

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL E NUMÉRICA DA ATENUAÇÃO
SONORA DE PROTETORES AUDITIVOS PARA RUÍDO IMPULSIVO**

Tese submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA

ERASMO FELIPE VERGARA MIRANDA

Florianópolis, abril de 2003.

VERGARA M., Erasmo Felipe. **Avaliação experimental e numérica da atenuação sonora de protetores auditivos para ruído impulsivo.** Florianópolis, 2003, 194p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador: Samir Nagi Yousri Gerges, Ph. D.
Defesa: 14 de abril de 2003.

Estudo experimental do comportamento do protetor auditivo do tipo tampão e do tipo concha, submetidos a ruído impulsivo de grande amplitude (acima de 140 dB), em termos das mudanças nos parâmetros transientes como a pressão sonora pico, o tempo de subida e o de descida, e a relação destes no domínio da frequência. A verificação dos resultados experimentais é realizada através de um modelo simplificado do canal auditivo e do protetor auditivo utilizando o método de elementos finitos no domínio do tempo.

Palavras-chave: ruído impulsivo, protetor auditivo, atenuação sonora, simulação numérica.

BIOGRAFIA DO AUTOR

Erasmio Felipe Vergara Miranda nasceu em 1970, na cidade de Santiago, Chile. Seus estudos primários e secundários foram realizados em Santiago até 1987. Estudou Engenharia Acústica na Universidad Austral de Chile (UACH), na cidade de Valdivia, formando-se em 1995. Durante o período de 1995 a 1997 trabalhou em empresas privadas, em Santiago, em projetos de consultoria na área de acústica arquitetônica e de ruído industrial. Também colaborou em projetos públicos na área de controle de ruído passivo e ativo. Desenvolveu trabalhos para rádio e televisão como assistente em operações de áudio.

Estudou a língua portuguesa no Instituto Brasil-Chile (INBRACHI), em Santiago, em 1996. Obteve uma bolsa de estudos do governo brasileiro, em 1996, para desenvolver o curso de mestrado, através do Programa de Estudantes de Convênio de Pós-Graduação (PEC-PG), fornecida pela Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES).

Iniciou em 1997 o mestrado na Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), no Departamento de Engenharia Mecânica, na área de concentração de Acústica e Vibrações. Em 1999 finalizou o mestrado e deu continuidade ao curso de doutorado na mesma área de pesquisa, concluindo em 2003.

Durante o processo de formação na pós-graduação da UFSC participou de alguns congressos nacionais e internacionais, publicando artigos científicos no assunto de proteção auditiva, ruído impulsivo e simulação numérica pelo método de elementos finitos. O autor vem publicando artigos científicos em revistas indexadas como *Applied Acoustics*, *Shock and Vibration* e *Journal of the Acoustical Society of América*.

Atualmente desenvolve o pós-doutorado em projetos de pesquisa do CNPq e FINEP, nas áreas de proteção auditiva e ruído impulsivo, e de acústica veicular (silenciadores e sistemas de direção hidráulica).

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL E NUMÉRICA DA ATENUAÇÃO
SONORA DE PROTETORES AUDITIVOS PARA RUÍDO IMPULSIVO**

ERASMO FELIPE VERGARA MIRANDA

Esta tese foi julgada adequada para a obtenção do título de

DOUTOR EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE EM ENGENHARIA MECÂNICA

sendo aprovada em sua forma final

Prof. Samir N. Y. Gerges, Ph. D. – Orientador

Prof. Washington J. N. de Lima, Ph. D. – Co-orientador

Prof. José A. Bellini da Cunha Neto, Dr. – Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Edison da Rosa, Dr. Eng. – Presidente

Prof. John Cassali, Ph. D.

Prof. Jorge Arenas B., Ph. D.

Prof. Robert S. Birch, Ph. D.

Prof. Roberto Jordan, Dr. Eng.

“ Offering surgit !

Au cœur de l’esprit ”

Christian Vander – 25 février 2003

*Aos meus pais
Dina e Erasmo
por todo o amor e apoio*

*Aos meus irmãos
Jacqueline, Sandra, Claudia e Carlos
por sempre estarem ao meu lado*

*A minha esposa Lizandra
por todo seu amor, compreensão e dedicação*

*Ao nosso filho Felipe Bruno
por iluminar cada um de nossos dias*

AGRADECIMENTOS

Ao professor e orientador Samir N. Y. Gerges, pelo grande e incansável apoio e motivação para estudar no Brasil, pela orientação, conselhos e sugestões no desenvolvimento da tese e pela amizade compartilhada.

Ao Dr. Robert S. Birch, por disponibilizar os equipamentos para os ensaios experimentais, por compartilhar sua grande experiência profissional e pela confiança e companheirismo.

Ao Dr. Washington de Lima, pela co-orientação e grande apoio nas dificuldades encontradas no desenvolvimento e revisão desta pesquisa de doutorado.

Ao professor Jorge Arenas, pela revisão e avaliação desta pesquisa e pela contribuição com suas críticas e sugestões para a melhoria deste trabalho.

Aos professores da banca examinadora: John G. Casali, Roberto Jordan e Edison da Rosa por contribuírem com suas análises e opiniões na revisão desta tese.

À CAPES, pela concessão financeira, através da bolsa de estudos.

Aos professores, colegas e funcionários do Laboratório de Vibrações e Acústica da UFSC pela amizade e apoio dado durante minha formação.

Ao Adilto Teixeira (Paru) pela ajuda oferecida na construção e montagem dos dispositivos utilizados nos ensaios experimentais.

Aos meus sogros Luiz e Nelci, um especial agradecimento pelo carinho, confiança, apoio e por toda ajuda fornecida para o desenvolvimento e conclusão deste trabalho.

À Lizandra, minha esposa, amiga e companheira, pelo incansável e constante apoio e dedicação durante todo o desenvolvimento do doutorado.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	xii
LISTA DE TABELAS.....	xxi
SIMBOLOGIA.....	xxiv
RESUMO.....	xxviii
ABSTRACT.....	xxix
CAPÍTULO 1	
INTRODUÇÃO	
1.1 – Generalidades.....	1
1.2 – Motivação e Objetivos do Trabalho.....	3
1.3 – Organização do Trabalho.....	4
CAPÍTULO 2	
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	
2.1 – Introdução.....	6
2.2 – Propagação de Ondas Sonoras em Tubos Cilíndricos de Seção Constante.....	6
2.3 – Caracterização do Ruído de Tipo Impulsivo.....	9
2.3.1 – Efeitos do Ruído Impulsivo.....	10
2.3.2 – Caracterização Física do Ruído Impulsivo.....	11
2.4 – Avaliação da Proteção Auditiva para Ruído Impulsivo.....	12
2.5 – Conclusão e Resumo.....	16

CAPÍTULO 3

CONCEITOS PRELIMINARES

3.1 – Introdução.....	17
3.2 – Propagação de Ondas Sonoras Não-lineares.....	17
3.2.1 – Ondas Progressivas sem Perda (Equação de Burgers).....	23
3.2.2 – Tubo de Choque.....	25
3.3 – Ruído Impulsivo.....	29
3.3.1 – Comportamento e Características Físicas do Ruído Impulsivo.....	30
3.3.2 – Pulso Friedlander Ideal.....	32
3.3.3 – Pulso Friedlander Real.....	37
3.3.4 – Efeitos do Ruído impulsivo.....	42
3.3.5 – Métodos de Medição e Análise do Ruído Impulsivo.....	43
3.4 – Sistema Auditivo Humano.....	46
3.4.1 – Mecanismo da Audição.....	47
3.4.2 – Impedância Acústica do Tímpano Humano.....	48
3.5 – Protetores Auditivos.....	49
3.5.1 – Descrição do Protetor Tipo Tampão Poroso.....	50
3.5.2 – Descrição do Protetor Tipo Concha.....	51
3.5.3 – Atenuação Sonora de Ruído Impulsivo.....	51
3.6 – Elementos Finitos em Problemas de Acústica Transiente.....	52
3.6.1 – Formulação Matemática e Implementação Numérica.....	53
3.6.2 – Procedimento de Integração Direta no Tempo.....	54
3.7 – Conclusão e Resumo.....	57

CAPÍTULO 4

SISTEMAS DE GERAÇÃO DE RUÍDO IMPULSIVO

4.1 – Introdução.....	58
4.2 – Descrição do Gerador de Ruído Impulsivo.....	58
4.3 – Sistema 1 de Geração de Ruído Impulsivo.....	59

4.3.1 – Descrição do Tubo 150 mm com o Simulador do Canal Auditivo.....	59
4.3.2 – Caracterização Acústica do Sistema 1 (Ondas Planas Não-lineares).....	63
4.4 – Sistema 2 de Geração de Ruído Impulsivo.....	74
4.4.1 – Descrição do Tubo 500 mm com a Cabeça Artificial.....	74
4.4.2 – Caracterização Acústica do Sistema 2.....	77
4.5 – Conclusão e Resumo.....	91

CAPÍTULO 5

AVALIAÇÃO DOS PROTETORES AUDITIVOS COM O GERADOR DE RUÍDO IMPULSIVO

5.1 – Introdução.....	92
5.2 – Avaliação dos Protetores Auditivos aplicando o Sistema 1.....	92
5.2.1 – Avaliação do Protetor Tipo Tampão com o Sistema 1.....	92
5.2.2 – Avaliação do Protetor Tipo Concha com o Sistema 1.....	97
5.2.3 – Parâmetros Transientes dos Protetores Tampão e Concha.....	102
5.3 – Avaliação dos Protetores Auditivos aplicando o Sistema 2.....	112
5.3.1 – Avaliação do Protetor Tipo Tampão com o Sistema 2.....	113
5.3.2 – Avaliação do Protetor Tipo Concha com o Sistema 2.....	115
5.3.3 - Combinação dos Protetores Tampão e Concha usando o Sistema 2.....	117
5.3.4 - Parâmetros Transientes da Combinação dos Protetores Auditivos.....	121
5.4 – Comparação dos Resultados entre os Sistema 1 e Sistema 2.....	125
5.5 – Conclusão e Resumo.....	129

CAPÍTULO 6

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DOS PROTETORES AUDITIVOS

6.1 – Introdução.....	130
6.2 – Descrição das Malhas de Elementos Finitos do Canal Auditivo Humano.....	130
6.2.1 – Modelo Bidimensional do Canal Reto.....	131
6.2.2 – Modelo Bidimensional do Canal Cônico.....	133

6.2.3 – Modelo Bidimensional do Canal Real.....	134
6.3 – Simulação para Incidência Rasante.....	135
6.3.1 – Protetor Tampão Poroso do Sistema 1.....	135
6.3.2 – Protetor Concha do Sistema 1.....	139
6.4 – Simulação para Incidência Normal.....	144
6.4.1 – Protetor Tampão Poroso do Sistema 2.....	144
6.4.2 – Protetor Concha do Sistema 2.....	147
6.4.3 – Combinação dos Protetores Tampão e Concha do Sistema 2.....	150
6.5 – Conclusão e Resumo.....	153

CAPÍTULO 7

CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

7.1 – Conclusões do Trabalho.....	154
7.2 – Sugestões para Trabalhos Futuros.....	156

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	157
---------------------------------	-----

LISTA DE FIGURAS

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Figura 1.1	Medições de ruído impulsivo de fontes reais: a) bate-estaca, b) impressora industrial, d) rifle e d) fogo de artifício.....	2
------------	---	---

CAPÍTULO 3

CONCEITOS PRELIMINARES

Figura 3.1	Distorção progressiva de uma onda senoidal de amplitude finita (Hamilton e Blackstock, 1998).....	24
Figura 3.2	Distorção progressiva de um pulso de amplitude finita.....	25
Figura 3.3	Condições iniciais em um tubo de choque enchido com gás (ar).....	26
Figura 3.4	Movimento da onda de choque após a ruptura do diafragma (Anderson, 1982).....	27
Figura 3.5	Pressão sonora, no tempo, para ruídos estacionários e não-estacionários...	30
Figura 3.6	Caracterização do pulso de Duração A.....	32
Figura 3.7	Pulso de pressão Friedlander ideal com tempo de subida zero.....	33
Figura 3.8	Pulso Friedlander ideal com tempo de subida zero, com a variação do tempo de descida.....	32
Figura 3.9	Espectro do pulso Friedlander ideal para um tempo de subida zero, com a variação no tempo de descida (parâmetro b).....	35
Figura 3.10	Pulso Friedlander ideal com tempo de subida finito c	36
Figura 3.11	Pulso de pressão Friedlander ideal com a variação do tempo de subida e do tempo de descida.....	36
Figura 3.12	Espectro de um pulso Friedlander ideal com tempo de subida finito com a variação dos parâmetros b e c	37
Figura 3.13	Descrição física de um pulso real simples (ref. ISO 10843, 1997).....	38
Figura 3.14	Espectro experimental e Friedlander 80% e 100%, do pulso 1.....	40

Figura 3.15	Espectro experimental e Friedlander 80%, do pulso 2.....	41
Figura 3.16	Espectro experimental e Friedlander 80%, do pulso 3.....	41
Figura 3.17	Energia sonora equivalente de um sinal impulsivo.....	44
Figura 3.18	Critério do nível de exposição sonora NES_A	45
Figura 3.19	Sinal sonoro discretizado no tempo.....	45
Figura 3.20	Descrição do ouvido humano.....	47
Figura 3.21	Resistência e reatância do tímpano humano.....	49
Figura 3.22	Protetor auditivo de inserção tipo tampão de espuma expandida.....	50
Figura 3.23	Protetor auditivo tipo concha.....	51

CAPÍTULO 4

SISTEMAS DE GERAÇÃO DE RUÍDO IMPULSIVO

Figura 4.1	Descrição esquemática da fonte geradora de pulsos sonoros.....	58
Figura 4.2	Diagrama do Sistema 1 de medição.....	60
Figura 4.3	Fotografias do gerador de pulsos e do tubo de choque do Sistema 1 de medição.....	60
Figura 4.4	Componentes da seção de avaliação dos protetores e dos canais auditivos simulados.....	61
Figura 4.5	Corte da seção do tubo de descarga e do canal auditivo simulado.....	62
Figura 4.6	Seção de avaliação do protetor tipo concha.....	63
Figura 4.7	Pulso inicial medido dentro do tubo de descarga, a 1 m do gerador (1,25 kPa \cong 156 dB).....	64
Figura 4.8	Histórias temporais dos pulsos medidos dentro do tubo de descarga, a 6 m do gerador (1,25 kPa \cong 156 dB).....	64
Figura 4.9	Espectro sonoro dos pulsos medidos dentro do tubo de descarga, a 6 m do gerador.....	65
Figura 4.10	Seqüência de pulsos medidos em campo livre (posição 6 m).....	66
Figura 4.11	Variação dos NPS pico (80%) dos pulsos A, B e C com a distância acumulada.....	68

Figura 4.12	Atenuação dos NPS pico (80%) dos pulsos A, B e C com a distância acumulada.....	69
Figura 4.13	Variação do tempo de subida com a distância acumulada.....	70
Figura 4.14	Variação da inclinação da frente de onda com relação a distância acumulada.....	72
Figura 4.15	Variação do tempo de descida com relação à distância acumulada.....	72
Figura 4.16	Variação da razão entre o tempo de subida e a duração total, ao longo do tubo de choque, no eixo x	73
Figura 4.17	Configuração do Sistema 2 de medição.....	74
Figura 4.18	Fotografias do tubo de descarga de 0,5 m de diâmetro, do gerador de ruído impulsivo e da cabeça artificial.....	75
Figura 4.19	Corte da seção da cabeça artificial e do canal auditivo simulado quando usados com um protetor tipo concha.....	76
Figura 4.20	Cabeça artificial aberta e o canal auditivo simulado com protetor tipo tampão.....	76
Figura 4.21	Esquema de medição de ondas planas no tubo de 500 mm.....	78
Figura 4.22	Pulsos sonoros das três medições no plano de 7 m.....	79
Figura 4.23	Espectro dos três pulsos medidos no plano de 7 m.....	79
Figura 4.24	Pulso com uma duração de 20 ms, sem e com o protetor de vento, com uma carga de pressão de ar de 551,6 kPa (80 psi), e volume de 250 cm ³	80
Figura 4.25	Pulso com uma duração de 25 ms, sem e com o protetor de vento, com uma carga de pressão de ar de 137,9 kPa (20 psi), e volume de 250 cm ³	80
Figura 4.26	Membranas A, V e P instaladas no gerador de pulsos.....	81
Figura 4.27	NPS pico (80%) para as membranas A, P e V, com o volume 1.....	84
Figura 4.28	NPS pico (80%) para as membranas A, P e V, com o volume 2.....	84
Figura 4.29	NPS pico (80%) para as membranas A, P e V, com o volume 3.....	84
Figura 4.30	NPS pico (80%) para os volumes 1, 2 e 3, com a membrana A.....	85
Figura 4.31	NPS pico (80%) para os volumes 1, 2 e 3, com a membrana P.....	85
Figura 4.32	NPS pico (80%) para os volumes 1, 2 e 3, com a membrana V.....	85
Figura 4.33	Tempo de subida para as membranas A, P, V, e com o volume 1.....	87
Figura 4.34	Tempo de subida para as membranas A, P, V, e com o volume 2.....	87
Figura 4.35	Tempo de subida para as membranas A, P, V, e com o volume 3.....	87

Figura 4.36	Tempo de subida para os volumes 1, 2 e 3, e com o membrana A.....	88
Figura 4.37	Tempo de subida para os volumes 1, 2 e 3, e com o membrana P.....	88
Figura 4.38	Tempo de subida para os volumes 1, 2 e 3, e com o membrana V.....	88
Figura 4.39	Tempo de descida para as membranas A, P, V, e com o volume 1.....	89
Figura 4.40	Tempo de descida para as membranas A, P, V, e com o volume 2.....	89
Figura 4.41	Tempo de descida para as membranas A, P, V, e com o volume 3.....	89
Figura 4.42	Tempo de descida para os volumes 1, 2 e 3, e com o membrana A.....	90
Figura 4.43	Tempo de descida para os volumes 1, 2 e 3, e com o membrana P.....	90
Figura 4.44	Tempo de descida para os volumes 1, 2 e 3, e com o membrana V.....	90

CAPÍTULO 5

AVALIAÇÃO DOS PROTETORES AUDITIVOS COM O GERADOR DE RUÍDO IMPULSIVO

Figura 5.1	Atenuação sonora pico (80%) do protetor tampão para o NPS pico incidente (80%), com o Sistema 1.....	94
Figura 5.2	ANE total (80%) do protetor tampão para a energia total (80%) incidente, com o Sistema 1.....	94
Figura 5.3	ANE pico (80%) do protetor tampão para a energia pico (80%) incidente, com o Sistema 1.....	95
Figura 5.4	Relação entre os tempos de subida transmitido e incidente do protetor tampão, com o Sistema 1.....	95
Figura 5.5	Relação entre os tempos de descida transmitido e incidente do protetor tampão, com o Sistema 1.....	96
Figura 5.6	Atenuação sonora pico (80%) em função do tempo de subida incidente, do protetor tampão, com o Sistema 1.....	97
Figura 5.7	Atenuação sonora pico (80%) em função do tempo de descida incidente, do protetor tampão, com o Sistema 1.....	97
Figura 5.8	Atenuação sonora pico (80%) para o NPS pico incidente (80%), do protetor concha, com o Sistema 1.....	99

Figura 5.9	ANE total (80%) do protetor concha para a energia total (80%) incidente, com o Sistema 1.....	99
Figura 5.10	ANE pico (80%) do protetor concha para a energia pico (80%) incidente, com o Sistema 1.....	100
Figura 5.11	Relação entre os tempos de subida transmitido e incidente do protetor concha, com o Sistema 1.....	100
Figura 5.12	Relação entre os tempos de descida transmitido e incidente do protetor concha, com o Sistema 1.....	101
Figura 5.13	Atenuação sonora pico (80%) em função do tempo de subida incidente, do protetor concha, com o Sistema 1.....	102
Figura 5.14	Atenuação sonora pico (80%) em função do tempo de descida incidente, do protetor tipo concha, com o Sistema 1.....	102
Figura 5.15	Pulso sonoro incidente sobre o protetor tampão, aplicando o Sistema 1, com tempo de subida de 0,32 ms e tempo de descida de 2,76 ms.....	104
Figura 5.16	Pulso sonoro transmitido com o uso do protetor tampão, aplicando o Sistema 1, com tempo de subida de 2,0 ms e tempo de descida de 15,2 ms.....	104
Figura 5.17	Espectros experimental e Friedlander dos pulsos incidentes e transmitidos, para o protetor tampão.....	105
Figura 5.18	Espectros experimental e Friedlander da atenuação sonora dos pulsos incidentes e transmitidos, para o protetor tampão, com o Sistema 1.....	107
Figura 5.19	Espectros experimental e Friedlander dos pulsos incidentes e transmitidos, do protetor concha, com o Sistema 1.....	108
Figura 5.20	Espectros experimental e Friedlander da atenuação sonora dos pulsos incidentes e transmitidos, do protetor concha, com o Sistema 1.....	108
Figura 5.21	Comparação da atenuação sonora pico em função dos NPS pico (80%) incidente para os protetores tipo tampão e tipo concha, com o Sistema 1...	110
Figura 5.22	Comparação entre os tempos de subida transmitidos em função dos NPS pico (80%) incidente, dos protetores tampão e concha, com o Sistema 1...	111
Figura 5.23	Comparação entre os tempos de descida transmitidos em função dos NPS pico (80%) incidente, dos protetores tampão e concha, com o Sistema 1...	111

Figura 5.24	Comparação da atenuação sonora, no domínio da frequência, dos protetores tampão e concha, com o Sistema 1.....	112
Figura 5.25	Definição dos ângulos de incidência normal, oblíquo e rasante, para a avaliação dos protetores com o Sistema 2.....	113
Figura 5.26	Atenuação sonora pico (80%) para o NPS pico incidente (80%), do protetor tampão, com o Sistema 2.....	114
Figura 5.27	Atenuação sonora pico (80%) em função do tempo de subida incidente, do protetor tampão, com o Sistema 2.....	115
Figura 5.28	Atenuação sonora pico (80%) em função do tempo de descida incidente, do protetor tampão, com o Sistema 2.....	115
Figura 5.29	Atenuação sonora pico (80%) para o NPS pico incidente (80%), do protetor concha, com o Sistema 2.....	116
Figura 5.30	Atenuação sonora pico (80%) em função do tempo de subida incidente, do protetor concha, com o Sistema 2.....	117
Figura 5.31	Atenuação sonora pico (80%) em função do tempo de descida incidente, do protetor concha, com o Sistema 2.....	117
Figura 5.32	Atenuação sonora pico (80%) para o NPS pico incidente (80%), do protetor tampão e concha, com o Sistema 2.....	118
Figura 5.33	Atenuação sonora pico (80%) em função do tempo de subida incidente, do protetor tampão e concha, com o Sistema 2.....	118
Figura 5.34	Atenuação sonora pico (80%) em função do tempo de descida incidente, do protetor tampão e concha, com o Sistema 2.....	119
Figura 5.35	Comparação das atenuações sonoras pico (80%) para o NPS pico incidente (80%), do protetor tampão, concha e combinação, com o Sistema 2.....	119
Figura 5.36	Comparação entre os tempos de subida transmitidos em função dos tempos de subida incidente, dos protetores tampão, concha e combinação, com o Sistema 2.....	120
Figura 5.37	Comparação entre os tempos de descida transmitidos em função dos tempos de descida, dos protetores tampão, concha e combinação, com o Sistema 2.....	121

Figura 5.38	Espectros experimental e Friedlander dos pulsos incidentes e transmitidos, da combinação dos protetores tampão e concha, com o Sistema 2.....	122
Figura 5.39	Espectros experimental e Friedlander da atenuação sonora dos pulsos incidentes e transmitidos, da combinação dos protetores tampão e concha, com o Sistema 2.....	123
Figura 5.40	Comparação da atenuação sonora, no domínio da frequência, dos protetores tampão, concha e a combinação tampão e concha, com o Sistema 2.....	124
Figura 5.41	Comparação da atenuação sonora pico (80%) em função dos NPS pico (80%) incidente, do protetor tampão, para o Sistema 1 e o Sistema 2.....	125
Figura 5.42	Comparação da atenuação sonora pico (80%) em função dos NPS pico (80%) incidente, do protetor concha, para o Sistema 1 e o Sistema 2.....	126
Figura 5.43	Resposta comparativa do pulso transmitido e atenuado, do protetor concha, com o Sistema 1 e o Sistema 2.....	127
Figura 5.44	Comparação da atenuação sonora, no domínio da frequência, do protetor tampão, com o Sistema 1 e o Sistema 2.....	128
Figura 5.45	Comparação da atenuação sonora, no domínio da frequência, do protetor concha, com o Sistema 1 e o Sistema 2.....	128

CAPÍTULO 6

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DOS PROTETORES AUDITIVOS

Figura 6.1	Modelo axissimétrico de elementos finitos do tubo reto com protetor tampão.....	132
Figura 6.2	Modelo de elementos finitos do tronco de cone com protetor tampão.....	134
Figura 6.3	Modelo de elementos finitos do canal real com protetor tampão.....	134
Figura 6.4	Pressão sonora na cavidade do tubo reto com protetor tampão, no tempo 23 ms, do Sistema 1 obtida pelo SYSNOISE.....	135
Figura 6.5	Pressão sonora na cavidade do tubo cônico com protetor tampão, no tempo 24,8 ms, do Sistema 1 obtida pelo SYSNOISE.....	136

Figura 6.6	Pressão sonora na cavidade do canal real com protetor tampão, no tempo 24 ms, do Sistema 1 obtida pelo SYSNOISE.....	136
Figura 6.7	Pulsos sonoros atenuados, medido no tímpano, do canal experimental e dos canais da simulação numérica, com protetor tampão e do Sistema 1...	137
Figura 6.8	Espectros sonoros, medidos no tímpano, dos pulsos experimental e da simulação numérica com o protetor tipo tampão do Sistema 1.....	138
Figura 6.9	Espectros dos pulsos, medidos no tímpano, experimentais incidente e transmitido, e da simulação numérica do tubo reto com protetor tampão do Sistema 1.....	138
Figura 6.10	Atenuação sonora do pulso, medido no tímpano, experimental e da simulação numérica do tubo reto com protetor tampão do Sistema 1.....	139
Figura 6.11	Modelo de elementos finitos do tubo reto com protetor concha e incidência rasante do Sistema 1.....	140
Figura 6.12	Modelo de elementos finitos do tubo reto e do protetor tipo concha.....	141
Figura 6.13	Pressão sonora do tubo reto com o protetor concha, medido no tímpano, no tempo 22,4 ms, do Sistema 1 obtida pelo SYSNOISE.....	142
Figura 6.14	Pressão sonora dos pulsos, medida no tímpano, experimental e da simulação numérica, com o tubo reto e protetor concha, do Sistema 1.....	142
Figura 6.15	Espectros dos pulsos, medidos no tímpano, experimentais incidente e transmitido, e da simulação numérica do tubo reto com protetor concha, do Sistema 1.....	143
Figura 6.16	Atenuações sonoras, medidas no tímpano, do pulso experimental e da simulação numérica do tubo reto com protetor concha, do Sistema 1.....	144
Figura 6.17	Modelo de elementos finitos do tubo reto com protetor tampão e incidência normal do Sistema 2.....	145
Figura 6.18	Distribuição de pressão sonora do tubo reto com protetor tampão, no tempo 6,3 ms, do Sistema 2 obtida pelo SYSNOISE.....	145
Figura 6.19	Pressão sonora, medida no tímpano, dos pulsos experimental e da simulação numérica, com o tubo reto e protetor tampão, do Sistema 2.....	146
Figura 6.20	Espectros dos pulsos, medidos no tímpano, experimentais incidente e transmitido, e da simulação numérica do tubo reto com protetor tampão, do Sistema 2.....	147

Figura 6.21	Atenuação sonora, medida no tímpano, do pulso experimental e da simulação numérica do tubo reto com protetor tampão, do Sistema 2.....	147
Figura 6.22	Modelo de elementos finitos do tubo reto com protetor tipo concha e incidência normal, do Sistema 2.....	148
Figura 6.23	Pressão sonora do tubo reto com o protetor concha, no tempo 6,4 ms, do Sistema 2 obtida pelo SYSNOISE.....	148
Figura 6.24	Pressão sonora, medida no tímpano, dos pulsos experimental e da simulação numérica, com o tubo reto e protetor concha, do Sistema 2.....	149
Figura 6.25	Espectros dos pulsos, medidos no tímpano, experimentais incidente e transmitido, e da simulação numérica do tubo reto com protetor concha, do Sistema 2.....	150
Figura 6.26	Atenuação sonora, medida no tímpano, do pulso experimental e da simulação numérica do tubo reto com protetor concha, do Sistema 2.....	150
Figura 6.27	Pressão sonora do tubo reto com o protetor tampão e concha, no tempo 8,3 ms, do Sistema 2 obtida pelo SYSNOISE.....	151
Figura 6.28	Espectros dos pulsos, medidos no tímpano, experimentais incidente e transmitido, da simulação numérica do tubo reto com protetor tampão e concha, do Sistema 2.....	152
Figura 6.29	Atenuação sonora, medida no tímpano, do pulso experimental e da simulação numérica do tubo reto com protetor tampão e concha, do Sistema 2.....	152

LISTA DE TABELAS

CAPÍTULO 3

CONCEITOS PRELIMINARES

Tabela 3.1	Propriedades físicas dos pulsos 1, 2 e 3.....	39
Tabela 3.2	Frequências dos pulsos 1, 2 e 3.....	39

CAPÍTULO 4

SISTEMAS DE GERAÇÃO DE RUÍDO IMPULSIVO

Tabela 4.1	Parâmetros físicos do pulso produzido com 273 cm ³ e 17,2 kPa de volume e pressão de carga de ar.....	65
Tabela 4.2	Propriedades físicas dos pulsos A, B e C.....	67
Tabela 4.3	Valores dos NPS pico para os pulsos A, B e C.....	68
Tabela 4.4	Distancias de choque teórica e experimental para os pulsos A, B e C.....	71
Tabela 4.5	Parâmetros físicos do pulso de onda plana produzido com volume de carga de 250 cm ³ e pressão de carga de 689,5 kPa.....	78
Tabela 4.6	Tipos de membranas utilizadas com o gerador de pulsos do Sistema 2.....	81
Tabela 4.7	Volumes utilizados para produzir pulsos sonoros com o gerador.....	82
Tabela 4.8	Energia de carga utilizada para gerar pulsos de grande amplitude.....	82

CAPÍTULO 5

AVALIAÇÃO DOS PROTETORES AUDITIVOS COM O GERADOR DE RUÍDO IMPULSIVO

Tabela 5.1	Configurações dos pulsos para a avaliação do protetor tampão, com o Sistema 1.....	93
------------	--	----

Tabela 5.2	Configurações dos pulsos para a avaliação do protetor concha, com o Sistema 1.....	98
Tabela 5.3	Valores da atenuação sonora pico para os pulsos 1, 2 e 3, do protetor tampão, usando o Sistema 1.....	105
Tabela 5.4	Valores do FDTS para os pulsos 1, 2 e 3, do protetor tampão, com o Sistema 1.....	106
Tabela 5.5	Valores do FDTD para os pulsos 1, 2 e 3, do protetor tampão, com o Sistema 1.....	106
Tabela 5.6	Valores da atenuação sonora pico para os pulsos 1, 2, 3 e 4, do protetor concha, usando o Sistema 1.....	109
Tabela 5.7	Valores do FDTS para os pulsos 1, 2, 3 e 4, do protetor concha, usando o Sistema 1.....	109
Tabela 5.8	Valores do FDTD para os pulsos 1, 2, 3 e 4, do protetor concha, usando o Sistema 1.....	109
Tabela 5.9	Configurações dos pulsos incidentes para a avaliação dos protetores, para os ângulos de incidência de 0°, 45° e 90°, usando o Sistema 2.....	109
Tabela 5.10	Valores da atenuação sonora pico (80%) para os pulsos com os ângulos 0°, 45° e 90°, da combinação tampão e concha, usando o Sistema 2.....	123
Tabela 5.11	Valores do FDTS para os pulsos com os ângulos 0°, 45° e 90°, da combinação tampão e concha, usando o Sistema 2.....	123
Tabela 5.12	Valores do FDTD para os pulsos com os ângulos 0°, 45° e 90°, da combinação tampão e concha, usando o Sistema 2.....	124
Tabela 5.13	Comparação das médias dos parâmetros transientes do protetor tampão, usando o Sistema 1 e o Sistema 2.....	126
Tabela 5.14	Comparação do desvio padrão dos parâmetros transientes do protetor tampão, usando o Sistema 1 e o Sistema 2.....	126
Tabela 5.15	Comparação das médias dos parâmetros transientes do protetor concha, usando o Sistema 1 e o Sistema 2.....	126
Tabela 5.16	Comparação do desvio padrão dos parâmetros transientes do protetor concha, usando o Sistema 1 e o Sistema 2.....	127

CAPÍTULO 6

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DOS PROTETORES AUDITIVOS

Tabela 6.1	Frequências naturais para um tubo aberto-fechado.....	132
Tabela 6.2	Parâmetros transientes do canal experimental e dos modelos numéricos....	137

SIMBOLOGIA

$q(x, t)$	aceleração sonora
$A(x)$	admitância da superfície S
c_p	calor específico a pressão constante
c_v	calor específico a volume constante
β	coeficiente de não-linearidade
μ	coeficiente de viscosidade de cisalhamento
μ_B	coeficiente de viscosidade volumétrica (massa)
λ_{corte}	comprimento de corte
λ_0	comprimento de onda do som para ondas de pequena amplitude
κ	condutividade térmica
Γ	constante de propagação de som em tubos cilíndricos
A	constante linear (ou de primeira ordem)
B	constante não-linear (segunda ordem)
ρ_0	densidade do meio em equilíbrio
D N	diferença de níveis
ρ	densidade de massa
\bar{x}_a	distância de choque acumulada experimental
\bar{x}	distância de choque teórica
V	domínio acústico (meio acústico homogêneo)
$P_F(\omega)$	espectro de frequência do pulso Friedlander ideal
E(t)	energia total de um sinal impulsivo
s	entropia
$\alpha(x)$	fator de reflexão
ω	frequência angular

f_{corte}	freqüência de corte
f_{max}	freqüência do pico da amplitude do espectro do pulso Friedlander ideal
f	freqüência linear
f_r	freqüência reduzida
δ_{ij}	função delta Kronecker
$[N(x)]$	matriz das funções de interpolação
$[C]$	matriz de amortecimento
$[M]$	matriz de massa
$[K]$	matriz de rigidez
NES_A	nível de exposição sonora
NPS_{pulso}	nível de pressão sonora do pulso
NPS_{com}	nível de pressão sonora com protetor
NPS_{sem}	nível de pressão sonora sem protetor
NS_{pe}	nível sonoro do pulso quadrado
S	número de onda de cisalhamento ou número de Stokes
ϵ	número de Mach acústico
M_{choque}	número de Mach que define o movimento do choque
Pr	número de Prandtl
n	número total de amostras do conjunto de dados da série temporal
α	parâmetro de Newmark
δ_1	parâmetro de Newmark
ρ'	pequena perturbação de densidade no meio em torno do equilíbrio
p'	pequena perturbação de pressão no meio em torno do equilíbrio
u'	pequena perturbação de velocidade no meio em torno do equilíbrio
T_{freq}	período da freqüência mais alta incluída no modelo de elementos finitos
$P(x, t)$	pressão acústica num ponto x do domínio V no tempo t

$P(t)$	pressão sonora no tempo
P_{ref}	pressão sonora de referência, 20 μPa
$P_A(t)$	pressão sonora ponderada A
$P_F(t)$	pressão temporal do pulso Friedlander ideal
P	pressão termodinâmica
R	raio interno do tubo cilíndrico
γ	razão dos calores específicos a volume e pressão constante
X_d	reatância acústica, componente imaginária da impedância acústica do tímpano
R_d	resistência acústica, componente real da impedância acústica do tímpano
S_1	sub-domínio da superfície \bar{S}
S_2	sub-domínio da superfície \bar{S}
S_3	sub-domínio da superfície \bar{S}
\bar{S}	superfície do domínio V (meio acústico homogêneo)
T	temperatura absoluta
t	tempo
b	tempo de descida do pulso
T_0	tempo de duração do pulso quadrado
τ	tempo de retardo
Δt	tempo discreto suficientemente pequeno
T_{total}	tempo total de integração
ρ_0	valor estático de densidade do meio
p_0	valor estático de pressão do meio
\mathbf{u}_0	valor estático de velocidade do meio
$p_n(t)$	valor de pressão sonora para cada amostra da série temporal
$ P_F(\omega) _{\text{max}}$	valor máximo da amplitude do espectro do pulso Friedlander ideal
c_0	velocidade de propagação linear do som para ondas de pequena amplitude

u_D	velocidade do movimento de massa
W	velocidade d frente de ondas de choque
$\{F_A\}$	vetor de forças acústicas nodais
$\{P(t)\}$	vetor de pressões nodais no tempo t
\mathbf{u}	vetor velocidade de partícula

RESUMO

O ruído impulsivo provém de ambientes industriais, militares, comunitários e domésticos, podendo provocar dano de perda auditiva permanente e efeitos prejudiciais na saúde humana. Apesar dos esforços realizados para reduzir os níveis de ruído impulsivo, usando diferentes técnicas, não se tem conseguido eliminar totalmente a transmissão destes ruídos ao sistema auditivo humano. Uma boa alternativa para proteger as pessoas expostas é o uso de algum dispositivo de proteção auditiva individual, tal como um protetor tipo tampão ou tipo concha. Os métodos subjetivos, para determinar a atenuação de ruído, utilizam pessoas e os métodos objetivos usam principalmente um protótipo de cabeça artificial. A carência de técnicas de teste adequadas e seguras para quantificar a atenuação sonora de protetores auditivos para ruídos impulsivos mostra a necessidade de métodos objetivos eficazes, mais rápidos e de baixo custo.

Este trabalho apresenta um estudo experimental de geração de pulsos sonoros de grande amplitude (acima de 140 dB) baseada na técnica do tubo de choque para a determinação da atenuação sonora de protetores auditivos, tipo tampão e concha. O gerador permite produzir pulsos que podem ser controlados para variar as suas características físicas, como o tempo de subida, a pressão sonora pico e o tempo de descida. Dois sistemas são utilizados: o Sistema 1 constituído pelo gerador, um tubo de 150 mm de diâmetro e um dispositivo que simula canais auditivos para avaliar os protetores auditivos, com incidência rasante; o Sistema 2 composto pelo gerador, um tubo de 500 mm de diâmetro e uma cabeça artificial, é utilizado para testar os protetores com diferentes ângulos de incidência da onda excitadora.

ABSTRACT

The impulsive noise generated in industrial, military, community, and domestic environments can damage the human hearing system. In many situations, modification of the acoustical design of the noise source is not enough to reduce the impulsive noise level to safe values. An alternative is the use of an individual hearing protector device (HPD), such as an earplug or earmuff. Subjective methods, which use human subjects, are common methods to measure the noise attenuation of HPD. However, these methods cannot be used to evaluate intense impulsive noise because the auditory system of the human subjects can be damaged. The alternative is the objective method, where the HPD is exposed to the sound field and microphones measure the pressure with and without the HPD. Nowadays, there is a great need to develop fast, low-cost objective methods to assess the sound attenuation of hearing protectors for high-level impulsive noises.

This work presents an experimental procedure to determine the sound reduction of hearing protectors for high-amplitude (above 140 dB, Ref. 20 μ Pa) impulsive noise. The procedure is based on the shock tube technique. A noise source was used to create pulses with different characteristics, such as sound pressure level peak, rise time, and decay time. The two systems used were composed of a pulse generator, a discharge tube (150 mm and 500 mm diameter) and a device that simulates the human ear canal. The results of a numerical modelling based on finite element method for transient problems are compared with experimental results.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 – Generalidades

Nestes últimos anos tem sido dada grande importância para as fontes sonoras que geram ruído impulsivo de alta intensidade, como armas de fogo, motores de veículos, explosões, vôos supersônicos e impactos mecânicos de ferramentas e maquinarias. O ruído impulsivo é considerado a maior causa de perda auditiva permanente; portanto é importante que os protetores auditivos sejam projetados e testados para ruído impulsivo (NIOSH, 1998).

O ruído impulsivo é produzido através da colisão entre dois ou mais corpos ou mediante a descarga rápida de energia, como por exemplo, uma explosão. As duas formas básicas aceitas na literatura são: os pulsos não reverberantes do tipo A, referenciadas como pulso Friedlander ideal, e os pulsos reverberantes do tipo B associadas com o ambiente industrial (Akay, 1978; Hamernik e Hsueh, 1991).

Estudos realizados para quantificar diferentes tipos de ruídos impulsivos medidos em ambientes industriais, militares, comunitários e domésticos, têm mostrado que os parâmetros representativos de um ruído impulsivo – pressão sonora pico, duração dos tempos de subida e de descida do pulso principal – apresentaram diversas variações (Smootenburg, 1996; Vergara et al., 2002). As diferenças nestes parâmetros temporais estão relacionadas como que o ruído impulsivo é produzido.

Em uma análise das diversas fontes sonoras impulsivas presentes nos ambientes de trabalho devem ser consideradas as influências da propagação sonora, de modo que permitam ser identificados parâmetros transientes do ruído impulsivo. Na Fig. 1.1 são mostrados alguns exemplos dos pulsos gerados por fontes sonoras impulsivas reais (Vergara et al., 2002).

Durante a exposição ao ruído em estado permanente com presença de picos sonoros, o dano auditivo está relacionado com a energia sonora ou dose de ruído a qual a pessoa recebe durante o período de exposição. Se o ruído contém picos sonoros de grande amplitude e curta duração o risco de dano auditivo permanente é maior que se comparado com a dose de ruído permanente (Rice, 1996).

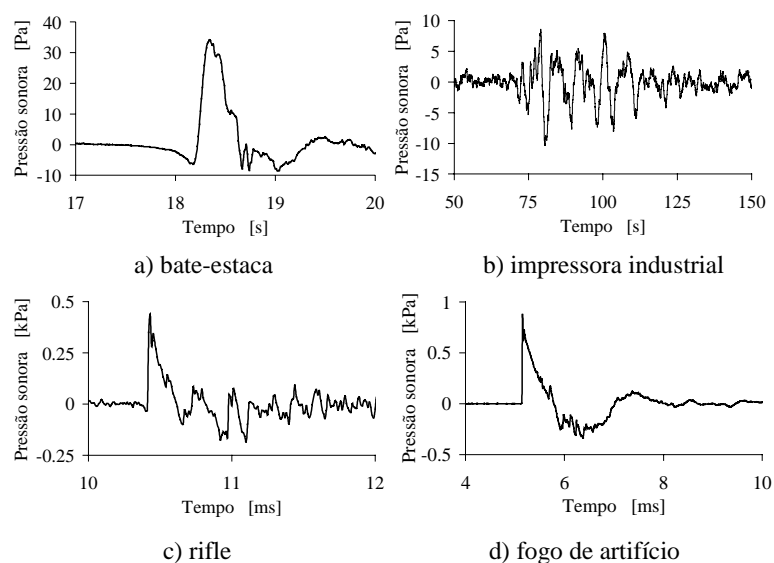


Figura 1.1 – Medições de ruído impulsivo de fontes reais: a) bate-estaca, b) impressora industrial, c) rifle e d) fogo de artifício.

A efetividade dos protetores auditivos em situações onde existem ruídos impulsivos de grande amplitude ainda permanece incerto. Uma metodologia adequada para avaliar a perda auditiva, induzida por ruído impulsivo, precisa de estudos que considerem os efeitos do nível de pressão sonora pico, tempo de subida, duração, espectro de frequência, número total dos impulsos, taxa de repetição de impulsos discretos, mistura dos impulsos com ruído contínuo e os efeitos do reflexo auditivo (Henderson et al., 1979; Henderson et al. 1994; Kryter, 1970; Price, 1981).

Os métodos de avaliação dos protetores auditivos existentes são divididos em métodos subjetivos e objetivos. Os métodos subjetivos utilizam pessoas nos ensaios dos protetores e os métodos objetivos usam principalmente um protótipo de cabeça artificial. Dentro da técnica subjetiva destaca-se o método REAT (Real Ear Attenuation at Threshold), como um procedimento amplamente usado pelas normas ISO 4869 (1990) e ANSI S12.6 (1997). Contudo, este método não estabelece como determinar a atenuação de níveis de pressão sonora pico de ruídos impulsivos, já que mede subjetivamente a atenuação de baixos níveis de ruído em estado estacionário e na proximidade do limiar da audição. Os dados obtidos com esta metodologia são de baixa resolução, pois algumas bandas de frequências são omitidas. Além disso, a quantificação da atenuação do ruído de protetores auditivos possui um alto custo associado, um grande consumo de tempo e um considerável número de protótipos e testes no desenvolvimento dos protetores auditivos.

1.2 – Motivação e Objetivos do Trabalho

A carência de técnicas de teste adequadas mostra a necessidade de métodos mais rápidos e de baixo custo para quantificar a atenuação de protetores auditivos para ruídos impulsivos. Este trabalho apresenta uma proposta que tem seu campo de estudo centrado na propagação de ondas sonoras de grande amplitude em tubos cilíndricos, e visa avaliar em laboratório um mecanismo experimental de geração e controle de ruído impulsivo baseado na técnica do tubo de choque. Também, esta proposta pretende estabelecer um procedimento para a avaliação da atenuação sonora de protetores auditivos submetidos ao ruído impulsivo de alta intensidade usando o gerador de pulsos, a partir de uma abordagem experimental que será comparada com um modelo numérico.

Neste trabalho, o objetivo geral é o estudo do comportamento do protetor auditivo submetido a ruído impulsivo de grande amplitude, em termos das mudanças nos parâmetros transientes como a pressão sonora pico, o tempo de subida e o de descida, e a relação destes no domínio da frequência. A verificação dos resultados experimentais é realizada através de um modelo simplificado do canal auditivo e do protetor auditivo utilizando uma metodologia de modelagem, que permitisse prever resultados da atenuação, no domínio do tempo e da frequência, baseada no método de elementos finitos usando programas computacionais comerciais.

Para atender o objetivo acima descrito, os seguintes objetivos específicos serão alcançados:

- i. Avaliação das características físicas dos pulsos gerados por um mecanismo que utiliza a técnica do tubo de choque para gerar ruído impulsivo de curta duração e níveis de pressão sonora superior a 140 dB.
- ii. Estabelecer relações analítica e experimental entre os parâmetros físicos que caracterizam o ruído impulsivo, no domínio do tempo e da frequência, utilizando o pulso Friedlander ideal.
- iii. Desenvolver um método objetivo experimental para estimar mudanças nas respostas transientes dos protetores auditivos tipo tampão e concha, através de quantificação da atenuação sonora e a mudança nos tempo de subida de descida.

- iv. Modelar e avaliar numericamente o sistema auditivo externo acoplado a um protetor auditivo, utilizando o método de elementos finitos no domínio do tempo, quando um sinal sonoro impulsivo atua sobre o sistema ouvido-protetor.
- v. Estimar, a partir dos métodos experimental e numérico propostos, a curva de atenuação sonora, no domínio do tempo e da frequência, sem e com o uso do protetor auditivo tipo tampão ou concha no sistema auditivo externo, para ruído impulsivo.

1.3 – Organização do Trabalho

O trabalho de pesquisa desenvolvido é apresentado e organizado em sete capítulos, nos quais são abordados tópicos teóricos, experimentais, conclusões e recomendações.

No Capítulo 2 é apresentada uma revisão da literatura sobre a propagação de ondas sonoras em tubos cilíndricos de seção constante e das características do ruído impulsivo relacionadas com os efeitos provocados na audição e com a avaliação experimental e analítica de protetores auditivos, tipo tampão e concha.

O Capítulo 3 expõe os conceitos teóricos necessários para a compreensão dos assuntos tratados no decorrer do desenvolvimento deste trabalho. São apresentados os princípios básicos da propagação de ondas sonoras não-lineares, as relações do ruído impulsivo com o pulso Friedlander ideal, a descrição do sistema auditivo e dos protetores auditivos e a formulação matemática para resolver problemas de acústica transiente usando elementos finitos.

O Capítulo 4 descreve dois sistemas de geração de ruído impulsivo utilizados em laboratório. O Sistema 1 é composto de um tubo de 150 mm de diâmetro e um simulador de canal auditivo que permite testar protetores auditivos com incidência rasante. O Sistema 2 é constituído por um tubo de 500 mm de diâmetro e uma cabeça artificial para uma avaliação dos protetores com vários ângulos de incidência. Os dois sistemas são caracterizados do ponto de vista acústico, o Sistema 1 em termos da propagação de uma seqüência de pulsos e o Sistema 2 para pulsos individuais.

A aplicação dos Sistemas 1 e 2 de geração de ruído impulsivo para determinar a atenuação sonora dos protetores auditivos é realizada no Capítulo 5. Neste capítulo, são apresentados os resultados da atenuação sonora fornecida por cada protetor e a mudança nos tempos de subida e de descida dos pulsos atenuados.

O Capítulo 6 apresenta uma validação do procedimento que avalia os protetores auditivos, com base nos elementos finitos, através de uma simulação transiente, utilizando programas computacionais comerciais. Esta metodologia é aplicada em um canal auditivo simulado por um tubo de seção constante (tubo reto) para a comparação dos resultados numéricos e experimentais.

As conclusões e sugestões para o prosseguimento deste trabalho de pesquisa na área de controle de ruído, no que diz respeito à proteção auditiva nas pessoas, são descritas no Capítulo 7.

Finalmente, são listados os artigos e obras consultadas no desenvolvimento desta pesquisa na seção de Referências Bibliográficas.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 – Introdução

Neste capítulo é apresentada uma revisão da literatura dois principais assuntos que serão discutidos no decorrer do desenvolvimento deste trabalho. Os tópicos apresentados são cronologicamente abordados e estão relacionados com: a propagação de ondas sonoras em tubos cilíndricos, as características do ruído impulsivo e a avaliação dos protetores auditivos submetidos a este tipo de ruído.

2.2 – Propagação de Ondas Sonoras em Tubos Cilíndricos de Seção Constante

O fenômeno da propagação do som em um cilindro rígido tem uma longa história que se manifesta através dos trabalhos de Stokes, Helmholtz, Kirchhoff e Rayleigh. A solução analítica para o problema de propagação de ondas sonoras axiais periódicas em fluidos contidos em estruturas cilíndricas circulares foi apresentada em 1868 por Kirchhoff, para tubos *largos*. Esta solução é válida unicamente quando ondas planas estão sendo propagadas ao interior do tubo, sendo incluídos os efeitos de viscosidade e condução de calor. Kirchhoff assumiu que o fluxo oscilatório é laminar, que as paredes do tubo são isotermas e que o deslocamento de partícula é suficientemente pequeno de forma que todos os termos não-lineares da equação de movimento são desconsiderados (Tijdeman, 1975).

Posteriormente, em 1896, uma completa descrição para a solução de tubos *estreitos* foi fornecida por Rayleigh (Rayleigh, 1945), na qual é assumido que o diâmetro é tão pequeno que o calor é transferido livremente desde o centro até as paredes, não sendo levado em conta o número de Prandtl, o que significa que unicamente efeitos de viscosidade estão envolvidos.

Os dois mais importantes mecanismos e responsáveis pela atenuação sonora, em fluidos ao interior de tubos cilíndricos, são as transferências irreversíveis de momento e calor, as quais são produzidas devido aos efeitos de viscosidade e condução de calor, respectivamente (Temkim, 1981).

Os efeitos de viscosidade e condutividade térmica na propagação sonora num meio aberto como, por exemplo, ondas sonoras no ar livre, são bem menos significativos que dentro de um tubo devido às condições de contorno impostas pelo tubo (Bruneau et al., 1987).

Outros mecanismos que contribuem à atenuação do som em tubos são os efeitos de turbulência e de convecção. Estes mecanismos estão presentes quando o fluido dentro do tubo está em movimento, mas estes efeitos parecem ser menos importantes que os efeitos termo-viscosos, especialmente quando as velocidades de fluxo são relativamente baixas (Temkim, 1981; Tijdeman 1975).

Em geral, as soluções analíticas da propagação do som em tubos cilíndricos podem ser descritas através da constante de propagação, Γ , e expressas em função de quatro parâmetros (Tijdeman, 1975), sendo que as soluções analíticas mais significativas da constante de propagação são apresentadas em termos de expressões simples para dois parâmetros principais: o número de onda de cisalhamento e a frequência reduzida (Tijdeman, 1975; Page e Mee, 1984 e Rodarte et al., 2000). O número de onda de cisalhamento ou número de Stokes é definido como:

$$S = R \sqrt{\frac{\rho_0 \omega}{\mu}}, \quad (2.1)$$

e frequência reduzida é definida como:

$$f_r = \frac{\omega R}{c_0} \quad (2.2)$$

onde R é o raio interno do tubo cilíndrico; ρ_0 é a densidade do meio em equilíbrio, $\omega = 2\pi f$ é frequência angular, com f sendo a frequência linear; μ é o coeficiente de viscosidade de cisalhamento; c_0 é a velocidade de propagação linear do som para ondas de pequena amplitude.

As soluções analíticas aproximadas para a constante de propagação, encontradas na literatura e desenvolvidas pelos pesquisadores, são válidas para faixas limitadas das dimensões dos tubos, de frequência e das propriedades do fluido. Estas soluções são divididas em: soluções analíticas aproximadas da solução completa de Kirchhoff – equação

transcendental complexa, que tem sido difícil de interpretar em situações práticas – e em soluções das equações básicas que governam o problema (uso de suposições mais simplificadas).

Uma solução simplificada foi obtida pela primeira vez por Zwikker e Kosten, em 1949, sendo denominada *solução da frequência reduzida baixa*, que depende unicamente do número de onda de cisalhamento S , da frequência reduzida f_r e válida para $f_r \ll 1$ e $f_r / S \ll 1$ (Tijdeman, 1975). A interpretação física da frequência reduzida pode ser entendida como a medida do comprimento de onda comparada com a do raio do tubo, ou seja, $f_r = \omega R / c_0 = 2\pi R / \lambda_0$, onde λ_0 é o comprimento de onda (Munjaj, 1987; Page e Mee, 1984 e Rodarte et al., 2000).

Tijdeman (1975) apresentou resultados obtidos numericamente com as seguintes condições: $f_r \ll 1$, $0,2 \leq S \leq 100$; $0,025\pi \leq f_r \leq 0,50\pi$, $0,2 \leq s \leq 100$. Isto indica, em termos físicos, que estas faixas correspondem a frequências relativamente baixas em tubos de diâmetros pequenos, sendo que muitas aplicações práticas correspondem a valores de números de onda de cisalhamento e de frequências reduzidas bem maiores. Os resultados de Tijdeman revelaram que a constante de propagação é fortemente dependente da frequência reduzida f_r na faixa de números de onda de cisalhamento relativamente pequenos.

Temkim (1980) ressaltou que, para a existência de pequenas dissipações no fluido é necessário que os efeitos térmicos e viscosos sejam pequenos comparados com o volume total do fluido no tubo, e que estes efeitos dependam da distância percorrida pela onda sonora que se propaga através do fluido no interior de um tubo.

Conforme aponta Keefe (1984), apesar de muitos experimentos terem mostrado a validade da teoria de Kirchhoff, as principais diferenças entre a teoria e os experimentos são devidas a não-linearidades acústicas, paredes do tubo não rígidas, aspereza nas superfícies das paredes internas e à não constância da temperatura nas paredes do tubo.

Page e Mee (1984) apresentaram soluções numéricas das equações para o número de onda de cisalhamento e frequência reduzida, nas faixas $0,2 \leq S \leq 5000$ e $0,01 \leq f_r \leq 6$, respectivamente. Eles estabeleceram que os resultados obtidos para $f_r > 1,841$ deveriam ser aplicados unicamente para perturbações com simetria axial, e que tais resultados deveriam fornecer um limite inferior para a obtenção da atenuação de perturbações longitudinais no tubo.

A suposição de simetria axial garante, para frequências menores que a frequência de corte, a excitação do primeiro modo de corte (transversal) de simetria axial. Para um tubo circular rígido a frequência de corte é dada por $f_{\text{corte}} = 0,5861c_0 / 2R$, a qual corresponde ao comprimento de corte $\lambda_{\text{corte}} = 3,412R$, ou em termos da frequência reduzida $f_r = 1,841$ (Munjal, 1987; Page e Mee, 1984; Rodarte et al., 2000). Nota-se que as perturbações dos modos transversais, abaixo deste valor, são rapidamente atenuadas. Porém, existem muitos casos reais onde é desejado estimar a propagação sonora em tubos para valores maiores da frequência reduzida f_r (Page e Mee, 1984).

Kergomard (1985) criticou o estudo de Tijdeman (1975) e de Page e Mee (1984) pelo restritivo da escolha da faixa do número de onda de cisalhamento e da frequência reduzida, comentando que valores pequenos do número de Stokes S também são de interesse prático. Destacou que Page e Mee têm usado uma formulação aproximada incorreta, dada por Weston (1980), para a solução geral da equação de Kirchhoff.

Bruneau et al. (1987) apresentaram uma formulação útil para a determinação dos coeficientes de atenuação dos modos acústicos de ordem superior, cujos resultados mostraram que a maioria dos modos de ordem superior são atenuados mais rapidamente que as ondas planas.

Em uma outra pesquisa, realizada por Rodarte et al. (2000), também foram apresentados resultados de um procedimento numérico que resolve de forma precisa, através de um código computacional simplificado e em termos de expressões polinomiais, para encontrar uma formulação para a constante de propagação na faixa $5 < S < 5000$, $0,01 < f_r < 6$, $0,8 < \sqrt{\text{Pr}} < 1,1$ e $1 < \gamma < 1,7$, abrangendo a maioria das condições de interesse, sendo que Pr é o número de Prandtl e γ é a razão dos calores específicos a volume e a pressão constante.

2.3 – Caracterização do Ruído de Tipo Impulsivo

Ruído impulsivo é um tipo de ruído transiente que é produzido por diferentes fenômenos e surge como o resultado de uma rápida descarga de energia sonora na atmosfera. Em termos gerais, o ruído impulsivo considera todas as formas de ondas sonoras de grande amplitude e curta duração (Burns, 1968; Hamernik e Hsueh, 1991).

O lugar no qual o ruído impulsivo é desenvolvido determina as características temporais. Por exemplo, o ruído impulsivo produzido por uma explosão ao ar livre produz um único pico de pressão, enquanto que o impulso de uma máquina que corta metais tem características de história de tempo que apresenta complexos efeitos de ressonância, como apontam Smeathem e Wheeler (1998). Akay (1978) descreve cinco mecanismos fundamentais de geração de ruído, associados com o impacto de dois corpos; a saber: ejeção de ar, radiação sonora de corpo rígido, radiação sonora devido às rápidas deformações da superfície, radiação sonora de estado pseudo-estacionário e radiação sonora de fratura de material.

De acordo com Thiery e Meyer-Bish (1988) os níveis de pressão sonora pico dos ruídos impulsivos podem variar desde valores abaixo de 100 dB até 190 dB, e a duração dos impulsos pode oscilar desde décimos de um microsegundo até várias centenas de milisegundos.

Pesquisas de laboratório com animais, cadáveres humanos e a revisão de estudos em trabalhadores indicam que o ruído impulsivo é mais danoso para a audição que o ruído contínuo do mesmo espectro e intensidade, como destacou o estudo da NIOSH em 1998 (NIOSH, 1998).

2.3.1 – Efeitos do Ruído Impulsivo

Experimentos realizados com animais (chinchilas, gatos e macacos) mostraram que a recuperação do sistema auditivo ao ruído impulsivo alcança um crescimento até os níveis máximos da mudança temporária do limiar da audição (Temporary Threshold Shift, TTS) mesmo até 10 horas após a exposição. Este padrão de recuperação é muito diferente do padrão observado durante uma exposição a ruído contínuo. As exposições ao ruído que produzem as curvas de recuperação da perda temporária do limiar têm geralmente um tempo de recuperação prolongado que, em muitos casos, dão origem a mudanças permanentes do limiar de audição (Permanent Threshold Shift, PTS) e a perdas nas células sensoriais (Hamernik, 1974; Henderson e Hamernik, 1986; Hamernik et al., 1987; Hmaernik e Hsueh, 1991; Kraak et al., 1974; Kryter, 1970; Rice e Coles, 1967; Ward, 1970).

A taxa de crescimento da mudança temporária do limiar, para picos de pressões sonoras acima de 160 dB e com tempos de subida muito curtos, é muito grande. Nestes níveis sonoros, especialmente para ruídos impulsivos com tempos de subida muito curtos, o tímpano pode se romper (Henderson et al., 1994; Kryter, 1970; Stuhmiller, 1989).

Segundo Kryter (1970) medições experimentais com ruído impulsivo intermitente mostram que eles também afetam as mudanças do limiar da audição. Quando o intervalo entre os impulsos aumenta, a partir de certo ponto a recuperação da fadiga auditiva entre impulsos permite uma diminuição da perda temporária para um determinado número de impulsos.

O estudo de Ward (1970) conclui que impulsos separados por mais de dois segundos causavam menor mudança temporária do que quando o intervalo era menor do que um segundo. Por outro lado, para intervalos de nove segundos entre os impulsos não se registraram alterações nas mudanças temporárias do limiar.

Henderson e Hamernik (1986) concluíram que um ruído contínuo combinado com um ruído impulsivo (50 impulsos por minuto) resultou perto de 0 dB de mudança permanente do limiar, quando cada um deles foi apresentado separadamente, provocando entre 10 a 40 dB quando ambos foram apresentados simultaneamente.

2.3.2 – Caracterização Física do Ruído Impulsivo

Um ruído impulsivo pode ser caracterizado desde um ponto de vista físico considerando alguns parâmetros como: amplitude, tempo de subida, duração, número de impulsos, fator de crista, padrão temporal, espectro sonoro e energia do pulso (Henderson e Hamernik, 1986; Hamernik et al. 1985; Price, 1981; Raghunathan et al., 1998; Robert et al., 1985).

Um dos fatores de maior importância, em uma exposição à ruído impulsivo, é a amplitude de pico. Nos estudos de Tremolieres e Hetu (1980), para um grupo de indivíduos expostos a ruído impulsivo entre 107 dB e 137 dB, foi observado um aumento na mudança temporária do limiar com a amplitude do nível de exposição.

O critério de risco de dano auditivo obtido para casos de ruído em estado estacionário e formulado pelo Institute of Sound and Vibration Research (ISVR), em 1964, apontou o nível de 135 dB, como o limite superior para a exposição a ruídos de qualquer duração, sem proteção auditiva. Porém, este limite foi considerado muito conservador, particularmente para as exposições a ruídos de armas de fogo (Rice e Coles, 1967).

Os regulamentos no Reino Unido e da Diretiva da Comunidade Econômica Européia (EEC), em 1982, incluíram o ruído impulsivo dentro dos seus objetivos de estudo, estabelecendo o limite superior para a pressão sonora instantânea de 200 Pa (140 dB, Ref. 20 μ Pa) (Smoorenburg, 1996).

Webster e Blackstock (1977) recomendam para ambientes industriais e militares que ruídos impulsivo e não-impulsivo não deveriam ser considerados independentes, acima de um nível de pressão sonora pico instantâneo não ponderado, de aproximadamente 145 dB.

Smooenburg (1996) e Smeathem e Wheeler (1998), mencionam que as armas leves, tais como pistolas e rifles, têm tempos de subida muito curtos (30 μ s) e curtas durações (300 μ s). Estas histórias temporais produzem um espectro que tem uma largura de banda muito extensa. Os impulsos sonoros de armas médias e pesadas têm tempos de subida e duração mais longos, portanto produzem espectros com componentes em baixa frequência mais extensos e menos energia na faixa das frequências superiores. Os impulsos produzidos por explosão de dinamite, extração de pedras de minas e testes explosivos, também são caracterizados da mesma maneira.

2.4 – Avaliação da Proteção Auditiva para Ruído Impulsivo

Os métodos que permitem avaliar um protetor auditivo são divididos em métodos subjetivos e objetivos. Os métodos subjetivos consideram o uso de pessoas e são classificados em: o método Real Ear Attenuation at Threshold (REAT) e a técnica de Microphone In Real Ear (MIRE). Os métodos objetivos utilizam: Simuladores de Cabeça Artificial com um ou dois microfones.

O método REAT é um método usado pela norma americana ANSI S3.19-1974 e pela norma européia ISO 4869-1990. Este procedimento técnico utiliza dois microfones pequenos, onde um deles é localizado no interior do canal auditivo de um indivíduo, para monitorar os níveis de som nessa posição, enquanto que o segundo microfone serve como microfone de controle instalado no exterior do canal auditivo. Assim, pode-se obter a resposta em frequência do ouvido com e sem protetor. Esta técnica é atrativa, mas não é adequada para níveis sonoros de grande amplitude (acima de 140 dB) medidos no canal auditivo, devido ao risco em danificar o sistema auditivo dos voluntários que participam dos testes (Albert, 1982; Berger, 1986).

Uma revisão da base de dados e dos princípios físicos de diferentes protetores auditivos, tipo concha, foi realizada por Shaw (1975) para comparar o projeto do protetor com o comportamento da sua atenuação sonora, em função da frequência, e de acordo com recomendações normativas.

O trabalho de Martin (1977) pesquisou a relação entre a atenuação de protetores tipo tampão e tipo concha para níveis sonoros incidentes, em estado estacionário e impulsivo, usando ouvidos de cadáveres. Os níveis de pressão sonora pico variaram entre 135 e 175 dB. A atenuação foi determinada em termos da perda de transmissão e da perda de inserção.

Uma avaliação objetiva da atenuação de ruído de ondas de choque, para protetores tipo concha com uma cabeça artificial, foi realizada por Osmundsen e Gjaevenes (1981), mediante medições e considerações teóricas. O ruído impulsivo foi gerado por armas leves e pistolas. A atenuação obtida não apresentou diferenças consideráveis para os níveis impulsivos, mas variou com o ângulo de incidência da onda sonora.

Medições de protetores concha usados por 238 trabalhadores em 21 plantas industriais, realizadas por Pekkarinen (1987), mostraram que a atenuação média do protetor foi de 17 dB, para níveis incidentes médios de 93 dB. Além do nível de ruído equivalente estimado foi definido e determinado a impulsividade do ruído como a diferença entre o nível pico e o nível rms (root meter square).

Shenoda et al. (1987) determinaram a atenuação de protetores auditivos tipo concha, para ruído impulsivo, usando uma cabeça artificial em laboratório (câmara anecóica e reverberante). O ruído de disparos foi produzido por uma pistola de 9 mm. Os autores confirmaram que a perda de inserção do protetor avaliado foi pequena para as frequências mais baixas e menor quando utilizada uma cabeça humana do que quando usada uma cabeça artificial, quando os níveis picos são comparados.

Em uma outra pesquisa, Shenoda e Ising (1988) determinaram a atenuação sonora de protetores auditivos, tipo tampão e concha, sob condições de ruído impulsivo de medições efetuadas em campo. A influência das reflexões sonoras incrementou os níveis de exposição. A atenuação do protetor concha apresentou uma média de 24 dB e a combinação de concha e tampão incrementou esta atenuação em 10 dB.

Um estudo de campo foi desenvolvido por Carter (1989) para avaliar o efeito de atenuação sonora de armamento pesado, em um grupo militar de artilharia, pelo uso de protetores tampões. A atenuação sonora dos protetores foi determinada pela audiometria tipo Békésy. A pesquisa mostrou que não foram registradas perdas auditivas e que a atenuação resultou em 23 dB para níveis incidentes que variaram entre 177 dB e 183 dB.

A medição e predição da atenuação sonora da combinação de protetores tipo tampão e concha foram determinadas por pesquisas independentes de Damongeot et al. (1989), Behar (1991), Abel e Armstrong (1992), e Behar e Kunov (1999). Os resultados mostraram que a

atenuação combinada é um pouco menor que a soma das atenuações de cada dispositivo usado separadamente, mas a atenuação da combinação dos protetores é maior em 5 dB e 7 dB em comparação com a atenuação individual de cada protetor.

Em um estudo realizado por Pekkarinen e Starck (1992), analisando a proteção auditiva de impulsos de disparos de alto nível relacionada ao critério de risco de dano auditivo, mostrou que a atenuação do protetor concha ficou entre 9 dB a 19 dB para níveis de incidência entre 172 dB e 184 dB. Os limites de risco para a perda auditiva de um pulso único foram excedidos quando usado o protetor concha, de acordo com os critérios de CHABA (Pfander et al., 1980).

A efetividade de protetores tampões em indivíduos submetidos a ruído impulsivo de armas de grande intensidade foi estimada por Dancer et al. (1992), através da audiometria de Békésy. Os níveis sonoros pico alcançaram os 161 dB a 183 dB. As mudanças temporais do limar auditivo foram pequenas e não significaram dano auditivo.

Hagerman et al. (1996) investigaram a influência do ângulo de incidência de ruído impulsivo sobre a atenuação de protetores tipo concha. Foi medida a resposta nos canais auditivos de 16 voluntários, com uma idade média de 27 anos, ao interior de uma câmara anecóica e em ângulos de incidência de 0° até 90°, com um incremento de 15°, e no ângulo de 180°. As medições foram realizadas sem o protetor e com três tipos diferentes de protetores concha. Foi considerada a classificação de Smeatham e Wheeler (1998) para o cálculo da atenuação pico para quatro ruídos impulsivos, sendo que três destes tipos de ruído foram utilizados já que as ondas do tipo Friedlander, produzidas por armas de grande calibre, têm sua energia concentrada em baixa frequência (aproximadamente 10 Hz) e que por razões teóricas a dependência direcional deveria ser desprezível nesta faixa de frequência.

Smeatham e Wheeler (1998) apresentaram um estudo da comparação entre fontes impulsivas industriais e militares para ser reproduzidas em laboratório mediante a categorização de quatro diferentes tipos de ruído impulsivo. Esta classificação permitiu definir fontes impulsivas de laboratório que podem ser usadas para estudar a atenuação não-linear de protetores auditivos em laboratório.

O trabalho de pesquisa de Parmentier et al. (2000) determinou a perda de inserção de protetores auditivos, tipo tampão e concha, para altos níveis de ruído estacionário e impulsivo (até 190 dB) usando um sistema de cabeça artificial, em conjunto com uma região circumaural e um simulador de ouvido para simular a impedância acústica do ouvido humano.

Starck et al. (2002) avaliaram protetores concha, usando a técnica MIRE, submetidos a ruído impulsivo industrial de grande amplitude. Os níveis de pressão sonora pico, não ponderados, foram aproximadamente 140 dB. Os resultados indicaram que os protetores não satisfizeram níveis aceitáveis de proteção porque os níveis pico dentro dos protetores flutuaram entre 120 dB a 130 dB.

O estudo de Murphy e Little (2002) consistiu em analisar o comportamento de protetores auditivos tipo concha ativo (eletroacústicos), nas posições ligado/desligado, com uma cabeça artificial e simulador de ouvido, submetidos à ruído impulsivo de armas de fogo. O protetor ativo como filtro passa baixo e mostrou uma rápida resposta para a proteção de ruído impulsivo. A atenuação sonora do protetor variou entre 15 e 30 dB na posição desligado, e entre 18 e 30 dB para a posição ligado.

Zera (2003) mostrou uma pesquisa na qual foram testados protetores auditivos tipo concha, instalados em um manequim com cabeça artificial e em um dispositivo acústico com simuladores de ouvido. O ruído impulsivo foi produzido pela ruptura de uma membrana sob a pressão de um gás, com níveis sonoros pico entre 145 e 170 dB, e pela geração sonora efetuada por um alto-falante, com níveis entre 115 e 135 dB. A atenuação sonora é mais precisa para níveis incidentes de 120 dB que para níveis acima de 150 dB.

Entre alguns trabalhos que relacionaram as técnicas de simulação numérica e a avaliação de protetores auditivos, se destacam: a pesquisa de Ciskowski (1988) que usou o método direto de elementos de contorno para prever a resposta de estado estacionário e transiente de uma cavidade acústica acoplada em um extremo a um material linearmente elástico (tampão). A variável acústica de interesse correspondeu à resposta de pressão nas paredes da cavidade acústica, principalmente na posição do tímpano. O estudo de Mourad (1990) desenvolveu uma solução numérica baseado no procedimento de elementos de contorno para investigar a resposta de estado estacionário e transiente de um sistema tridimensional de uma cavidade acústica-estrutura viscoelástica que simula a cavidade auditiva. A pesquisa de Xie (1990) modelou numericamente, através de elementos de contorno, a resposta de estado estacionário e transiente de um sistema tridimensional acoplado de uma cavidade acústica-estrutura viscoelástica. Uma aplicação especial foi investigar um sistema canal auditivo-tampão sob condições de excitação externas.

Em um outro estudo desenvolvido por Lee (1992) foram utilizados elementos finitos e de contorno para a obtenção de respostas de pressão sonora, de estado estacionário e transiente, de um sistema acoplado de uma estrutura e uma cavidade acústica. O sistema

acoplado de elementos finitos e contorno simularam o protetor tipo concha (estrutura) excitado externamente, quando o volume interno foi acoplado a um canal auditivo com impedância no extremo (cavidade acústica).

2.5 – Conclusão e Resumo

Tanto o presente trabalho, como as demais pesquisas apresentadas neste capítulo, abordam as questões sobre a propagação do som em tubos cilíndricos, as características do ruído impulsivo e a dificuldade de obter-se um sistema padronizado de geração e avaliação do ruído impulsivo, assim como um procedimento que determine sua atenuação nos protetores auditivos, dentre os diversos estudos relatados.

Assim, observa-se a necessidade de um maior número de pesquisas exploratórias sobre a determinação da atenuação sonora de protetores auditivos submetidos a ruído impulsivo, de grande amplitude e curta duração, quando gerado e controlado por um sistema com um grau aceitável de repetibilidade.

Através de uma maior fundamentação a respeito do tema, será possível criar uma ferramenta metodológica capaz de determinar o comportamento de dispositivos de proteção auditiva, diminuindo os efeitos de risco de dano na audição aos indivíduos expostos ao ruído impulsivo.

CAPÍTULO 3

CONCEITOS PRELIMINARES

3.1 – Introdução

Para estudar a geração dos pulsos de alta amplitude e a atenuação dos protetores auditivos submetidos a estes pulsos, diversos conceitos oriundos da teoria da acústica são utilizados. Nem sempre um leitor está ciente de todos estes conceitos, e, portanto, optou-se por apresentar neste capítulo uma rápida revisão que ajude o leitor no entendimento dos resultados desenvolvidos nesta pesquisa.

3.2 – Propagação de Ondas Sonoras Não-lineares

A acústica linear descreve adequadamente a propagação de uma onda com amplitude infinitesimal em curtas distâncias. Porém, à medida que a amplitude e/ou distância de propagação aumentam, fenômenos desconhecidos da acústica linear começam a aparecer.

Nesta seção se revisam alguns tópicos da teoria da acústica não-linear para ondas de amplitudes finitas. Entende-se por ondas de amplitudes finitas a onda com amplitude maior que uma amplitude infinitesimal (acústica linear), mas com amplitude pequena o bastante para manter o parâmetro de perturbação, definido como a razão entre a velocidade de partícula e a velocidade de propagação do som, ainda infinitesimal. O efeito da não-linearidade é acumulativo, e apesar do parâmetro de perturbação ser infinitesimal, a não-linearidade faz aparecer fenômenos tais como a distorção do perfil da onda e formação de ondas de choque.

A revisão começa com as equações básicas que descrevem o movimento de um fluido que dissipa energia. Estas equações são (Anderson, 1982; Hamilton e Blackstock, 1998; Temkim, 1981): a equação de conservação da massa

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0, \quad (3.1)$$

a equação de conservação de momentum

$$\rho \frac{D\mathbf{u}}{Dt} + \nabla P = \mu \nabla^2 \mathbf{u} + \left(\mu_B + \frac{1}{3} \mu \right) \nabla (\nabla \cdot \mathbf{u}), \quad (3.2)$$

a equação de estado

$$P = P(\rho, s), \quad (3.3)$$

onde ρ é a densidade de massa, \mathbf{u} é o vetor velocidade de partícula, P é a pressão termodinâmica, s é a entropia, μ é o coeficiente de viscosidade de cisalhamento e μ_B é o coeficiente de viscosidade volumétrica, e a equação de energia escrita em termo da entropia é

$$\rho T \frac{Ds}{Dt} = \kappa \nabla^2 T + \mu_B (\nabla \cdot \mathbf{u})^2 + \frac{1}{2} \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right), \quad (3.4)$$

onde T é a temperatura absoluta, em Kelvin, e κ é a condutividade térmica, u_i é a i -ésima componente do vetor \mathbf{u} , x_i é uma das três coordenadas Cartesianas, e δ_{ij} é a função delta Kronecker.

Se os mecanismos térmicos e viscosos de perda de energia são desconsiderados (fluidos sem perda), os coeficientes μ , μ_B e κ podem ser assumidos iguais a zero, e as Eqs. (3.1) a (3.4) tornam-se:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0, \quad (3.5)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} \right) + \nabla P = 0, \quad (3.6)$$

$$P = P(\rho), \quad (3.7)$$

$$\frac{Ds}{Dt} = 0 \quad (3.8)$$

A pressão na Eq. (3.7) não é função da entropia, pois esta, devido à Eq. (3.8), é uma constante. As Eqs. (3.5) a (3.8) fornecem a base para subseqüentes análises, tanto para acústica linear como para a acústica não-linear.

Na teoria linear para fluidos sem perda, a equação da onda pode ser linearizada baseada nas perturbações da pressão, da densidade e da velocidade de partícula, em relação aos seus respectivos valores ambiente (quantidades assumidas na ausência do som) Assume-se, assim:

$$P = p_0 + p', \quad (3.9)$$

$$\rho = \rho_0 + \rho', \quad (3.10)$$

$$\mathbf{u} = \mathbf{u}_0 + \mathbf{u}', \quad (3.11)$$

onde o subscrito 0 designa a quantidade associada com o fluido não perturbado (valores estáticos do meio) e o superescrito refere-se a uma pequena perturbação no meio em torno do equilíbrio. Matematicamente, uma “pequena perturbação” significa que as seguintes condições são satisfeitas (Hamilton e Blackstock, 1998):

$$|p'| \ll \rho_0 c_0^2, \quad (3.12)$$

$$|\rho'| \ll \rho_0, \quad (3.13)$$

$$|\mathbf{u}| \ll c_0. \quad (3.14)$$

Substituindo Eqs. 3.9 a 3.11 nas Eqs. 3.5 a 3.8 e desprezando os termos não lineares, baseando-se ainda nas Eqs. 3.12 a 3.14, chega-se as seguintes equações:

$$\frac{\partial \rho'}{\partial t} + \rho_0 \nabla \cdot \mathbf{u}' = 0, \quad (3.15)$$

$$\rho_0 \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \nabla p' = 0, \quad (3.16)$$

$$p' = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_0 \rho'. \quad (3.17)$$

Uma expansão em série de Taylor de $P = P(\rho)$ em torno do estado de equilíbrio $\rho = \rho_0$ foi desenvolvida para obter a Eq. (3.17), onde os termos de ordem superior que incluem $(\rho')^2 = (\rho - \rho_0)^2$, $(\rho')^3 = (\rho - \rho_0)^3$, etc, têm sido eliminados mediante a linearização. A derivada da Eq. (3.17) é identificada pela constante:

$$c_0^2 = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_0, \quad (3.18)$$

onde c_0 é a velocidade do som associada com a propagação linear. Substituindo a Eq. (3.18) na Eq. (3.17) se tem:

$$p' = c_0^2 \rho'. \quad (3.19)$$

Finalmente, as Eqs. (3.15) a (3.17), que constituem um sistema de três equações de três incógnitas, podem ser combinadas resultando na equação da onda que governa a propagação linear do som. Utilizando a Eq. (3.17) para eliminar p na Eq. (3.15) e aplicando a definição de velocidade do som da propagação linear através da Eq. (3.18), obtem-se:

$$\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial p'}{\partial t} + \rho_0 \nabla \cdot \mathbf{u}' = 0. \quad (3.20)$$

Aplicando a derivada temporal na Eq. (3.20) e subtraindo o resultado da divergência da Eq. (3.16), se chega na expressão:

$$\nabla^2 p' = \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2}, \quad (3.21)$$

a qual é a equação da onda linear, sem perdas, para a pressão acústica p' .

O parâmetro de perturbação ou número de Mach acústico ε é definido como:

$$\varepsilon = \frac{|\mathbf{u}'|}{c_0} = \frac{|p'|}{\rho_0 c_0^2} = \frac{|\rho'|}{\rho_0}. \quad (3.22)$$

Pode-se começar a análise não-linear expandindo a equação de estado $P = P(\rho)$ na forma

$$p' = A \frac{\rho'}{\rho_0} + \frac{B}{2!} \left(\frac{\rho'}{\rho_0} \right)^2 + \frac{C}{3!} \left(\frac{\rho'}{\rho_0} \right)^3 + \dots, \quad (3.23)$$

onde a seguinte notação é definida:

$$A = \rho_0 \left(\frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_0 = \rho_0 c_0^2, \quad (3.24)$$

$$\frac{B}{A} = \frac{\rho_0}{c_0^2} \left(\frac{\partial^2 P}{\partial \rho^2} \right)_0, \quad (3.25)$$

$$\frac{C}{A} = \frac{\rho_0^2}{c_0^2} \left(\frac{\partial^3 P}{\partial \rho^3} \right)_0. \quad (3.26)$$

O subscrito 0 indica que as derivadas são avaliadas em condições ambiente. A razão B/A é conhecida como parâmetro de não-linearidade (Blackstock e Hamilton, 1998), o qual caracteriza o meio de propagação e diz quão fisicamente não-linear é o meio. Da Eq. (3.23) a constante A é uma constante linear (ou de primeira ordem), B é uma constante não-linear (segunda ordem) e assim em diante. As constantes $B/2!$, $C/3!$ etc referem-se a não-

linearidade física (própria do meio de propagação) e os termos $(\rho'/\rho_0)^2$, $(\rho'/\rho_0)^3$, etc., correspondem à não-linearidade geométrica que depende da amplitude da perturbação.

A importância do parâmetro B/A na acústica está no efeito que provoca sobre a velocidade do som. Utilizando a relação $c^2 = (\partial P / \partial \rho)_s$ na Eq. (3.23), obtém-se a seguinte expressão como expansão binomial

$$\frac{c}{c_0} = 1 + \frac{B}{2A} \left(\frac{\rho'}{\rho_0} \right) + \frac{1}{4} \left[\frac{C}{A} - \frac{1}{2} \left(\frac{B}{A} \right)^2 \right] \left(\frac{\rho'}{\rho_0} \right)^2 + \dots \quad (3.27)$$

Observa-se da Eq. (3.27) que o parâmetro $B/2A$ é uma correção na velocidade do som c_0 . Para uma onda plana progressiva a relação linear $\rho'/\rho_0 = u'/c_0$ pode ser substituída no lado direito da Eq. (3.27) e, desconsiderando os termos de terceira ordem em diante, obtém-se:

$$c(x, t) = c_0 + (\beta - 1)u'(x, t), \quad (3.28)$$

onde $\beta - 1 = B/2A$ e β é conhecido como coeficiente de não-linearidade. Para gases perfeitos $\beta = 1 + (\gamma - 1)/2$, onde γ é a razão dos calores específicos do gás. A Eq. (3.28) mostra a dependência da velocidade do som com o valor da velocidade de partícula da onda.

Através da combinação das Eqs.(3.5) a (3.28) pode-se obter a equação de uma onda plana progressiva que se propaga na direção x :

$$\frac{du}{dt} + (c_0 + \beta u) \frac{du}{dx} = 0, \quad (3.29)$$

onde $(c_0 + \beta u)$ é a velocidade do som (Hamilton e Blackstock, 1998).

Na teoria linear, tem-se que a equação da onda plana linear que se propaga na direção x é dada por:

$$\frac{du}{dt} + c_0 \frac{du}{dx} = 0, \quad (3.30)$$

e a solução correspondente é:

$$u = f(x + c_0 t). \quad (3.31)$$

Analogamente, a solução para a equação da onda plana não-linear é

$$u(x, t) = f(x + (c_0 + \beta u(x, t))t). \quad (3.32)$$

A dependência da velocidade de propagação na velocidade de partícula produz distorção na propagação da onda, pois pontos do perfil da onda viajam com velocidades diferentes.

3.2.1 – Ondas Progressivas sem Perda (Equação de Burgers)

A Eq. (3.32) é uma solução em termos da velocidade de partícula, a qual, ao contrário da pressão, não é uma quantidade que normalmente é medida. A tarefa de escrever a Eq. (3.29) em termos da pressão não é simples, pois no caso da acústica não-linear não existe uma relação explícita entre estas quantidades. Para isto diversas aproximações devem ser feitas. A equação de Burgers é o modelo mais simples e comumente usado para modelar equações da acústica não-linear em termos da pressão. Esta equação leva em conta os efeitos combinados da não-linearidade e da dissipação termo-viscosa para descrever a propagação de ondas sonoras progressivas de amplitude finita.

A equação de Burgers pode ser expressa na forma (Hamilton e Blackstock, 1998):

$$\frac{\partial p'}{\partial x} - \frac{\delta}{2c_0^3} \frac{\partial^2 p'}{\partial \tau^2} = \frac{\beta p'}{\rho_0 c_0^3} \frac{\partial p'}{\partial \tau}, \quad (3.33)$$

onde δ é difusividade sonora, que representa a dissipação termo-viscosa do fluido e é dada por

$$\delta = \frac{1}{\rho_0} \left(\frac{4}{3} \mu + \mu_B \right) + \frac{\kappa}{\rho_0} \left(\frac{1}{c_v} - \frac{1}{c_p} \right), \quad (3.34)$$

com c_v e c_p sendo os calores específicos a volume e pressão constante, respectivamente, e $\tau = t - x/c_0$ é o tempo de retardo.

Por inspeção direta, a equação de Burgers para um meio sem perda de energia ($\delta = 0$) tem a seguinte solução

$$p'(x, \tau) = f\left(\tau + \left(\frac{\beta p'}{\rho_0 c_0^3}\right)x\right). \tag{3.35}$$

A Eq. (3.35) é conhecida como solução de Poisson. Observa-se que os pontos de maior valor absoluto de pressão viajam mais rápido. Deste modo, à medida que a onda se propaga seu perfil distorce até eventualmente ficar muito íngreme ($\partial p'/\partial t = \infty$). A menor distância onde isto acontece é denominada de distância de choque \bar{x} e é dada por

$$\bar{x} = \frac{\rho_0 c_0^3}{\beta \max\left(\frac{\partial p'}{\partial \tau}\right)}. \tag{3.36}$$

Nas Figs. 3.1 e 3.2 mostra-se a mudança de perfil de uma onda senoidal e de um pulso, respectivamente.

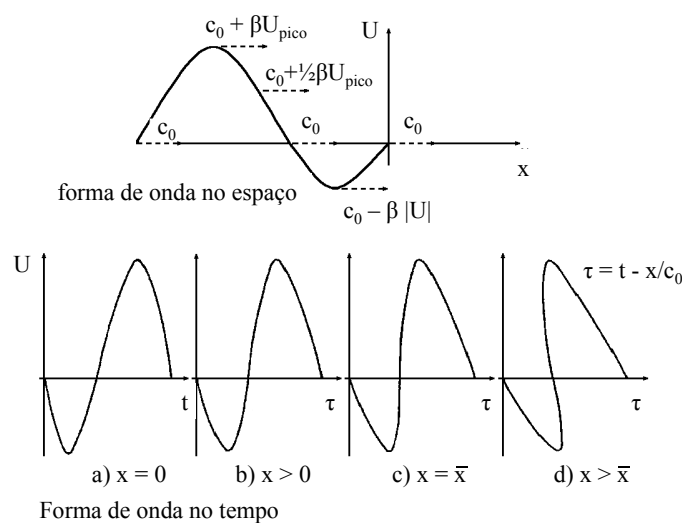


Figura 3.1 – Distorção progressiva de uma onda senoidal de amplitude finita (Hamilton e Blackstock, 1998).

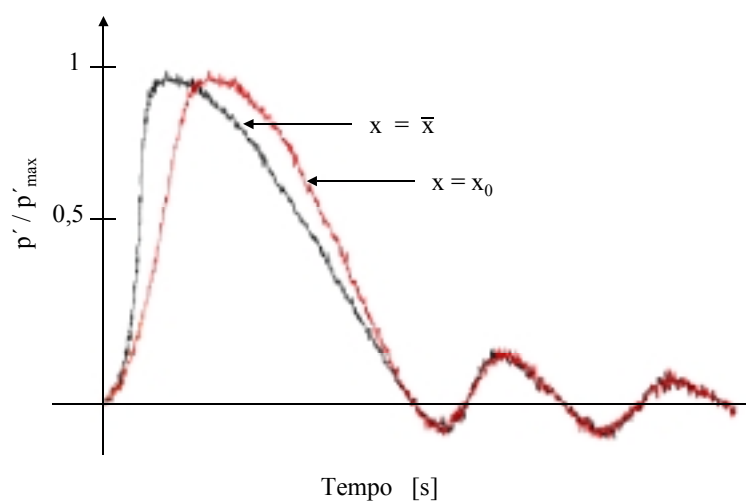


Figura 3.2 – Distorção progressiva de um pulso de amplitude finita.

A solução dada na Eq. (3.35) é válida unicamente para distâncias menores que a distância de choque ($x < \bar{x}$). Para descrever a propagação após a formação do choque, $x \geq \bar{x}$, a dissipação deve ser levada em conta e a equação de Burgers completa, dada pela Eq. (3.33), deve ser usada. Só existe solução numérica para a equação de Burgers completa.

3.2.2 – Tubo de Choque

O tubo de choque é um dispositivo que gera fluxos de gás e produz estas condições para uma duração muito curta. O tubo de choque consiste em um tubo longo, usualmente de secção de corte retangular ou circular, o qual é separado por um diafragma que divide o tubo em duas partes, que é também chamado de superfície de contato entre as regiões de carga e descarga do gás. Uma destas regiões é chamada de câmara de alta pressão (câmara de carga) e a outra é denominada câmara de baixa pressão (câmara de descarga).

Quando o diafragma é quebrado por algum mecanismo elétrico ou mecânico, uma onda de pressão sonora se propaga ao longo do tubo. Dependendo da diferença de pressão entre a câmara de carga e a câmara de descarga, a onda que se propaga na câmara de descarga pode ser uma onda de choque ou uma onda de amplitude finita. Esta onda (compressão) viaja dentro da região da baixa pressão enquanto uma seqüência de ondas de rarefação (expansão) viaja dentro da região de alta pressão (Anderson, 1982; Hamilton e Blackstock, 1998; Wright, 1961; Zel'dovich et al., 1966).

As aplicações dos tubos de choque são variadas, entre as mais importantes se destaca o estudo de gases a temperaturas muito altas (regiões de estagnação em fluxos supersônicos);

testes aerodinâmicos em regimes de velocidade subsônica e supersônica; medições de pressão e estimativas dos números de Mach do choque.

Na Fig. 3.3 são apresentadas as condições iniciais de um tubo de choque, cheio com gás (ar). Na figura são apresentadas a pressão P , a densidade ρ , a temperatura T e a velocidade de propagação no meio c , onde os subscritos 1 e 4 representam a seção de descarga e de carga do tubo de choque, respectivamente.

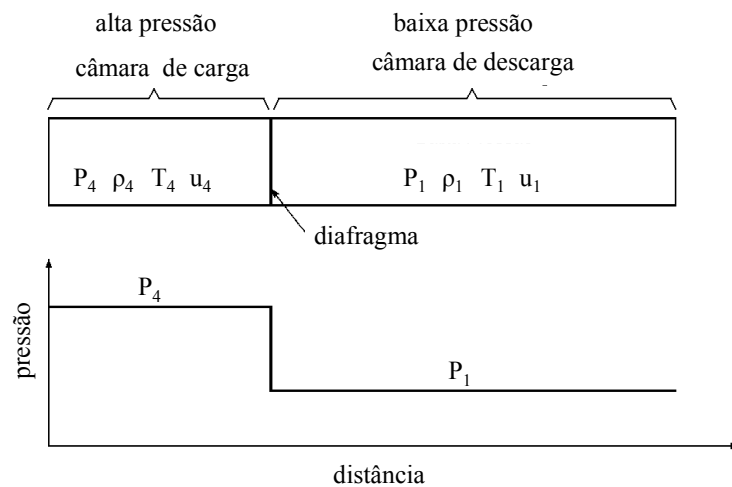


Figura 3.3 – Condições iniciais em um tubo de choque enchido com gás (ar).

O esquema da Fig. 3.4 apresenta o comportamento do fluido no interior do tubo de choque, após a ruptura do diafragma, que é determinado pelas condições iniciais nas regiões de carga e descarga. No caso de uma onda de choque, o diafragma se movimenta com a velocidade do gás atrás do choque u_D (velocidade do movimento de massa). Uma frente de ondas de choque se propaga para a direita do tubo com uma velocidade W . A expansão da onda de choque propaga-se para a esquerda do tubo.

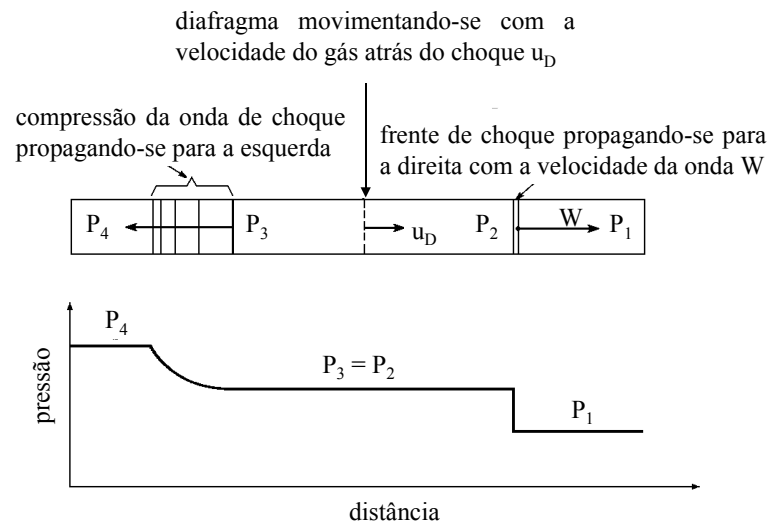


Figura 3.4 – Movimento da onda de choque após a ruptura do diafragma (Anderson, 1982).

Considerando uma onda de choque normal e o esquema da Fig. 3.4, as equações de continuidade, momentum e energia são, respectivamente:

$$\rho_1 u_1 = \rho_2 u_2, \quad (3.37)$$

$$P_1 + \rho_1 u_1^2 = P_2 + \rho_2 u_2^2, \quad (3.38)$$

$$s_1 + \frac{u_1^2}{2} = s_2 + \frac{u_2^2}{2}, \quad (3.39)$$

onde u_1 é a velocidade do gás na frente da onda de choque, e u_2 é a velocidade do gás atrás da onda de choque em relação à onda.

Analisando o movimento do choque e observando a Fig. 3.4, W é a velocidade do gás na frente da onda de choque, e $W - u_D$ é a velocidade do gás atrás da onda de choque em relação à onda. Então as equações de continuidade, momentum e energia do choque são:

$$\rho_1 W = \rho_2 (W - u_D), \quad (3.40)$$

$$P_1 + \rho_1 W^2 = P_2 + \rho_2 (W - u_D)^2, \quad (3.41)$$

$$s_1 + \frac{W^2}{2} = s_2 + \frac{(W - u_D)^2}{2}. \quad (3.42)$$

A razão das densidades através da onda de choque como uma função da razão das pressões é:

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{1 + \frac{\gamma+1}{\gamma-1} \left(\frac{P_2}{P_1} \right)}{\frac{\gamma+1}{\gamma-1} + \frac{P_2}{P_1}}. \quad (3.43)$$

O número de Mach que define o movimento do choque é

$$M_{\text{choque}} = \frac{W}{c_1}, \quad (3.44)$$

o qual pode ser expresso em termos da razão da pressões como:

$$M_{\text{choque}} = \sqrt{\frac{\gamma+1}{2\gamma} \left(\frac{P_2}{P_1} - 1 \right) + 1}, \quad (3.45)$$

então a velocidade do movimento da onda de choque relacionada com a razão de pressão através da onda e a velocidade do som do gás no qual a onda se propaga é

$$W = c_1 \sqrt{\frac{\gamma+1}{2\gamma} \left(\frac{P_2}{P_1} - 1 \right) + 1}. \quad (3.46)$$

A velocidade do movimento de massa é representada pela expressão

$$u_D = \frac{c_1}{\gamma} \left(\frac{P_2}{P_1} - 1 \right) \left(\frac{\frac{2\gamma}{\gamma+1}}{\frac{P_2}{P_1} + \frac{\gamma-1}{\gamma+1}} \right)^{1/2}. \quad (3.47)$$

A velocidade deste movimento de massa atrás do movimento da onda de choque está relacionado com o ponto de observação, fixo e sem movimento, para o qual a onda passa através dele com velocidade W . Uma vez que a onda passou o observador sentiria uma brisa de ar na mesma direção que o movimento da onda, e a velocidade desta brisa de ar é u_D . No caso de considerar um choque infinitamente grande, onde $P_2/P_1 \rightarrow \infty$, nota-se que $u_D/c_2 \rightarrow 1,89$, para $\gamma = 1,4$. Assim, observa-se que u_D nem sempre é vento suave, e pode ser um fluxo de alta velocidade, ainda supersônico (Anderson, 1982).

Finalmente, pode ser calculada a força, através da Eq. (3.48) do choque incidente P_2/P_1 como uma função implícita da razão de pressão do diafragma P_4/P_1 , que determina a força do choque incidente as ondas de expansão, na região de descarga do tubo de choque, que se formam após do diafragma ser rupturado (Anderson, 1982; Temkim, 1981; Wright, 1981).

$$\frac{P_4}{P_1} = \frac{P_2}{P_1} \left\{ 1 - \frac{(\gamma_4 - 1)(c_1/c_4)(p_2/p_1 - 1)}{\sqrt{2\gamma_1[2\gamma_1 + (\gamma_1 + 1)(P_2/P_1 - 1)]}} \right\}^{\frac{2\gamma_4}{(\gamma_4 - 1)}} \quad (3.48)$$

3.3 – Ruído Impulsivo

O ruído que está presente nas diferentes atividades que o homem desenvolve, em muitos casos, é responsável pelo desconforto e dano auditivo. Os efeitos que o ruído provoca podem ser muito prejudiciais na saúde das pessoas. As reações, do tipo físicas e psicológicas, não são as mesmas para diferentes tipos de ruído.

O ruído impulsivo tem-se destacado por ser um tipo de ruído de análise complexa, tanto para sua avaliação como para quantificação, devido às suas características físicas e à resposta humana.

O ruído impulsivo está presente em ambientes industriais, militares, comunitários e domésticos. Em quase todos estes ambientes se observam variados níveis de pressão sonora e diversas formas de impulsos sonoros (Vergara et al., 2002).

A literatura é extensa em estudos para este tipo de ruído, nos tópicos de medição, análise, efeitos subjetivos, trauma auditivo, mas não em termos conclusivos sobre como

resolver o problema. Parte desta problemática está relacionada com as limitações temporais impostas pela capacidade dos instrumentos em captar e analisar os sinais transientes.

3.3.1 – Comportamento e Características Físicas do Ruído Impulsivo

As recomendações da norma ISO 2204 estabelecem que um ruído impulsivo pode ser caracterizado como um som de estouro ou sons de estouros contínuos com tempo de duração menor que um segundo. Por outro lado, a International Electrotechnical Commission (IEC) argumenta que um ruído impulsivo pode ser um único pulso sonoro ou um estrondo sonoro com um tempo de duração entre 0,001 s e 1 s (Raghunathan, 1998).

A classificação geral do ruído pode ser realizada para as ondas sonoras com características estacionárias ou não estacionárias. O ruído estacionário pode ser dividido em ruído com e sem sons singulares. O ruído não estacionário pode ser subdividido em: ruído flutuante (ruído de tráfego, ruído de ondas), ruído intermitente (aviões, veículos rodoviários) e ruído impulsivo. Este último pode ser ainda ruído impulsivo discreto (máquina de martelo, pistola) ou ruído impulsivo quase-estacionário (rebitadeira, metralhadora).

Na Fig. 3.5 são apresentadas as histórias temporárias de pressão sonora da classificação geral de tipos de ruído. Pode ser notado que o ruído estacionário mantém um nível de pressão sonora praticamente constante para qualquer ponto de medição, com flutuações muito pequenas. O ruído não estacionário apresenta sinais irregulares e contínuos, numa ampla faixa do tempo de amostragem (Raghunathan, 1998).

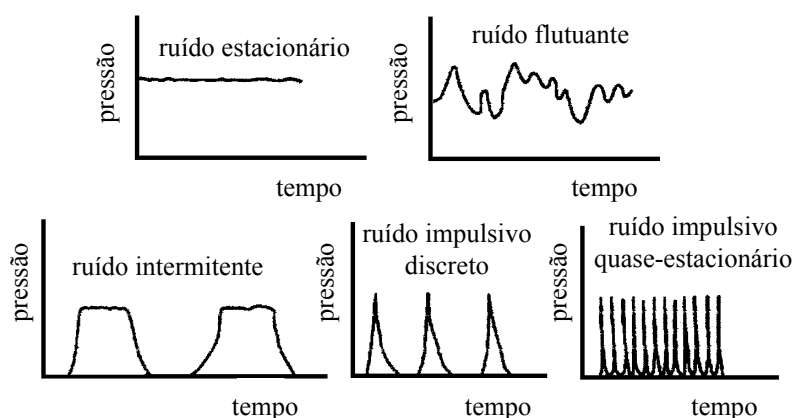


Figura 3.5 – Pressão sonora, no tempo, para ruídos estacionários e não-estacionários.

Os ruídos não-estacionários ou ruídos transientes podem também ser classificados como ruído impulsivo e ruído de impacto. O ruído impulsivo surge como o resultado de uma

rápida descarga de energia, na maioria das vezes elétrica ou química, na atmosfera. As características físicas destes impulsos são amplamente dependentes da geometria e tamanho da fonte sonora. O ruído de impacto é essencialmente o resultado de uma rápida descarga de energia através de mecanismos principalmente mecânicos. As características físicas dos impactos são amplamente dependentes, tanto das propriedades mecânicas dos objetos que se chocam, como da trajetória de transmissão. Para estas duas classes de ruídos transientes, o entendimento físico pode ser derivado de um conjunto comum de princípios, sendo a magnitude da pressão sonora quem determina as equações que governam o comportamento destes ruídos transientes. As pressões sonoras pico determinarão se a equação da onda linear ou alguma forma de equação não-linear pode melhor descrever a propagação de ondas transientes

Os fatores físicos de primeira importância, como destacam Hamernik e Hsueh (1991), para um sinal do tipo impulsivo são:

- i. Nível de Pressão Sonora (NPS) pico, que é o valor de pressão sonora máxima, p_{\max} , para um determinado tempo t , expresso em dB (pressão de referência, p_{ref} , de $20 \mu\text{Pa}$) (ver Figura 3.6), ou seja:

$$\text{NPS}_{\text{pico}} = 20 \log \frac{p_{\max}}{p_{\text{ref}}} . \quad (3.49)$$

- ii. Tempo de subida, que é o tempo decorrido para a pressão sonora ir do valor zero até o máximo (valor pico).
- iii. Duração A , que é o tempo de duração da principal onda de pressão sonora em retornar a zero (impulsos altamente amortecidos em campos sonoros não reverberantes), referenciado também como pulso Friedlander ideal (ver Figura 3.6).

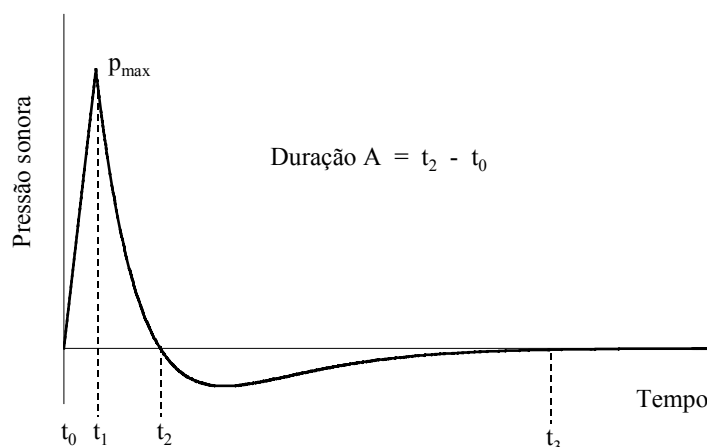


Figura 3.6 – Caracterização do pulso de Duração A.

3.3.2 – Pulso Friedlander Ideal

Para descrever as características temporais de pressão de uma onda explosiva ideal, deveria ser especificada sua forma como função do tempo. Vários autores têm recomendado e usado formas funcionais do tempo, mediante relações empíricas para histórias temporais medidas ou previstas teoricamente, sendo que a principal ênfase tem sido dada para a fase positiva do pulso. Uma das formas mais simples de medir as propriedades de uma onda explosiva, sem ser uma análise demasiada complexa, e com apropriada precisão, é a formulação de Friedlander (Baker, 1973).

O impulso instantâneo de energia de uma fonte pontual num campo livre, isto é, num campo sem superfícies refletoras, produz uma pressão no tempo $P(t)$. Um impulso com características deste tipo é referenciado como um pulso Friedlander ideal, denominado assim, por causa do matemático britânico Frederick G. Friedlander, que usou tais formas de ondas no estudo de difração, em 1946 (Hamernik e Hsueh, 1991).

Na Fig. 3.7 é apresentado o pulso de pressão ideal Friedlander com tempo de subida igual a zero. Pode ser observado nesta figura, que a diferença entre os tempos t_2 e t_1 é definida como o tempo de descida do pulso, através do parâmetro b , para um valor máximo alcançado no tempo t_1 . A parte final do pulso estende-se por aproximadamente seis vezes o tempo de descida antes que a pressão retorne novamente a zero, e na prática, menos que 1% do valor máximo, no tempo t_3 (Smeathem e Wheeler, 1998).

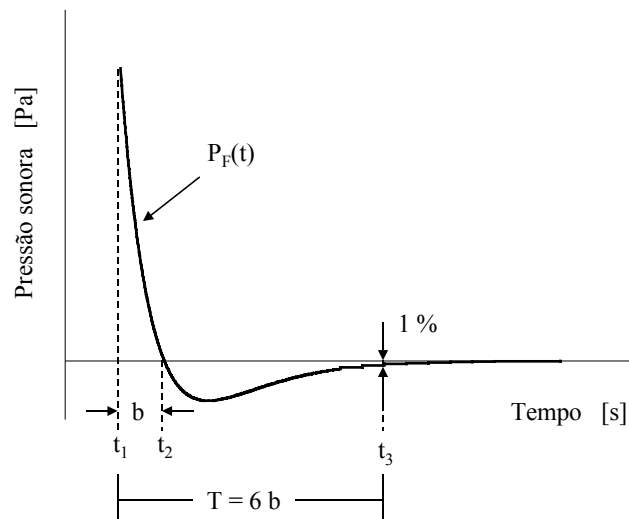


Figura 3.7 – Pulso de pressão Friedlander ideal com tempo de subida zero.

O pulso Friedlander é ideal pois o seu perfil de pressão temporal, $P_F(t)$, pode ser modelado pela Eq. (3.50). Esta relação descreve uma onda cujo tempo de subida é zero e não apresenta os efeitos das reflexões do pulso. Pode-se descrevê-lo como:

$$P_F(t) = \begin{cases} 0 & -\infty < t < t_1 \\ \left[1 - \frac{(t-t_1)}{b}\right] e^{-\frac{(t-t_1)}{b}} & t_1 \leq t < \infty \end{cases} \quad (3.50)$$

Na Fig. 3.8 são apresentados três pulsos, com a mesma pressão sonora pico, com tempos de subida zero e com tempos de descida variáveis.

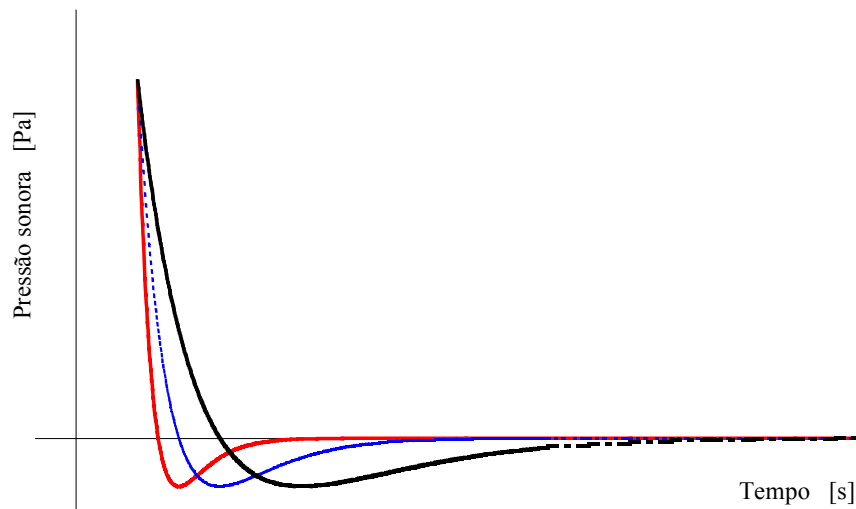


Figura 3.8 – Pulso Friedlander ideal com tempo de subida zero, com a variação do tempo de descida.

Este pulso de Friedlander tem uma representação alternativa no domínio da frequência, obtida a partir da transformada de Fourier, expressada por $P_F(\omega)$, que tem uma formulação particularmente conveniente para a amplitude:

$$|P_F(\omega)| = \frac{\omega b^2}{(1 + \omega^2 b^2)}, \quad (3.51)$$

onde a frequência angular é $\omega = 2\pi f$ e f é a frequência linear.

O espectro de frequência do pulso Friedlander, para um tempo de subida igual a zero, é apresentado na Fig 3.9. Através da Eq. (3.51), pode se observar que o pico da amplitude do espectro aparece em $f_{\max} = 1/2\pi b$, cujo valor máximo corresponde a $|P_F(\omega)|_{\max} = b/2$. Abaixo do máximo (o pico do espectro), o incremento varia de +6 a 0 dB/oitava, enquanto que acima do máximo, o incremento varia de 0 a -6 dB/oitava. Para um determinado pico de pressão do pulso, e para tempos de descida (o parâmetro b) do pulso que diminuem, o pico do espectro desloca-se para frequências mais altas, reduzindo a energia total. Contudo, deve-se notar que, para uma dada pressão pico, uma série de pulsos cujo parâmetro b é diminuído, apresentará a mesma energia total, em frequências acima do pico de espectro, onde o incremento será -6 dB/oitava (Hamernik e Hsueh, 1991).

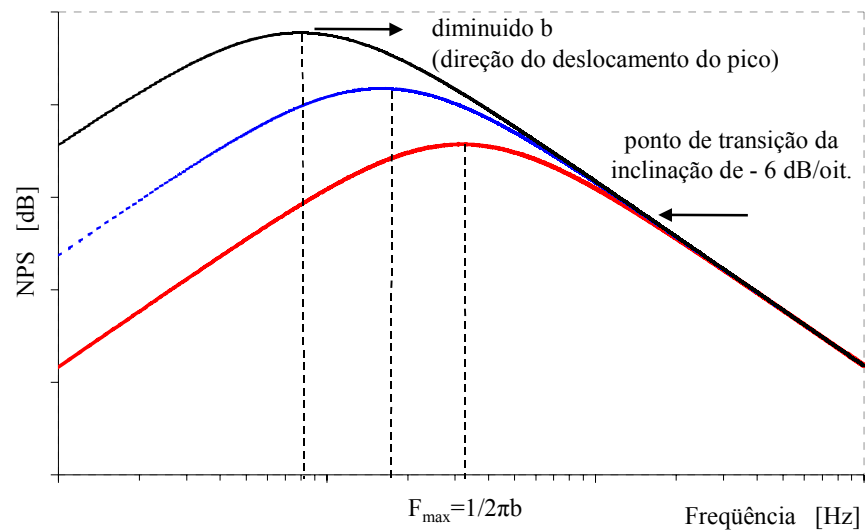


Figura 3.9 – Espectro do pulso Friedlander ideal para um tempo de subida zero, com a variação no tempo de descida (parâmetro b).

Se a Eq. (3.50) é alterada para levar em conta um tempo de subida finito c , um conjunto de relações é obtido para o espectro da amplitude. A adição de um tempo de subida finito pode ser modelada conforme a Eq. (3.52), e sua forma pode ser observada na Fig 3.10.

$$P(t) = P_s(t) + P_F(t), \quad (3.52)$$

onde

$$P_s(t) = \frac{t}{t_1} \quad 0 \leq t \leq t_1, \quad (3.53)$$

e

$$P_F(t) = \left[1 - \frac{(t - t_1)}{b} \right] e^{-\frac{(t - t_1)}{b}} \quad t \geq t_1. \quad (3.54)$$

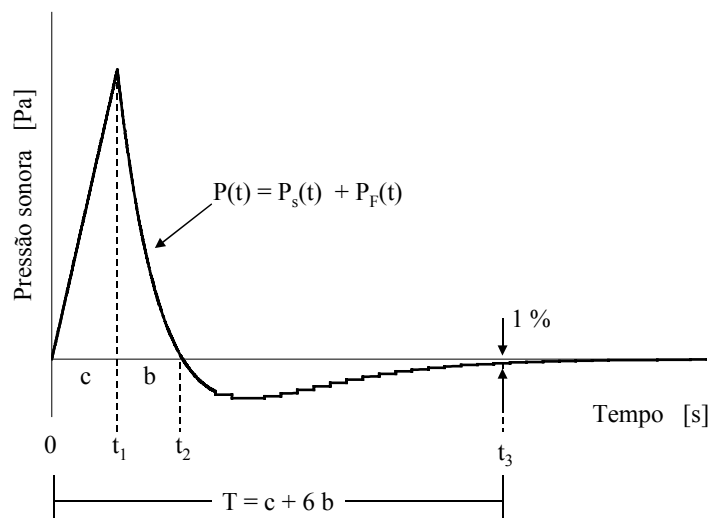


Figura 3.10 – Pulso Friedlander ideal com tempo de subida finito c .

Na Fig. 3.11 são apresentados três pulsos, com a mesma pressão sonora pico, com diferentes tempos de subida e de descida.

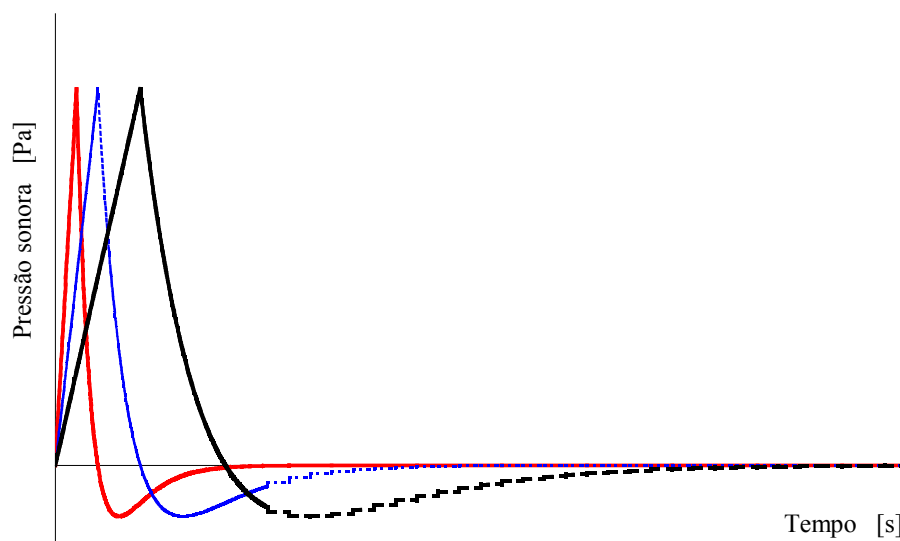


Figura 3.11 – Pulso de pressão Friedlander ideal com a variação do tempo de subida e do tempo de descida.

A linearidade da transformada de Fourier permite que $P(\omega) = P_s(\omega) + P_f(\omega)$. Logo, aplicando esta transformada na Eq. (3.54), obtém-se:

$$P(\omega) = -\frac{1}{c\omega^2} + e^{-j\omega c} \frac{(1 - \omega^2 b^2 - 2c\omega^2 b) + j(2\omega b + c\omega)}{c\omega^2[(1 - \omega^2 b^2) + j2\omega b]} \quad (3.55)$$

Para $c \ll b$ e para frequências tais que $\omega b \gg 1$, uma expressão aproximada para a amplitude do espectro pode ser escrita como:

$$|P(\omega)| = \frac{\sqrt{2}}{\omega^2 c} [1 - \cos(\omega c)]^{1/2} \quad (3.56)$$

Da Eq. (3.56) pode ser mostrado que para frequências $f \gg 1/2\pi b$ (ou $\omega b \gg 1$), o envelope da amplitude do espectro declina -12 dB/oitava, para as frequências acima de $f = 1/3c$. Para frequências abaixo de $f = 1/3c$, o envelope do espectro é similar ao de um impulso ideal com tempo de subida zero. O ponto de transição, entre as inclinações de -6 e -12 dB/oitava, se movimenta para as frequências baixas na medida que aumenta c . Estas relações são mostradas esquematicamente na Fig. 3.12.

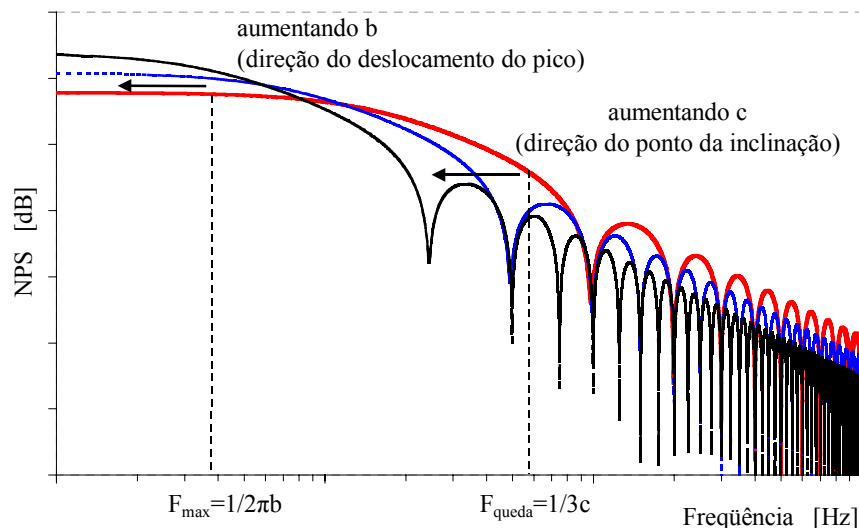


Figura 3.12 – Espectro de um pulso Friedlander ideal com tempo de subida finito com a variação dos parâmetros b e c .

3.3.3 – Pulso Friedlander Real

Os pulsos reais não têm uma forma bem definida como na Fig. 3.10. Para qualificar pulsos sonoros, é necessário definir algumas grandezas tais como pressão sonora pico, tempo

de subida, tempo de descida e duração total, de acordo com a norma ISO 10843 (1997), a qual recomenda métodos de descrição e de medição física de pulsos simples ou de uma série de pulsos.

Na Fig 3.13 se define a pressão sonora pico p_{pico} como o valor absoluto máximo da pressão sonora instantânea, em Pascal [Pa], observada durante um intervalo de tempo específico, $t_3 - t_2$. O NPS pico, expressado em decibéis [dB], corresponde a dez vezes o logaritmo em base dez do quadrado da razão entre a pressão sonora pico e a pressão sonora de referência, 20 μPa . O NPS 100% é o nível de pressão sonora, utilizando-se o valor p_{pico} , e o NPS 80%, é o nível sonoro correspondente a 0,8 do valor da pressão p_{pico} . O tempo de subida é o tempo em segundos para a amplitude de pressão de 10% até 90% do valor absoluto máximo de pressão sonora, o qual corresponde à diferença entre o tempo t_2 e o tempo t_1 , ($t_{\text{subida}} = t_2 - t_1$). Aplicando o mesmo critério, define-se o tempo de descida como o tempo, em segundos, necessário para que o pulso, após atingir o valor máximo de pressão sonora, decaia de 90% a 10% do valor máximo da pressão, e este tempo é representado pela diferença entre o tempo t_4 e o tempo t_3 , $t_{\text{descida}} = t_4 - t_3$ (ISO 10843, 1997).

A duração total do pulso T é o tempo, em segundos, que corresponde a soma do tempo de subida mais seis vezes o tempo de descida do pulso principal, $T = t_{\text{subida}} + 6 \cdot t_{\text{descida}}$. A duração total representa o ponto em que a rarefação do pulso alcança assintoticamente 1% da pressão sonora pico (Hamernik e Hsueh, 1991).

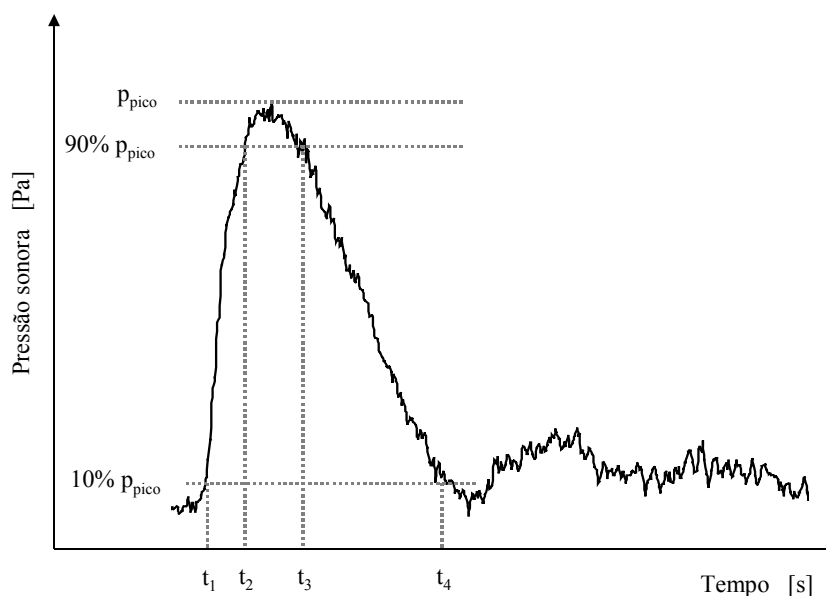


Figura 3.13 – Descrição física de um pulso real simples (ISO 10843, 1997).

Os parâmetros transientes (pressão sonora pico, tempo de subida e de descida) podem ser usados para criar um pulso Friedlander equivalente, como na Eq. (3.52).

Como exemplo, primeiramente, é realizada a qualificação de três sinais impulsivos, denominados pulsos 1, 2 e 3, em termos dos parâmetros físicos que caracterizam o pulso Friedlander ideal. O procedimento para criar um pulso Friedlander ideal consistiu em utilizar os valores de NPS pico 100%, e os tempos de subida e de descida obtidos para o 80% do NPS pico. A Tabela 3.1 resume as principais propriedades físicas dos pulsos 1, 2 e 3. Os espectros Friedlander dos pulsos são mostrados nas Figs. 3.14 a 3.16. Os valores das frequências relacionadas com o tempo de subida e o tempo de descida dos pulsos 1, 2 e 3, do tipo Friedlander, estão apresentados na Tabela 3.2.

Tabela 3.1 – Propriedades físicas dos pulsos 1, 2 e 3.

Pulso	NPS pico	NPS pico	Tempo de subida	Tempo de descida
	80% [dB]	80% [dB]	80% [ms]	80% [ms]
1	160,2	158,3	0,5	1,8
2	156,3	154,4	0,8	2,4
3	149,4	147,5	1,3	9,9

Tabela 3.2 – Frequências dos pulsos 1, 2 e 3.

Pulso	Frequência de subida	Frequência de descida
	[Hz]	[Hz]
1	694,4	82,0
2	427,4	65,2
3	347,2	22,9

A representação gráfica dos espectros experimentais e do espectro Friedlander para o pulso 1, tanto teórico 100% e 80%, está apresentada na Fig. 3.14. O espectro Friedlander, denominado teórico 100%, é determinado a partir dos valores de tempo de subida e de descida estimados para o valor de pressão sonora máxima ou pico. O espectro Friedlander (teórico 80%) é calculado usando os tempos de subida e de descida para 90% e 10% do valor da pressão sonora pico.

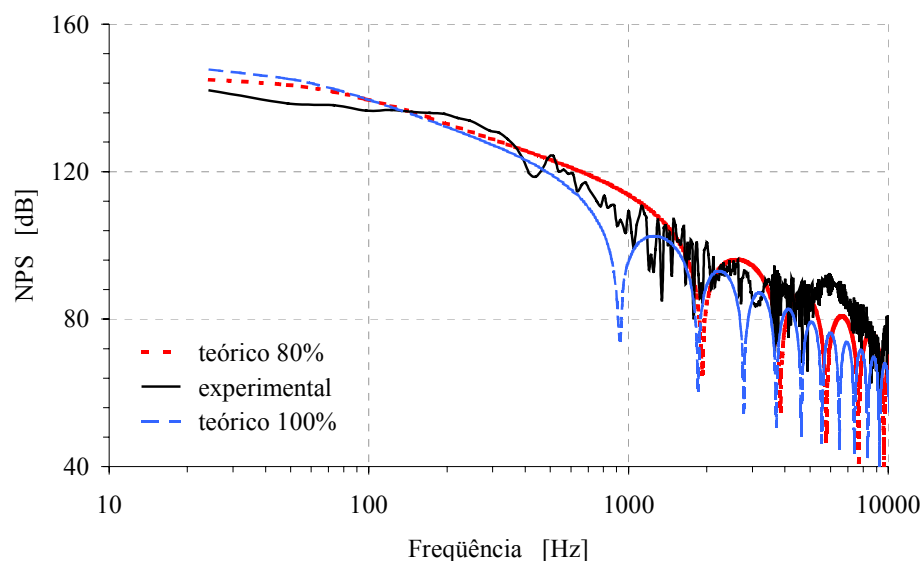


Figura 3.14 – Espectro experimental e Friedlander 80% e 100%, do pulso real 1.

No caso de usar a pressão sonora máxima para determinar os tempos de subida e de descida do 100% da pressão sonora pico, o espectro teórico Friedlander não se ajusta ao espectro experimental e o erro no cálculo da frequência associada ao tempo de subida é de 51,9%. Portanto, a recomendação da norma ISO 10843 (1997) para estimar os tempos de subida e de descida, usando a diferença entre 90% e 10% da pressão sonora pico, é adequada. Assim também são evitadas leituras inapropriadas e se desconsideram ruídos elétricos nos extremos do pulso (acima do 90% e abaixo do 10% da pressão sonora pico) medidos nos sinais.

As Figs. 3.14 a 3.16 mostram que é possível representar analiticamente os espectros dos pulsos experimentais, a partir da identificação de três parâmetros principais no pulso experimental, no domínio do tempo, como: a pressão sonora pico e os tempos de subida e de descida estimados a partir da leitura do 90% e 10% da pressão sonora pico, levando em consideração as referências da definição de um pulso Friedlander ideal e o critério da norma ISO 10843 na determinação destes parâmetros.

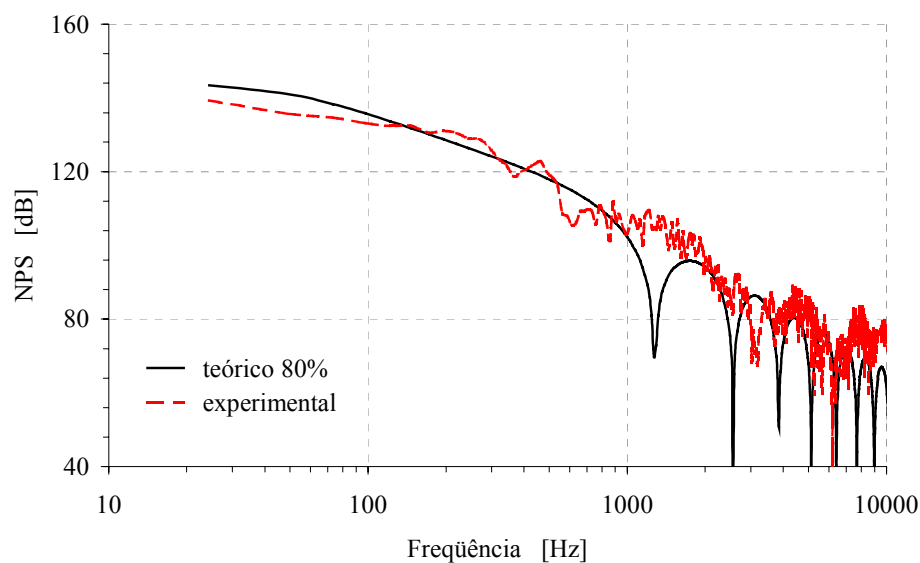


Figura 3.15 – Espectro experimental e Friedlander 80%, do pulso real 2.

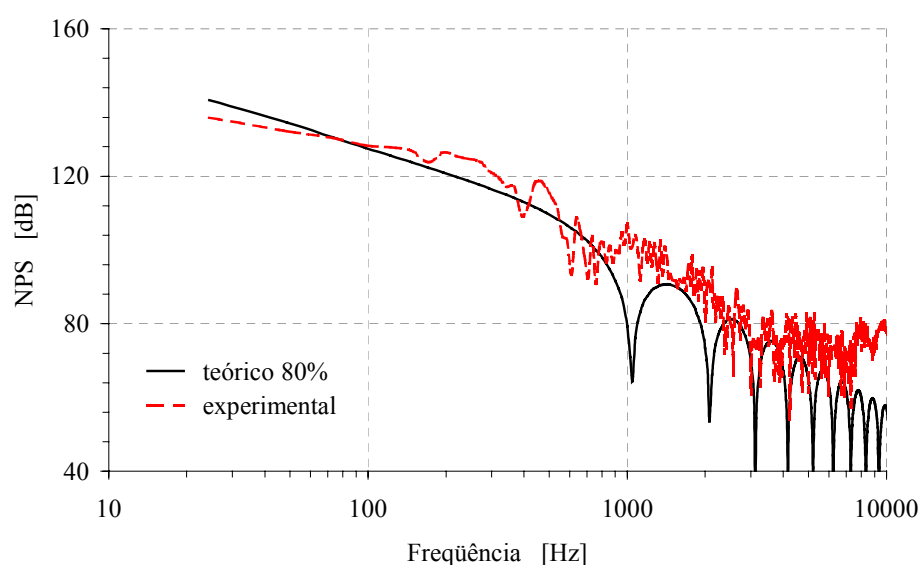


Figura 3.16 – Espectro experimental e Friedlander 80%, do pulso real 3.

Com este procedimento podem ser identificadas, no espectro experimental, as frequências relacionadas como o tempo de subida e de descida, as quais descrevem respectivamente a frequência de transição da inclinação (-12 dB/oitava se o tempo de subida é maior que zero) e a frequência máxima de pressão. Cabe notar que se são usados os valores de tempo de subida e de descida obtidos com 90% e 10% da pressão sonora pico, o espectro Friedlander resultante se aproxima mais do espectro experimental.

3.3.4 – Efeitos do Ruído impulsivo

Nestes últimos anos tem sido dada mais importância para as fontes sonoras que geram ruído impulsivo de alta intensidade, como: armas de fogo, motores de veículos, explosões, vôos supersônicos e impactos mecânicos de ferramentas e maquinarias. Também, têm sido realizadas inúmeras pesquisas relacionadas aos efeitos fisiológicos da população que está exposta a este tipo de ruído.

Alguns dos efeitos iniciais do ruído impulsivo são o susto, o movimento repentino e involuntário das pessoas expostas, as reações de alarme e desgosto e a eventual distração que provoca nos afetados, podendo causar algum tipo de acidente. Estas reações são instintivas e as pessoas não se adaptam com este tipo de exposição sonora impulsiva. Os efeitos podem induzir mudanças no comportamento que se relacionariam com problemas na saúde das pessoas expostas (Rice, 1996).

Ruídos impulsivos de grande amplitude e de curta duração são altamente perigosos devido à incapacidade do sistema auditivo em perceber o verdadeiro nível e em atuar num tempo adequado para proteger o ouvido interno. Principalmente, porque o tempo de integração do sistema auditivo central (trajetórias do nervo auditivo e do cérebro) é de 20 ms a 100 ms, sendo menosprezados os níveis de pressão sonora de impulsos que têm durações muito curtas; e a ativação do mecanismo de proteção de transmissão do ouvido médio tem um retardo de 300 ms a 500 ms (Hamernik e Hsueh, 1996).

Além dos efeitos nocivos em seres humanos e animais, o ruído impulsivo de grande amplitude pode provocar severos danos em estruturas que estejam próximas. Se o ruído impulsivo tem comprimento de onda muito longo poderia propagar-se por grandes extensões sem ser atenuado significativamente (Raghunathan, 1998).

Uma pesquisa realizada em ruído impulsivo pelo Institute of Sound and Vibration Research (ISVR), em 1981, destacou que existe a necessidade de entender o ruído impulsivo para que sejam desenvolvidos métodos de geração e controle (Rice, 1992). Neste estudo o ISVR destacou que: não existe um único método totalmente aceitado para a medição e avaliação do ruído impulsivo; um ruído que é contínuo no tempo, em alguns períodos de poucos segundos, é menos prejudicial que um ruído impulsivo; não existe uma clara definição para a quantificação de um ruído impulsivo; não é claro estabelecer o que realmente constitui um ruído impulsivo.

Para entender o comportamento físico de ruídos impulsivos é necessário conhecer as formas de onda deste tipo de ruído. Também, devem ser considerados os efeitos de dissipação

devido à viscosidade e condutividade térmica, já que estes efeitos físicos causam que a propagação de ondas sonoras em fluidos seja um fenômeno não-linear. Porém, a maioria das discussões e análises relacionadas com ruído impulsivo são efetuadas dentro do domínio da acústica linear.

3.3.5 – Métodos de Medição e Análise do Ruído Impulsivo

A sensibilidade do ouvido humano em perceber o som varia com a amplitude da pressão sonora e também com a frequência. Os medidores de pressão sonora são construídos para medir pressões sonoras como se fossem percebidas por um humano através de configurações eletrônicas internas conhecidas como filtros de ponderação. Uma das configurações mais conhecidas é a Ponderação A, que é utilizada na avaliação de perdas auditivas devidas ao ruído industrial.

No caso de medições de ruído impulsivo, a ponderação A também é usada através do conceito de Energia Equivalente. Alguns pesquisadores, como Rice (1996), têm argumentado que a Energia Sonora Equivalente ponderada A pode ser apropriada para avaliar o dano à audição em presença de ruído impulsivo de alta intensidade.

A magnitude de um sinal contínuo, seja ruído estacionário ou flutuante, pode ser expressa através do valor efetivo baseado no valor quadrático médio do sinal. Mas o conceito de média no tempo não pode ser aplicado ao ruído impulsivo, devido à sua curta duração no tempo. Então, fisicamente é possível usar a energia total $E(t)$ de um sinal impulsivo $x(t)$ para avaliar o ruído. O cálculo da energia equivalente do ruído impulsivo pode ser efetuado substituindo o sinal impulsivo por um pulso quadrado que contém a mesma energia (ver Fig. 3.17), através da seguinte equação:

$$E(t) = \int_0^{\infty} x^2(t) dt . \quad (3.57)$$

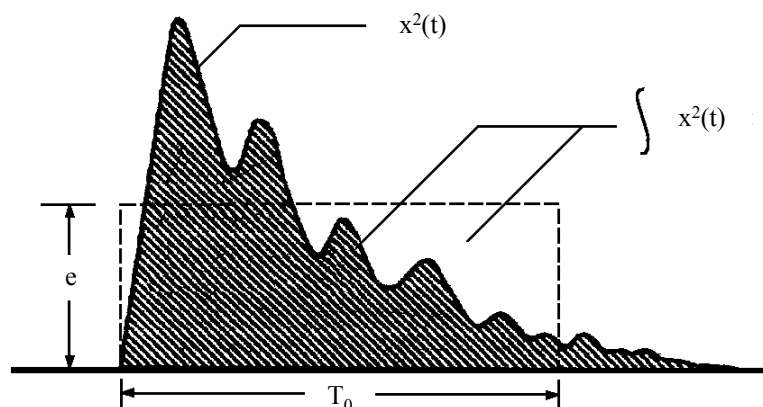


Figura 3.17 – Energia sonora equivalente de um sinal impulsivo.

A energia equivalente da Eq. (3.57) pode ser apresentada em termos do pulso quadrado, $e = E(t)/T_0$, através do nível sonoro do pulso quadrado (Raghunathan, 1998):

$$NS_{pe} = 10 \log \left(\frac{e}{e_0^2} \right) = 10 \log \left(\frac{1}{T_0} \int_0^{\infty} \frac{x^2(t)}{e_0^2} dt \right), \quad (3.58)$$

onde T_0 é o tempo de duração do pulso quadrado, geralmente aceito como referência 1 s, e e_0 é a pressão sonora ($20 \mu\text{Pa}$) ou aceleração de vibração (10^{-5} m/s^2) de referência.

A norma ISO 1996/1 estabelece como medir e avaliar o ruído impulsivo e intermitente usando o mesmo critério detalhado anteriormente, através do nível de exposição sonora NES_A , expresso como:

$$NES_A = 10 \log \left(\frac{1}{T_0} \int_{t_1}^{t_2} \frac{p_A^2(t)}{p_{ref}^2} dt \right), \quad (3.59)$$

onde, T_0 é o tempo de referência, 1 s, $t_2 - t_1$ é o intervalo do tempo de duração de um ruído impulsivo simples (ver Figura 3.18), $p_A(t)$ é a pressão sonora ponderada A e p_{ref} é a pressão sonora de referência, $20 \mu\text{Pa}$.

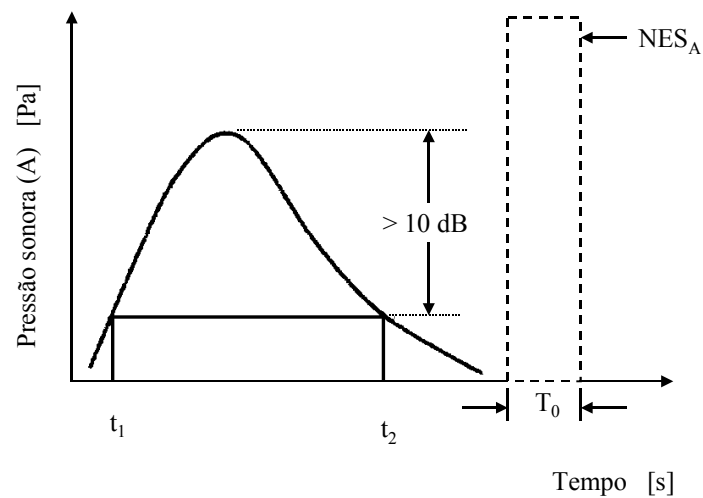


Figura 3.18 – Critério do nível de exposição sonora NES_A .

Geralmente, a pressão sonora é obtida como um conjunto de dados de uma série temporal através de uma amostragem de tempos discretos, Δt , suficientemente pequenos comparados com o tempo de duração do ruído (ver Figura 3.19). Então, pode ser estimado o nível de pressão sonora do pulso de acordo com:

$$NPS_{\text{pulso}} = 10 \log \left(\frac{\Delta t}{T_0} \sum_{t=1}^n \left(\frac{p_n(t)}{p_{\text{ref}}} \right)^2 \right), \quad (3.60)$$

onde $p_n(t)$ é o valor de pressão sonora para cada amostra da série temporal e n é o número total de amostras do conjunto de dados da série temporal.

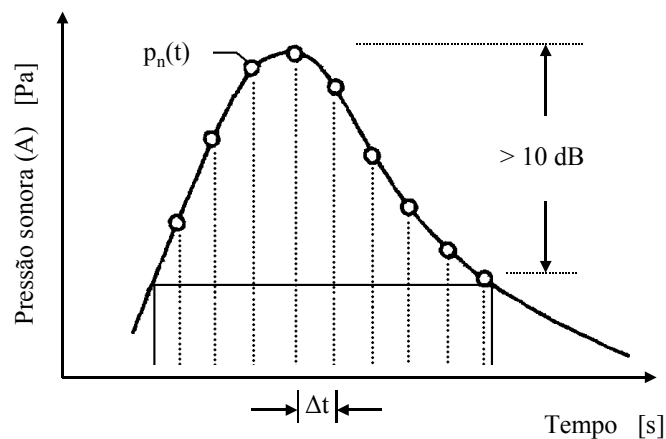


Figura 3.19 – Sinal sonoro discretizado no tempo.

A maioria dos medidores de pressão sonora contém circuitos eletrônicos que detectam valores picos dos sinais impulsivos. Estes valores picos são determinados pelas constantes de tempo, dadas por $\tau = 0,125\text{ s}$ e $\tau = 1\text{ s}$, que correspondem respectivamente às constantes de tempo para as características dinâmicas rápida (fast) e lenta (slow) do medidor de pressão sonora. Desta forma é claro observar que muitos ruídos impulsivos, cujos tempos de subida e durações são menores que os tempos destas constantes, podem ser medidos e avaliados de forma incorreta. Portanto, devem ser utilizadas metodologias e equipamentos principalmente digitalizados, que permitam uma adequada avaliação, tanto no domínio do tempo como da frequência, dos diversos ruídos impulsivos de grande amplitude e curta duração.

3.4 – Sistema Auditivo Humano

O sistema auditivo humano permite criar uma imagem acústica do mundo externo, onde o que se ouve é determinado pelas restrições impostas pela anatomia e complexos processos fisiológicos da trajetória auditiva, a qual é influenciada pelas características ambientais, o ruído de fundo e as diversas fontes sonoras que formam parte das condições reais.

Um fenômeno acústico se caracteriza por ser um processo tempo-real. Os instantes iniciais de um evento sonoro são transientes, e raramente levam mais que uns poucos milissegundos, os quais possuem espectros largos e picos altamente efetivos, sendo que os 10 ms iniciais de um som são percentualmente mais importantes que os restantes, mesmo para ruídos de longa duração. Assim, o sistema auditivo focaliza a atenção na parte inicial de um som, realizando uma análise fina dos primeiros 50 ms, para depois relaxar (Crocker, 1997; Kryter, 1970).

O ouvido humano é um sistema sensível, delicado e discriminativo que permite perceber e interpretar o som. O ouvido pode ser dividido em três partes: o ouvido externo, o ouvido médio e o ouvido interno, como é apresentado na Fig. 3.20.

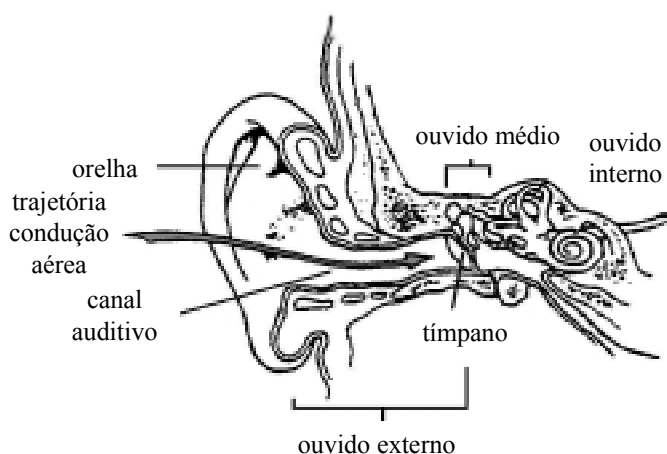


Figura 3.20 – Descrição do ouvido humano.

O ouvido externo é constituído pelo pavilhão da orelha, o canal auditivo e o tímpano. O ouvido externo e a cabeça são componentes de um complexo sistema acústico, que se acopla ao campo sonoro externo. O ouvido externo protege o tímpano da ocorrência de dano mecânico, também atua como acoplamento entre o tímpano e o campo sonoro e contribui à direcionalidade do sistema, especialmente em altas frequências onde os modos normais estão no interior da orelha (Crocker, 1997; Kryter, 1970; Gelfand, 1988; Zwicker e Fastl, 1990).

O pavilhão da orelha é uma estrutura cartilaginosa flexível que tem forma afunilada para coletar e transmitir as ondas sonoras através do canal auditivo. O pavilhão tem um volume aproximado de 4 cm^3 e é uma cavidade larga, pouco profunda, que está acoplada ao canal auditivo. O canal auditivo é uma estrutura tubular irregular com um eixo central sinuoso com área de seção transversal que vai diminuindo até chegar ao tímpano, que é uma delgada membrana tipo pistão e define a forma do canal auditivo no extremo interior.

Como não existe um contorno definido entre o pavilhão e o canal auditivo, é difícil estabelecer um valor preciso do comprimento do canal. No entanto, para frequências abaixo de 8 kHz, as primeiras características acústicas do canal auditivo, obtidas através de médias, são bem representadas por uma cavidade cilíndrica simples de 75 mm de diâmetro e 22,5 mm de comprimento, terminada por um tímpano tipo pistão perpendicular ao eixo (Crocker, 1997).

3.4.1 – Mecanismo da Audição

O mecanismo da audição considera as ondas que percorrem o ouvido externo até atingir o tímpano, o qual provoca vibrações que são transferidas para a cadeia de ossos do

ouvido médio – martelo, bigorna e estribo – que amplificam o sinal. As vibrações da janela oval conectada com esta cadeia geram ondas de pressão que se propagam até a cóclea. Posteriormente, as ondas passam para o tubo inferior, a fim de chegar na janela redonda. As vibrações das membranas basal e tectória, em sentidos opostos, estimulam as células que produzirão os sinais elétricos, os quais serão interpretados pelo cérebro como som (Alberti, 1982; Burns, 1968; Gelfand, 1988; Zwicker e Fastl, 1990).

O limiar da audição para um dado sinal é a pressão sonora mínima eficaz para perceber uma sensação auditiva (sem presença de ruído), na frequência de 1 kHz. Este parâmetro é expresso em dB, com a referência de 20 μ Pa. O limiar da tolerância (ou limiar da dor) corresponde ao extremo superior da faixa da audibilidade, onde estão os níveis sonoros máximos que o ouvido pode suportar sem a sensação de dor. Estes valores começam a partir de 110 dB com incômodo, 130 dB provoca coceira, 140 dB provoca dor e para níveis superiores a 150 dB tem-se dano imediato e irreversível (Beranek, 1987; Gelfand, 1988).

3.4.2 – Impedância Acústica do Tímpano Humano

A impedância acústica do tímpano humano é constituída de uma parte imaginária e de outra real. A parte real denomina-se resistência acústica, R_d , e está associada com a dissipação de energia. A reatância acústica, X_d , é a componente imaginária da impedância complexa que resulta da massa e da rigidez efetiva do tímpano, associada com a energia armazenada (Mourad, 1990).

A Fig. 3.21 apresenta as curvas da resistência R_d e reatância X_d do tímpano humano, expressas em Ns/m^5 , no domínio da frequência. A impedância do tímpano foi obtida de resultados médios baseados em dados de mais de vinte estudos, considerando ouvidos humanos normais (Crocker, 1997). Nota-se que a parte real e a parte imaginária da impedância do tímpano são de ordem de grandeza de 10^8Ns/m^5 .

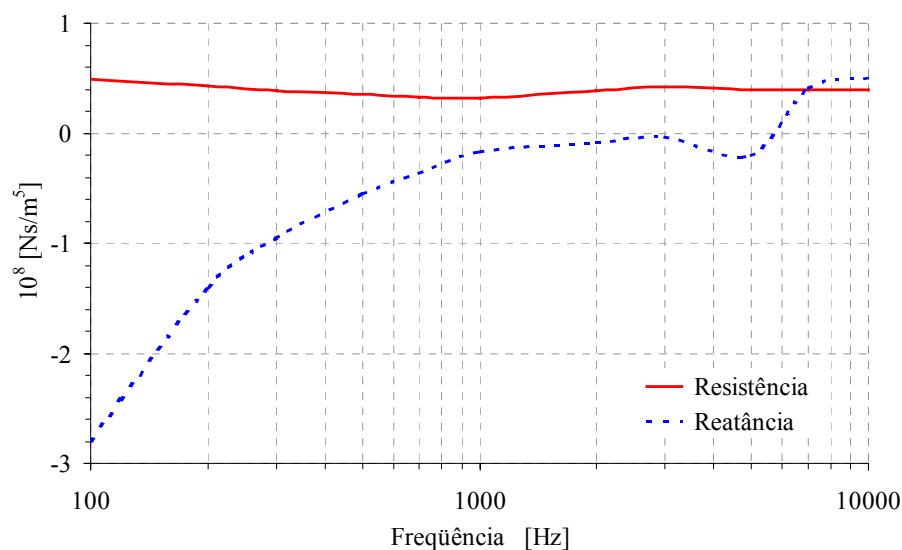


Figura 3.21 – Resistência e reatância do tímpano humano.

3.5 – Protetores Auditivos

Um protetor auditivo é uma barreira acústica que deve proteger parte do ouvido e reduzir o ruído transmitido via aérea que chega ao tímpano. O principal objetivo dos protetores auditivos é reduzir, a um nível aceitável, os níveis excessivos de ruído. O funcionamento de um protetor auditivo depende de suas características físicas e geométricas, além das características fisiológicas e anatômicas do usuário.

Há dois tipos básicos de protetores, tampão e concha, descritos nas seções 3.5.1 e 3.5.2 abaixo.

Um dispositivo de proteção auditiva para armas de fogo deve fornecer a máxima proteção possível contra níveis intensos de ruído que se encontram nas proximidades das armas, quando estas são acionadas. Ao mesmo tempo, o dispositivo deve ser confortável, relativamente fácil de instalar e tirar da orelha e suficientemente robusto para resistir às condições de uso em campo, não devendo apresentar problemas de higiene no usuário (Alberti, 1982; Berger, 1986).

Para definir o comportamento acústico de um protetor auditivo quando é submetido a um impulso sonoro específico, requer-se um detalhado conhecimento da dependência de qualquer não-linearidade na sua resposta do NPS (pico), tempo de subida e duração do impulso. Em outras palavras, é necessária uma análise completa do comportamento da atenuação do protetor, em função das variáveis mencionadas.

Se um protetor auditivo comporta-se linearmente, o nível de pressão sonora pico que incide sobre o ouvido pode ser calculado a partir da resposta impulsiva do protetor. Porém, os protetores auditivos passivos convencionais exibem comportamento não-linear, quando são submetidos a ruído impulsivo de alto nível. Um clássico exemplo deste fenômeno surge quando o protetor auditivo do tipo tampão (ver seção a seguir) não é bem instalado e sai parcialmente do canal auditivo do usuário (Smoorenburg, 1996).

3.5.1 – Descrição do Protetor Tipo Tampão Poroso

Os protetores auditivos tipo tampão são inseridos e usados no canal auditivo para selar a entrada do canal auditivo externo. Estes protetores são divididos em duas categorias: descartáveis e reutilizáveis. Além disso, dependendo de suas características físicas, são classificados em tampões pré-moldados, maleáveis e moldados personalizados (BS EN 458, 1994; Gerges, 1992). Um protetor de inserção de espuma expandida quando é colocado no canal auditivo externo se expande e sela a entrada do canal, oferece uma alta atenuação, eficaz e confortável ao uso. A Fig. 3.22 mostra o protetor tipo tampão de espuma.

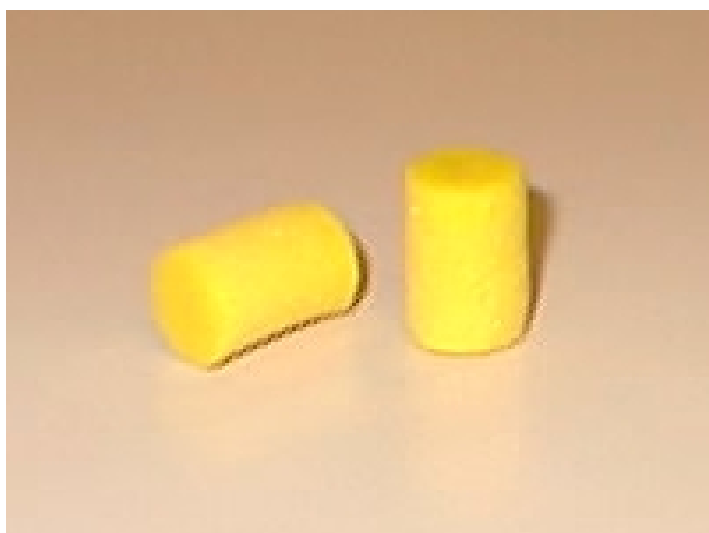


Figura 3.22 – Protetor auditivo de inserção tipo tampão de espuma expandida.

Dependendo da sua construção, o tampão convencional pode ser modelado como um simples elemento de resistência acústica, localizado no canal auditivo, e ser considerado como um sistema massa-mola que inclui a massa do próprio tampão. Mas, devem ser levadas em conta as propriedades físicas que permitem caracterizar um protetor auditivo do tipo tampão, tais como: densidade, velocidade do som, porosidade, resistividade ao fluxo do ar e fator

estrutural, as quais representam um papel muito importante e influente nos ensaios experimentais e na simulação numérica.

3.5.2 – Descrição do Protetor Tipo Concha

O protetor tipo concha é fabricado com material rígido, sendo que as conchas geralmente são de forma oval, revestidas internamente com material poroso de espuma, e estão projetadas para cobrir externa e completamente a orelha. O protetor é fixado nas orelhas mediante um arco e as conchas dispõem de contornos flexíveis de espuma (almofadas) que se apóiam sobre a cabeça e selam a transmissão sonora (Alberti, 1982; Gerges, 1992). A Fig. 3.23 mostra o protetor tipo concha.

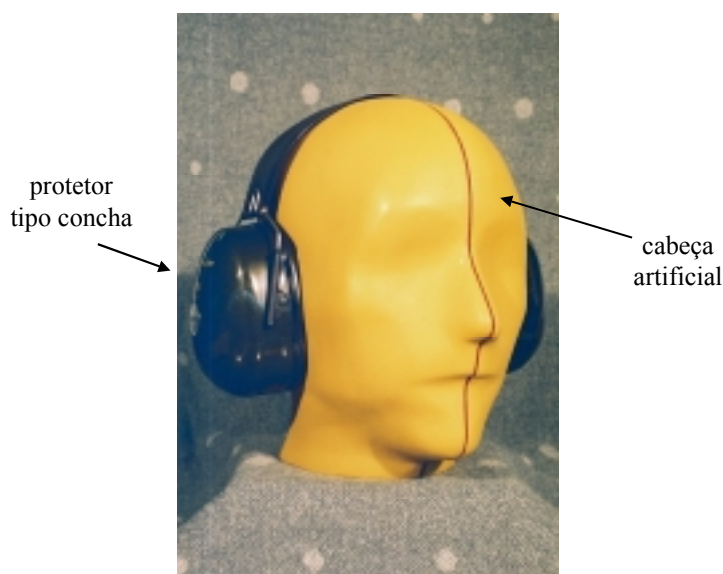


Figura 3.23 – Protetor auditivo tipo concha.

A efetividade dos protetores tipo concha depende principalmente da pressão exercida pelo arco do protetor sobre os dois lados da cabeça e pelo selamento que a almofada fornece.

3.5.3 – Atenuação Sonora de Ruído Impulsivo

Um protetor auditivo pode ser avaliado quantitativamente através de um índice de número único, o qual consiste em estimar a atenuação média e o desvio padrão das medições com protetores auditivos. Este método fornece ao usuário a opção de selecionar, mediante um valor ou número, o comportamento da proteção auditiva, baseado na forma como o nível de ruído é reduzido pelo protetor.

A atenuação ou redução de ruído pode ser determinada calculando-se a diferença entre os níveis de pressão sonora obtidos sem e com a colocação do protetor auditivo tipo tampão ou tipo concha. A expressão que permite obter a atenuação sonora é descrita pela seguinte equação:

$$DN = \text{Atenuação Sonora} = NPS_{\text{sem}} - NPS_{\text{com}}, \quad (3.61)$$

onde DN é a Diferença de Níveis, NPS_{sem} é o nível de pressão sonora sem protetor e NPS_{com} é o nível de pressão com o uso do protetor, medidos na posição do tímpano.

Em geral, esta grandeza depende da frequência e é expressa em dB, mas também é possível estimar o valor de atenuação sonora no domínio do tempo, para o NPS pico, sem e com o protetor auditivo, usando a equação

$$\text{Atenuação Sonora pico} = NPS_{\text{pico sem}} - NPS_{\text{pico com}}. \quad (3.62)$$

3.6 – Elementos Finitos em Problemas de Acústica Transiente

O método de elementos de finitos (MEF), mais conhecido por FEM (Finite Element Method), é uma técnica numérica que pode ser usada para simular diversos problemas reais. Em problemas onde o domínio acústico é limitado, o problema é dito interior, como por exemplo, a predição do campo acústico dentro de uma cavidade, como é o caso no interior do canal auditivo humano. A geometria do problema é dividida mediante uma malha de elementos finitos. Sobre esta malha é definida uma base de funções de interpolação que será usada para construir a aproximação da solução do problema.

A precisão da aproximação depende da capacidade destas funções de interpolação em aproximar a solução exata, sendo estas funções geralmente dadas por polinômios. A precisão aumenta quando é aumentado o número destas funções na malha mediante a diminuição do tamanho dos elementos (aumentado o número destes) ou aumentando o grau polinomial das mesmas funções de interpolação.

3.6.1 – Formulação Matemática e Implementação Numérica

A formulação matemática para a determinação da pressão sonora, desenvolvida por Coyette (Coyette, 1995; Coyette e Segear, 1997), considera problemas acústicos transientes usando o MEF e o esquema de integração implícita.

A equação linear da onda que governa a propagação de ondas acústicas de pressão de pequena amplitude, dentro de um meio acústico homogêneo, tem a forma:

$$\frac{\partial^2 P(x, t)}{\partial x^2} - \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 P(x, t)}{\partial t^2} = 0 \quad x \in V, t \geq 0, \quad (3.63)$$

onde $P(x, t)$ é a pressão acústica num ponto x do domínio V , no tempo t , c_0 é a velocidade de propagação do som no ar.

A equação diferencial Eq. (3.63) é complementada com condições de contorno de pressão sonora e de impedância ao longo do contorno da superfície \bar{S} , do domínio V , as quais podem ser escritas da seguinte maneira (Coyette, 1995; Coyette e Segear, 1997; Kardestuncer, 1987):

a) Pressão sonora

$$P(x, t) = \bar{P}(x, t) \quad x \in S_1, t \geq 0, \quad (3.64)$$

b) Aceleração sonora

$$\frac{\partial P(x, t)}{\partial n_x} = q(x, t) = \bar{q}(x, t) \quad x \in S_2, t \geq 0 \quad (3.65)$$

onde $\frac{\partial}{\partial n_x}$ é a derivada aplicada em relação à normal, na direção x .

c) Admitância

$$q(x, t) = -A(x) \frac{\partial p(x, t)}{\partial t} \quad x \in S_3, t \geq 0, \quad (3.66)$$

com

$$A(x) = \frac{1}{c_0} \left[\frac{1 - \alpha(x)}{1 + \alpha(x)} \right], \quad (3.67)$$

onde $\alpha(x)$ é o fator de reflexão, $A(x)$ é a admitância da superfície \bar{S} , que é a superfície do domínio V (meio acústico homogêneo), e S_1 , S_2 e S_3 são sub-domínios da superfície \bar{S} .

Usando a equação da onda diferencial, Eq. (3.63), e o método de resíduos ponderados, é possível obter a expressão variacional do problema que, após a incorporação da aproximação por elementos finitos, é descrita por:

$$P(x, t) = [N(x)] \{P(t)\}, \quad (3.68)$$

onde $[N(x)]$ é a matriz das funções de interpolação e $\{P(t)\}$ é o vetor de pressões nodais no tempo t .

Então, o resultado pode ser apresentado como um sistema de equações diferenciais lineares de segunda ordem, cuja solução pode ser obtida por procedimentos normalizados que resolvem as equações diferenciais com coeficientes constantes, para cada incremento no tempo, obtendo a distribuição de pressão sonora como resposta. O conjunto de equações diferenciais pode ser escrito em função do vetor global de pressões $\{P(t)\}$ na forma:

$$[M] \{\ddot{P}(t)\} + [C] \{\dot{P}(t)\} + [K] \{P(t)\} = \{F_A\}, \quad (3.69)$$

onde $\{F_A\}$ é o vetor de forças acústicas nodais, $[M]$ é a matriz de massa, $[C]$ é a matriz de amortecimento e $[K]$ é a matriz de rigidez.

3.6.2 – Procedimento de Integração Direta no Tempo

O método de solução de integração direta é efetivo e pouco dispendioso se a ordem das matrizes $[M]$, $[C]$ e $[K]$ for grande. Na integração direta, as expressões da Eq. (3.69) são integradas usando um procedimento numérico passo a passo. Em essência, a integração numérica direta está baseada em satisfazer a Eq. (3.69) para intervalos de tempos discretos

Δt ; e nas primeiras e segundas derivadas de pressão, para Δt , que determinaram a precisão, a estabilidade e o custo do procedimento da solução (Bathe e Wilson, 1976; Kardestuncer, 1987).

No domínio do tempo, a solução considera o esquema de integração de Newmark, que pode ser entendido como uma extensão do método de aceleração linear. Este método de integração está baseado nas expressões da pressão sonora e sua primeira derivada no tempo, ao longo de um intervalo de tempo t até $t + \Delta t$. O método é controlado pelo parâmetros δ_1 e α que podem ser determinados para obter precisão e estabilidade na integração, através de:

$$\delta_1 \geq 0,5 \quad (3.70)$$

$$\alpha \geq 0,25 (\delta_1 + 0,5)^2 \quad (3.71)$$

A expressão que resolve a Eq. (3.69), entre os tempos 0 e T_{total} , para intervalos de tempo Δt , levando em conta os parâmetros de Newmark δ_1 e α , é a seguinte:

$$\begin{aligned} & [M] \left\{ \left(\frac{1}{\alpha \Delta t^2} \right) (\ddot{P}_{t+\Delta t} - P_t) - \left(\frac{1}{\alpha \Delta t} \right) \dot{P}_t - \left(\frac{1}{2\alpha} - 1 \right) \ddot{P}_t \right\} + \\ & + [C] \left\{ \left(1 - \frac{\delta_1}{\alpha} \right) \dot{P}_t + \frac{1}{2} \left(2 - \frac{\delta_1}{\alpha} \right) \Delta t \ddot{P}_t - \left(\frac{\delta_1}{\alpha \Delta t} \right) P_t + \left(\frac{\delta_1}{\alpha \Delta t} \right) P_{t+\Delta t} \right\} + \\ & + [K] \{ P_{t+\Delta t} \} = \{ F_{t+\Delta t} \} \quad (3.72) \end{aligned}$$

O número de operações requeridas é diretamente proporcional ao número de incrementos no tempo, Δt , necessários na solução. O incremento no tempo deve ser suficientemente pequeno para obter precisão na solução. A seleção de um apropriado incremento no tempo, na integração direta, deve levar em consideração os conceitos de estabilidade e precisão no esquema de integração. Com relação à estabilidade, um método de integração é incondicionalmente estável se a solução, para quaisquer condições iniciais, não cresce sem rumo para qualquer incremento no tempo, Δt , em particular quando $\Delta t / T_{\text{total}}$ é

grande, sendo T_{total} o tempo total de integração. Então, o incremento no tempo tem que ser escolhido para fornecer uma solução precisa e efetiva. O operador de integração a ser usado na análise determinará o número necessário de incrementos no tempo, o qual terá uma grande influência no custo da solução.

O estudo realizado por Coyette e Segart (1997) estabeleceu algumas regras para realizar um adequado desenho da malha de elementos finitos e para conseguir uma solução da simulação numérica mais precisa e estável:

i. Influência dos parâmetros de Newmark

Com os valores convencionais de $\delta_1 = 0,50$ e $\alpha = 0,25$, a solução transiente não exibe nenhum erro de amplitude (não se introduz nenhum amortecimento numérico).

ii. Incremento no tempo

É recomendado selecionar um incremento no tempo, Δt , menor que $T_{\text{freq}}/4$, onde T_{freq} é o período da frequência mais alta incluída no modelo. Um incremento no tempo muito grande conduz a oscilações na solução. O cálculo deve sempre começar no tempo inicial para o qual as condições de contorno iniciais foram definidas.

iii. Refinamento da malha

Para evitar dispersão não desejada (oscilação) recomenda-se refinar a malha de elementos finitos usando mais de nove elementos por comprimento de onda. Uma malha mais fina fornece uma solução superior para o mesmo Δt , uma malha muito grossa fornece uma solução que contém oscilações.

Para realizar uma análise estável e precisa da solução numérica, no domínio do tempo, o refinamento da malha e a seleção do incremento no tempo não devem ser independentes um do outro. Para evitar as distorções na solução, ambos parâmetros deverão ser selecionados de tal modo que o produto da velocidade do som pelo incremento no tempo, $c \times \Delta t$, seja aproximadamente igual ao tamanho do elemento, $\Delta \ell$.

Assim, com os antecedentes anteriormente detalhados e expostos, é possível afirmar que o procedimento de integração passo a passo (Δt) configura-se numa boa técnica a ser usada com o MEF, e pode ser aplicado para obter as respostas de pressão sonora no tempo, considerando que a análise da estabilidade e da precisão mostrada neste capítulo utiliza elementos finitos lineares. Portanto, o método de elementos finitos pode ser usado com confiança para resolver problemas de acústica transiente.

3.7 – Conclusão e Resumo

Neste capítulo foram apresentados os principais tópicos teóricos que darão sustentação ao desenvolvimento do trabalho experimental e de simulação numérica. Entre os principais tópicos expostos destacam-se o estudo da propagação de ondas sonoras não-lineares, para o qual foram abordadas a equação de ondas progressivas sem perda de Burgers, as ondas de choque e a técnica do tubo de choque que gera pulsos sonoros.

As características físicas através da medição e análise do ruído impulsivo foram relacionadas com o pulso Friedlander ideal usando os parâmetros transientes: tempo de subida, pressão sonora pico e tempo de descida. O sistema auditivo humano foi descrito a partir do mecanismo de audição e da impedância do tímpano. Foram definidos os protetores auditivos, tipo tampão e tipo concha, e a atenuação sonora fornecida por eles. Finalmente, foi mostrada a formulação matemática para a implementação numérica no domínio do tempo, usando o método de elementos finitos.

CAPÍTULO 4

SISTEMAS DE GERAÇÃO DE RUÍDO IMPULSIVO

4.1 – Introdução

Neste capítulo são apresentados os dois sistemas (Sistema 1 e Sistema 2) usados na medição da atenuação de protetores auditivos submetidos a níveis de pressão sonora elevados (acima de 140 dB, Ref. 20 μ Pa). Os sistemas utilizam a técnica do tubo de choque, a qual permite um maior controle dos pulsos sonoros gerados. As diferenças entre os sistemas são avaliadas em termos dos parâmetros que caracterizam o pulso gerado (pressão sonora pico, tempo de subida, tempo de descida), o número de pulsos e a utilização ou não de uma cabeça artificial para diferentes ângulos de incidência no protetor.

4.2 – Descrição do Gerador de Ruído Impulsivo

Os dois sistemas de medição usaram o princípio do tubo de choque para construir a fonte sonora (gerador) que produz pulsos de grande amplitude (>140 dB Ref. 20 μ Pa) e curta duração (Fig. 4.1). A fonte sonora consiste em um tubo cilíndrico rígido, cujo volume é preenchido por um gás (no presente trabalho foi utilizado ar). Este volume, chamado aqui de volume de carga, pode ser ajustado e a pressão interna (pressão de carga) é medida por um manômetro.

A Fig. 4.1 mostra que o pulso é criado quando o pistão de carga é forçado para frente por um mecanismo de válvula que libera ar comprimido em alta pressão (120 psi), movimentando o volume de ar contido dentro do cilindro, forçando, assim, a abertura de um diafragma que está posicionado na extremidade do cilindro. O diafragma é formado por uma membrana de borracha. A rápida descompressão do pequeno volume de ar cria um pulso sonoro que se propaga no interior de um tubo (tubo de descarga).

Os parâmetros do pulso (tempo de subida, pressão sonora pico e tempo de descida) são controlados pelo tipo do diafragma, pela pressão de ar de carga e pelo volume de carga. O controle da abertura do diafragma é feito tanto pelo ajuste de um sistema de força (ar comprimido) que atua sobre o pistão de carga como pelas características físicas do diafragma

(membrana de borracha). O comportamento de cada membrana, quando esta é forçada para fora do cilindro de carga, está relacionado com suas características físicas – propriedades elásticas, tipo de superfície e espessura. A variação dos parâmetros do pulso com o tipo de membrana, volume de carga e pressão de carga serão investigados na seção 4.3.

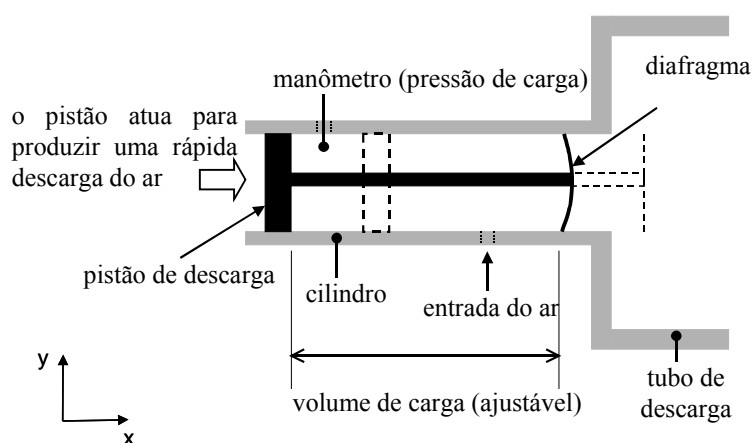


Figura 4.1 – Descrição esquemática da fonte geradora de pulsos sonoros.

Ao contrário de outros sistemas de tubo de choque, o diafragma (membrana) usados nos Sistema 1 e Sistema 2 é reutilizado, pois a membrana não se rompe para poder criar o pulso, e apenas é projetada para fora do cilindro de carga.

4.3 – Sistema 1 de Geração de Ruído Impulsivo

4.3.1 – Descrição do Tubo 150 mm com o Simulador do Canal Auditivo

O Sistema 1, apresentado na Fig. 4.2, é constituído pelo gerador de pulsos sonoros, cujos princípios estão descritos na seção 4.1 (Fig 4.1), por um tubo cilíndrico de PVC (tubo de descarga) de 2 mm de espessura, comprimento de 12 m e diâmetro de 0,15 m. Ao tubo de descarga é conectado o sistema de medição da atenuação do protetor auditivo.

A Fig. 4.2 mostra que neste tubo são instalados externamente e transversalmente dois sistemas idênticos, denominados de simulador 1 e simulador 2, formados por um simulador de canal auditivo mais um microfone ¼” (B&K tipo 4135) (ver as Figs. 4.2 e 4.4), e um transdutor de pressão (Endevco 8501B-100) usado na medição de campo livre.

O canal auditivo humano foi simulado por um tubo plástico, de comprimento igual a 50 mm, espessura de 4 mm e diâmetro interno de 8 mm (Fig 4.4). Destes 50 mm, 20 mm são

usados para fixar o microfone dentro do simulador do canal auditivo. Os sinais de ambos simuladores foram processados usando o amplificador B&K tipo 2636 e armazenados simultaneamente em canais independentes pelo registrador de transiente MTEC T114-4.

A Fig. 4.3 apresenta fotografias do gerador de pulso sonoro e do tubo de descarga, os quais constituem o Sistema 1 de medição.

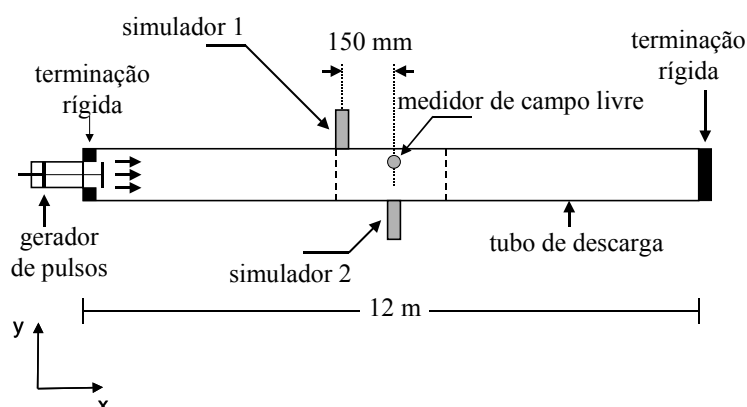


Figura 4.2 – Diagrama do Sistema 1 de medição.



Figura 4.3 – Fotografias do gerador de pulsos e do tubo de choque do Sistema 1 de medição.

A medição simultânea dos simuladores permite determinar a atenuação sonora do protetor (ver seções 5.2 e 5.3). A Fig. 4.4 mostra os dispositivos utilizados na seção de avaliação dos protetores.

O simulador 1 é usado para medir o campo sonoro sem a presença do protetor, enquanto que o simulador 2 é usado para medir o campo sonoro com a presença do protetor. O simulador 2 foi fixado a 6 m da fonte sonora. Para evitar interferências no campo sonoro

medido pelo simulador 1 e conseqüentes erros nas medições, o simulador 1 foi fixado a 150 mm a montante do simulador 2 (ver Fig. 4.2). O transdutor de pressão foi fixado a 6 m da fonte e numa posição perpendicular ao eixo longitudinal dos simuladores 1 e 2. O sinal do transdutor de pressão foi processado por um condicionador de sinal Fylde FE-492-BS e amplificador FE-254-GA, e foi registrado pela placa de aquisição de dados transientes MTEC T114-4, a qual possui uma taxa de resolução de 14 bit e frequência de amostragem de 100 kHz por canal de entrada.



Figura 4.4 – Componentes da seção de avaliação dos protetores e dos canais auditivos simulados.

A transmissão sonora pelas paredes dos simuladores 1 e 2 foi minimizada mediante a aplicação de um isolamento tubular duplo, o qual enclausurou o canal auditivo simulado e o microfone (Figs. 4.4 e 4.5). O isolamento deste sistema tubular duplo foi realizado através do uso de selos flexíveis e pela montagem externa ao tubo de descarga, o que resultou em uma redução sonora superior a 45 dB quando os canais auditivos simulados foram completamente fechados com cilindros de aço e as entradas de cada canal foram protegidas por uma placa de chumbo. Os sistemas com os dois simuladores podem ser usados para avaliar tanto o protetor tipo concha como o protetor tipo tampão.

Na Fig. 4.5 se apresenta um esquema em detalhe de um corte da seção do tubo de descarga na posição do simulador 2 usado nas medições com o protetor tipo concha. Na fotografia da Fig 4.6 se mostra o protetor auditivo tipo concha instalado dentro do tubo de descarga na seção de avaliação dos protetores.

Entre o protetor tipo concha e o tubo de descarga foi fixada uma camada de material rígido com curvatura similar à curvatura da cabeça humana na posição da orelha externa humana. A forma desta camada foi usada para fornecer uma apropriada área de instalação do protetor tipo concha e não considerou a orelha humana nem simulou as características da pele. Um sistema simples de molas tensionadas foi usado para fixar o protetor tipo concha ao tubo de descarga. Este mecanismo foi utilizado com o objetivo de aplicar uma força de compressão constante sobre a superfície do protetor concha e não para modelar totalmente as características reais do arco que tensiona o protetor ao ser instalado, pois o arco do protetor tipo concha aplica uma força no centro do protetor e não em toda a superfície do protetor.

Para medições com o protetor tipo tampão, um esquema similar ao da Fig. 4.5 (sem o protetor tipo concha) foi montado. Neste caso, dos 30 mm corresponderem ao comprimento livre do simulador do canal auditivo, 20 mm foram destinados à instalação do protetor tipo tampão. Os 10 mm restantes desta cavidade de 30 mm representaram o espaço de ar entre a face do tampão e o diafragma do microfone.

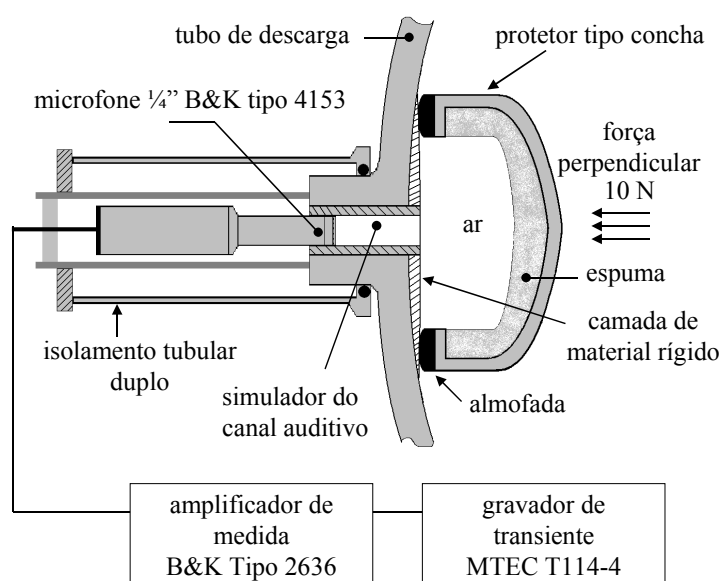


Figura 4.5 – Corte da seção do tubo de descarga e do canal auditivo simulado.

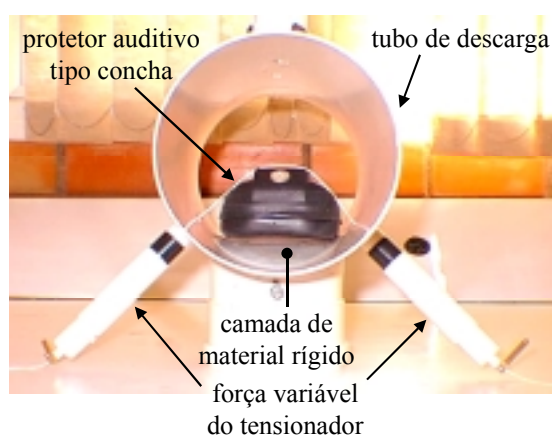


Figura 4.6 – Seção de avaliação do protetor tipo concha.

4.3.2 - Caracterização Acústica do Sistema 1 (Ondas Planas Não-lineares)

O Sistema 1 é caracterizado acusticamente pela descrição da propagação do pulso dentro do tubo de descarga. Esta descrição é feita através de conceitos usados pela teoria da acústica não-linear para propagação de ondas planas de amplitude finita (ver seção 3.2).

A Fig. 4.7 mostra um exemplo da história temporal de um pulso sonoro medido a 1 m da fonte (gerador de pulso), identificada como pulso inicial, usando um transdutor de pressão (Endevco modelo 8501B-100) montado na parede do tubo de descarga.

Na Fig. 4.8 são mostradas as medições simultâneas dos simuladores 1 e 2 e pelo transdutor de pressão (campo livre) dentro do tubo na posição de 6 m para o mesmo pulso inicial usando um volume de carga de 273 cm^3 e uma pressão de carga de 17,2 kPa. Os espectros dos pulsos em campo livre (6 m) e dos simuladores 1 e 2 são apresentados na Fig 4.9.

Os principais parâmetros físicos (pressão pico, tempo de subida e tempo de descida) que identificam o pulso que foram medidos pelos quatro transdutores simultaneamente estão na Tabela 4.1.

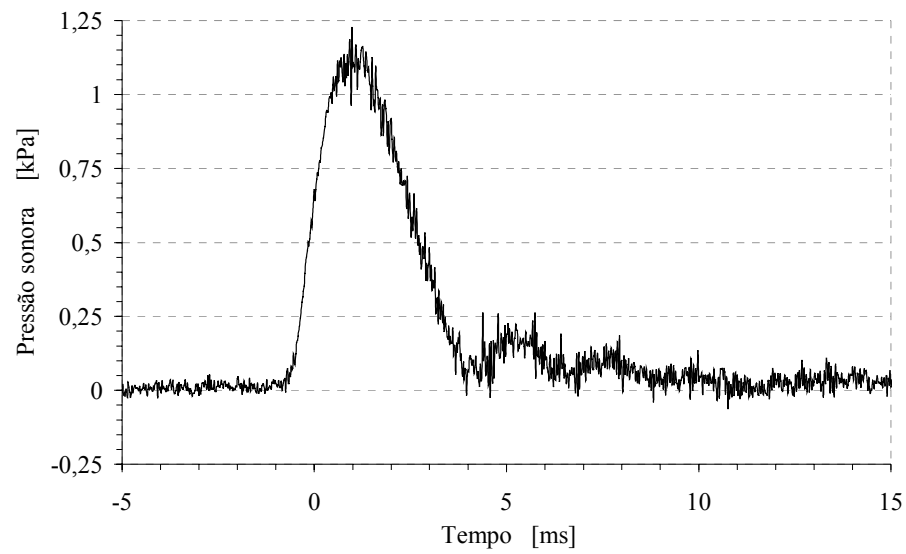


Figura 4.7 – Pulso inicial medido dentro do tubo de descarga, a 1 m do gerador (1,25 kPa \cong 156 dB).

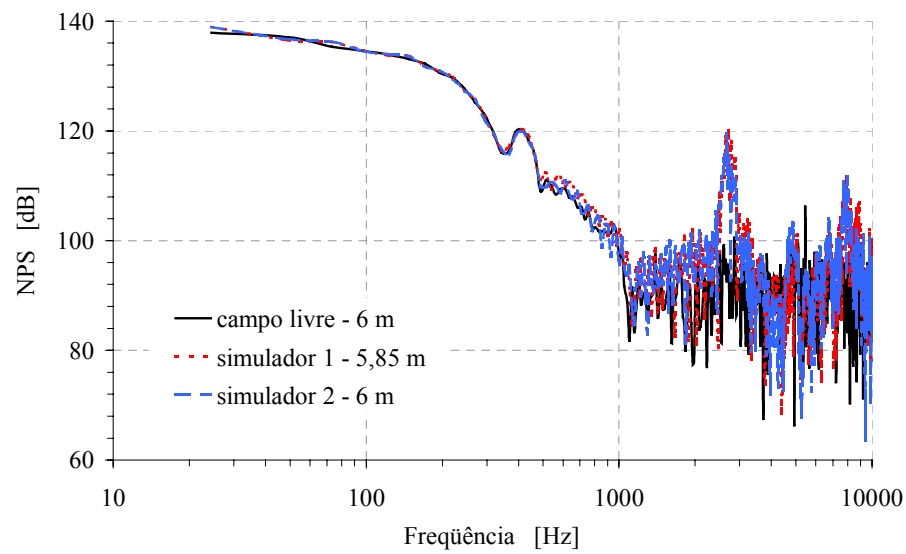


Figura 4.8 – Histórias temporais dos pulsos medidos dentro do tubo de descarga, a 6 m do gerador (1,25 kPa \cong 156 dB).

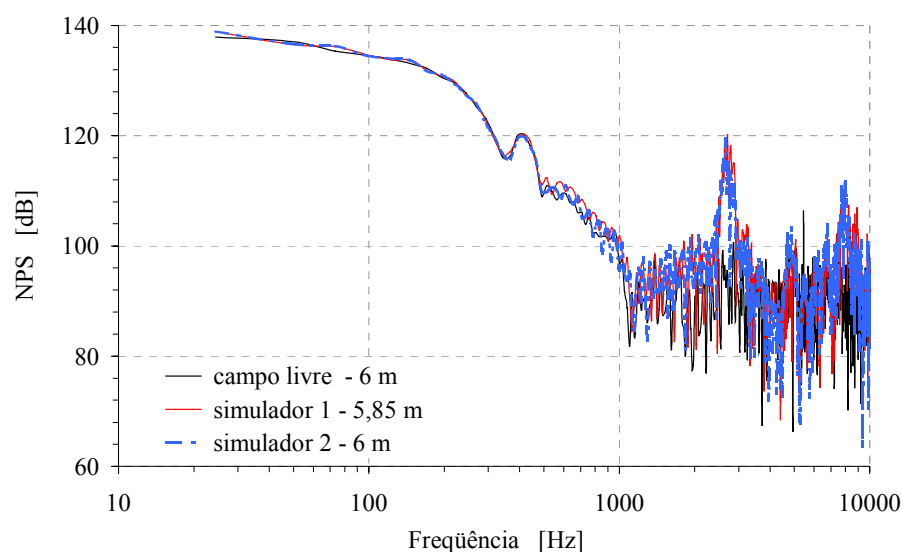


Figura 4.9 – Espectro sonoro dos pulsos medidos dentro do tubo de descarga, a 6 m do gerador.

Tabela 4.1 – Parâmetros físicos do pulso produzido com 273 cm^3 e $17,2 \text{ kPa}$ de volume e pressão de carga de ar.

Medição	Posição	Pressão sonora pico (100%)		Tempo de subida	Tempo de descida
	[m]	[Pa]	[dB]	[ms]	[ms]
campo livre	1	1225,1	155,7	1,5	2,8
campo livre	6	1168,0	155,3	1,4	2,8
simulador 1	5,85	1177,7	155,4	1,4	2,6
simulador 2	6	1153,2	155,2	1,5	2,6

A comparação da medição do pulso, usando os dois transdutores de pressão, instalados na parede do tubo em 1 m e 6 m, mostra que a variação foi menor que 5%, quando comparados os NPS pico (100%), portanto os contornos das paredes têm um pequeno efeito na variação da forma e amplitude do pulso. Pode ser observado da Fig. 4.8 que o pulso pode ser considerado como uma onda plana. É importante lembrar ao leitor que na Fig. 4.8 foi feita uma correção no tempo de 0,44 ms (velocidade de propagação do som de 344 m/s) no pulso medido com o simulador 1, o qual se encontra adiantado em 150 mm em relação à posição de medição de campo livre e do simulador 2 (6 m). A propagação do pulso como onda plana também pode ser verificada observando a semelhança dos espectros sonoros dos pulsos de campo livre e dos simuladores 1 e 2 (ver Fig. 4.9).

Na Fig. 4.9 nota-se que os simuladores 1 e 2 apresentam picos de ressonância devidos à cavidade do simulador de canal auditivo (30 mm de comprimento), nas frequências de 2663 Hz e 8013 Hz. Estes valores podem ser confirmados usando a expressão teórica para a frequência de ressonância de um tubo fechado por uma extremidade rígida (impedância infinita) e aberto no extremo oposto (Gerges, 1992):

$$f = \frac{(2n - 1) c}{4 L} \quad (4.1)$$

onde f é frequência (Hz), c é a velocidade do som (344 m/s para o ar), L é comprimento do tubo (canal auditivo simulado tem 30 mm de comprimento) e n é um número inteiro não negativo ($n = 1, 2, 3, \dots$). As frequências de ressonância obtidas com a Eq. (4.1) são equivalentes aos harmônicos ímpares ($2n-1 = 1$, $f = 2866,7$ Hz; $2n-1 = 3$, $f = 8600$ Hz; etc).

Os pulsos inicialmente gerados refletem diversas vezes nas extremidades do tubo de descarga, criando um trem de pulsos medidos pelo transdutor de pressão a 6 m da fonte (ver Fig. 4.10). Desta forma o pulso pode ser medido para várias distâncias de 6 m, 18 m, 30 m, até 102 m, com um tubo de comprimento finito de 12 m, sem a necessidade de usar um tubo tão comprido (Birch et al., 2003). Pode ser visto ainda nesta Fig. 4.10 que na propagação o pulso se distorce e forma frente de choque, e que existe uma atenuação nos picos de pressão devido aos efeitos dissipativos no interior do tubo.

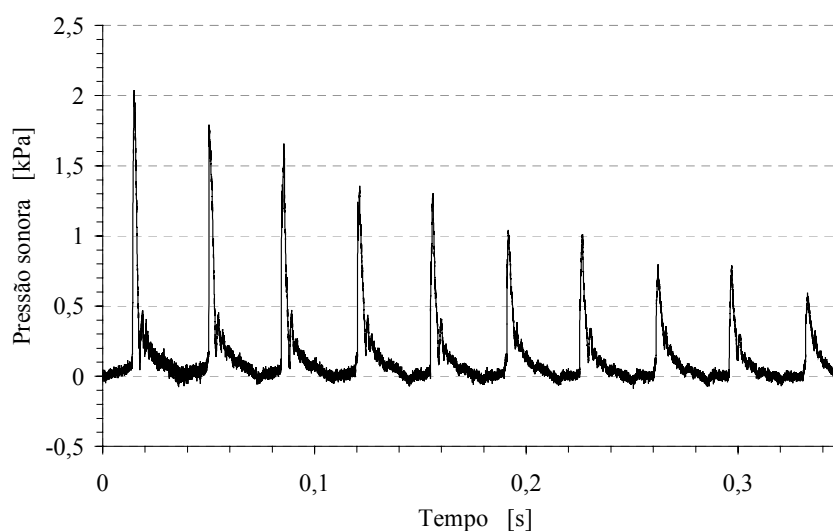


Figura 4.10 – Sequência de pulsos medidos em campo livre (posição 6 m).

Os pulsos são quantificados usando os parâmetros definidos pela norma ISO 10843 (ver seção 3.3.3). Para investigar que tipo de pulso pode ser gerado pela fonte do Sistema 1, foram gerados três pulsos, denominados A, B e C, com amplitudes iniciais aproximadamente iguais a 160 dB máximos, cujas pressões sonoras iniciais foram medidas a 1 m do gerador, no interior do tubo. Os pulsos foram produzidos usando um volume de carga de 273 cm³, uma pressão de ar de carga de 34,47 kPa (5 psi) e uma pressão de ar de descarga de 137,9 kPa (20 psi), 206,8 kPa (30 psi) e 275,8 kPa (40 psi) para o pulso A, B e C, respectivamente. A correspondente energia contida para cada descarga é de 0,038 joule, 0,056 joule e 0,075 joule. Na Tabela 4.2 são apresentadas as propriedades físicas (NPS pico, tempo de subida e tempo de descida) dos pulsos A, B e C. Os valores de NPS pico 100% representam os níveis sonoros máximos e os NPS pico 80% correspondem aos níveis que foram estimados usando a recomendação da norma ISO 10843.

Tabela 4.2 – Propriedades físicas dos pulsos A, B e C.

Pulso	NPS pico 100% [dB]	NPS pico 80% [dB]	T. de subida 80% [ms]	T. de descida 80% [ms]
A	160,0	158,1	1,3	2,1
B	160,5	158,6	0,7	1,7
C	160,9	158,9	0,01	0,2

A amplitude do pulso que se propaga dentro do tubo decresce devido aos efeitos dissipativos no fluido (termo-viscosidade e camada limite) e devido à radiação sonora através das paredes e dos extremos do tubo.

A Fig. 4.11 apresenta a variação do NPS pico (80%) com a distância acumulada para os pulsos A, B e C. Esta figura mostra o decaimento linear da pressão sonora para as diferentes distâncias de medição. Os respectivos valores dos NPS pico (80%) para cada pulso gerado e medido estão apresentados na Tabela 4.3. As taxas de decaimento linear para os pulsos A, B e C são 0,05 dB/m, 0,09 dB/m e 0,20 dB/m, respectivamente (ver Fig. 4.12).

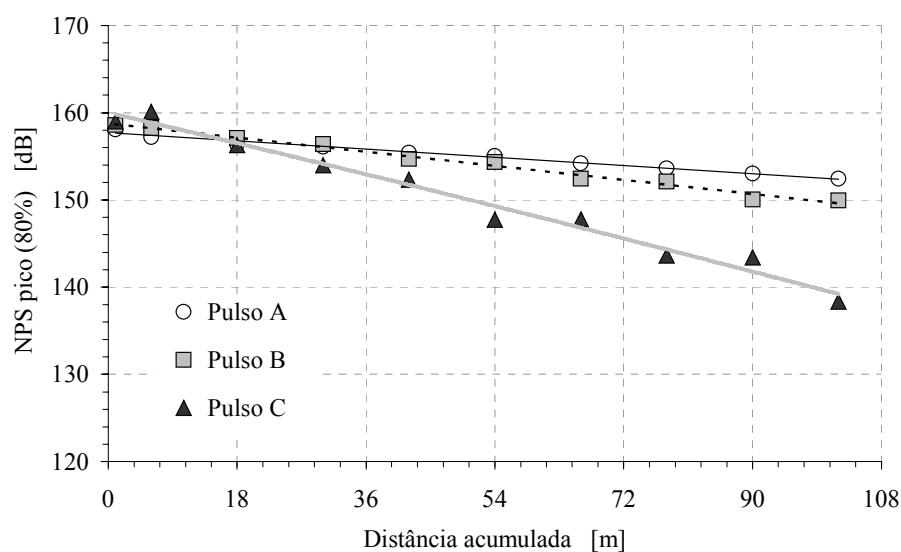


Figura 4.11 – Variação dos NPS pico (80%) dos pulsos A, B e C com a distância acumulada.

Tabela 4.3 – Valores dos NPS pico para os pulsos A, B e C.

Distância [m]	NPS pico (80%) [dB]		
	A	B	C
1	158,1	158,6	158,9
6	157,2	158,2	160,1
18	156,4	157,1	156,3
30	156,1	156,4	154,0
42	155,4	154,7	152,3
54	155,0	154,3	147,8
66	154,2	152,4	147,8
78	153,6	152,1	143,6
90	153,0	150,0	143,4
102	152,4	149,9	138,3

Na posição de 102 m são obtidos NPS pico (80%) de 152,41 dB para o pulso A, 149,94 dB para o pulso B e 138,34 dB para o pulso C, o que mostra que os NPS podem ser controlados para as diferentes posições do tubo, através da alteração dos tempos de subida. Os menores tempos de subida iniciais produzem as maiores atenuações com a distância de propagação (distância acumulada), mantendo os NPS iniciais constantes. Então, com o Sistema 1 é possível obter uma faixa dinâmica de trabalho ampla, ou seja, uma faixa de NPS acima e abaixo de 140 dB.

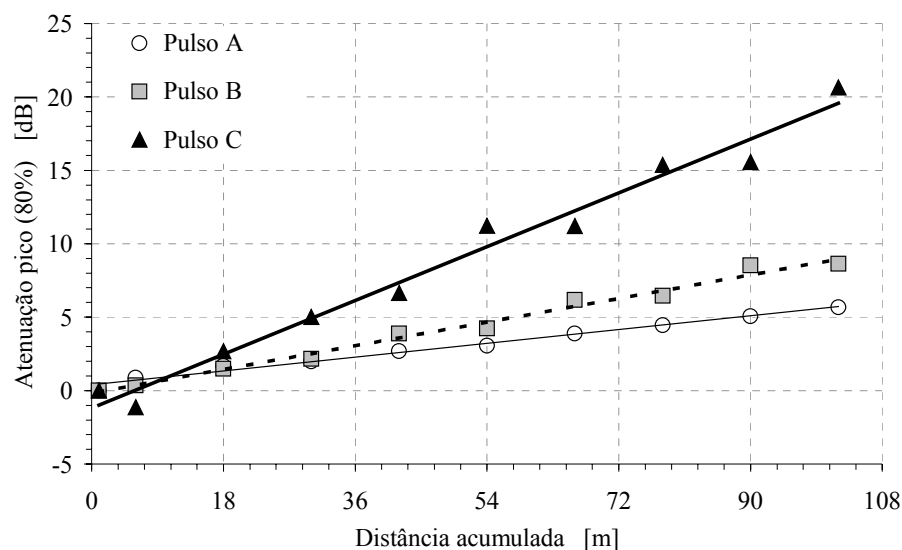


Figura 4.12 – Atenuação dos NPS pico (80%) dos pulsos A, B e C com a distância acumulada.

A distorção do pulso que se propaga no tubo pode ser avaliada medindo a mudança no tempo de subida dos pulsos em relação à distância de propagação acumulada, como mostra a Fig. 4.13. Os valores dos tempos de subida do pulso C são menores em comparação aos tempos dos pulsos A e B. Na posição de medição de 1 m o tempo de subida é de $10 \mu\text{s}$ para o pulso C, o qual representa um valor muito baixo, quase zero, indicando que o pulso C é gerado como uma onda de choque. O menor tempo de subida do pulso B é de 0,1 ms na posição de medição de 18 m, indicado que, segundo a teoria da acústica não linear (Halmilton e Blackstock, 1999), há a formação de uma onda de choque próxima desta posição. Já o pulso A não apresenta grandes variações no seu tempo de subida com a distância acumulada.

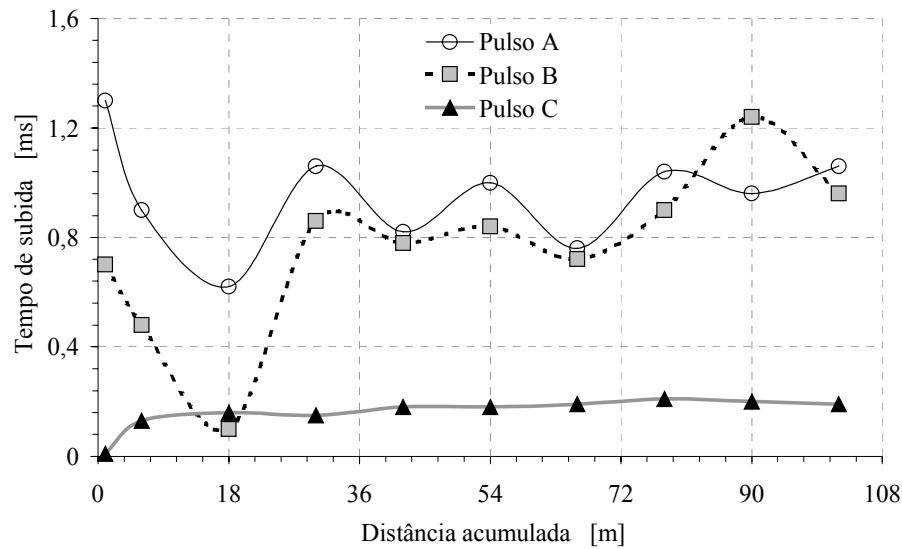


Figura 4.13 – Variação do tempo de subida com a distância acumulada.

A distância acumulada onde o tempo de subida atinge um mínimo é denominada de distância de choque acumulada experimental, \bar{x}_a . Como visto na seção 3.2.1, a distância de choque teórica é calculada da seguinte expressão (Hamilton e Blackstock, 1998):

$$\bar{x} = \frac{\rho_0 c_0^3}{\beta \max(\partial p / \partial t)},$$

onde, ρ_0 é a densidade do meio (para o ar $\rho_0=1,21 \text{ kg/m}^3$), c_0 é a velocidade da onda para amplitudes infinitesimais (para o ar $c_0=344 \text{ m/s}$), β é o coeficiente de não-linearidade para fluidos (para o ar $\beta=1,2$) e $\max(\partial p / \partial t)$ é o valor máximo da derivada temporal da pressão $p(x, t)$, e no caso de um pulso Friedlander este valor é estimado a partir da razão entre a pressão sonora máxima e o tempo de subida, sendo que as recomendações da norma ISO 10843 (1997) são aplicadas para a quantificação destes valores. Os valores para a distância de choque teórica \bar{x} e para \bar{x}_a são apresentados na Tabela 4.4. Dos cálculos destas distâncias de choque se observa que existe uma boa concordância para os pulsos B e C, o que mostra que estes pulsos se transformam em ondas de choque. A pequena diferença entre os valores teóricos e experimentais se deve ao posicionamento fixo do microfone a 6 m do gerador, o que não necessariamente coincide com a posição onde os choques se formam, também porque

na expressão para a distância de choque teórica não são levados em conta os efeitos de dissipação.

Tabela 4.4 – Distâncias de choque teórica e experimental para os pulsos A, B e C.

Pulso	NPS pico [dB]	\bar{x} [m]	\bar{x}_a [m]
A	158,1	33,3	18
B	158,6	16,9	18
C	158,9	0,2	1

Da Fig 4.13 nota-se que apesar do pulso A ter um NPS pico (80%) inicial de 158,1 dB, a forma da onda do pulso não muda muito com a distância acumulada e não há um valor mínimo bem definido de distância acumulada. Conseqüentemente, o pulso A não se transforma em uma onda de choque. Este fenômeno aparece porque os efeitos dissipativos se sobressaíram aos efeitos não-lineares (variação do tempo de subida), e assim se explica a baixa concordância entre a distância de choque teórica \bar{x} e a distância de choque experimental \bar{x}_a para o pulso A (ver Tabela 4.4).

Uma forma alternativa do tempo de subida para avaliar a distorção é examinando a partir da variação da inclinação do perfil da onda. Uma onda se transforma em um choque na posição onde a inclinação do perfil da onda atinge um máximo bem definido (ou teoricamente tende a um valor infinito). A inclinação da frente de onda, avaliada em kPa/ms, de um pulso de onda plana é calculada pela razão entre a diferença de 80% da pressão sonora máxima e o tempo de subida associado a esta diferença de pressão.

A Fig. 4.14 mostra que o pulso A não apresenta uma posição definida para o choque acontecer e os valores máximos para a inclinação da frente de choque estão entre 20 m e 40 m, cujo valor varia entre 1,2 kPa/ms e 2,4 kPa/ms. Já os pulsos B e C, cujas inclinações máximas com relação à distância acumulada são 14,3 kPa/ms a 18 m e 177,7 kPa/ms a 1m, respectivamente, se transformam em ondas de choque nas proximidades de 18 m e 1 m, respectivamente, como já foi mencionado anteriormente nesta seção. Esta análise da distorção da onda usando a inclinação do perfil da onda mostra que, apesar dela ser equivalente a análise usando o tempo de subida, com ela é mais fácil de perceber quando a onda se transforma numa onda de choque.

A variação do tempo de descida dos pulsos com relação à distância acumulada é mostrada na Fig. 4.15. A variação no tempo de descida é pequena e aproximadamente constante para o conjunto de medições da cada pulso e a tendência linear mostrou ser baixa. O

pulso A apresentou uma taxa de crescimento do tempo de descida em relação à distância acumulada de 0,026 ms/m, os pulsos B e C tiveram tendências crescentes de 0,071 ms/m e 0,002 ms/m, respectivamente. Note que o tempo de descida não foi afetado quando o pulso se transforma em uma onda de choque.

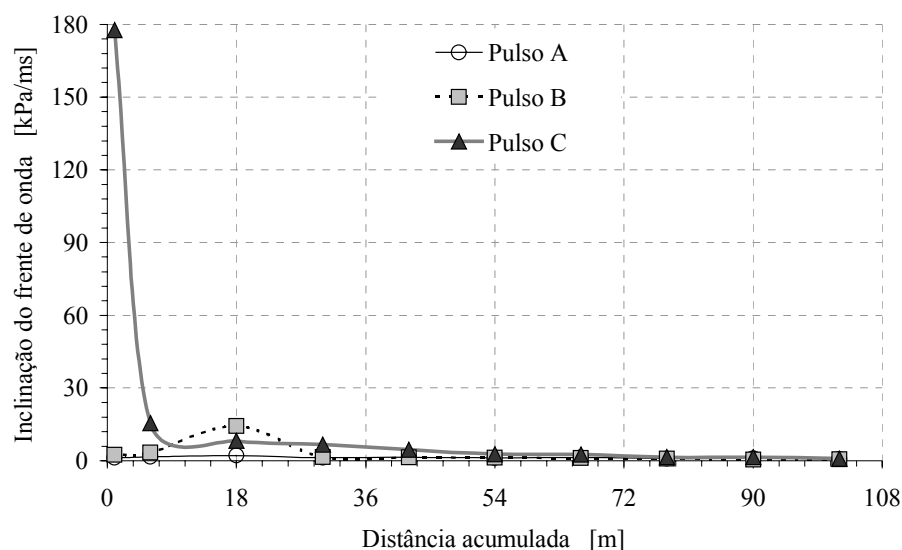


Figura 4.14 – Variação da inclinação do frente de onda com relação à distância acumulada.

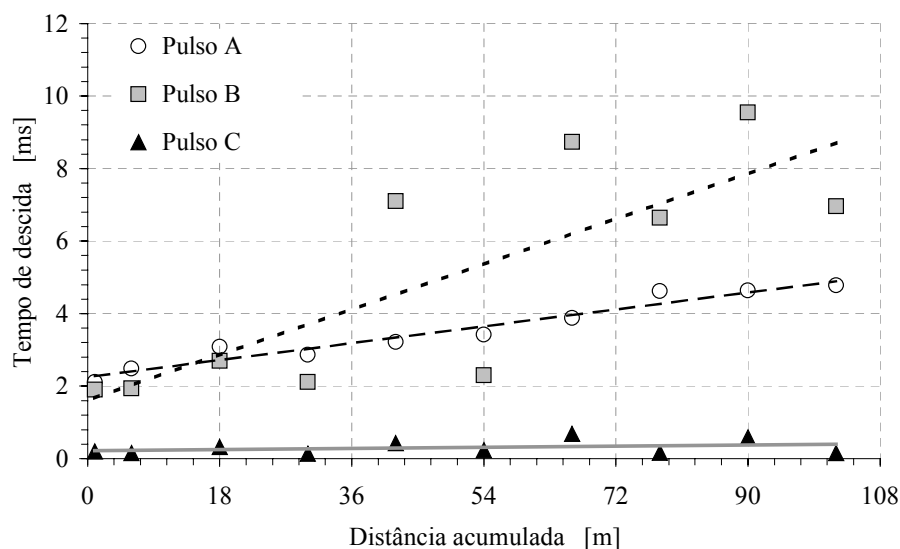


Figura 4.15 – Variação do tempo de descida com relação à distância acumulada.

Além do tempo de subida (ou inclinação da frente da onda), a razão entre o tempo de subida e a duração total pode ser usada para verificar a existência da formação da onda de choque. Teoricamente, uma onda de choque se forma quando a razão entre o tempo de subida

e a duração é zero, mas este critério não satisfaz condições reais em experimentos. Então, a onda de choque é formada se o tempo de subida é muito menor que a duração total do pulso.

Na Fig 4.16 é ilustrada a variação da razão entre o tempo de subida e a duração total quando o pulso se propaga ao interior do tubo. Da Fig 4.16 se conclui que os pulsos B e C formam ondas de choque, em 18 m e 1 m, respectivamente, onde a razão entre o tempo de subida e a duração total foi menor que 1%. Esta razão para o pulso B foi de 0,61% e para o pulso C foi de 0,83%. Nota-se que a mínima razão observada para o pulso A foi de aproximadamente 4%, o que comprova que o pulso A não forma uma onda de choque.

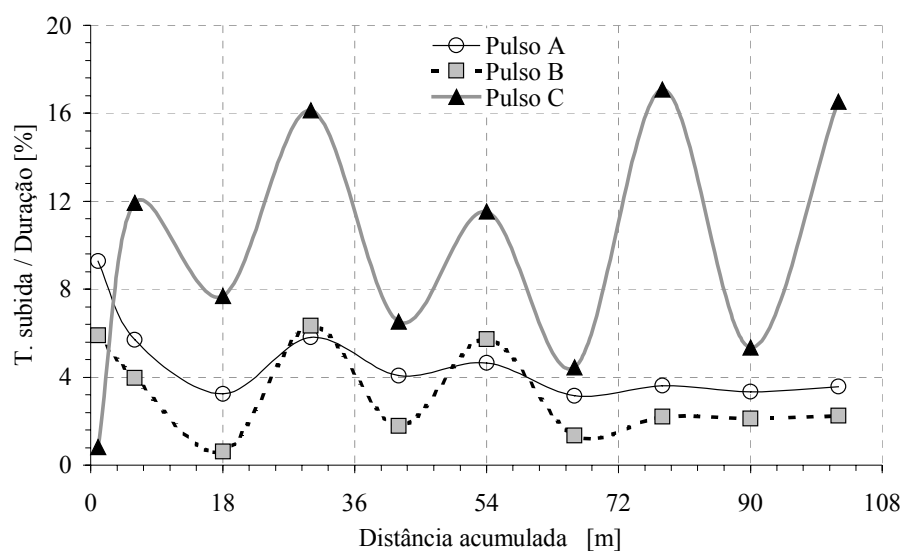


Figura 4.16– Variação da razão entre o tempo de subida e a duração total, ao longo do tubo de choque, no eixo x .

Como foi visto nas Figs. 4.13, 4.14 e 4.16, imediatamente após a formação da onda de choque se produz uma mudança no tempo de subida, o qual indica que a frente de onda do choque não é mantido por muito tempo devido à dissipação e o pulso passa a ser um pulso de amplitude finita que se propaga linearmente antes de se extinguir. Neste sentido pode ser analisado o caso do pulso C, o qual é gerado como uma onda de choque, mas o frente de onda de choque desaparece rapidamente e o pulso se propaga com tempo de subida praticamente constante. Este comportamento do pulso C se deve à sua alta taxa de atenuação que reduz a descontinuidade da frente de onda de choque.

A oscilação do tempo de subida e da duração total em função da distância de propagação acumulada, observadas nas Figs. 4.13 e 4.16, estão manifestadas como oscilações

a partir da posição de medição de 18 m. Estas oscilações podem ser atribuídas à leve diferença da impedância mecânica nos extremos do tubo, e como ambos extremos não são perfeitamente rígidos os pulsos são refletidos de forma diferente.

4.4 – Sistema 2 de Geração de Ruído Impulsivo

4.4.1 – Descrição do Tubo 500 mm com a Cabeça Artificial

O Sistema 2 é constituído de um gerador de pulsos, cujos princípios foram descritos na seção 4.1, acoplado ao tubo cilíndrico de pvc (denominado aqui de tubo de descarga). Este tubo possui 2 mm de espessura, e comprimento e diâmetro de 12 m e 0,5 m, respectivamente. O pulso sonoro gerado se propaga no interior do tubo e atinge uma cabeça artificial e os instrumentos de medição instalados a 7 m da fonte. A cabeça artificial foi suspensa pela base e instalada em um suporte que permite a sua fixação vertical (no centro do tubo) e sua rotação livre em torno do eixo longitudinal do suporte, permitindo assim variar o ângulo de incidência do pulso na cabeça artificial, conforme mostra a Fig. 4.17. O sistema permite medições com protetor do tipo tampão e do tipo concha.

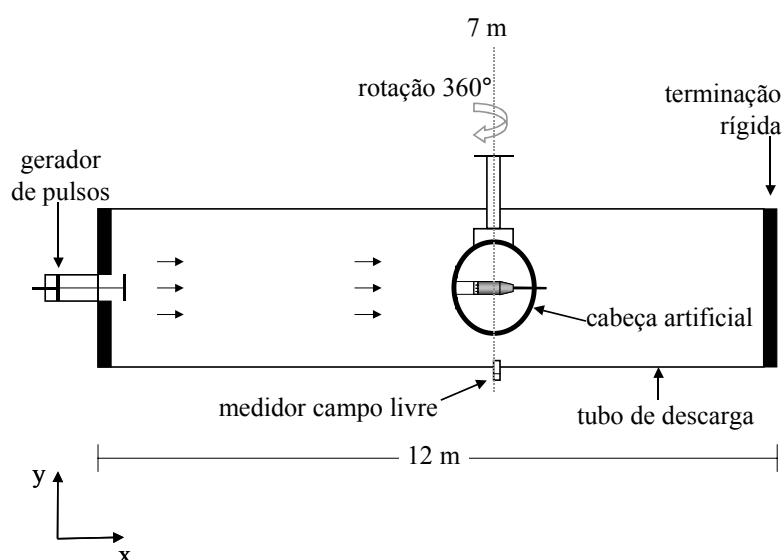


Figura 4.17– Configuração do Sistema 2 de medição.

As medições de pressão sonora foram realizadas simultaneamente com um transdutor de pressão, o qual mediu a pressão sonora de campo livre, e com um microfone capacitivo de

¼” de diâmetro instalado no simulador do canal auditivo com o protetor auditivo. Assim, o cálculo da atenuação sonora foi obtida a partir da diferença entre os níveis de pressão sonora com (microfone no simulador) e sem o protetor auditivo (pressão sonora de campo livre).

As medições de campo livre foram efetuadas com um transdutor de pressão (Endevco 8501B-100), o qual foi montado na parede do tubo de descarga na posição de 7 m e normal à direção da passagem dos pulsos. O sinal do transdutor de pressão foi processado por um condicionador Fylde FE-492-BS e amplificador FE-254-GA, e foi registrado pela placa de aquisição de dados transientes MTEC T114-4.



Figura 4.18 – Fotografias do tubo de descarga de 0,5 m de diâmetro, do gerador de ruído impulsivo e da cabeça artificial.

A Fig. 4.19 mostra um corte da cabeça artificial com o simulador do canal auditivo e os instrumentos de medição utilizados para medir a atenuação com um protetor tipo concha. Uma figura similar à Fig. 4.19 pode ser criada para o protetor tipo tampão, bastando retirar desta figura o protetor tipo concha e inserir o protetor tipo tampão no simulador do canal auditivo. Como no Sistema 1, o canal auditivo humano foi simulado por um tubo plástico de comprimento igual a 50 mm, espessura de 4 mm e diâmetro interno de 8 mm. Destes 50 mm, 20 mm é usado para fixar o microfone (¼” B&K tipo 4938) dentro do simulador do canal auditivo. O microfone simula o comportamento da membrana timpânica. O sinal do microfone foi processado usando o amplificador B&K tipo 2636 e armazenado no registrador

de transiente MTEC T114-4. A montagem do microfone instalado no simulador do canal auditivo e dentro da cabeça artificial é mostrada na Fig. 4.20, onde se observa a cabeça artificial aberta e os equipamentos utilizados.

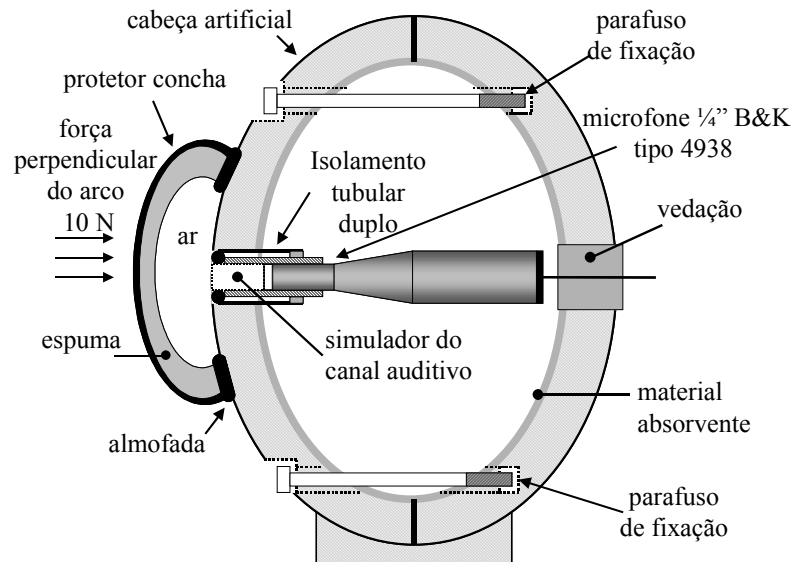


Figura 4.19 – Corte da seção da cabeça artificial e do canal auditivo simulado quando usados com um protetor tipo concha.

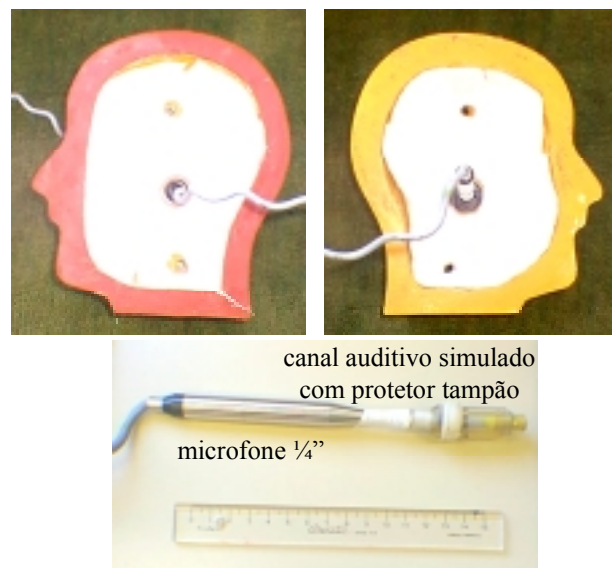


Figura 4.20– Cabeça artificial aberta e o canal auditivo simulado com protetor tipo tampão.

A cabeça artificial padronizada, fabricada de acordo com a norma ANSI S3.36-1985 (ASA 58-1985), consiste em uma cabeça oca que simula o tamanho, peso e forma de uma

cabeça humana. A cabeça é fabricada de poliuretano, com 20 mm de espessura e é revestida internamente com material absorvente. Esta cabeça é formada por duas peças que se unem através de um sistema de fixação de dois parafusos. Ela conta com duas aberturas cilíndricas, sendo que uma delas permite a instalação de uma orelha artificial. Note (Figs. 4.19 e 4.20) que, nos experimentos feitos neste trabalho, não foi usado nenhum mecanismo de audição externa, como um molde do pavilhão da orelha externa humana, e foi considerada uma superfície plana e rígida como contorno na entrada do canal auditivo.

O protetor tipo concha foi posicionado cobrindo a entrada do canal auditivo e fixado na cabeça artificial pelo próprio arco, o qual sustenta e aplica na concha uma força constante de aproximadamente 10 N, que comprime o protetor sobre a superfície da cabeça.

Para o Sistema 2 de medição também foi utilizado um isolamento tubular duplo para evitar a transmissão sonora lateral, o qual protegeu o microfone instalado dentro da cabeça (ver Fig 4.20). Este sistema de enclausuramento fornece uma diminuição sonora de aproximadamente 60 dB, para pulsos entre 140 e 160 NPS pico e em uma ampla faixa de frequências. Para testar este enclausuramento o canal auditivo foi fechado com um cilindro de aço e protegido com uma placa de chumbo.

4.4.2 – Caracterização Acústica do Sistema 2

Ao contrário do Sistema 1, no Sistema 2 apenas a primeira incidência na cabeça do pulso gerado é considerado, pois as demais incidências devidas às reflexões do pulso nas extremidades do tubo de descarga são afetadas pela presença da cabeça (ver Fig. 4.18). A geração dos pulsos sonoros é efetuada mediante uma combinação de alguns parâmetros da fonte geradora, tais como o volume de ar de carga e o tipo de membrana que atua como diafragma flexível que provoca a criação do pulso.

Inicialmente, são apresentados resultados que mostram que o pulso gerado se comporta como uma onda plana. Para tal, foi usado o esquema descrito na Fig. 4.21, onde três transdutores são instalados em linha a 7 m da fonte e no plano perpendicular à posição de medição. Um transdutor de pressão de 1/8" Endevco foi fixado na superfície do tubo a 25 cm do centro (microfone 1), um microfone de 1/4" da B&K (microfone 2) foi instalado no centro do tubo, e um outro microfone de 1/4" da B&K (microfone 3) foi posicionado a 12,5 cm (um quarto do diâmetro) do centro do tubo e do lado oposto ao microfone 1.

Na Tabela 4.5 estão apresentados os principais parâmetros dos pulsos medidos com os três transdutores produzidos com um volume de ar de carga de 250 cm^3 e $689,5 \text{ kPa}$ de pressão de carga.

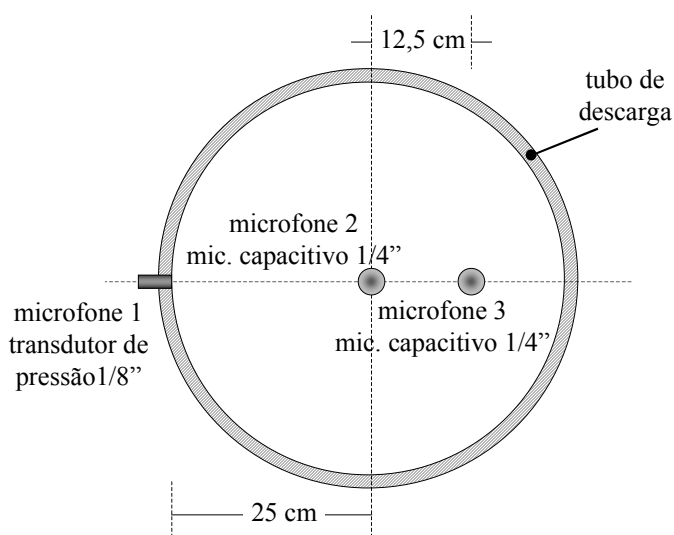


Figura 4.21– Esquema de medição de ondas planas no tubo de 500 mm.

Tabela 4.5– Parâmetros físicos do pulso de onda plana
produzido com volume de carga de 250 cm^3 e pressão de carga de $689,5 \text{ kPa}$.

Microfone	Posição [m]	Pressão sonora pico 100% [Pa]	T. de subida [ms]	T. de descida [ms]
1	0,25	329,4	6,0	11,8
2	0	292,4	5,7	7,7
3	0,125	317,4	5,7	7,7

A Fig. 4.22 mostra as histórias temporais dos três pulsos sonoros medidos a 7 m da fonte (gerador de pulsos), os quais são identificados como pulsos medidos na superfície (microfone 1), no centro (microfone 2) e na metade entre o centro e a superfície (microfone 3). Os respectivos espectros destes pulsos são apresentados na Fig 4.23. Conclui-se através das Figs. 4.22 e 4.23 que o pulso gerado se propaga como uma onda plana.

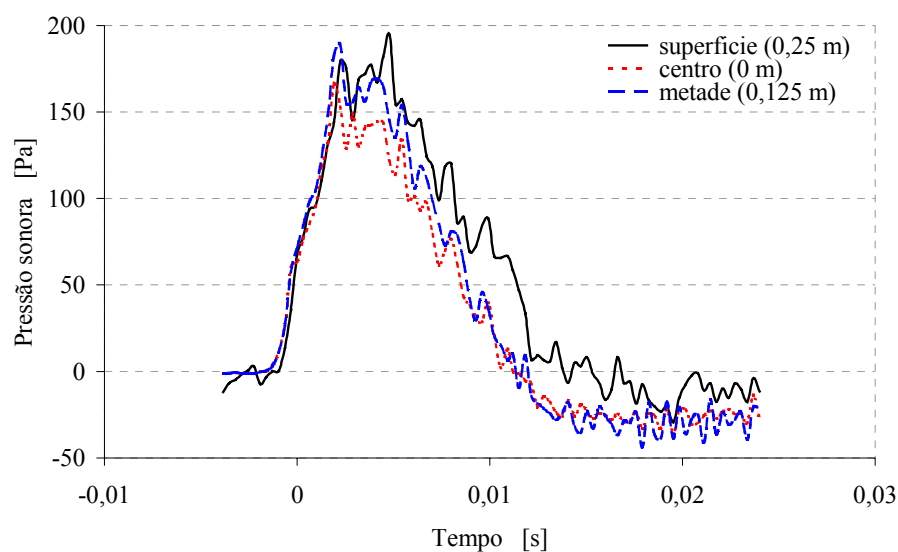


Figura 4.22 – Pulsos sonoros das três medições no plano de 7 m.

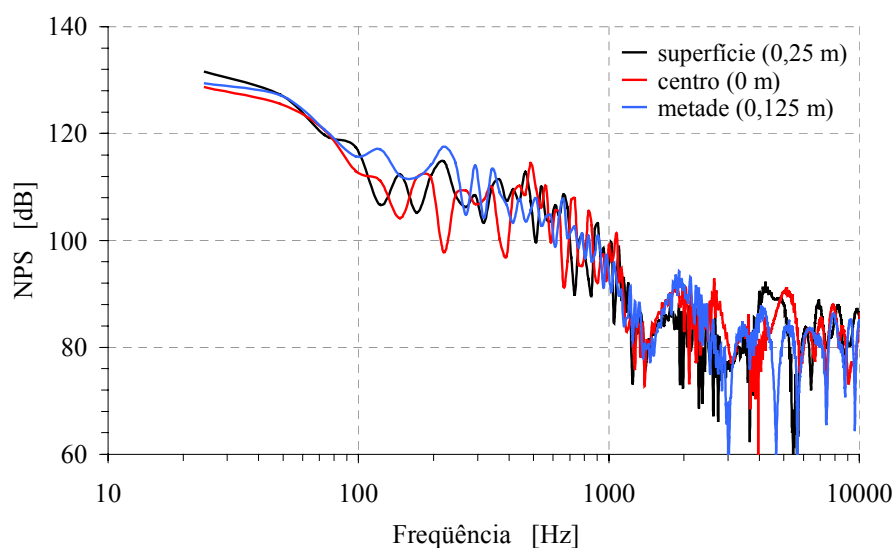


Figura 4.23 – Espectro dos três pulsos medidos no plano de 7 m.

Como visto na seção 3.2.2 atrás da onda de compressão propaga-se um fluxo de ar devido à liberação do pulso no tubo de descarga, portanto na caracterização do Sistema 2 também foi considerada a verificação das medições dos pulsos sonoros utilizando um protetor de vento de espuma instalado no microfone de ¼" da B&K tipo 4135 e posicionado perpendicular ao plano na posição de 7 m. O pulso que se apresenta na Fig. 4.24, sem e com o protetor de vento, e cuja duração total é de 20 ms foi gerado com uma pressão de carga de 551,6 kPa (80 psi), com um volume 250 cm³, foi utilizada uma membrana de borracha (pneu)

preta de 1,4 mm de espessura e uma pressão de descarga fixa de 827,4 kPa (120 psi). O caso da Fig. 4.25 mostra o pulso com uma duração de 25 ms, sem e com o protetor de vento, com uma carga de pressão de ar de 137,9 kPa (20 psi), e um volume de 250 cm³. Conclui-se que não é necessário o uso de protetor de vento na caracterização acústica do Sistema 2.

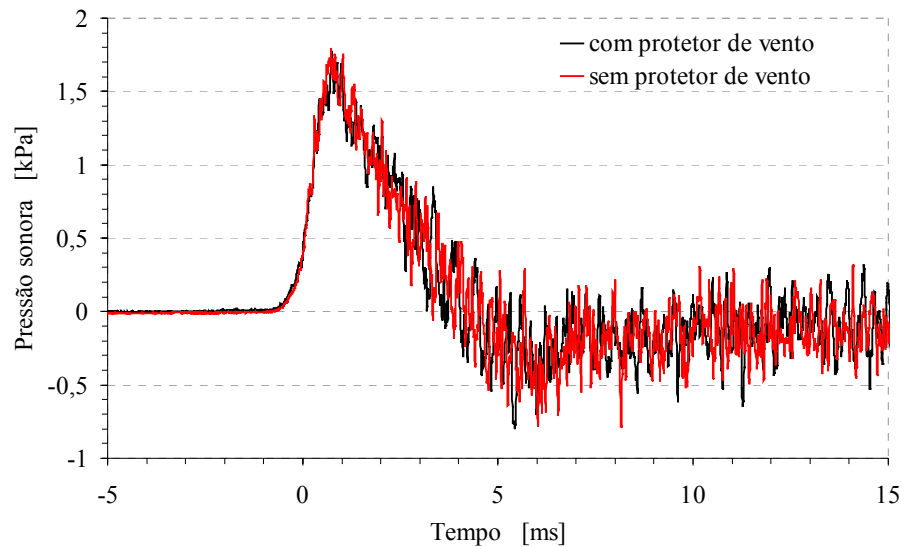


Figura 4.24– Pulso com uma duração de 20 ms, sem e com o protetor de vento, com uma carga de pressão de ar de 551,6 kPa (80 psi), e volume de 250 cm³.

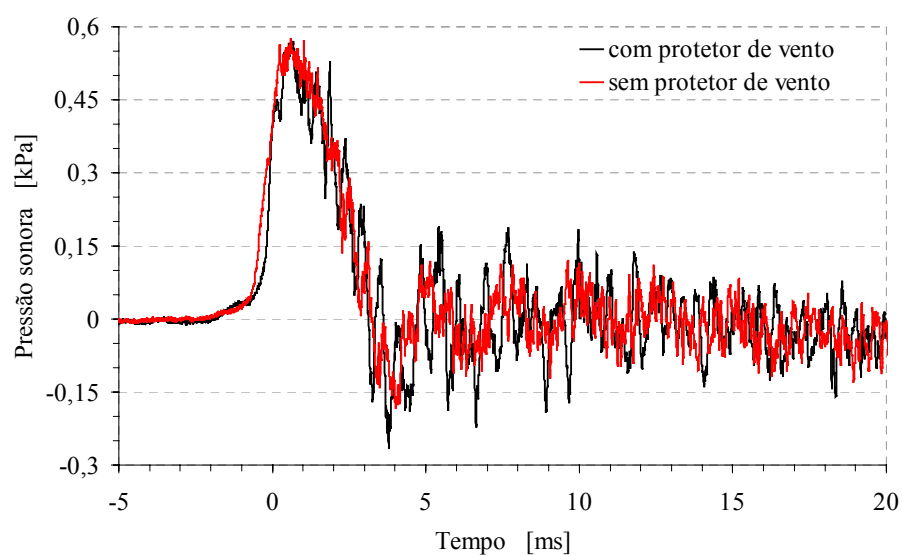


Figura 4.25– Pulso com uma duração de 25 ms, sem e com o protetor de vento, com uma carga de pressão de ar de 137,9 kPa (20 psi), e volume de 250 cm³.

O Sistema 2 pode variar os seguintes parâmetros: o volume de carga, o tipo de membrana para o diafragma e a pressão de carga. Diversos tipos de pulsos podem ser criados combinando estes três parâmetros.

Três tipos de membranas podem ser usados. As membranas têm o mesmo diâmetro igual a 85 mm e diferentes espessuras. As membranas são denominadas de membrana A (Amarela, fabricada de borracha de balão), membrana P (Preta, fabricada de borracha de pneu de automóvel) e membrana V (Vermelha, fabricada de borracha de silicone). A Tabela 4.6 mostra as características de cada membrana. A Fig. 4.26 mostra como são instaladas as membranas no gerador de pulsos, com os diferentes volumes de carga que permite o cilindro. Apesar das propriedades elásticas das membranas não serem conhecidas, por inspeção, pôde-se dizer que a membrana vermelha é a mais rígida e a membrana amarela é a mais flexível. Estes tipos de membranas foram escolhidos porque eles são facilmente encontrados no mercado.

Tabela 4.6 – Tipos de membranas utilizadas com o gerador de pulsos do Sistema 2.

Membrana	Material (borracha)	Espessura [mm]
A	Balão	0,5
P	Pneu	1,4
V	Silicone	2,0

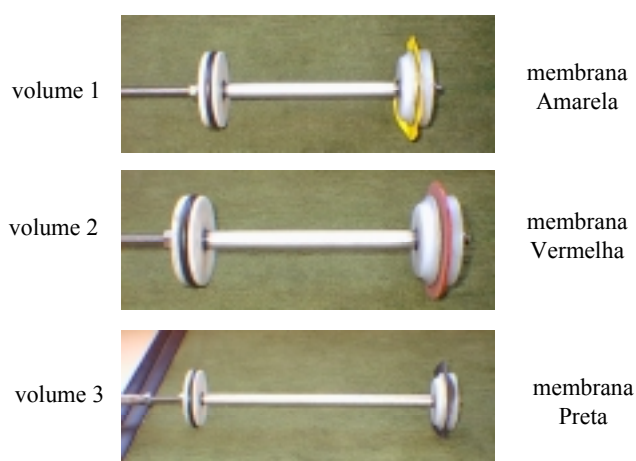


Figura 4.26 – Membranas A, V e P instaladas no gerador de pulsos.

Os três volumes usados são obtidos variando o comprimento do cilindro do gerador de carga em 7,5 cm, 13,5 cm e 30 cm. O raio do cilindro é constante (3,255 cm). Os volumes são denominados de Volume 1, 2 e 3 conforme a Tabela 4.10.

Tabela 4.7 – Volumes utilizados para produzir pulsos sonoros com o gerador.

Volume de carga	Comprimento do cilindro de carga	Volume
	[cm]	[cm ³]
1	7,5	250
2	13,5	500
3	30	1000

Também podem ser usados quatro valores para a pressão de carga 0,14 MPa (20 psi), 0,28 MPa (40 psi), 0,41 MPa (60 psi) e 0,55 MPa (80 psi). De acordo com a Tabela 4.8, a combinação entre as cargas de pressão e os Volumes 1, 2 e 3 permite estabelecer opções para gerar os pulsos, com uma pressão de ar de descarga constante na válvula do pistão de descarga igual a 827,4 kPa (120 psi). Destaca-se que nesta tabela é apresentada a quantidade de energia de carga necessária para provocar estes pulsos. Os valores de energia de carga são baixos em relação aos pulsos sonoros de grande amplitude que são gerados e em comparação a outros sistemas de geração de pulsos que utilizam descompressão de ar ou explosivos (Vergara, 1999).

Tabela 4.8 – Energia de carga utilizada para gerar pulsos de grande amplitude.

Pressão de ar de carga		Energia de carga [Joule]		
[psi]	[MPa]	Volume 1 250 cm ³	Volume 2 500 cm ³	Volume 3 1000 cm ³
20	0,1	34,5	68,9	137,9
40	0,23	68,9	137,9	275,8
60	0,4	103,4	206,8	413,7
80	0,6	137,9	275,8	551,6

A análise do tipo de pulso criado da combinação dos parâmetros da fonte será feita investigando os parâmetros que caracterizam o pulso (NPS pico (80%), tempo de subida e tempo de descida).

As Figs. 4.27, 4.28 e 4.29 mostram como, fixando o volume de carga, o NPS pico (80%) varia com a energia de carga (ou pressão de carga) para os três tipos de membrana. Observa-se que para as três membranas, o NPS pico (80%) aumenta linearmente com a energia de carga. Independentemente do valor do volume de carga, a membrana A (a mais flexível) cria, para determinada energia de carga, os menores NPS pico (80%). Observa-se também que para uma determinada energia de carga e tipo de membrana, quando maior o volume maior o NPS pico (80%) do pulso criado.

Observa-se no gráfico da Fig 4.27 que os valores de NPS pico (80%) oscilam entre 144,2 e 159,9 dB. A curva que apresenta os menores valores é a correspondente à membrana Amarela e a curva da membrana Vermelha mostra NPS pico maiores entre 0,1 e 0,4 MPa de pressão de carga. A partir de 0,4 MPa a curva da membrana Preta mostra valores superiores. Em termos gerais, as três curvas crescem linearmente com uma inclinação que varia entre 0,07 e 0,1 dB por pressão de carga aplicada.

Da Fig. 4.28 verifica-se que os NPS pico (80%) estão entre 147,3 e 160,6 dB. As curvas superior e inferior são as das membranas Preta e Amarela, respectivamente. As três curvas crescem linearmente em NPS pico à medida que cresce a pressão de carga, com uma inclinação média de 0,04 dB/Joule.

Os valores dos NPS pico com o Volume 3, na Fig. 4.29, oscilam entre 149,62 e 161,36 dB. Neste caso a curva representativa da membrana Amarela é inferior e a da membrana Preta é superior. As três curvas crescem linearmente com uma taxa de 0,02 dB/Joule e a tendência é que estas curvas se aproximem entre si ao atingir os 160 dB.

Os gráficos das Fig. 4.30, Fig 4.31 e Fig 4.32 mostram como, para um determinado tipo de membrana, o NPS pico (80%) varia com a energia de carga. Como nas Figs. 4.27 a 4.29, o NPS pico (80%) aumenta com a energia de carga. Entretanto, o crescimento não é linear, aproximando-se mais de um crescimento logarítmico. Observa-se para todas as membranas que, para valores de energia de carga pequenos (menores ou iguais a 200 Joule), o volume 1, que é o menor volume, fornece os maiores NPS pico (80%). NPS pico (80%) acima de 155 dB só foram alcançados pelos volumes 2 e 3, independentemente do tipo de membrana.

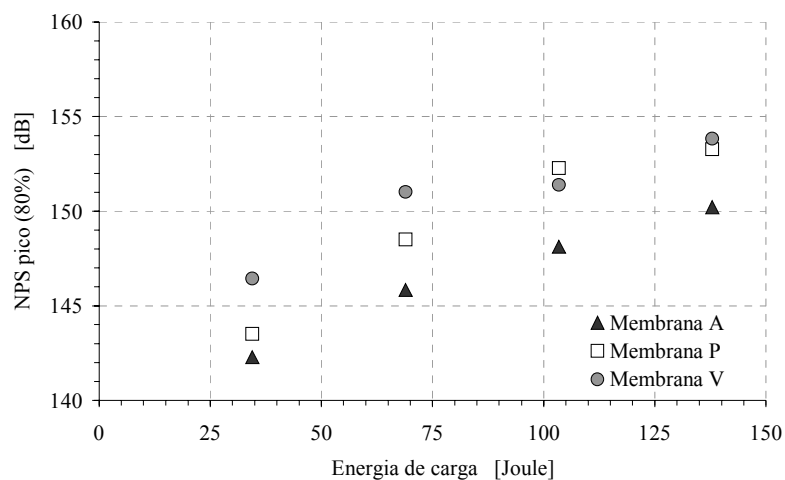


Figura 4.27 – NPS pico (80%) para as membranas A, P e V, com o volume 1.

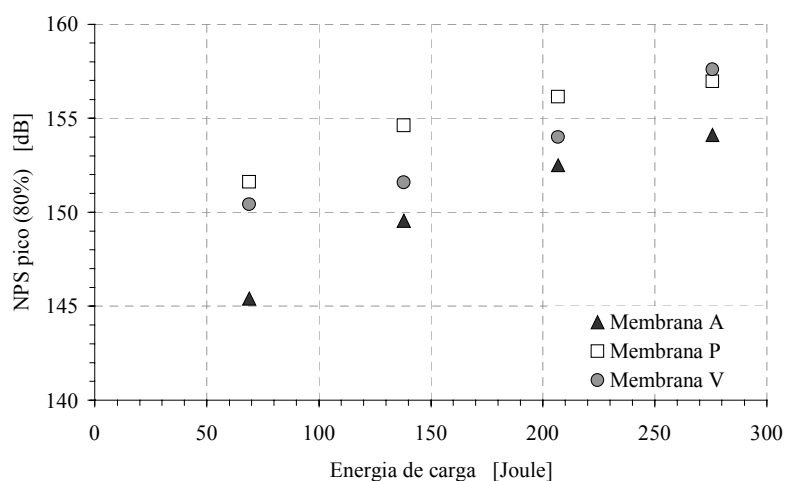


Figura 4.28 – NPS pico (80%) para as membranas A, P e V, com o volume 2.

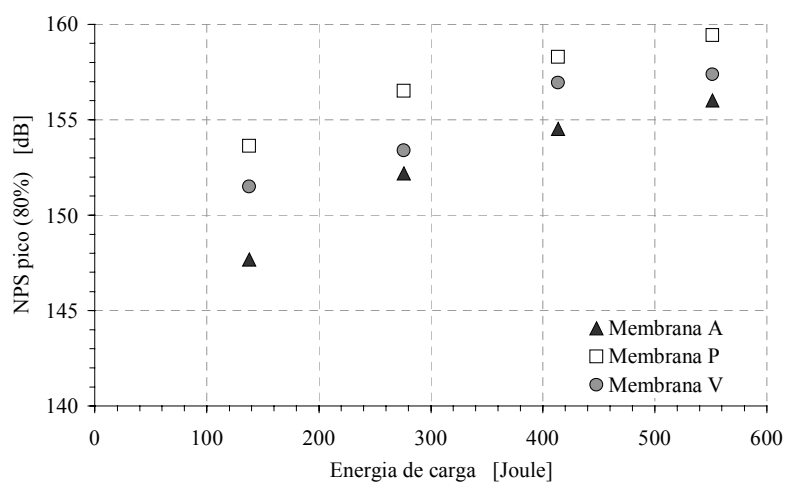


Figura 4.29 – NPS pico (80%) para as membranas A, P e V, com o volume 3.

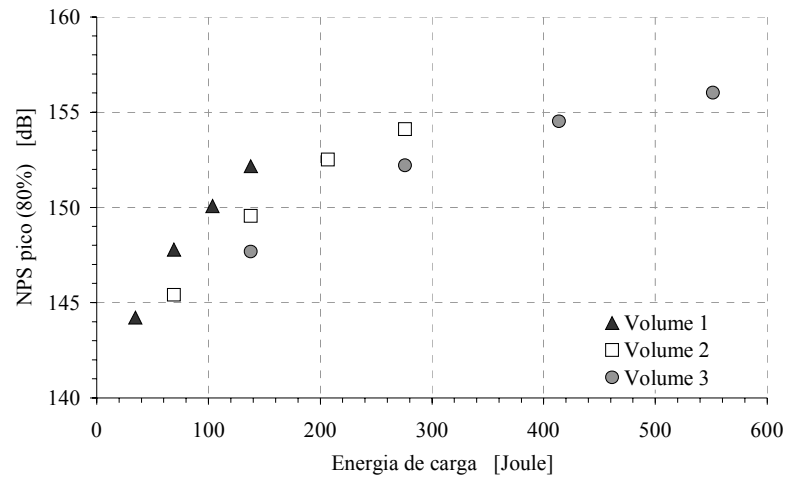


Figura 4.30 – NPS pico (80%) para os volumes 1, 2 e 3, com a membrana A.

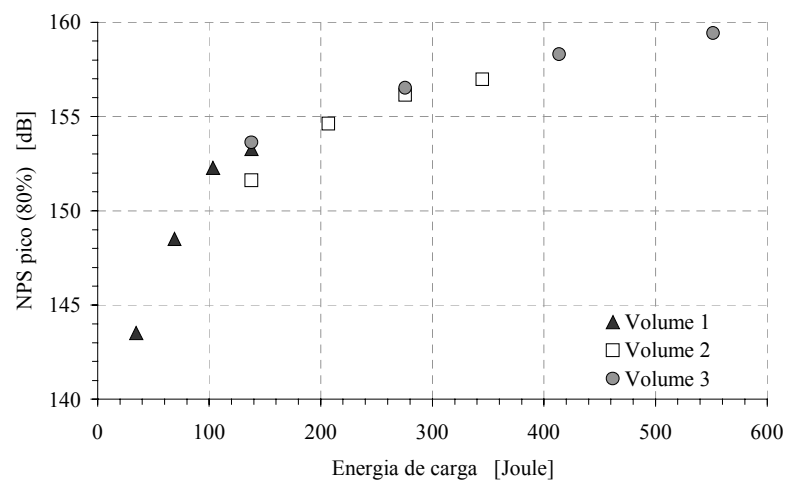


Figura 4.31 – NPS pico (80%) para os volumes 1, 2 e 3, com a membrana P.

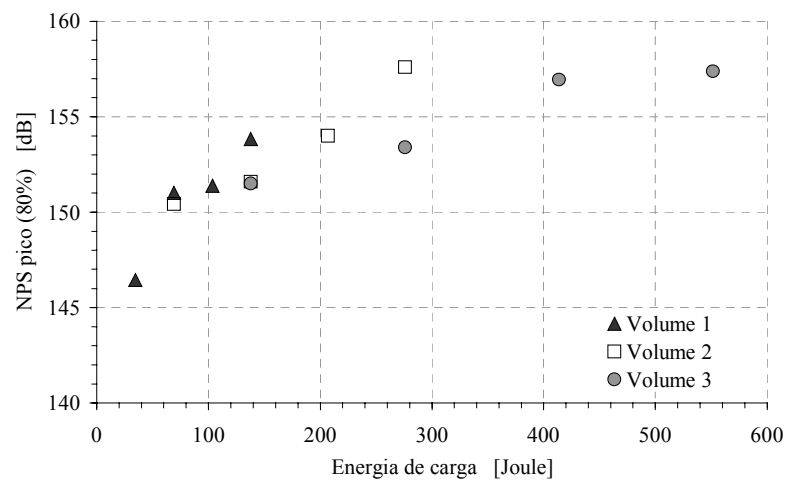


Figura 4.32 – NPS pico (80%) para os volumes 1, 2 e 3, com a membrana V.

A variação do tempo de subida com a energia carga, para as três membranas, é ilustrada nas Figs. 4.33 a 4.35, quando são considerados fixos os volumes de carga. A membrana A (mais flexível) criou os pulsos com os maiores tempos de subida, independentemente do volume usado no experimento. As membranas Preta e Vermelha criaram pulsos com valores de tempo de subida similares, para todos os tipos de membrana. Observa-se que para todas as membranas, o tempo de subida tende a um valor constante quando se incrementa a pressão de carga. Isto indica que o tempo de subida, ao contrário do NPS pico (80%), é mais sensível ao tipo de membrana do que ao nível de energia de carga.

Os gráficos das Figs. 4.36 a 4.38 mostram as variações dos tempos de subida com a energia de carga, para cada membrana fixa e variando o volume de carga. Os resultados confirmam que para a membrana Amarela os tempos de subida estão em torno de 3 ms e são maiores que os tempos de subida das membranas Preta e Vermelha, cujos valores se aproximaram de 0,8 ms e 1 ms, respectivamente.

Nas Figs. 4.39 a 4.41 apresenta-se o comportamento do tempo de descida do pulso medido com relação à energia de carga para as três membranas e fixando o valor do volume de carga.

Similarmente ao NPS (80%) e ao contrário do tempo de subida, o tempo de descida, para os três volumes e as três membranas, cresce linearmente com a energia de carga. Os três gráficos também mostram que, fixando o volume e a energia de carga, os valores dos tempos de descida dos pulsos produzidos por todas as membranas foram aproximadamente iguais. Este tipo de comportamento foi mais acentuado quando o volume 1 (o menor volume) foi usando. Pode-se concluir então que o tipo de membrana não influencia muito o valor do tempo de descida criado, sendo o volume e a carga os parâmetros mais importantes. Finalmente, pode-se verificar dos três gráficos que, para todas as membranas e para uma energia de carga fixa, o tempo de descida aumenta com o volume de carga.

Os gráficos das Figs. 4.42 a 4.44 representam o crescimento linear dos tempos de descida para cada membrana fixa e os três volumes considerados, quando os valores de carga de pressão são incrementados.

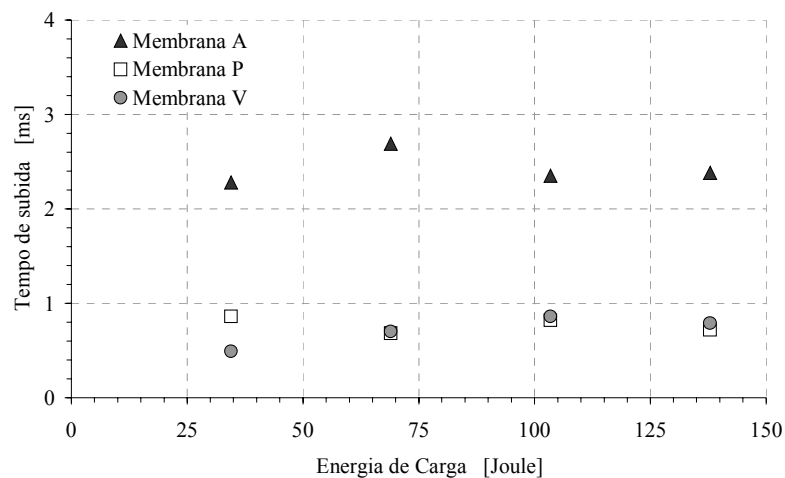


Figura 4.33 – Tempo de subida para as membranas A, P e V, com o volume 1.

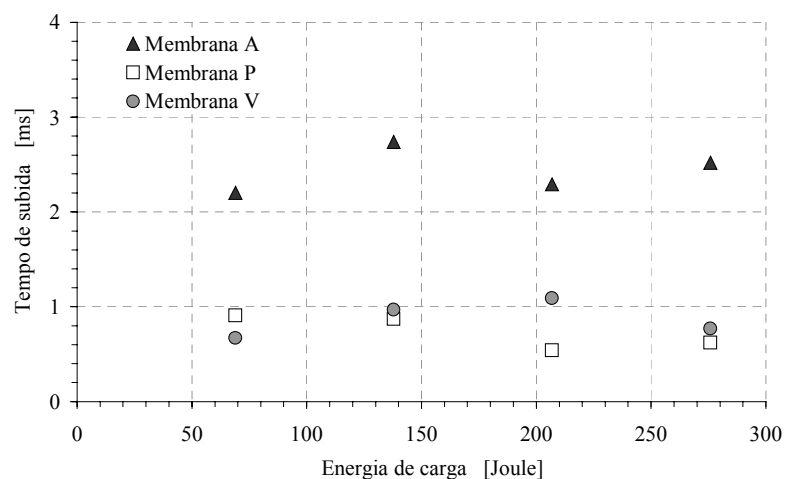


Figura 4.34 – Tempo de subida para as membranas A, P e V, com o volume 2.

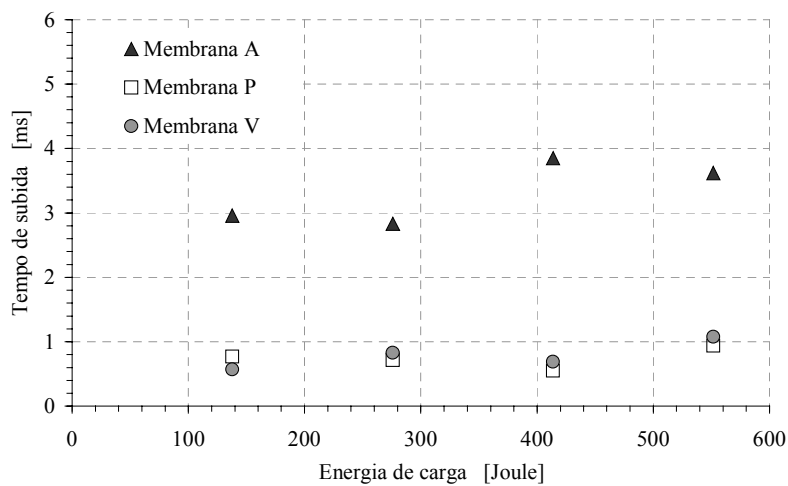


Figura 4.35 – Tempo de subida para as membranas A, P e V, com o volume 3.

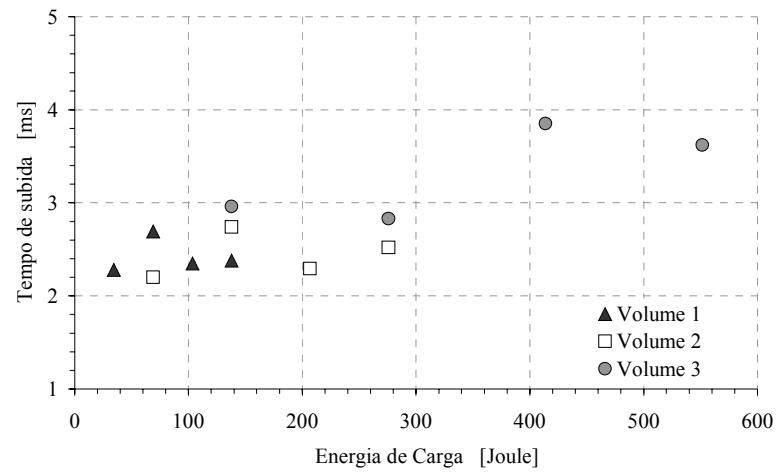


Figura 4.36 – Tempo de subida para os volumes 1, 2 e 3, com a membrana A.

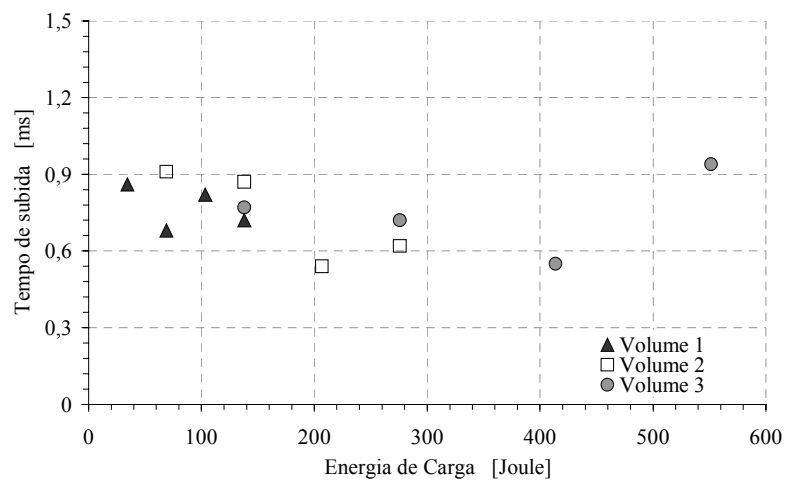


Figura 4.37 – Tempo de subida para os volumes 1, 2 e 3, com a membrana P.

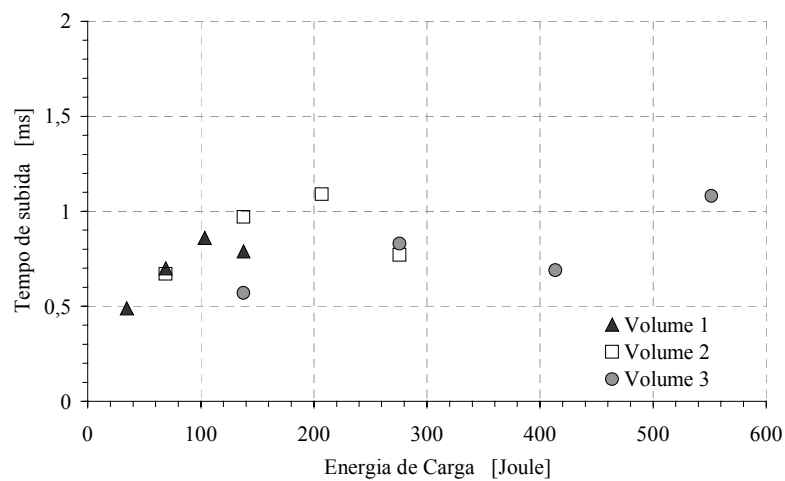


Figura 4.38 – Tempo de subida para os volumes 1, 2 e 3, com a membrana V.

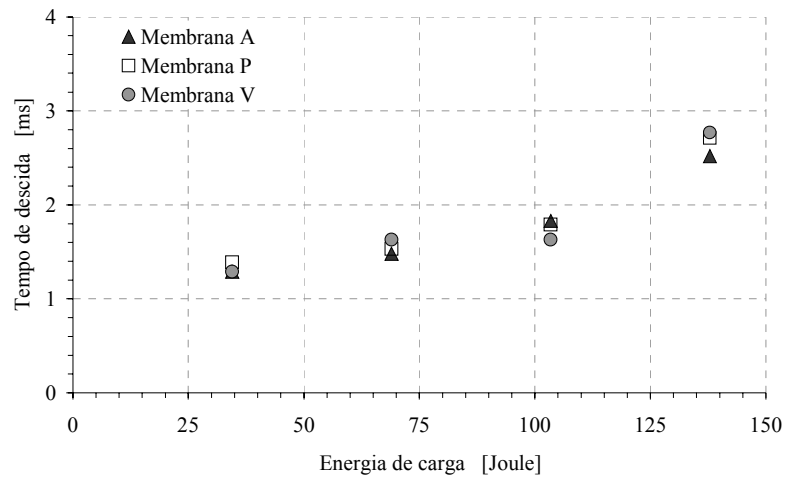


Figura 4.39 – Tempo de descida para as membranas A, P e V, com o volume 1.

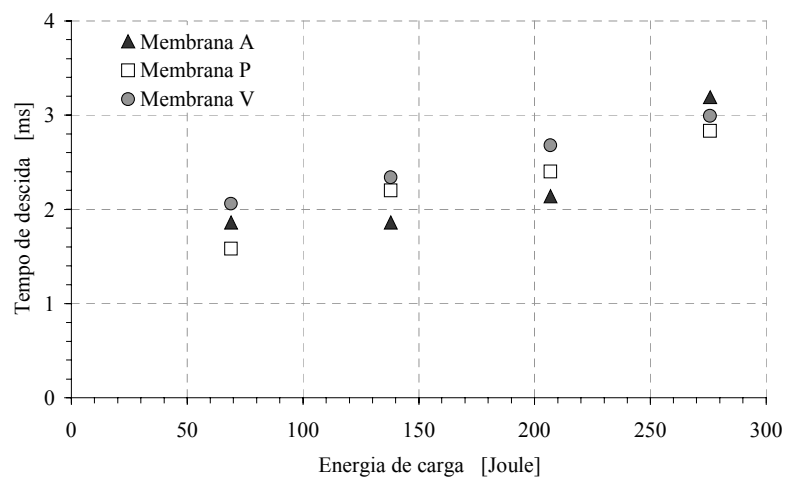


Figura 4.40 – Tempo de descida para as membranas A, P e V, com o volume 2.

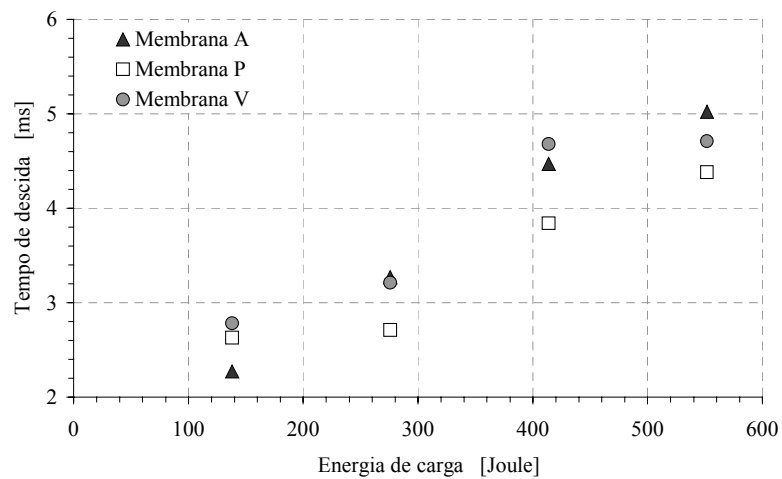


Figura 4.41 – Tempo de descida para as membranas A, P e V, com o volume 3.

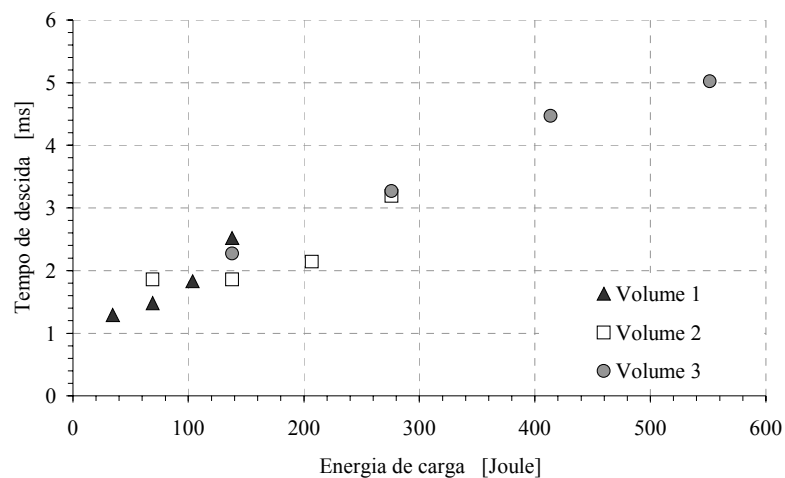


Figura 4.42 – Tempo de descida para os volumes 1, 2 e 3, com a membrana A.

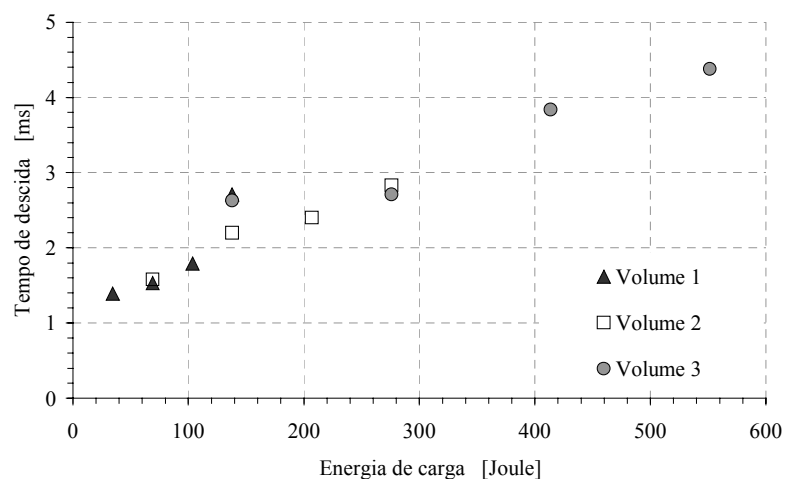


Figura 4.43 – Tempo de descida para os volumes 1, 2 e 3, com a membrana P.

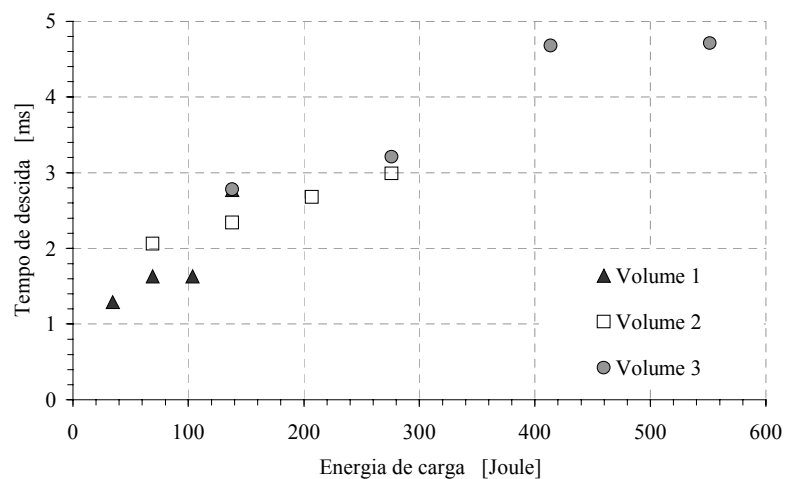


Figura 4.44 – Tempo de descida para os volumes 1, 2 e 3, com a membrana V.

4.5 – Conclusão e Resumo

Neste capítulo foram apresentados dois sistemas (Sistema 1 e Sistema 2) para a geração e medição de ruído impulsivo de grande amplitude e com durações variáveis.

O Sistema 1 mostrou ser eficiente e adequado para produzir pulsos controlados e refletidos no interior do tubo de descarga, com amplitudes de níveis de pressão sonora que variam entre 140 dB e 160 dB, e com incidência rasante. O pulso criado reflete nas extremidades do tubo de descarga fazendo com que o transdutor fixo no tubo de descarga meça um trem de pulsos. Devido aos efeitos não lineares e a dissipação, as formas destes pulsos se modificam – mudança de amplitude, do tempo de subida e do tempo de descida – durante a propagação. Desta forma, para um único pulso gerado o transdutor fixo mede pulsos com características variadas. A análise da distorção do pulso foi feita seguindo os conceitos da teoria da acústica não-linear. O Sistema 1 pode ser utilizado para avaliar o comportamento de protetores auditivos submetidos a ruído impulsivo com incidência rasante.

O Sistema 2 revelou ser apropriado e eficaz para criar pulsos variáveis e de forma controlada com níveis sonoros acima de 140 dB. Como no Sistema 1 as grandezas físicas usadas para caracterizar cada pulso foram pressão sonora pico (80%), os tempos de subida e de descida, em relação o tipo de membrana (Amarela, Preta, Vermelha) e para diferentes cargas de pressão de ar. O Sistema 2 pode ser aplicado para instalar, dentro do tubo de 500 mm de diâmetro, uma cabeça artificial para avaliar protetores auditivos com ruído impulsivo incidindo em vários ângulos.

No próximo capítulo é apresentada a avaliação da performance de protetores auditivos (concha e tampão) quando os dois sistemas de geração e controle de pulsos sonoros são usados.

CAPÍTULO 5

AVALIAÇÃO DOS PROTETORES AUDITIVOS COM O GERADOR DE RUÍDO IMPULSIVO

5.1 – Introdução

A análise do comportamento acústico de um protetor auditivo, submetido a um ruído contínuo, é realizada pela verificação da atenuação das amplitudes no domínio da frequência. Entretanto, para ruídos impulsivos, outros parâmetros, tais como tempo de subida e tempo de descida, também devem ser investigados, pois, como mencionado no Capítulo 3, estes parâmetros são importantes para o estudo dos danos causados por estes ruídos ao sistema auditivo humano.

Neste capítulo são apresentados exemplos da análise de um protetor auditivo, tipo concha e tampão, usando os sistemas de geração de ruído impulsivo denominados Sistema 1 e Sistema 2.

Os resultados são apresentados em termos da atenuação sonora pico, da atenuação de energia e a variação dos tempos de subida e descida dos pulsos atenuados pelo protetor.

5.2 - Avaliação dos Protetores Auditivos aplicando o Sistema 1

O Sistema 1 de medição, referenciado no Capítulo 4 como o dispositivo composto por um gerador de pulsos de grande amplitude, um tubo de 150 mm de diâmetro e um dispositivo simulador de canal auditivo, foi aplicado para testar protetores auditivos do tipo tampão e tipo concha. A incidência sonora que atua nos protetores é rasante, já que as ondas planas passam de forma normal ao plano no qual foram instalados o canal auditivo e o transdutor de pressão de campo livre (ver Figura 4.2).

5.2.1 – Avaliação do Protetor Tipo Tampão com o Sistema 1

Foram registradas as medições para três pulsos iniciais diferentes (pulsos 1, 2 e 3), os quais devido à reflexão nas extremidades do tubo, permitiram medir quatro pulsos em 6 m, 18 m, 30 m e 42 m. Os pulsos iniciais 1, 2 e 3 foram produzidos de acordo com a configuração

da Tabela 5.1, onde o pulso 1 representou uma fonte impulsiva de grande pressão de carga, o pulso 2 uma fonte impulsiva de pequena pressão de carga e o pulso 3 uma fonte impulsiva de média pressão de carga. O pulso 2 foi gerado com a membrana instalada quase na saída do gerador de pulsos e o volume foi pequeno, aproximadamente o 10 % do volume do pulso 1. Portanto, a leitura da pressão de carga de ar não foi possível porque não houve espaço para instalar o manômetro. Entretanto, esta pressão flutua entre o mínimo de 0,06 MPa e o máximo de 0,41 MPa que o sistema de geração permite. Também não foi possível registrar a leitura da pressão de descarga porque a descarga do ar se produz muito rapidamente, mas esta pressão flutuaria entre 0,28 e 0,41 MPa.

Tabela 5.1 – Configurações dos pulsos para a avaliação do protetor tampão, com o Sistema 1.

Pulso	Volume [cm ³]	Pressão de ar de carga [MPa]	Pressão de ar de descarga [MPa]
1	273	0,06	0,28
2	2,73	0,06 - 0,41	0,28 - 0,41
3	135	0,07	0,34

O protetor tampão utilizado foi o do tipo poroso de espuma (modelo Classic da marca E.A.R.). O protetor tampão expandido, sem compressão e fora do canal auditivo simulado, tem uma densidade de 98 kg/m³, diâmetro de 13 mm e comprimento de 20 mm. Uma vez colocado o tampão no canal auditivo, o protetor passou a ter uma densidade aproximada de 258 kg/m³, para um diâmetro de 8 mm e um comprimento de 20 mm.

A diferença entre o NPS do pulso incidente (sem protetor) e o NPS do pulso transmitido (com protetor) fornece a Atenuação Sonora. A partir da comparação entre os tempos de subida e de descida, tanto incidente como transmitido foram estimadas as relações entre estes tempos para avaliar o protetor.

Os resultados das medições para a atenuação sonora pico (80%) são apresentados nas Figs. 5.1 a 5.3, em função do NPS pico (80%) incidente, da Atenuação de Nível de Energia (ANE) total e da ANE pico, respectivamente. A ANE total foi estimada como a diferença entre os níveis de energia entre os pulsos incidente e transmitido, para uma referência de 10⁻¹² Watt/m³, sendo que a energia de cada pulso foi calculada como a integral da pressão sonora no tempo, e o tempo de integração foi a duração total do pulso. A ANE pico foi estimada a partir do cálculo da energia existente na pressão sonora do pulso para o tempo de subida definido entre 10% e 90% do máximo de pressão (ver seção 3.3.3).

Observa-se através da Fig. 5.1 que a atenuação sonora pico (80%) está variando em torno da média de 31,4 dB, para um máximo de 35,4 dB e um mínimo de 29 dB para os NPS pico (80%) dos pulsos incidentes variando entre 148,9 dB e 159,8 dB. Na Fig. 5.2 a ANE total (80%) do protetor tampão apresentou uma atenuação média de 23,8 dB, variando entre 21,2 dB e 27,5 dB, em função da energia total (80%) incidente. A ANE pico (80%) mostrou, na Fig. 5.3, que a média foi alcançada em 7,5 dB, para um mínimo de 5,6 dB e um máximo de 8,9 dB, em relação à energia pico (80%) incidente.

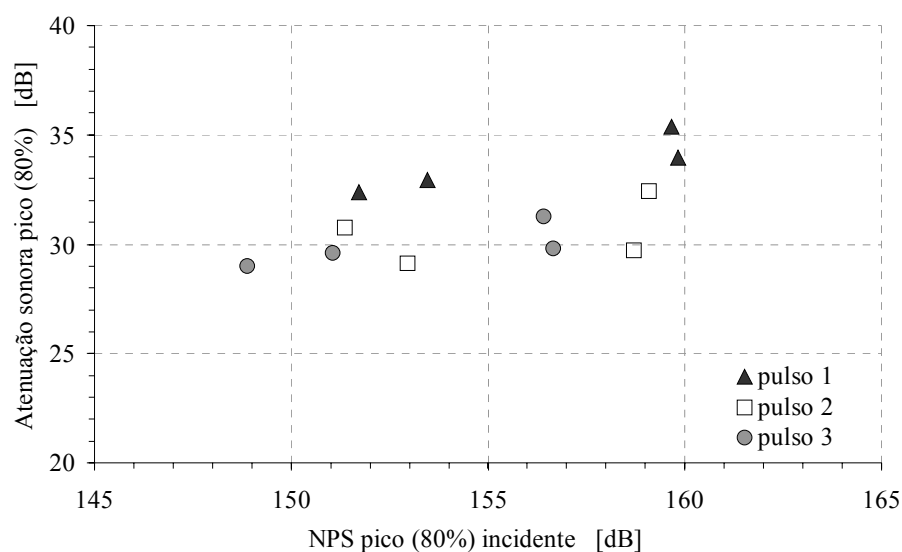


Figura 5.1 – Atenuação sonora pico (80%) do protetor tampão para o NPS pico incidente (80%), com o Sistema 1.

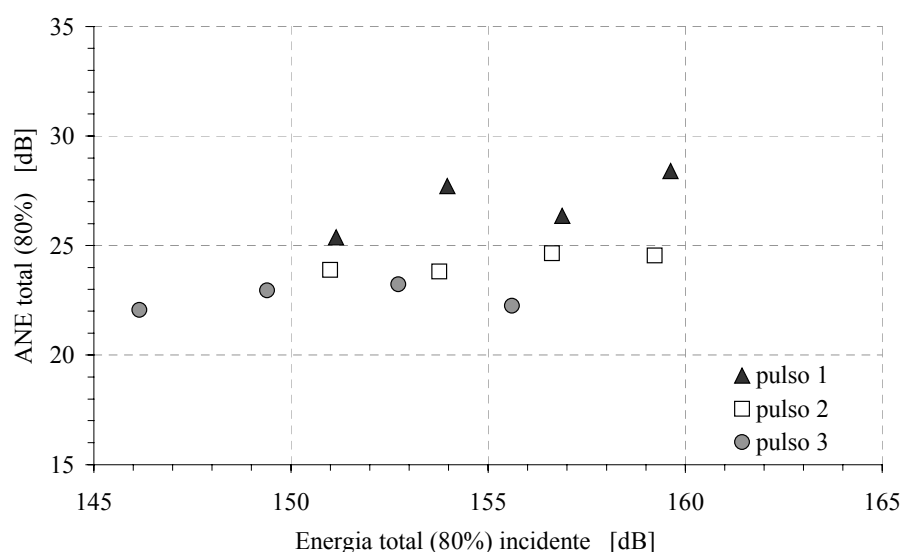


Figura 5.2 – ANE total (80%) do protetor tampão para a energia total (80%) incidente, com o Sistema 1.

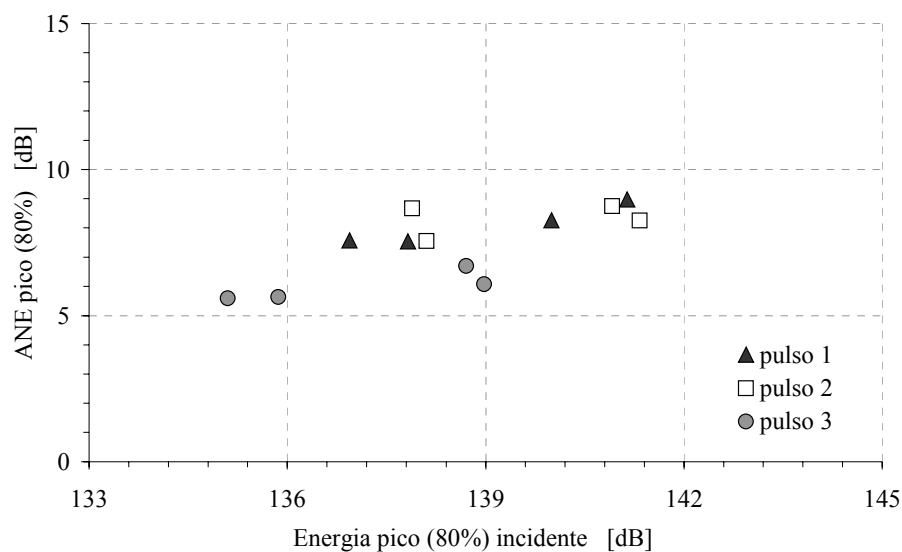


Figura 5.3 – ANE pico (80%) do protetor tampão para a energia pico (80%) incidente, com o Sistema 1.

A relação entre os tempos de subida do pulso incidente e do pulso transmitido, para o protetor tampão, é mostrada na Fig. 5.4. Também é apresentada na Fig. 5.5 a variação do tempo de descida do pulso transmitido com o tempo de descida do pulso incidente.

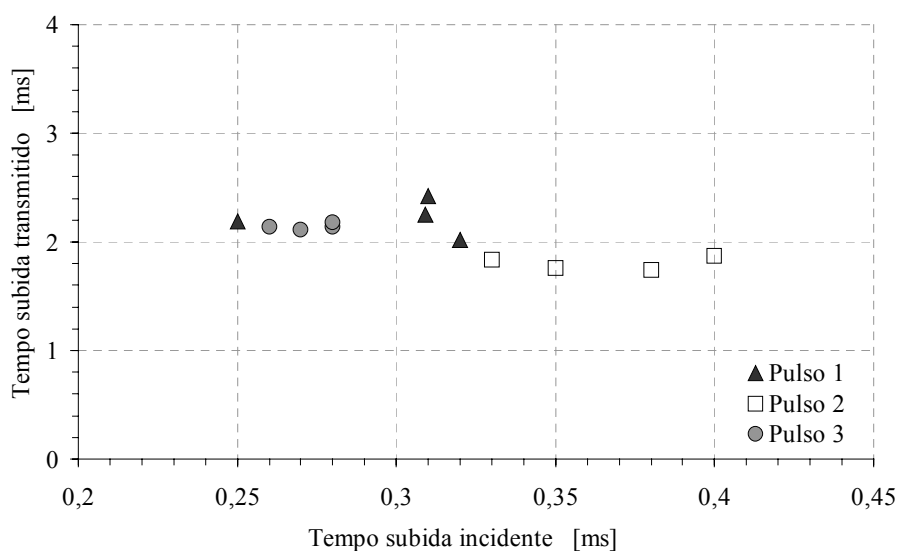


Figura 5.4 – Relação entre os tempos de subida transmitido e incidente do protetor tampão, com o Sistema 1.

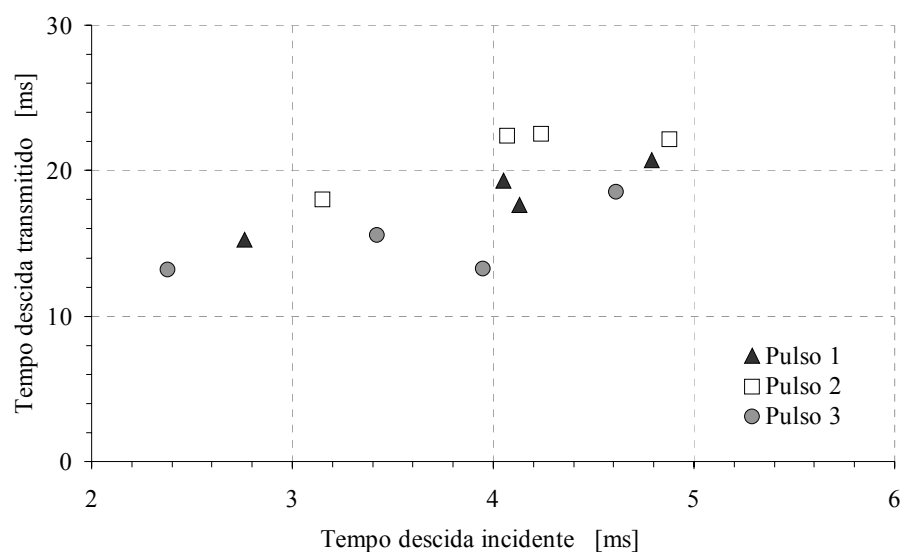


Figura 5.5 – Relação entre os tempos de descida transmitido e incidente do protetor tampão, com o Sistema 1.

Na Fig 5.4, percebe-se que a variação do tempo de subida transmitido permanece aproximadamente constante em torno dos 2 ms, para pulsos incidentes cujos tempos de subida variam entre 0,25 ms e 0,4 ms. Portanto, a mudança do tempo de subida transmitido é uma característica do protetor que independe do tempo de subida incidente. Já o valor do tempo de descida transmitido flutuou entre 12 ms e 22 ms quando os tempos de descida incidentes flutuam entre 2,4 ms e 5 ms (ver Fig. 5.5), o que mostra que o tempo de descida transmitido é dependente do tempo de descida incidente.

A partir da Fig. 5.6 se observa que o protetor tipo tampão mostra uma atenuação sonora pico (80%) que varia entre 29,0 dB e 35,4 dB, com média próxima à 31,4 dB, quando os tempos de subida incidentes, com o uso do protetor tampão, oscilaram entre 0,25 ms e 0,40 ms. A Fig. 5.7 também ilustra um comportamento linear da atenuação do protetor tampão para uma faixa em que os tempos de descida incidentes permaneceram entre 2,4 ms e 4,9 ms.

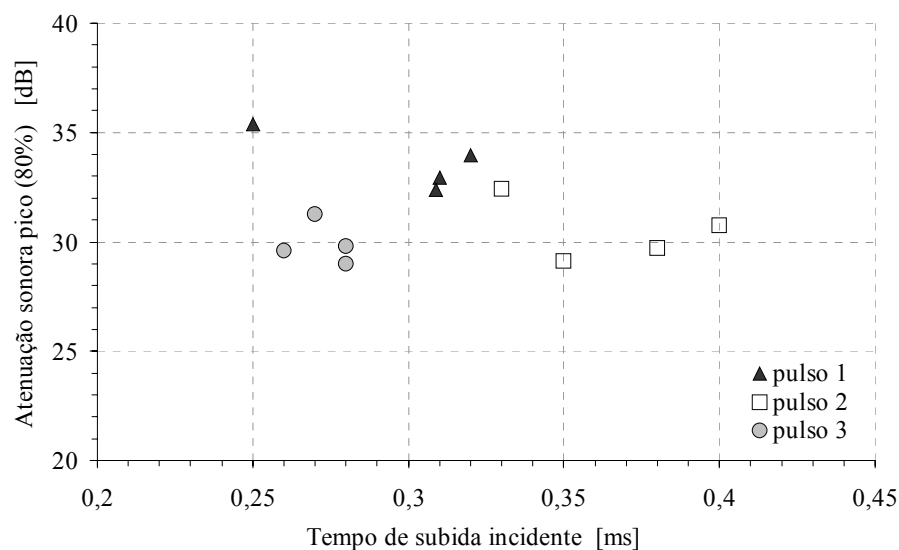


Figura 5.6 – Atenuação sonora pico (80%) em função do tempo de subida incidente, do protetor tampão, com o Sistema 1.

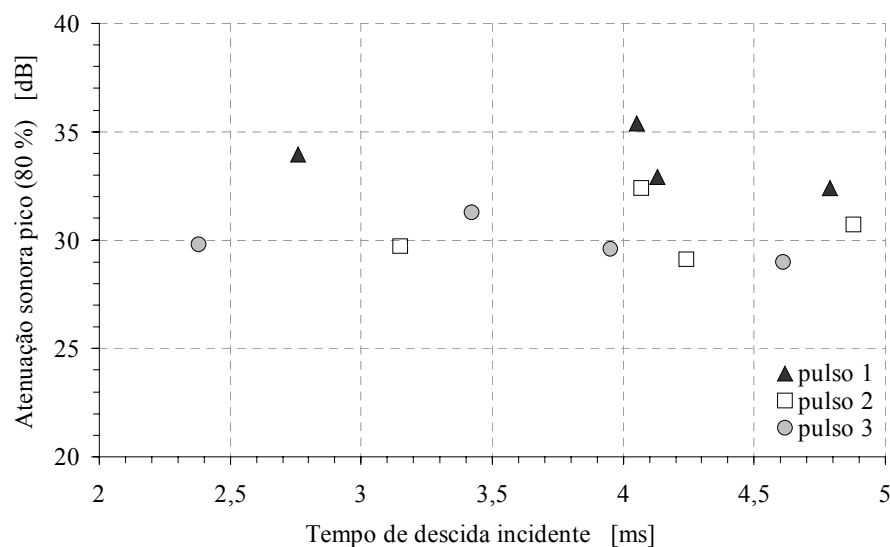


Figura 5.7 – Atenuação sonora pico (80%) em função do tempo de descida incidente, do protetor tampão, com o Sistema 1.

5.2.2 – Avaliação do Protetor Tipo Concha com o Sistema 1

Para as medições dos pulsos sonoros incidentes, usados para avaliar o protetor tipo concha, foram utilizados um transdutor de pressão Endevco modelo 8510B-100, de $\frac{1}{8}$ " de diâmetro, na posição de 6 m, e um microfone capacitivo Brüel & Kjaer de $\frac{1}{4}$ " de diâmetro, instalado na posição de 30 mm do canal auditivo simulado.

Foram produzidos quatro pulsos iniciais diferentes os quais permitiram medir quatro pulsos em 6 m, 18 m, 30 m e 42 m. Os pulsos iniciais 1, 2, 3 e 4 foram gerados segundo a distribuição da Tabela 5.2, com um volume de ar de carga de 273 cm³.

Tabela 5.2 – Configurações dos pulsos para a avaliação do protetor concha, com o Sistema 1.

Pulso	Pressão de ar de carga [MPa]	Pressão de ar de descarga [MPa]
1	0,034	0,34
2	0,017	0,34
3	0,034	0,21
4	0,034	0,21

O protetor auditivo testado foi instalado cobrindo externa e totalmente o canal auditivo simulado instalado e posicionado sobre a forma parcial da cabeça, no Sistema 1 (ver as Figs. 4.5 e 4.6, na seção 4.3.1 do Capítulo 4).

O protetor concha tem um peso de 70 g, um volume interno de 175 cm³ e um forro interno de espuma cuja espessura é de 10 cm. A concha externa do protetor é manufaturada de plástico rígido e tem uma almofada de espuma coberta de plástico que sela o protetor quando instalado sobre a forma parcial da cabeça e o sistema auditivo simulado, tendo uma rigidez linear de 5 kN/m. A força que o arco do protetor oferece ao ser instalado na cabeça é fornecida pelo sistema de molas tensionadas, cujo valor resultou em 10 N. Desta forma, as condições de uso foram garantidas, assim como diminuíram as possíveis transmissões sonoras por vazamento.

A Fig. 5.8 mostra os resultados das medições para a atenuação sonora pico (80%), do protetor concha, em função do NPS pico (80%) dos pulsos incidentes. As Figs. 5.9 e 5.10 apresentam a Atenuação de Nível Energia (ANE) total (80%) e a ANE pico (80%), respectivamente. Os valores de atenuação sonora pico do protetor concha oscilaram próximo de 14 dB, quando os níveis incidentes flutuaram entre 145 dB e 160 dB. A energia transmitida pelo protetor que chega até o canal auditivo simulado não provocou influência na atenuação do protetor.

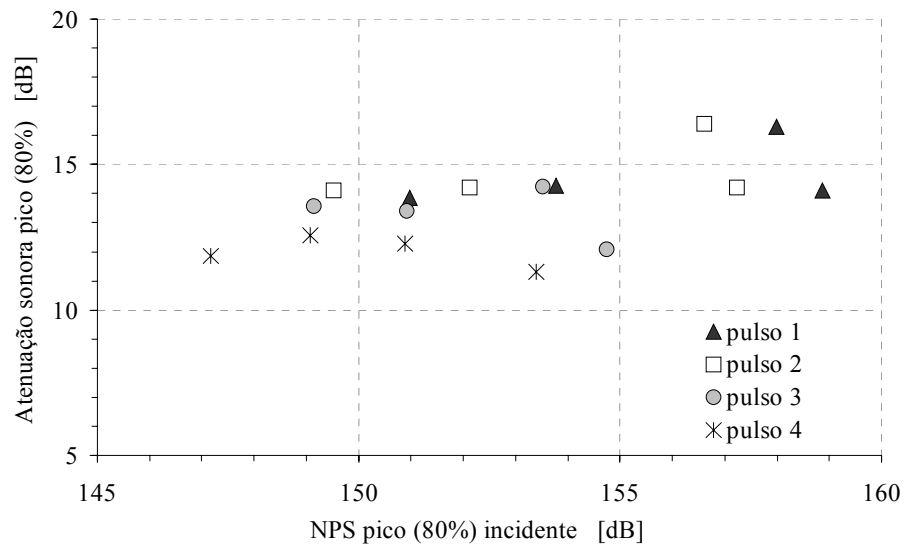


Figura 5.8 – Atenuação sonora pico (80%) para o NPS pico incidente (80%), do protetor concha, com o Sistema 1.

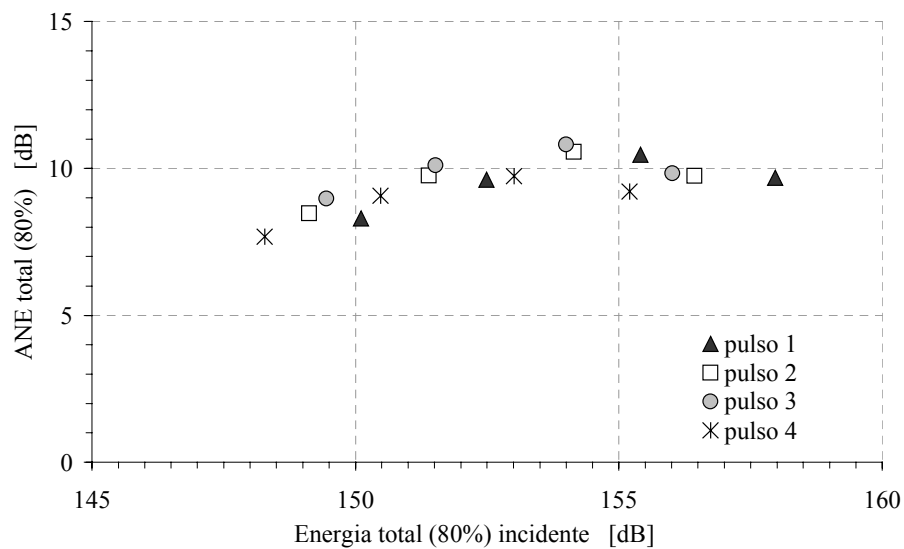


Figura 5.9 – ANE total (80%) do protetor concha para a energia total (80%) incidente, com o Sistema 1.

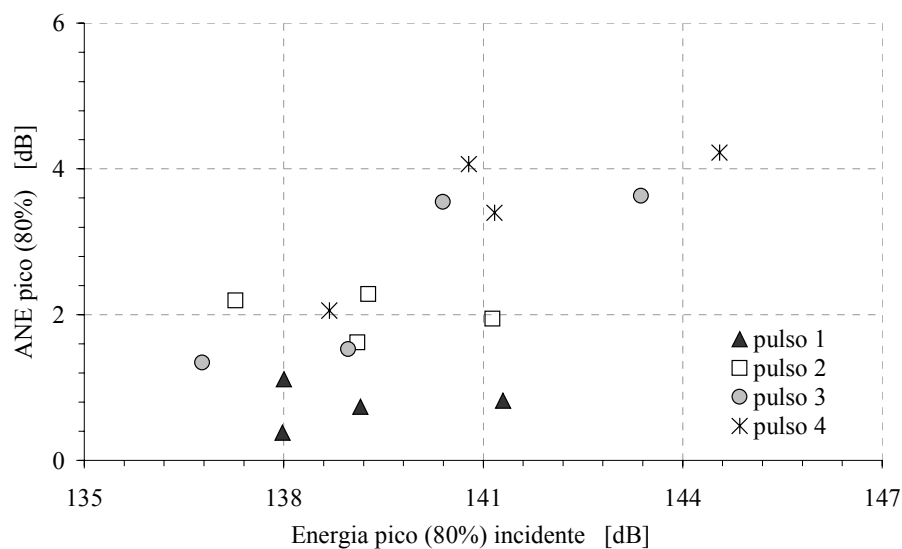


Figura 5.10 – ANE pico (80%) do protetor concha para a energia pico (80%) incidente, com o Sistema 1.

A Fig. 5.11 mostra a relação entre os tempos de subida dos pulsos incidente e transmitido, gerados nas posições de medição em 6 m, 18 m, 30 m e 42 m, para o protetor tipo concha, com o Sistema 1. Na Fig. 5.12 é apresentada uma comparação entre os tempos de descida para os pulsos incidente e transmitido, do protetor tampão com o Sistema 1.

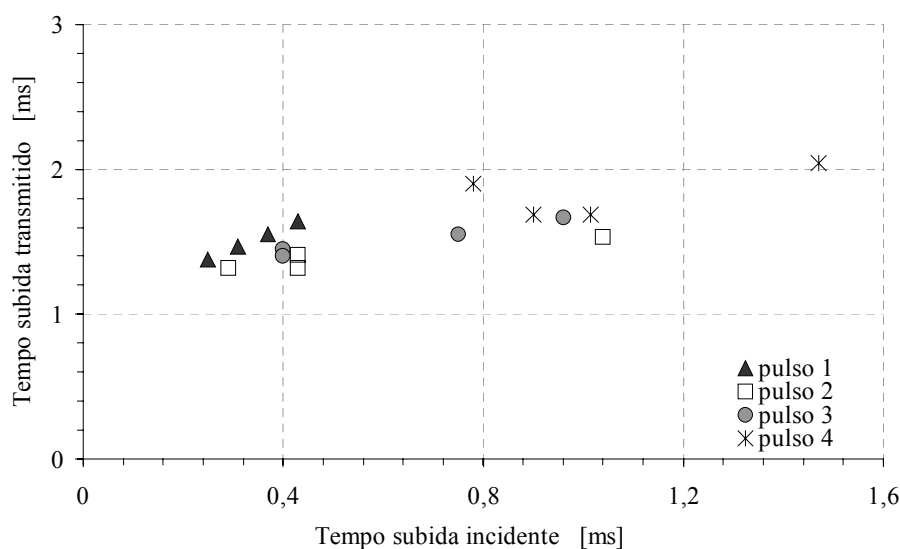


Figura 5.11 – Relação entre os tempos de subida transmitido e incidente do protetor concha, com o Sistema 1.

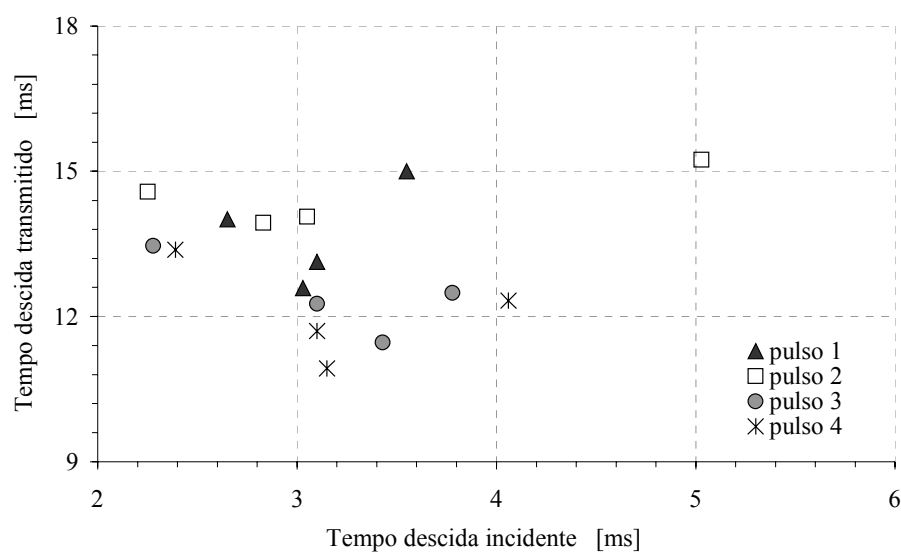


Figura 5.12 – Relação entre os tempos de descida transmitido e incidente do protetor concha, com o Sistema 1.

Nota-se, através da Fig 5.11, que a variação do tempo de subida transmitido permaneceu aproximadamente constante em torno de 2 ms, para pulsos incidentes cujos tempos de subida variaram entre 0,3 ms e 1,5 ms. Na Fig. 5.12 a variação do tempo de descida transmitido está entre 11 ms e 15 ms para tempos de descida incidentes que flutuaram entre 2 ms e 5 ms.

A partir da Fig 5.13 observa-se que o protetor tipo concha mostra uma atenuação sonora pico (80%) que varia entre 11,3 dB e 16,4 dB, com média próxima a 14 dB, quando os tempos de subida incidentes oscilaram entre 1,3 ms e 2,0 ms, para as medições efetuadas com o Sistema 1. A Fig 5.14 também destaca um comportamento constante da atenuação do protetor concha para uma faixa em que os tempos de descida permaneceram entre 2,4 ms e 2,8 ms, para uma atenuação sonora pico média de 14 dB, cujas medições foram realizadas com o Sistema 1 de geração de pulsos.

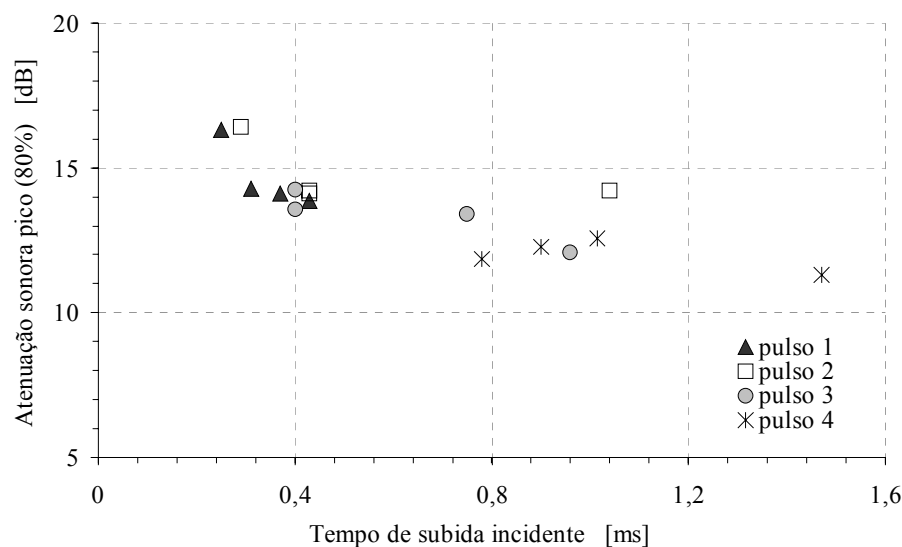


Figura 5.13 – Atenuação sonora pico (80%) em função do tempo de subida incidente, do protetor concha, com o Sistema 1.

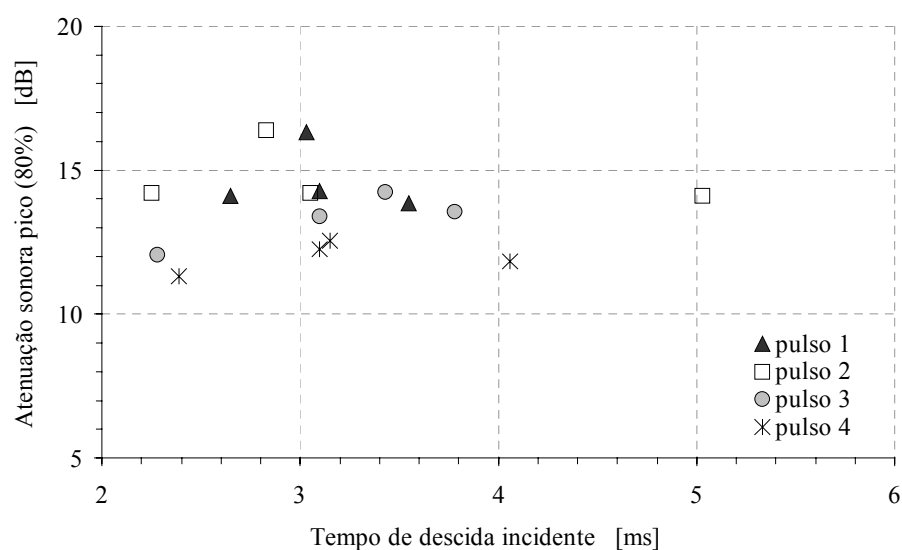


Figura 5.14 – Atenuação sonora pico (80%) em função do tempo de descida incidente, do protetor tipo concha, com o Sistema 1.

5.2.3 - Parâmetros Transientes dos Protetores Tampão e Concha

A avaliação quantitativa e qualitativa dos protetores auditivos pode ser realizada através da identificação de parâmetros transientes do pulso Friedlander (pressão pico, tempo de subida e tempo de descida) definidos no Capítulo 3. Estes parâmetros foram utilizados na caracterização acústica dos pulsos gerados com o Sistema 1 e o Sistema 2, no Capítulo 4.

Ao usar um protetor auditivo (tampão ou concha), observou-se que as características do pulso transmitido mantiveram um formato e comportamento similares ao do pulso Friedlander, sendo que a pressão sonora pico e os tempos de subida e descida foram modificados.

O comportamento no tempo de subida provoca que a frequência vinculada com a amplitude para a qual o espectro começa a cair 12 dB/oitava, seja deslocada para as frequências mais baixas, além de atenuar o seu valor de amplitude.

A frequência que está relacionada com o máximo de pressão sonora, para a qual a sua amplitude é atenuada com o uso do protetor, também se desloca para as frequências baixas em uma certa proporção em relação à frequência da amplitude máxima do espectro do pulso incidente.

De acordo com as observações nas mudanças destas frequências, relacionadas com o tempo de subida e de descida, podem ser definidos três principais Parâmetros Transientes do Protetor Auditivo (PTPA) a partir dos parâmetros do pulso Friedlander: a Atenuação Sonora pico, o Fator de Deslocamento do Tempo de Subida (FDTS) e o Fator de Deslocamento do Tempo de Descida (FDTD). Assim, estes parâmetros podem caracterizar, de forma simples e rápida, o comportamento dos protetores paralelamente no domínio do tempo e no domínio da frequência, mediante as expressões que quantificam as razões FDTS e FDTD. A razão FDTS é definida como:

$$FDTS = \frac{t_{subida_{trans}}}{t_{subida_{inc}}} = \frac{F_{queda_{inc}}}{F_{queda_{trans}}}, \quad (5.1)$$

onde o $t_{subida_{trans}}$ é o tempo de subida do pulso transmitido, o $t_{subida_{inc}}$ é o tempo de subida do pulso incidente, a $F_{queda_{inc}}$ é a frequência da queda do espectro (-12 dB/oitava) do pulso incidente e a $F_{queda_{trans}}$ é a frequência da queda do espectro (-12 dB/oitava) do pulso transmitido. A razão FDTD é definida da seguinte forma:

$$FDTD = \frac{t_{descida_{trans}}}{t_{descida_{inc}}} = \frac{F_{máx_{inc}}}{F_{máx_{trans}}}, \quad (5.2)$$

onde o $t_{descida_{trans}}$ é o tempo de descida do pulso transmitido, o $t_{descida_{inc}}$ é o tempo de descida do pulso incidente, a $F_{máx_{inc}}$ é a frequência do máximo no espectro do pulso incidente e a $F_{máx_{trans}}$ é a frequência do máximo no espectro do pulso transmitido.

As Figs. 5.15 e 5.16 mostram dois exemplos de um pulso incidente que atua sobre o simulador do canal auditivo com o protetor tipo tampão e o respectivo pulso transmitido, uma vez atenuado e modificado o pulso incidente pelo protetor.

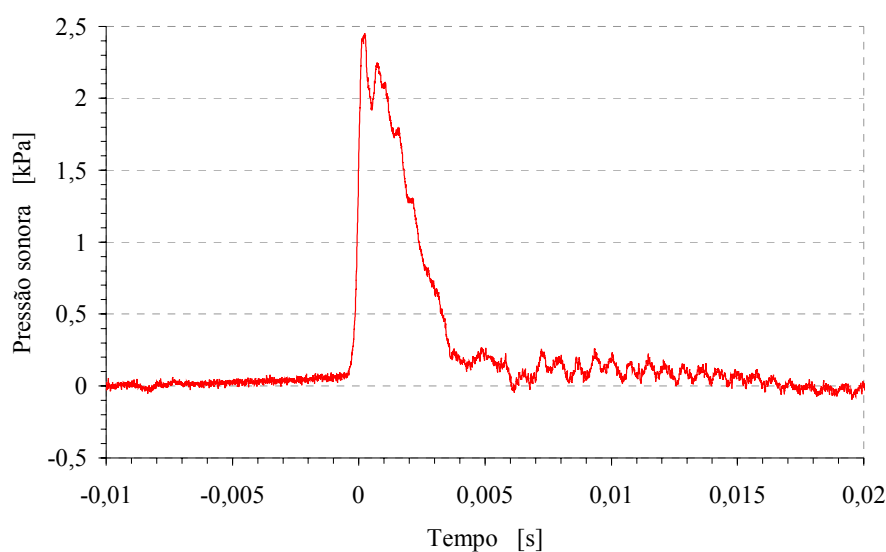


Figura 5.15 – Pulso sonoro incidente sobre o protetor tampão, aplicando o Sistema 1, com tempo de subida de 0,32 ms e tempo de descida de 2,76 ms.

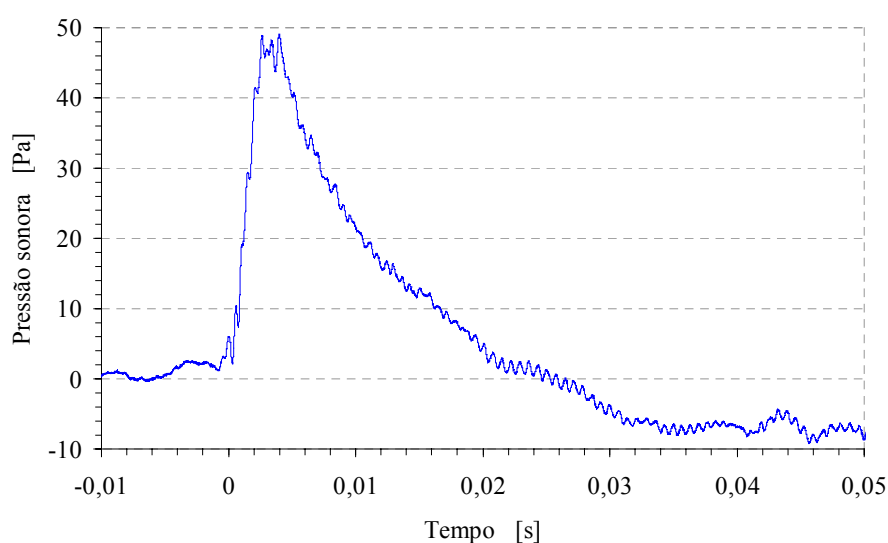


Figura 5.16 – Pulso sonoro transmitido com o uso do protetor tampão, aplicando o Sistema 1, com tempo de subida de 2,0 ms e tempo de descida de 15,2 ms.

A Fig 5.17 exemplifica o comportamento destes parâmetros transientes (PTPA) para o protetor tipo tampão. A frequência de queda, $F_{\text{queda}_{\text{inc}}}$ (tempo de subida), corresponde a 1041,7 Hz para o pulso incidente, e a $F_{\text{queda}_{\text{trans}}}$ tem um valor de 165,0 Hz para o pulso transmitido. A $F_{\text{máx}_{\text{inc}}}$ do pulso incidente é 57,7 Hz e a $F_{\text{máx}_{\text{trans}}}$ do pulso transmitido é 10,4 Hz. Portanto, os valores do FDTS e FDTD se aproximam de 6,3 e 5,5, respectivamente.

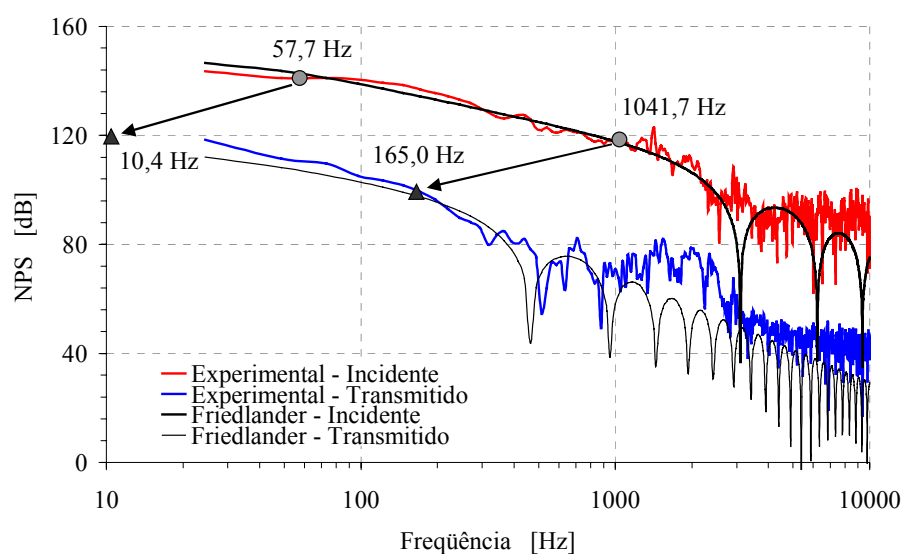


Figura 5.17 – Espectros experimental e Friedlander dos pulsos incidentes e transmitidos, para o protetor tampão.

Nas Tabelas 5.3 a 5.5 são listados os valores de vários experimentos para a Atenuação Sonora pico (80%), para o FDTS e para o FDTD, respectivamente, dos pulsos 1, 2 e 3 gerados para avaliar o protetor tampão utilizando o Sistema 1, de acordo com a Tabela 5.1 (ver seção 5.2.1).

Tabela 5.3 – Valores da atenuação sonora pico para os pulsos 1, 2 e 3, do protetor tampão, usando o Sistema 1.

Atenuação sonora pico (80%) [dB]		
Pulso 1	Pulso 2	Pulso 3
33,9	29,7	29,8
35,4	32,4	31,3
32,9	29,2	29,6
32,4	30,7	29,0

Tabela 5.4 – Valores do FDTS para os pulsos 1, 2 e 3, do protetor tampão, com o Sistema 1.

Pulso 1	FDTS	
	Pulso 2	Pulso 3
6,3	4,6	7,6
8,8	5,6	7,8
7,8	5,0	8,2
7,3	4,7	7,8

Tabela 5.5 – Valores do FDTD para os pulsos 1, 2 e 3, do protetor tampão, com o Sistema 1.

Pulso 1	FDTD	
	Pulso 2	Pulso 3
5,5	5,7	5,6
4,8	5,5	4,6
4,3	5,3	3,4
4,3	4,5	4,0

A comparação da atenuação sonora do protetor tampão, obtida como a diferença entre os espectros incidente e transmitido, no domínio da frequência, apresenta-se na Fig. 5.18, onde se observa uma boa concordância entre os resultados experimentais e analíticos baseados no espectro Friedlander.

A variação da atenuação sonora na frequência depende dos efeitos das ressonâncias da cavidade auditiva com tampão, que oscila em torno de 1500 Hz a 1600 Hz. A curva de atenuação sonora do tampão, na Fig. 5.18, mostra que a atenuação varia entre 25 dB e 40 dB, na faixa de frequência de 30 Hz a 300 Hz, e permanece constante, com tendência linear, em torno de 44 dB, na faixa entre 300 Hz e 10 kHz.

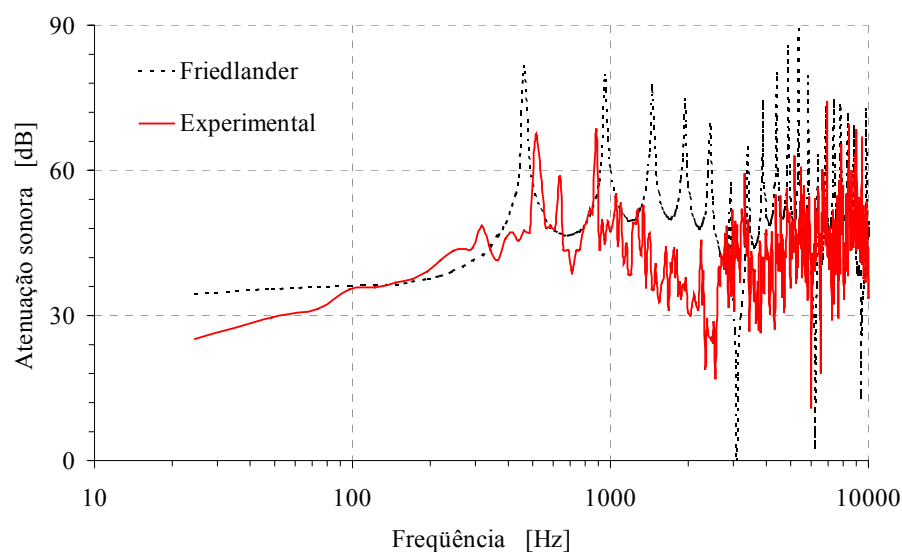


Figura 5.18 – Espectros experimental e Friedlander da atenuação sonora dos pulsos incidentes e transmitidos, para o protetor tampão, com o Sistema 1.

As avaliações quantitativa e qualitativa do protetor auditivo tipo concha também foram efetuadas mediante a identificação de parâmetros transientes relacionados com o pulso Friedlander em conjunto com as características espectrais. Para tanto, foram utilizados os Parâmetros Transientes do Protetor Auditivo (PTPA) definidos anteriormente como: atenuação sonora, FDTS e FDTD.

A Fig. 5.19 descreve os parâmetros transientes, PTPA, para o protetor tipo concha. A frequência de queda, $F_{\text{queda}_{\text{inc}}}$ (tempo de subida), correspondeu a 1149,4 Hz para o pulso incidente, e a $F_{\text{queda}_{\text{trans}}}$ apresentou um valor de 252,5 Hz para o pulso transmitido. A $F_{\text{máx}_{\text{inc}}}$ do pulso incidente foi 56,2 Hz e a $F_{\text{máx}_{\text{trans}}}$ do pulso transmitido foi 11,4 Hz. Portanto, os valores do FDTS e FDTD se aproximam de 4,6 e 4,9, respectivamente.

Os resultados da atenuação sonora para o protetor tipo concha são apresentados na Fig. 5.20, onde se observam resultados similares entre os experimentais e analíticos baseados no espectro Friedlander. A variação da atenuação sonora na frequência depende dos efeitos das ressonâncias do volume de ar do canal auditivo com a concha, em torno de 2300 Hz. A curva de atenuação sonora do protetor concha, na Fig. 5.18, mostra que a atenuação varia entre 13 dB e 20 dB, na faixa de frequência de 30 Hz a 300 Hz e permanece constante, em torno dos 30 dB, na faixa entre 300 Hz e 10 kHz.

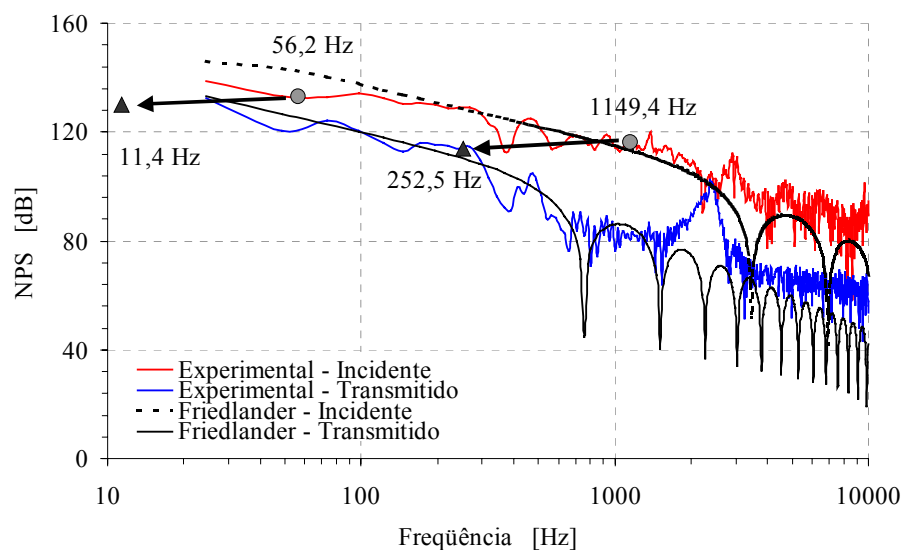


Figura 5.19 – Espectros experimental e Friedlander dos pulsos incidentes e transmitidos, do protetor concha, com o Sistema 1.

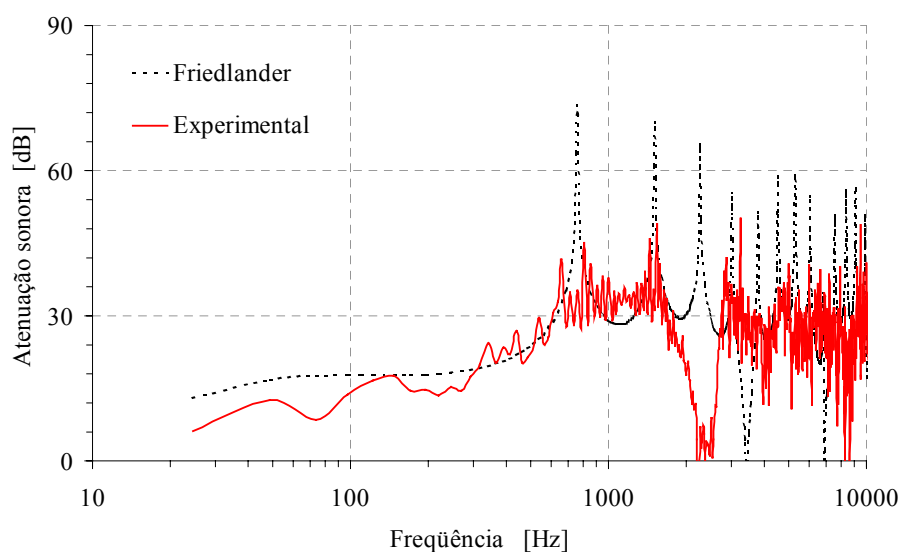


Figura 5.20 – Espectros experimental e Friedlander da atenuação sonora dos pulsos incidentes e transmitidos, do protetor concha, com o Sistema 1.

Nas Tabelas 5.6 a 5.8 são listados os valores de vários experimentos para a Atenuação Sonora pico (80%), para o FDTS e para o FDTD, respectivamente, dos pulsos 1, 2, 3 e 4 gerados para avaliar o protetor concha usando o Sistema 1, de acordo com a Tabela 5.2 (ver seção 5.2.2).

Tabela 5.6 – Valores da atenuação sonora pico para os pulsos 1, 2, 3 e 4, do protetor concha, usando o Sistema 1.

Pulso 1	Atenuação sonora pico (80%)			Pulso 4
	Pulso 2	Pulso 3		
14,1	14,2	12,1		11,3
16,3	16,4	14,2		12,3
14,3	14,2	13,4		12,6
13,9	14,1	13,6		11,8

Tabela 5.7 – Valores do FDTTS para os pulsos 1, 2, 3 e 4, do protetor concha, usando o Sistema 1.

Pulso 1	FDTTS			Pulso 4
	Pulso 2	Pulso 3		
4,2	3,3	2,7		1,4
5,5	4,6	3,6		1,9
4,7	2,5	2,1		1,7
3,8	3,1	3,5		2,4

Tabela 5.8 – Valores do FDTD para os pulsos 1, 2, 3 e 4, do protetor concha, usando o Sistema 1.

Pulso 1	FDTD			Pulso 4
	Pulso 2	Pulso 3		
4,3	4,5	4,9		4,6
4,2	4,9	3,3		3,8
4,2	4,6	3,9		3,5
4,2	3,0	3,3		3,0

Analisando as Figs. 5.17 a 5.19, onde são mostradas as comparações dos espectros dos pulsos incidentes e transmitidos, tanto para os pulsos experimentais e Friedlander, observa-se que os dois protetores tampão e concha, avaliados experimentalmente, atenuaram os pulsos sonoros em quantidades diferentes, sendo que o protetor tipo tampão apresentou um fator de atenuação maior. Por outro lado, a frequência da queda do espectro ao ser deslocada e sua amplitude atenuada, implica que o sistema auditivo é protegido para uma frequência mais baixa, e a partir desta frequência a amplitude do espectro atenuado tem uma diminuição de 12 dB/oitava. No caso da frequência de amplitude máxima, ela também se deslocou para as baixas frequências caindo em uma região das infra-frequências e fora da faixa da audição humana. Neste sentido o protetor tipo tampão é mais eficiente, do ponto de vista de proteção

auditiva, porque os parâmetros FDTS e FDTD são duas vezes maiores em comparação com o do protetor tipo concha.

Para complementar a análise dos protetores tampão e concha, usando o Sistema 1, são apresentados resultados comparativos destes protetores em termos da atenuação sonora pico, dos tempos de subida e de descida – os quais estão relacionados com os pulsos transmitidos. A Fig. 5.21 representa a diferença que existe para a atenuação sonora pico, no domínio do tempo, do protetor tipo tampão e tipo concha. A Fig. 5.22 mostra que os tempos de subida do pulso transmitido em função dos níveis sonoros incidentes permanecem em torno de 2 ms. Os tempos de descida do pulso transmitido para os protetores tampão e concha oscilam entre 10 ms e 20 ms, sendo que os valores maiores correspondem ao protetor tampão (ver Fig. 5.23). Nestas figuras os pulsos identificados como *pulso 1t* correspondem ao protetor tampão e o *pulso 1c* representam o protetor tipo concha.

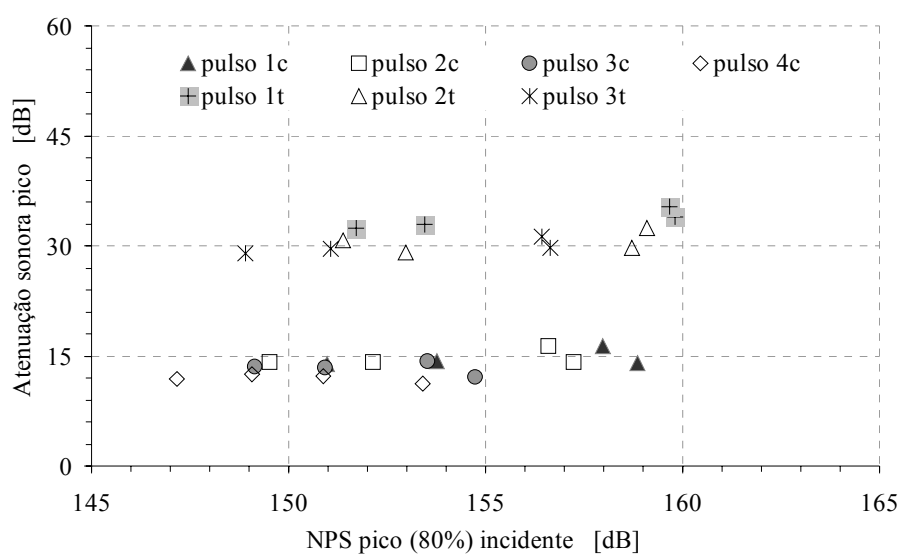


Figura 5.21 – Comparação da atenuação sonora pico em função dos NPS pico (80%) incidente para os protetores tipo tampão e tipo concha, com o Sistema 1.

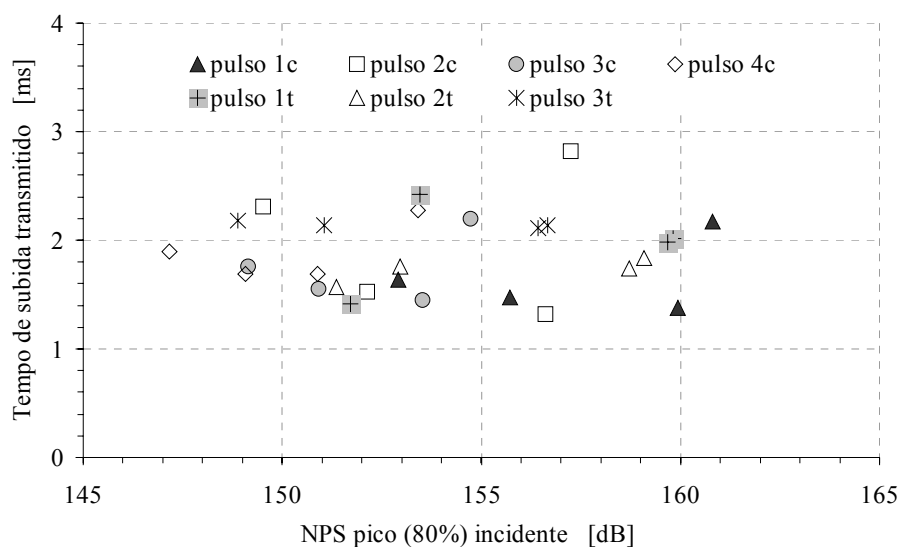


Figura 5.22 – Comparação entre os tempos de subida transmitidos em função dos NPS pico (80%) incidente, dos protetores tampão e concha, com o Sistema 1.

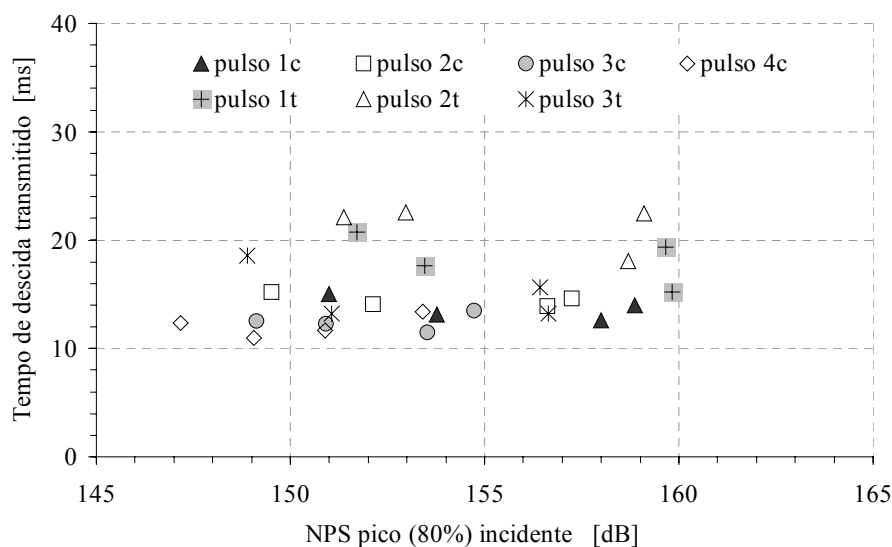


Figura 5.23 – Comparação entre os tempos de descida transmitidos em função dos NPS pico (80%) incidente, dos protetores tampão e concha, com o Sistema 1.

Na Fig. 5.24 é apresentada uma comparação entre a atenuação sonora, no domínio da frequência, para o protetor tampão e para o concha, tendo utilizado sinais experimentais do Sistema 1.

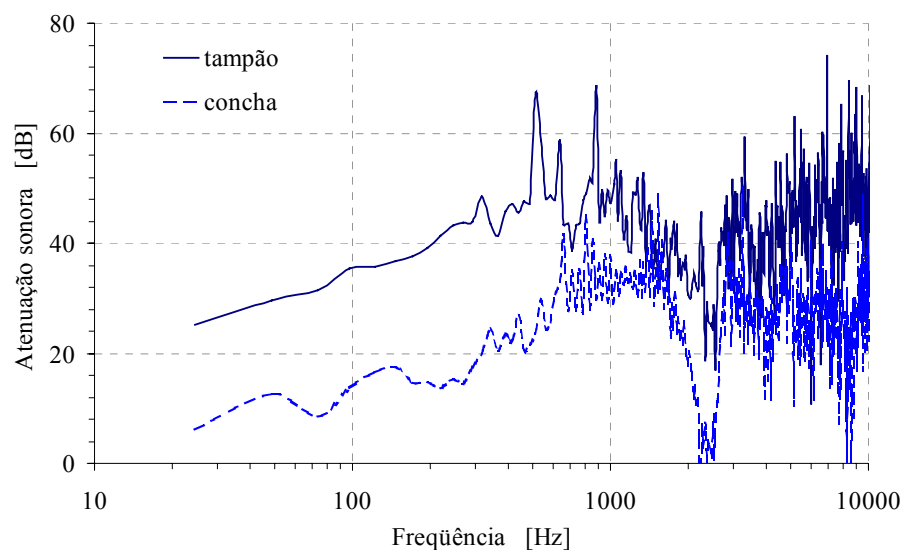


Figura 5.24 – Comparação da atenuação sonora, no domínio da frequência, dos protetores tampão e concha, com o Sistema 1.

Da Fig. 5.24 verifica-se que a atenuação sonora do protetor tampão é maior em comparação com o protetor tipo concha. A atenuação do tampão cresce de 30 dB até 40 dB, entre 24 Hz e 1000 Hz, a do protetor tipo concha cresce de 10 dB até 30 dB na mesma faixa de frequência. A atenuação para os dois protetores, entre 1 kHz e 10 kHz, permanece sem muitas variações, desconsiderando as ressonâncias das respectivas cavidades, cujos valores aproximados são de 35 dB (concha) e 40 dB (tampão).

5.3 -Avaliação dos Protetores Auditivos aplicando o Sistema 2

O Sistema 2 de medição foi apresentado no Capítulo 4 como um dispositivo composto do gerador de pulsos de grande amplitude, do tubo de descarga de 500 mm de diâmetro, da cabeça artificial e de um dispositivo que simula o canal auditivo. O Sistema 2 foi utilizado para avaliar os protetores auditivos do tipo tampão poroso de espuma e do tipo concha, com uma incidência sonora que atua sobre os protetores nos ângulos de 0°, 45° e 90°. Estas incidências foram denominadas de normal, oblíqua e rasante, conforme a Fig. 5.25.

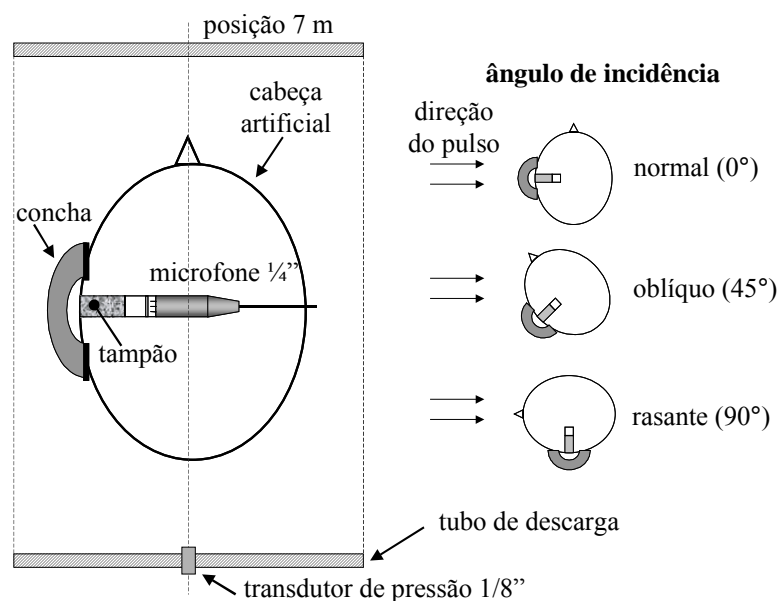


Figura 5.25 – Definição dos ângulos de incidência normal, oblíquo e rasante, para a avaliação dos protetores com o Sistema 2.

5.3.1 - Avaliação do Protetor Tampão com o Sistema 2

Foram registradas as medições, na posição de 7 m no tubo de descarga, para quatro pulsos com diferentes cargas de pressão de ar e para três ângulos de incidência de 0°, 45° e 90°. A configuração destes pulsos é apresentada na Tabela 5.9, sendo que o volume de ar de carga foi o Volume 2 (500 cm³), a pressão de descarga no pistão de 0,83 MPa (120 psi) e o diafragma flexível instalado foi a membrana de borracha de pneu Preta (P).

Tabela 5.9 – Configurações dos pulsos incidentes para a avaliação dos protetores, para os ângulos de incidência de 0°, 45° e 90°, usando o Sistema 2.

Pressão de ar de carga		Energia de carga [Joule]
[psi]	[MPa]	Volume 2 500 cm ³
20	0,14	68,9
40	0,28	137,9
60	0,41	206,8
80	0,55	275,8

Os resultados das medições para a atenuação sonora pico (80%) são apresentados na Fig. 5.26, em função do NPS pico (80%) incidente. Pode-se observar, para os três ângulos de incidência, que a atenuação pico (80%) obteve uma média de 26,2 dB e um desvio padrão 1,6

dB em relação aos NPS pico (80%) dos pulsos incidentes, e o valor máximo de atenuação sonora foi de 29,1 dB e o mínimo de 24 dB. Então, o comportamento do protetor tampão em termos da sua atenuação pico, no tempo, é praticamente independente dos NPS pico (80%), quando variam entre 148 dB e 160 dB. Observa-se ainda que a atenuação sonora é independente do ângulo de incidência.

A relação entre a atenuação sonora pico (80%) e os tempos de subida e de descida incidentes para determinar o comportamento do protetor tampão, com o Sistema 2, é ilustrada na Fig. 5.27, onde observa-se que o protetor tipo tampão mostra uma atenuação sonora pico (80%) que variaram entre 24,0 dB e 29,1 dB para os tempos de subida incidentes variando entre 0,6 ms e 0,7 ms. A Fig. 5.28 mostra que a atenuação do protetor permanece sem muita variação na faixa em que os tempos de descida incidentes oscilaram entre 1,2 ms e 1,6 ms. Então o protetor tipo tampão avaliado com o Sistema 2 apresenta uma atenuação que não varia muito em relação com os NPS pico (80%) incidente, tempos de subida e de descida, quando os pulsos incidem normal, oblíqua e rasante sobre a cabeça artificial, com o protetor tipo tampão inserido no canal auditivo humano.

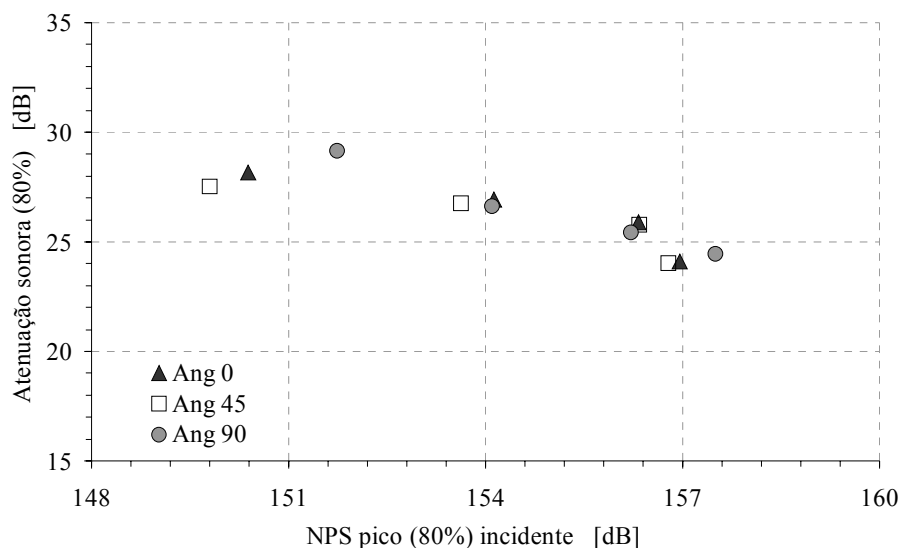


Figura 5.26 – Atenuação sonora pico (80%) para o NPS pico incidente (80%), do protetor tampão, com o Sistema 2.

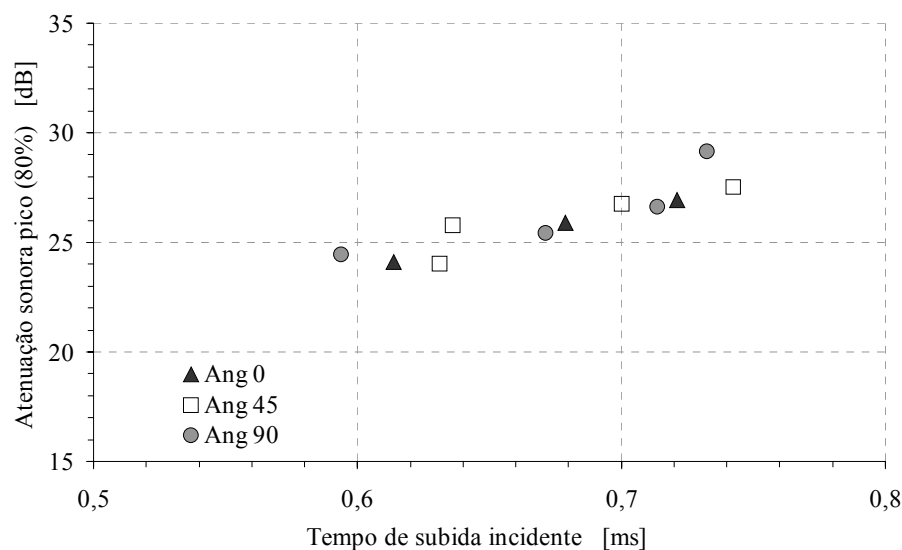


Figura 5.27 – Atenuação sonora pico (80%) em função do tempo de subida incidente, do protetor tampão, com o Sistema 2.

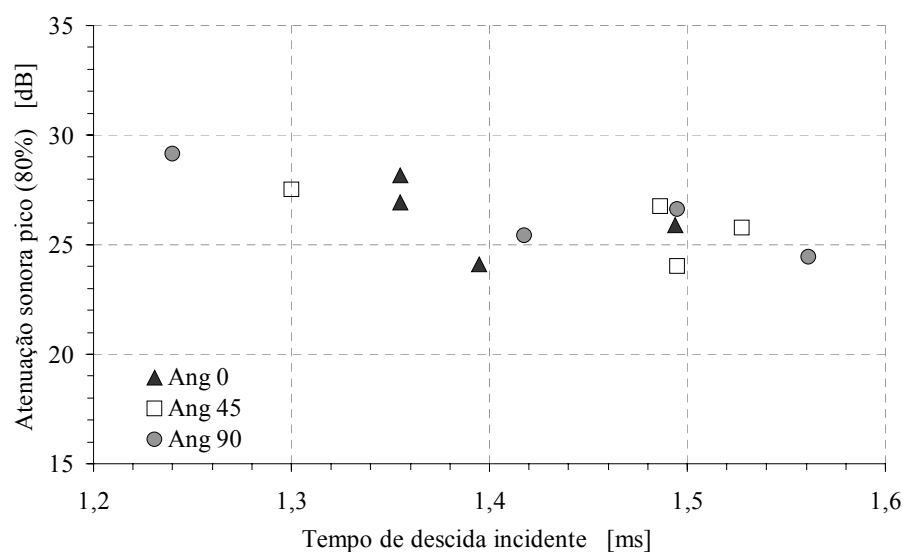


Figura 5.28 – Atenuação sonora pico (80%) em função do tempo de descida incidente, do protetor tampão, com o Sistema 2.

5.3.2 - Avaliação do Protetor Concha com o Sistema 2

Os pulsos incidentes foram produzidos usando o Sistema 2 e a configuração descrita na Tabela 5.8 para os três ângulos de incidência de 0°, 45° e 90°. O protetor auditivo do tipo concha testado foi colocado sobre a cabeça artificial, cobrindo externa e totalmente o canal auditivo simulado instalado dentro da cabeça. O protetor utilizado foi o mesmo avaliado com o Sistema 1, cujas características físicas já foram detalhadas na seção 5.2.2.

A Fig. 5.29 descreve os resultados das medições para a atenuação sonora pico (80%), do protetor concha, em função do NPS pico (80%) dos pulsos incidentes para os três ângulos de incidência de 0°, 45° e 90°. Os valores de atenuação sonora pico do protetor concha oscilaram em torno de 15 dB, para níveis incidentes fluando entre 149 e 158 dB. Os valores de atenuação sonora pico (80%) mínimo e máximo resultaram em 12,8 e 15,9 dB, respectivamente.

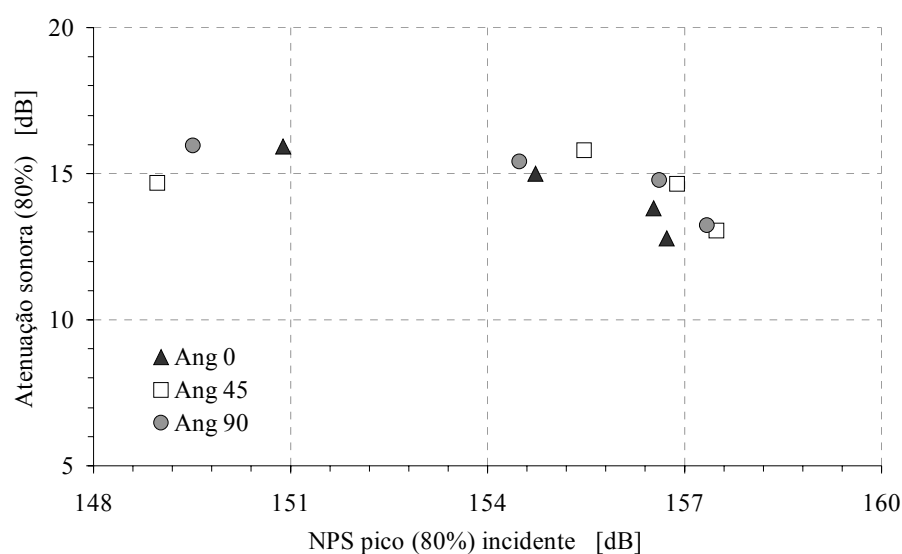


Figura 5.29 – Atenuação sonora pico (80%) para o NPS pico incidente (80%), do protetor concha, com o Sistema 2.

Através da Fig 5.30 nota-se que a atenuação sonora pico do protetor tipo concha apresentou uma atenuação sonora pico (80%) que variou entre 12,8 dB e 15,9 dB com uma média de atenuação de 14,6 dB e desvio padrão de 1,1 dB, quando os tempos de subida incidentes oscilaram entre 0,6 ms e 0,8 ms. A Fig 5.31 também destaca um comportamento relativamente constante da atenuação sonora do protetor para uma faixa em que os tempos de descida incidentes permaneceram entre 1,3 ms e 1,6 ms, para uma atenuação sonora pico com valor médio de 14,6 dB.

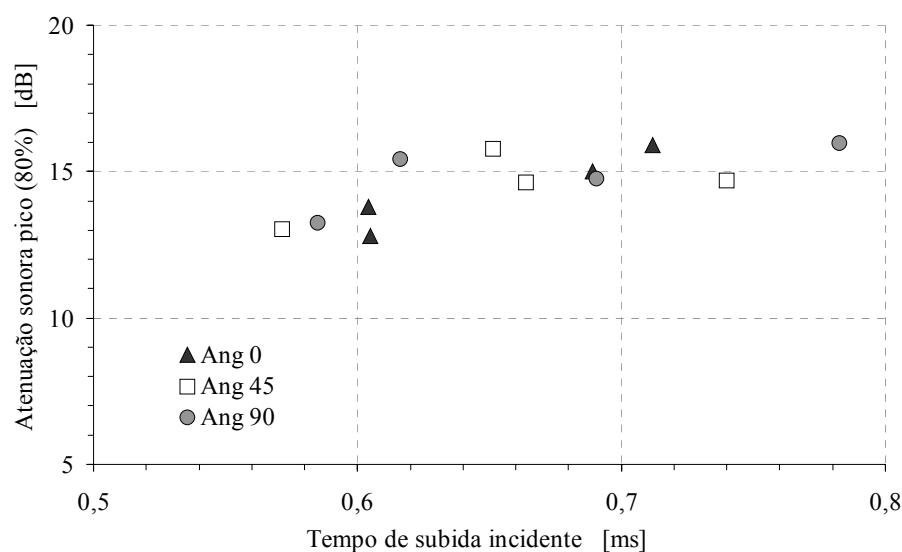


Figura 5.30 – Atenuação sonora pico (80%) em função do tempo de subida incidente, do protetor concha, com o Sistema 2.

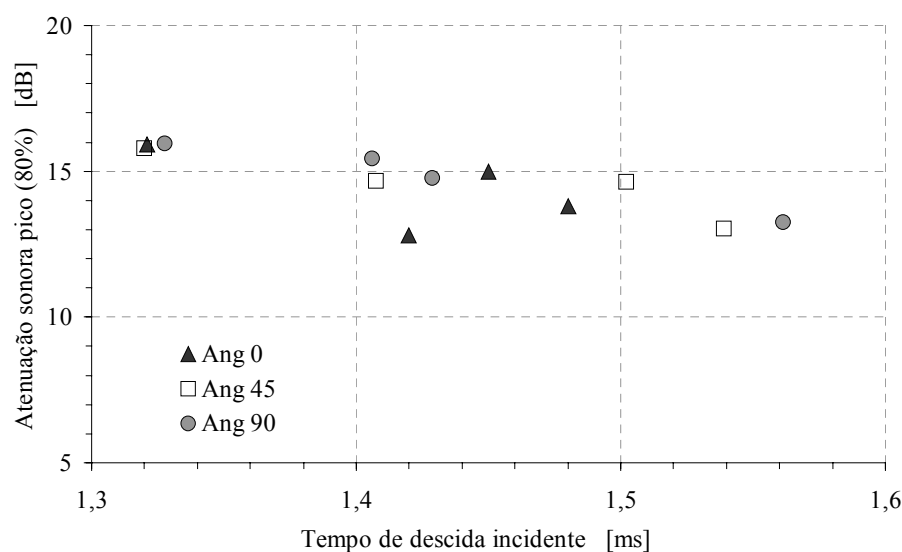


Figura 5.31 – Atenuação sonora pico (80%) em função do tempo de descida incidente, do protetor concha, com o Sistema 2.

5.3.3 - Combinação dos Protetores Tampão e Concha usando o Sistema 2

Foram realizadas medições para avaliar a atenuação da combinação dos protetores tampão de espuma e o do tipo concha instalados na cabeça artificial, usando o Sistema 2, para os ângulos de incidência de 0°, 45° e 90°.

Os resultados da Fig. 5.32 mostraram que a atenuação sonora pico (80%) variou entre 34 dB e 38 dB, com uma média de 36,4 dB e o desvio padrão de 1,4 dB.

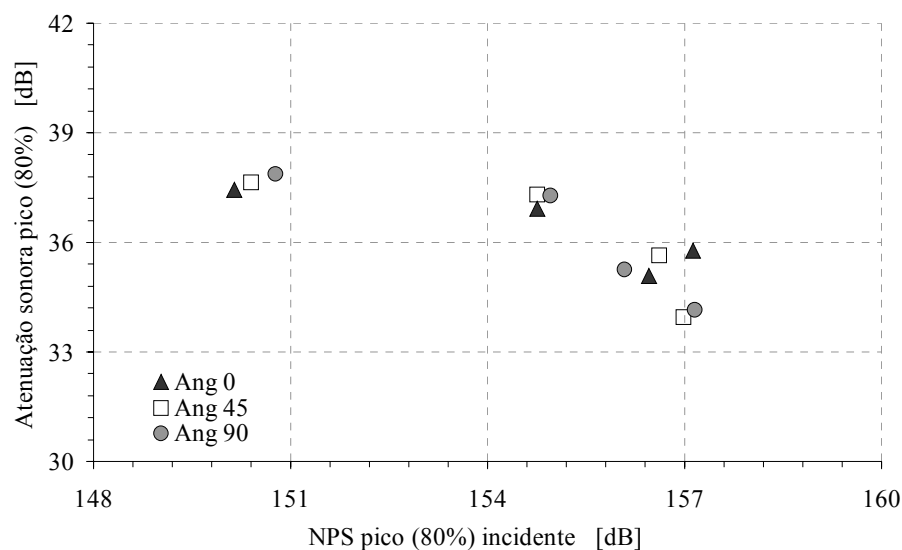


Figura 5.32 – Atenuação sonora pico (80%) para o NPS pico incidente (80%), do protetor tampão e concha, com o Sistema 2.

Nas Figs. 5.33 e 5.34 são mostradas a atenuação sonora pico (80%) em função dos tempos de subida e de descida incidentes, correspondes. Os tempos de subida, para os três ângulos de incidência, variaram entre 0,6 ms e 0,9 ms, e os tempos de descida oscilaram entre 1,3 ms e 1,7 ms.

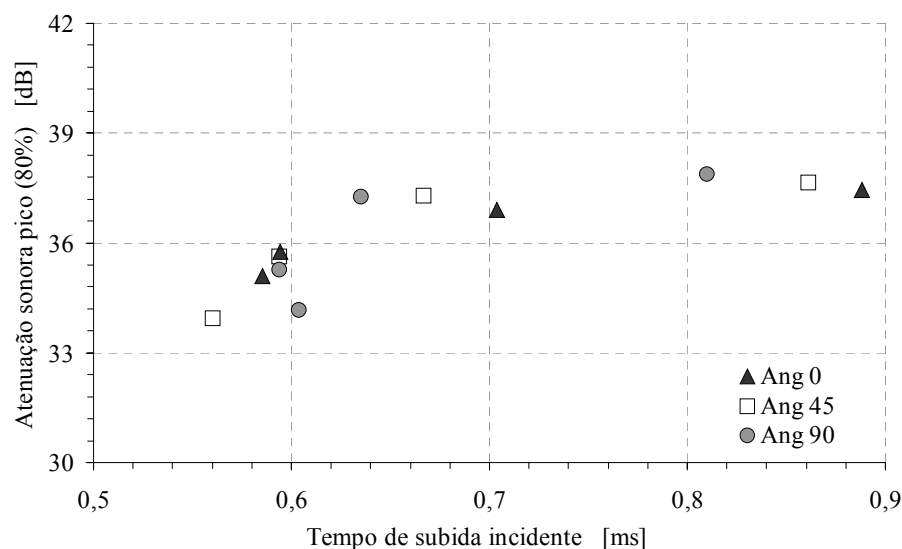


Figura 5.33 – Atenuação sonora pico (80%) em função do tempo de subida incidente, do protetor tampão e concha, com o Sistema 2.

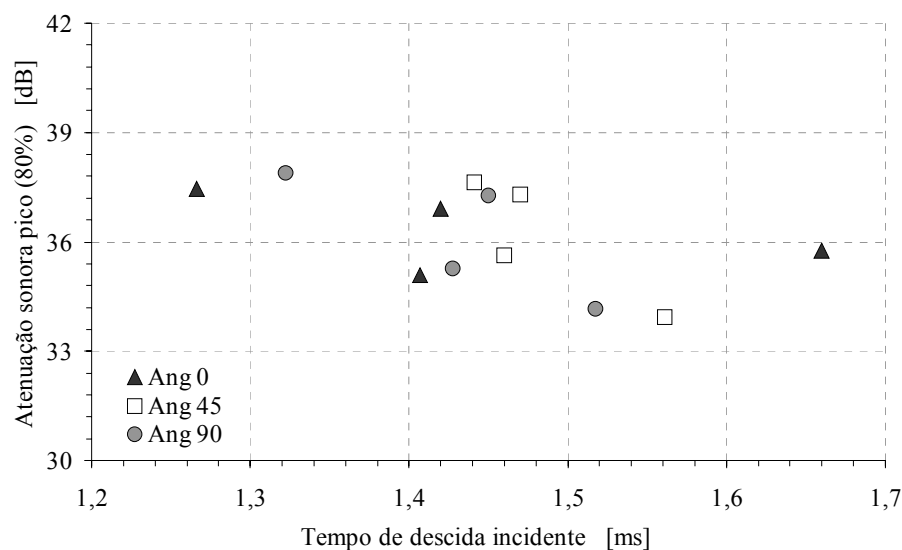


Figura 5.34 – Atenuação sonora pico (80%) em função do tempo de descida incidente, do protetor tampão e concha, com o Sistema 2.

Uma comparação da atenuação sonora pico (80%) entre os protetores tampão, concha e a combinação tampão e concha é apresentada na Fig 5.35. Os dados para cada protetor, apresentados nesta figura, foram obtidos através da média aritmética para cada atenuação sonora pico (80%), em cada carga de pressão e para os três ângulos de incidência do pulso em 0°, 45° e 90°. O protetor concha apresentou a menor atenuação sonora pico média de 14,6 dB; o protetor tampão mostrou uma atenuação sonora pico média igual a 26,2 dB; e a combinação do protetor tampão e concha mostrou uma atenuação média de 36,2 dB.

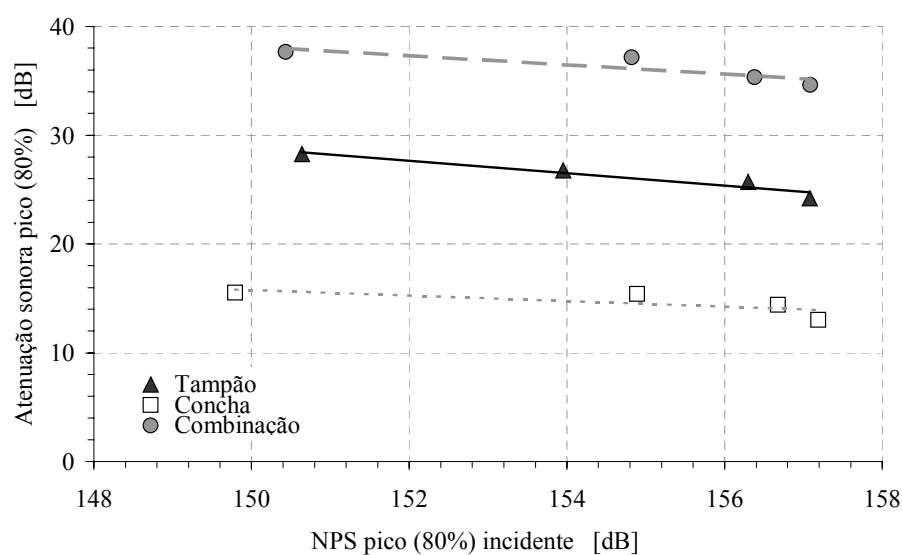


Figura 5.35 – Comparação das atenuações sonoras pico (80%) para o NPS pico incidente (80%), do protetor tampão, concha e combinação, com o Sistema 2.

Uma relação entre os tempos de subida transmitidos em função dos tempos de subida incidentes nos protetores é apresentada na Fig. 5.36. Percebe-se que o protetor concha tem os menores valores e média igual a 1,8 ms; o protetor tampão apresentou uma média de 3,1 ms e a combinação do tampão e concha revelou ter os valores um pouco maiores com uma média de 3,2 ms.

Na Fig. 5.37 são ilustrados os tempos de descida transmitidos dos três protetores tampão, concha e a combinação tampão e concha em função dos tempos de descida incidentes. O protetor tampão apresentou a maior média do tempo de descida igual a 21,4 ms; a combinação do protetor tampão e concha mostraram ter valores intermediários, com uma média igual a 16,2 e o protetor concha alcançou a menor média, de 1,6 ms.

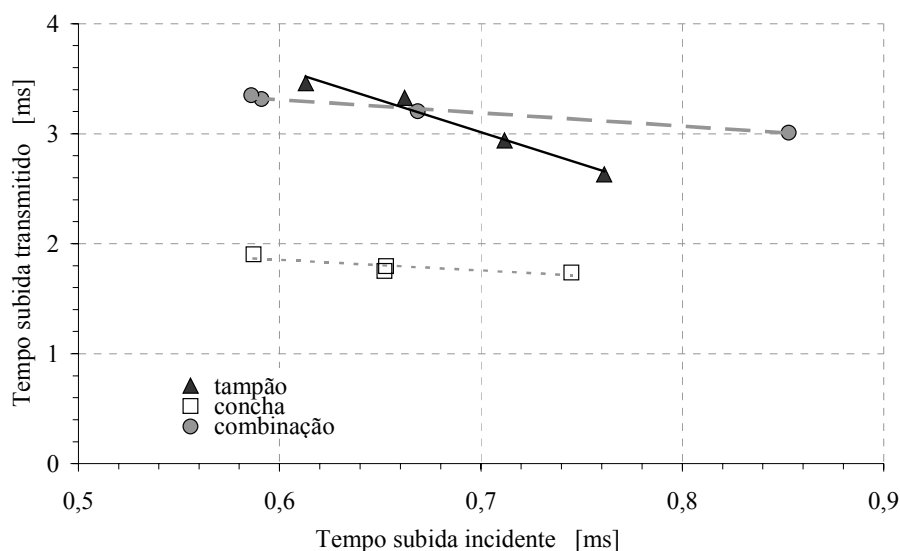


Figura 5.36 – Comparação entre os tempos de subida transmitidos em função dos tempos de subida incidente, dos protetores tampão, concha e combinação, com o Sistema 2.

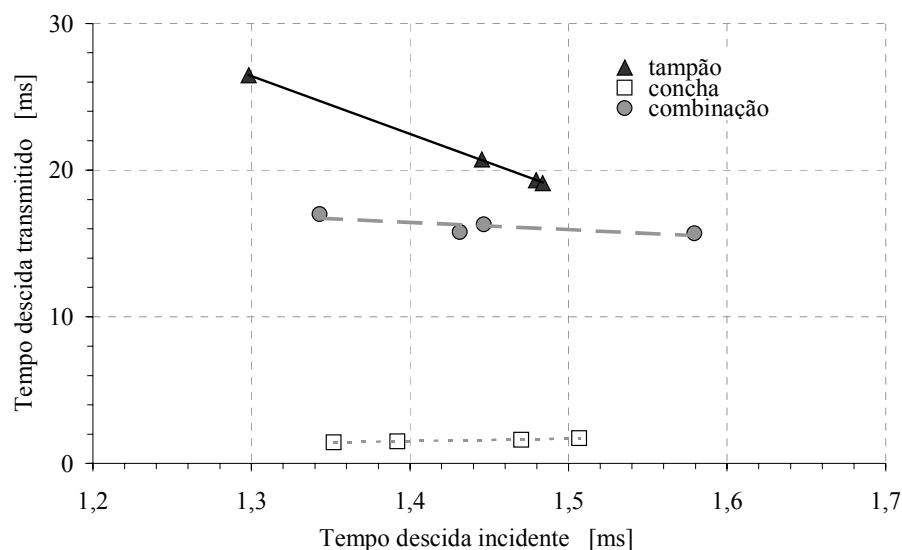


Figura 5.37 – Comparação entre os tempos de descida transmitidos em função dos tempos de descida, dos protetores tampão, concha e combinação, com o Sistema 2.

Com esta comparação entre os tipos de protetor: tampão, concha e a combinação tampão e concha mostra-se que, do ponto de vista da proteção auditiva, o dispositivo mais apropriado para atenuar altos níveis de ruído é a combinação tampão e concha e também o protetor tampão poroso. Em relação ao tempo de subida, um dos parâmetros de grande importância na proteção de ruídos impulsivos, tanto o protetor tampão como a combinação simultânea do protetor tampão e concha apresentaram os maiores valores.

5.3.4 - Parâmetros Transientes da Combinação dos Protetores Auditivos

As avaliações quantitativa e qualitativa da combinação dos protetores auditivos tipo tampão e tipo concha também são demonstradas através da identificação de parâmetros transientes relacionados com o pulso Friedlander e seu respectivo espectro. Foram utilizados os já definidos PTPA como: atenuação sonora pico, FDTS e FDTD.

A Fig. 5.38 descreve um exemplo dos PTPA para a combinação de proteção tampão e concha. A frequência de queda, $F_{\text{queda}_{\text{inc}}}$ (tempo de subida), correspondeu a 411,5 Hz para o pulso incidente, e a $F_{\text{queda}_{\text{trans}}}$ apresentou um valor de 113,4 Hz para o pulso transmitido. A $F_{\text{máx}_{\text{inc}}}$ do pulso incidente foi de 120,6 Hz e a $F_{\text{máx}_{\text{trans}}}$ do pulso transmitido de 9,3 Hz. Portanto, os valores do FDTS e FDTD se aproximaram de 3,6 e 13, respectivamente.

A atenuação sonora, no domínio da frequência, da combinação dos protetores tampão e concha está ilustrada na Fig. 5.39, onde se pode observar resultados similares entre os

experimentais e analíticos baseados no espectro Friedlander. A variação da atenuação sonora na frequência depende dos efeitos das ressonâncias do volume de ar da cavidade formada entre o protetor concha e tampão, além da cavidade de ar formada entre o protetor tampão e o microfone posicionado em 30 mm do canal auditivo, com a concha, que se apresenta para os 1800 Hz.

A curva de atenuação sonora da combinação do protetor tampa e concha, na Fig. 5.39 mostra que a atenuação variou entre 45 dB e 60 dB, na faixa de frequência de 50 Hz a 300 Hz e permaneceu constante, e com tendência linear em torno dos 50 dB, na faixa entre 300 Hz e 10 kHz.

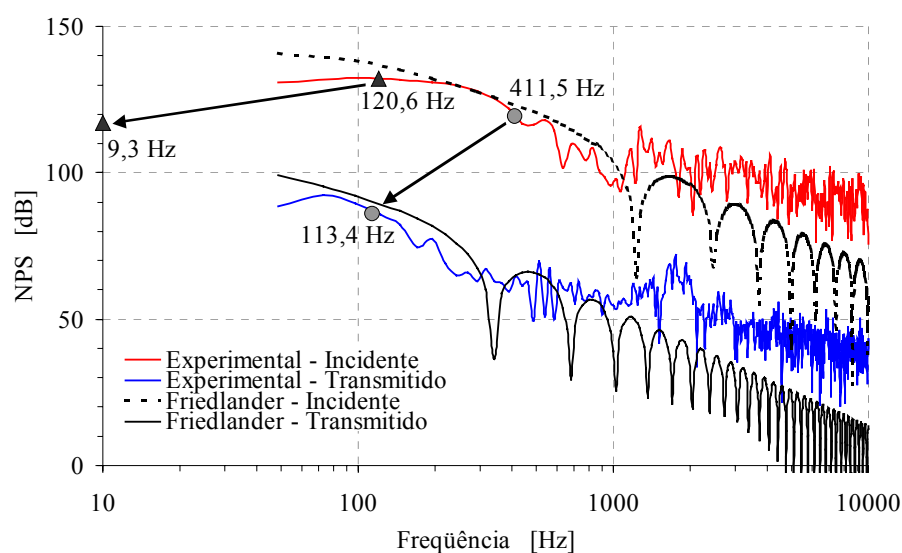


Figura 5.38 – Espectros experimental e Friedlander dos pulsos incidentes e transmitidos, da combinação dos protetores tampão e concha, com o Sistema 2.

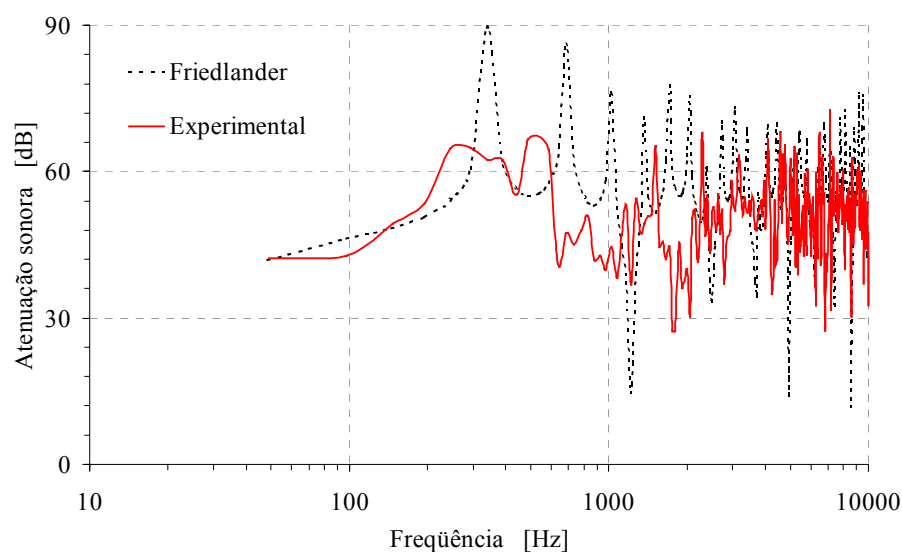


Figura 5.39 – Espectros experimental e Friedlander da atenuação sonora dos pulsos incidentes e transmitidos, da combinação dos protetores tampão e concha, com o Sistema 2.

Nas Tabelas 5.10 a 5.12 são listados os valores da atenuação sonora pico (80%), do FDTS e do FDTD, da combinação do protetor tampão e concha, para os três ângulos de incidência 0° , 45° e 90° , usando o Sistema 2.

Tabela 5.10 – Valores da atenuação sonora pico (80%) para os pulsos com os ângulos 0° , 45° e 90° , da combinação tampão e concha, usando o Sistema 2.

Atenuação sonora pico (80%)		
0°	45°	90°
37,5	37,6	37,9
36,9	37,3	37,3
35,1	35,6	35,3
35,8	33,9	34,2

Tabela 5.11 – Valores do FDTS para os pulsos com os ângulos 0° , 45° e 90° , da combinação tampão e concha, usando o Sistema 2.

FDTS pico (80%)		
0°	45°	90°
3,4	3,6	3,6
4,6	5,1	4,7
6,0	5,8	5,0
5,8	6,0	5,4

Tabela 5.12 – Valores do FDTD para os pulsos com os ângulos 0°, 45° e 90°, da combinação tampão e concha, usando o Sistema 2.

	FDTS pico (80%)		
	0°	45°	90°
	13,5	11,7	12,9
	11,3	10,9	11,6
	11,2	10,6	11,3
	9,5	9,9	10,5

Os resultados dos gráficos das Figs. 5.38 e 5.39 e dos dados apresentados nas Tabelas 5.10 a 5.12, confirmaram que os protetores usados simultaneamente na cabeça artificial, no Sistema 2, forneceram os maiores valores de atenuação sonora, FDTS e FDTD em comparação com os resultados dos protetores tampão e concha utilizados de forma independente.

A aplicação do modelo do pulso ideal Friedlander é útil e adequada para identificar os principais parâmetros no domínio do tempo e os seus correspondentes no domínio da frequência, para a combinação de proteção tampão e concha. Portanto, a definição dos PTPA é uma ferramenta simples e prática para avaliar um protetor auditivo submetido a ruído impulsivo de grande amplitude, acima de 140 dB pico, e de curta duração.

Na Fig. 5.40 é apresentada uma comparação entre a atenuação sonora, no domínio da frequência, para o protetor tampão, concha e a combinação tampão e concha, tendo utilizado sinais experimentais do Sistema 2.

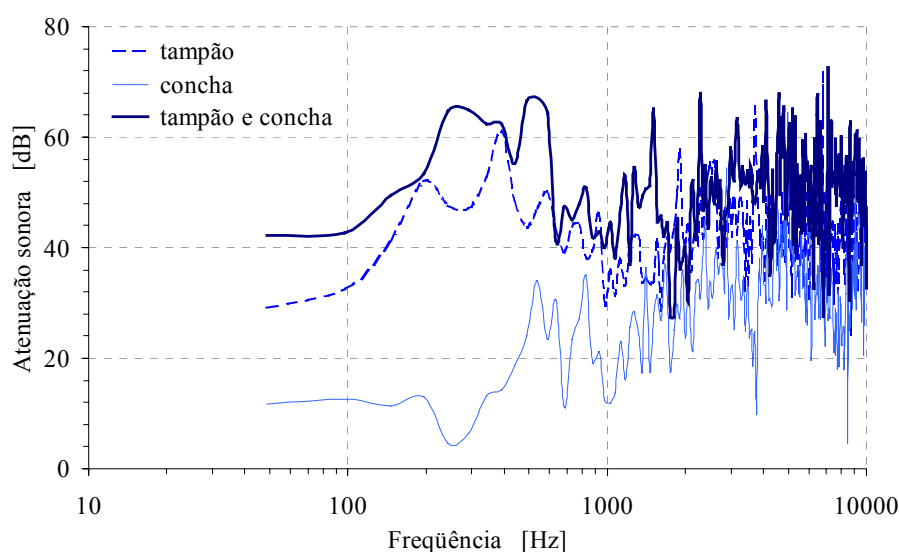


Figura 5.40 – Comparação da atenuação sonora, no domínio da frequência, dos protetores tampão, concha e a combinação tampão e concha, com o Sistema 2.

Na Fig. 5.40 verifica-se que a atenuação sonora da combinação tampão e concha é maior em comparação com o protetor tampão e o concha. A atenuação aproximada do tampão e concha cresce de 40 dB até 60 dB, entre 48 Hz e 500 Hz; para o protetor tampão a atenuação cresce de 30 dB até 40 dB na faixa de frequência de 48 Hz até 400 Hz; o protetor concha aumenta sua atenuação entre 48 Hz e 800 Hz, variando entre 12 dB e 30 dB. Em geral, na faixa de frequência entre 2 kHz e 10 kHz, a atenuação está em torno de 40 dB.

5.4 - Comparação entre os Resultados do Sistema 1 e do Sistema 2

Comparações entre o Sistema 1 e o Sistema 2, tanto para o protetor tampão como para o protetor concha, são apresentadas nas Figs. 5.41 e 5.42, que indicam as atenuações sonoras pico (80%) em função dos NPS pico (80%) dos pulsos incidentes. Nas Tabelas 5.13 a 5.16 estão resumidos os valores médios e os desvios padrões para a atenuação sonora pico (80%), os tempos de subida e de descida, dos protetores tampão e concha, para o Sistema 1 e o Sistema 2.

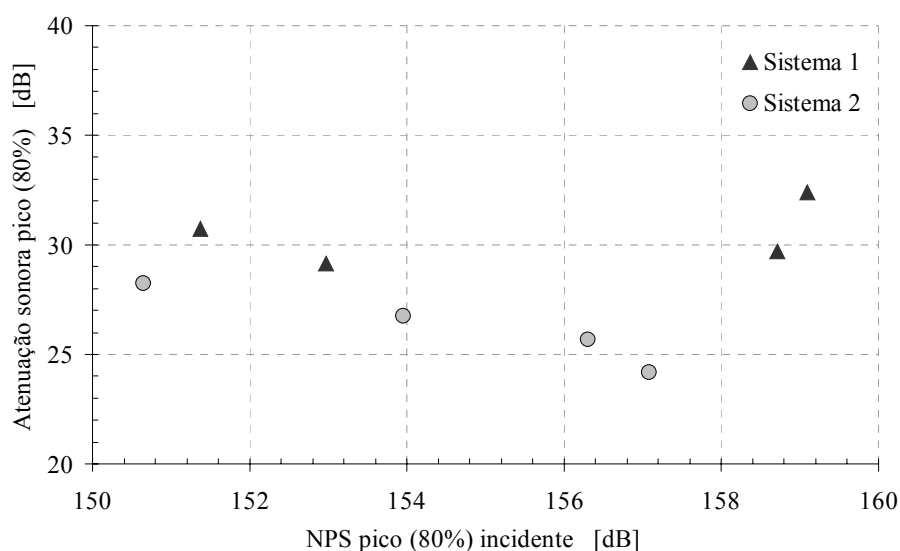


Figura 5.41 – Comparação da atenuação sonora pico (80%) em função dos NPS pico (80%) incidente, do protetor tampão, para o Sistema 1 e o Sistema 2.

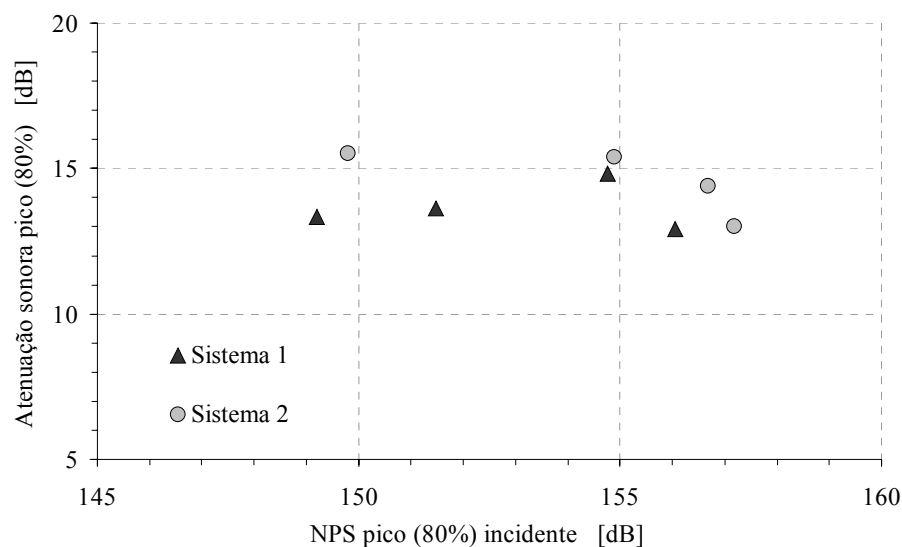


Figura 5.42 – Comparação da atenuação sonora pico (80%) em função dos NPS pico (80%) incidente, do protetor concha, para o Sistema 1 e o Sistema 2.

Tabela 5.13 – Comparação das médias dos parâmetros transientes do protetor tampão, usando o Sistema 1 e o Sistema 2.

Sistema	Atenuação pico [dB]	Média	
		T. de subida [ms]	T. de descida [ms]
1	30,5	1,7	21,3
2	26,2	3,1	21,4

Tabela 5.14 – Comparação do desvio padrão dos parâmetros transientes do protetor tampão, usando o Sistema 1 e o Sistema 2.

Sistema	Atenuação pico [dB]	Desvio padrão	
		T. de subida [ms]	T. de descida [ms]
1	1,4	0,1	2,2
2	1,7	0,4	3,4

Tabela 5.15 – Comparação das médias dos parâmetros transientes do protetor concha, usando o Sistema 1 e o Sistema 2.

Sistema	Atenuação pico [dB]	Média	
		T. de subida [ms]	T. de descida [ms]
1	13,7	1,7	13,2
2	14,6	1,8	1,6

Tabela 5.16 – Comparação do desvio padrão dos parâmetros transientes do protetor concha, usando o Sistema 1 e o Sistema 2.

Sistema	Atenuação pico [dB]	Desvio padrão	
		T. de subida [ms]	T. de descida [ms]
1	0,8	0,1	0,8
2	1,2	0,1	0,1

Os resultados gráficos dos parâmetros transientes do protetor tampão e concha, nas Figs. 5.41 e 5.42 e nas Tabelas 5.13 a 5.16, mostram que existiu uma boa concordância entre os valores obtidos através do Sistema 1 e do Sistema 2.

A maior diferença se apresentou para o tempo de descida do protetor concha (ver Tabela 5.15) devido à instalação do protetor no sistema auditivo. No Sistema 1 (incidência rasante) este protetor foi fixado utilizando um sistema de molas tensionadas que aplicaram uma linha de força externa e constante sobre o protetor, o qual se manteve rígido e diminuiu a vibração global do protetor. No Sistema 2 (cabeça artificial) o protetor foi fixado com a força pontual que o arco aplicou sobre o centro da concha de plástico, mantendo o protetor menos rígido; assim a vibração desta cavidade aumentou as oscilações no pulso atenuado. A Fig. 5.43 mostra o efeito que esta força, aplicada no protetor concha, provoca na resposta do pulso transiente atenuado, tanto para o Sistema 1 como para o Sistema 2.

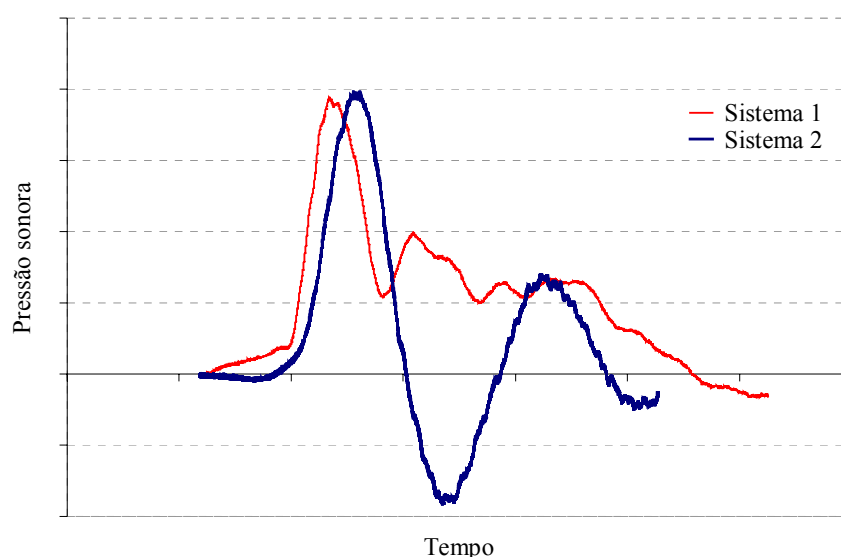


Figura 5.43 – Resposta comparativa do pulso transmitido e atenuado, do protetor concha, com o Sistema 1 e o Sistema 2.

Na Fig. 5.44 é apresentada uma comparação das atenuações sonoras, no domínio da frequência, para o protetor tampão, tendo sido utilizados o Sistema 1 e o Sistema 2. A Fig. 5.45 mostra as atenuações sonora, no domínio da frequência, oferecidas pelo protetor concha, avaliado com o Sistema 1 e o Sistema 2.

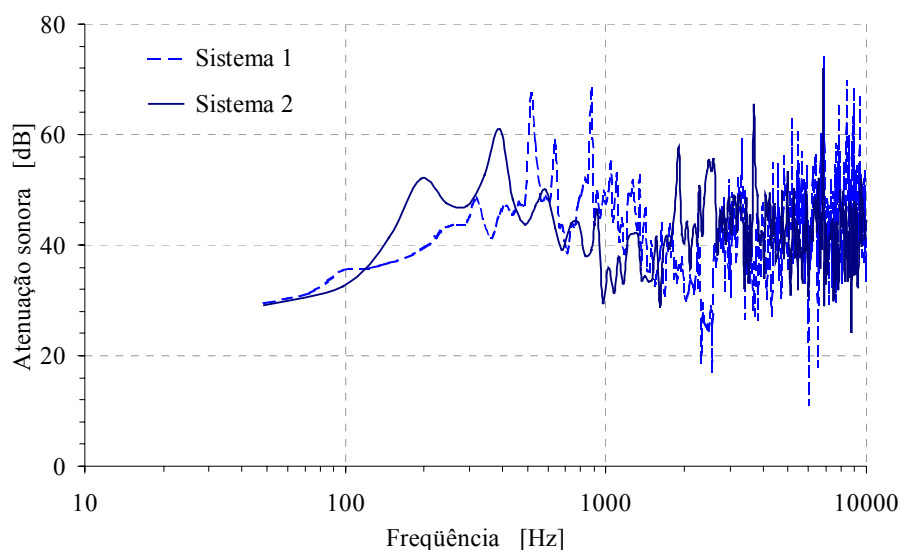


Figura 5.44 – Comparação da atenuação sonora, no domínio da frequência, do protetor tampão, com o Sistema 1 e o Sistema 2.

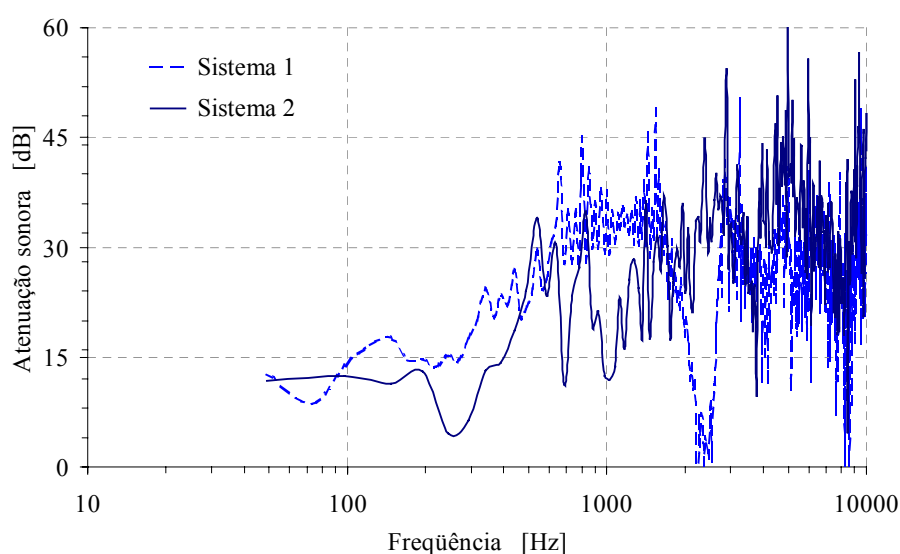


Figura 5.45 – Comparação da atenuação sonora, no domínio da frequência, do protetor concha, com o Sistema 1 e o Sistema 2.

As atenuações sonoras, no domínio da frequência, do protetor auditivo tipo tampão avaliado com o Sistema 1 e o Sistema 2, apresentaram um comportamento parecido acima de 1 kHz e a maior diferença foi observada entre 200 Hz e 900 Hz.

O protetor concha mostrou uma atenuação que variou entre 100 Hz e 2 kHz, mas acima de 3 kHz a atenuação foi mantida sem muitas variações.

5.5 - Conclusão e Resumo

Neste capítulo foram apresentados os resultados dos ensaios e resultados experimentais efetuados com o Sistema 1 e com o Sistema 2 para avaliar os protetores auditivos do tipo tampão poroso e do tipo concha, e a combinação destes para o Sistema 2.

Foram definidos e avaliados os Parâmetros Transientes do Protetor Auditivo – Atenuação Sonora, Fator de Deslocamento do Tempo de Subida e Fator de Deslocamento do tempo de Descida – através da determinação de três características físicas básicas do pulso Friedlander ideal como o tempo de subida, pressão sonora pico e tempo de descida. O espectro de Friedlander foi estimado a partir destas propriedades do pulso, e assim foram conhecidas as principais frequências que dão forma ao NPS e atenuação do protetor, no domínio da frequência.

Os resultados da avaliação do protetor tampão e concha, com o Sistema 1, em termos de atenuação sonora pico, da mudança nos tempos de descida e de subida e dos espectros, mostraram que este procedimento experimental, baseados na técnica do tubo de choque, foi eficiente quando utilizado um trem de pulsos que incidiram de forma rasante sobre o protetor.

A aplicação do Sistema 2, na avaliação dos protetores com a cabeça artificial, foi uma metodologia adequada para gerar pulsos de grande amplitude com incidência normal, oblíqua e rasante.

CAPÍTULO 6

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DOS PROTETORES AUDITIVOS

6.1 – Introdução

A aplicação de técnicas numéricas é uma ferramenta poderosa para a simulação de problemas de engenharia, pois elas muitas vezes permitem a avaliação mais rápida e a menor custo quando comparada com a avaliação experimental.

Neste capítulo é descrita a metodologia para a simulação transiente do comportamento do protetor auditivo mediante o método de elementos finitos (MEF). São apresentados os modelos bidimensionais de canais auditivos simulados para a avaliação dos protetores auditivos tipo tampão e tipo concha. A validação do procedimento de simulação é realizada através da comparação dos resultados numéricos, obtidos com o programa comercial SYSNOISE, com os resultados experimentais.

6.2 – Descrição das Malhas de Elementos Finitos do Canal Auditivo Humano

O procedimento aplicado para prever a atenuação sonora do protetor auditivo (tipo tampão ou tipo concha) consiste em simular o comportamento acústico do protetor instalado no canal auditivo usando o método de elementos finitos, no domínio do tempo.

A malha de elementos finitos que simula o canal e o protetor auditivo foi gerada com o programa ANSYS, como um modelo bidimensional no plano xy , utilizando-se elementos finitos tipo fluido (FLUID29), que são usados para modelar problemas em meios fluidos e nas interações da interface fluido-estrutura. Este elemento pode ter uma geometria retangular e um nó em cada um de seus cantos do elemento, sendo que cada nó apresenta três graus de liberdade, especificamente, translações nas direções x e y , e pressão sonora (ANSYS, 1996).

Uma vez escolhido o método de elementos finitos e o domínio do tempo para a simulação numérica, a malha do canal auditivo e do protetor é importada do programa ANSYS para o SYSNOISE. Posteriormente, são impostas as condições iniciais e de contorno no modelo, e também é definida a excitação externa que atua no sistema. As condições iniciais foram para a pressão e a derivada da pressão igual a zero para todos os nós da malha,

no tempo zero. As condições nos contornos laterais foram consideradas como rígidas. Assim, é possível calcular as respostas temporais de pressão sonora para qualquer posição dentro da malha de elementos finitos que modela o canal e o protetor.

Para validar e testar o procedimento de modelagem numérica transiente e para verificar o comportamento dos programas empregados foram modeladas estruturas simples dos canais auditivos. Os modelos escolhidos para a simulação foram um canal de forma retangular, um canal de forma cônica e um canal que representa uma forma real do canal auditivo, os quais foram denominados de tubo reto, tubo cônico e canal real.

6.2.1 – Modelo Bidimensional do Tubo Reto

Para modelar o canal auditivo humano, considerou-se um modelo bidimensional de um tubo de seção transversal constante (tubo reto), de 30 mm de comprimento e 8 mm de diâmetro equivalente, com seção de corte retangular, que simula o canal auditivo humano externo. Estas medições foram estabelecidas levando em conta os valores médios das dimensões reais do ouvido humano (Crocker, 1997).

Na análise numérica, as dimensões dos elementos foram 0,5 mm x 0,5 mm. Estas dimensões foram escolhidas seguindo as regras sugeridas por Coyette (1995) e por Coyette e Segart (1997), e respeitando a regra que sugere o uso de mais de nove elementos por comprimento de onda.

Usando estas regras, para uma frequência máxima de 20 kHz (banda de frequência na faixa audível e menor comprimento de onda desta faixa igual a 17 mm), tem-se 34 elementos por comprimento de onda, o que é bem maior que os 9 elementos por comprimento de onda sugeridos.

A Tabela 6.1 apresenta os valores teóricos da frequência de ressonância de um tubo aberto em um extremo e fechado no outro, calculados através da Eq. (4.1), e os valores destas frequências obtidas pelo método de elementos finitos. As diferenças entre os valores das frequências naturais calculadas teoricamente e as estimadas pelos elementos finitos são obtidas mediante o cálculo do erro dado pela Eq. (6.1). Os resultados numéricos mostraram que o erro foi aproximadamente 1,2% quando utilizado o MEF.

Tabela 6.1 – Frequências naturais para um tubo aberto-fechado.

Modo	Frequência natural [Hz]	MEF [Hz]	Erro [%]
1	2.866,7	2.833,7	1,2
2	8.600,1	8.501,1	1,2
3	14.333,5	14.168,5	1,2
4	20.066,9	19.835,9	1,2

$$\text{ERRO (\%)} = \left[\frac{\text{MEF} - f_0}{f_0} \right] \cdot 100 \quad (6.1)$$

A resolução do problema de acústica transiente para o modelo do canal auditivo com o protetor tampão é governada pela equação da onda linear e ela é resolvida tanto no espaço como no tempo. As condições iniciais, para a pressão sonora e a sua primeira derivada, são aplicadas para todos os nós da malha. As condições de contorno que definem as propriedades dos materiais são impostas nos elementos e as condições que caracterizam as impedâncias são aplicadas nas faces da malha. A excitação externa, definida para os nós da malha, em $x = 0$ (ver Fig. 6.1), é a pressão sonora transiente obtida nos ensaios experimentais.

Através da medição do campo de pressão incidente no canal (ver Capítulo 5), as respostas de pressão sonora no tempo e no espaço são calculadas para qualquer ponto interior da malha. Na Fig. 6.1 se apresenta a malha de elementos finitos que modela o canal auditivo com o protetor tampão, bem como a impedância acústica do tímpano na posição de 30 mm e a pressão sonora impulsiva que excita os nós na entrada do canal, na posição de 0 mm.

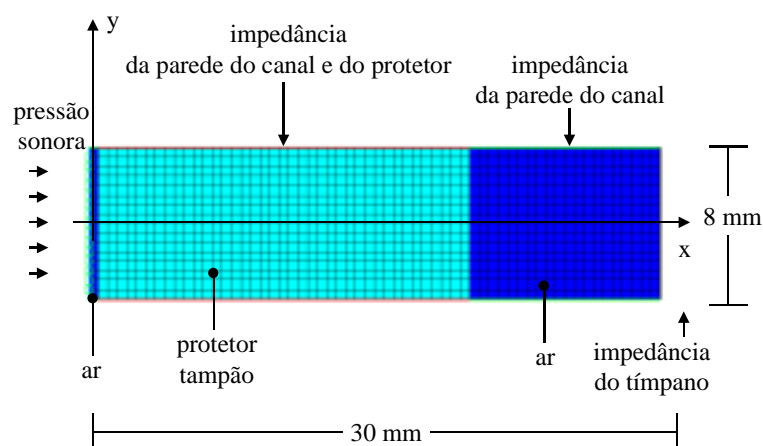


Figura 6.1 – Modelo axissimétrico de elementos finitos do tubo reto com protetor tampão.

Os dados requeridos para uma resposta transiente consideram as propriedades do material fluido, neste caso o protetor é modelado como um fluido invíscido com densidade de 300 kg/m^3 e velocidade de propagação do som de 320 m/s (Alberti, 1982). O protetor é construído de material poroso; entretanto nas simulações numéricas deste trabalho o protetor é modelado conforme apresentado na seção 5.2.1 do Capítulo 5. O protetor ocupa o canal auditivo entre $x = 0,5 \text{ mm}$ e $x = 20 \text{ mm}$ (ver Fig. 6.1).

Nas paredes do canal reto que interagem com o ar foi utilizado o valor de impedância de 10^4 Ns/m^5 (Mourad, 1990), porque as paredes do canal auditivo humano não atuam como um contorno totalmente rígido, cujo valor é imposto nas faces superior e inferior da malha do canal auditivo simulado, localizadas entre 0 e 0,5 mm e entre 20 e 30 mm. A impedância de 10^8 Ns/m^5 nas faces da malha representa a interação entre o protetor tampão e as paredes do canal, entre 0,5 e 20 mm (Bavastri, 2001) (ver Fig 6.1). O valor de impedância acústica para o tímpano humano foi fixado em 10^8 Ns/m^5 , estabelecida na extremidade do tubo reto, na posição 30 mm (Mourad, 1990).

Aplicando as recomendações de Coyette (1995) e considerando o tamanho do elemento de 0,5 mm pode ser utilizado um incremento no tempo de $10 \mu\text{s}$, para uma velocidade do som de 344 m/s , numa faixa de tempo total de 50 ms, o que leva a obter aproximadamente 5.000 iterações.

6.2.2 – Modelo Bidimensional do Tubo Cônico

Em um segundo modelo de elementos finitos, construído segundo as observações descritas anteriormente, considerou-se uma geometria bidimensional do canal auditivo como um tubo com variação linear de diâmetro. O comprimento deste canal tem 30 mm, o diâmetro da entrada de 8 mm e o diâmetro que corresponde impedância do tímpano de 4 mm.

Na Fig. 6.2 se ilustra a malha de elementos finitos utilizada para modelar o canal auditivo como um tronco de cone. A figura mostra as condições de contorno nos elementos e nas faces da malha, assim como também a excitação da pressão sonora transiente aplicada nos nós da entrada da malha na posição de $x = 0 \text{ mm}$.

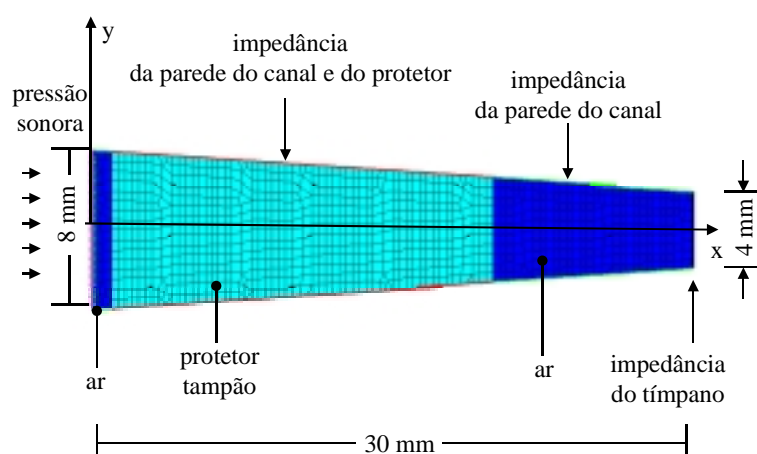


Figura 6.2 – Modelo de elementos finitos do tronco de cone com protetor tampão.

6.2.3 – Modelo Bidimensional do Canal Real

Um terceiro modelo de elementos finitos considerou uma geometria bidimensional do canal auditivo como um canal real. A geometria deste canal foi obtida como uma projeção no plano dos modelos tridimensionais apresentados por Stinson e Lawson (1989), os quais foram gerados a partir da geometria de quinze canais auditivos humanos usando moldes de silicone, nos quais foram medidas as coordenadas da superfície.

Um tronco de cone tem uma geometria parecida com o canal real, já que diminui o diâmetro na direção do tímpano e, portanto no tronco de cone aparecem os efeitos das paredes laterais do canal auditivo.

A malha de elementos finitos do canal real, com o protetor tampão, utilizado na simulação numérica transiente é mostrada na Fig. 6.3. O canal real tem um comprimento de 30 mm, um diâmetro de entrada de 8 mm e um diâmetro no extremo final de 4 mm, onde é simulada a impedância do tímpano (Fortkamp, 2002).

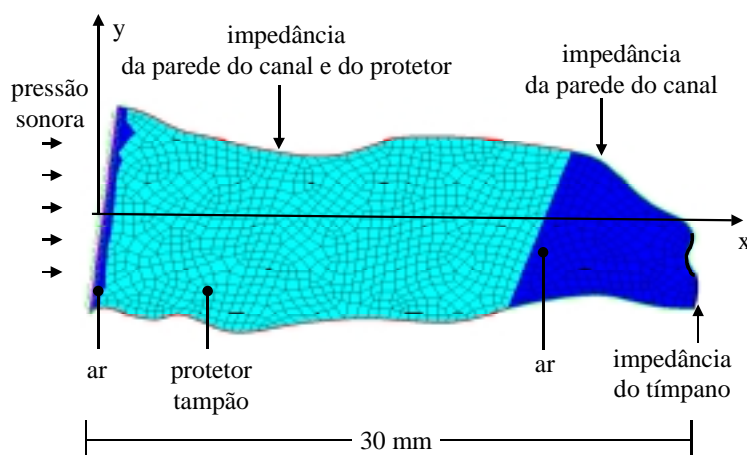


Figura 6.3 – Modelo de elementos finitos do canal real com protetor tampão.

6.3 – Simulação do Protetor Auditivo para Incidência Rasante

Como forma de demonstrar que os resultados do modelo numérico realizado com o tubo reto, se ajustam com aqueles do ensaio experimental do Sistema 1 (incidência rasante no protetor), foram comparados os três tipos de canais auditivos – tubo reto, tronco de cone e canal real – definidos anteriormente, usando o protetor tipo tampão. Uma vez avaliado e escolhido o tubo reto como o modelo numérico apropriado, ele foi utilizado no modelo de elementos finitos também para um protetor tipo concha, submetido à pressão sonora transiente que atua rasante sobre o protetor.

6.3.1 – Canal Auditivo e Protetor Tampão do Sistema 1

Os dados de entrada da excitação transiente, obtida com o Sistema 1, consistiram em uma pressão sonora incidente de 2.448,4 Pa, onde os tempos de subida e de descida foram respectivamente, 0,3 ms e 2,8 ms. Esta pressão sonora foi obtida das medições com o Sistema 1 cuja incidência sobre o protetor tampão foi rasante, e esta pressão de excitação foi aplicada nos nós da entrada do malha de elementos finitos, na posição $x = 0$ mm.

A distribuição de pressão sonora no interior da malha do tubo reto, estimada com o programa SYSNOISE é apresentada na Fig. 6.4. A pressão sonora pico alcançou seu valor máximo de 68,6 Pa em um tempo de 23 ms, na posição que simula a membrana timpânica observada no nó 470, localizado nas coordenadas $x = 30$ mm e $y = 0$ mm.

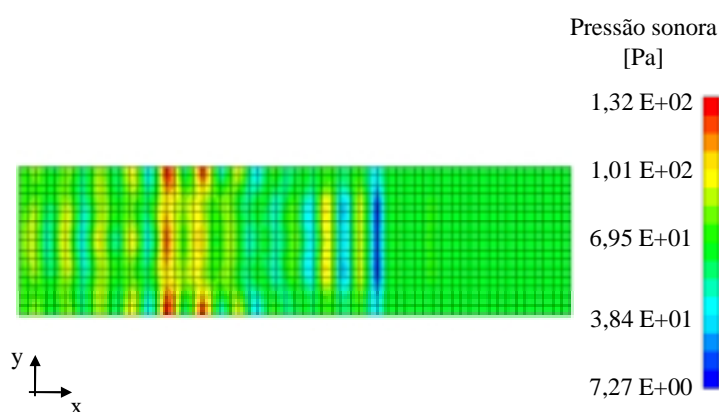


Figura 6.4 – Distribuição pressão sonora na cavidade do tubo reto com protetor tampão, no tempo 23 ms, do Sistema 1, obtida pelo SYSNOISE.

A distribuição de pressão sonora no interior da malha do tubo cônico, estimada com o programa SYSNOISE é apresentada na Fig. 6.5. A leitura da pressão sonora pico é de 62,8 Pa,

para um tempo de 24,8 ms, na posição que simula a membrana timpânica observada no nó 1129, localizado nas coordenadas $x = 30$ mm e $y = 0$ mm.

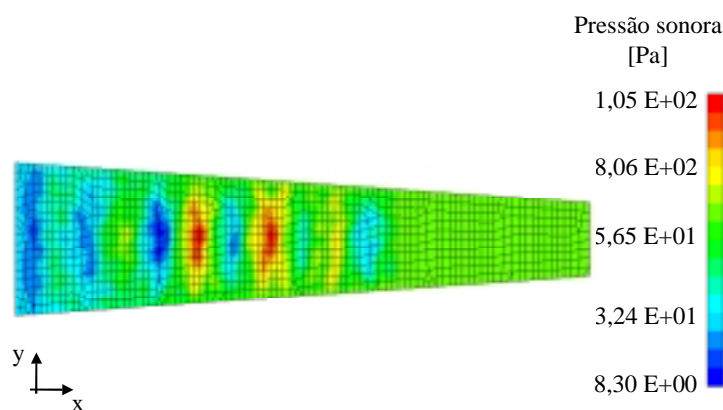


Figura 6.5 – Distribuição sonora na cavidade do tubo cônico com protetor tampão, no tempo 24,8 ms, do Sistema 1 obtida pelo SYSNOISE.

A distribuição de pressão sonora no interior da malha do canal real, estimada com o programa SYSNOISE é apresentada na Fig. 6.6. A leitura da pressão sonora pico é de 88 Pa, para um tempo de 24 ms, na posição que simula a membrana timpânica observada no nó 8, localizado nas coordenadas $x = 28$ mm e $y = 2,9$ mm.

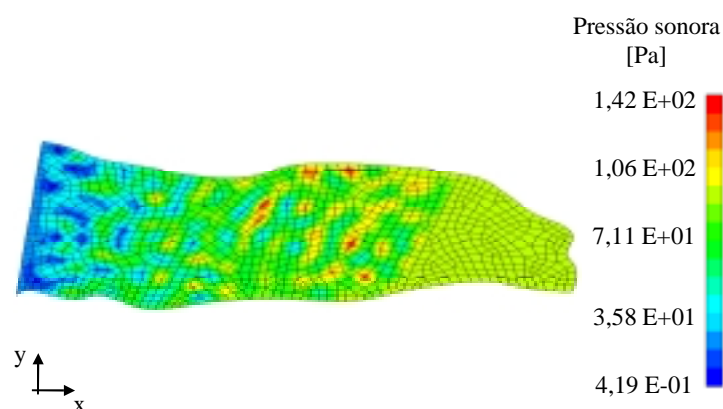


Figura 6.6 – Distribuição pressão sonora na cavidade do canal real com protetor tampão, no tempo 24 ms, do Sistema 1 obtida pelo SYSNOISE.

Uma comparação entre o pulso atenuado pelo protetor tampão, do experimento com o Sistema 1, e os pulsos atenuados da simulação numérica para o tubo reto, tubo cônico e canal real é apresentada na Fig. 6.7. O gráfico mostra que os resultados da simulação para o tubo reto e o canal real estão mais próximos do resultado experimental, tanto pela forma que mantém o pulso como pelos valores dos parâmetros transientes, listados na Tabela 6.2.

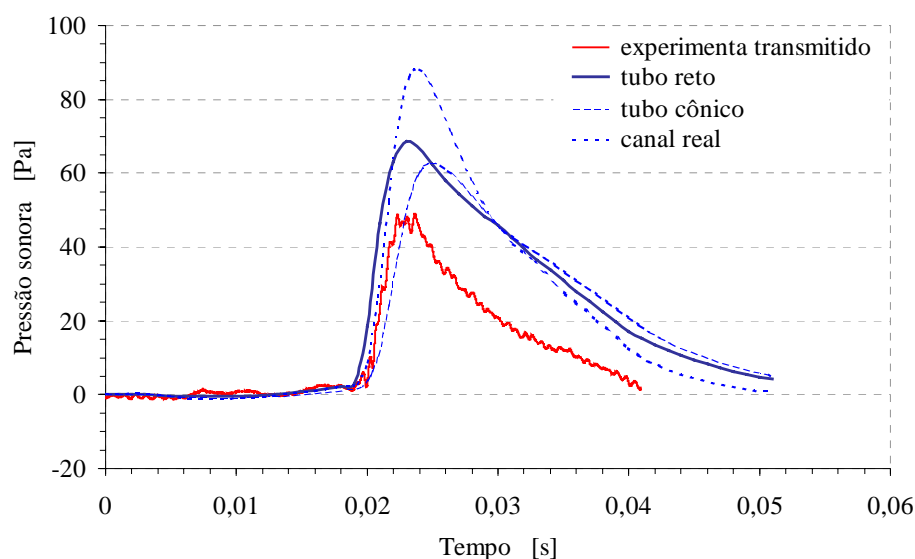


Figura 6.7 – Pulsos sonoros atenuados, medido no tímpano, do canal experimental e dos canais da simulação numérica, com protetor tampão e do Sistema 1.

Tabela 6.2 – Parâmetros transientes do canal experimental e dos modelos numéricos.

Canal auditivo	Pressão sonora pico [Pa]	NPS pico (80%) [Pa]	Tempo de subida [ms]	Tempo de descida [ms]
Experimental	39,3	125,9	2,0	15,2
Tubo reto	54,9	128,8	2,2	22,1
Tubo cônico	50,2	128,0	2,4	22,4
Canal real	70,4	130,9	2,4	16,1

Os espectros do pulso experimental e dos canais da simulação numérica (reto, cônico e real) estão ilustrados no gráfico da Fig. 6.8. Observa-se que os espectros da simulação do tubo reto, tubo cônico e canal real estão bem próximo do espectro experimental, nas frequências abaixo de 500 Hz. Acima desta frequência a curva do tubo reto representa uma boa aproximação do espectro experimental, notando-se que na frequência de 7954 Hz aparece uma ressonância devido à cavidade de ar entre o tampão e a membrana timpânica, que é um valor próximo do valor estimado numericamente.

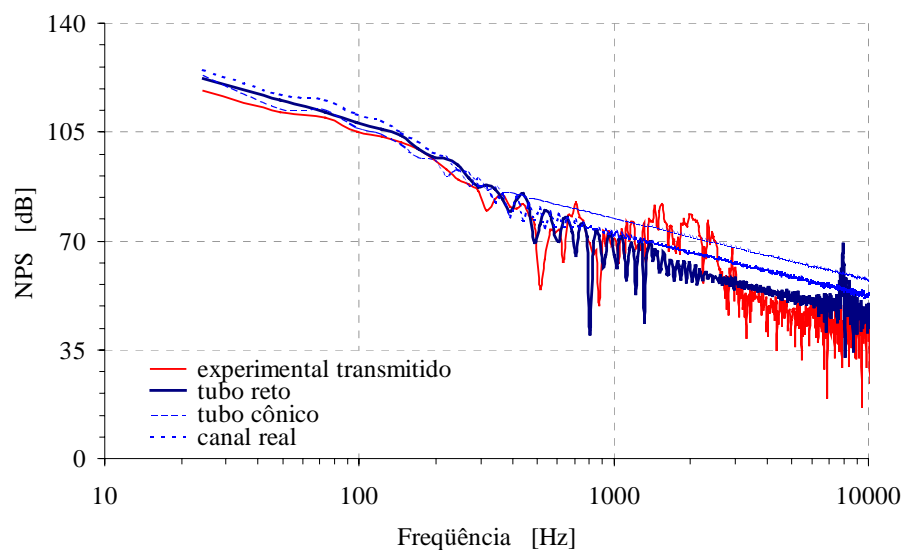


Figura 6.8 – Espectros sonoros, medidos no tímpano, dos pulsos experimental e da simulação numérica com o protetor tipo tampão do Sistema 1.

Dos resultados comparativos das histórias temporais (ver Fig. 6.7), dos parâmetros transientes da Tabela 6.2, e os correspondentes espectros (Figs. 6.8 a 6.10) para os pulsos experimental e simulados numericamente, verifica-se que o tubo reto fornece resultados próximos quando comparado com o tubo real, o que indica que ao se manter a geometria reta é obtida uma boa representação do canal auditivo humano.

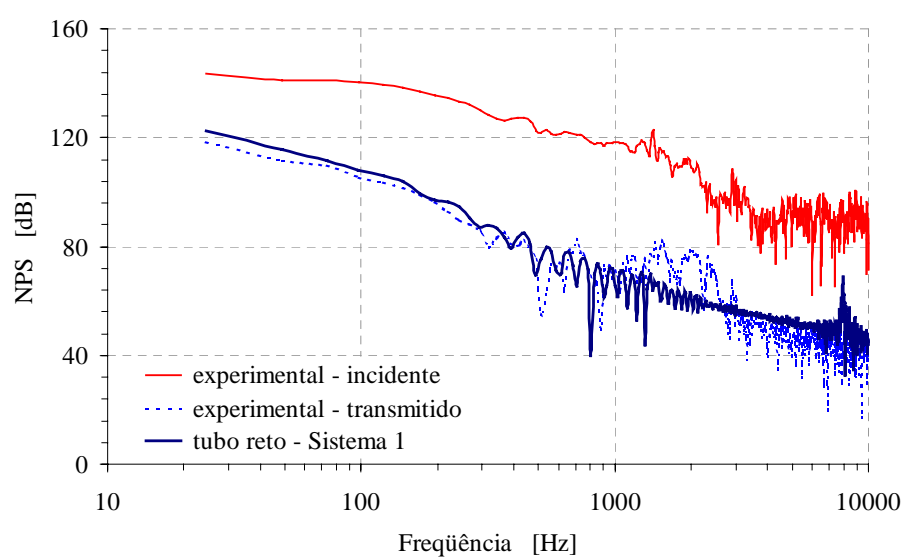


Figura 6.9 – Espectros dos pulsos, medidos no tímpano, experimentais incidente e transmitido, e da simulação numérica do tubo reto com protetor tampão do Sistema 1.

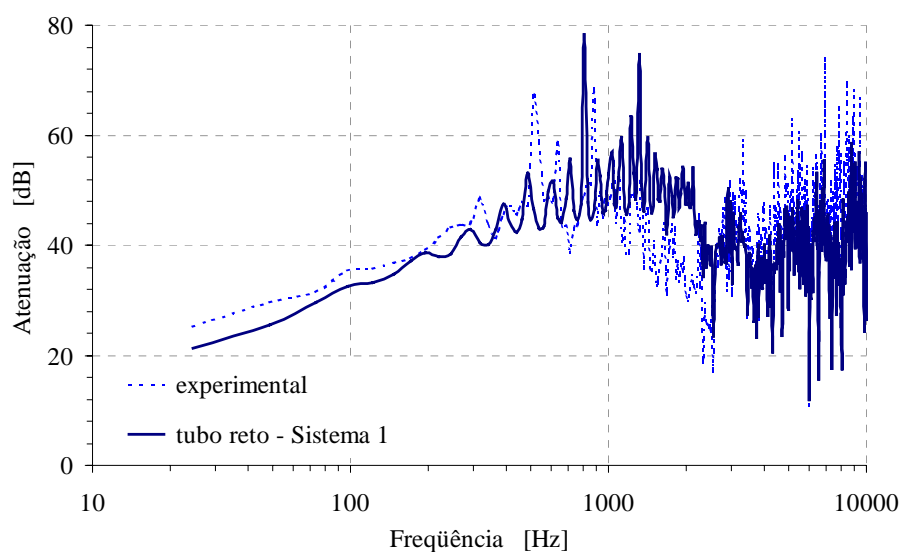


Figura 6.10 – Atenuação sonora do pulso, medido no tímpano, experimental e da simulação numérica do tubo reto com protetor tampão do Sistema 1.

Portanto, de acordo com as observações mencionadas, a simulação numérica com o tubo reto pode ser usada como um modelo para representar alguns casos nos quais possam ser incluídos um protetor tipo concha e pulsos sonoros com diferentes características. Nos seguintes modelos e exemplos de simulação numérica que serão apresentados, a malha do tubo reto é utilizada para simular o canal auditivo.

6.3.2 – Canal Auditivo e Protetor Concha do Sistema 1

Tendo em conta os resultados da seção 6.3.1 onde se verificou que o tubo reto é uma boa representação da geometria do canal auditivo submetido a pressões transientes. Nas próximas simulações será utilizado o modelo do tubo reto para o canal auditivo.

Para modelar o canal auditivo com o protetor tipo concha foi considerado um modelo bidimensional do tubo reto e uma cavidade que simula a concha, a qual está acoplada ao tubo reto, como mostra a Fig. 6.11. O tubo reto consistiu em uma seção transversal constante, de 30 mm de comprimento e 8 mm de diâmetro, e o protetor tipo concha foi construído como uma cavidade de 100 mm de altura e 50 mm de largura.

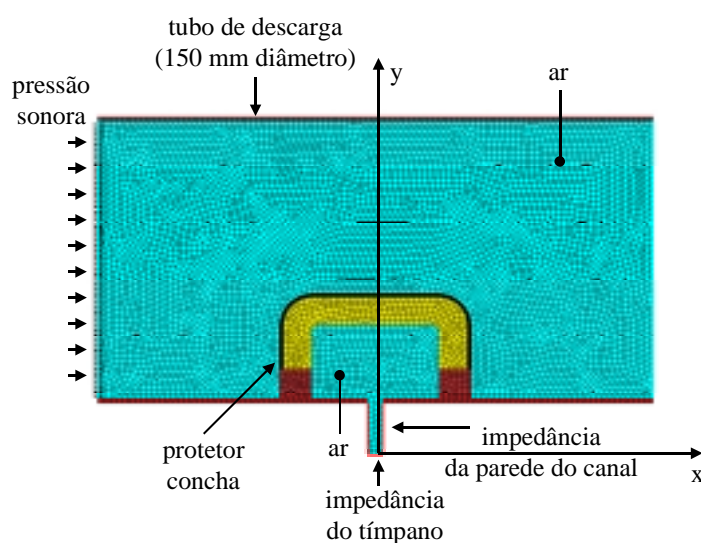


Figura 6.11 – Modelo de elementos finitos do tubo reto com protetor concha e incidência rasante do Sistema 1.

O tamanho do elemento finito foi definido como 0,5 mm x 0,5 mm, seguindo as regras que sugerem Coyette (1995) e Coyette e Segear (1997), obtendo-se uma malha com um total de 8008 elementos e 8195 nós.

As propriedades do material e da impedância que definem as condições de contorno do tubo reto foram mantidas como no caso da simulação do tubo reto com o protetor tampão. O protetor concha foi modelado como uma área retangular de duas dimensões de 50 mm de largura e 100 mm de altura. As condições de contorno para o modelo do canal auditivo e do protetor concha foram impostas na superfície do protetor, no extremo e nas paredes do canal.

As características dos materiais do protetor tipo concha, mostradas na Fig. 6.12, foram aplicadas para a concha de plástico do protetor, de 2 mm de espessura com densidade de 1200 kg/m³ e velocidade de 1500 m/s, a espuma interna do protetor foi de 10 mm de espessura, 950 kg/m³ de densidade e 1280 m/s como velocidade do som, a almofada que acopla o protetor com o contorno rígido do tubo de descarga teve uma espessura de 12 mm, uma densidade de 950 kg/m³ e uma velocidade de propagação do som de 1050 m/s (Vergara, 1999-2001).

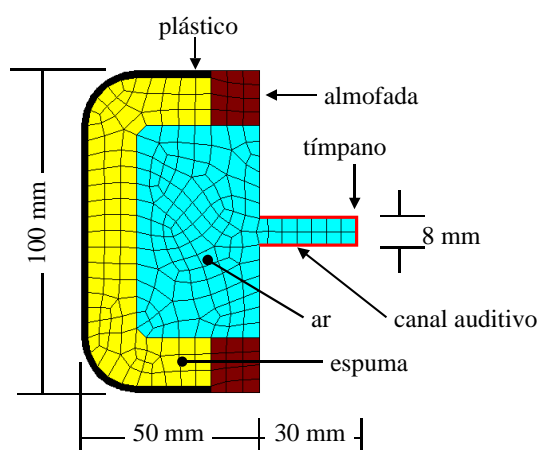


Figura 6.12 – Modelo de elementos finitos do tubo reto e do protetor tipo concha.

O ar dentro e fora da cavidade do protetor foi tratado como um meio homogêneo com uma densidade de $1,21 \text{ kg/m}^3$ e uma velocidade de propagação do som de 344 m/s . As paredes do tubo de descarga de 150 mm de diâmetro foram consideradas rígidas, com uma densidade de 1200 kg/m^3 e uma velocidade do som de 1500 m/s .

Os dados de entrada da excitação transiente consistiram em uma pressão sonora incidente de $1.820,1 \text{ Pa}$ (100 % pico), com um tempo de subida de $0,43 \text{ ms}$ e um tempo de descida de $2,3 \text{ ms}$. Esta pressão sonora foi obtida das medições experimentais com o Sistema 1 cuja incidência sobre o protetor concha foi rasante; logo esta pressão de excitação foi aplicada nos nós da entrada da malha de elementos finitos do tubo reto e do protetor concha (ver Fig. 6.11).

A distribuição de pressão sonora no exterior e interior da malha do tubo reto com o protetor tipo concha, determinada com o programa SYSNOISE é apresentada na Fig. 6.13. A leitura da pressão sonora pico (100 %) alcançou seu máximo para $429,8 \text{ Pa}$ em um tempo de $22,4 \text{ ms}$, em uma posição próxima da membrana timpânica observada no nó 111, localizado nas coordenadas $x = 0 \text{ mm}$ e $y = -30 \text{ mm}$ (ver Fig. 6.11).

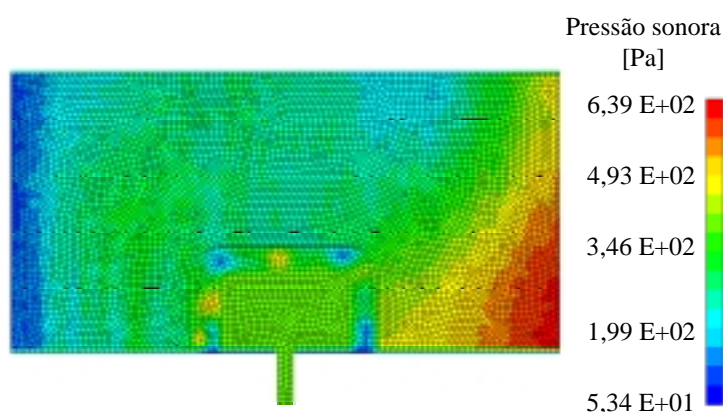


Figura 6.13 – Pressão sonora do tubo reto com o protetor concha, medido no tímpano, no tempo 22,4 ms, do Sistema 1 obtida pelo SYSNOISE.

Os pulsos sonoros, experimentais e da simulação numérica, atenuados pelo protetor concha, transmitidos ao tubo reto e medidos na proximidade da posição que simula o tímpano estão ilustrados na Fig. 6.14. O pulso experimental transmitido alcançou um NPS pico (80%) de 143 dB, com tempo de subida de 1,4 ms e um tempo de descida de 14,6 ms. O pulso da simulação numérica transmitido atingiu um NPS pico (80%) de 146,6 dB com tempos de subida e descida de 2 ms e 1,3 ms, respectivamente.

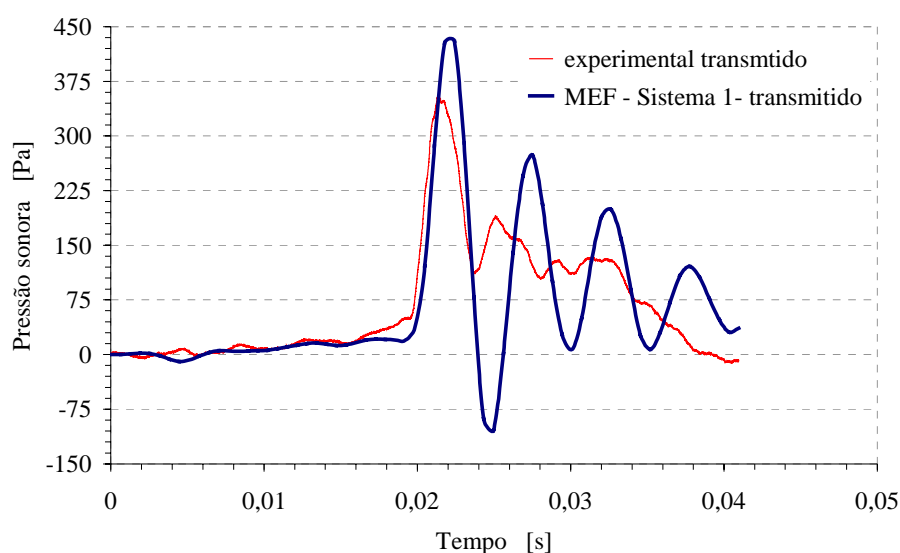


Figura 6.14 – Pressão sonora dos pulsos, medida no tímpano, experimental e da simulação numérica, com o tubo reto e protetor concha, do Sistema 1.

Da Fig. 6.14 se observa que o pulso da simulação numérica apresenta oscilações, as quais se devem ao efeito vibratório que a cavidade de ar dentro do protetor provoca quando

uma pressão sonora transiente atua sobre a superfície da concha do protetor. A diferença entre os tempos de descida do pulso experimental e da simulação numérica se explica pelo fato de ter aplicado no experimento uma força constante, de 10 N, sobre a superfície do protetor, assim a vibração do protetor é controlada e as oscilações da cavidade de ar com o protetor são diminuídas e o pulso transmitido permanece positivo no tempo, e o tempo de descida aumenta.

A vibração global do protetor concha não foi considerada no presente modelo de simulação, mas é uma consideração significativa quando o protetor é excitado por um pulso de grande amplitude e uma duração relativamente longa. Efetivamente, a concha do protetor e a almofada formam um sistema massa-mola-amortecedor, fazendo com que o protetor todo se torne menos rígido ao pulso incidente. Porém, isto provoca o aumento da absorção de energia acústica na almofada do protetor, e assim o movimento global da concha pode produzir uma compressão dinâmica da cavidade de ar dentro da concha incrementando, potencialmente, a pressão no tímpano.

Os espectros sonoros do pulso incidente experimental e dos pulsos transmitidos (experimental e da simulação numérica) do tubo reto com o protetor concha são mostrados na Fig. 6.15. As atenuações, no domínio da frequência, para o experimento e para a simulação numérica são apresentadas na Fig. 6.16.

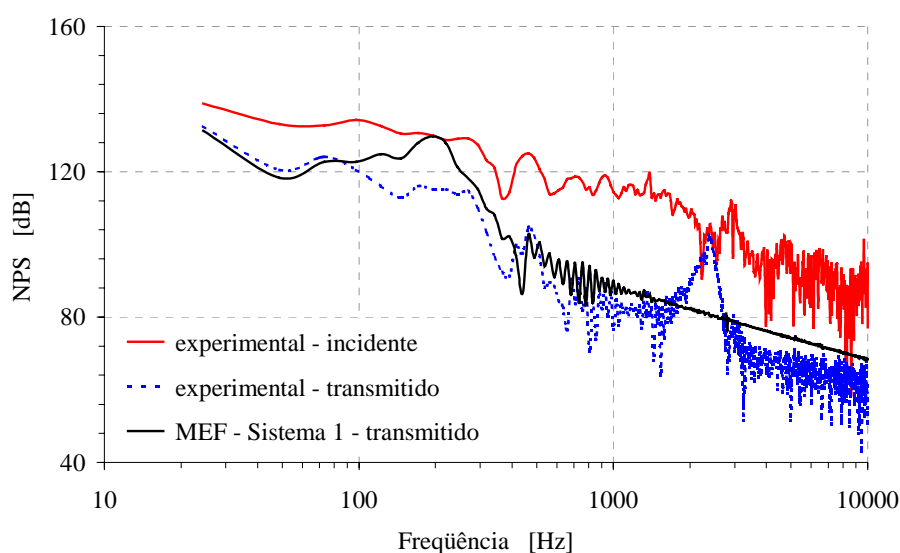


Figura 6.15 – Espectros dos pulsos, medidos no tímpano, experimentais incidente e transmitido, e da simulação numérica do tubo reto com protetor concha, do Sistema 1.

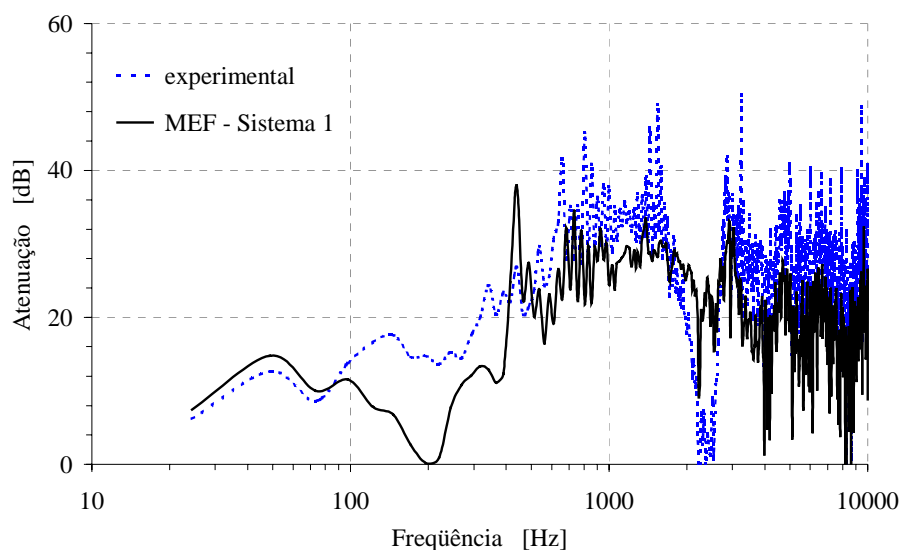


Figura 6.16 – Atenuações sonoras, medidas no tímpano, do pulso experimental e da simulação numérica do tubo reto com protetor concha, do Sistema 1.

6.4 – Simulação do Protetor Auditivo para Incidência Normal

A avaliação computacional dos protetores auditivos foi realizada através de um modelo de elementos finitos que considerou o canal auditivo (tubo reto) com uma incidência normal que simula o ensaio experimental com a cabeça artificial do Sistema 2 (tubo de 500 mm de diâmetro). Foram testados o protetores auditivos tipo tampão e tipo concha de forma independente, e também a combinação deles atuando simultaneamente.

Nesta seção apresentam-se resultados da simulação numérica da atenuação sonora do protetor, considerando o canal auditivo como um tubo reto e a incidência normal.

6.4.1 – Canal Auditivo e Protetor Tampão do Sistema 2

O modelo de elementos finitos do canal auditivo (tubo reto) e do protetor auditivo tampão para uma incidência normal é mostrado na malha da Fig. 6.17. Esta figura é similar à Fig. 6.11, mas os nós selecionados permitem uma excitação normal sobre o protetor tampão tentando simular o experimento com a cabeça artificial e o Sistema 2.

As propriedades do material que caracterizam o protetor tampão (densidade e velocidade do som) foram mantidas com os mesmos valores anteriores; e as condições de contorno de impedância das paredes do canal e do tímpano continuaram sendo as mesmas.

Os dados de entrada da excitação transiente consistiram em uma pressão sonora incidente de 965,6 Pa, com um tempo de subida de 0,7 ms e um tempo de descida de 1,1 ms. Esta pressão sonora foi obtida das medições experimentais com o Sistema 2 cuja incidência sobre o protetor tampão foi normal, e logo esta pressão de excitação foi aplicada nos nós da entrada da malha de elementos finitos do tubo reto e do protetor tampão, como se observa na Fig. 6.17.

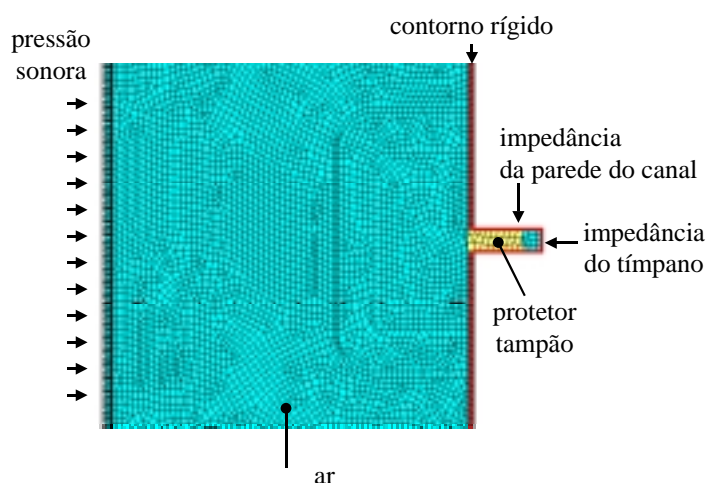


Figura 6.17 – Modelo de elementos finitos do tubo reto com protetor tampão e incidência normal do Sistema 2.

A distribuição de pressão sonora no interior da malha do tubo reto com o protetor tipo tampão, determinada com o programa SYSNOISE é apresentada na Fig. 6.18. A pressão sonora pico alcançou seu máximo para 45,5 Pa em um tempo de 6,3 ms, em uma posição próxima da membrana timpânica observada no nó 111, localizado nas coordenadas $x = 0$ mm e $y = -30$ mm.

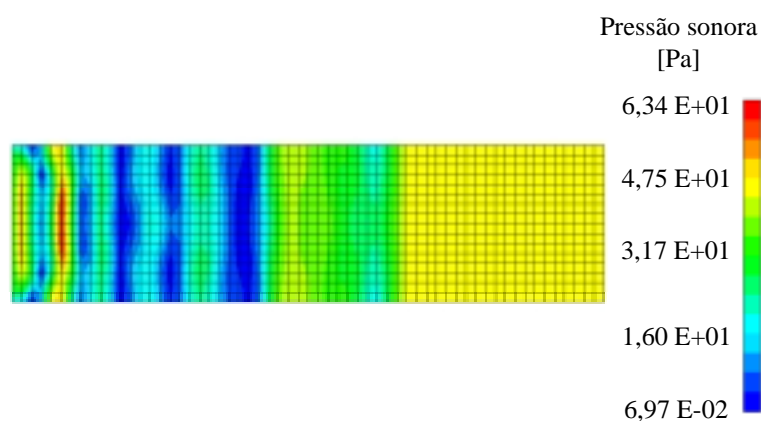


Figura 6.18 – Distribuição de pressão sonora do tubo reto com protetor tampão, no tempo 6,3 ms, do Sistema 2 obtida pelo SYSNOISE.

Os pulsos sonoros, do experimento e da simulação numérica, atenuados pelo protetor tampão, transmitidos ao tubo reto e medidos na proximidade da posição que simula o tímpano estão ilustrados na Fig. 6.19. O pulso experimental transmitido alcançou um NPS pico (80%) de 122,6 dB, com tempo de subida de 2 ms e um tempo de descida de 12,3 ms. O pulso da simulação numérica transmitido atingiu um NPS pico (80%) de 125,2 dB com tempos de subida e descida de 1,6 ms e 12,7 ms, respectivamente.

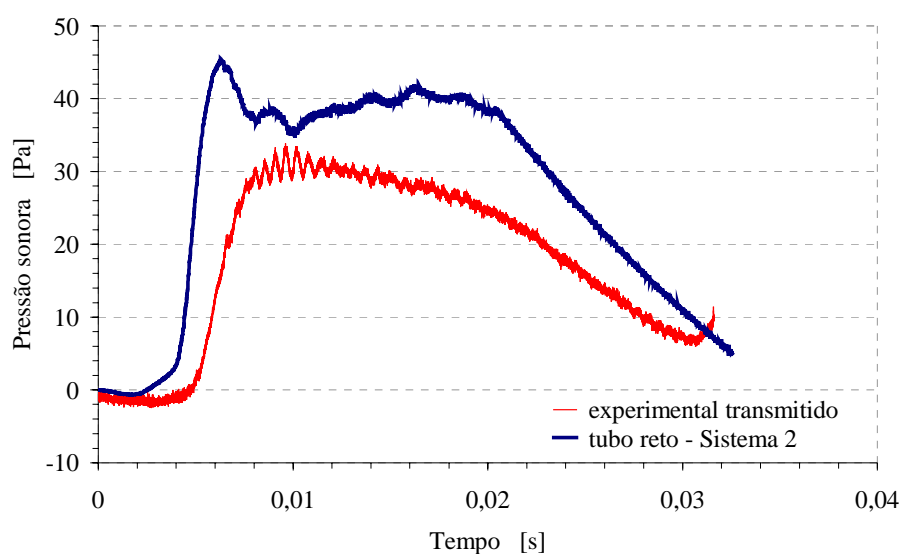


Figura 6.19 – Pressão sonora, medida no tímpano, dos pulsos experimental e da simulação numérica, com o tubo reto e protetor tampão, do Sistema 2.

Os espectros sonoros do pulso incidente experimental e dos pulsos transmitidos (experimental e da simulação numérica) que determinam a atenuação sonora do protetor tampão com o tubo reto são mostrados na Fig. 6.20. A comparação entre as atenuações, no domínio da frequência, para o experimento e para a simulação numérica é apresentada na Fig. 6.21. Esta figura mostra que a simulação numérica teve um desempenho próximo dos experimentos.

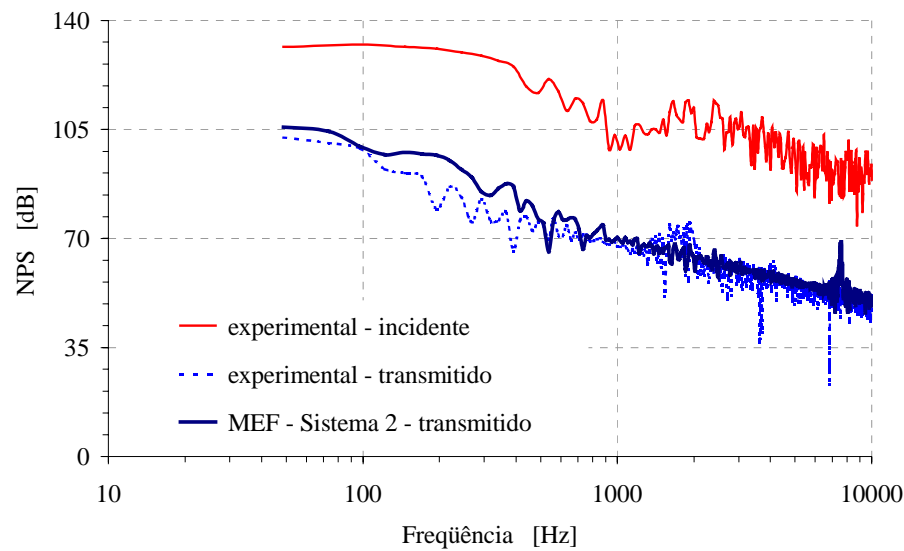


Figura 6.20 – Espectros dos pulsos, medidos no tímpano, experimentais incidente e transmitido, e da simulação numérica do tubo reto com protetor tampão, do Sistema 2.

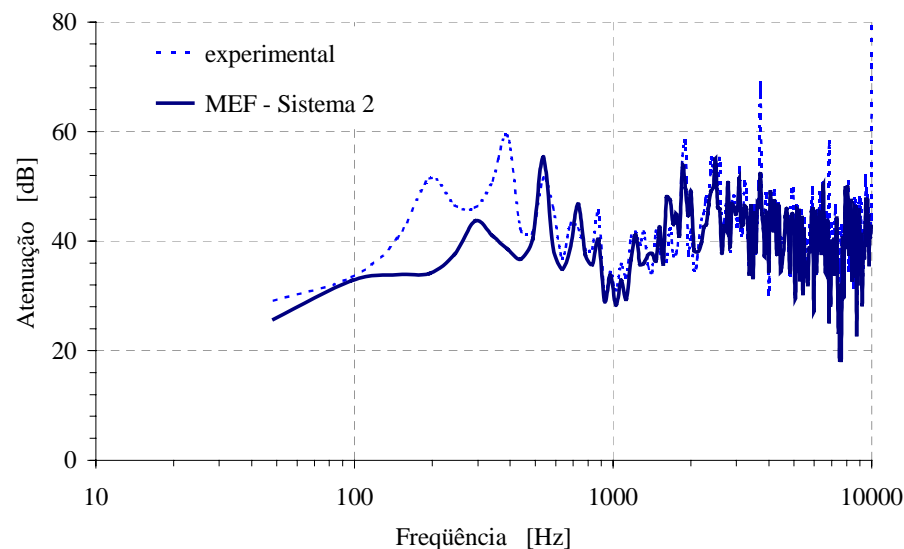


Figura 6.21 – Atenuação sonora, medida no tímpano, do pulso experimental e da simulação numérica do tubo reto com protetor tampão, do Sistema 2.

6.4.2 – Canal Auditivo e Protetor Concha do Sistema 2

O modelo de elementos finitos do tubo reto e do protetor auditivo tipo concha, para uma incidência normal, é mostrado na malha da Fig. 6.22, onde os nós selecionados permitem uma excitação normal sobre o protetor concha, assim o modelo simula o experimento com a cabeça artificial e o Sistema 2.

Os dados de entrada da excitação transiente consistiram em uma pressão sonora incidente de 747,6 Pa, com um tempo de subida de 0,8 ms e um tempo de descida de 1,3 ms. Esta pressão sonora foi obtida das medições experimentais com o Sistema 2 cuja incidência sobre o protetor concha foi normal, e esta pressão de excitação foi aplicada nos nós da entrada da malha do tubo reto e do protetor tampão, como se observa na Fig. 6.22.

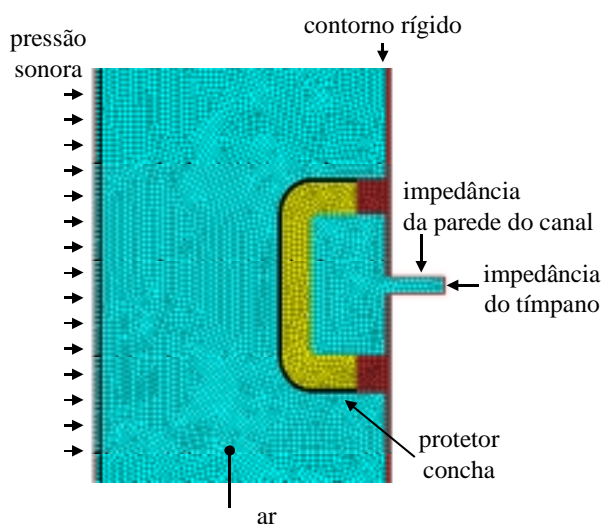


Figura 6.22 – Modelo de elementos finitos do tubo reto com protetor tipo concha e incidência normal, do Sistema 2.

A distribuição de pressão sonora no interior da malha do tubo reto com o protetor tipo concha, estimada com o programa SYSNOISE é apresentada na Fig. 6.23. A pressão sonora pico (100 %) alcançou seu máximo para 169,3 Pa em um tempo de 6,4 ms, em uma posição próxima da membrana timpânica observada no nó 470, localizado nas coordenadas $x = 0$ mm e $y = -30$ mm.

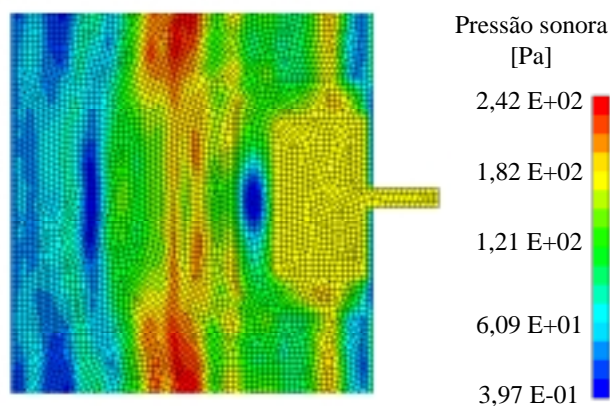


Figura 6.23 – Pressão sonora do tubo reto com o protetor concha, no tempo 6,4 ms, do Sistema 2 obtida pelo SYSNOISE.

Os pulsos sonoros, do experimento e da simulação numérica, atenuados pelo protetor concha, transmitidos ao tubo reto e medidos na proximidade da posição que simula o tímpano estão ilustrados na Fig. 6.24. O pulso experimental transmitido alcançou um NPS pico (80%) de 133,6 dB, com um tempo de subida de 1,7 ms e um tempo de descida de 1,4 ms. O pulso da simulação numérica transmitido atingiu um NPS pico (80%) de 138,6 dB com tempos de subida e descida de 1,3 ms e 1,2 ms, respectivamente.

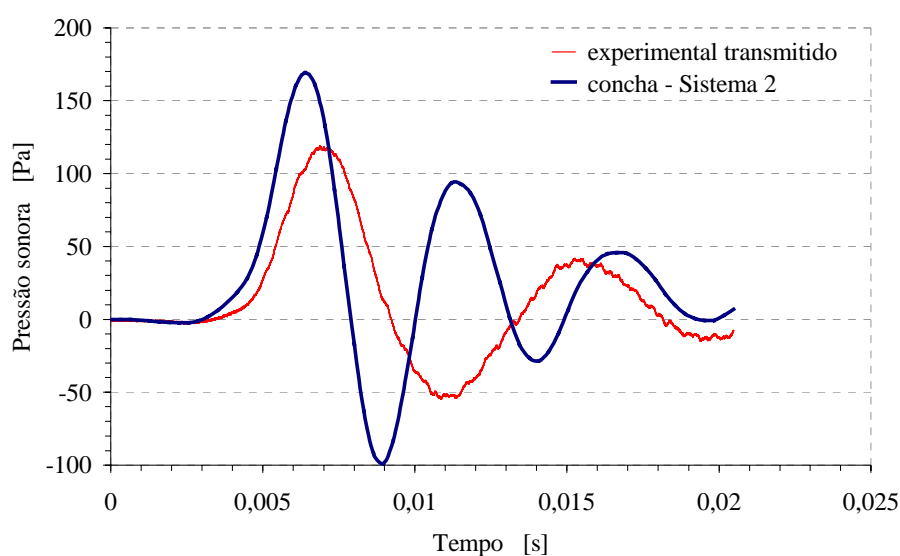


Figura 6.24 – Pressão sonora, medida no tímpano, dos pulsos experimental e da simulação numérica, com o tubo reto e protetor concha, do Sistema 2.

Os espectros sonoros do pulso incidente experimental, do Sistema 2, e dos pulsos transmitidos (experimental e da simulação numérica) que determinam a atenuação sonora do protetor concha com o tubo reto são mostrados na Fig. 6.25. A comparação entre as atenuações, no domínio da frequência, para o experimento e para a simulação numérica é apresentada na Fig. 6.26. Verifica-se dos resultados que os espectros dos pulsos transmitidos mantêm uma forma semelhante, assim como as curvas da atenuação, a partir de 200 Hz.

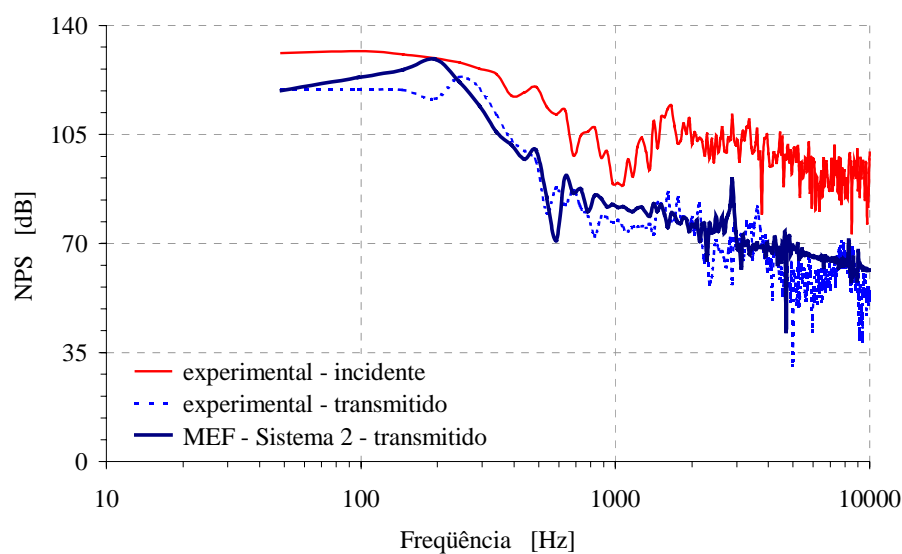


Figura 6.25 – Espectros dos pulsos, medidos no tímpano, experimentais incidente e transmitido, e da simulação numérica do tubo reto com protetor concha, do Sistema 2.

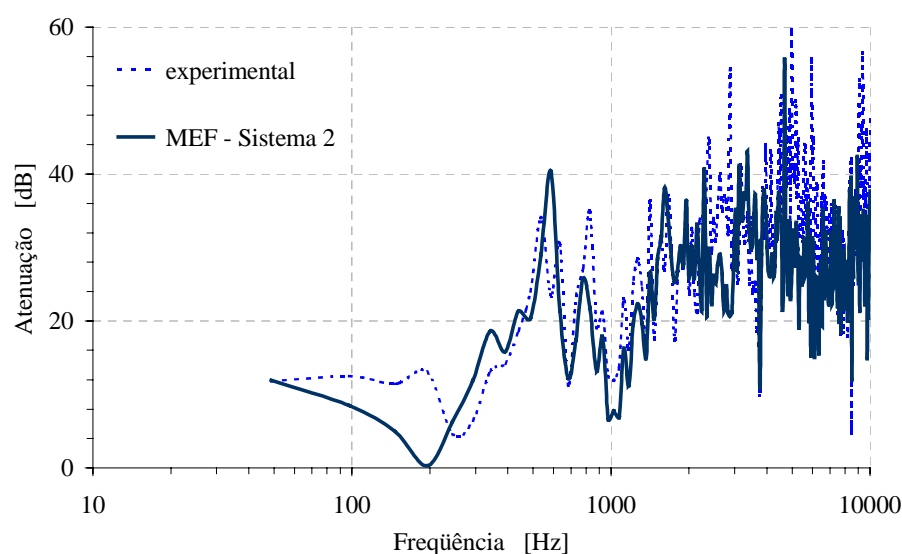


Figura 6.26 – Atenuação sonora, medida no tímpano, do pulso experimental e da simulação numérica do tubo reto com protetor concha, do Sistema 2.

6.4.3 – Canal Auditivo e Combinação dos Protetores Tampão e Concha do Sistema 2

Um outro modelo de elementos finitos foi avaliado mediante uma malha do tubo reto com os protetores tampão e concha atuando simultaneamente. A excitação de pressão sonora externa foi aplicada de forma normal sobre o protetor tampão e concha, utilizando um pulso gerado pelo Sistema 2.

Os dados de entrada da excitação transiente consistiram em uma pressão sonora incidente de 863,5 Pa (100 % pico), com um tempo de subida de 0,8 ms e um tempo de descida de 1,3 ms. Esta pressão sonora foi obtida das medições experimentais com o Sistema 2 cuja incidência sobre o protetor tampão e concha foi normal, e logo esta pressão de excitação foi aplicada nos nós da entrada da malha de elementos finitos do tubo reto e dos protetores tampão e concha.

A distribuição de pressão sonora no exterior e interior da malha do tubo reto com o protetor tipo tampão e concha, determinada com o programa SYSNOISE é apresentada na Fig. 6.27. A leitura da pressão sonora pico (100 %) alcançou seu máximo para 10,7 Pa em um tempo de 8,3 ms, em uma posição próxima da membrana timpânica observada no nó 111, localizado nas coordenadas $x = 0$ mm e $y = -30$ mm.

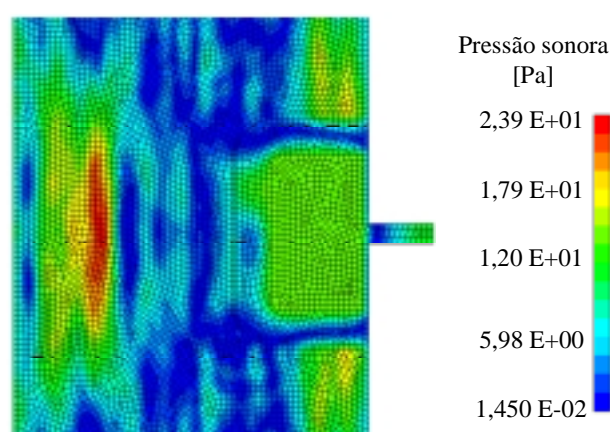


Figura 6.27 – Pressão sonora do tubo reto com o protetor tampão e concha, no tempo 8,3 ms, do Sistema 2 obtida pelo SYSNOISE.

Os espectros sonoros do pulso incidente experimental, do Sistema 2, e dos pulsos transmitidos (experimental e da simulação numérica) que determinam a atenuação sonora do protetor tampão e concha com o tubo reto são mostrados na Fig. 6.28. A comparação entre a atenuação, no domínio da frequência, para o experimento e para a simulação numérica é apresentada na Fig. 6.29.

Os pulsos sonoros, do experimento e da simulação numérica, atenuados pelo protetor concha, transmitidos ao tubo reto e medidos na proximidade da posição que simula o tímpano estão ilustrados na Fig. 6.24. O pulso experimental transmitido alcançou um NPS pico (80%) de 112,9 dB, com um tempo de subida de 2,9 ms e um tempo de descida de 17,1 ms. O pulso

da simulação numérica transmitido atingiu um NPS pico (80%) de 112,6 dB com tempos de subida e descida de 1,9 ms e 1,2 ms, respectivamente.

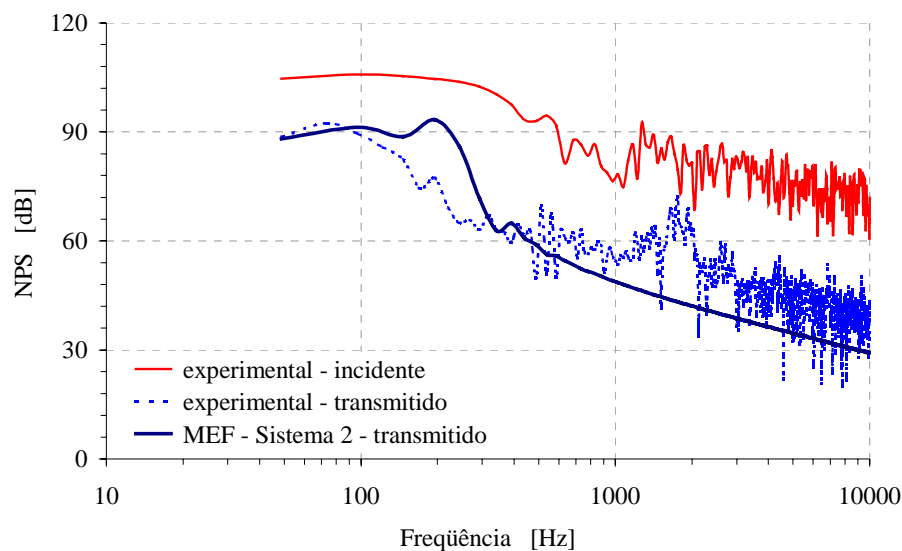


Figura 6.28 – Espectros dos pulsos, medidos no tímpano, experimentais incidente e transmitido, da simulação numérica do tubo reto com protetor tampão e concha, do Sistema 2.

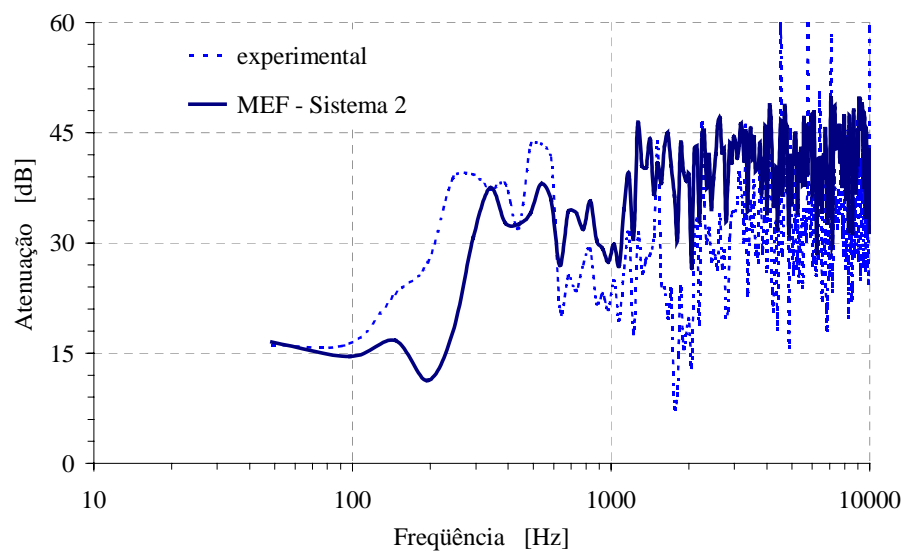


Figura 6.29 – Atenuação sonora, medida no tímpano, do pulso experimental e da simulação numérica do tubo reto com protetor tampão e concha, do Sistema 2.

6.5 – Conclusão e Resumo

Neste capítulo foi demonstrada uma metodologia para a determinação da atenuação sonora do protetor auditivo (tampão ou concha) submetido a ruído impulsivo de curta duração, utilizando o método de elementos finitos para uma simulação numérica transiente, e tendo como base os pulsos sonoros gerados experimentalmente pelo Sistema 1 e pelo Sistema 2, apresentados no capítulo 4 e aplicados no capítulo 5.

A simulação computacional de três canais auditivos modelados como tubo reto, tubo cônico e canal real, permitiu a validação do procedimento de cálculo e, a partir dos resultados destes três tipos de tubos que simularam o canal auditivo, foi possível escolher o tubo reto como um modelo apropriado.

A escolha do tubo reto como sendo o modelo apropriado permitiu uma comparação dos resultados do modelo numérico de elementos finitos com os resultados dos ensaios experimentais, tanto na forma do pulso no tempo como o espectro na frequência. Ao mesmo tempo, foi verificada a eficiência do programa SYSNOISE na solução do problema de acústica transiente pelo método de elementos finitos.

A simulação numérica dos modelos simplificados desenvolvidos, tanto para o protetor tampão quanto para o protetor concha – do Sistema 1 e do Sistema 2 – possibilitou a previsão do comportamento do protetor em termos dos parâmetros transientes (pressão sonora pico, tempo de subida e de descida). A importância desta previsão está no fato de comprovar que os parâmetros associados com o pulso Friedlander, aplicados nos experimentos e na simulação numérica, são adequados e eficientes para caracterizar o protetor no domínio do tempo e da frequência.

Finalmente, a comparação entre os resultados da atenuação de ruído impulsivo dos modelos numéricos e dos ensaios experimentais mostra uma boa concordância na forma da variação em frequência e na ordem de magnitude da atenuação.

CAPÍTULO 7

CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

7.1 – Conclusões

Neste trabalho, o objetivo geral foi desenvolver um procedimento experimental e numérico de análise, da atenuação sonora, do protetor auditivo submetido a ruído impulsivo, através da quantificação dos parâmetros transientes dos pulsos incidentes e transmitidos, considerando as características físicas do pulso Friedlander ideal como referência.

A comparação dos resultados do experimento do protetor foi realizada através de um modelo de elementos finitos e da simulação numérica no domínio do tempo, usando o programa computacional comercial SYSNOISE.

Foi possível descrever o comportamento dos pulsos produzidos experimentalmente, tanto no domínio do tempo como no domínio da frequência, através do pulso Friedlander ideal, sendo necessário somente identificar no domínio do tempo a pressão sonora pico e os tempos de subida e de descida a partir do 80% da pressão sonora máxima, para determinar o espectro de Friedlander e estimar a frequência relacionada com a queda do espectro em 12 dB/oitava (tempo de subida) e a frequência da pressão máxima (tempo de descida).

Também, foi observado que estes parâmetros transientes de Friedlander, identificados nos pulsos experimentais, se modificaram de acordo com a variação da forma do pulso, que no caso do Sistema 1 de ensaio experimental, esteve relacionado com a propagação da seqüência de pulsos refletidos ao interior do tubo de 150 mm, e no caso do Sistema 2 esta modificação na forma dos pulsos esteve determinada pela utilização de três membranas e três volumes quando as cargas de pressão de ar foram aplicadas.

Foram definidos e avaliados os Parâmetros Transientes do Protetor Auditivo (Atenuação Sonora, Fator de Deslocamento do Tempo de Subida, Fator de Deslocamento do tempo de Descida), através da determinação de três características físicas básicas do pulso ideal Friedlander como o tempo de subida, pressão sonora pico e tempo de descida. O espectro de Friedlander foi estimado a partir destas propriedades do pulso, e assim foram conhecidas as principais frequências que dão forma aos NPS e à atenuação do protetor, no domínio da frequência.

Os resultados da avaliação do protetor tampão e concha, com o Sistema 1, em termos de atenuação sonora pico, da mudança nos tempos de descida e de subida e dos espectros, mostraram que este procedimento experimental baseado na técnica do tubo de choque foi eficiente quando utilizado um trem de pulsos que incidem de forma rasante sobre o protetor. A aplicação do Sistema 2, na avaliação dos protetores com a cabeça artificial, é uma metodologia adequada para gerar pulsos de grande amplitude com incidência normal, oblíqua e rasante.

A simulação numérica dos modelos simplificados desenvolvidos, tanto para o protetor tampão quanto para o protetor concha – do Sistema 1 e do Sistema 2 – possibilitou a predição do comportamento do protetor em termos dos parâmetros transientes (pressão sonora pico, tempo de subida e de descida). A importância desta predição está no fato de comprovar que os parâmetros associados com o pulso Friedlander, aplicados nos experimentos e na simulação numérica, são adequados e eficientes para caracterizar o comportamento do protetor no domínio do tempo e da frequência.

A comparação dos resultados obtidos da atenuação de ruído impulsivo experimentalmente e com a modelagem numérica mostrou uma coerência aceitável. Os modelos numéricos de elementos finitos podem ser usados para otimizar o projeto de protetores auditivos.

7.2 – Sugestões para Trabalhos Futuros

O trabalho de pesquisa desenvolvido permitiu a sistematização de uma metodologia de avaliação da atenuação sonora de protetores auditivos sob a incidência de ruído impulsivo de grande amplitude e curta duração. Assim, as informações e ferramentas analíticas fornecidas permitirão que estudos futuros ampliem as possibilidades de resultados, com menor esforço, mais rapidez e precisão. De acordo com estas premissas, sugerem-se as seguintes recomendações:

- i. Avaliar diferentes tipos, modelos e marcas de protetores auditivos experimentalmente e/ou com modelos numéricos que forneçam resultados, de forma que possam ser comparadas atenuações sonoras de diversos protetores.
- ii. Desenvolver um modelo tridimensional de elementos finitos do canal auditivo e do protetor, tendo em vista a transmissão óssea, a variação geométrica da orelha humana e do canal auditivo, e o efeito das condições de uso e de fixação do protetor.
- iii. Estudar os efeitos de vários parâmetros do projeto de protetor auditivo e também os efeitos de colocação e vida útil.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABEL, Sharon; ARMSTRONG, Nadine M. The combined sound attenuation of earplugs and earmuffs. **Applied Acoustics**, England, v. 36, p. 19-30, 1992.

AKAY, Adnan. A Review of impact noise. **Journal of the Acoustical Society of America**, USA, v. 64, n. 4, p. 977-987. oct., 1978.

ALBERTI, Peter.W (Ed). **Personal hearing protection in industry**. 1. ed. USA: Ravens Press, 1982. 622 p.

AMERICAN NATIONAL STANDARD. **Methods for measuring the real-ear attenuation of hearing protectors**: ANSI S12.6. New York, 1997. 37 p.

ANDERSON, John D. **Modern compressible flow, with historical perspective**. 1. ed. USA: McGraw-Hill Inc., 1982. 472 p.

ANSYS. **User's Manual – Theory**, Revision 5.3. USA, 1996, v. 4.

BAKER, Wilfred E. **Explosion in Air**, 1. ed. USA: University of Texas Press, 1973. 282 p.

BAVASTRI, Elizabeth Y. N. **Protetores auditivos**: determinação da atenuação sonora por métodos computacionais e método objetivo. 2001. 150f. Tese (Doutorado em Ergonomia) – Departamento de Engenharia de Produção e Sistemas, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

BEN-DOR, Gabi; IGRA, Ozer; ELPERIN, Tov (Ed). **Handbook of shock waves**. 1. ed. London: Academic Press, 2000. 3 v.

BEHAR, Alberto. Sound attenuation from combinations of earplugs and earmuffs. **Applied Acoustics**, England, v. 32, p. 149-158, 1991.

BEHAR, Alberto; KUNOV, Hans. Insertion loss from using double protection. **Applied Acoustics**, England, v. 57, p. 375-385, 1999.

BERANEK, Leo L. **Acústica**. 3. ed. (espanhol). Buenos Aires: Edicient S.A.I.C., 1987. 512 p.

BERGER, Elliot H. Methods of measuring the attenuation of hearing protectors devices. **Journal of the Acoustical Society of America**, v. 79, n. 6, p. 1655-1687, jun. 1986.

BATHE, K. L.; WILSON, E. L. **Numerical methods in finite element analysis**, USA: Prentice-Hall Inc., 1976. 524 p.

BIRCH, Robert S.; GERGES, Samir N.; VERGARA, Erasmo F. Assessment of hearing protectors for the attenuation of high amplitude impulsive noise. **Applied Acoustics**, England, v. 64, n. 3. p. 269-286, 2003.

BRITISH STANDARDS INSTITUTION. **Hearing Protectors** – Recommendations for selection, use, care and maintenance – guidance document: BS EN 458. England, 1994. 23 p.

BRUNEAU, A. M. et al. Boundary layer attenuation of higher order modes in waveguides. **Journal of Sound and Vibration**, England, v. 119, n. 1, p. 15-27, 1987.

BURNS, William. **Noise and man**. 2. ed. London: William Clowes & Sons, 1973. 471 p.

CARTER, Norman L. Effectiveness of foam earplug hearing protection for artillerymen firing L118/119 105 mm howitzers. **Military Medicine**, USA, v. 154, n. 9, p. 473-476, sep. 1989.

CISKOWSKI, Robert D. **Boundary element solution for a coupled elastodynamic and wave equation system to predict forced response of a plugged acoustics cavity**. 1988. 259f. Tese (Doctor of Philosophy) – Department of Mechanical and Aerospace Engineering, North Carolina State University, USA.

COLES, Ross R. et al. Hazardous exposure to impulse noise. **Journal of the Acoustical Society of America**, USA, v. 43, n. 2, p. 336-343, mar. 1968.

COYETTE, J.P. Application of finite element and boundary element models to transient acoustic problems. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON VEHICLE STRUCTURAL MECHANICS AND CAE, 9, 1995, Michigan, USA.

COYETTE, J.P.; SEGAERT, P. FEM Time Domain, Analysis Investigation of Acoustic Wave Propagation in a 2D Rectangular Tube. Sysnoise Ver 5.3, LMS Numerical Technologies, Belgium, 1997.

CROCKER, Malcolm J. (Ed). **Encyclopedia of Acoustics**. New York: John Wiley and Sons, Inc. 1997, 2000 p.

DAMONGEOT, A.; LATAYE R.; KUSY, A. An empirical formula for predicting the attenuation given by double hearing protection (earplugs and earmuffs), **Applied Acoustics**, England, v. 28, p. 169-175, 1989.

DANCER, Armand. Effectiveness of earplugs in high-level intensity impulse noise. **Journal of the Acoustical Society of America**, USA, v. 91, n. 3, p. 1677-1689, mar. 1992.

ERDREICH, John. A Distribution based definition of impulse noise. **Journal of the Acoustical Society of America**, USA, v. 79, n. 4, p. 990-998, apr. 1986.

FIDELL, Sanford (Ed). **Community response to high-energy impulsive sounds: an assessment of the field since 1981**. 1. ed. USA: National Academy Press, 1996. 64 p.

FORTKAMP, Alexander; DE LIMA, Washington J. N.; GERGES, Samir N. Y. Propagação de ondas sonoras em tubos de seção transversal variável contendo três meios. In: ENCONTRO DA SOCIEDADE BRASILEIRA DE ACÚSTICA, 20, 2002, Rio de Janeiro. **Anais SOBRAC 2002**. Rio de Janeiro: 2002. 1v.

GELFAND, Stanley A. **Hearing** an introduction to psychological and physiological acoustics. 3. ed. New York: Marcel Dekker, Inc., 1988. 478 p.

GERGES, Samir N. Y. **Ruído** fundamentos e controle. 2. ed. Florianópolis: Imprensa Universitária UFSC, 2000. 600 p.

———. Hearing protectors. In: INTERNATIONAL CONGRESS IN SOUND AND VIBRATION, 5, 1997, Adelaide. **Proceedings ICSV**. Australia: ICSV, 1997. 1 v.

HAGERMAN, Björn et al. Ear muff performance in impulsive noise as a function of angle of incidence. **ACUSTICA – Acta Acustica**, Germany, v. 82, p. 763-771, jan. 1996.

HAMERNIK, Roger P. et al. Interaction of continuous and impulse noise: audiometric and histological effects. **Journal of the Acoustical Society of America**, USA, v. 55, n. 1, p. 117-121, jan. 1974.

HAMERNIK, Roger P., PATTERSON, James H., SALVI, Richard J. The effect of impulse intensity and the number of impulses on hearing and cochlear pathology in the chinchilla. **Journal of the Acoustical Society of America**, USA, v. 81, n. 4, p. 1118-1129, apr. 1987.

HAMERNIK, Roger P.; HSUEH, Keng D. Impulse noise: some definitions, physical acoustics and other considerations. **Journal of the Acoustical Society of America**, USA, v. 90, n. 1, p. 189-196, jul. 1991.

HAMILTON, Mark F.; BLACKSTOCK, David T. **Nonlinear acoustics**. 1. ed. San Diego: Academic Press, 1998. 475 p.

HENDERSON, D. et al. Anatomical effects of impact noise. **Hearing Research**, England, v. 76, p. 101-117, 1994.

HENDERSON, D.; HAMERNIK, R. P. Impulse noise: critical review. **Journal of the Acoustical Society of America**, USA, v. 80, n. 2, p. 569-584, aug. 1986.

HENDERSON, D.; HAMERNIK, R. P.; HYNSON, K. Hearing loss from simulated work-week exposure to impulse noise. **Journal of the Acoustical Society of America**, USA, v. 65, n. 5, p. 1231-1237, may. 1979.

INTERNATIONAL ORGANIZATION for STANDARDIZATION. **Acoustics – Hearing protectors – Part 1: subjective method for the measurement of sound attenuation, ISO 4869-1**. Suíça. 1990. 11 p.

———. **Acoustics: methods for the description and physical measurement of single impulses or series of impulses, ISO 10843**. Suíça, 1997. 26 p.

KARDESTUNCER, H., **Finite Element Handbook**, USA: McGraw-Hill Book Company, 1987. v. 1.

KEEFE, Douglas H. Acoustical wave propagation in cylindrical ducts: transmission line parameter approximations for isothermal and nonisothermal boundary conditions. **Journal of the Acoustical Society of America**, USA, v. 75, n. 1, p. 58-62, jan. 1984.

KERGOMARD, J. Comments on “Wall effects on sound propagation in tubes”, **Journal of Sound and Vibration**, England, v. 98, n. 1, p.149-155, 1985.

KRAAK, W. et al. Risk of hearing damage caused by steady-state and impulsive noise. **Journal of Sound and Vibration**, England, v. 36, n. 3, p.347-359, 1974.

KRYTER, Karl D. **The Effects of Noise on Man**. London: Academic Press. 1970. 1 v.

LEE, Chang-Myung. **Application of finite element and boundary element methods to a coupled shell-type acoustics-cavity system**. 1992. 208f. Tese (Doctor of Philosophy) – Department of Mechanical and Aerospace Engineering, North Carolina State University, USA.

LEE, Chang-Myung; ROYSTER, Larry H.; CISKOWSKI, Robert D. Formulation for an FE and BE coupled problem and its application to the earmuff-earcanal system. **Engineering Analysis with Boundary Elements**, England, v. 16, p. 305-315, 1995.

MARTIN, A. M. **An investigation of the relationships between the attenuation of earplugs and earmuffs with incident sound level for steady-state and impulse sounds using instrumented cadavers ears**. Southampton: ISVR, 1977. 45 p. (ISVR Technical Report No. 95).

MOURAD, Kassem M. **The application on the boundary element method to predict the response of a differential operator model for a coupled viscoelastic-acoustic system**. 1990. 201f. Tese (Doctor of Philosophy) – Department of Mechanical and Aerospace Engineering, North Carolina State University, USA.

MUNJAL, Manchar L. **Acoustics of ducts and mufflers** with applications to exhaust and ventilation system design. 1. ed. New York: John Wiley & Sons, 1987, 346 p.

MURPHY, William. J.; LITTLE, Mark B. Performance of electroacoustic hearing protectors. In: 143rd MEETING ACOUSTICAL SOCIETY OF AMERICA. **Proceedings Journal of the Acoustical Society of America**. USA: JASA, 2002. v. 111, n. 5, p. 2336.

NATIONAL INSTITUTE FOR OCCUPATIONAL SAFETY AND HEALTH. **NIOSH criteria for a recommended standard occupational noise exposure** – revised criteria 1998. USA, 1998, v. 1, p. 61-90.

OSMUNDSEN, E.; GJAEVENES, K. The noise attenuation of weak shock waves by ear muffs. **Journal of Sound and Vibration**, England, v. 77, n. 3, p. 375-385, 1981.

PÄÄKKÖNEN, R.; ANTTONEN, H.; NISKANEN, J. Noise control on military shooting ranges for rifles. **Applied Acoustics**, England, v. 32, p. 49-60, 1991.

PAGE, N. W.; MEE, D. J. Wall effects on sound propagation in tubes. **Journal of Sound and Vibration**, England, v. 93, n. 4, p. 473-480, 1984.

PARMENTIER, G. et al. Artificial head (ATF) for evaluation of hearing protectors. **ACUSTICA – Acta Acustica**, Germany, v. 86, p. 847-852, aug. 2000.

PEKKARINEN, J. O. Industrial impulse noise, crest factor and the effect of earmuffs. **Am. Ind. Hyg. Assoc. J.**, USA, v. 48, p. 861-866, oct. 1987.

PEKKARINEN, Jussi O.; STARCK, Jukka P. Hearing protection against high-level shooting impulses in relation to hearing damage risk criteria. **Journal of the Acoustical Society of America**, USA, v. 91, n. 1, p. 196-202, jan. 1992.

PFANDER, F. et al. Danger of auditory impairment from impulse noise: a comparative study of the CHABA damage-risk criteria and those of the Federal Republic of Germany. **Journal of the Acoustical Society of America**, USA, v. 67, n. 2, p. 628-633, feb. 1980.

PRICE, G. Richard. Implications of a critical level in the ear from assessment of noise hazard at high intensities. **Journal of the Acoustical Society of America**, USA, v. 69, n. 1, p. 171-177, jan. 1981.

———. Relative hazard of weapons impulses. **Journal of the Acoustical Society of America**, USA, v. 73, n. 2, p. 171-177, feb. 1981.

RAGHUNATHAN, S.; KIM, H. D.; SETOGUCHI, T. Impulse noise and its control, **Prog. Aerospace Sci.**, England, v. 34, p. 1-44, 1998.

RAYLEIGH, J. W. S. **The Theory of Sound**. 1. ed. USA: Dover Publications, 1945. 2 v.

RICE, C. G. Human response effects of impulse noise. **Journal of Sound and Vibration**, England, v. 190, n. 3, p. 525-543, 1996.

ROBERTO, M. et al. Impact Noise and the Equal Energy Hypothesis. **Journal of the Acoustical Society of America**, USA, v. 77, n. 4, p. 1514-1520, apr. 1985.

RODARTE, E. et al. Sound attenuation in tubes due to visco-thermal effects. **Journal of Sound and Vibration**, England, v. 231, n. 1, p. 1121-1242, 2000.

SHAW, E. A. G. Hearing protector attenuation: a perspective view. **Applied Acoustics**, England, v.12, p. 139-157, 1979.

SHENODA, F.; ISING. H.; FISHER, R. Sound attenuation of earmuffs under conditions of impulsive – laboratory measurements. **Applied Acoustics**, England, v. 21, p. 295-307, 1987.

SHENODA, F.; ISING. H. Sound attenuation of ear protectors under conditions of impulsive noise: field measurements. **Applied Acoustics**, England, v. 23, p. 297-307, 1988.

SMEATHEM, D.; WHEELER, P. D. On the performance of hearing protectors in impulsive noise. **Applied Acoustics**, England, v. 54, n. 2, p. 165-181, 1998.

SMOORENBURG, G. F. **Assessment of hearing protector performance in impulsive noise**, Holanda: 1996. 110 p. (TNO-Report TM-96-C042).

STARCK, J. et al. The attenuation of hearing protectors against high-level industrial impulse noise; comparison of predicted and in situ results, **Applied Acoustics**, England, v. 63, p. 1-8, 2002.

STINSON, Michael R.; LAWTON, B. W. Specification of the geometry of the human ear canal for the prediction of the of sound pressure level distribution. **Journal of the Acoustical Society of America**, USA, v. 85, n. 6, p. 2492-2503, jun. 1989.

STUHMILLER, James H. Use of modelling in predicting tympanic membrane rupture, **Ann. Otol. Rhinol Laryngol**, USA, v. 98, p. 53-60, 1989.

TEMKIM, Samuel. **Elements of Acoustics**. 1. ed. New York: John Wiley and Sons Inc., 1981. 527 p.

THIERY, L.; MEYER-BISH, C. Hearing loss due to partly impulsive industrial noise exposure at levels between 87 and 90 dB(A). **Journal of the Acoustical Society of America**, USA, v. 84, n. 2, p. 651-659, aug. 1988.

TRÉMOLIÈRES, Claude; HÉTU, Raymond. A multi-parametric study of impact noise-induced TTS, **Journal of the Acoustical Society of America**, USA, v. 68, n. 6, p. 1652-1659, dec. 1980.

TIJDEMAN, H. On the propagation of sound waves in cylindrical tubes. **Journal of Sound and Vibration**, England, v. 39, n. 1, p. 1-33, 1975.

VERGARA, Erasmo F. **Modelagem numérica e medições acústicas de protetores auditivos para ruídos impulsivos**. 1999. 148f. Dissertação (Mestrado em Acústica e Vibrações) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

VERGARA, Erasmo F.; GERGES, Samir N. Y. Acoustics modelling and measurements of hearing protectors for impulsive noise. In: Joint MEETING ASA/EAA/DEGA. **Proceedings Journal of the Acoustical Society of America**. USA: JASA, 1999. v. 105, n. 2, p. 1131.

VERGARA, Erasmo F.; GERGES, Samir N. Y.; BIRCH, Robert S. Numerical modelling and measurements of earplug hearing protectors insertion loss for high level impulse noise. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON NOISE CONTROL ENGINEERING, 1999, Florida. **Proceedings INTERNOISE '99**. USA: 1999. 1 v.

———. Finite element method (FEM) model for the hearing protector noise attenuation for impulsive noise. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON NOISE CONTROL ENGINEERING, 2000, Nice. **Proceeding INTERNOISE 2000**. France: 2000. 1 v.

———. Evaluation of the earmuff-earcanal system using finite element method for grazing impulsive noise incidence. In: INTERNATIONAL CONGRESS ON ACOUSTICS, 17, 2001, Roma. **Proceedings ICA 2001**. Itália: ICA SRL, 2001, 4 v.

———. Caracterização de fontes impulsivas para a geração de pulsos a avaliação de protetores auditivos. In: ENCONTRO DA SOCIEDADE BRASILEIRA DE ACÚSTICA, 20, 2002, Rio de Janeiro. **Anais SOBRAC 2002**. Rio de Janeiro: 2002. 1v.

WARD, W. Dixon. Temporary threshold shift and damage-risk criteria for intermittent noise exposures. **Journal of the Acoustical Society of America**, USA, v. 48, n. 2, p. 561-574, mar. 1970.

WEBSTER, D. A.; BLACKSTOCK, D. T. Finite-amplitude saturation of plane sound waves in air. **Journal of the Acoustical Society of America**, USA, v. 62, n. 3, p. 518-523, sep. 1977.

WESTON, D. E. Thermoviscous regions for the principal and higher sound propagation modes in tubes. **Journal of the Acoustical Society of America**, USA, v. 68, n. 1, p. 359-361, jul. 1980.

WRIGHT, J. K. **Shock Tubes**, 1. ed. New York: John Wiley & Sons Inc., 1961. 170 p.

XIE, Ke-jun. **A boundary element method (BEM) solution for a fractional operator modeled viscoelastic-acoustic system**. 1990. 159f. Tese (Doctor of Philosophy) – Department of Mechanical and Aerospace Engineering, North Carolina State University, USA.

ZEL'DOVICH, Ya. B. et al. **Physics of shock waves and high-temperature hydrodynamic phenomena**. 1. ed. London: Academic Press Inc., 1966. 2 v.

ZERA, Jan. Attenuation of high-level acoustic impulses by earmuffs. In: CONGRESSO INTERNACIONAL DE SAÚDE NO TRABALHO, 27, 2003, Foz de Iguaçu, Brasil. **Anais ICOH 2003**. Foz de Iguaçu: 2003. v. 1.

ZWICKER, Eberhard; FASTL, Hugo. **Psychoacoustics**, facts and models. 2. ed. Germany: Springer-Verlag, 1990. 428 p.