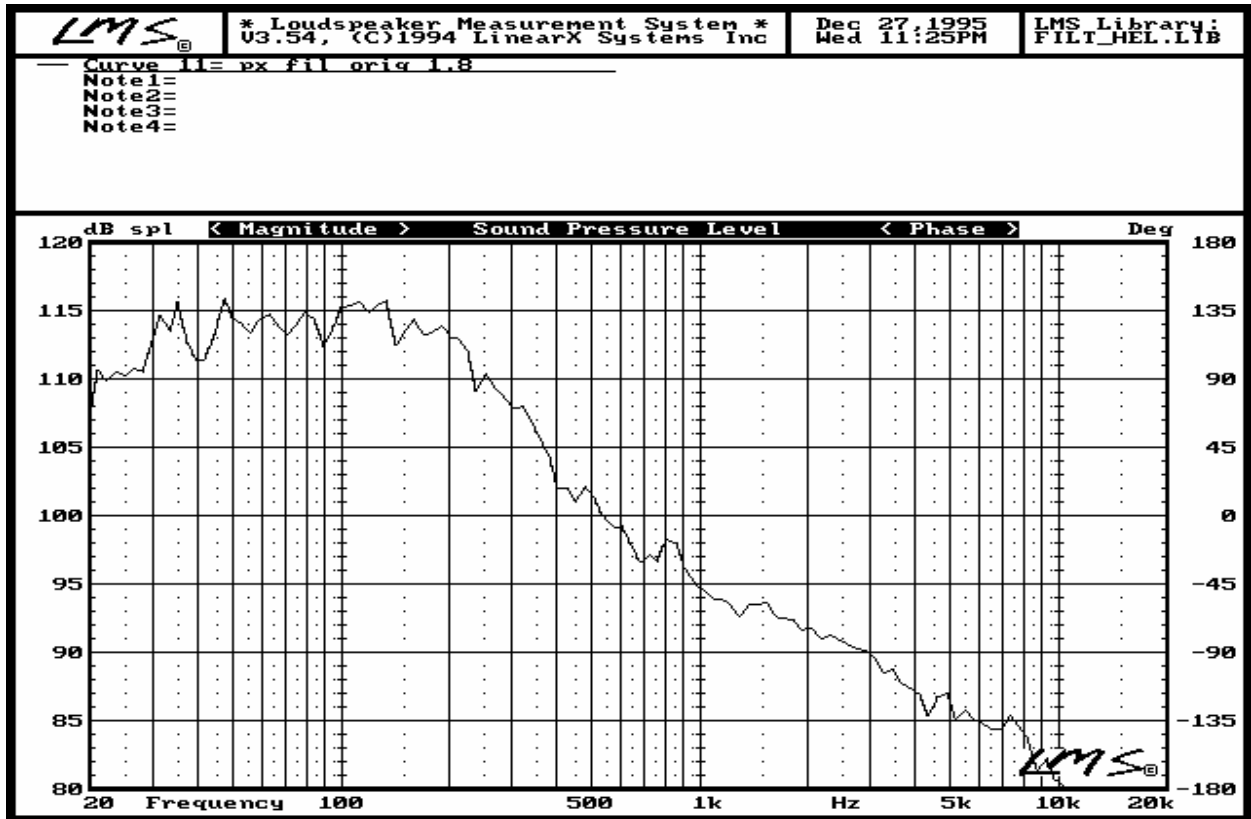


Fig. 4.9 - Espectro do ruído do trator próximo ao filtro de ar.

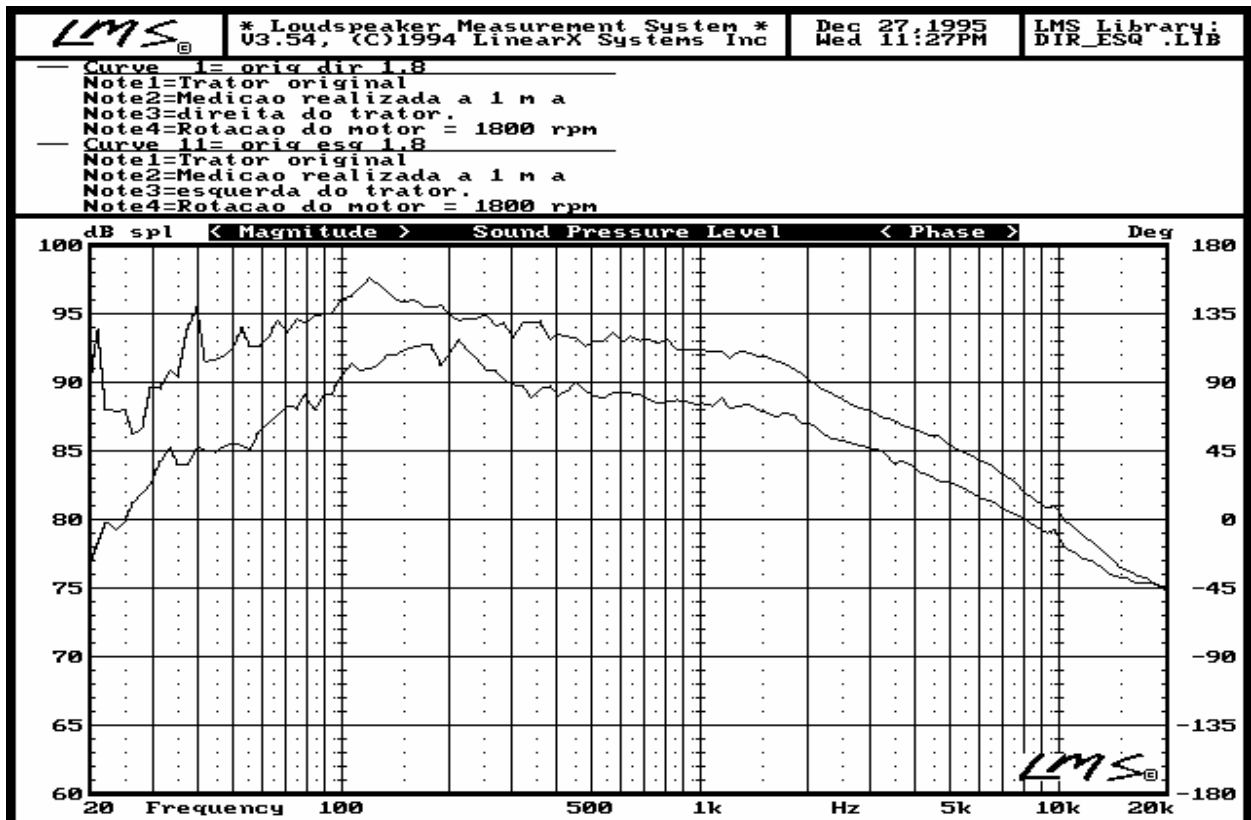


Fig. 4.10 - Espectro do ruído à direita e à esquerda do trator.

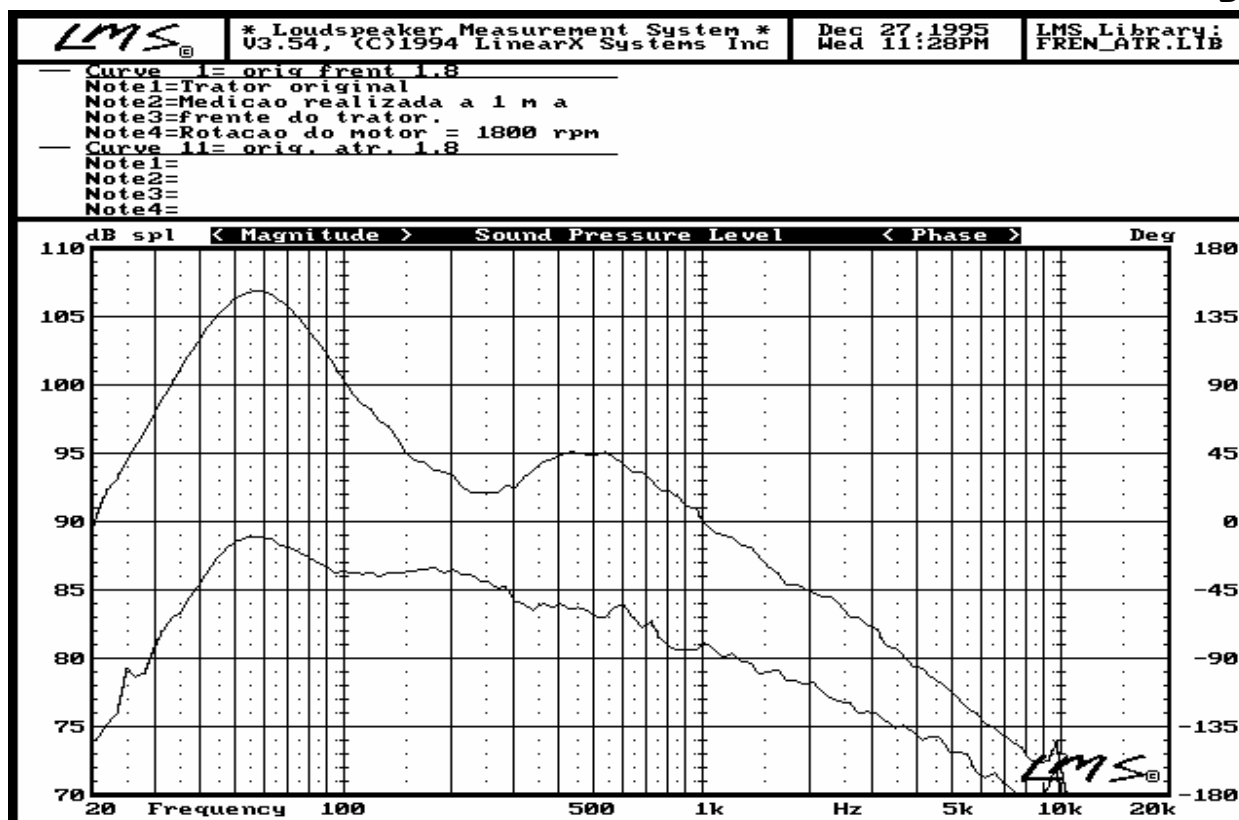


Fig. 4.11 - Espectro do ruído na frente e atrás do trator.

A Figura 4.12 mostra o espectro do ruído próximo ao ouvido do operador para as rotações de 1800 e 1000 rpm do motor. Algumas características dessas curvas devem ser enfatizadas :

- apresentam um pico de ruído mais intenso na frequência de exaustão dos gases (60 Hz para 1800 rpm; e 33 Hz para 1000 rpm);
- apresentam a somatória do ruído de várias fontes : o pico mais acentuado referente ao escape dos gases, e um segundo aumento entre 200 e 400 Hz referente ao ruído da hélice;
- os níveis atingidos de 97 e 93 dB são muito elevados, indicando risco iminente de perda auditiva ao operador. Deve-se considerar esses níveis se referem ao trator parado; com o trator em movimento, executando uma operação agrícola, em razão do esforço do motor, a intensidade do ruído deve ser maior. **FERNANDES (1991c)** mostrou que, a partir do ruído do trator parado, uma gradagem aumenta em até 3,5 dB(A) o ruído total; uma escarificação em 5,5 dB(A); uma aração 5,7 dB(A); e uma subsolagem pode chegar a 7,6 dB(A) de aumento.
- os espectros encontrados são muito próximos dos dados de **ROWLEY (1967)**, mostrados nas Figuras 2.10 e 2.11, e de **FERNANDES (1991c)** na Figura 2.16.
- quando comparados com as curvas NCB (Figura 2.8), os espectros se colocam acima das curvas de conforto, se encontrando na região de perda de audição. Conforme método de **BERANEK (1989a)**, os espectros da Figura 4.12 equivaleriam às curvas NCB 84,5 (para 1800 rpm) e NCB 82 (para 1000 rpm). A Figura 4.13 reproduz os espectros da Figura 4.12 sobre as Curvas NCB. Nota-se também que os dois espectros cortaram as regiões "A" e "B" do diagrama, indicando a existência de um ruído de grande intensidade e baixa frequência, bastante desconfortável para o operador.

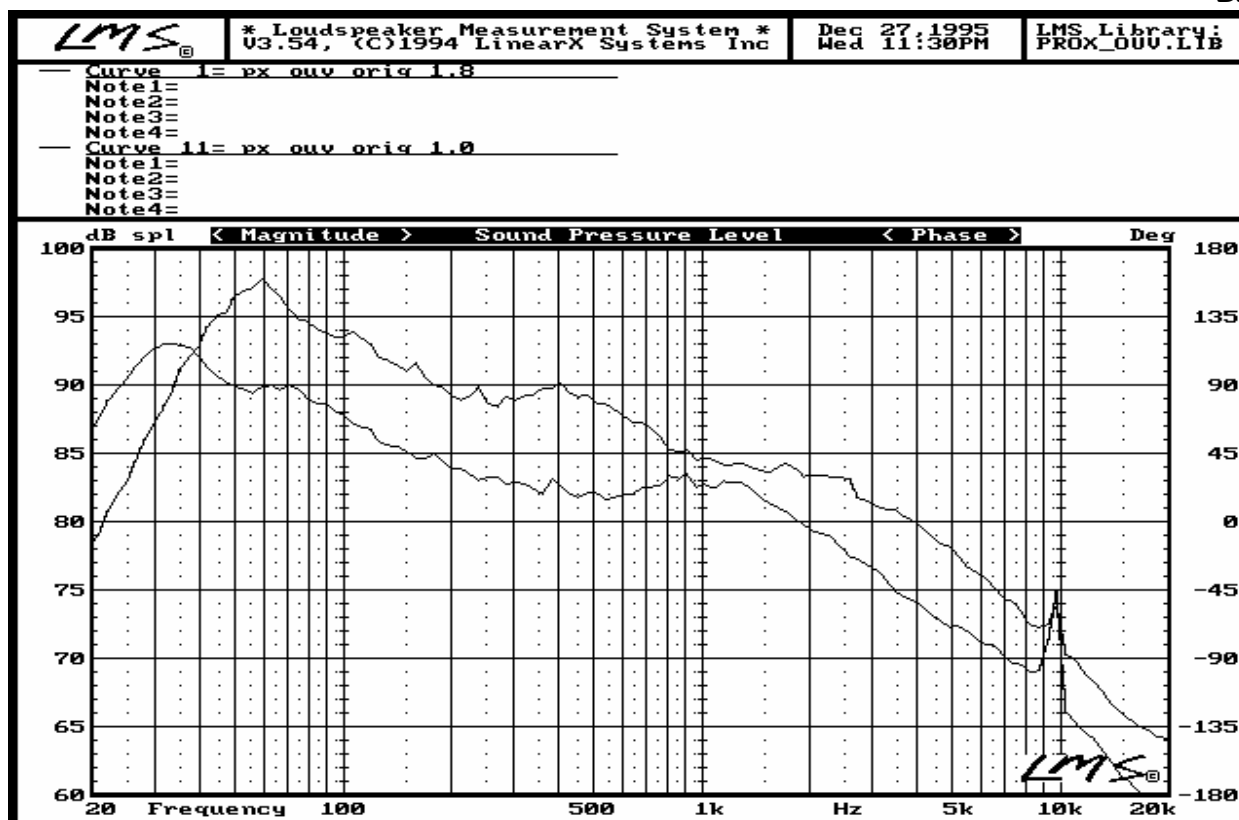


Fig. 4.12 - espectro do ruído do trator próximo ao ouvido do tratorista.

A Tabela 4.1 apresenta os níveis totais de ruído do trator, medidos nas mesmas posições dos espectros.

Tabela 4.1 - Níveis totais de ruído do trator.

Ponto de medida	Nível de Ruído dB(A)
Prox. ao escapamento	107
Prox. à hélice	101
Prox. filtro de ar	95
Prox. ao ouvido do operador	98
Frente	95
Atrás	91
Lado direito	98
Lado esquerdo	94

Os espectros levaram a concluir (como a maioria dos autores citados) que a maior fonte de ruído do trator é a exaustão dos gases, com distribuição de frequências bastante conhecida. O ruído emitido pela hélice, também deve ser considerado, pois tem causa e banda de frequência bem conhecidas. Quanto ao ruído de aspiração do ar de admissão, este tem uma intensidade menor, além seu espectro bastante amplo.

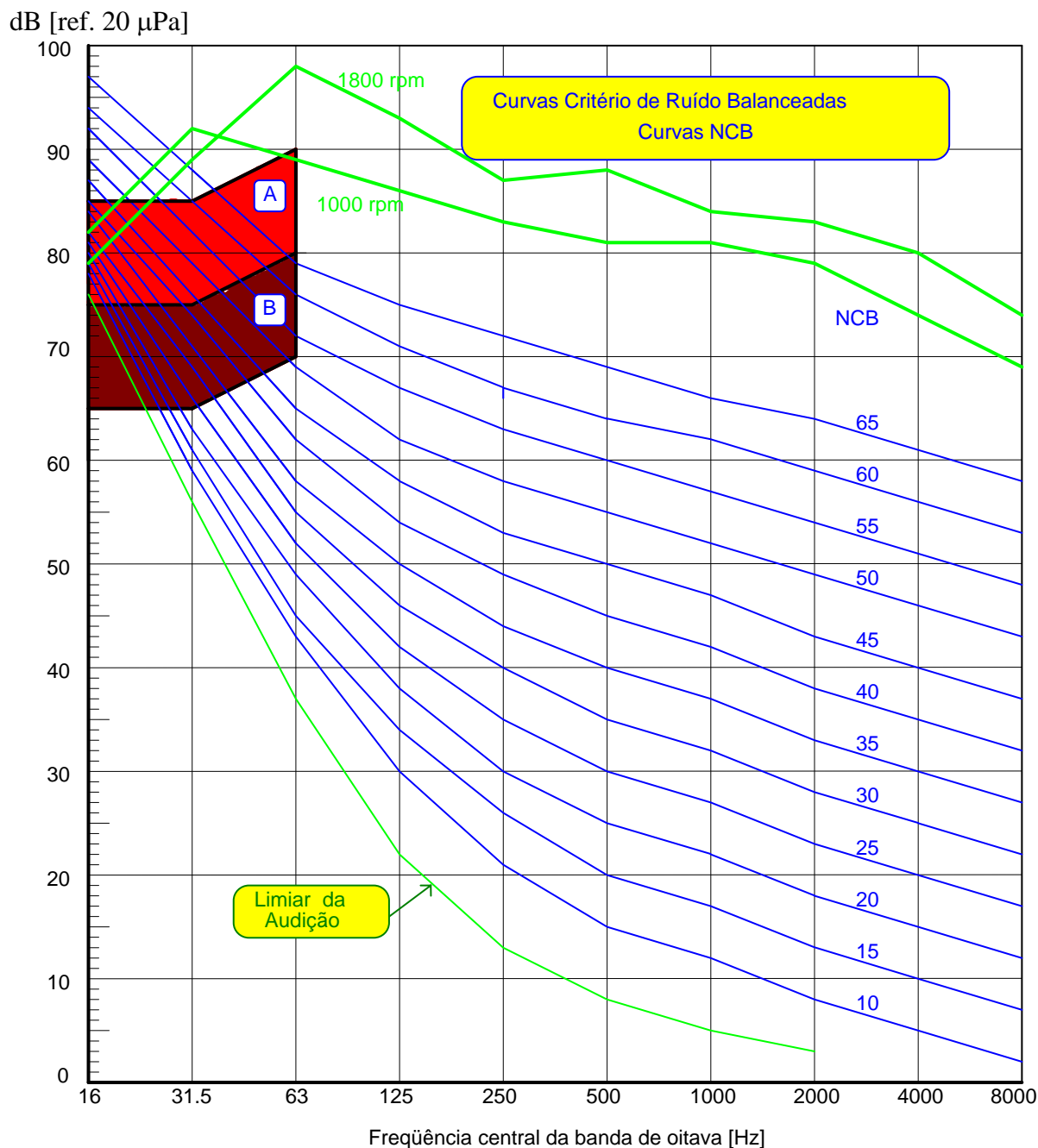


Fig. 4.13 - Comparação entre as Curvas NCB e o espectro do ruído do trator medido próximo ao ouvido do tratorista.

#### 4.2. - Alterações no trator visando a atenuação do ruído.

Com base nas análises anteriores, as principais fontes de ruído do trator foram :

➔ *Sistema de exaustão de gases* - se constitui na principal fonte de ruído, por duas razões: não proporcionar a devida atenuação ao ruído, e por estar posicionado numa posição bastante inadequada. O escapamento na posição vertical, na frente do operador, além dos altos níveis de ruído, lhe impõe também a fumaça do motor e problemas de visibilidade. O projeto do escapamento nessa posição (vertical) pode ser explicada pela economia de tubos e,

talvez, pelo menor acúmulo de água condensada, o que diminuiria a oxidação. Sem dúvida alguma, pensou-se mais em questões mecânicas e econômicas do que na saúde e conforto do operador.

➔ *a hélice do ventilador do motor* - foi a segunda fonte de ruído em intensidade.

O ruído de ventiladores é gerado por 3 fatores: o ruído aerodinâmico gerado pela turbulência do ar bombeado; o ruído do movimento das pás; e o ruído mecânico causado por vibrações e desbalanceamentos.

O ruído de aspiração do filtro de ar se caracterizou por apresentar uma banda larga com intensidade menor que as outras fontes. Pela largura da faixa de frequência e por razões mecânicas, tornou um equipamento de difícil atenuação do ruído, decidindo-se por não alterá-lo.

As outras fontes de ruído de menor intensidade, conforme **FERNANDES et al. (1991a)** e **FERNANDES (1991c)** são : bomba injetora, bomba hidráulica, transmissão, e radiação (vibração de superfícies em movimento resultante da combustão, rotação de órgãos, desbalanceamento etc.).

Assim, optou-se pelas seguintes alterações no trator original :

- ❶ mudar a posição do escapamento, mantendo o silencioso original, fazendo a tubulação passar por baixo do trator, como em um automóvel (posição 1);
- ❷ mudar a posição do escapamento, mantendo o silencioso original, fazendo a tubulação passar por cima da capota do trator (posição 2);
- ❸ redimensionar o silencioso e instalando-o nas posições original, posição 1 e posição 2;
- ❹ redimensionar a hélice.

#### 4.2.1. - Projeto da nova câmara de expansão para o trator

Com o levantamento dos níveis de ruído do trator original, foi possível projetar-se um novo sistema de escape dos gases. Utilizou-se no projeto o sistema de câmaras de expansão (filtros de frequências), por ter resistência acústica igual a zero, não interferindo no fluxo de descarga dos gases e, portanto, não alterando o rendimento do motor. A bibliografia usada para o projeto foi, basicamente, **GERGES (1992)**, **HARRIS (1957)**, **DAVIES (1964)**, **CROCKER (1994)**, e **COELHO (1994)**.

O silencioso original do trator é composto de uma câmara de expansão simples, oferecendo pouca atenuação ao ruído, além da banda cortante estar fora da faixa de frequência de maior intensidade. A Figura 4.14 apresenta um desenho do escapamento original.

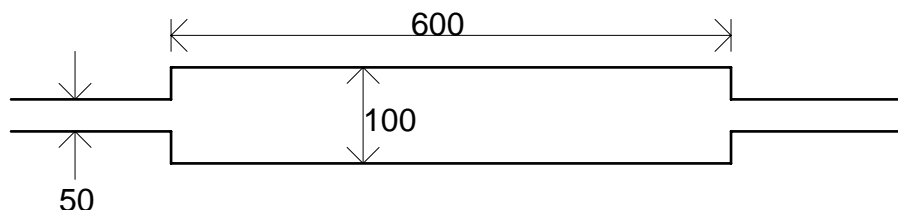


Fig. 4.14 - Esquema do escapamento original do trator (medidas em mm).

O silencioso tipo câmara de expansão trabalha como um filtro de frequência (corta banda, no caso), que atenua uma faixa de frequência. A mudança abrupta de secção é responsável pela eficiência deste filtro. No caso do escapamento original, a relação entre as áreas é de 1/4 (fator

de expansão = 4), que pode ser considerada uma variação suave. A Figura 4.15 mostra, baseada em **GERGES (1992)** e **HARRIS (1957)**, como deve se comportar a atenuação do silencioso original.

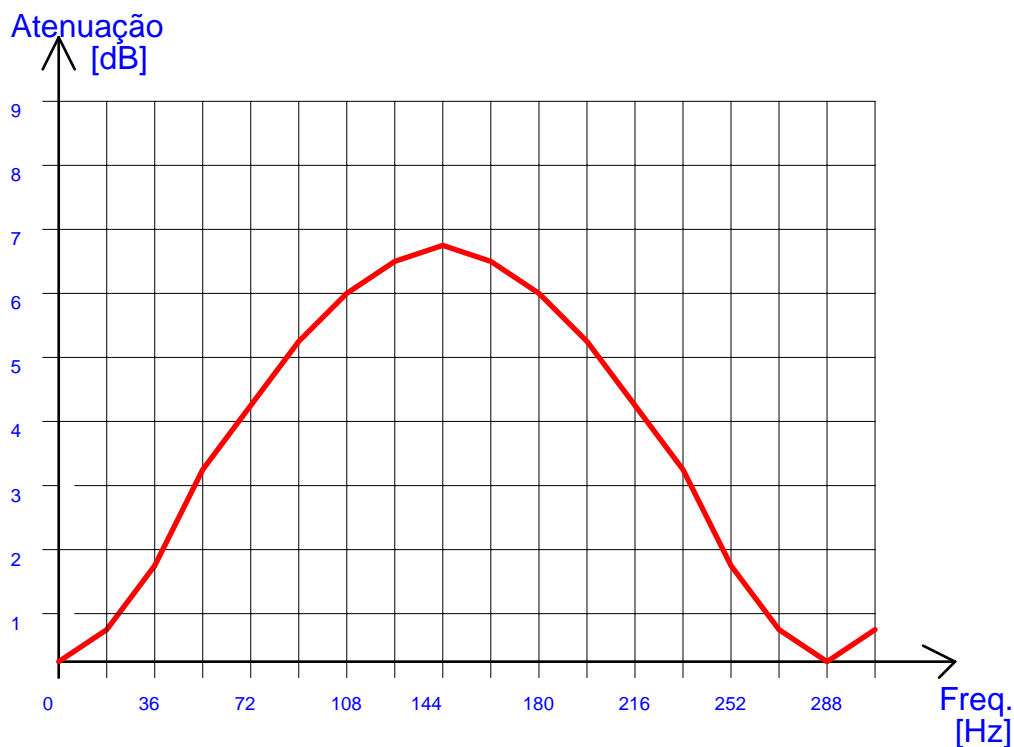


Fig. 4.15 - Atenuação do silencioso original do trator.

Nota-se que a atenuação obtida pelo silencioso é muito pequena (menos de 7 dB), não coincidindo com a frequência do pico do ruído (60 Hz) para a rotação recomendada pelo fabricante (1800 rpm).

Para o projeto do novo silencioso, optou-se por uma câmara de expansão dupla, ligadas por um tubo, usando-se um fator de expansão igual a 16 e um comprimento de cada câmara de 50 cm. O duto de interligação também foi de 50 cm. Portanto, chegou-se a um filtro cortabanda com frequência inferior de corte de 39,4 Hz e atenuação de até 50 dB. O desenho do projeto da nova câmara de expansão é mostrado na Figura 4.16.

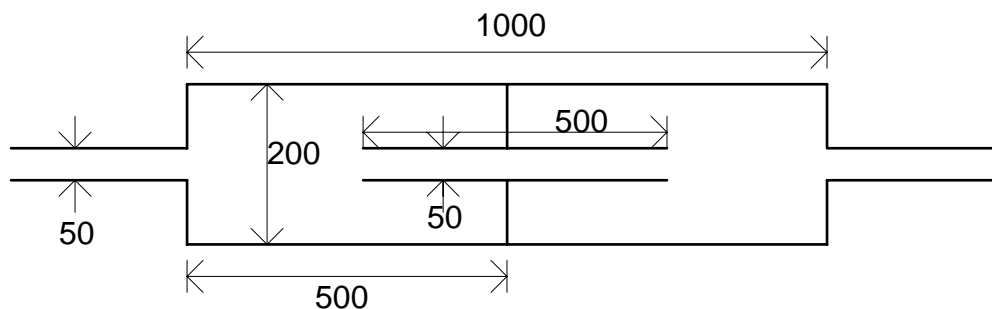


Fig. 4.16 - Esquema do projeto da nova câmara de expansão.

A Figura 4.17 apresenta a atenuação teórica para a câmara de expansão projetada para o trator.

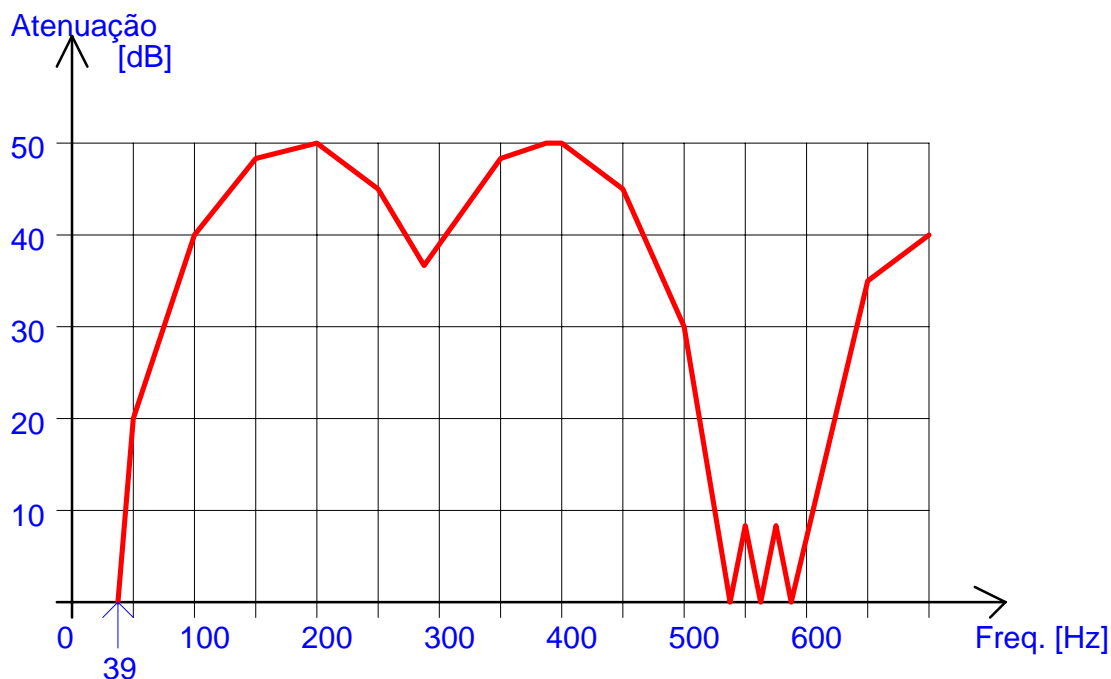


Fig. 4.17 - Curva de atenuação teórica para a câmara projetada para o trator.

#### 4.2.2. - Alterações para a hélice

Como o ruído causado pela hélice é muito menor que do sistema de escape, optou-se por fazer apenas uma revisão de seu funcionamento. Trata-se de uma hélice estampada em chapa de aço, com 4 pás, com rotação de 1,34 vezes a rotação do girabrequim do motor. Retirou-se a hélice (com sua polia) do motor, e procedeu-se um ajuste no ângulo das pás, seguido de um balanceamento estático do conjunto.

## **5. - RESULTADOS**

A seguir, apresenta-se os resultados das medições realizadas neste trabalho, observando-se a seguinte ordem:

- ◆ Níveis de ruído com a alteração apenas na posição do sistema de exaustão dos gases, mantendo-se o silencioso original;
- ◆ Níveis de ruído com a nova câmara de expansão;
- ◆ Níveis de ruído com as alterações na hélice.

### **5.1. - Níveis de ruído alterando-se a posição do escapamento original**

As Figuras 5.1, 5.2 e 5.3 mostram as alterações realizadas no sistema de exaustão, dirigindo os gases por baixo do trator, e posicionando a câmara de expansão (original) no final da tubulação. Essa posição foi chamada de posição 1.

Notar na Figura 5.2, que não houve possibilidade de alterar-se a tubagem de exaustão de gases do motor, pela posição do alternador e do motor de arranque. O ideal seria redirecionar os gases, com a tubagem dirigindo-os para baixo, possibilitando que os tubos do escapamento saíssem por baixo do motor. Como essa alteração não se mostrou exequível, optou-se por utilizar os tubos curvados mostrados na Figura 5.2. Notar na Figura 5.1, que a câmara de expansão original foi instalada no final da tubulação.

A Figura 5.4 apresenta o espectro do ruído próximo à saída do escapamento para a posição 1, comparado com a posição original (Figura 4.11). É importante notar que, ao se levar os gases da combustão para trás, o pico referente aos pulsos dos gases foi mantido, porém com uma diminuição geral do ruído devido ao distanciamento das outras fontes (motor).

A Figura 5.5 apresenta os espectros medidos com o microfone à esquerda do trator e a Figura 5.6 à direita do trator, comparadas com o trator original (Figura 4.10). A Figura 5.7 mostra o ruído na frente e atrás do trator, em comparação com o original (Figura 4.11). Como era esperado, ao ser instalado o escapamento na posição 1, o ruído medido na frente do trator caiu drasticamente, principalmente nas frequências próximas à pulsação dos gases. O ruído medido atrás do trator teve um ligeiro aumento, nessa mesma banda de frequência.





Fig. 5.1 - Alteração no sistema de exaustão de gases do trator.



Fig. 5.2 - Posição da câmara de expansão no final da tubulação de descarga.



Fig. 5.3 - Alterações na tubagem de saída de gases do trator.

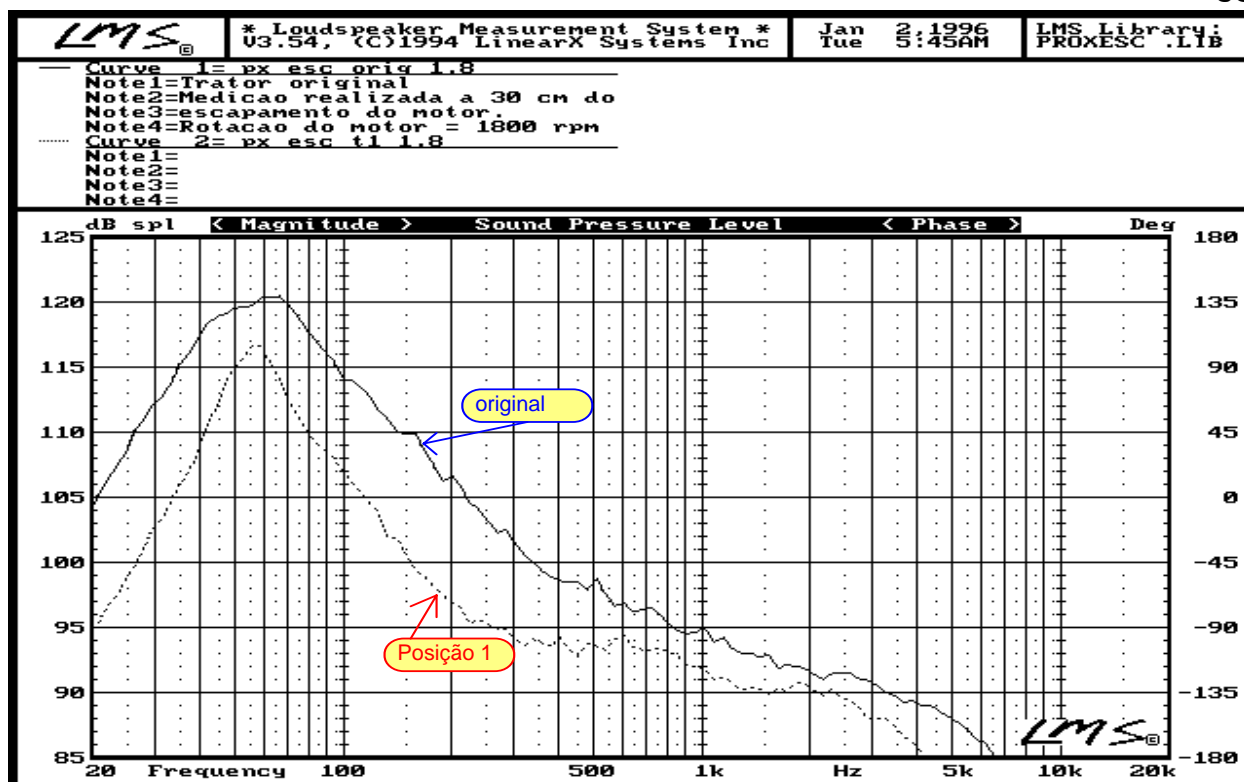


Fig. 5.4 - Espectro do ruído próximo à saída dos gases para o sistema de exaustão original e na posição 1.

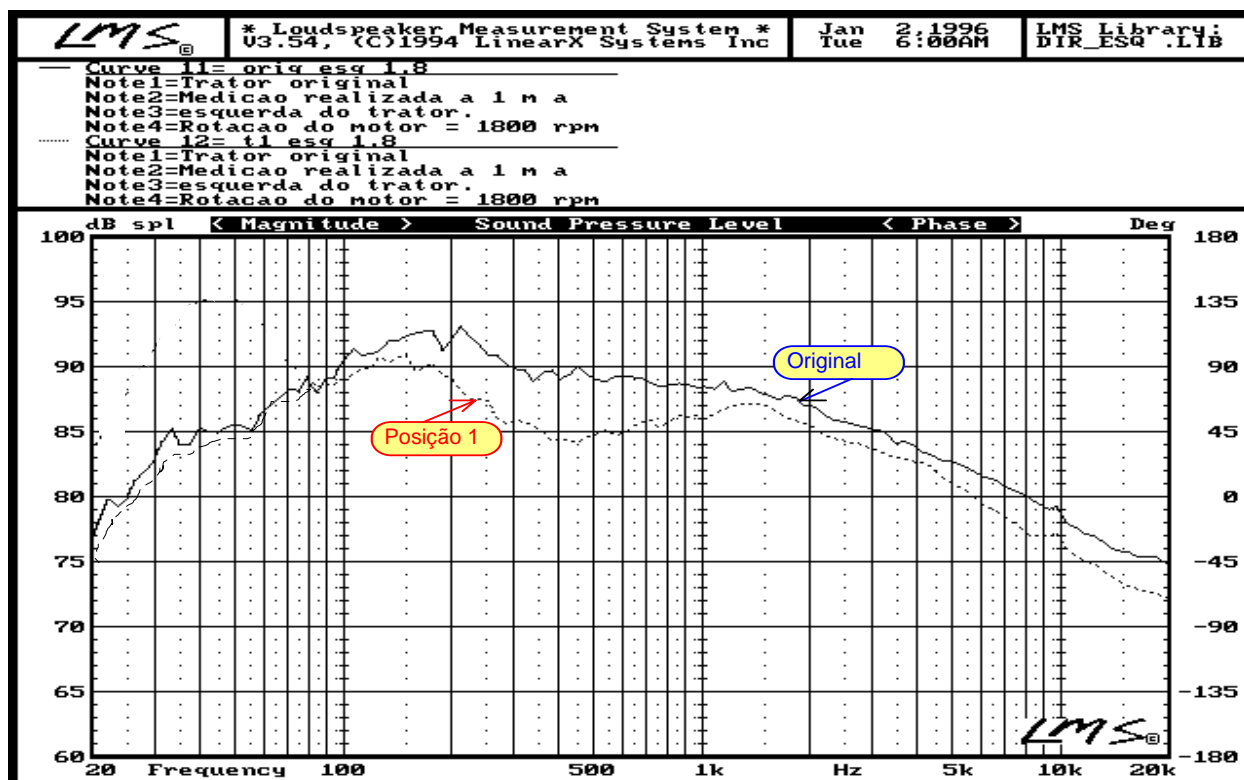


Fig. 5.5 - Espectro de frequência à esquerda do trator (1 m), com o escapamento original e na posição 1.

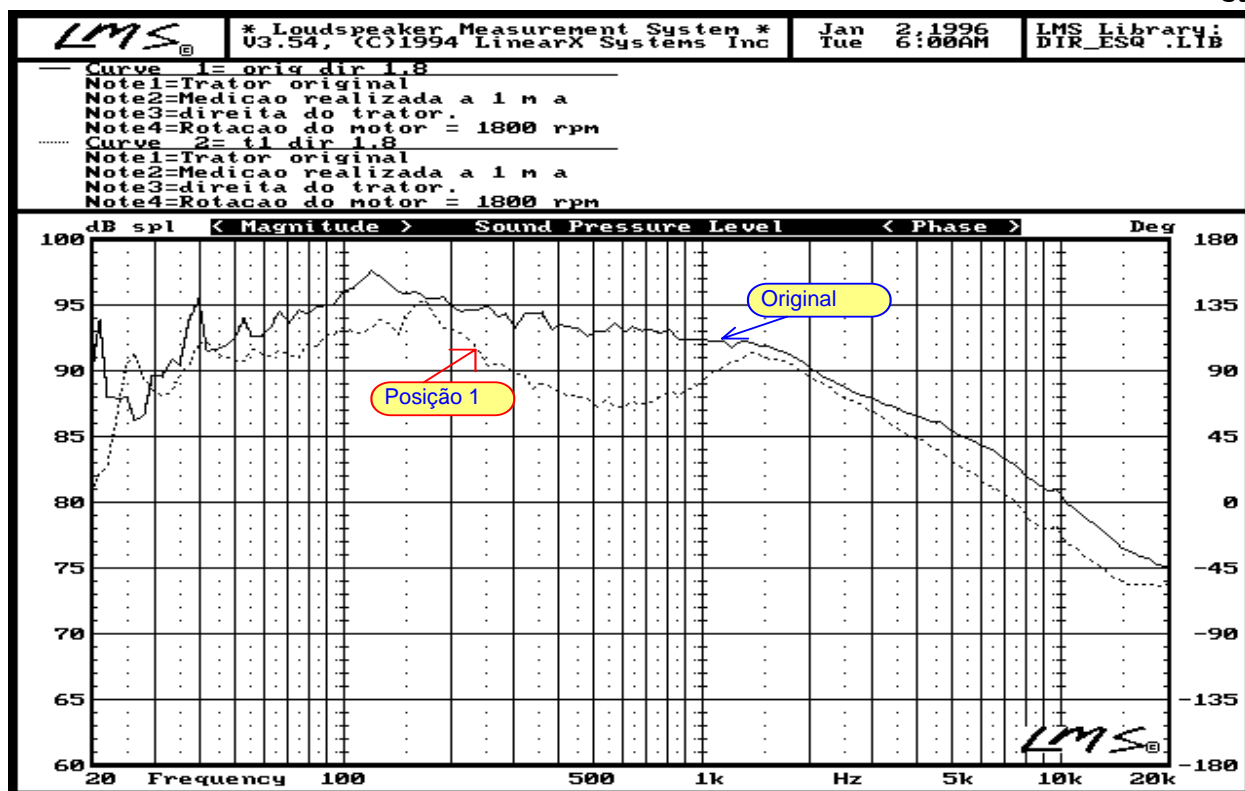


Fig. 5.6 . Espectro de frequência à direita do trator (1 m), com o escapamento original e na posição 1.

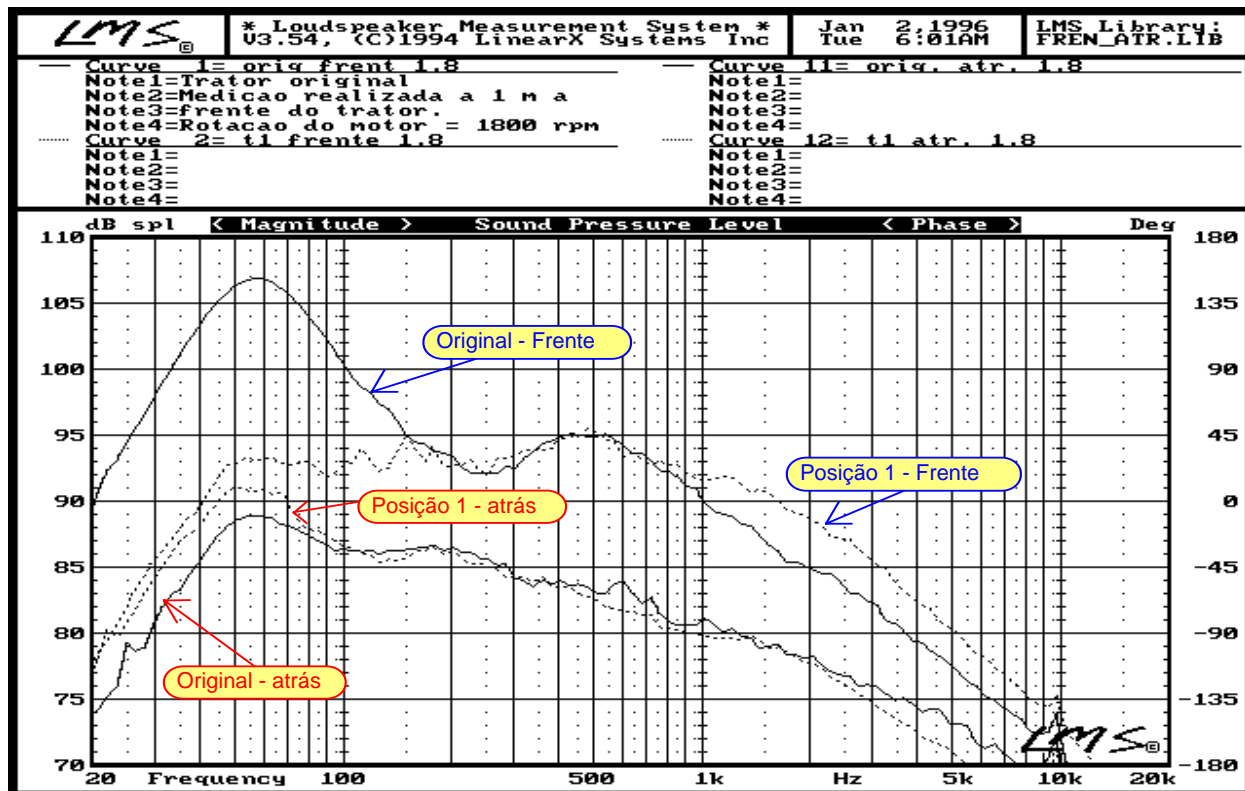


Fig. 5.7 - Espectro de frequências do ruído na frente e atrás do trator na posição 1, comparado com o original.

As Figuras 5.8 e 5.9 mostram os espectros de frequência do ruído próximos ao tratorista, para o escapamento na posição 1, com o motor a 1800 e 1000 rpm, comparados com o original.

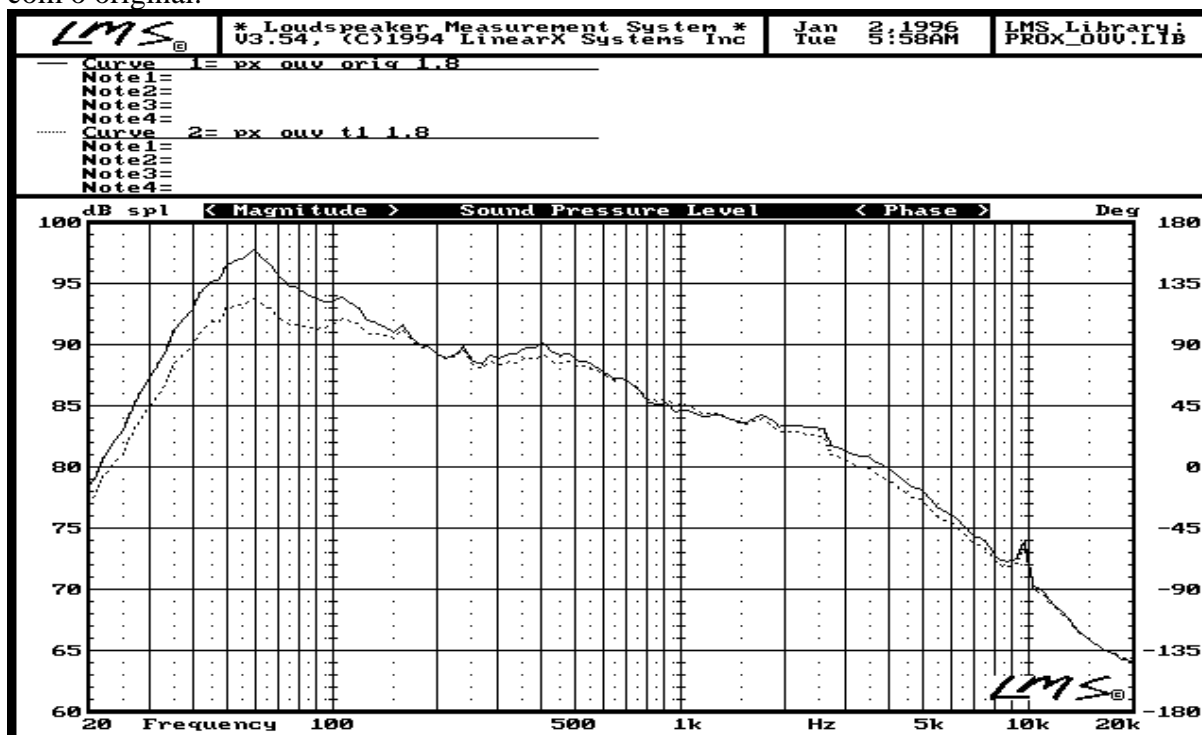


Fig. 5.8 - Espectro de frequência do ruído do trator medido próximo ao ouvido do tratorista, com o escapamento na posição original (linha cheia), e posição 1 (linha tracejada), com o motor na rotação de trabalho (1800 rpm).

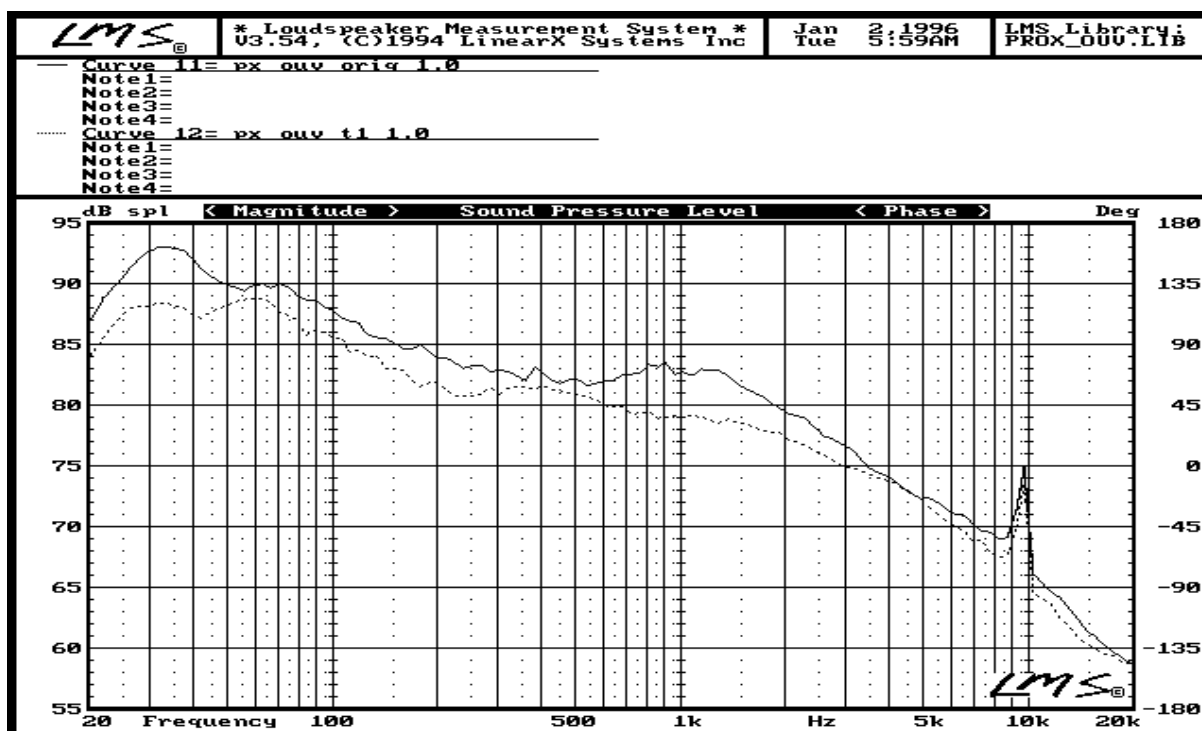


Fig. 5.9 - Espectro de frequência do ruído do trator medido próximo ao ouvido do tratorista, com o escapamento na posição original (linha cheia), e posição 1 (linha tracejada), com o motor na rotação de trabalho (1000 rpm).



Para 1800 rpm, como já era esperado, o distanciamento da saída de gases do tratorista causou uma diminuição do ruído, principalmente nas frequências próximas à pulsação dos gases. Para as outras frequências a diminuição não é significativa. Para 1000 rpm (Figura 5.9), ocorreu o mesmo, ou seja uma diminuição em 33 Hz.

Nota-se que a simples alteração na posição do escapamento causou um diminuição de, aproximadamente, 5 dB (em 60 Hz) em ambos os casos.

Na Figura 5.10 traçou-se os espectros das Figuras 5.8 e 5.9 sobre as Curvas NCB. Embora tenha ocorrido uma diminuição do ruído, os espectros continuam se colocando acima da região de conforto, equivalendo às curvas NCB 83,2 (1800 rpm) e NCB 77,7 (1000 rpm).

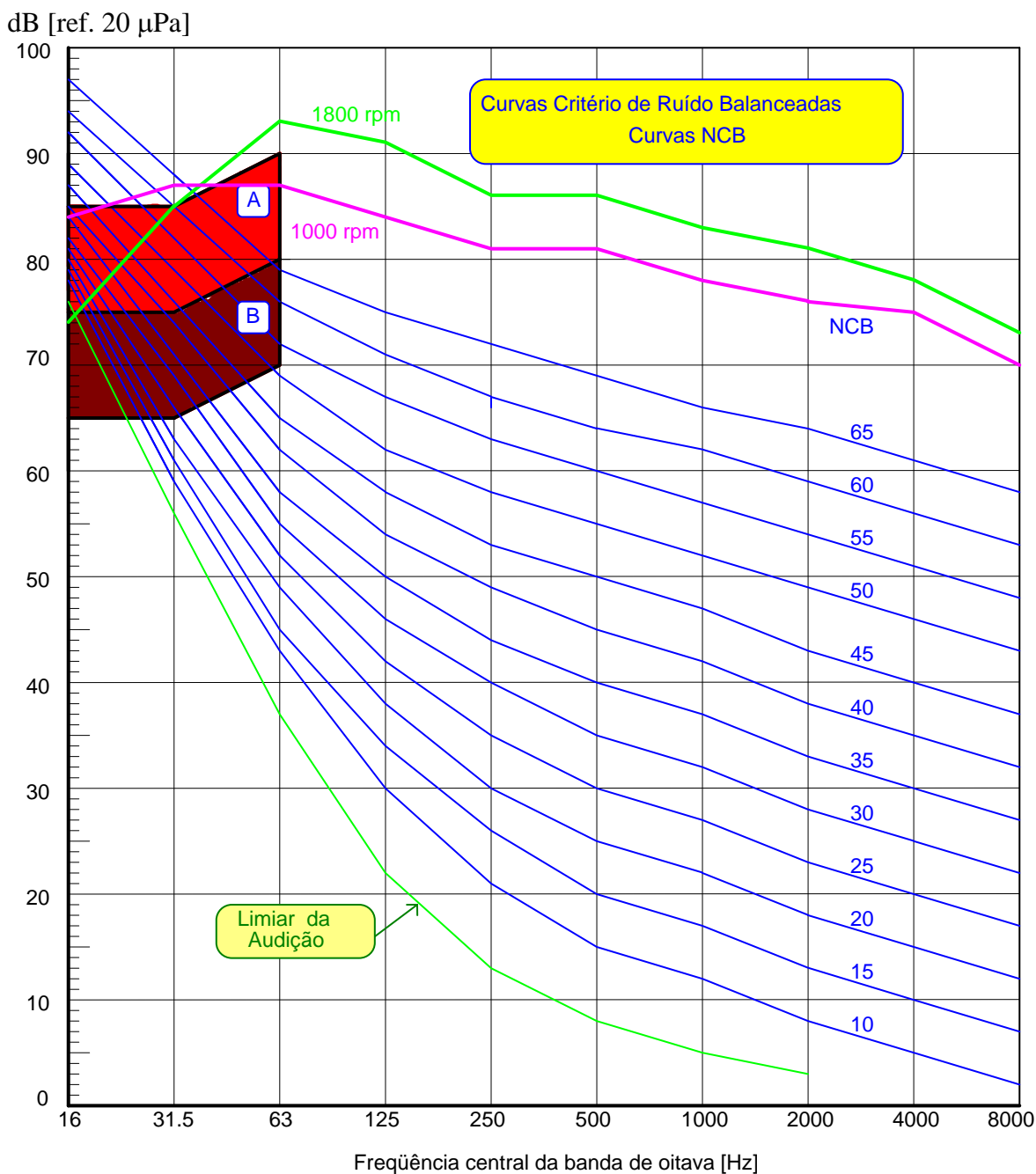


Fig. 5.10 - Curvas Criterio de Ruído Balanceadas (NCB) (BERANEK, 1989a e BERANEK, 1989b) para o escapamento na posição 1, para medições próximas ao ouvido do tratorista.

Ambos os espectros cortaram as regiões "A" e "B" do diagrama, indicando a existência de um ruído de grande intensidade e baixa frequência, bastante desconfortável para o operador.

Os resultados para o sistema de exaustão de gases colocado por cima do trator, junto à capota, utilizando-se o silencioso original, não se mostraram satisfatórios. Esta posição do escapamento foi chamada de "posição 2", e mostrou uma atenuação menor que a posição 1.

As Figuras 5.11, 5.12 e 5.13 mostram o trator com o escapamento na posição 2.



Fig. 5.11 - Localização do silencioso na posição 2.



Fig. 5.12 - Perfil do trator com o escapamento na posição 2.



Fig. 5.13 - Posição do escapamento na posição 2.



A Figura 5.14 apresenta o espectro do ruído próximo à saída do escapamento para a posição 2, comparado com a posição original (Figura 4.3). Notar que, ao se levar os gases da combustão para trás, pelo alto, o pico referente aos pulsos dos gases foi mantido sem atenuação, porém com uma diminuição geral do ruído devido ao distanciamento das outras fontes (motor).

A Figura 5.15 apresenta os espectros medidos com o microfone à esquerda do trator e a Figura 5.16 à direita do trator, comparadas com o trator original (Figura 4.10). A Figura 5.17 mostra o ruído na frente e atrás do trator, em comparação com o original (Figura 4.11). Como era esperado, ao ser instalado o escapamento na posição 2, houve uma boa diminuição do ruído na frente do trator, principalmente nas frequências próximas à pulsação dos gases. O ruído medido atrás do trator teve um ligeiro aumento, nessa mesma banda de frequência.

As Figuras 5.18 e 5.19 mostram os espectros de frequência do ruído próximos ao tratorista, para o escapamento na posição 1, com o motor a 1800 e 1000 rpm, comparados com o original.

Como já era esperado, ao se levar os gases para atrás da capota, houve uma diminuição do ruído, principalmente nas frequências próximas à pulsação dos gases. Para as outras frequências a diminuição não é significativa. Para 1000 rpm (Figura 5.19), ocorreu o mesmo, ou seja uma diminuição em 33 Hz.

Em razão da menor atenuação conseguida na posição 2, em relação a posição 1, a traçagem dos espectros sobre as Curvas NCB ficou prejudicada, pois apresentaria resultados piores que a posição 1 (Figura 5.10).

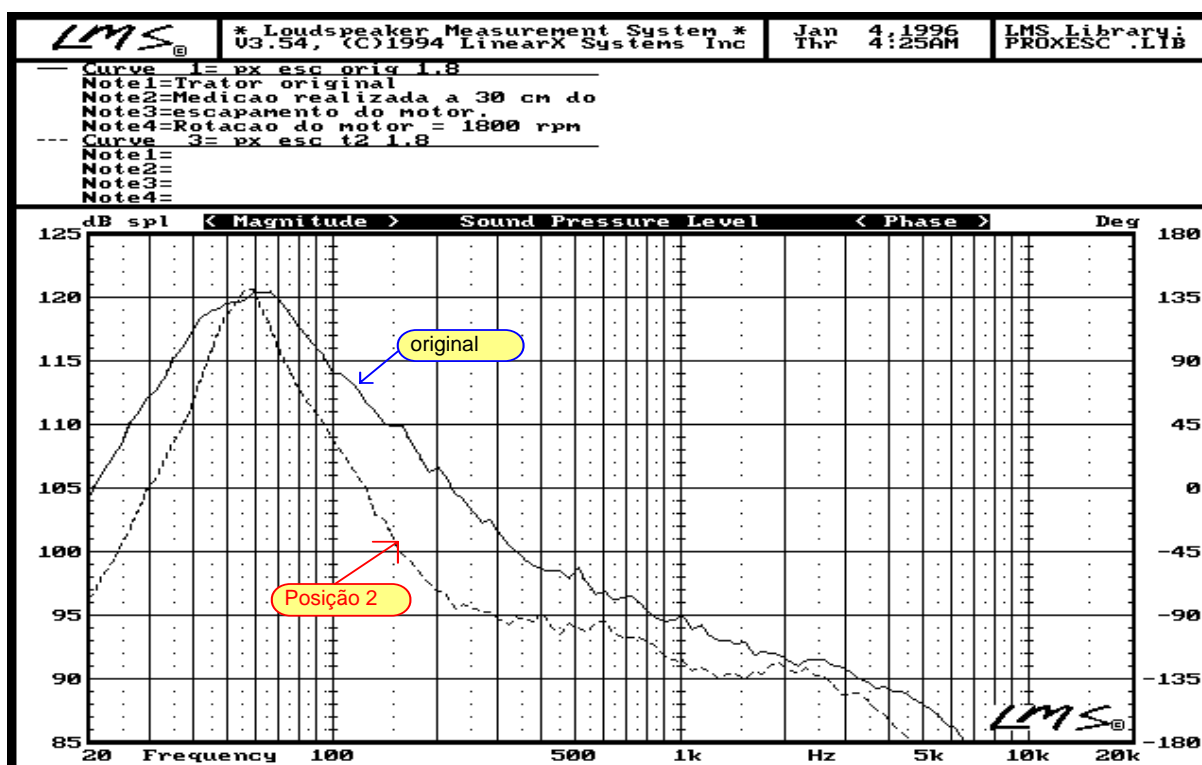


Fig. 5.14 - Espectro do ruído próximo à saída dos gases, para o sistema de exaustão original (linha cheia) e na posição 2 (linha tracejada).

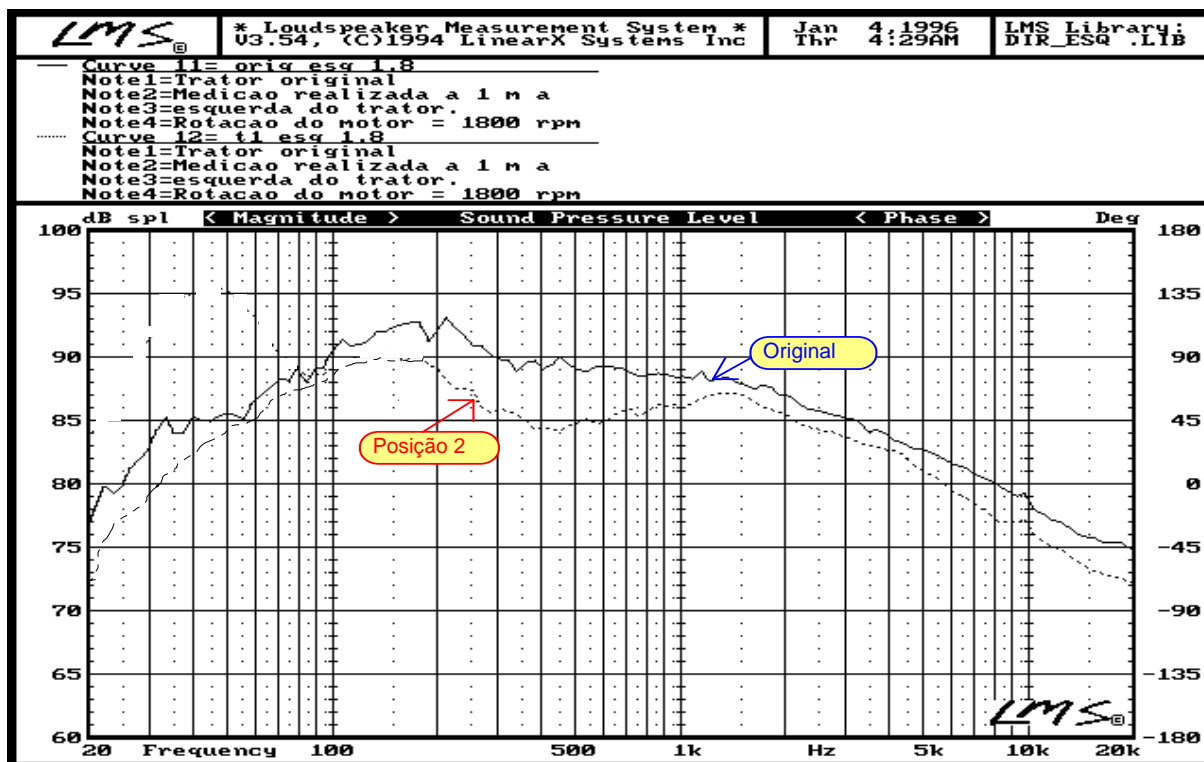


Fig. 5.15 - Espectro de frequência à esquerda do trator (1 m), com o escapamento original na posição 2.

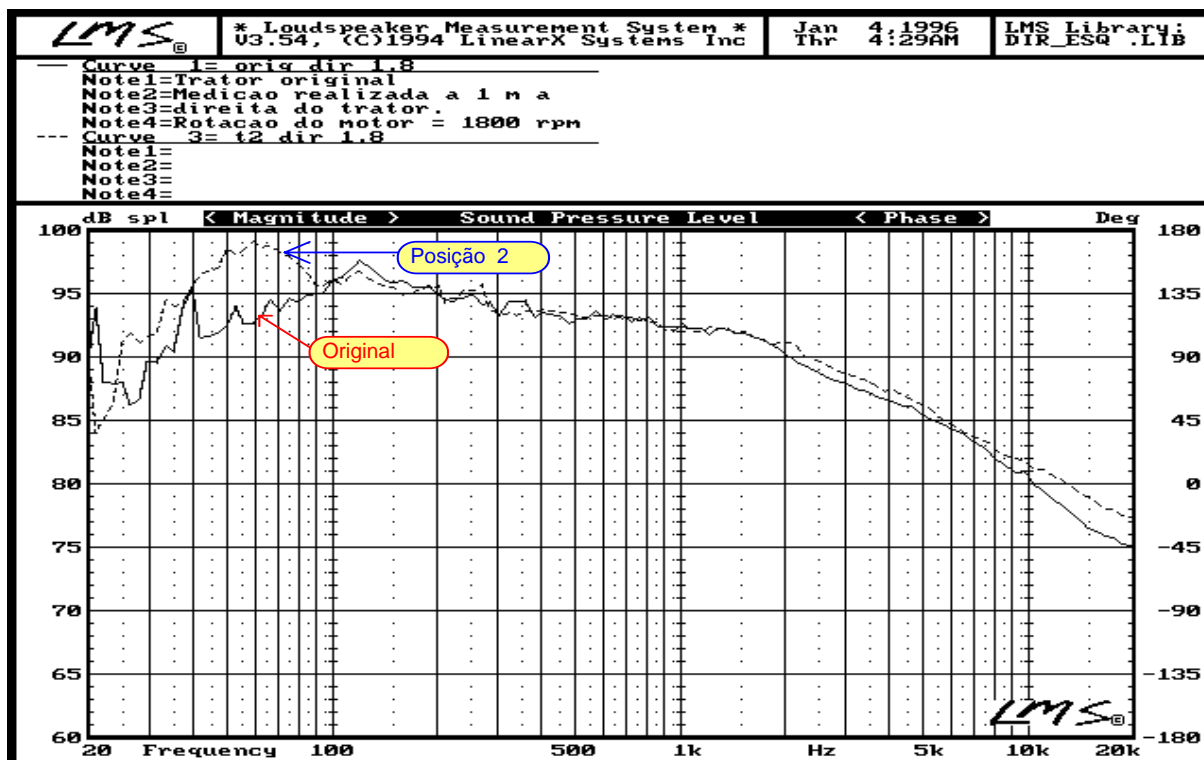


Fig. 5.16 - Espectro de frequência à direita do trator (1 m), com o escapamento original na posição 2.

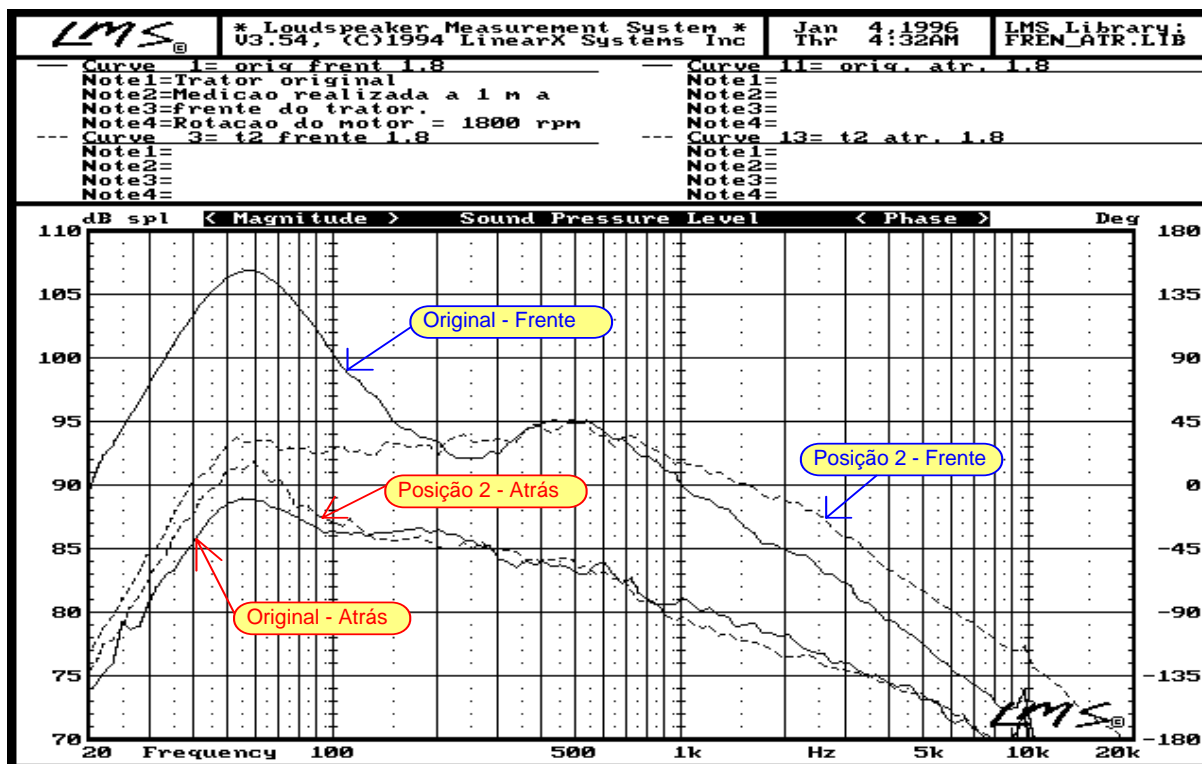


Fig. 5.17 - Espectro de freqüências do ruído na frente e atrás do trator na posição 2, comparado com o original.

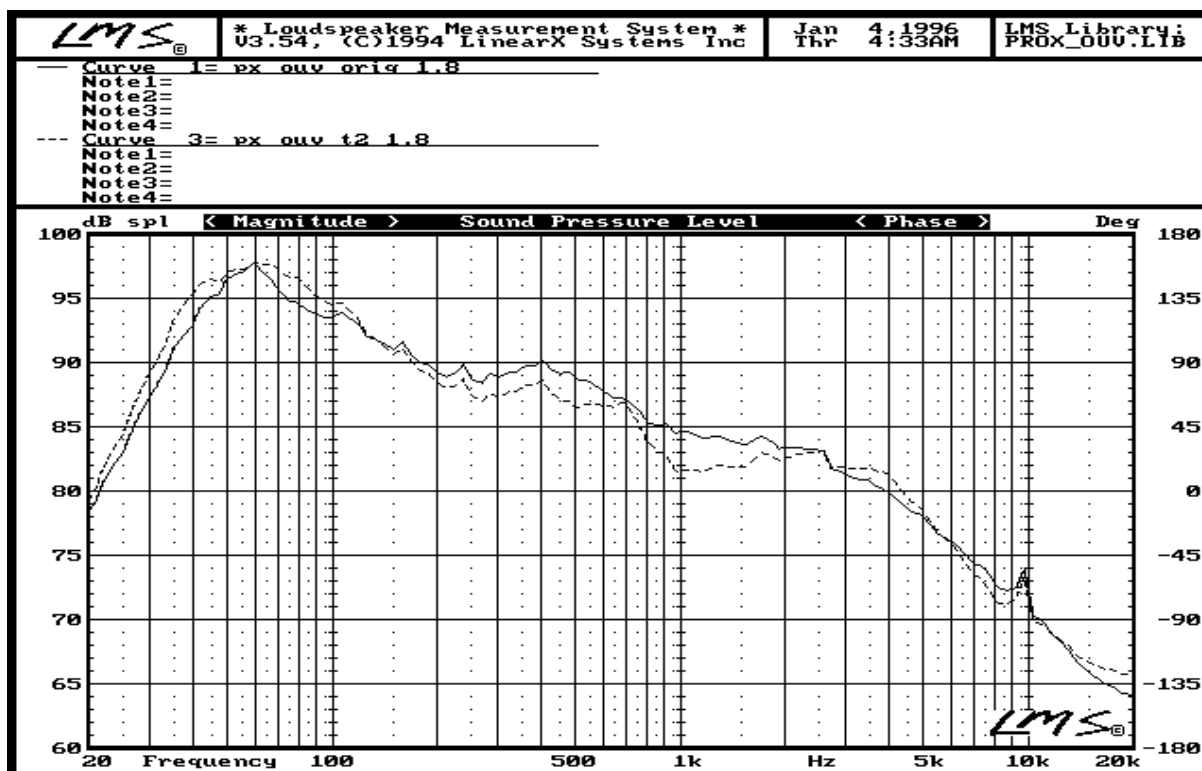


Fig. 5.18 - Espectro de freqüência do ruído do trator medido próximo ao ouvido do tratorista, com o escapamento na posição original (linha cheia), e posição 2 (linha tracejada), com o motor na rotação de trabalho (1800 rpm).

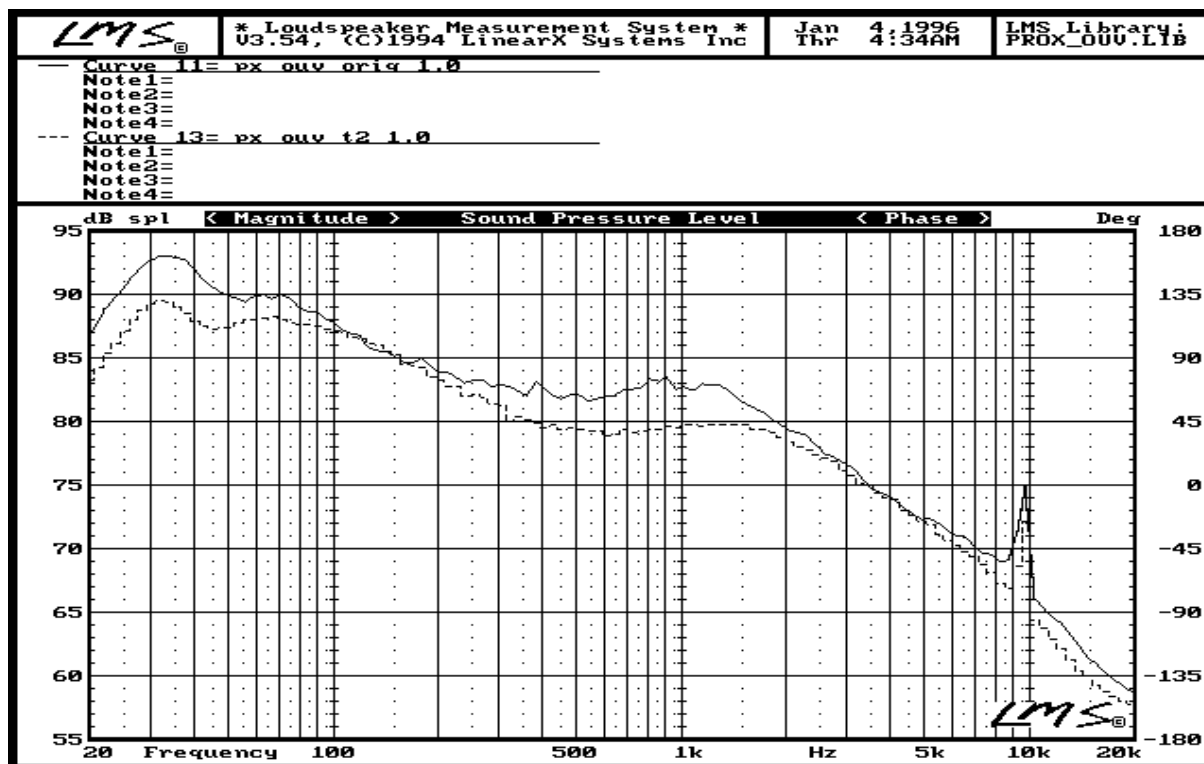


Fig. 5.19 - Espectro de frequência do ruído do trator medido próximo ao ouvido do tratorista, com o escapamento na posição original (linha cheia), e posição 2 (linha tracejada), com o motor na rotação de trabalho (1000 rpm).

## 5.2. - Níveis de ruído com a nova câmara de expansão.

A Figura 5.20 apresenta o espectro de frequência do escapamento com a nova câmara de expansão instalada na posição original do trator (1800 rpm). Para comparação, também foi traçado o espectro do ruído com a câmara original (Figura 4.3). Notar a atenuação da nova câmara, diminuindo 26 dB em 60 Hz, o que é plenamente compatível com a curva teórica de atenuação, na Figura 4.17.

A Figura 5.21 mostra as mesmas curvas para a rotação do motor em 1000 rpm. Notar que, embora a atenuação do ruído continue alta, a eficiência da câmara já não foi tão grande para o pico de 33 Hz, diminuindo aproximadamente 12 dB o ruído.

As Figuras 5.22 e 5.23 apresentam os espectros do ruído medidos à direita e à esquerda do trator (1 m). Como era previsto, a atenuação se mostrou bastante próxima para ambas as figuras.

A Figura 5.24 mostra os espectros do ruído medidos na frente e atrás do trator, para o escapamento original e para a nova câmara. Notou-se que a atenuação do ruído dos gases de expansão diminui bastante o ruído nas baixas frequências.

É importante lembrar que os espectros das Figuras 5.22, 5.23 e 5.24, que avaliam o ruído próximo ao trator, continuam acima dos limites de conforto estabelecidos pelas Curvas NCB, ou seja, o ruído não permite a comunicação oral ou por telefone nas proximidades do trator.

A Figura 5.25 apresenta o espectro do ruído medido próximo ao ouvido do operador para 1800 rpm, e a Figura 5.26 para 1000 rpm.

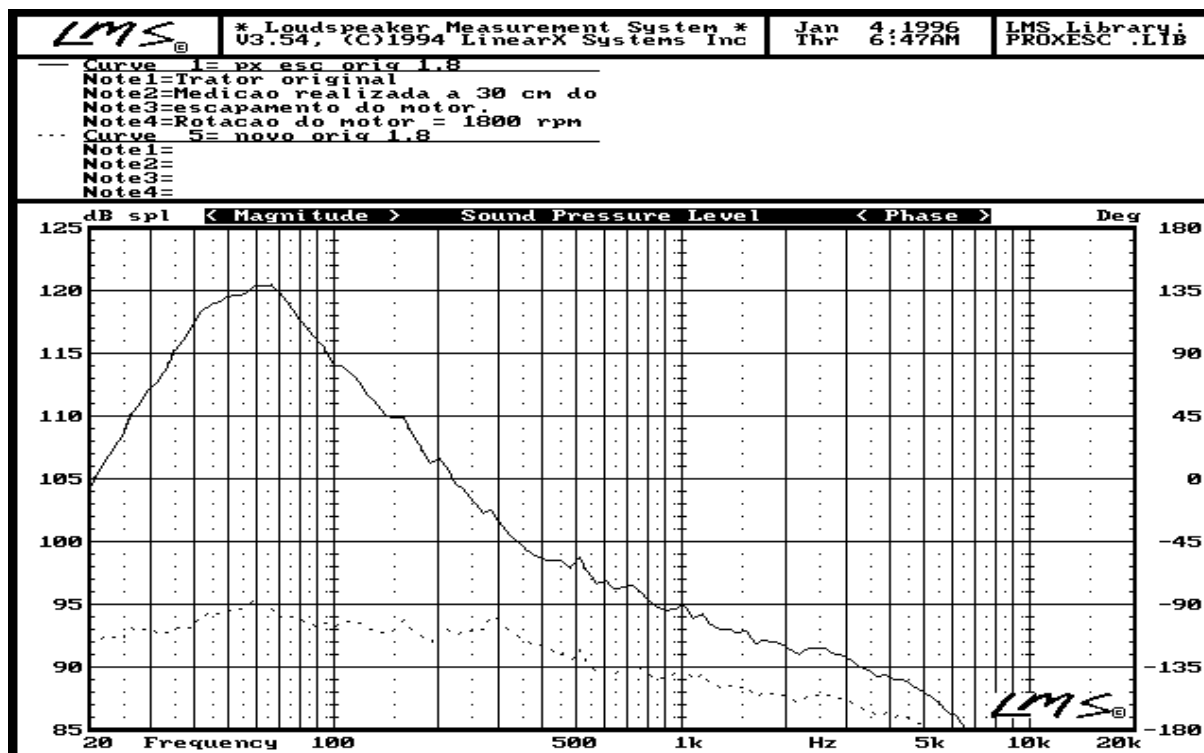


Fig. 5.20 - Espectro de frequência do ruído do trator medido próximo ao escapamento (0,30 m), com o silencioso original (linha cheia) e com o novo silencioso (linha tracejada), para a rotação de trabalho do motor, 1800 rpm.

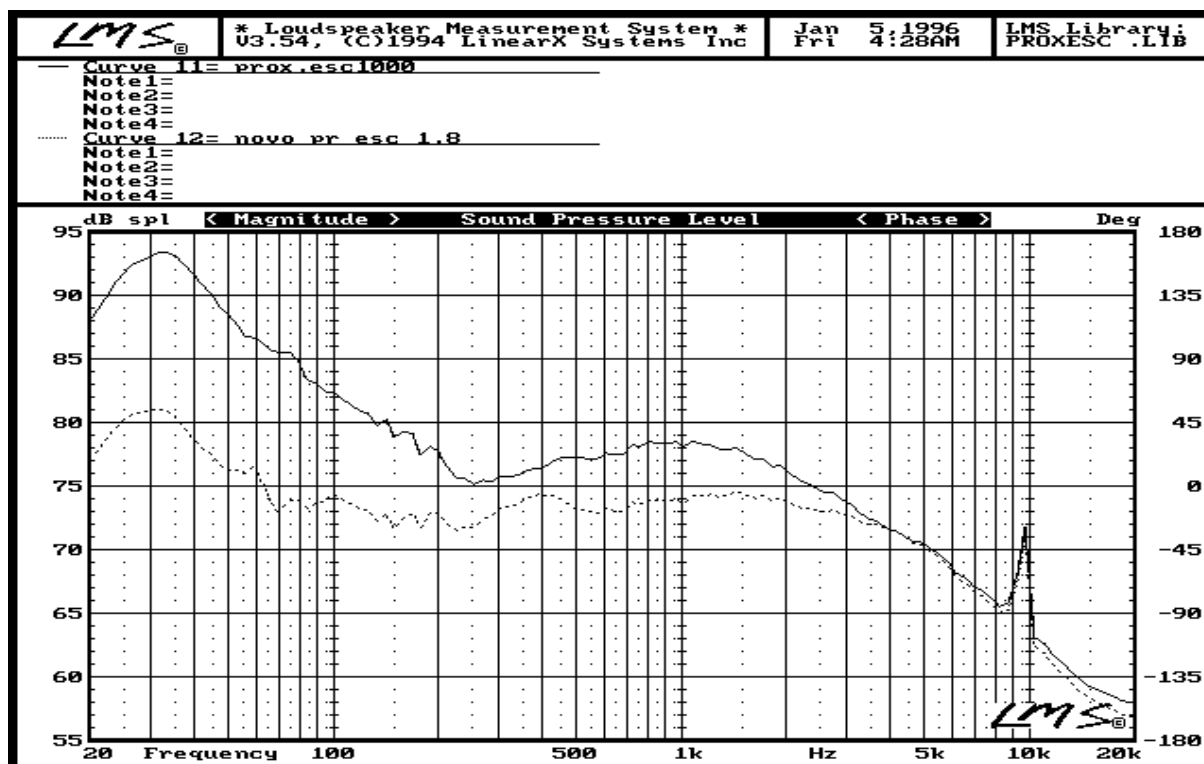


Fig. 5.21 - Espectro de frequência do ruído do trator medido próximo ao escapamento (0,30 m), com o silencioso original (linha cheia) e com o novo silencioso (linha tracejada), para 1000 rpm.

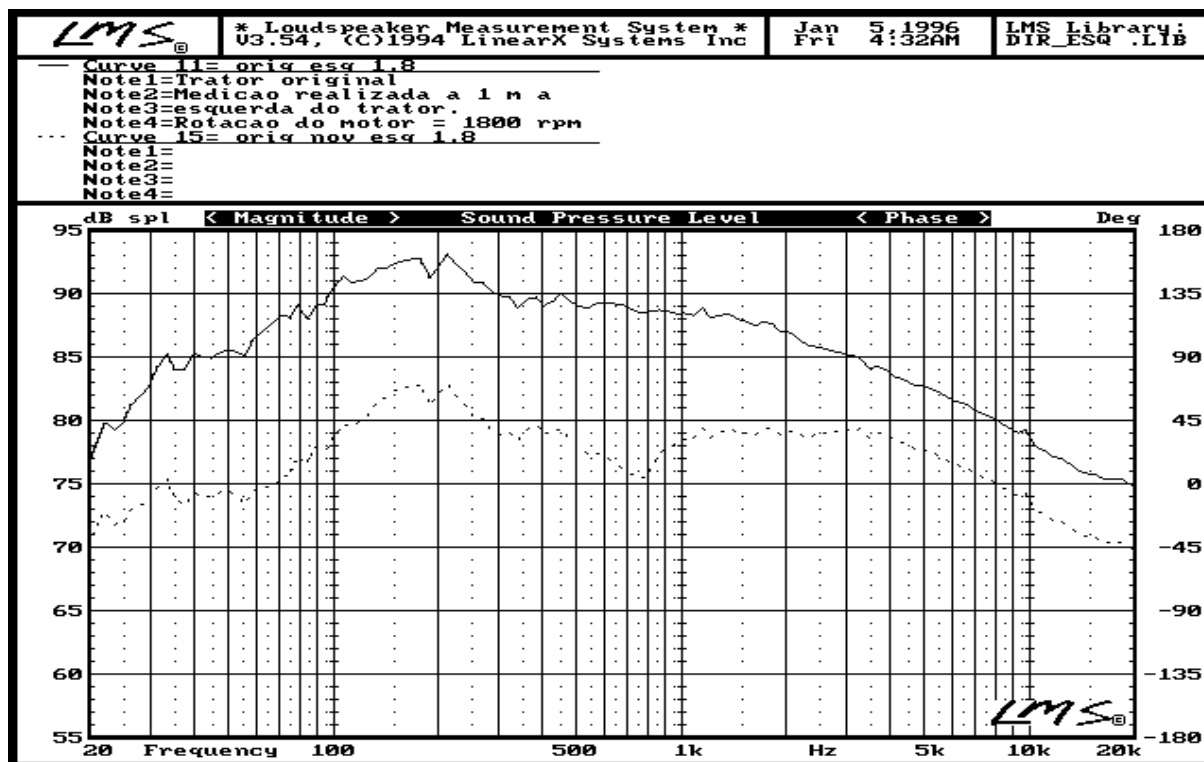


Fig. 5.22 - Espectro de frequência do ruído medido à esquerda do trator (1 m), com o silencioso original (linha cheia) e com o novo silencioso (linha tracejada), instalados na posição original, para 1800 rpm.

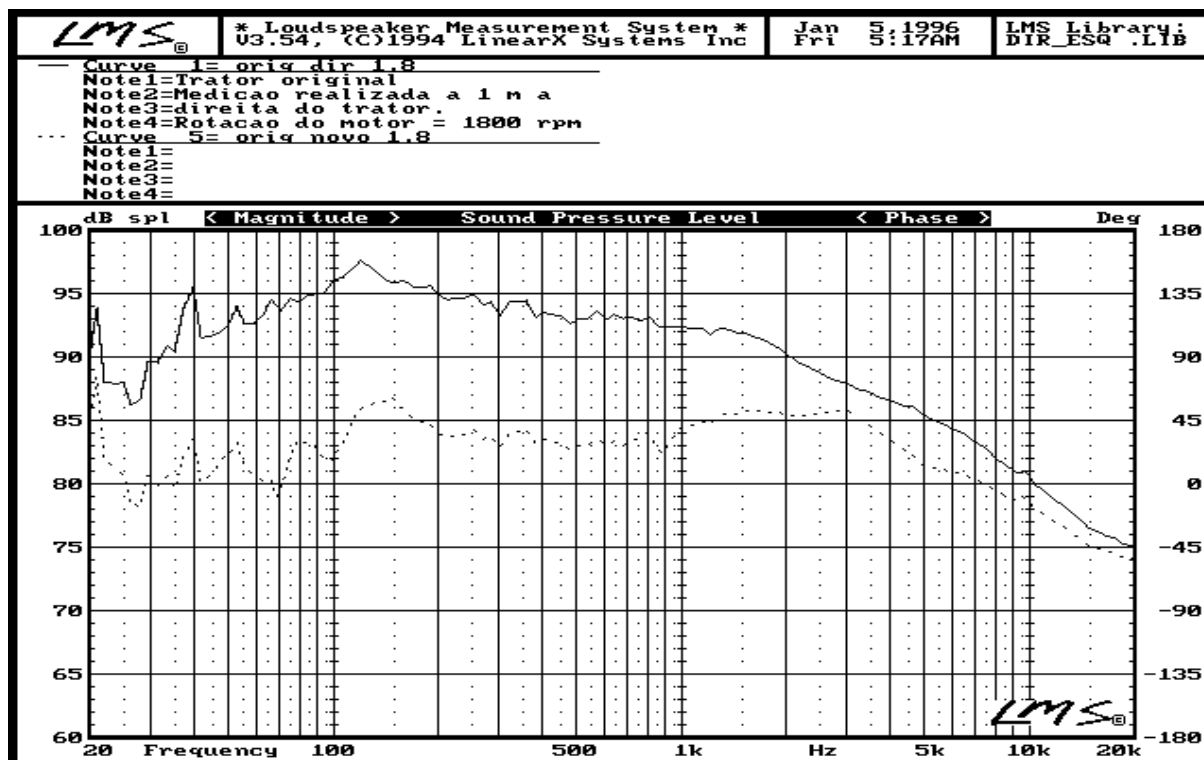


Fig. 5.23 - Espectro de frequência do ruído medido à direita do trator (1 m), com o silencioso original (linha cheia) e com o novo silencioso (linha tracejada), instalados na posição original, para 1800 rpm.

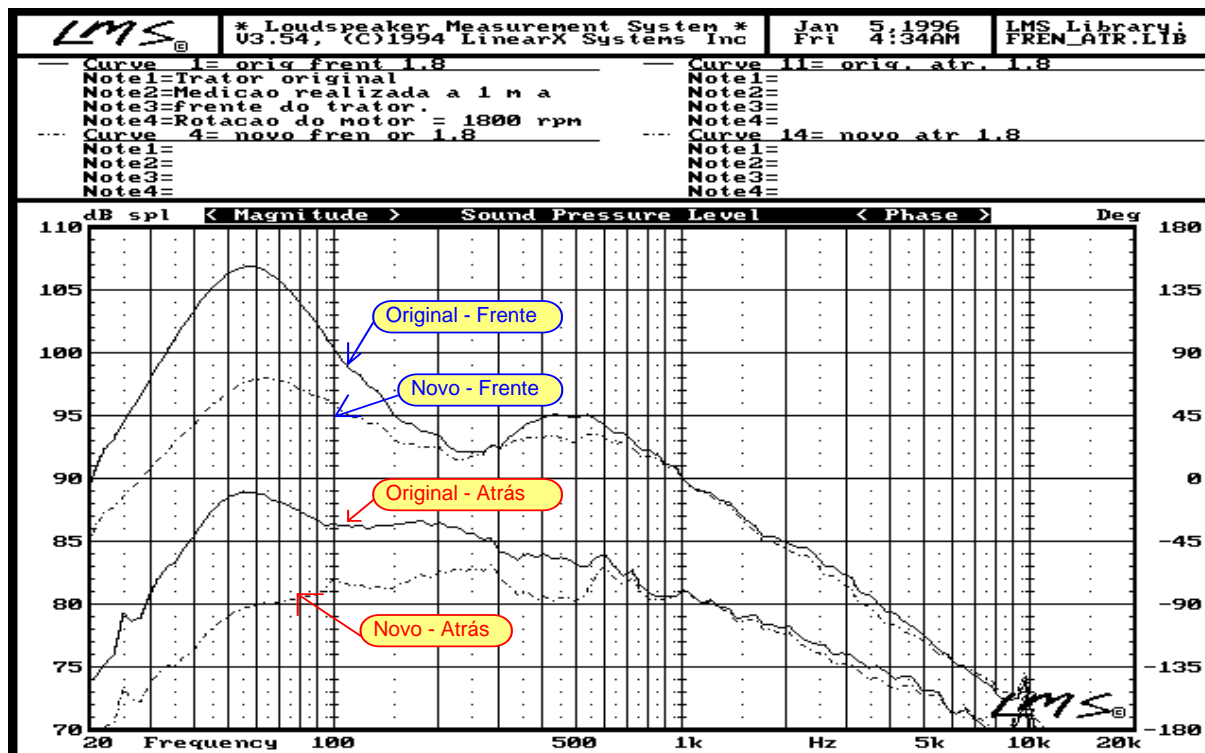


Fig. 5.24 - Espectros de frequência medidos atrás e na frente do trator (1 m), para o escapamento original e para a nova câmara, instalados na posição original.

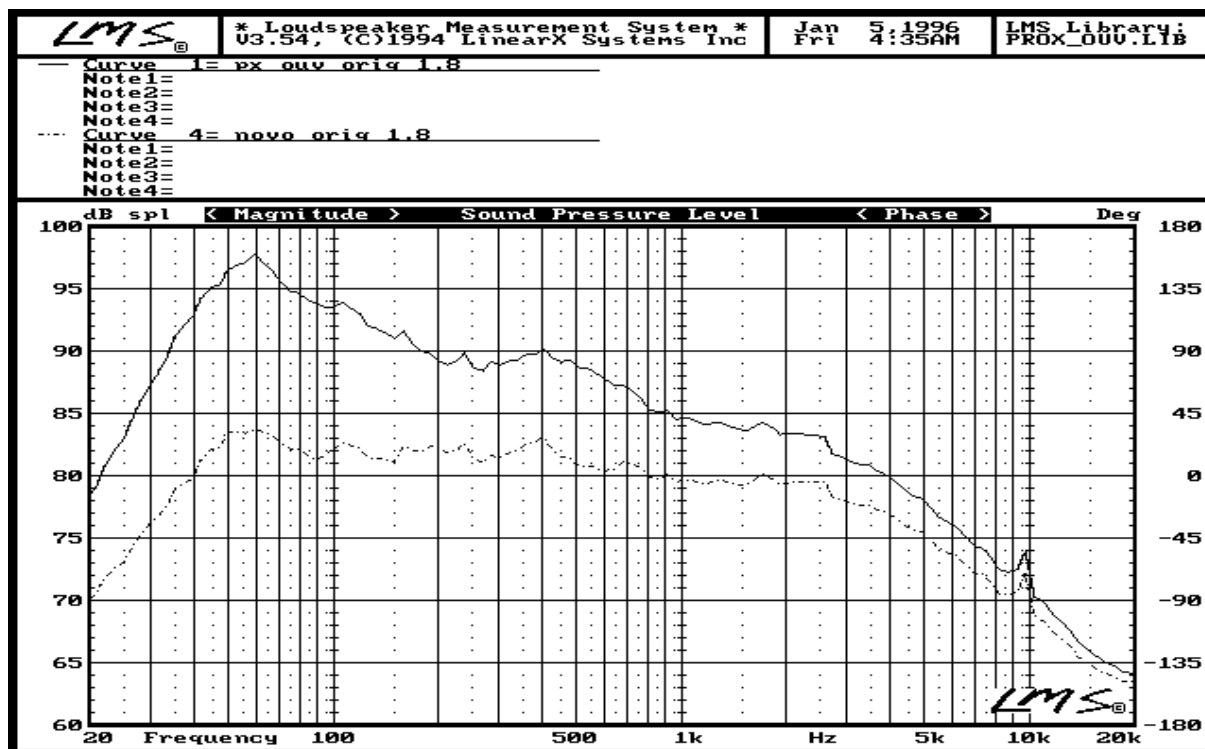


Fig. 5.25 - Espectro de frequência medido próximo ao ouvido do tratorista, com o silencioso original (linha cheia), e com a nova câmara de expansão (linha tracejada), instalados na posição original, para 1800 rpm do motor.

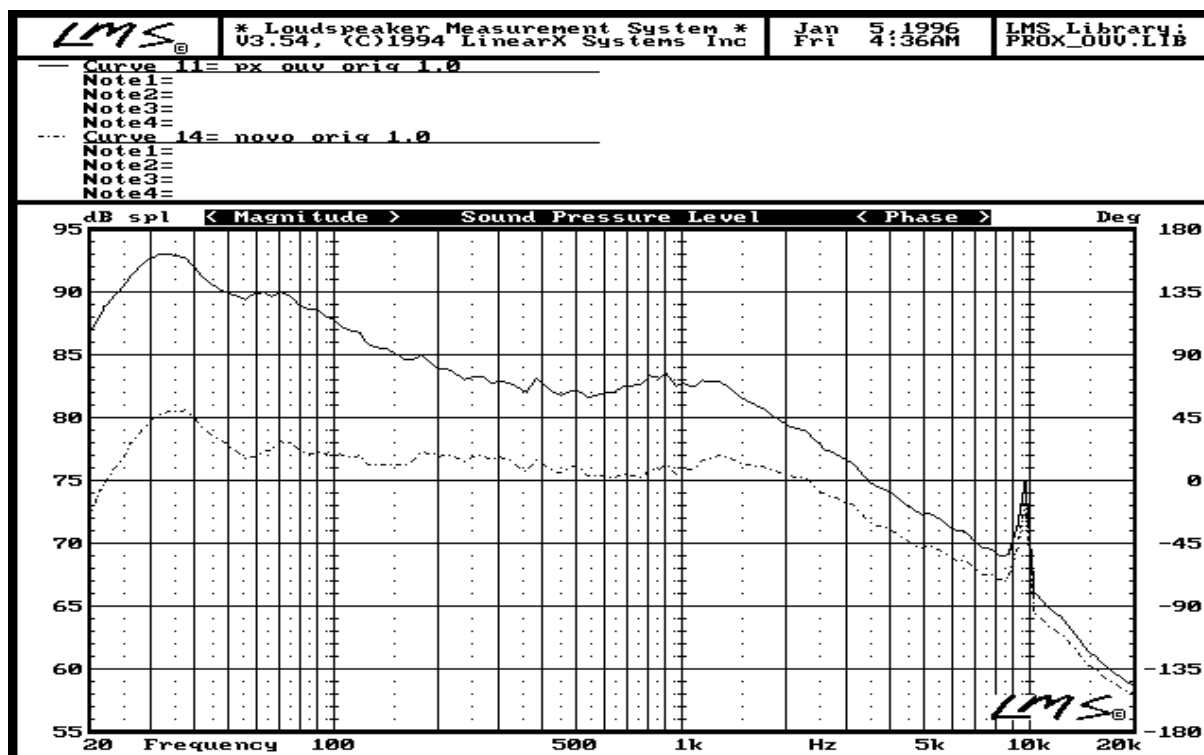


Fig. 5.26 - Espectro de frequência medido próximo ao ouvido do tratorista, com o silencioso original (linha cheia), e com a nova câmara de expansão (linha tracejada), instalados na posição original, para 1000 rpm do motor.

Nota-se que a alteração do projeto da câmara de expansão fez com que os níveis de ruído no posto de trabalho do operador se atenuassem para valores inferiores a 85 dB. Os níveis totais de ruído (banda ampla) acusaram 84 dB(C) e 81 dB(A). Para 1000 rpm, os níveis apresentaram valores parecidos, porém para frequências mais baixas.

Os níveis abaixo de 85 dB(A), de acordo com a legislação brasileira (Portaria 3.214, NR 15) permitem a operação do trator por 8 horas diárias sem qualquer equipamento de proteção auditiva. Isso representa que, com a nova câmara de expansão, o trator poderia ser operado, em trabalho contínuo, por 8 horas, diariamente, sem oferecer (conforme a legislação) risco de perda auditiva a seu operador. Cabe lembrar que pesquisas na área de fonoaudiologia têm demonstrado que existe risco de perda auditiva para níveis abaixo de 85 dB(A). **RODRIGUES e FERNANDES (1994)** demonstraram esse fato, ao analisarem 14 operadores de máquinas de injeção de plástico submetidos a níveis de ruído entre 79 e 85 dB(A), com média de 83,2 dB(A); nas audiometrias de 1992, haviam 53 % de ouvidos normais; em 1993, 39%; e em 1994, 36 % de ouvidos normais.

A Figura 5.27 faz a análise do conforto do operador do trator, traçando as curvas das Figuras 5.25 e 5.26 para a nova câmara sobre as Curvas NCB. Os espectros equivalem às curvas NCB 76,5 (para 1800 rpm), e NCB 72,2 (para 1000 rpm), o que torna o ruído próximo a curva de limite de conforto (NCB 65). Embora tenha ocorrido uma sensível diminuição dos riscos de perda de audição induzida por ruído, o trator continua sem qualquer conforto acústico.



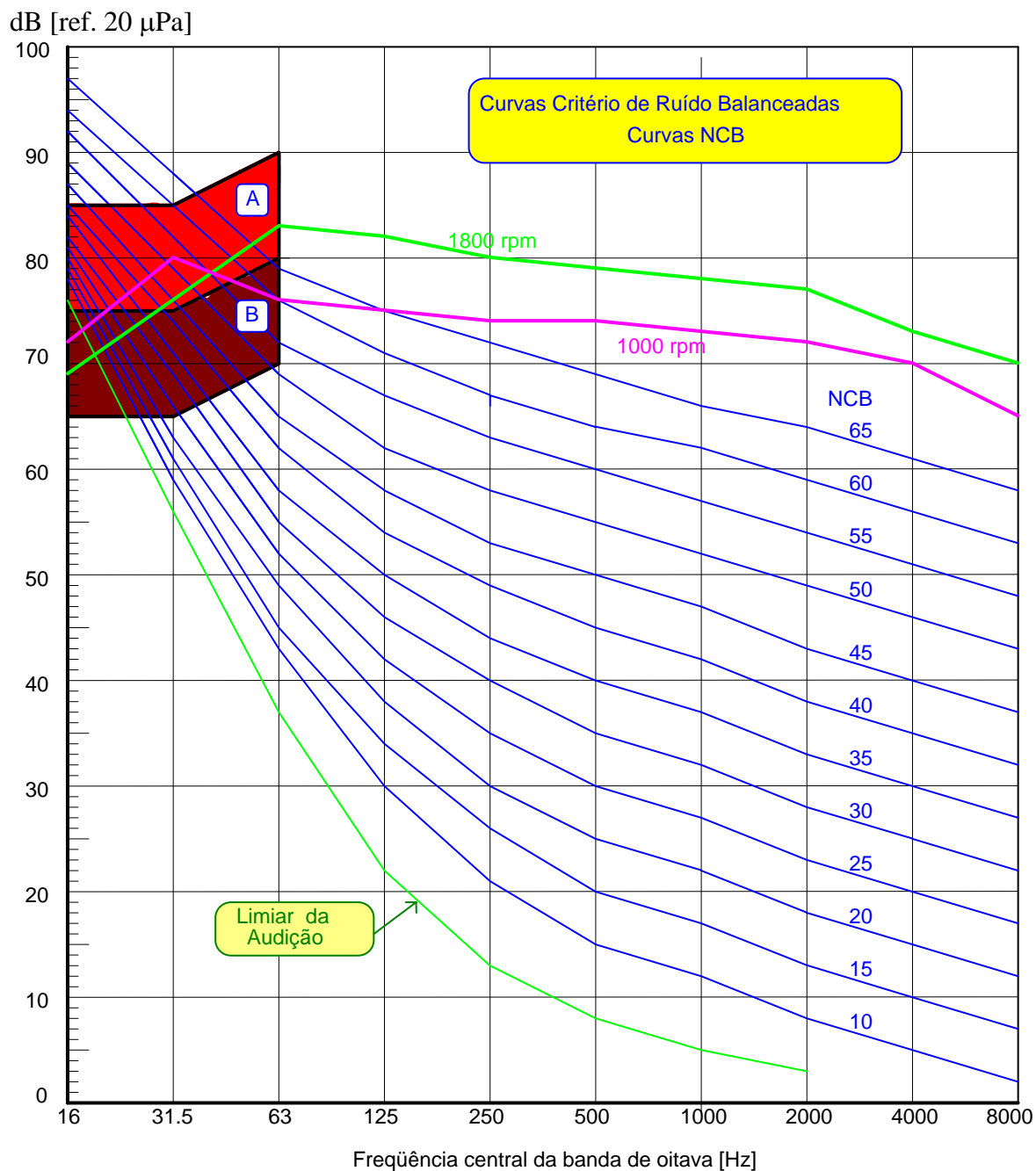


Fig. 5.27 - Curvas Critério de Ruído Balanceadas (NCB) (BERANEK, 1989a e BERANEK, 1989b) para o novo silencioso, na posição original, para medições próximas ao ouvido do tratorista.

As Figuras 5.28 e 5.29 mostram os espectros do ruído do trator para o novo silencioso posicionado nas posições original, posição 1 (por baixo), e posição 2 (por cima), para 1800 rpm do motor. A Figura 5.29 permite a comparação dessas curvas com o silencioso original do trator. Cabe lembrar que as medições foram tomadas junto (0,30 m) à saída dos gases do escapamento.

A Figura 5.28 demonstra uma sensível diminuição dos níveis de ruído. O espectro com o novo silencioso na posição original mostrou um nível de até 95 dB, associando o ruído do escape dos gases (banda aproximada de 30 a 120 Hz), com o ruído da hélice (banda aproximada de 150 a 400 Hz) e de outras partes do motor. Quando as medições foram realizadas nos pontos 1 e 2, permaneceu o pico referente ao ruído dos gases, e diminuiu o ruído de outras fontes.

A Figura 5.29 mostra (embora o software LMS não tenha permitido uma visão mais completa) os progressos obtidos com as alterações: as três curvas de maior nível se referem ao escapamento original, e as três na parte inferior do gráfico são da nova câmara (Figura 5.28).

A Figura 5.30 apresenta os espectros medidos à esquerda do trator (1 m), com o motor a 1800 rpm. As três curvas de maior nível se referem ao silencioso original e as três inferiores ao novo silencioso. Notar que os níveis estão abaixo de 80 dB, o que exclui a possibilidade de perda de audição para pessoas que trabalhem próximas ao trator, embora estejam acima dos níveis considerados confortáveis.

A Figura 5.31 mostra os espectros do ruído à direita (1 m) do trator, com o motor a 1800 rpm. As três curvas superiores foram tomadas para o silencioso original, e as três inferiores para a nova câmara. Notar que essas medições à direita se mostraram maiores que à esquerda (aproximadamente 5 dB); isto pode ser explicado pela disposição do sistema de exaustão nas posições 1 e 2 serem à direita do trator.

A análise espectral do ruído atrás (1 m) do trator, com a motor a 1800 rpm, é apresentado na Figura 5.32. Notar que a diferença de nível ocorreu na banda dos pulsos dos gases (baixas frequências): as três curvas superiores se referem ao ruído do trator com o silencioso original, e as outras três curvas ao novo silencioso.

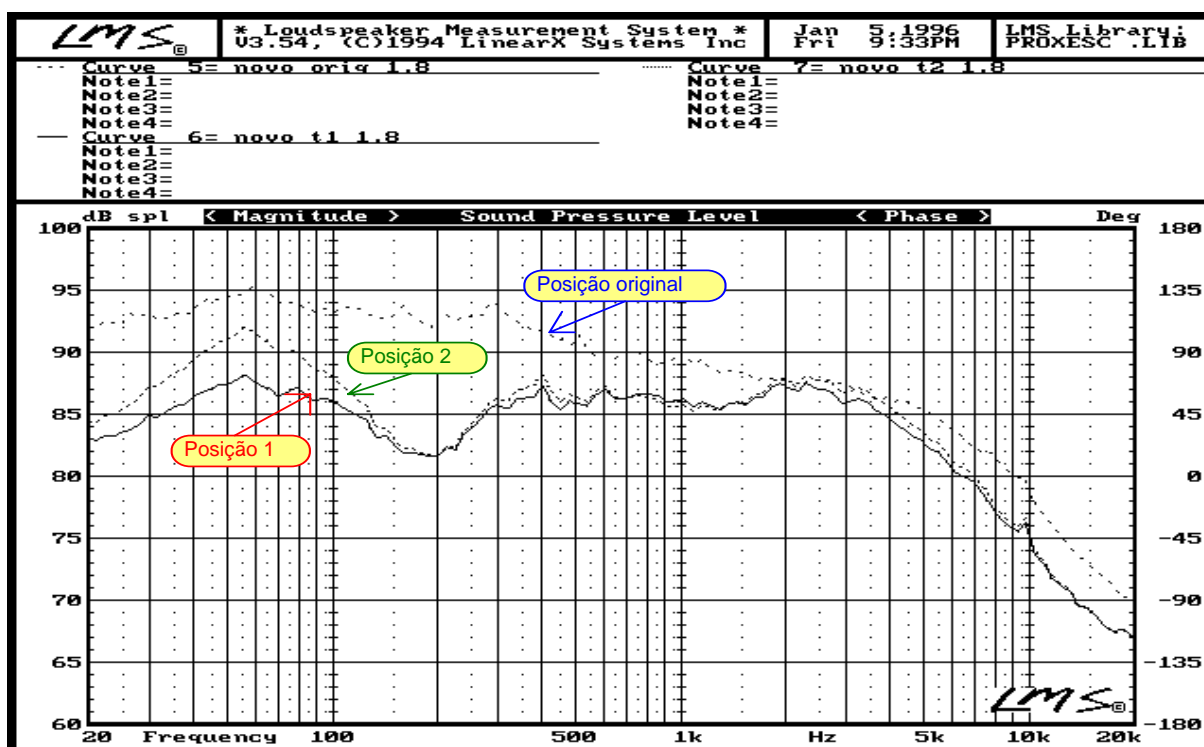


Fig. 5.28 - Espectros de frequências do ruído do trator (para 1800 rpm) utilizando a nova câmara de expansão, nas posições original, posição 1, e posição 2.

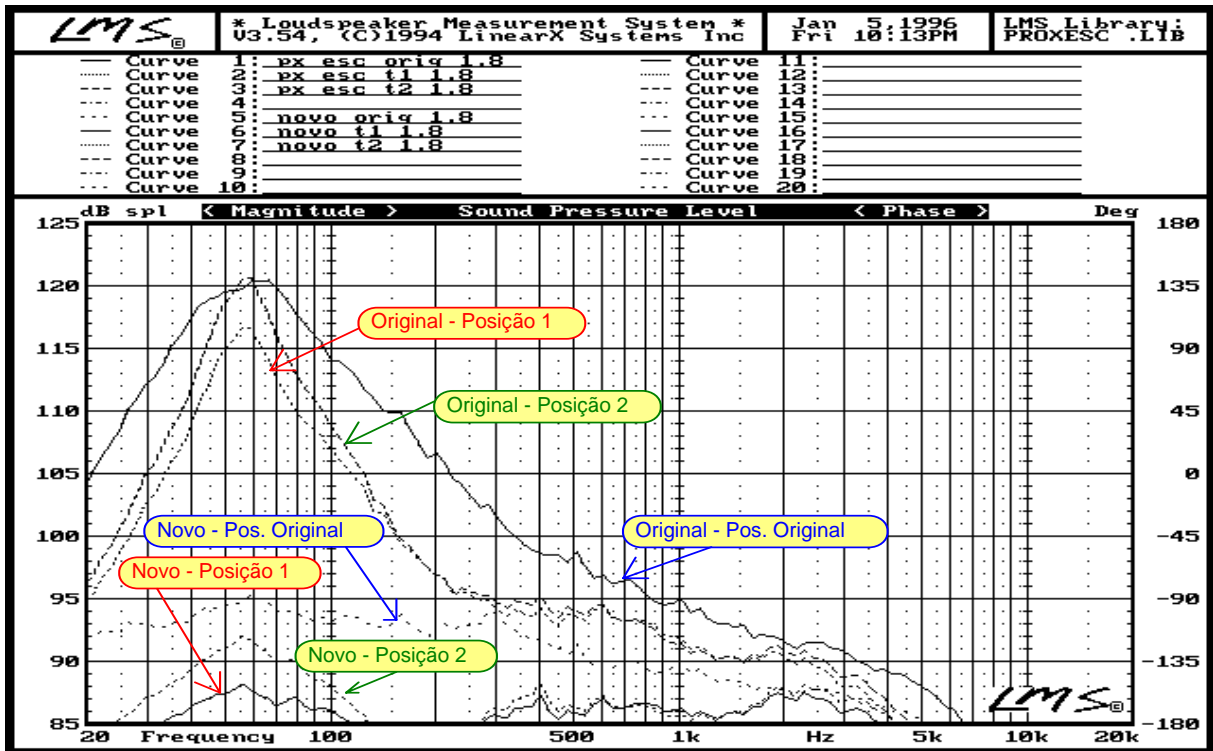


Fig. 5.29 - Comparação entre os espectros de frequências do ruído do trator (para 1800 rpm) utilizando a nova câmara de expansão e a original, nas posições original, posição 1, e posição 2.

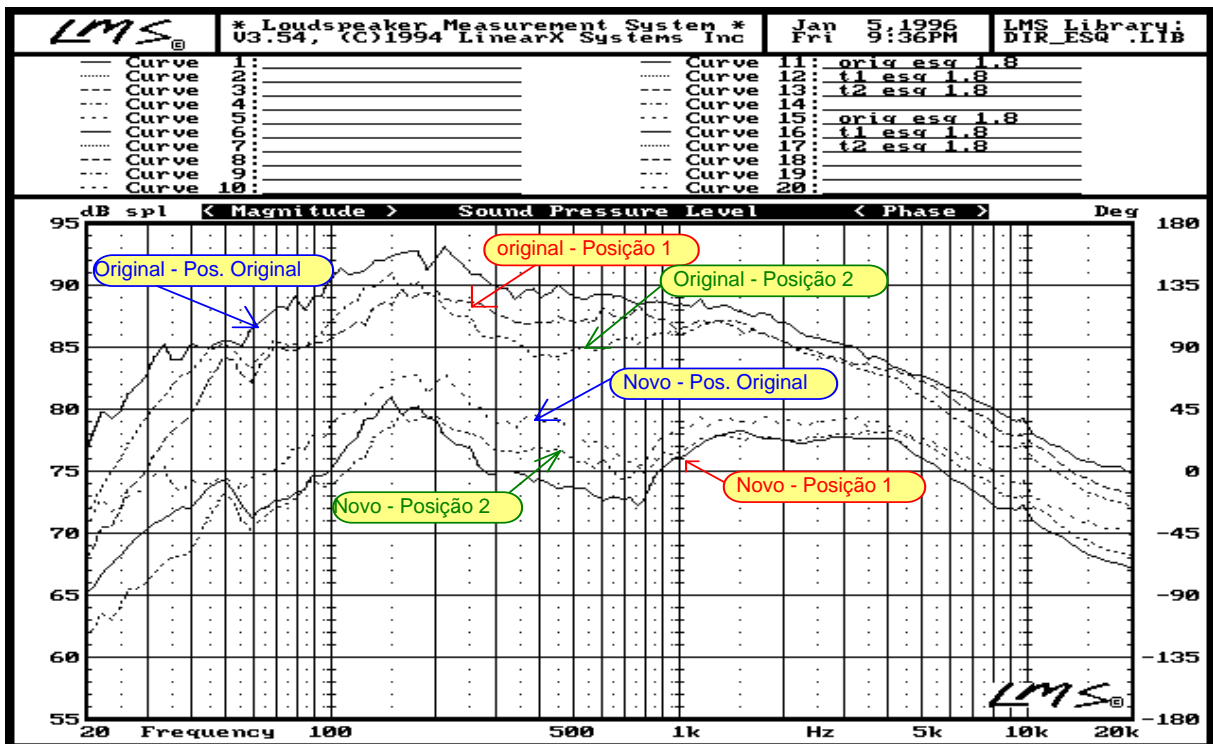


Fig. 5.30 - Comparação entre os espectros de frequências do ruído do trator (para 1800 rpm), medidos à esquerda do trator (1 m) utilizando a nova câmara de expansão e a original, nas posições original, posição 1, e posição 2.

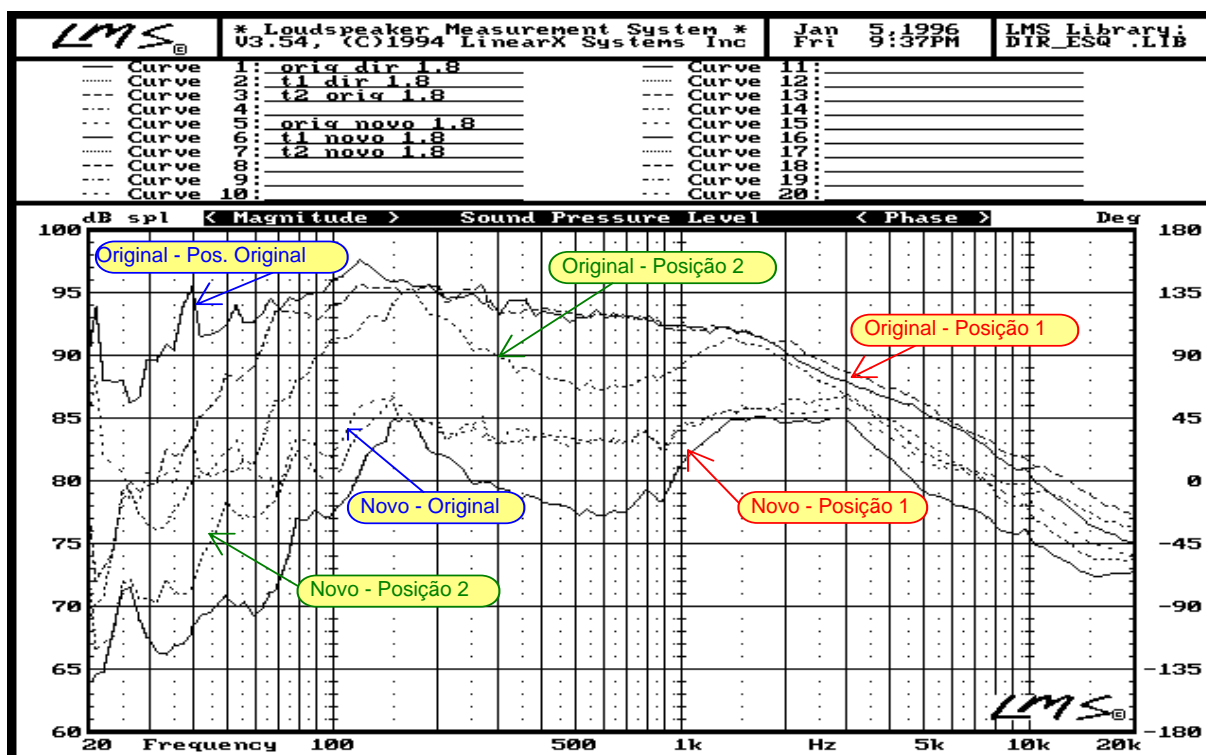


Fig. 5.31 - Comparação entre os espectros de frequências do ruído do trator (para 1800 rpm), medidos à direita do trator (1 m) utilizando a nova câmara de expansão e a original, nas posições original, posição 1, e posição 2.

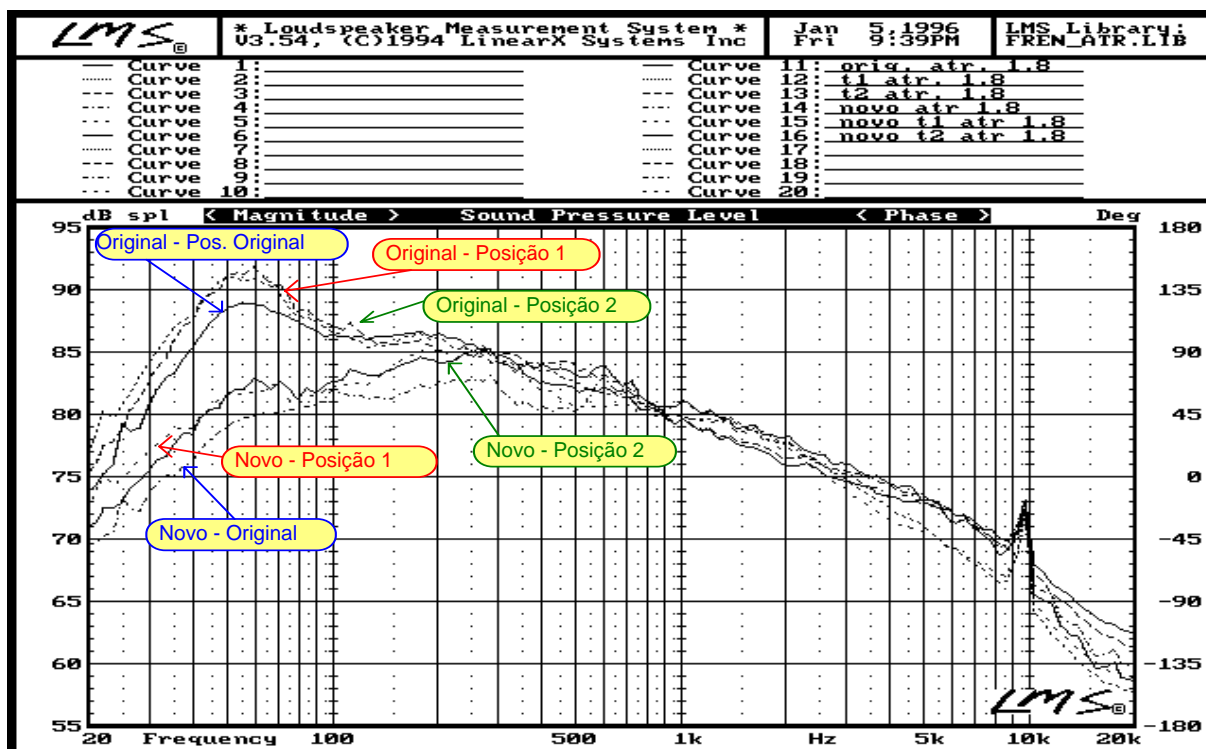


Fig. 5.32 - Comparação entre os espectros de frequências do ruído do trator (para 1800 rpm), medidos atrás do trator (1 m) utilizando a nova câmara de expansão e a original, nas posições original, posição 1, e posição 2.

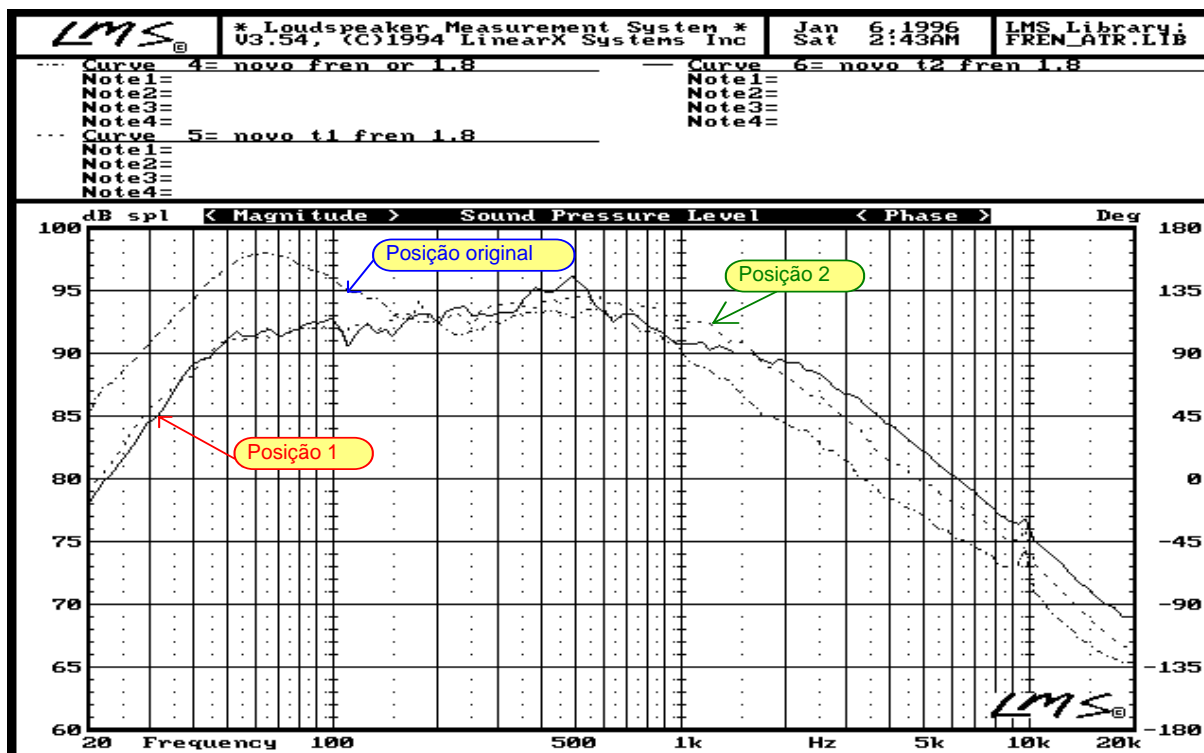


Fig. 5.33 - Espectros de frequências do ruído do trator (para 1800 rpm), medidos na frente do trator (1 m) utilizando a nova câmara de expansão, nas posições original, posição 1, e posição 2.

A avaliação dos efeitos das alterações no sistema de exaustão do trator sobre os níveis de ruído pode ser feita pela Figura 5.34. Ela apresenta os espectros do ruído medidos próximo ao ouvido do tratorista (conforme a NBR 9999), com o motor a 1800 rpm. As três curvas de maior nível representam os espectros com o silencioso original, enquanto que as três curvas inferiores os espectros com a nova câmara de expansão.

A melhor situação foi para a nova câmara, instalada na posição 1 (por baixo), onde o maior nível do espectro atingiu 81 dB (60 Hz), acusando uma atenuação de 17 dB. Com esse espectro de ruído, é possível o operador trabalhar sem o aparelho de proteção auricular, dificilmente ocorrendo risco de perda de audição induzida por ruído (PAIR).

A Figura 5.35 apresenta os espectros com as mesmas características da Figura 5.34, para o motor a 1000 rpm. Os níveis mostraram também que a melhor situação ocorreu para com nova câmara instalada na posição 1, com os maiores níveis atingindo 77 dB.

Nota-se que a instalação da nova câmara na posição 1 atenuou ainda mais o ruído no posto de trabalho (comparar com as Figuras 60 e 61).

O conforto do operador pode ser avaliado pela Figura 5.36, onde os espectros das Figuras 5.34 e 5.35, para a nova câmara na posição 1, foram traçados sobre as Curvas NCB. Os espectros equivalem às curvas NCB 73,5 (para 1800 rpm), e NCB 70,0 (para 1000 rpm), o que torna o ruído próximo a curva de limite de conforto (NCB 65). Cabe lembrar que ambientes que tenham o ruído comparado a Curva NCB 65 são muito ruidosos, não permitindo a comunicação oral ou por telefone.

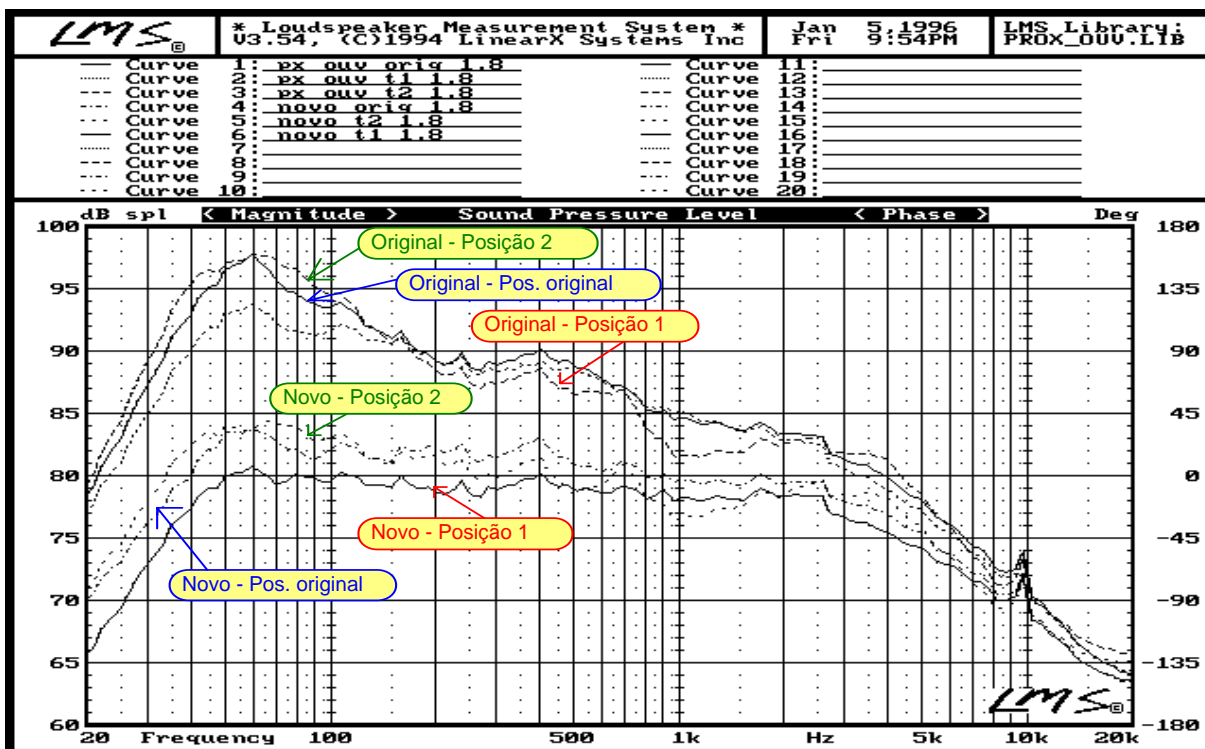


Fig. 5.34 - Espectros de frequências do ruído do trator (para 1800 rpm), medidos próximo ao ouvido do tratorista, utilizando a nova câmara de expansão e a câmara original, nas posições original, posição 1, e posição 2.

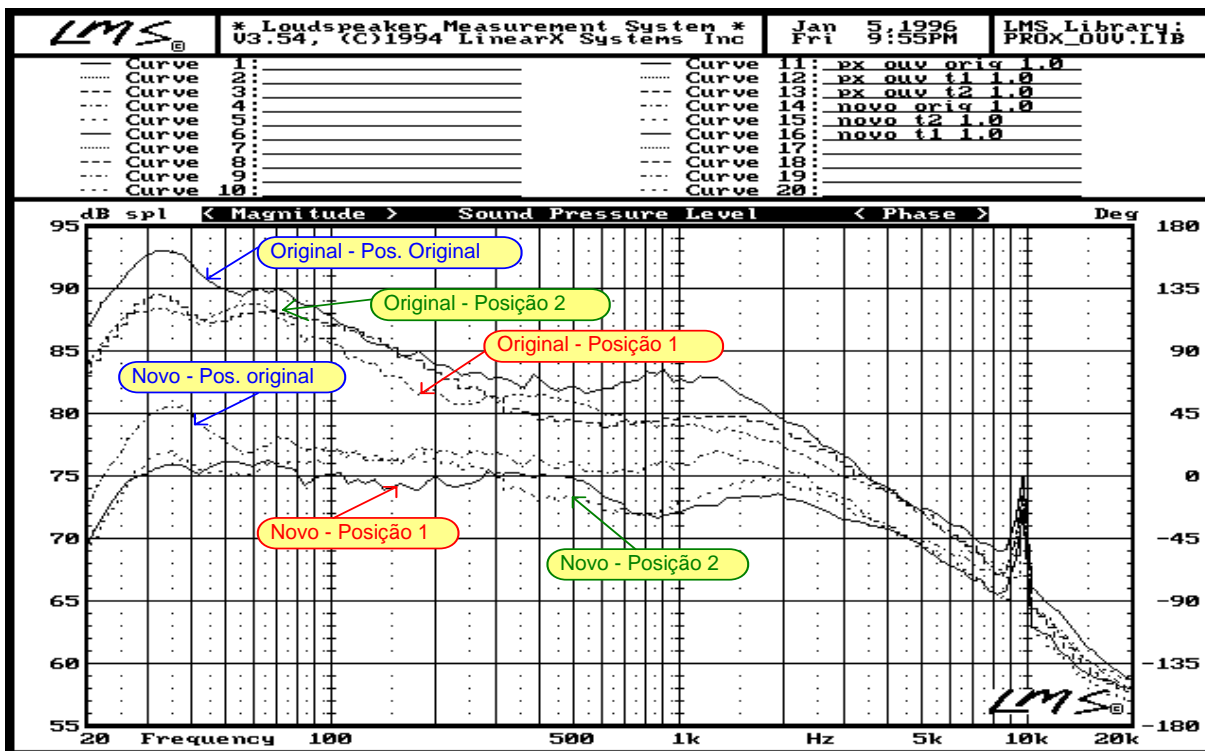


Fig. 5.35 - Espectros de frequências do ruído do trator (para 1000 rpm), medidos próximo ao ouvido do tratorista, utilizando a nova câmara de expansão e a câmara original, nas posições original, posição 1, e posição 2.

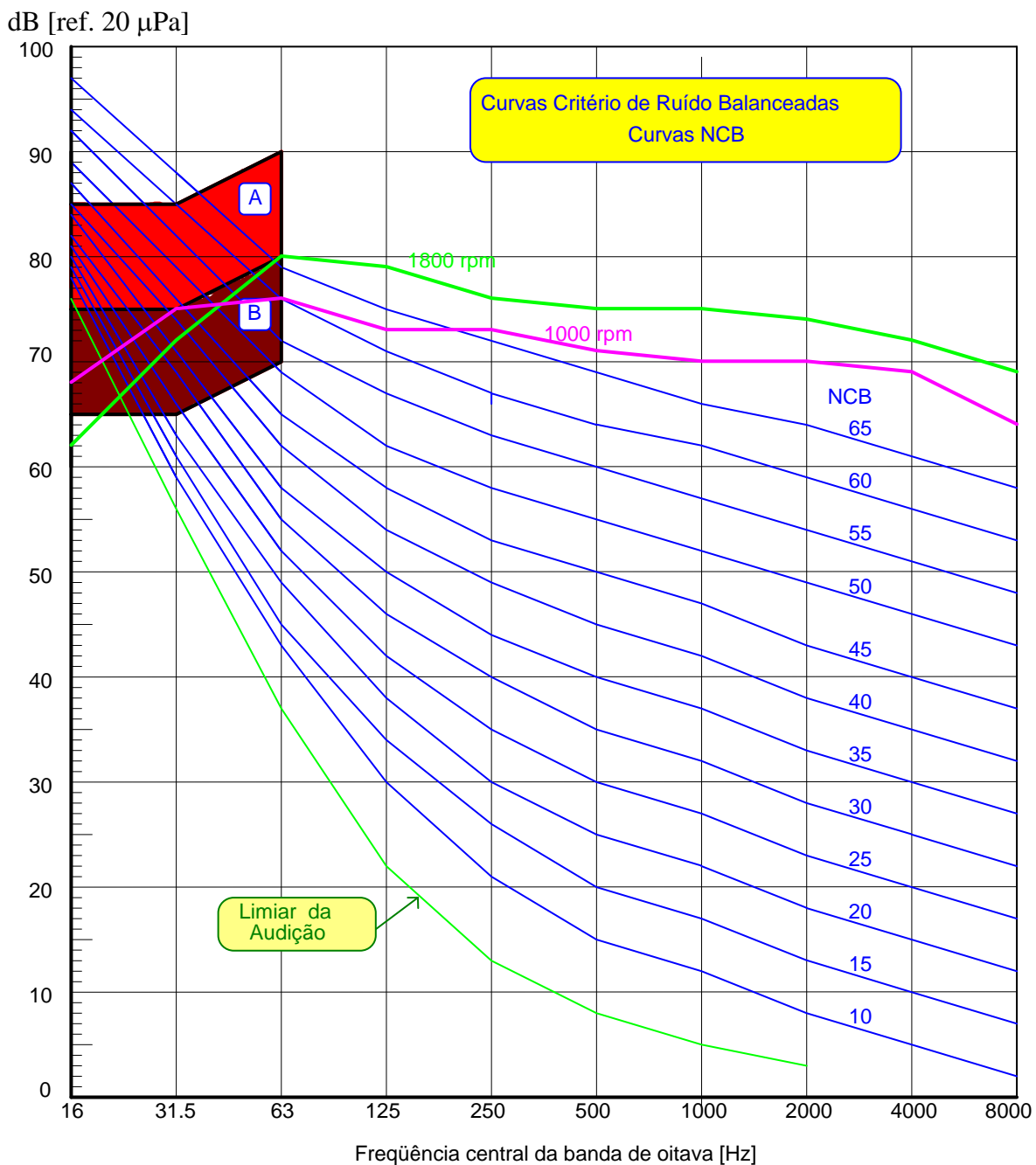


Fig. 5.36 - Curvas Critério de Ruído Balanceadas (NCB) (**BERANEK, 1989a** e **BERANEK, 1989b**) para o novo silencioso, na posição 1, para medições próximas ao ouvido do tratorista.

A Tabela 5.1 apresenta os níveis totais do ruído para os diversos pontos avaliados, nas situações dos ensaios.



Tabela 5.1 - Níveis totais de ruído avaliados nos ensaios, para 1800 rpm do motor.

Pontos de Medida	Níveis de Ruído [dB(A)]					
	câmara original			Nova Câmara		
	Original	Posição 1	Posição 2	Original	Posição 1	Posição 2
<b>Prox. escapam.</b>	107	99	101	90	86	88
<b>Frente (*)</b>	95	92	92	93	90	91
<b>Atrás (*)</b>	91	89	90	85	82	84
<b>Lado direito (*)</b>	98	93	94	85	81	83
<b>Lado esquerdo (*)</b>	94	90	90	81	78	80
<b>Prox. ouvido oper.</b>	98	91	97	83	79	81

Prox. escapam. ⇨ medições realizadas a 0,30 m da saída dos gases do escapamento.  
 Prox. ouvido oper. ⇨ medições realizadas próximas ao ouvido do operador.  
 (\*) ⇨ medições realizadas a 1 metro do trator.

Os dados confirmaram os níveis da Figura 5.34, revelando um ruído de 79 dB(A) próximo ao ouvido do operador, que pode ser considerado um nível de ruído não prejudicial à saúde do operador, porém desconfortável. A comparação desse nível com os dados da Tabela 2.1, que estabelece os limites de tolerância para ruído (Portaria 3.214), deixa claro que, ao serem processadas as alterações no trator, a sua operação deixou de ser *insalubre* para ser apenas *desconfortável*.

### 5.3. - Níveis de ruído com as modificações na hélice.

A Figura 5.37, 5.38 e 5.39 mostram as alterações nos níveis de ruído do trator com a instalação da hélice modificada pelo ajuste no ângulo das pás e com o balanceamento. As três figuras comparam os espectros do ruído com e sem as alterações na hélice, para o novo escapamento instalado no trator. As figuras fazem a comparação com as curvas da Figura 5.34, para 1800 rpm do motor.

As três figuras mostraram uma pequena atenuação do ruído na banda de frequência própria do ruído da hélice. A diferença média para as duas oitavas (de 125 a 250 Hz e de 250 a 500 Hz) foi de, aproximadamente, 1 dB. Na medição com o ruído total (banda larga), não foi registrado qualquer alteração dos níveis da Tabela 5.1.

### 5.4. - Discussões e análises.

Considerando-se todas as alterações realizadas no trator (câmara de exaustão, posição do escapamento, e modificações na hélice), os melhores resultados de atenuação do ruído ocorreram para a situação mostrada na Figura 5.38, ou seja, para a posição 1, com a nova câmara e com a hélice modificada. A Figura 5.40 apresenta os espectros de frequência, medidos próximos ao ouvido do tratorista, para o trator original e para o trator com todas as alterações executadas (composição dos espectros das Figuras 4.12 e 5.38), para 1800 rpm. Vê-se claramente toda a atenuação conseguida com as alterações propostas.



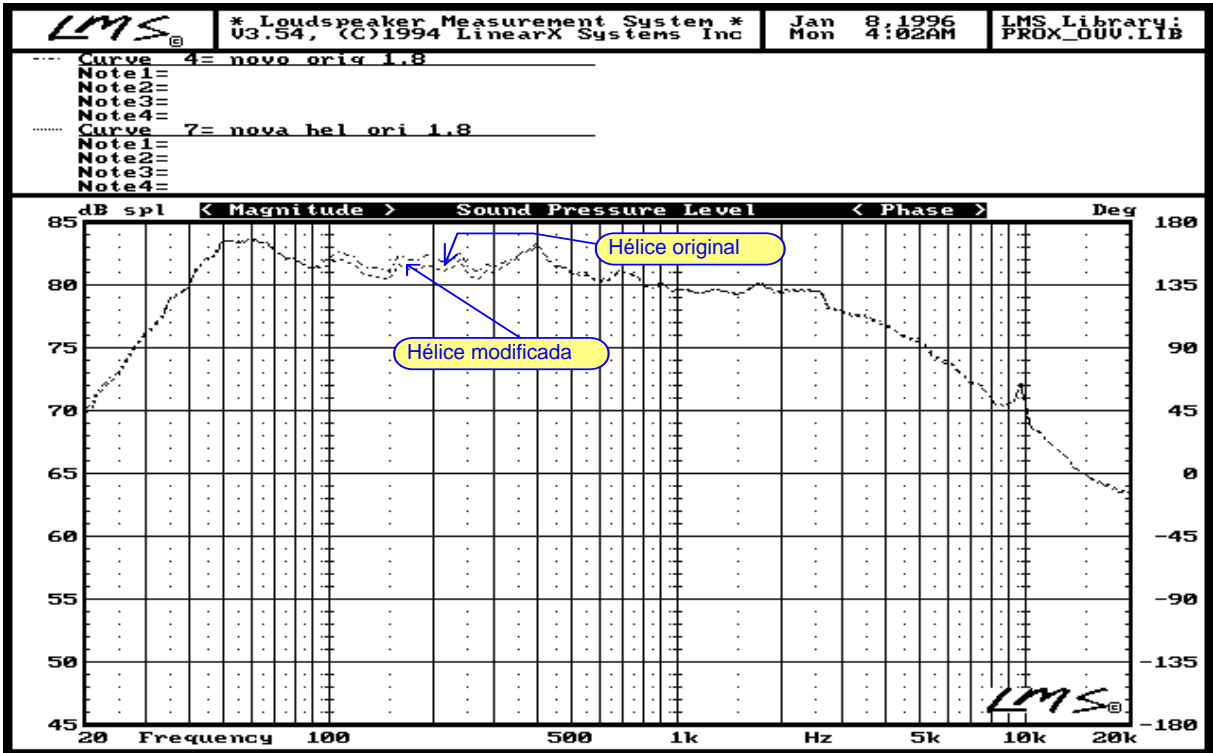


Fig. 5.37 - Alteração do espectro do ruído do trator com as alterações na hélice, para medições próximas ao ouvido do tratorista. Rotação do motor de 1800 rpm, nova câmara, posição original.

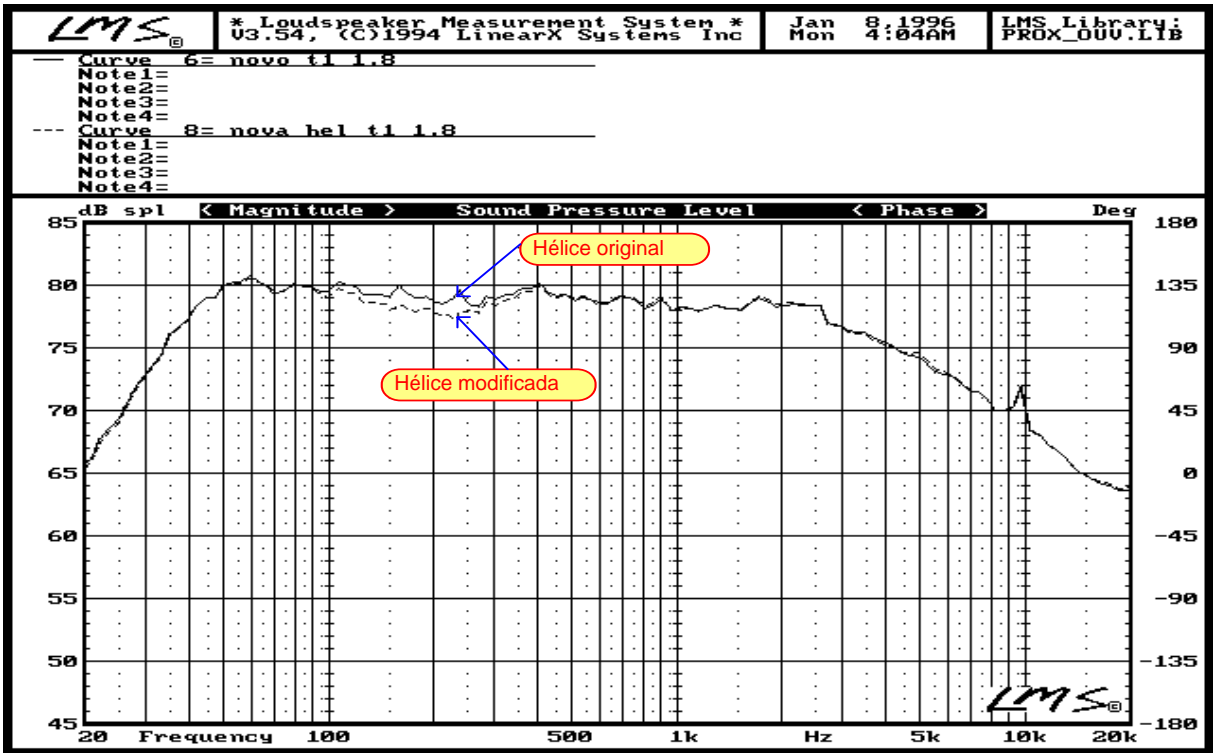


Fig. 5.38 - Alteração do espectro do ruído do trator com as alterações na hélice, para medições próximas ao ouvido do tratorista. Rotação do motor de 1800 rpm, nova câmara, posição 1.

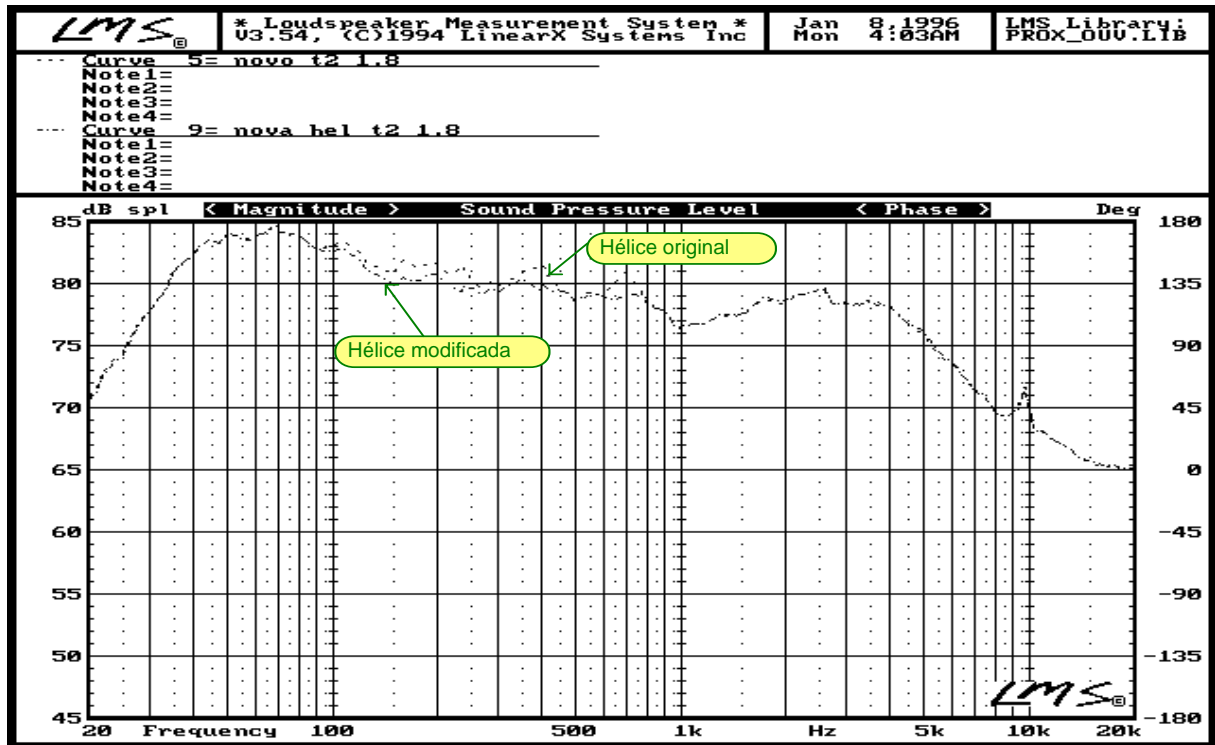


Fig. 5.39 - Alteração do espectro do ruído do trator com as alterações na hélice, para medições próximas ao ouvido do tratorista. Rotação do motor de 1800 rpm, nova câmara, posição 2.

O resultado obtido com o espectro da Figura 5.40, ou o valor de 79 dB(A) da Tabela 5.1, deve ser considerado muito bom, quando comparado com os níveis de ruído encontrados por outros autores. A atenuação de até 17 dB (em 60 Hz da Figura 5.40) também pode ser considerado boa, quando comparada com os valores conseguidos por outros autores. **VASEY e BAILLIE (1961)** tentaram atenuar o ruído de tratores reprojetoando o escapamento, conseguindo 95 dB de resultado; **MASTRI et al. (1985)** encontraram níveis de ruído entre 88 e 94 dB(A), concluindo pela necessidade de redução de, no mínimo, 6 dB(A); **HARTDEGEN e AKINS (1972)** estudaram a possibilidade de atenuar o ruído no posto de trabalho do operador de tratores com uso de cabines, conseguindo uma redução de 90,5 para 86,3 dB(A).

Quanto a atenuação em sistemas de exaustão de gases, **DAVIS e KRANS (1964)** redimensionaram os silenciosos de tratores, conseguindo entre 13 e 18 dB de redução do ruído; **KANTARELIS e WALKER (1988)** mostraram que é possível atenuar 13 dB do ruído do escapamento de um motor Diesel trabalhando na frequência dos pulsos dos gases; **ROWLEY (1967)** alterou algumas características do escapamento de tratores, conseguindo entre 10 e 15 dB de redução; **WESTON (1963)** estudou o ruído dos tratores, concluindo que uma diminuição de 15 dB suficiente para afastar o operador de riscos auditivos e, redimensionando a câmara de exaustão de um trator, conseguiu 13 dB de atenuação.

Deve-se considerar que os níveis de ruído da Figura 5.40 se referem ao trator parado. Com o trator em movimento, exigindo esforços do motor durante uma operação agrícola, o ruído deve ser maior. **LIERLE e REGER (1958)** mediram 100 dB(C) para o trator em trabalho e 97,5 dB(C) com o trator parado; **VASEY e BALEY (1961)** encontraram 95 dB para o motor sem carga e 100 dB a plena carga; **HUTCHINGS e VASEY (1964)** mediram 12 tratores, encontrando entre 100 e 113 dB(A) para trabalho no campo e entre 85 e 113 dB(A) para plena carga; **FERNANDES (1991c)** mostrou que, a partir do ruído do trator parado, uma

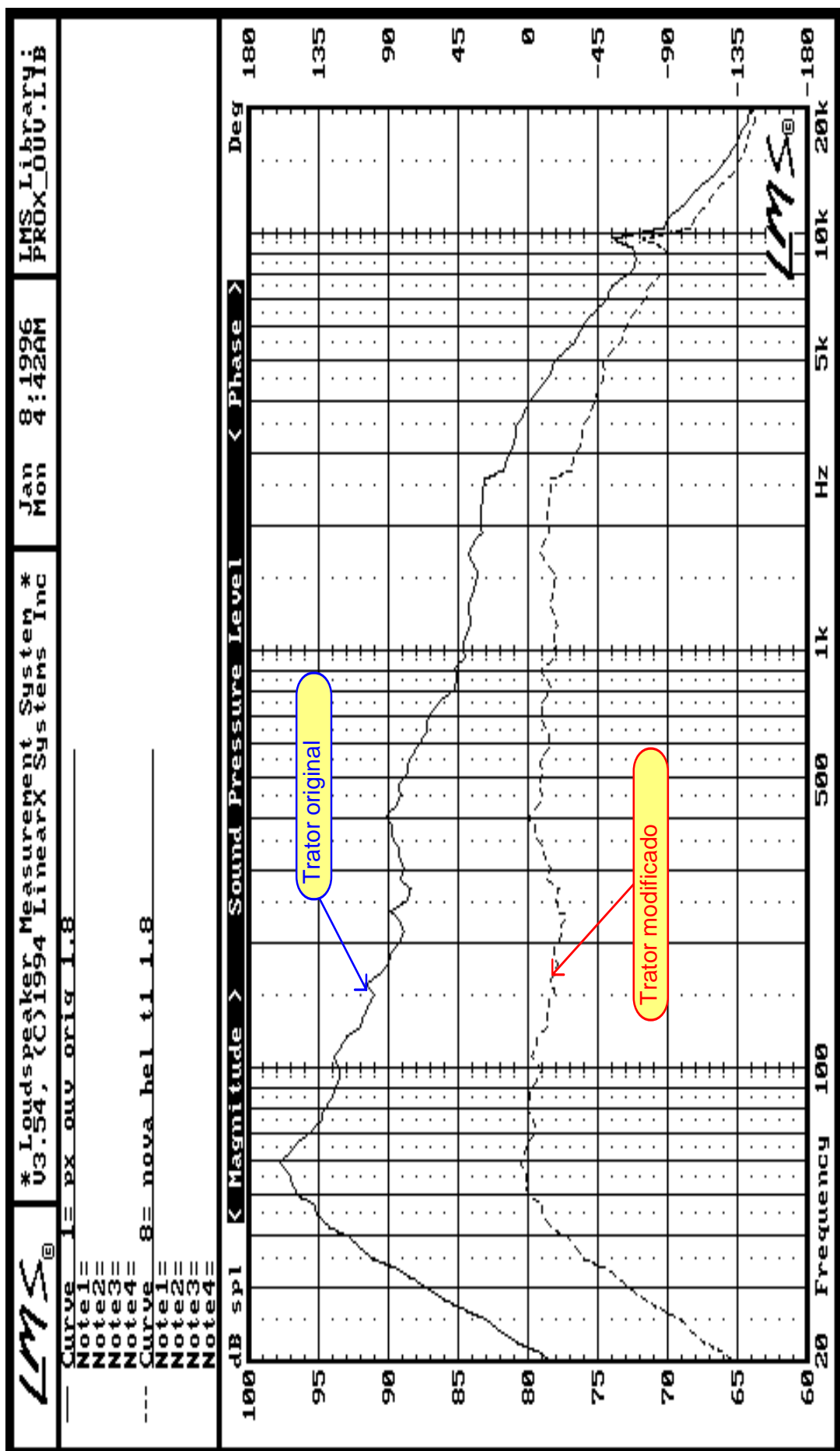


Fig. 5.40 - Comparação entre o espectro do ruído do trator original e com as modificações propostas. Rotação do motor de 1800 rpm; medições realizadas próximas ao ouvido do operador.

gradagem aumenta em até 3,5 dB(A) o ruído total; uma escarificação e 5,5 dB(A); uma aração em 5,7 dB(A); e uma subsolagem pode chegar a 7,6 dB(A) de aumento. Mesmo com essas considerações, mesmo atribuindo-se um aumento médio de 3 dB(A) para uma operação agrícola, o trator ensaiado com as modificações, não atingiria o limite de 85 dB(A) impostos como limite de ruído pela legislação brasileira.

Portanto, as alterações realizadas no trator, eliminaram os riscos de perda de audição induzida por ruído (PAIR) em seus operadores.

Quanto ao conforto acústico, a Figura 5.41 apresenta o espectro de freqüência do ruído do trator com todas as modificações (Figura 5.40), traçadas sobre as Curvas NCB.

dB [ref. 20  $\mu$ Pa]

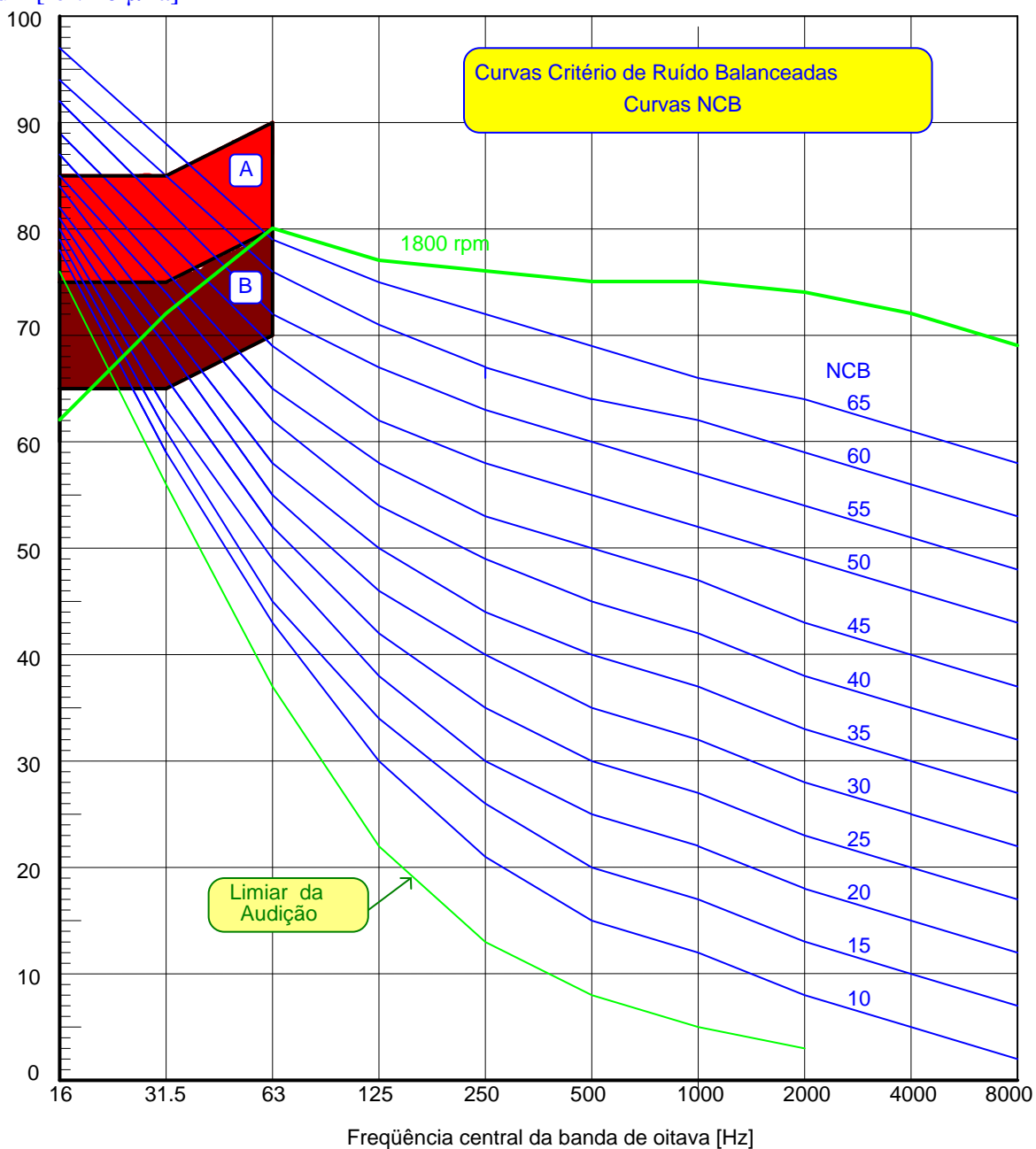


Fig. 5.41 - Curvas Crítério de Ruído Balanceadas (NCB) (BERANEK, 1989a e BERANEK, 1989b) para o trator com todas as modificações previstas, para medições próximas ao ouvido do tratorista.

A Figura 5.41 mostra que as alterações, não tornaram o trator acusticamente confortável. O espectro equivale à curva NCB 73,4 (para 1800 rpm), se colocando acima das curvas de conforto, existindo ainda dificuldade de escutar-se sons ou de comunicar-se com outras pessoas. Porém, com a comparação desses dados com o espectro da Figura 4.13, pode-se dimensionar o ganho em conforto acústico obtido com as modificações : para o trator original, para 1800 rpm, o espectro do ruído era equivalente à curva NCB 84,5 (Fig. 4.12 e 4.13), enquanto que, com as todas as modificações propostas, passou-se para a curva NCB 73,4. Em termos de conforto acústico, pode-se afirmar que o ruído foi atenuado, de um nível de conforto inicial, para um patamar 11,1 dB menor.

Para a obtenção de níveis de ruído com maior conforto acústico, seria necessário uma atenuação tal que o espectro fosse equivalente, no máximo, à curva NCB 60. Dessa forma, segundo **BERANEK (1989b)**, haveria uma situação aceitável para comunicação oral, e típico de ambientes de trabalho não ruidosos. Para se alcançar essa atenuação haveria a necessidade de alterações mais profundas na estrutura do trator.

## 6. - CONCLUSÕES

A análise dos resultados obtidos, nas condições dos ensaios, permitiu apresentar as seguintes conclusões:

➤ ***Na pesquisa sobre as fontes de ruído do trator original, concluiu-se :***

➤ a principal fonte de ruído encontrada foi a exaustão dos gases, seguida do ruído da hélice; o ruído de aspiração do ar de alimentação do motor apresentou um espectro de baixa intensidade e banda larga, não havendo necessidade de atenuá-lo;

➤ o espectro do ruído de exaustão mostrou uma maior intensidade em 60 Hz (para 1800 rpm do motor) e 33 Hz (para 1000 rpm), que coincide com a frequência de expulsão dos gases do cilindro do motor (4º tempo, exaustão);

➤ o espectrograma do ruído confirmou essas intensidades e frequências.

➤ ***Sobre a metodologia empregada pode-se concluir:***

➤ a placa aquisitora de dados LMS se mostrou uma excelente ferramenta para análise e medição de níveis sonoros, apresentado extrema rapidez, segurança e precisão na obtenção e manipulação dos dados;

➤ os softwares que acompanham a placa permitiram uma fácil visualização dos dados obtidos, além de uma boa apresentação dos espectros (inclusive permitindo exportação dos gráficos para o editor de texto);

➤ a placa de Sound Blaster permitiu a gravação com extrema precisão do sinal sonoro, enquanto que o software Spectrogram mostrou com clareza a FFT desse sinal.

➤ ***Sobre os níveis de ruído do trator com as alteração propostas, concluiu-se :***

➤ com a simples alteração da posição do escapamento do trator já reduziu-se o ruído no posto de trabalho do operador : ao instalar o escapamento por baixo (posição 1) a redução foi de 5 dB (em 60 Hz), tendo uma atenuação menor quando instalado por cima (posição 2);

➤ a grande atenuação foi conseguida com a nova câmara de expansão : a instalação do novo silencioso na posição do silencioso original, atenuou 13,5 dB (60 Hz) o ruído no posto de trabalho do operador, fazendo com que o espectro se situasse abaixo dos 84

dB; isso representa que o trator poderia ser operado, em trabalho contínuo, por 8 horas diárias, sem oferecer (conforme a Portaria 3.214, NR 15) risco de perda auditiva a seu operador.

◆ entre as duas posições ensaiadas (por baixo, e por cima), a instalação do escapamento por baixo (posição 1) mostrou maior atenuação;

◆ a instalação da nova câmara de expansão no escapamento na posição 1 (por baixo do trator) alcançou os maiores níveis de atenuação : o espectro mostrou um pico em 60 Hz de 81 dB, enquanto o ruído total acusou 79 dB(A), medidos próximo ao ouvido do operador; com esses níveis é possível operar o trator, sem proteção auditiva, dificilmente ocorrendo risco de perda auditiva induzida por ruído;

◆ quanto ao conforto do operador, analisado pelas Curvas NCB, a melhor situação equivaleu à Curva NCB 73,5 (para 1800 rpm), o que torna o ruído próximo a curva limite de conforto (NCB 65); esses valores mantém o trator acusticamente desconfortável, não permitindo a comunicação oral ou por telefone.

**➡ Como conclusão final pode-se afirmar que é possível atenuar o ruído de tratores agrícolas até níveis salubres (que não causem perda de audição a seus operadores), trabalhando-se com a atenuação do ruído exclusivamente nas fontes (motor e seus acessórios).**

## 7. - ABSTRACT

Numberless scientific working presents the noise induced hearing loss in operation with tractors.

This author, on doctor's thesis, and em many papers, demonstrate, of unmistakable wise, serious situation in our country : in 300 tractors, the noise levels are between 90 and 110 dB(A), while what your 111 tractor'operators examine by physician, 59,8 % presents noise induced hearing loss.

This search analyze the diverse solution for attenuate the noise levels in tractors and propose a project of decrease of noise on his source. To such, se should design, execute and test alteration in tractor mechanical components, until what the noise levels is in the healthy levels. The 3 sources main of tractor's noise are : the engine exhaust system, the airscrew and the air admission system.

The methodology maid on measurement and analysis noise levels was Standard ISO 5131 and ABNT 9999, while what the noise bounds was fixed with base on Standard ISO 1999, on Edict 3214 (NR 15) of CLT and the Brasilian Standard NBR 10152 (old NB 95) of ABNT. At the analysis of operator acoustic comfort was used the NCB Curves.

In the tractor noise analysis was used two systems : a LMS (Loudspeaker Measurement System) which do the noise analysis at 1/6 octave band; and the "Sound Blaster System" which recording digitaly the noise, analysed through of "software" "Creative Wave Studio" version 2.0. Also was utilized the "software Spectrogram" version 2.1, which apply the Fourier Fast Transform (FFT) on signal gravado of "Sound Blaster".

The results presents the main noise source the exhaust system, with greatest intensity in 60 Hz (engine at 1800 rpm) and 33 Hz (engine at 1000 rpm), which is equal at exhaust frequency gas.

The change in the system exhaust position attenuate the noise level at tractor operator hear in 5 dB (at 60 Hz). With the new chamber exhaust project (by down), the noise level attains the greatest levels of extenuation : the spectrum presents a peak at 60 Hz at 81 dB, whereas the total noise presents 79 dB(A), measured near to operator ear; with this levels is possible to operate the tractor, without the hearing protector, hardly occur noise induced hearing loss; as to operator comfort (curves NCB analisys), the better situation amounts to the Curve NCB 73,5 (at 1800 rpm); those levels keep the tractor acoustically uncomfortable, flummox the oral communication or by telephone.

The final conclusion indicates the possibility to attenuate agricultural noise level until healthy levels, works exclusively on noise source (engine and his accessories).



## **8. - LITERATURA CITADA (segundo ABNT NBR 6023)**

- ALBERS, P., BRANDL, F.K. - Vehicle noise reduction strategies. In: I CONGRESSO BRASIL/ARGENTINA DE ACÚSTICA E 15º ENCONTRO DA SOBRAC, vol 1, 1994, Florianópolis. *Anais ...* Florianópolis, 1994. p. 123-144.
- ALEXANDRY, F.G. - *O Problema do Ruído Industrial e seu Controle*. Ed. Rev. São Paulo: Fundacentro, 1982.
- ALFREDSON, R.J. & DAVIES, P.O.A.L. - The Radiation of Sound from Engine Exhaust. *Journal of Sound and Vibration*, v. 13 (4), p. 389-408, 1970.
- ALFREDSON, R.J. & DAVIES, P.O.A.L. - Performance of exhaust silencer components. *Journal of Sound and Vibration*, v. 15 (2), p. 175-196, 1971.
- ALVAREZ, A.A. - Hipoacusia en Trabajadores Expuestos a Ruido: valoración audiométrica. *Revista Cubana de Higiene Epidemiológica*, v. 22 ( abril - junio), p. 185-192, 1984.
- AMERICAN NATIONAL STANDARDS INSTITUTE. *Specification for Sound Level Meters*: ANSI S1.4. 1985.
- AMIROUCHE, F.M.L. & IDER, S.K. - Simulation and Analysis of a Biodynamic Human Model Subjectes to Low Accelerations: a Correlation Study. *Journal of Sound and Vibration*, v. 123 (2), p. 281-292, 1988.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. *Guia para Execução de Medição de Ruído Aéreo e Avaliação dos seus Efeitos sobre o Homem*: Norma NBR 7731. São Paulo, 1983.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. *Determinação do Ponto de Referência de Assento (PRA) de tratores e máquinas agrícolas autopropelidas*. - Procedimento. Norma NBR 9405. São Paulo.

- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. *Medição do Nível de Ruído, no Posto de Operação, de Tratores e Máquinas Agrícolas*: - Norma NBR 9999. São Paulo, 1987.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. *Referências Bibliográficas*: Norma NBR 6023, São Paulo, 1989.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. *Níveis de Ruídos para Conforto Acústico*: Norma NBR 10152 (NB 95), São Paulo, 1990.
- BAKER, L.D. - An Agricultural engineering perspective. In: SURGEON GENERAL'S CONFERENCE ON AGRICULTURAL SAFETY AND HEALTH, vol I, Iowa. *Papers and Proceedings ...* Iowa, USA, 1991. p. 378-382.
- BARGER, E.L. ; LILJEDAHN, J.B. ; CARLETON, W.M. ; MC KIBBEN E.G. *Tratores e Seus Motores*. São Paulo: Editora Edgard Bltcher Ltda, 1963, 398 páginas.
- BEDDOE, B. - Use of the Sound Levels of Noise for Assessing the adequacy of Hearing Protectors. *Journal of Sound and Vibration*, v. 70 (3), p. 427-435, 1980.
- BEHAR, A. ; TAIBO, L. ; RAITZIN, C. Hearing Protector Rating. *Journal of the Acoustical Society of America*, v. 60 (4), p. 963-966, october 1976.
- BELL, A. - Effects of Noise on Tractor Drivers. *New Zealand Journal of Agriculture*, v. 92 (4), p. 350-356, 1956.
- BERANEK, L.L. *Acoustic Measurements*. New York: John Wiley. 1949. 914 p.
- BERANEK, L.L. *Acoustics*. New York: McGraw Hill Book Company. 1954. 492 p.
- BERANEK, L.L. Balanced Noise-criterion (NCB) Curves. *Journal of the Acoustical Society of America*, v. 86 ( 2 ), p. 650 - 664, 1989a.
- BERANEK, L.L. Application of NCB Noise Criterion Curves. *Noise. Control Engineering Journal*, v. 33 (2), p. 45-56, 1989b.
- BERANEK, L.L.; BLASIER, W.E.; FIGWER, J.J. Preferred noise criteria (PNC) curves and their application to rooms. *Journal of Acoustical Society of America*, v. 50, p. 1223-1228, 1971.
- BERDUCAT, M. Influence de l'outil sur le Niveau Sonore à l'intérieur des Cabines de Tracteur. *Sitma Liaison : Société des Ingénieurs et Techniciens du Machinisme Agricole*, Paris, n° 6, janv, 1988. p. 31 - 38.
- BERGLUND, B.; LINDVALL, T. Archives of the Center for Sensory Research. Stockholm: Center for Sensory Research Stockholm - World Health Organization, vol 2, Issue 1, 1995.

- BERRIEN, F.K. The effects of Noise. *Psychological Bulletin*, v. 43 (2), p. 141-161, march, 1946.
- BRASIL. Decreto-lei n 5.452, de 1 de maio de 1943. Consolidação das Leis do Trabalho, 1943.
- BRASIL. Lei n 6514, de 22 de dezembro de 1977. Altera o Capítulo V do Título II da Consolidação das Leis do Trabalho, relativo à Segurança e Medicina do Trabalho, 1977.
- BRASIL. Portaria 3.214, de 8 de junho de 1978. Aprova as Normas Regulamentadoras (NR) do Capítulo V do Título II, da Consolidação das Leis do Trabalho, relativas à Segurança e Medicina do Trabalho, 1978.
- BROADBENT, D.E. - Effects of Noise of High and Low Frequency on behavior. *Ergonomics*, v. 1, p. 21-29, 1957.
- BROSTE, S.K.; HANSEN, D.A.; STRAND, R.L.; STUELAND, D.T. Hearing loss among High school farm students. *American Journal Public Health*, v. 79 (5), p. 619-622, 1989.
- BUNCH, C.C. Usable Hearing. *Annals of Otolology, Rhinology and Laryngology*, v. 43 (june), p. 367-376, 1937.
- BURK, W. - *Manual de Medidas Acusticas para el Control del Ruido*. Barcelona, Espana: Editorial Blume, 1969, 176 páginas.
- CAMPANA, C.L. Nota Prévia sobre Audiometria Tonal Liminar em Tratoristas. *Revista Brasileira de Saúde Ocupacional*, v. 5 (18), abr/mai/jun, p. 65, 1977
- CAMPANA, C.L. Insalubridade Residual por ruído em Tratores Cabinados. *Revista Brasileira de Saúde Ocupacional*, v. 12 (47), p. 50-53, 1984.
- CANNON, C.W. & COX, E. A Practical Approach to Operator's Comfort - *SAE National Tractor Meeting, Milwaukee*, September, 1948.
- CANTRELL, R.W. - Prolonged exposure to intermitent noise audiometric, biochemical, motor psychological and sleep effects. *The laryngoscope, supplement number 1*, v. 84 (10), october, 1974.
- CARLETTI, E.; VECCHI, E; POTECCCHI, S. - L'intensimetria per la caratterizzazione del rumore nelle trattrici. In: CONVENO NAZIONALE INGEGNERIA PER LO SVILUPPO DELL'AGRICOLTURA, IV, 1988, Porto Conte Alghero. *Anais ... Porto Conte-Alghero*, 1988. p. 592 - 598.
- CENEA. *Relatórios sobre os Ensaios com Tratores no Centro Nacional de Engenharia Agrícola*, Sorocaba : CENEA, 1989.

- COELHO, J.L.B. Silenciadores : Dos Princípios à Prática. In: I Congresso Brasil/Argentina de Acústica e 15º Encontro da Sobrac, Anais, vol 1: 97-112, Florianópolis, abril, 1994.
- CONDE, V.A. - ISO 14.000 - Desenvolvendo o Veículo Verde. In: SIMPÓSIO BRASILEIRO DE ACÚSTICA VEICULAR (SIBRAV), 3º, vol I, 1995, São Paulo. Anais ...São Paulo, 1995. p. TB 1 - 7.
- COYETTE, J.P.; CREMERS, L.; MAS, P.; SAS, P.; FYFE, K.R. - A Syntesis of Available Numerical Methods for Automotive Acoustic Design Optimisation. In: SIMPÓSIO BRASILEIRO DE ACÚSTICA VEICULAR (SIBRAV), 3º, vol I, 1995, São Paulo. Anais ...São Paulo, 1995. TB 15, p. 1 - 15.
- CROKER, M.J. - The acoustical design and testing of mufflers for the exhaust system for vehicles. In: I CONGRESSO BRASIL/ARGENTINA DE ACÚSTICA E 15º ENCONTRO DA SOBRAC, vol 1, 1994, Florianópolis. *Anais ... Florianópolis*, 1994. p. 47 - 96.
- CROWLEY, J.H. The manufacturers' perspective. In: SURGEON GENERAL'S CONFERENCE ON AGRICULTURAL SAFETY AND HEALTH, vol I, Iowa. *Papers and Proceedings ... Iowa, USA*, 1991. p. 309 - 316.
- DAVIES, P.O.A.L. The Design of Silencers for Internal Combustion Engines. *Journal of Sound and Vibration* , v. 01 (2), p. 185-201, 1964.
- DEA. *Relatórios sobre os Ensaios em tratores, realizados na Divisão de Engenharia Agrícola, do IAC*, Jundiaí: DEA, 1990.
- DUPUIS, H. Effect of tractor operation on human stresses. *Agricultural Enginnering*, september, 1959.
- FAGES, J. Effet du bruit sur l'organisme humain. *Sitma Liaison : Société des Ingénieurs et Techniciens du Machinisme Agricole*, Paris, nº 6, janv, 1988. p. 23 - 26.
- FERNANDES, J.C. *O Ruído Ambiental: Seus Efeitos e Seu Controle*. Bauru: Apostila Departamento de Engenharia e Tecnologia Mecânica da Universidade Estadual Paulista - UNESP - Campus de Bauru. 1988.
- FERNANDES, J.C. ; LOSNAK, C. ; SANTOS, J.E.G. Análise Estatística dos Tratores em uso no Brasil. In : CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, XIX, 1990, Piracicaba. *Anais ... Piracicaba: Sociedade Brasileira de Engenharia Agrícola*, 1990a.
- FERNANDES, J.C. ; LANÇAS, K.P. ; VALARELLI, I.D. Avaliação do Nível de Ruído em Tratores Agrícolas. In : CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, XIX, 1990, Piracicaba. *Anais ... Piracicaba: Sociedade Brasileira de Engenharia Agrícola*, 1990b.
- FERNANDES, J.C. ; LOSNAK, C. ; SANTOS, J.E.G. Análise de uso dos Tratores no Brasil. In : Apostila do Curso de Mecanização Conservacionista - Governo do Estado de São Paulo, Secretaria da Agricultura e Abastecimento. Campinas, agosto, 1990c.

- FERNANDES, J.C. Avaliação dos Níveis de Ruído em Tratores e os problemas de audição em Tratoristas. - In : ENCONTRO NACIONAL DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO, 10º, 1990, Belo Horizonte. Anais ... Belo Horizonte, 1990a.
- FERNANDES, J.C. Laudo para avaliação da Insalubridade por Ruído na Secção de Marcenaria da UNESP - Campus de Bauru - 1991a.
- FERNANDES, J.C. Insalubridade por Ruído em Operações com Tratores - Parte I : Níveis de Ruído - In : SIMPÓSIO BRASILEIRO DE ACÚSTICA VEICULAR, 1º, 1991, São Paulo, *Anais ...* São Paulo, 1991b.
- FERNANDES, J.C. & MADUREIRA, T.C. Insalubridade por Ruído em Operações com Tratores - Parte II : Perda de Audição em Tratoristas - In : SIMPÓSIO BRASILEIRO DE ACÚSTICA VEICULAR, 1º, 1991, São Paulo, *Anais ...* São Paulo, 1991.
- FERNANDES, J.C. ; SANTOS, J.E.G. ; ANDREATTA, J.A. As Fontes de Ruído em Tratores Agrícolas - In : CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, XX, 1991, Londrina. *Anais ...* Londrina, 1991a.
- FERNANDES, J.C. ; SANTOS, J.E.G. ; ANDREATTA, J.A. Estudo do Ruído em Tratores com Cabines. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, XX, 1991, Londrina. *Anais ...* Londrina, 1991b.
- FERNANDES, J.C. ; SANTOS, J.E.G. ; ANDREATTA, J.A. Influência do Implemento no Ruído de Operações Agrícolas. In : CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, XX, 1991, Londrina. *Anais ...* Londrina, 1991c.
- FERNANDES, J.C. *Avaliação dos níveis de ruído em tratores agrícolas e seus efeitos sobre o operador.* Botucatu : UNESP, 1991. 192 p. Tese (Doutorado em Energia na Agricultura) - Faculdade de Ciências Agrônômicas - Universidade Estadual Paulista, 1991c.
- FERNANDES, J.C. & LANÇAS, K.P. Avaliação dos níveis de ruído em tratores agrícolas nacionais. *Revista Energia na Agricultura*, v. 7 (1), p. 12-16, 1992a.
- FERNANDES, J.C. e LANÇAS, K.P. Insalubridade por ruído em operações agrícolas com tratores - Parte I: Níveis de ruído. In : CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, XXI, 1992, Santa Maria. Anais ... Santa Maria, 1992b, p. 1429-1442.
- FERNANDES, J.C. Avaliação dos níveis de ruído em tratores agrícolas e seus efeitos sobre o operador. *Revista Acústica e Vibrações*, nº 10, fevereiro, p. 71-79, 1992a.
- FERNANDES, J.C. - Insalubridade por ruído em operações agrícolas com tratores. In : ENCONTRO INTERNACIONAL DE AUDIOLOGIA, 1992, Bauru. Anais ... Bauru, 1992b, p. 42-43.

- FERNANDES, J.C. e LANÇAS, K.P. Insalubridade por ruído em operações agrícolas com tratores - Parte II: Perda de audição dos operadores. In : CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, XXI, 1992, Santa Maria. Anais ... Santa Maria, 1992b, p. 1443-1447.
- FERNANDES, J.C. & FARAH, S.F. Perda de audição de operadores de tratores agrícolas nacionais. *Revista Pró-fono*, v. 5 (2), p. 03-07, setembro, 1993.
- FERNANDES, J.C. Insalubridade por ruído em operações agrícolas com tratores - Parte I: Níveis de ruído. In : CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, XII, 1993, Brasília. Anais ... Brasília, 1993a. p. 1161-1164.
- FERNANDES, J.C. Insalubridade por ruído em operações agrícolas com tratores - Parte II: Perda de audição dos operadores. In : CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, XII, 1993, Brasília. Anais ... Brasília, 1993b. p. 1165-1167.
- FERNANDES, J.C. O ruído em tratores agrícolas nacionais e seus efeitos sobre o operador. In : CONGRESSO LATINO AMERICANO DE ERGONOMIA, II, SEMINÁRIO BRASILEIRO DE ERGONOMIA, 1993, Florianópolis. Anais ... Florianópolis, 1993c, p. 219-221.
- FERNANDES, J.C. Occupational disease in agricultural operations with tractors - Part I : Noise levels. In : INTERNATIONAL CONGRESS ON NOISE AS A PUBLIC HEALTH PROBLEM, 6º, vol I, 1993, Nice, França. *Anais ...* Nice, Julho, 1993c.
- FERNANDES, J.C. Occupational disease in agricultural operations with tractors - Part II : Tractor operator hearing loss. In : INTERNATIONAL CONGRESS ON NOISE AS A PUBLIC HEALTH PROBLEM, 6º, vol I, 1993, Nice, França. *Anais ...* Nice, Julho, 1993d.
- FERNANDES, J.C. Insalubridade por ruído na operação de tratores agrícolas - Parte I : Níveis de ruído. In : CONGRESSO IBEROAMERICANO DE INGENIERIA MECÂNICA, vol I, 1993, Madrid. *Anais ...* Madrid, 1993e, p. 391-395.
- FERNANDES, J.C. Insalubridade por ruído na operação de tratores agrícolas - Parte I : Perda de audição dos Trabalhadores. In : CONGRESSO IBEROAMERICANO DE INGENIERIA MECÂNICA, vol I, 1993, Madrid. *Anais ...* Madrid, 1993f, p. 397-402.
- FERNANDES, J.C. Ruído de tratores é ameaça. *Revista Proteção*, vol 4, nº 20, p. 24-25, janeiro, 1993g.
- FERNANDES, J.C. Conforto Acústico e Comportamento. In : ENCONTRO ANUAL DE ETOLOGIA, vol I, 1993, Bauru, Anais ... Bauru, p. 74-84, 1993h.
- FERNANDES, J.C. Insalubridade por ruído em operações agrícolas com tratores - Parte I: Níveis de ruído. Anais do I Congresso Brasil/Argentina de Acústica e 15º Encontro Anual da SOBRAC, vol I : 232-235, Florianópolis, 1994a

- FERNANDES, J.C. Insalubridade por ruído em operações agrícolas com tratores - Parte II: Perda de audição dos operadores. In : I CONGRESSO BRASIL/ARGENTINA DE ACÚSTICA E 15º ENCONTRO DA SOBRAC, vol 1, 1994, Florianópolis. *Anais ...* Florianópolis, 1994b. p. 236 - 239.
- FERNANDES, J.C. *O Ruído Ambiental: seus Efeitos e seu Controle*. Bauru : Apostila do Curso de Especialização em Engenharia de Segurança do Trabalho. Faculdade de Engenharia e Tecnologia, Unesp, Campus de Bauru, Bauru, 1994c.
- FERNANDES, J.C.; LANÇAS, K.P.; BORMIO, M.R. O ruído em tratores industriais - Parte I: Níveis de ruído. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, XXIV, 1995, Viçosa. *Anais ...* Viçosa, 1995a, p. 373.
- FERNANDES, J.C.; LANÇAS, K.P.; SANTOS, J.E.G. O ruído em tratores industriais - Parte I: Perda de audição dos operadores. In : CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, XXIV, 1995, Viçosa. *Anais ...* Viçosa, 1995b, p. 343.
- FILGUEIRAS, O. De olho no perigo. *Revista Globo Rural*, p. 29-34, maio, 1993.
- FIORINI, A.C.; SANTOS, A.M.; PAIVA, V.P. Estudo comparativo de seis critérios de classificação para perda auditiva induzida por ruído. In : I CONGRESSO BRASIL/ARGENTINA DE ACÚSTICA E 15º ENCONTRO DA SOBRAC, vol 1, 1994, Florianópolis. *Anais ...* Florianópolis, 1994. p. 199 - 201.
- FOLHA DE SÃO PAULO. *Barulho de trator provoca até surdez*. Publicação de 16/11/93, ano 73, nº 23.603, pag. 1 (primeiro caderno) e pag. 1 (Caderno Agrofolha), 1993.
- FRICKE, F. Sound Attenuation in Florest. *Journal of Sound and Vibration*, v. 92 (1), p. 149-158, 1984.
- FUCHS, G.L.; VERZINI, A.M.; NITARDI, H. Efectos psicologicos y fisiologicos del sonido de muy bajas frecuencias - umbrales. In : I CONGRESSO BRASIL/ARGENTINA DE ACÚSTICA E 15º ENCONTRO DA SOBRAC, vol 1, 1994, Florianópolis. *Anais ...* Florianópolis, 1994. p. 214 - 215.
- FUCHS, G.L. Estado del conocimiento en infrasonidos y ruidos de baja frecuencia. In : I CONGRESSO BRASIL/ARGENTINA DE ACÚSTICA E 15º ENCONTRO DA SOBRAC, vol 1, 1994, Florianópolis. *Anais ...* Florianópolis, 1994. p. 145 - 152.
- GERGES, S.N.Y. *Ruído: fundamentos e controle*. Florianópolis: S.N.Y. Gerges, 1992. 600 p.
- GERGES, S.N.Y. *Curso intensivo sobre controle de ruído industrial*. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 1988.
- GIERKE, H.E. Response of the Body to Mechanical Forces - An Overview. *Annals New York Academy of Sciences*, v. 152, p. 172-186, 1968.

- GIERKE, H.E. ; ELDRED, K. McK. Effects of noise on people. *Noise/News International*, vol 1 (2), p. 67-89, june, 1993.
- GONÇALVES, S.M. e NABUCO, M. - Legislação de ruído no Brasil. In : I CONGRESSO BRASIL/ARGENTINA DE ACÚSTICA E 15º ENCONTRO DA SOBRAC, vol 1, 1994, Florianópolis. *Anais ...* Florianópolis, 1994. p. 153 - 159.
- HAACK, M. Tractor Seat Suspension for Easy Riding. *SAE Journal Transactions*, v. 63, p. 452-470, 1955.
- HAACK, M. Human Tolerance to Vibration in Farm Machines. *Agricultural Engineering*, v. 37, p. 252-257, 1956.
- HAMERNIK, R.P. ; HENDERSON, D. ; COLING, D. ; SALVI, R. Influence of Vibration on Asymptotic Shift Produced by Impulse Noise. *Audiology*, v. 20, p. 259-269, 1981.
- HAMERNIK, R.P. - Noise and vibration interactions: Effects on hearing. *Journal of the Acoustical Society of America*, v. 86 (6), p. 2129-2137, 1989.
- HAMERNIK, R.P. ; AHROON, W.A. ; DAVIS, R.I. Noise and Vibration Interactions : Effects on Hearing. *Journal of the Acoustical Society of America*, v. 86 (6), p. 2129-2137, 1989.
- HAMMORFORS, P. & KAJLAND. A. Sound-Pressure Analyses of Noise From Motor Vehicles. *Acustica* , v. 13, p. 258-269, 1963.
- HANSSON, J. *An ergonomic checklist for tractors and agricultural machinery*. Cincinnati (Ohio): National Institute of Occupational Health and authors. 1991. 45 p.
- HARRIS, C.M. Handbook of Noise Control. New York: Mc Graw Hill. 1957.
- HARTDEGEN, D.R. & AKINS, H.G. Reducing Noise in Large Farm Tractor. *Automotive Engineering*, v. 80 ( 9 ), p. 52-53, 1972.
- HAY, B. Occupational Noise Exposure. *Applied Acoustics*, vol. 8, p. 299 - 313, 1975.
- HAY, B. Maximum permissible noise levels at the workplace in the EEC, Spain, Portugal and Turkey. *Applied Acoustics*, v. 15, p. 61 -69, 1982
- HILLQUIST, R.K. & SCOTT, W.N. Motor Vehicle Noise Spectra. *Journal of the Acoustical Society of America* , v. 58 (1), p. 2-10, 1975.
- HOGLÜND, S. Machine design. In: SURGEON GENERAL'S CONFERENCE ON AGRICULTURAL SAFETY AND HEALTH, vol I, Iowa. *Papers and Proceedings ...* Iowa, USA, 1991. p. 351 - 356.
- HOOD, J.D. Studies in auditory fadigue and adaptation. *Acta oto-laryngologica - supplementum XCII*, p. 1-57, 1950.



- HUANG, B.K. & SUGGS, C.W. Tractor Noise and Operator Performance. *Transactions of the ASAE*, v. 11, p. 1-5, 1968.
- HUGO, E. L'état actuel des Tracteurs. In: Conférence Le Bruit en Agriculture. *Sitma Liaison : Société des Ingénieurs et Techniciens du Machinisme Agricole*, Paris, n° 6, janv, 1988. p. 28 - 30..
- HUTCHINGS, M.J. & VASEY, G.H. Preliminary Investigations of the Noise Levels Around Agricultural Tractors. *Journal of Agricultural Engineering Research*, v. 9, p. 140-146, 1964.
- INSTITUTO ARGENTINO DE RACIONALIZACIÓN DE MATERIALES - IRAM - Acústica - Maquinaria Agrícola y Florestal - Método para la medición de ruido en la posición del operador. Norma IRAM 4 119 - Dezembro de 1989.
- INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION - IEC. *Sound Level Meters*: Norma IEC 651, 1979.
- INTERNATIONAL STANDARD ORGANIZATION - ISO. *Frequências normais para medidas acústicas*: Recomendação ISO R 266, 1962.
- INTERNATIONAL STANDARD ORGANIZATION - ISO. *Assessment of occupational noise exposure for hearing conservation*: Norma ISO 1995 - 1975.
- INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION- ISO. *Avaliação do trabalho exposto ao ruído e conservação da audição* : Norma ISO 1999 -1975.
- INTERNATIONAL ORGANIZATION STANDARDIZATION - ISO. *Acoustics - Tractors and Machinery for Agriculture and Forestry - Measurement of Noise at the Operator's Position*: Norma ISO 5131 - 1982.
- INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION - ISO. *Acoustics - Measurement of Noise Emitted by Earth-moving Machinery* : Normas ISO - 6393, 6394, 6395, 6396. . 1985
- JAUHAINEN, T. ; KOHONEN, A. ; TARKKANEN, J. ; KAIMIO, M. The Effect of Whole Body Vibration on the Cochlea. *Laryngoscope*, v. 79, 1950.
- JENSEN, J.K. Are Tractors Noisy ? *Agricultural Engineering*, v. 47 (10), p.534-537, 1966.
- JONES, H.H. e OSER, J.L. Farm equipment noise exposure. *American Industrial Hygiene Association Journal*, vol 29 (march/april), p.146 - 151, 1968.
- JERISON, H.J. Effects of Noise on Human Performance. *Journal of Applied Psychology*, v. 43 (2), p. 96-101, 1959.

- JORNAL DA CIDADE. Máquinas agrícolas estão fora de especificação. Publicação de 28/11/91, suplemento Automercado, pag. 6-7, 1991.
- JORNAL DA TERRA. Os tratores nacionais causam surdez. Publicação de 09/01/94, ano IV, nº 48 (Suplemento agrícola do Comércio do Jahu), 1994.
- JORNAL DA UNESP. Trabalhe-se com um barulho desses. Publicação de setembro/93, nº 78, ano IX, pag. 7, 1993.
- KANTARELIS, C. e WALKER, J.G. - The Identification and Subjective Effect of Amplitude Modulation in Diesel Engine Exhaust Noise. *Journal of sound and Vibration*, v. 120 (2), p. 297-302, 1988.
- KARLOVICH, R.S.; WILEY, T.L.; TWEED, T.; JENSEN, D.V. Hearing sensitivity in farmers. *Public Health Reports*, v. 103 (1), p. 61-71, 1988.
- KIMURA, M.R.; WALBER, C.; GERGES, S.N.Y. - Medição de atenuação de ruído de escapamento veicular com único microfone e analisador FFT. In : I CONGRESSO BRASIL/ARGENTINA DE ACÚSTICA E 15º ENCONTRO DA SOBRAC, vol 1, 1994, Florianópolis. *Anais ... Florianópolis*, 1994. p. 264 - 269.
- KONS, S. Ergonomics. In: SURGEON GENERAL'S CONFERENCE ON AGRICULTURAL SAFETY AND HEALTH, vol I, Iowa. *Papers and Proceedings ... Iowa, USA*, 1991. p. 334 - 339.
- KRYTER, K. D. ; WILLIAMS, C. ; GREEN, D.M. Auditory Acuity and the Perception of Speech. *Journal of the Acoustical Society of America*, v. 34 (9), p.1217-1223, 1961.
- KURTZE, G. *Física y tecnica de la lucha contra el ruido*. Barcelona: Ediciones URMO, 1963. 546 p.
- LAY, W.E. & FISHER, L.C. Riding Comfort and Cushions. *SAE Journal Transactions*, v. 47 (5), p. 482-496, 1940.
- LIERLE, D.M. & REGER, S.N. The Effect of Tractor Noise on the Auditory Sensitivity of Tractor Operators. *The Annals of Otology Rhinology & laryngology*, v. 62 (2), p. 372-388, 1958.
- LILJEDAHL, J.B. et al.. Steering-Force Requirements of Wheel Tractors. *Agricultural Engineering*, september, p. 522-525, 1959.
- LIMA, J.L.S.; PACHECO, E.A.; GERGES, S.N.Y. Identificação de fontes de ruído de um motor Ciclo Otto usando intensidade sonora. In : I CONGRESSO BRASIL/ ARGENTINA DE ACÚSTICA E 15º ENCONTRO DA SOBRAC, vol 1, 1994, Florianópolis. *Anais ... Florianópolis*, 1994. p. 252 - 259.
- MADSEN, M. Technology Transfer. In: SURGEON GENERAL'S CONFERENCE ON AGRICULTURAL SAFETY AND HEALTH, vol I, Iowa. *Papers and Proceedings ... Iowa, USA*, 1991. p. 299 - 307.

- MADUREIRA, T.A. ; FERNANDES, J.C. ; ANDREATTA, J.A. Avaliação dos Efeitos do Ruído de Tratores sobre o Operador. In : CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, XIX, 1990, Piracicaba. Anais ... Piracicaba, 1990.
- MAY, J.J.; MARVEL, M.; REGAN, M.; MARVEL, L.H.; PRATT, D.S. Noise-induced loss in randomly selected New York dairy farmers. *American Journal of Industrial Medicine*, v. 18, p. 333-337, 1990.
- MANNINEN, O. Studies of combined effects of sinusoidal whole body vibrations and noise of varying bandwidths and intensities on TTS2 in men. *International Archives of Occupational and Environmental Health*, 51: 273-288, 1983.
- MARVEL, M.E. Noise and stress. In: SURGEON GENERAL'S CONFERENCE ON AGRICULTURAL SAFETY AND HEALTH, vol I, Iowa. *Papers and Proceedings ... Iowa, USA, 1991*. p. 293 - 298.
- MARVEL, M.E.; PRATT, D.S.; MARVEL, L.H.; REGAN, M.; MAY, J.J. Occupational hearing loss in New York dairy farmers. *American Journal of Industrial Medicine*, v. 20, p. 517-531, 1991.
- McLEOD, R.W. & GRIFFIN, M.J. A Review of the Effect of Translational Whole-body Vibration on Continuous Manual Control Performance. *Journal of Sound and Vibration*, v. 133 (1), p. 55-115, 1989.
- MARIMOTO, M. & MAEKAWA, Z. Effects of Low Frequency Components on Auditory Spaciousness. *Acustica*, v. 66 (4), p. 190 - 196, 1988.
- MASTRI E.; VIVI, A.; FATTORINI, A.; VIERI, M. Il rumore in alcune lavorazioni meccaniche agricole. CONGRESSO NAZIONALE DELLA SOCIETÀ ITALIANA DI MEDICINA DEL LAVORO E IGIENE INDUSTRIALE, 48°, 1985, Pavia, Itália. *Anais...* Pavia, 1985. p. 1241 - 1245.
- MERCHANT, J.A. Research for agricultural safety and health. In: SURGEON GENERAL'S CONFERENCE ON AGRICULTURAL SAFETY AND HEALTH, vol I, Iowa. *Papers and Proceedings ... Iowa, USA, 1991*. p. 73 - 85.
- MENDÉZ, A.M.; MUGLIA, J.A.; LELIS, A.G. Medición del ruido emitido por tractores y maquinaria agrícola. SEMINÁRIO INTERNACIONAL DE CONTROLE DO RUÍDO, IV, 1992, Rio de Janeiro. Anais ... Rio de Janeiro, 1992. p. 167 - 170.
- MERLUZZI, F. Metodologia di esecuzione del controllo dell'udito dei lavoratori esposti a rumore. *Nuovo Archivio Italiano di Otologia*, 7(4), 695-714, 1979.
- MONTIS, J.M. Aspects Réglementaires et Normatifs. *Sitma Liaison : Société des Ingénieurs et Techniciens du Machinisme Agricole*, Paris, n° 6, janv, 1988. p. 27 - 28.
- MOREIRA, C.A., SILVEIRA, G.M. Ensaios de Tratores. In: Atualização da Tratorização da Agricultura Brasileira. Apostila do Curso de Extensão Universitária

promovido pelo Departamento de Engenharia Rural da UNESP, Campus de Botucatu. Janeiro de 1971.

- MOREIRA, C.A., SILVEIRA, G.M. - Ensaio, uma Avaliação Realista. *A Granja*, nº 360, p. 43-47, janeiro 1978.
- MORRIS, W.H.M. et al.. Heat Stresses in tractor Operation. *Agricultural Engineering*, november, p. 672-683, 1959.
- MOSS, C.J. Machinery Hazards. *Annals of Occupational Hygiene*, v. 12 (2), p. 75-77, 1969.
- MURATOSHI, R.; HAYASHI, S. Simulação e Medições de Ruído de Aspiração de Motores em Laboratório. In: SIMPÓSIO BRASILEIRO DE ACÚSTICA VEICULAR (SIBRAV), 3º, vol I, 1995, São Paulo. Anais ...São Paulo, 1995. p. TB 17, 1 - 6.
- NOVELLO, A.C. A charge to the conference. In: SURGEON GENERAL'S CONFERENCE ON AGRICULTURAL SAFETY AND HEALTH, vol I, Iowa. *Papers and Proceedings...* Iowa, USA, 1991. p. 48 - 54.
- OBATA, J. & MORITA, S. The Effects of Noise upon Human Efficiency. *Journal of the Acoustical Society of America*, v. 5 (april), p. 255-261, 1934.
- ONUSIC, H. Redução dos níveis de emissões de ruído em veículos comerciais. In : I CONGRESSO BRASIL/ ARGENTINA DE ACÚSTICA E 15º ENCONTRO DA SOBRAC, vol 1, 1994, Florianópolis. *Anais ... Florianópolis*, 1994. p. 113 - 122.
- OLSON, N. Survey of Motor Vehicle Noise. *Journal of the Acoustical Society of America*, v. 52, (5), p. 1291 - 1306, 1972.
- ORTIZ, E.G. Incidencia de la potencia y vejez de los tractores agricolas en su nivel de ruido. In: CONFERENCIA INTERNACIONAL DE MECANIZACION AGRARIA, 21ª, 1989, Zaragoza, Espanha. Anais ... Zaragoza, Espanha, 1989. p. 133 - 138.
- ORTIZ, E.G.; GONZÁLEZ, I.V.; GAITERO, G.B. Estudio sobre el espectro de frecuencias del ruido em los tractores agricola. In: CONFERENCIA INTERNACIONAL DE MECANIZACION AGRARIA, 21ª, 1989, Zaragoza, Espanha. Anais ... Zaragoza, Espanha, 1989. p. 187 - 191.
- PFEIFFER, S.; GRAHAM, T.E.; WEBB, R.D.G.; WILSON, B.A.; RIVINGTON, E.G.; FISHER-INGRAM, L.M. Aspects of physical fitness and health in Ontario dairy farmers. *Canadian Journal of Public Health*, v. 75 (may/june), p. 204 - 211, 1984.
- PINTÉR, I. Hearing Loss of Forest Workers and of Tractors Operators (interaction of Noise with Vibration). In : INTERNATIONAL CONGRESS ON NOISE AS A PUBLIC HEALTH PROBLEM, Proceedings ..., p. 315-327, 1973.

- PISTONO, J.; SANTOLARIA, C.; MARTÍNEZ, J. Intensimetric Location Sound Sources - Application Diesel Engines. In: Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, 1995. Anais ..., Belo Horizonte, Master Soft, 1995, 4 p. CD ROM.
- PLAKKE, B.L. & DARE, E. Occupational hearing loss in farmers. *Public Health Reports*, v. 107 (2), p. 188-192, 1992.
- PLUTCHIK, R. The Effect of High Intensity Intermittent Sound on Performance, Feeling, and Physiology. *Psychological Bulletin*, v. 56 (2), 1959.
- PYYKKO, I. ; STARCK, J. ; FARKKILA, M. ; HOIKKILA, M. ; KORHONEN, O. ; NURMINEN, M. Hand-arm Vibration in the Aetiology of Hearing loss in Lumberjacks. *British Journal of Industrial Medicine*, v. 38, p. 281-289, 1981.
- RAFF, J.A. & PERRY, D.H. A Review of Vehicle Noise Studies Carried at the Institute of Sound and Vibration Research With a Reference to Some Recent Research on Petrol Engine Noise. *Journal of Sound and Vibration*, v. 28 (3), p. 433-470, 1973.
- ROBERT, B. Le Bruit: Rappel de Notions Fondamentales. *Sitma Liaison : Société des Ingénieurs et Techniciens du Machinisme Agricole*, Paris, n° 6, janv, 1988a. p. 02 - 23.
- ROBERT, B. Insonorisation d'une Cabine de Tracteur Agricole. *Sitma Liaison : Société des Ingénieurs et Techniciens du Machinisme Agricole*, Paris, n° 6, janv, 1988b. p. 39 - 58.
- ROBIN, P. *Segurança e Ergonomia em Maquinaria Agrícola - Tratores Agrícolas*. Monografia 2. São Paulo: IPT, NSI/MA, Cientec, 1987.
- ROBIN, P. *Segurança e Ergonomia em Maquinaria Agrícola - Máquinas e Implementos Agrícolas*. Monografia 3. São Paulo: IPT, NSI/MA, Cientec, 1988.
- ROBINSON, D.W.; COPELAND, W.C.; RENNIE, A.J. Motor vehicle noise measurement. *The Engineer*, march, p. 493 - 497, 1961.
- RODRIGUES, M.C.N. e FERNANDES, J.C. Expostos ao ruído. *Revista Proteção*, ano VII n° 46, p. 50 - 58, outubro, 1995.
- ROLLAND, M. Une solution: la cabine suspendue de tracteur agricole. *Sitma Liaison : Société des Ingénieurs et Techniciens du Machinisme Agricole*, Paris, n° 1, juin, 1987. p. 17 - 19.
- ROWLEY, D.W. Control of Farm Tractor Intake and Exhaust Noise. *Sound and Vibration*, v. 1, (3), 1967.
- ROSEGGER, R. & ROSEGGER, S. Health Effects of Tractor Driving. *Journal of the Agricultural Engineering Research*, v. 5 (3), p. 241-275, 1960.
- SALAZAR, E.; MUNTADAS, I.; MÉNDEZ, A.; MUGLIA, J. Desarrollo, aplicación y resultados de un programa de conservación de la audición en tareas agrícolas. In:

SIMPOSIO SOBRE EL RUIDO U LAS VIBRACIONES EN LA INDUSTRIA, VII, 1986, Argentina. *Anais ...* Argentina, 1986. p. 26-49.

SCHNIEDER, R.D. An extension specialist's perspective. In: SURGEON GENERAL'S CONFERENCE ON AGRICULTURAL SAFETY AND HEALTH, vol I, Iowa. *Papers and Proceedings...* Iowa, USA, 1991. p. 372 - 377.

SECRETARIA DE ESTADO DA SAÚDE (SP). Norma Técnica que Dispõe sobre o Diagnóstico da Perda Auditiva Induzida por Ruído e a Redução e Controle do Ruído nos Ambientes e Postos de Trabalho. São Paulo, maio de 1994.

SHAMBAUGH, G.E. Ear Muffs for Every Farmer. *Agricultural Engineering*, v. 47 (6), p. 324, june, 1966.

SILVEIRA, G.M. Tratores Gigantes, a Tendência atual. *A Granja*, abril, p. 48-53, 1978.

SIMONS, A.K. Tractor Ride Research. SAE National Tractor Meeting, Milwaukee, September 1951 - *SAE Transactions*, v. 60 (april), p. 357-364, 1952.

SJØFLOT, L. The tractor as a work-place - A preliminary report on a survey among Norwegian farmers and tractor drivers. *Ergonomics*, v. 25 (1), p. 11-18, 1982.

SIMPSON, E.W. e DEASHAYES, I.L. Tractors produce ear damaging noise. *Journal Environmental Health*, vol 31 (4), p. 347 - 350, 1969.

SMITHURST, B.A. An epidemiological study of 162 tractor accidents in Australia, 1964 to 1966. *The Medical Journal of Australia*, vol 13 (january), p. 51 - 55, 1968.

SOBRAC. Recomendações da Organização Mundial da Saúde sobre Ruído Industrial. *Revista de Acústica e Vibrações*, nº 16, dezembro, p. 52-57, 1995.

SUTER, H. The relationship of the exchange rate to noise-induced hearing loss. *Noise/News International*, vol 1 (3), p. 131-151, september, 1993.

TEICHNER, W.H. ; ARRES, E.; REILLY, R. Noise and Human Performance a Psychophysiological Approach. *Ergonomics*, v. 6, p. 83-97, 1963.

THELIN, J.W. ; JOSEPH, D.J.; DAVIS, W.E.; BAKER, D.E.; HOSOKAWA, M.C. High-frequency hearing loss in male farmers of Missouri. *Public Health Reports*, v. 98 (3), p. 268-273, may-june, 1983.

THELIN, A. Epilogue: Agricultural occupational and environmental health policy strategies for the future. *American Journal of Industrial Medicine*, v. 18, p. 523-526, 1990.

THEMANN, C.L. & HENDERSON, D. Noise and hearing los in the agricultural setting. In: SURGEON GENERAL'S CONFERENCE ON AGRICULTURAL SAFETY AND HEALTH, vol I, Iowa. *Papers and Proceedings...* Iowa, USA, 1991. p. 555.

- THOMPSON, J.K. ; KUNG, L.E. ; TREE, D.R. Noise Source Identification for Three Small Engines. *Noise Control Engineering Journal*, v. 21 (2), p. 74-80, 1983.
- VAN GERPEN, H.W. Evaluating Tractor Seating Comfort. *Agricultural Engineering*, v. 37, p. 673-676, october, 1956.
- VASEY, G.H. & BAILLIE, W.F. Some Experience with the Testing of Spark Arresters for Tractor Engines. *Journal of Agricultural Engineering Research*, v. 6 (1), 1961.
- VIOLA, L. Metodologie e risultati di prova sulla rumorosità dei trattori. Istituto di Ingegneria Agraria da Università di Milano, M&MA, n° 2, p. 39-42, 1984.
- WASSERMAN, D.E. Occupational Vibration Studies in the U.S. *A Review Sound and Vibration*, october, 1980.
- WATTERS, B.G.; HOOVER, R.M.; FRANKEN, P.A. Designing a Muffler for Small Engines. *Noise Control*, vol 5, (2), p. 18-22, 1959
- WESTON, H.R. A Survey of Tractor Noise and the Effects on Hearing. *The Journal of the Australian Institute of Agricultural Science*, v. 29 (1, march), p. 15-22, 1963.
- WISE, D.B. *Carros Famosos*. São Paulo: Edições Melhoramentos, 1970. 157 p.
- WRIGHT, H.N. Auditory Adaptation in Noise. *Journal of the Acoustical Society of America*, v. 31 (7), p. 1004-1012, july, 1959.
- YOKOAMA, T. ; OSAKO, S. ; YAMAMOTO, K. Temporary Threshold Shift Produced by Exposure to Vibration, Noise, and Vibration-plus-noise. *Acta Otolaryngologica*, v. 78, p. 207 - 212, 1974.
- ZAMBERLAN, M.C.P.L.; FERREIRA, D.M.P.; ALMEIDA, A.G. Avaliação Ergonômica de Tratores Agrícolas. Rio de Janeiro: Instituto Nacional de Tecnologia - Unidade de Programas de Desenho Industrial. Outubro, 1988.