

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

**METODOLOGIA DE CÁLCULO DA PERDA DE TRANSMISSÃO DE
PLACAS REFORÇADAS POR VIGAS**

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

RODRIGO YONEDA

Florianópolis, Junho de 2002

**METODOLOGIA DE CÁLCULO DA PERDA DE TRANSMISSÃO DE PLACAS
REFORÇADAS POR VIGAS**

RODRIGO YONEDA

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de:

MESTRE EM ENGENHARIA

Especialidade Engenharia Mecânica, Área de concentração Vibrações e Acústica, e aprovada
em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação

Prof. José A. B. da Cunha Neto, Dr.
Coordenador

Prof. Arcanjo Lenzi, Ph.D.
Orientador

Banca Examinadora:

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

Prof. Wiliam A. Barbosa, Dr.Eng.

Prof. Roberto Jordan, Dr.Eng.

“Este trabalho foi realizado com o apoio financeiro da Agência Nacional do Petróleo - ANP e da Financiadora de Estudos e Projetos - FINEP, através do Programa de Recursos Humanos da ANP para o Setor de Petróleo e Gás Natural - PRH09-ANP/MME/MCT”.

AGRADECIMENTOS

A Deus.

Ao Prof. Arcanjo Lenzi pela orientação, paciência e amizade.

Aos meus pais, pelo amor, carinho, educação, apoio e dedicação.

À Danuza, por estar sempre ao meu lado, me apoiando e incentivando.

Aos meus amigos Osni (Osné), Humberto (Betinho), Roberto (Betão), Nilcéia (Nice), Viviane, Alessandra, Daniel, Paulo Boni, Pescador, Fiates, Vitor, Andrey, Vinícius, Paiotti, Wiliam, João, Olavo, Icky, Axel, Fernanda e todos os bolsistas do LVA.

À ANP, Agência Nacional de Petróleo, pelo apoio financeiro.

SUMÁRIO

LISTA DE SÍMBOLOS	vii
CONVENÇÕES.....	x
LISTA DE FIGURAS E TABELAS	xi
RESUMO.....	xvi
ABSTRACT	xvii
1 - INTRODUÇÃO	1
2 - CONCEITOS BÁSICOS.....	5
2.1 - Perda de Transmissão.....	5
2.1.1 - Placas infinitas.....	5
2.1.1.1 - Lei da massa	11
2.1.1.2 - Transmissão sonora através de uma placa infinita	13
2.1.1.3 - Coeficiente de transmissão para incidência aleatória	14
2.1.1.4 - Transmissão para Condições de Ondas Coincidentes	16
2.1.1.5 - Transmissão sonora para condições de campo.....	17
2.1.2 - Partições Finitas.....	18
2.2 - Efeitos das Vigas de Reforço	22
2.3 - Irradiação Sonora	24
2.3.1 - Integral de Rayleigh.....	24
3 - MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS.....	27
3.1 - Elemento de Placa.....	28
3.1.1 - Teoria clássica de flexão de placas finas.....	31
3.2 - Modelagem.....	36
3.3 - Análise Modal	37
3.4 - Análise Harmônica	39
3.5 - Validação	40
4 - PERDA DE TRANSMISSÃO DE PLACAS REFORÇADAS POR VIGAS.....	42
4.1 - Descrição do Procedimento.....	42

4.2 - Experimento	46
4.2.1 - Medição da Intensidade Sonora.....	48
4.2.2 - Montagem do experimento	49
4.2.3 - Resultados e Comparações.....	54
5 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	81
5.1 - Conclusões.....	81
5.2 - Sugestões para Trabalhos Futuros.....	83
Referências Bibliográficas.....	84

LISTA DE SÍMBOLOS

Abaixo estão relacionados os símbolos utilizados neste trabalho, sendo que os mais específicos se encontram adequadamente descritos ao longo do trabalho.

A_{placa}	Área da placa
c_f	Velocidade de propagação das ondas de flexão
c	Velocidade do som no ar
D	Rigidez à flexão
E	Módulo de elasticidade do material
\tilde{E}	Módulo complexo de elasticidade
f_{mn}	Frequência natural de ordem m,n
f_c	Frequência de coincidência
h	Espessura da placa
I_{trans}	Intensidade sonora transmitida
I_{inc}	Intensidade sonora incidente
I	Momento de inércia por unidade de largura
$I_{irradiada}$	Intensidade média espacial de irradiação
k	Número de onda do som no ar
k_f	Número de onda de flexão
l_x	Comprimento da placa em x
l_y	Comprimento da placa em y
M	Momento fletor
M_x	Momento fletor em x
M_y	Momento fletor em y
M_{xy}	Momento fletor no plano xy
m''	Massa por unidade de área
p	carregamento distribuído
P_i	Amplitude da onda incidente
P_R	Amplitude da onda refletida

P_t	Amplitude da onda transmitida
PT	Perda de transmissão
$p^*(x,y)$	Pressão sonora complexa conjugada
p_p	Carregamento distribuído referente à pressão sobre a placa
p_i	Carregamento distribuído referente à pressão incidente
p_r	Carregamento distribuído referente à pressão refletida
p_t	Carregamento distribuído referente à pressão transmitida
p_{rmsi}	Pressão média quadrática incidente
q	Carregamento
Q_0	Velocidade de volume da fonte elementar
Q_x	Esforço cortante em x
Q_y	Esforço cortante em y
Q	Esforço cortante
t	Tempo
V_p	Amplitude de velocidade de partícula da onda de flexão
V_i	Amplitude de velocidade de partícula da onda incidente
V_R	Amplitude de velocidade de partícula da onda refletida
V_t	Amplitude de velocidade de partícula da onda transmitida
$V_{(x,y,t)}$	Velocidade de vibração da superfície de uma esfera pulsante
W_{trans}	Potência total transmitida
W_{rad}	Potência total irradiada
\tilde{Z}_p	Impedância da placa
$[C]$	Matriz amortecimento
$[D]$	Matriz rigidez
$[M]$	Matriz massa
$\{F_1\}$	Vetor força – parte real
$\{F_2\}$	Vetor força – parte imaginária
$\{u\}$	Vetor deslocamento
$\{\ddot{u}\}$	Vetor aceleração
$\{u_1\}$	Vetor deslocamento – parte real
$\{u_2\}$	Vetor deslocamento – parte imaginária

τ	Coeficiente de transmissão
$\tau(\theta, \omega)$	Coeficiente de transmissão em função do ângulo de incidência
$\bar{\tau}$	Coeficiente médio de transmissão sonora
λ_{tr}	Comprimento da onda transmitida
λ_i	Comprimento da onda incidente
λ	Comprimento de onda incidente
λ_f	Comprimento de onda de flexão da placa
λ_{mn}	Comprimento da onda de flexão de ordem m,n
ν	Coeficiente de Poisson
v	Deslocamento transversal da placa
ρ	Densidade do material
ω	Frequência angular
ρ_0	Densidade específica do ar
η	Fator de perda
θ_{co}	Ângulo coincidente
η	Fator de perda
$\phi(R,t)$	Potencial de velocidade
$\Delta \vec{A}$	Elemento de área
ρ_m	Densidade do material
σ_x	Tensão normal em x
σ_y	Tensão normal em y
σ_z	Tensão normal em z
τ_{xy}	Tensão cisalhante plano xy
τ_{yz}	Tensão cisalhante plano yz
τ_{zx}	Tensão cisalhante plano zx
ϵ	Deformação
ϵ_0	Deformação inicial
α_x, α_y	Coeficientes de expansão térmica
$\{\phi\}_i$	Autovetor que representa o modo da i-ésima frequência natural

CONVENÇÕES

O símbolo $*$ ao lado da variável indica complexo conjugado

O símbolo j indica a unidade imaginária

O símbolo \cdot sobre a variável indica derivada temporal

LISTA DE FIGURAS E TABELAS

- Figura 1.1 - Estrutura da Plataforma.
- Figura 1.2 - Exemplo de propagação do som através das paredes dos alojamentos.
- Figura 2.1 - Representação de uma onda plana incidindo em uma placa infinita com ângulo de incidência θ .
- Figura 2.2 - Decomposição da pressão irradiada pela placa.
- Figura 2.3 - Variação da perda de transmissão em função do ângulo de incidência pela Lei da massa (incidência normal) e de uma placa plana infinita com rigidez à flexão.
- Figura 2.4 - Visualização do campo incidente difuso.
- Figura 2.5 - Perda de transmissão do campo incidente em função da razão da frequência e da frequência de coincidência.
- Figura 2.6 - Primeiros modos de ressonância de uma placa lisa.
- Figura 2.7 - Perda de transmissão através de uma placa
- Figura 2.8 - Curvas comparativas do índice de redução sonoro de placas lisas e reforçadas.
- Figura 2.9 - Irradiação por uma superfície esférica pulsante (monopolo) com velocidade de volume Q_0 , posicionada sobre um plano rígido.
- Figura 2.10 - Irradiação sonora produzida por um elemento de área de uma placa vibrante e avaliada no ponto de observação.
- Figura 3.1 - Elemento Shell 63 do ANSYS
- Figura 3.2 - Relação entre as velocidades de propagação das ondas de flexão em função da espessura normalizada em relação ao comprimento de onda, para vários modelos de placa.
- Figura 3.3 - (a) Tensões atuantes em um elemento diferencial de uma placa homogênea e linearmente elástica e o carregamento q (força por

unidade de área) (b) Vista do mesmo elemento em relação ao plano normal à placa.

- Figura 3.4 - (a) Elemento diferencial de placa antes da deformação; (b) Elemento diferencial de placa após a deformação: Deformação associada com a teoria clássica de deformação de placas.
- Figura 3.5 - (a) 18 nós por meio comprimento de onda; (b) 6 nós por meio comprimento de onda; (c) 4 nós por meio comprimento de onda
- Figura 3.6 - Resultados dos 4 primeiros modos, obtidos no ANSYS, de uma placa lisa, simplesmente apoiada nas bordas.
- Figura 4.1 - Placa reforçada modelada no ANSYS. Viga de reforço em detalhe.
- Figura 4.2 - Representação de uma onda sonora incidindo em uma placa reforçada.
- Figura 4.3 - Força unitária aplicada no modelo de Elementos Finitos
- Figura 4.4 - Força unitária aplicada no modelo de Elementos Finitos
- Figura 4.5 - Esquema de ligação dos equipamentos utilizados na montagem do experimento.
- Figura 4.6 - Apoio de perfil semicircular da placa
- Figura 4.7 - Placa Reforçada simplesmente apoiada
- Figura 4.8 - Alto-falantes utilizados no experimento
- Figura 4.9 - Esquema do experimento para a validação dos modelos computacionais.
- Figura 4.10 - Esquema do experimento para a validação dos modelos computacionais.
- Figura 4.11 - Sonda de intensidade.
- Figura 4.12 - Disposição dos pontos de medição da pressão sonora incidente.
- Figura 4.13 - Disposição dos pontos de medição de vibração e da intensidade sonora irradiada.

- Figura 4.14 - Espectro das vibrações medidas em 4 pontos na placa lisa.
- Figura 4.15 - Espectro das vibrações medidas em 4 pontos na placa reforçada.
- Figura 4.16 - Espectro de pressão do campo sonoro incidente no ponto 2 - placa lisa.
- Figura 4.17 - Espectro de pressão do campo sonoro incidente no ponto 3- placa lisa.
- Figura 4.18 - Espectro de pressão do campo sonoro incidente no ponto 5- placa lisa.
- Figura 4.19 - Espectro de pressão do campo sonoro incidente no ponto 7- placa lisa.
- Figura 4.20 - Espectro de pressão (média) do campo sonoro incidente - placa lisa.
- Figura 4.21 - Espectro de intensidade do campo sonoro irradiado no ponto 20- placa lisa.
- Figura 4.22 - Espectro de intensidade do campo sonoro irradiado no ponto 23- placa lisa.
- Figura 4.23 - Espectro de intensidade do campo sonoro irradiado no ponto 25- placa lisa.
- Figura 4.24 - Espectro de intensidade do campo sonoro irradiado no ponto 19- placa lisa.
- Figura 4.25 - Espectro da Intensidade média irradiada da placa lisa.
- Figura 4.26 - Espectro da Perda de transmissão da placa lisa.
- Figura 4.27 - Comparação entre os valores de perda de transmissão do som experimentais e os valores de perda de transmissão do som retirados da literatura [19], em banda de oitava, para uma placa lisa.
- Figura 4.28 - Espectro de pressão do campo sonoro incidente no ponto 1- placa reforçada.

- Figura 4.29 – Espectro de pressão do campo sonoro incidente no ponto 3– placa reforçada.
- Figura 4.30 – Espectro de pressão do campo sonoro incidente no ponto 6– placa reforçada.
- Figura 4.31 – Espectro de pressão do campo sonoro incidente no ponto 20 – placa reforçada.
- Figura 4.32 – Espectro de pressão (média) do campo sonoro incidente – placa reforçada.
- Figura 4.33 – Espectro de intensidade do campo sonoro irradiado no ponto 18– placa reforçada.
- Figura 4.34 – Espectro de intensidade do campo sonoro irradiado no ponto 23 – placa reforçada.
- Figura 4.35 – Espectro de intensidade do campo sonoro irradiado no ponto 25– placa reforçada.
- Figura 4.36 – Espectro de intensidade do campo sonoro irradiado no ponto 30– placa reforçada.
- Figura 4.37 – Espectro da Intensidade média irradiada da placa reforçada.
- Figura 4.38 – Espectro da Perda de transmissão da placa reforçada.
- Figura 4.39 – Comparação entre a perda de transmissão sonora, experimental, da placa reforçada e da placa lisa em banda estreita.
- Figura 4.40 – Comparação entre a perda de transmissão sonora, experimental, da placa reforçada e da placa lisa em banda de terço de oitava.
- Figura 4.41 – Comparação entre resultados numéricos e experimentais de perda de transmissão – placa lisa.
- Figura 4.42 – Espectro da vibração média espacial, obtido por Elementos Finitos, da placa lisa simplesmente apoiada em toda a borda, excitada por ondas planas incidindo perpendicularmente.

- Figura 4.43 – Comparação entre resultados numéricos e experimentais de perda de transmissão – placa reforçada.
- Figura 4.44 – Espectro da vibração média espacial, obtido por Elementos Finitos, da placa reforçada, simplesmente apoiada em toda a borda, excitada por ondas planas incidindo perpendicularmente.
- Figura 4.45 – Níveis de deslocamento da placa reforçada, simplesmente apoiada, excitada pelo campo sonoro na frequência de 520Hz.
- Figura 4.46 – Níveis de deslocamento da placa reforçada, simplesmente apoiada, excitada pelo campo sonoro na frequência de 490Hz.
- Figura 4.47 – Níveis de deslocamento da placa reforçada, simplesmente apoiada, excitada pelo campo sonoro na frequência de 110Hz.
- Figura 4.48 – Níveis de deslocamento da placa reforçada, simplesmente apoiada, excitada pelo campo sonoro na frequência de 140Hz.
- Figura 4.49 – Comparação entre os valores da perda de transmissão para $\eta = 0,04$ e os da perda de transmissão para $\eta = 0,02$
- Figura 4.50 – Comparação entre resultados numéricos e experimentais – placa reforçada - $\eta = 0,04$.
- Tabela 3.1 – Comparativo entre as frequências naturais obtidas pelo MEF (ANSYS) e pelo método analítico (MATLAB).
- Tabela 4.1 – Comparação dos níveis de potência sonora determinados na câmara semi-anecóica e os níveis de potencia nominal da fonte.
- Tabela 4.2 – Comparativo entre as frequências naturais obtidas por MEF, analiticamente e experimentalmente para uma placa lisa.
- Tabela 4.3 – Comparativo entre as frequências naturais obtidas pelo Método de Elementos Finitos e as obtidas pelo método experimental para uma placa reforçada.

RESUMO

O estudo sobre a predição dos níveis de ruído em plataformas *offshore* é de grande importância tendo em vista o número de pessoas que estão expostas a estes ruídos, que é estimado em 20.000, nas mais de 50 plataformas em operação no território brasileiro. Estas estruturas são compostas, basicamente, por vigas e chapas de aço reforçadas por vigas e caracterizam-se por possuírem, fixadas em sua estrutura principal, máquinas e equipamentos de grande porte. O ruído gerado por estas máquinas acaba se propagando entre os ambientes através das paredes que os separam. Poucas informações são encontradas na literatura técnica a respeito da transmissão do som através de chapas reforçadas, com especial atenção aos efeitos das vigas de reforço. A maior parte das informações referem-se ou à perda de transmissão das ondas sonoras em paredes lisas, sem descontinuidades, ou à transmissão de vibrações através de placas reforçadas. Este trabalho tem como objetivo desenvolver um método de cálculo da perda de transmissão do som em chapas reforçadas por vigas, conforme tipicamente existentes nas estruturas offshore. Considerando a complexidade geométrica de uma chapa reforçada, o comportamento de vibração da mesma é modelado por Elementos Finitos, utilizando o *software* comercial ANSYS. A fim de simular os efeitos da incidência sonora na placa, aplica-se nesta um carregamento distribuído. A irradiação sonora do outro lado da placa, obtida pela Integral de Rayleigh, fornece os dados necessários para o cálculo da perda de transmissão. As análises foram realizadas para duas placas metálicas, uma lisa e outra reforçada por duas vigas, sendo seus resultados comparados com os obtidos experimentalmente, apresentando uma concordância razoavelmente boa.

ABSTRACT

The noise problem in offshore structures is very important if we take in consideration that exist more than 50 active platforms only in “Bacia de Campos”, RJ, and the number of workmen exposed to this noise is estimated in 20,000 people. These structures are composed, basically, by beams and reinforced plates and characterized by having a large number of engines and equipments installed in the main structure. The noise produced by these machines propagates to other ambients through these typical plates. Informations of sound transmission loss of reinforced plates in technical literature are rare.

The purpose of this work is to develop a estimated methodology for the sound transmission loss of reinforced plates. Considering the geometrical complexity of the reinforced plates, the vibrating modes were modeled by finite elements using the commercial software ANSYS. The loading were considered distributed, to simulate the effects of the incident sound waves in the reinforced plate. The sound radiation in the other side of plate, calculated by the Rayleigh’s Integral, provided the data necessary to calculate the sound transmission loss. The analisys were made in two plates, one unstiffened and the other with two reinforcing beams, and the results were compared with experimental data, showing reasonable concordance.

1. INTRODUÇÃO

O ruído em plataformas *offshore* de produção e prospecção de petróleo representa uma das principais causas de stress aos ocupantes, os quais habitam estas instalações por períodos de 15 dias ininterruptos. Somente na Bacia de Campos, RJ, são mais de 50 plataformas, nas quais 20.000 pessoas são expostas diariamente a este ruído.

A fim de aumentar o conforto acústico destas estruturas o Laboratório de Vibrações e Acústica da Universidade Federal de Santa Catarina, LVA, há anos, vem desenvolvendo trabalhos sobre a predição dos níveis de ruído em plataformas *offshore*.

Estas estruturas são compostas, basicamente, por chapas de aço reforçadas por vigas. Caracterizam-se por possuírem, fixadas em sua estrutura principal, máquinas e equipamentos de grande porte, como bombas de transferência, turbo-compressores e turbo-geradores, que operam 24 horas por dia. As dimensões das vigas e das chapas variam conforme a sua aplicação na plataforma. As vigas de seção I de maiores dimensões possuem alma de 0,5m de altura e 0,02m de espessura e aba com largura de 0,20m.

A Figura 1.1 mostra uma chapa reforçada com dimensões da ordem de 5m de comprimento e 5mm de espessura. As vigas de reforço são do tipo T invertida e L, e possuem altura de alma de 0,5m, abas de 0,2m e espessura de 0,02m. As vigas menores têm altura de alma igual a 0,1m, aproximadamente.

Por questão de otimização do limitado espaço disponível em plataformas, muitas máquinas são instaladas adjacentes aos dormitórios, refeitórios, sala de TV e outros alojamentos, em geral. O ruído gerado por estas máquinas propaga-se entre estes ambientes através das paredes que os separam, como mostra de forma esquemática a Figura 1.2.

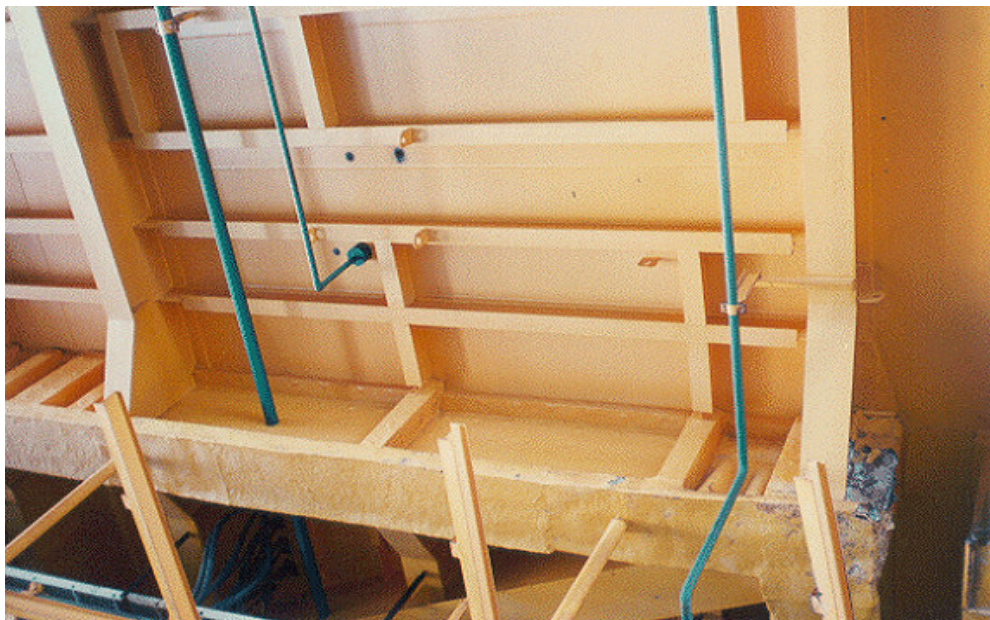


Figura 1.1 – Estrutura da Plataforma.

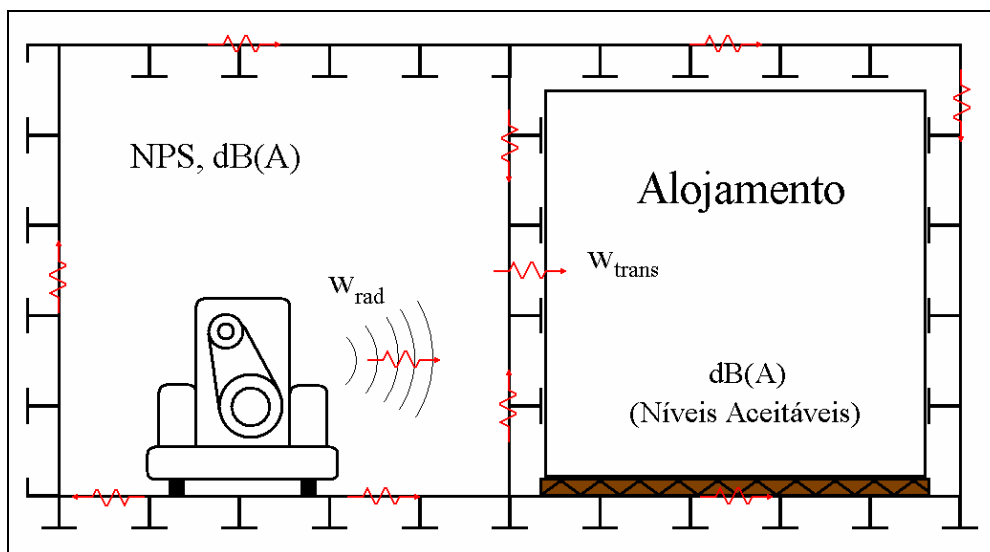


Figura 1.2 – Exemplo de propagação do som através das paredes dos alojamentos.

Como exemplo, podem-se citar as máquinas de grande porte e centrais de ar condicionado instaladas no convés superior, cujo ruído gerado transmite-se diretamente aos escritórios e dormitórios construídos neste mesmo convés e às casas de máquinas situadas nos níveis abaixo dos dormitórios. Neste último caso, a transmissão ocorre através do piso para os dormitórios. Além deste caminho, a transmissão de energia pode, também, ocorrer por via estrutural. As vibrações das paredes, piso e teto irradiam energia sonora para o interior do ambiente.

Poucas informações são encontradas na literatura técnica a respeito da transmissão do som através de chapas reforçadas, com especial atenção aos efeitos das vigas de reforço. A grande maioria das informações refere-se à perda de transmissão das ondas sonoras em paredes lisas, sem descontinuidades, ou à transmissão de vibrações através de placas reforçadas.

Esta dissertação tem como objetivo apresentar uma metodologia para a determinação da perda de transmissão de placas finitas e analisar os efeitos das vigas de reforço sobre a perda de transmissão sonora em chapas reforçadas, conforme tipicamente existentes nas estruturas *offshore*. Desta forma, são considerados os efeitos das vigas de reforço, os efeitos da variação de seus parâmetros geométricos, como dimensão e espaçamento, bem como a transmissão através dos modos não ressonantes da placa.

Tendo em vista a complexidade geométrica das placas em questão, seu comportamento vibratório é modelado por elementos finitos, através de um *software* comercial (ANSYS). O carregamento é considerado distribuído, simulando, assim, o efeito de ondas sonoras incidindo com um ângulo genérico em relação à normal à placa.

A irradiação sonora da placa, no lado oposto ao do campo incidente, é calculada pela Integral de Rayleigh, que fornece os dados necessários ao cálculo da perda de transmissão do som.

No Capítulo 2 é feita uma revisão dos conceitos básicos sobre perda de transmissão em partições finitas e infinitas, a Integral de Rayleigh, e sobre a perda de transmissão por modos vibrantes e não ressonantes. São, também, apresentados alguns poucos resultados encontrados na revisão bibliográfica.

No Capítulo 3 é apresentada uma introdução ao Método de Elementos Finitos, com uma pequena introdução aos fundamentos deste método e são descritos todos os procedimentos utilizados para o desenvolvimento do modelo. São descritos os tipos de elementos e soluções utilizadas.

No Capítulo 4 é descrita a metodologia utilizada para a obtenção da perda de transmissão pelo método computacional e a montagem do experimento. São

apresentados os resultados obtidos, as respostas da placa obtidas pelo método computacional e as obtidas experimentalmente.

No Capítulo 5 são expostas as principais conclusões obtidas neste trabalho bem como algumas sugestões para trabalhos futuros.

2. CONCEITOS BÁSICOS

Neste capítulo serão revisados os conceitos básicos relacionados à perda de transmissão de placas quando excitadas por ondas sonoras.

2.1. Perda de Transmissão

2.1.1. Placas infinitas

Um problema acústico comum consiste na excitação de um dos lados de uma placa plana por uma onda sonora. Esta é forçada a vibrar nas frequências das ondas incidentes, de acordo com o carregamento distribuído por estas ondas sobre a placa. As vibrações, assim induzidas, irradiam ondas sonoras no lado oposto, com amplitudes menores, atenuadas devido aos efeitos da placa. Estas placas proporcionam atenuações devido à sua inércia ao campo sonoro incidente, bem como aos efeitos de rigidez à flexão. No caso de placas finitas, nas quais são excitadas ressonâncias dos modos de flexão, os efeitos do amortecimento estrutural também estão presentes.

A razão entre a intensidade sonora transmitida (I_{trans}) e a intensidade sonora incidente (I_{inc}) define o coeficiente de transmissão, τ , que é uma grandeza adimensional. Para uma dada frequência, o valor do coeficiente de transmissão irá depender do ângulo θ , das ondas incidentes, definido como sendo ângulo formado entre a direção da propagação das ondas incidentes e a direção perpendicular à placa. Para cada ângulo θ de incidência, as ondas incidentes induzem carregamentos distribuídos, por unidade de área, e que variam senoidalmente ao longo da placa (Figura 2.1) [1], com comprimentos de onda, que estão relacionados aos comprimentos de onda de flexão correspondentes à frequência de excitação.

$$\lambda_{\text{tr}} = \frac{\lambda_i}{\text{sen}\theta_i} \quad (2.1)$$

Portanto, torna-se necessário definir o coeficiente de transmissão τ em função do ângulo θ de incidência e da frequência das ondas incidentes, além das propriedades da placa, na forma:

$$\tau(\theta, \omega) = \frac{I_{\text{trans}}}{I_{\text{inc}}} \quad (2.2)$$

Este coeficiente depende, além dos parâmetros já mencionados, do tipo de campo incidente, por ondas planas ou por um campo difuso.

Desta forma, serão considerados neste trabalho, somente as ondas planas incidentes. Será considerado, também, que os meios existentes nos dois lados da placa sejam iguais aos do ar (densidade: 1,18kg/m³, velocidade do som: 340m/s).

Um balanço exato das parcelas nas quais a intensidade sonora incidente pode ser decomposta, envolve: a intensidade sonora refletida, a intensidade dissipada pelo amortecimento estrutural da placa e, por último, a intensidade sonora irradiada. Esta última corresponde a uma pequena parcela da incidente.

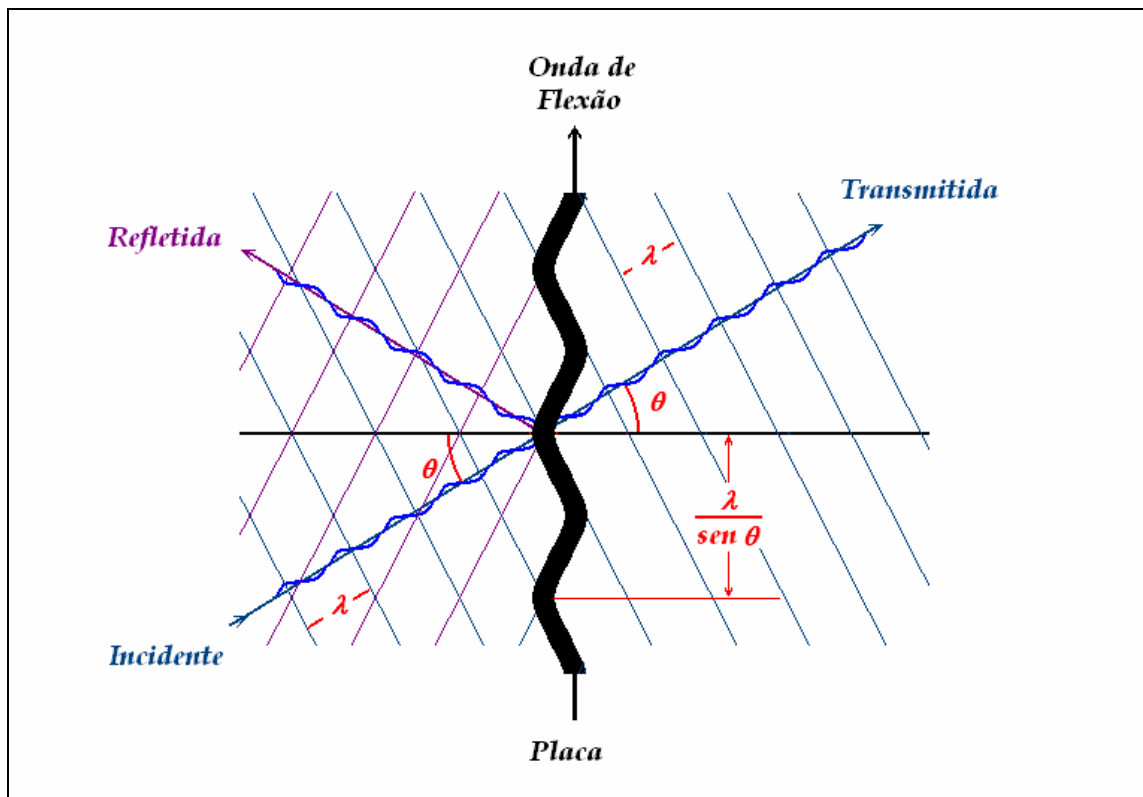


Figura 2.1 - Representação de uma onda plana incidindo em uma placa infinita com ângulo de incidência θ .

A equação de movimento das ondas de flexão em uma placa fina é dada por [2]

$$E I \nabla^4 v(x, z, t) + m'' \frac{\partial^2 v(x, z, t)}{\partial t^2} = p(x, z, t) \quad (2.3)$$

sendo v , o deslocamento transversal (direção y) da placa

E , o módulo de Elasticidade do material

I , momento de inércia por unidade de largura $\left(\frac{h^3}{12(1-\nu^2)} \right)$

ν , coeficiente de Poisson

m'' , massa por unidade de área ($= \rho h$)

ρ , densidade do material

h , espessura da placa

p , carregamento distribuído [N/m^2]

$\nabla^4 = \nabla^2 \nabla^2$; sendo ∇^2 o operador Laplaciano.

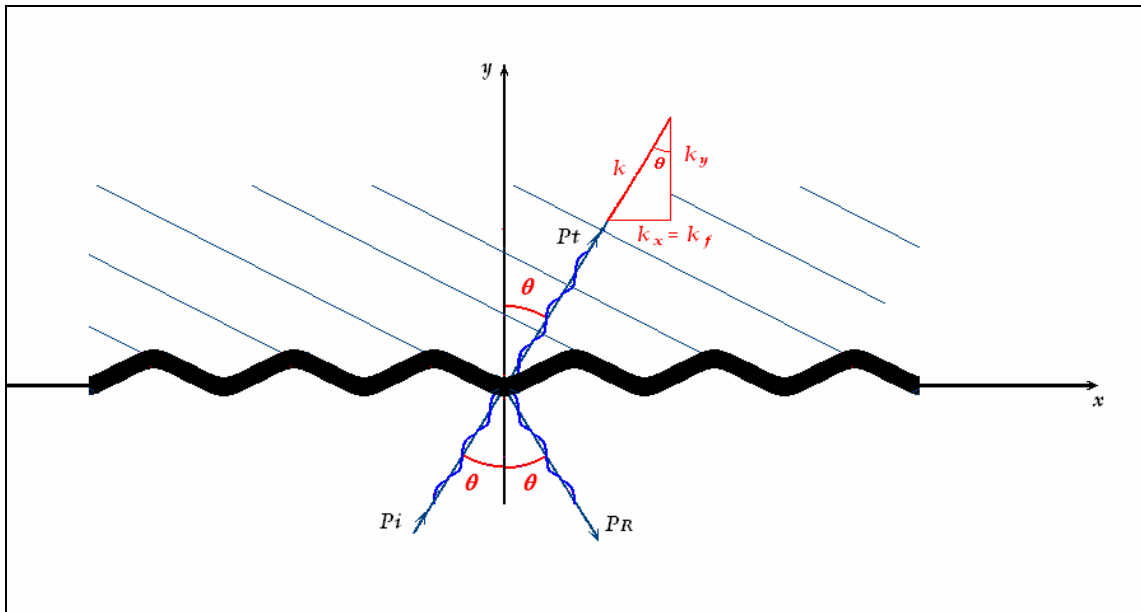


Figura 2.2 - Decomposição da pressão irradiada pela placa.

Ao se considerar ondas de uma única frequência angular ω , que se propagam somente na direção x , a equação restringe-se à seguinte expressão:

$$E I \frac{\partial^4 v(x, t)}{\partial x^4} - m'' \omega^2 v(x, t) = p(x, t) \quad (2.4)$$

ou

$$\frac{\partial^4 v(x, t)}{\partial x^4} - k_f^4 v(x, t) = \frac{p(x, t)}{E I} \quad (2.5)$$

sendo k_f , o número de onda de flexão,

$$k_f = \sqrt[4]{\frac{m'' \omega^2}{E I}} \quad (2.6)$$

A velocidade de fase de propagação das ondas de flexão somente em uma direção, c_f , fica:

$$c_f = \sqrt[4]{\frac{\omega^2 E I}{m''}} \quad (2.7)$$

Neste caso, o momento de inércia torna-se $I = h^3/12$ e o amortecimento estrutural η é representado através do módulo de elasticidade complexo $\bar{E} = E(1 + j\eta)$.

A onda incidente, de amplitude P_i conhecida, é representada por:

$$P_i e^{jk\bar{x} - j\omega t} = P_i e^{jk \text{sen}\theta x + jk \text{cos}\theta y} e^{-j\omega t} \quad (2.8.1)$$

e as ondas refletida e transmitida,

$$P_R e^{jk \text{sen}\theta x - jk \text{cos}\theta y} e^{-j\omega t} \quad (2.8.2)$$

$$P_t e^{jk \text{sen}\theta x + jk \text{cos}\theta y} e^{-j\omega t} \quad (2.8.3)$$

O carregamento exercido sobre a placa, na direção transversal (y) é dado pela soma das pressões destas três ondas, calculadas em $y=0$,

$$p(x, t) = (P_i + P_R - P_t) e^{jk \text{sen}\theta x} e^{-j\omega t} \quad (2.9)$$

A placa é forçada a movimentar-se com as mesmas variações em x e em t , e com amplitude v_0 ,

$$v(x, t) = v_0 e^{jk \text{sen} \theta x} e^{-j\omega t} \quad (2.10)$$

Substituindo as expressões do carregamento, $p(x, t)$, na equação de movimento da placa, obtém-se o deslocamento:

$$v(x, t) = \frac{P_i + P_R - P_t}{E I [k^4 \text{sen}^4 \theta - k_f^4]} e^{jk \text{sen} \theta x} e^{-j\omega t} \quad (2.11)$$

A impedância da placa, \tilde{Z}_p , calculada como a razão entre p e V_p , fica

$$\tilde{Z}_p = \frac{p(x, t)}{V_p(x, t)} = -\frac{E I}{j \omega} [k^4 \text{sen}^4 \theta - k_f^4] \quad (2.12)$$

Observa-se que a impedância tende a zero quando $k \text{sen} \theta = k_f$. Isto ocorre quando a componente da velocidade do som (c), na direção do eixo x , for igual à velocidade das ondas de flexão na placa [1] (Figura 2.2):

$$c_f = \frac{c}{\text{sen} \theta} \quad (2.13)$$

Para cada onda sonora, a velocidade de partícula na direção perpendicular à placa pode ser determinada a partir da seguinte condição física (Equação de Euler):

$$j \omega \rho_0 V(x, t)_{y=0} = \left(\frac{\partial p(x, t)}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (2.14)$$

As amplitudes das velocidades de partícula das ondas estão, então, relacionadas às respectivas pressões sonoras de acordo com as seguintes relações:

$$V_i = \frac{\cos \theta}{\rho_0 c} P_i \quad (2.15)$$

$$V_R = -\frac{\cos \theta}{\rho_0 c} P_R \quad (2.16)$$

$$V_t = \frac{\cos \theta}{\rho_0 c} P_t \quad (2.17)$$

Existem, portanto, três incógnitas a serem determinadas: P_R , P_t e V_p , as quais podem ser calculadas em função de P_i , que é conhecida, a partir de três condições físicas:

- a) A componente da velocidade de partícula resultante em $y=0$, na direção y , no lado da placa excitada pela onda incidente, deve ser igual à velocidade da placa:

$$V_{i_y} + V_{R_y} = V_p = V_{t_y} \quad (2.18)$$

de onde se conclui que:

$$P_i - P_R = P_t \quad (2.19)$$

- b) A velocidade da placa deve ser igual à componente da velocidade da onda transmitida, em $y=0$, e perpendicular à placa:

$$V_p = V_{t_y} \quad (2.20)$$

ou

$$V_p = \frac{\cos \theta}{\rho_0 c} P_t \quad (2.21)$$

- c) A pressão resultante sobre a placa está relacionada à velocidade da placa, em $y=0$, e à impedância, na seguinte forma:

$$V_p \tilde{Z}_p = P_i + P_R - P_t \quad (2.22)$$

Destas condições físicas pode-se isolar a amplitude da velocidade da placa, V_p , em função da amplitude da pressão da onda incidente, P_i , na seguinte forma:

$$V_P = \frac{2P_i}{\tilde{Z}_P + 2 \frac{\rho_0 c}{\cos \theta}} \quad (2.23)$$

bem como a amplitude da onda transmitida, P_t , em função de P_i ,

$$\frac{P_t}{P_i} = \frac{1}{1 + \frac{\tilde{Z}_P \cos \theta}{2 \rho_0 c}} \quad (2.24)$$

O coeficiente de transmissão do som, τ , é definido como sendo a razão entre a intensidade sonora da onda transmitida pela intensidade da onda incidente:

$$\tau(\theta, \omega) = \frac{I_{trans}}{I_{inc}} = \left| \frac{P_t}{P_i} \right|^2 = \left| 1 + \frac{\tilde{Z}_P \cos \theta}{2 \rho_0 c} \right|^{-2} \quad (2.25)$$

e a perda de transmissão definida como sendo

$$PT = 10 \log \left(\frac{1}{\tau} \right) \text{ [dB]} \quad (2.26)$$

2.1.1.1. Lei da massa

Considere uma placa tendo massa por unidade de área m'' e rigidez à flexão desprezível, tal que a impedância torna-se [3]:

$$\tilde{Z}_P = j \omega m'' \quad (2.27)$$

Então,

$$\tau(\theta, \omega) = \left| \frac{1}{1 + \frac{j \omega m'' \cos \theta}{2 \rho_0 c}} \right|^2 = \frac{1}{1 + \left(\frac{\omega m'' \cos \theta}{2 \rho_0 c} \right)^2} \quad (2.28)$$

Para placas de aço de alguns milímetros de espessura, o segundo termo do denominador predomina, já que:

$$\frac{\omega m'' \cos \theta}{2 \rho_0 c} \gg 1 \quad (2.29)$$

e o coeficiente de transmissão, então, fica

$$\tau(\theta, \omega) \cong \left(\frac{\omega m'' \cos \theta}{2 \rho_0 c} \right)^{-2} \quad (2.30)$$

A perda de transmissão pode ser determinada pela expressão:

$$PT(\theta) \cong 20 \log \left(\frac{\omega m'' \cos \theta}{2 \rho_0 c} \right) \quad [\text{dB}] \quad (2.31)$$

Observe que a perda de transmissão aumenta 6dB a cada dobro da frequência (Figura 2.3). A mesma variação na PT é encontrada ao ser dobrada a massa por unidade de área da placa, que pode ser obtida dobrando-se a espessura. A Figura 2.3 mostra, ainda, os efeitos de coincidência na transmissão do som, conforme mencionado no item 2.1.1.2.

Esta curva não apresenta os efeitos das ressonâncias da placa, uma vez que não foi considerada a sua rigidez à flexão. Por este motivo, esta expressão também não contempla os efeitos de coincidência.

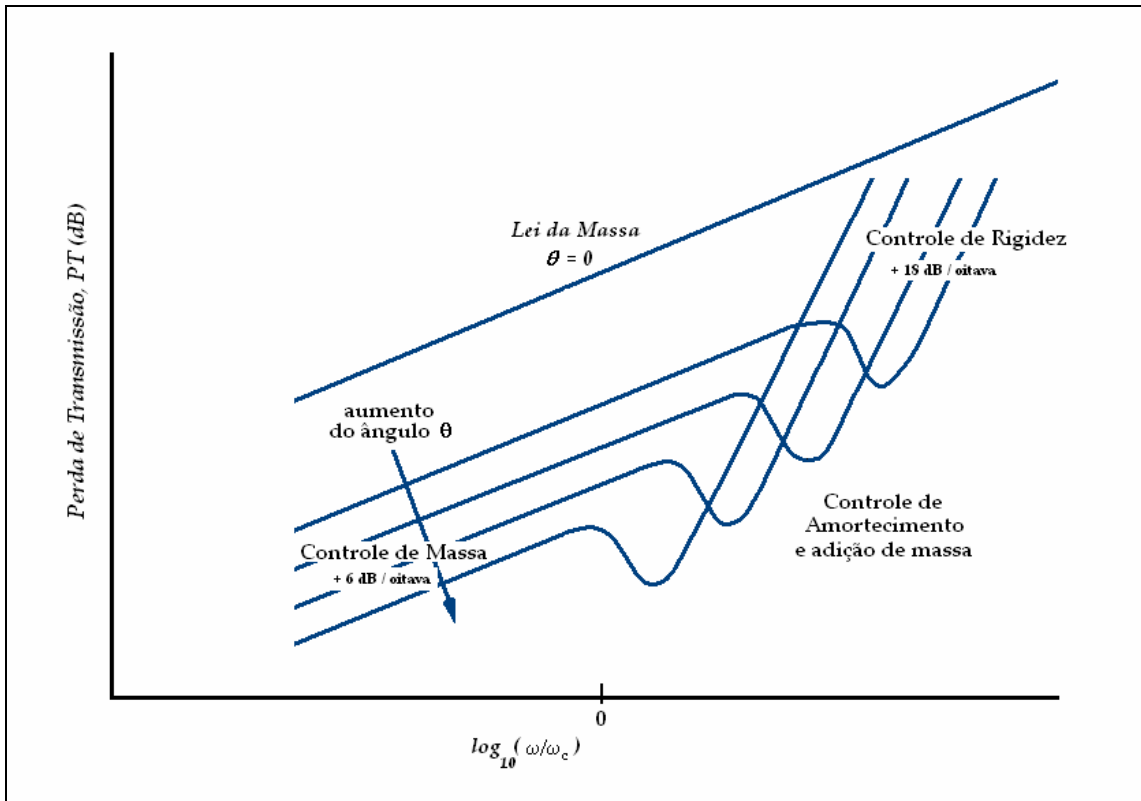


Figura 2.3 - Variação da perda de transmissão em função do ângulo de incidência pela Lei da massa (incidência normal) e de uma placa plana infinita com rigidez à flexão.

2.1.1.2. Transmissão sonora através de uma placa infinita

A impedância de uma placa infinita é dada por:

$$\tilde{Z}_p = \frac{\tilde{E} I}{j \omega} [k^4 \text{sen}^4 \theta - k_f^4] \quad (2.32)$$

sendo $\tilde{E} = E(1 + j\eta)$, o módulo complexo de elasticidade; η , o fator de perda; $k = \omega/c$ e k_f , o número de onda de flexão.

Substituindo na expressão do coeficiente de transmissão, dada pela equação (2.25), obtém-se [4]:

$$\tau(\theta, \omega) = \left\{ \left[1 + \eta \left(\frac{\omega m''}{2\rho c} \cos \theta \right) \left(\frac{\omega^2 E I}{c^4 m''} \sin^4 \theta \right) \right]^2 + \left[\left(\frac{\omega m''}{2\rho c} \cos \theta \right) \left(1 - \frac{\omega^2 E I}{c^4 m''} \sin^4 \theta \right) \right]^2 \right\}^{-1} \quad (2.3)$$

3)

Embora o modelo de uma placa infinita não seja um modelo representativo para a maioria dos problemas práticos, com este modelo pode-se analisar o comportamento das principais variáveis envolvidas na transmissão de ondas planas através de placas, como os efeitos de inércia (Lei da massa) e os de coincidência, demonstrados na Figura 2.3.

Observa-se que a perda de transmissão do som é reduzida na frequência de coincidência. O valor da perda de transmissão nesta frequência depende também do amortecimento estrutural da placa.

Para ondas planas incidentes, a frequência de coincidência depende, além das propriedades do material e da geometria da placa, do ângulo de incidência das ondas sonoras.

2.1.1.3. Coeficiente de transmissão para incidência aleatória

Uma onda plana incidindo sobre uma placa com um único ângulo θ representa exceção aos casos mais comuns. O campo sonoro em uma sala ou em um ambiente típico enclausurado é melhor modelado por um campo difuso, ou seja, por um grande número de ondas planas de mesma intensidade média que se propagam em todas as direções. Neste caso, a placa é exposta às ondas planas provenientes de todas as direções.

A I_{inc} em uma unidade de área, para qualquer ângulo, será a intensidade da onda plana naquele elemento de área multiplicada pelo cosseno do ângulo de incidência.

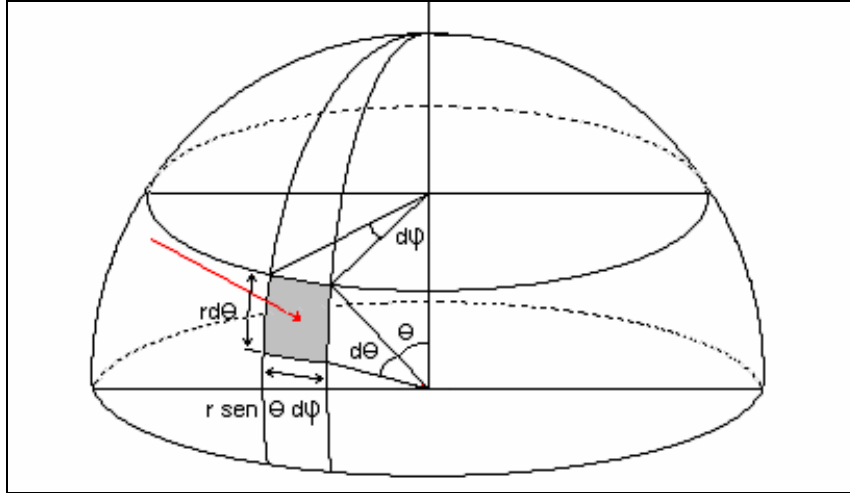


Figura 2.4 - Visualização do campo incidente difuso.

A intensidade transmitida é dada por [4]:

$$I_{trans} = \int_{\Omega} \tau(\theta) I_{inc} \cos \theta dA \quad (2.34)$$

sendo Ω o ângulo sólido de integração (2π). O elemento de área dA , considerando um raio unitário, é dado por,

$$dA = \sin \theta d\theta d\phi \quad (2.35)$$

e a intensidade sonora transmitida, então, fica,

$$I_{trans} = \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} \tau(\theta) I_{inc} \cos \theta \sin \theta d\theta d\phi \quad (2.36)$$

Ao se considerar um campo sonoro difuso, no qual I_{inc} é constante em todas as direções, temos,

$$I_{trans} = I_{inc} \int \tau(\theta) \cos \theta \sin \theta d\theta d\phi \quad (2.37)$$

O coeficiente médio de transmissão sonora ($\bar{\tau}$), fica

$$\bar{\tau} = \frac{\bar{I}_{\text{trans}}}{\bar{I}_{\text{inc}}} = \frac{\int_0^{\frac{\pi}{2}} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \tau(\theta) \cos \theta \sin \theta \, d\theta \, d\phi}{\int_0^{\frac{\pi}{2}} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos \theta \sin \theta \, d\theta \, d\phi} \quad (2.38)$$

2.1.1.4. Transmissão para Condições de Ondas Coincidentes

Os termos da Equação (2.33) que envolvem a rigidez à flexão por unidade de largura são significativos quando $(\omega^2 EI / c^4 m'')$ é maior ou igual a 1. A velocidade de propagação das ondas de flexão (c_f) também envolve o termo $(\omega^2 EI / m'')$ ^{1/4}.

A frequência de coincidência (f_c) é definida como sendo a frequência para a qual $c = c_f$. Para cada frequência acima da frequência de coincidência haverá um ângulo de onda incidente para o qual a velocidade de propagação da onda do campo sonoro incidente será igual à velocidade da onda de flexão (c_f).

Este ângulo é denominado ângulo coincidente (θ_{co}) e é obtido pela expressão [4]

$$\sin \theta_{co} = \frac{c}{c_f} = \frac{\lambda}{\lambda_f} \quad (2.39)$$

sendo

λ_f : comprimento de onda de flexão na placa

λ : comprimento de onda da onda sonora incidente

Para uma excitação por uma onda plana incidente com um ângulo igual ao ângulo coincidente tem-se:

$$\lambda_f = \lambda_{tr} = \frac{\lambda}{\sin \theta_{co}} \quad (2.40)$$

ou seja, a placa atinge, praticamente, excitação máxima e a pressão sonora transmitida é irradiada com, aproximadamente, o mesmo ângulo da onda incidente e intensidade que depende do amortecimento estrutural.

O coeficiente de transmissão para cada frequência relacionada a este ângulo particular de incidência ($\theta = \theta_{co}$) pode ser obtido da Equação (2.33), levando em consideração que para $\theta = \theta_{co}$ tem-se $[(\omega^2 EI / c^4 m'') \text{sen}^4 \theta_{co}] = 1$. Logo:

$$\tau(\theta_{co}) = \left[1 + \eta \left(\frac{\omega m''}{2 \rho_0 c} \cos \theta_{co} \right) \right]^{-2} \quad (2.41)$$

sendo η o fator de perda estrutural da placa.

2.1.1.5. Transmissão sonora para condições de campo

Tem-se observado, na prática, que os volumes das salas e ambientes comumente encontrados não proporcionam um campo perfeitamente difuso, conforme definido. Constata-se, ainda, que os valores práticos de perda de transmissão [4] aproximam-se dos valores teóricos para ângulos de incidência variando de 0 a 78°, aproximadamente.

A Figura 2.5 apresenta valores calculados (Equações (2.26) e (2.33)) de perda de transmissão em função da frequência para uma determinada placa e para vários valores de amortecimento estrutural, levando-se em conta esta faixa de variação angular. Os valores são denominados *Rfield*. Esta figura mostra também os valores da Lei da massa para incidência normal.

Vê-se, na figura, que a perda de transmissão (PT) depende do amortecimento estrutural, bem como da massa por unidade de área e que na frequência de coincidência, f_c , a mesma apresenta uma região de mínimo.

É possível ver, ainda, que maiores valores de η proporcionam maiores perdas de transmissão nesta região. Esta região de mínima perda é causada pela igualdade entre os comprimentos de onda do som incidente e das ondas de flexão da placa. A impedância da placa é mínima nesta frequência, quando excitada pelo campo sonoro, proporcionando assim, uma maior transparência à transmissão sonora.

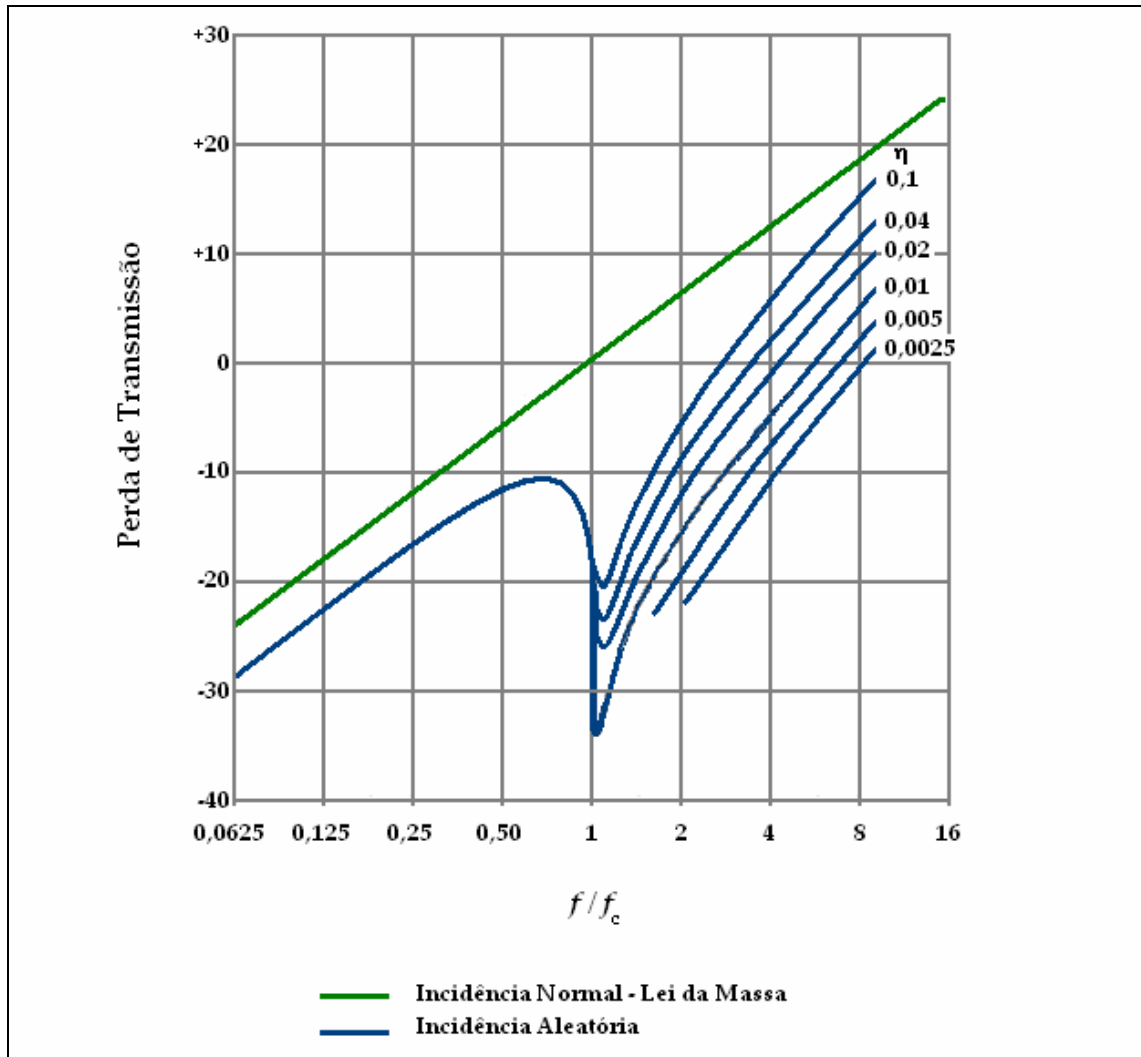


Figura 2.5 – Perda de transmissão do campo incidente em função da razão da frequência e da frequência de coincidência.

2.1.2. Partições Finitas

A diferença básica existente entre as partições finitas e as infinitas está na presença de limites, ou seja, nas bordas das placas que induzem reflexões das ondas. As interações destas ondas refletidas com as incidentes criam ondas estacionárias que podem resultar em grandes amplitudes de resposta da placa.

A condição para que ocorra a ressonância em uma placa simplesmente apoiada é:

$$\left(\frac{1}{\lambda_{mn}}\right)^2 = \left(\frac{m}{2l_x}\right)^2 + \left(\frac{n}{2l_y}\right)^2 \quad (2.42)$$

sendo,

m e n , números inteiros positivos (=1, 2, 3, ...)

l_x e l_y , comprimento da placa em x e y , respectivamente

λ_{mn} , comprimento da onda de flexão referente ao modo(m,n).

Na equação acima, substituindo-se λ_{mn} por $\frac{c_f}{f_{mn}}$, sendo c_f a velocidade da onda

de flexão, dada por:

$$c_f = \sqrt[4]{\frac{\omega^2 B}{m''}} = \sqrt[4]{\frac{\omega^2 EI}{m''}} \quad (2.43)$$

obtém-se:

$$f_{mn} = \frac{\pi}{2} \left(\frac{B}{m''}\right)^{1/2} \left[\left(\frac{m}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{n}{l_y}\right)^2 \right]^{1/2} \quad m, n = 1, 2, 3, \dots \quad (2.44)$$

sendo $B=EI$, a rigidez à flexão por unidade de largura da placa, e f_{mn} , a frequência de ressonância do modo (m, n).

Os coeficientes m e n não podem ser zero devido à condição de contorno adotada que define deslocamento igual a zero para toda a borda da placa em estudo. Os deslocamentos transversais da placa, nestas frequências de ressonância, podem ser calculados em função dos seus modos de vibração (amplitude unitária),

$$v(x, y) = \sin \frac{m\pi x}{l_x} \sin \frac{n\pi y}{l_y} \quad m, n = 1, 2, 3, \dots \quad (2.45)$$

O comportamento vibratório da placa, para cada par (n, m), recebe o nome de modo de vibração, ou modos da placa. Para cada modo de vibração haverá um conjunto de linhas nas quais o deslocamento será igual a zero e que são denominadas

nós. Estes nós dividem a placa em várias áreas vibrantes menores. Para cada par n e m existem $(n - 1)$ linhas de nós em y e $(m - 1)$ linhas de nós em x .

A Figura 2.6 mostra os quatro primeiros modos de uma placa retangular.

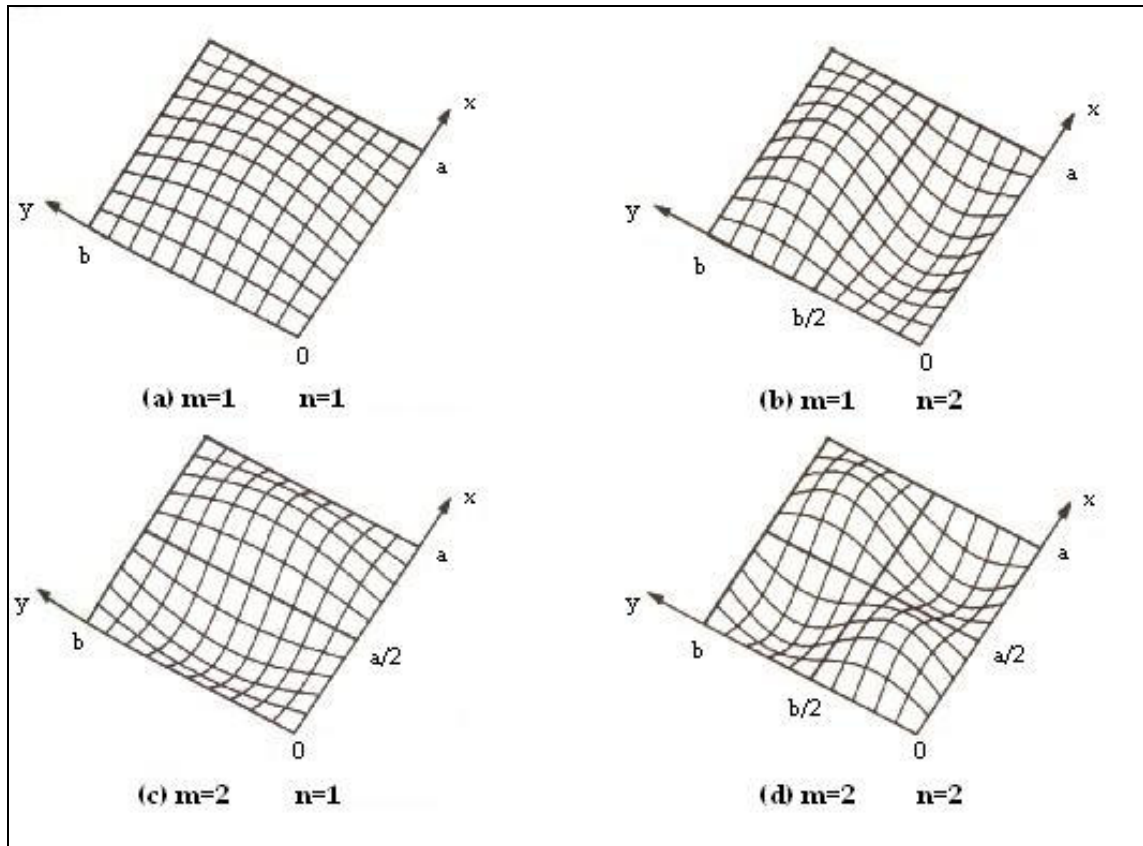


Figura 2.6 - Primeiros modos de ressonância de uma placa lisa.

Nas frequências de ressonância da placa, as respostas ao campo sonoro incidente são aumentadas, causando maiores radiações sonoras no lado oposto ao de incidência. Portanto, nas frequências de ressonância de uma placa finita, a curva de perda de transmissão apresenta valores mínimos, como mostra a Figura 2.7.

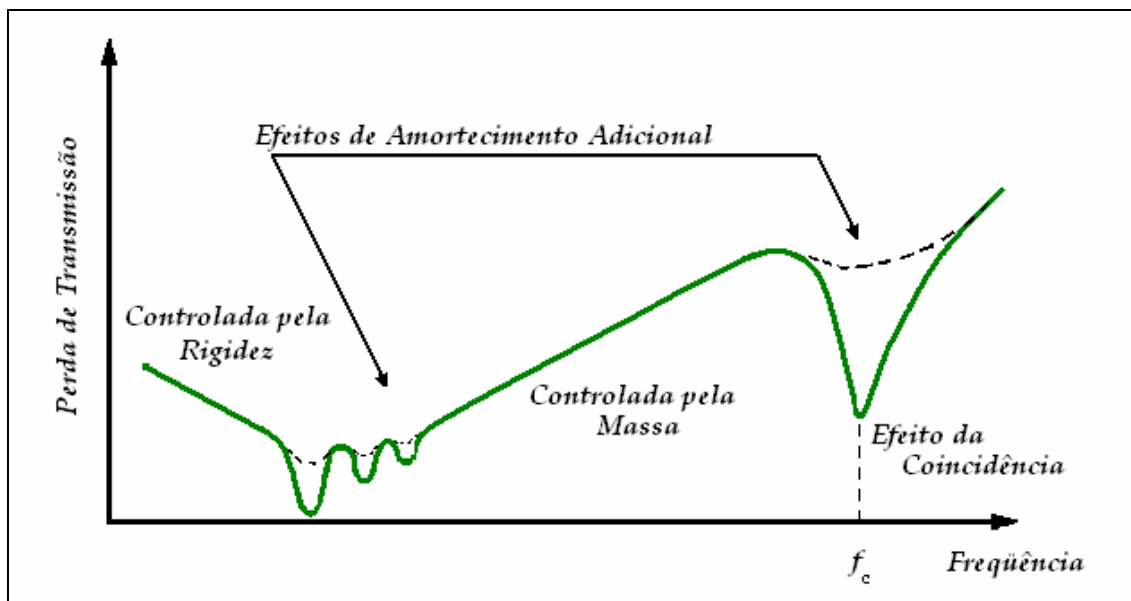


Figura 2.7 - Perda de transmissão através de uma placa

Abaixo da primeira frequência de ressonância (f_1) a curva de perda de transmissão é determinada predominantemente pela rigidez da placa. Nas frequências de ressonâncias da placa, a perda de transmissão é fortemente influenciada pelo amortecimento estrutural. Com o aumento da frequência, nota-se a tendência de aumento da perda de transmissão pela Lei da Massa. A Figura 2.7 apresenta também os efeitos da frequência de coincidência. Para placas típicas, utilizadas em plataformas *offshore*, as primeiras frequências de ressonância estão situadas nas baixas frequências, abaixo de 100Hz. Na placa lisa analisada as três primeiras frequências encontradas foram 37Hz, 60Hz e 93Hz.

Em placas finitas, os modos cujas frequências possuem valor próximo das de coincidência, assinala-se uma redução na perda de transmissão, causada pelos maiores níveis de vibração, provocados pelo campo sonoro incidente devido à baixa impedância da placa nesta região do espectro. Além disso, a irradiação sonora também possui boa eficiência, fazendo com que a perda de transmissão seja reduzida.

Hansen [5] analisou numérica e experimentalmente a perda de transmissão de placas corrugadas, em particular analisou os efeitos das dimensões das placas. Concluiu que placas de menores dimensões apresentam perdas maiores nas baixas

freqüências, conforme esperado, tendo em vista os efeitos dos apoios sobre as vibrações das mesmas. Takahashi [6] analisou também os efeitos das dimensões das placas lisas, sem vigas de reforço, sobre a perda de transmissão do som, obtendo conclusões análogas às obtidas por Hansen.

2.2. Efeitos das Vigas de Reforço

Por motivos estruturais, é comum encontrar nas plataformas estruturas formadas por painéis de aço reforçados por vigas. Os efeitos destas vigas no comportamento da placa em relação à transmissão sonora não podem ser desprezados.

Uma maneira de entender o efeito das vigas de reforço anexadas à placa consiste em considerar a placa original como diversas placas menores, cujos limites destas seriam as vigas de reforço. A eficiência de radiação da placa reforçada seria a soma das contribuições das eficiências destas placas menores. Sabe-se que as eficiências de radiação de placas pequenas tendem ser maiores que as de placas grandes, de mesmo material, pelo fato de as áreas de não cancelamento da irradiação sonora serem relativamente maiores. Em função disto, a eficiência de irradiação do conjunto destas pequenas placas, ou seja, a eficiência de radiação da placa reforçada seria maior que a de uma placa de mesmo tamanho sem as vigas de reforço. Esta é uma forma simplista de justificar a maior eficiência de irradiação de placas reforçadas, abaixo da freqüência de coincidência.

Uma forma alternativa de justificar tal comportamento consiste nas análises dos cancelamentos das ondas sonoras irradiadas, que são impedidas de ocorrer devido aos efeitos das vigas de reforço nas vibrações da placa. Isto já foi também mostrado por Litwinczik [7], ao analisar a eficiência de placas vibrando por ondas de flexão, 1D e 2D, com condições de contorno tipo apoio simples e engaste, nas extremidades, e com apoios intermediários. Ficou bastante evidente do trabalho de Litwinczik, que apoios intermediários aumentam a eficiência de irradiação.

A Figura 2.8 salienta os efeitos da adição de amortecimento estrutural e vigas de reforço a uma placa retangular [3]. Observe que o aumento do amortecimento proporciona aumento de até 10dB na P.T., o que é bastante significativo. Isto mostra a necessidade do desenvolvimento de uma metodologia de determinação e análise da P.T.

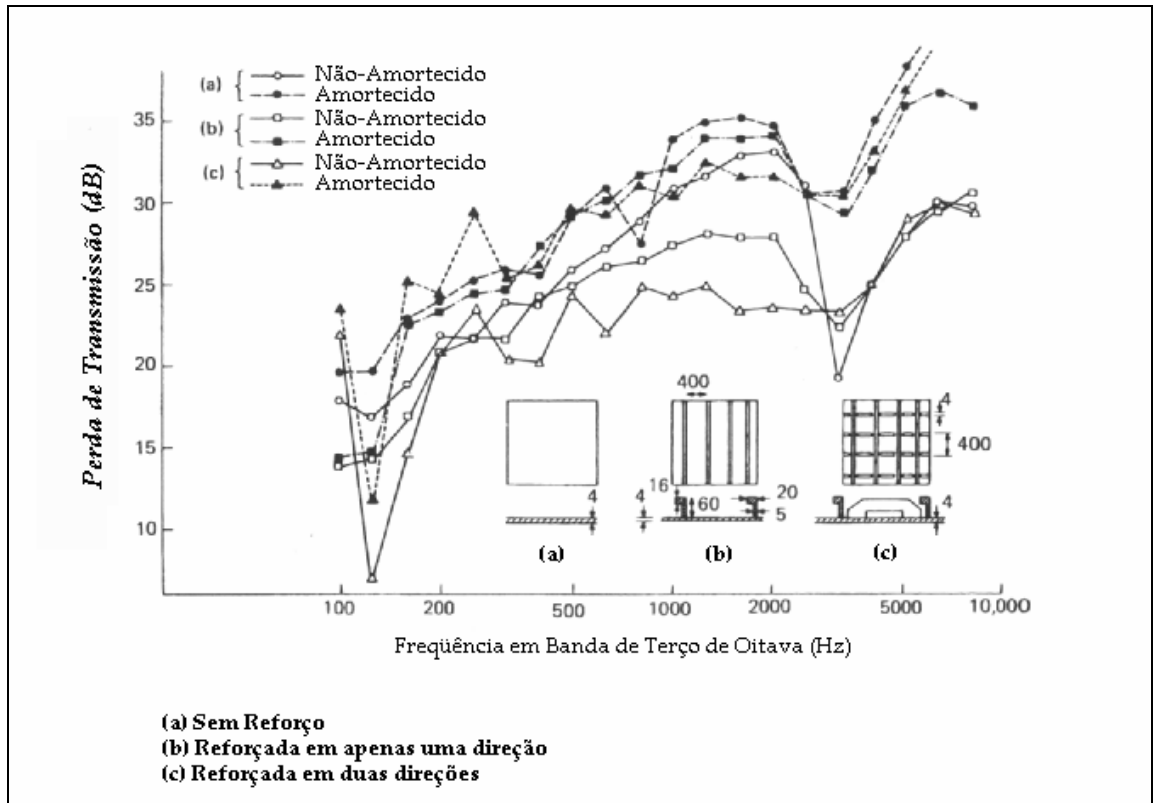


Figura 2.8 - Curvas comparativas do índice de redução sonora de placas lisas e reforçadas.[3]

Keltie [8] apresenta métodos de análise da resposta de placas reforçadas por vigas e Maury e Mattei [9] realizaram um estudo semelhante ao desenvolvido nesta dissertação, o qual consiste em analisar a perda de transmissão de placas reforçadas por vigas, usando o método de Elementos Finitos para determinar a resposta da placa. Comparações entre resultados numéricos e experimentais indicaram diferenças entre o resultado numérico e experimental de até 10 dB nos picos correspondentes às frequências naturais.

2.3. Irradiação Sonora

2.3.1. Integral de Rayleigh

Sabe-se que uma fonte pontual esférica pulsante (monopolo) possui expressão do potencial de velocidade, avaliado a uma distância R , na forma [2],

$$\phi(R, t) = -\frac{Q_0}{4\pi R} e^{jkR} e^{-j\omega t} \quad (2.46)$$

em que Q_0 representa a velocidade de volume da fonte elementar [m^3/s]; ω , a frequência ($2\pi f$) e R , a distância de avaliação do campo sonoro, a partir do centro da fonte elementar.

Ao se considerar que esta fonte elementar esteja colocada sobre uma superfície plana, a expressão do potencial torna-se:

$$\phi(R, t) = -\frac{Q_0}{2\pi R} e^{jkR} e^{-j\omega t} \quad (2.47)$$

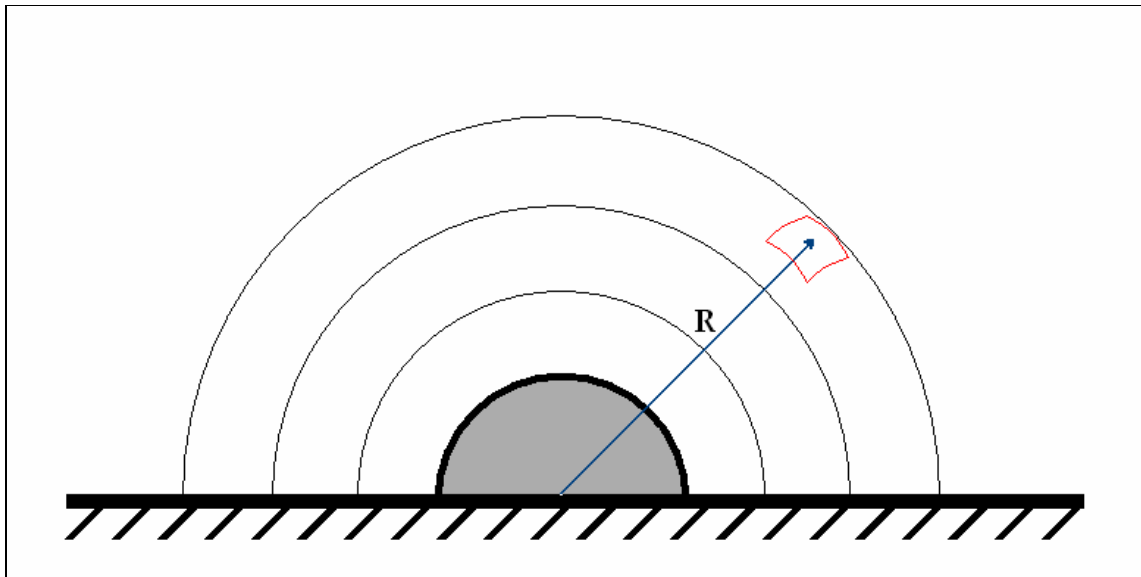


Figura 2.9 – Irradiação por uma superfície esférica pulsante (monopolo) com velocidade de volume Q_0 , posicionada sobre um plano rígido.

Ao se tomar, em seguida, uma região de área A de uma superfície vibrando com velocidade $V(x,y,t)$, percebe-se que o potencial de velocidade no ponto de observação proporcionado por uma fonte infinitesimal, de velocidade de volume $dQ_0 = V(x,y) dA$, torna-se:

$$d\phi(\vec{x}, t) = \frac{-V(x,y)dA}{2\pi|\vec{x}-\vec{x}'|} e^{jk|\vec{x}-\vec{x}'|} e^{-j\omega t} \quad (2.48)$$

Vê-se também que \vec{x} representa a localização da fonte infinitesimal em relação à origem do sistema de eixos escolhidos, e \vec{x}' , a localização do ponto de observação em relação à origem do sistema de eixos escolhidos. A distância entre cada fonte infinitesimal ao ponto de observação é dada por $|\vec{x}-\vec{x}'|$.

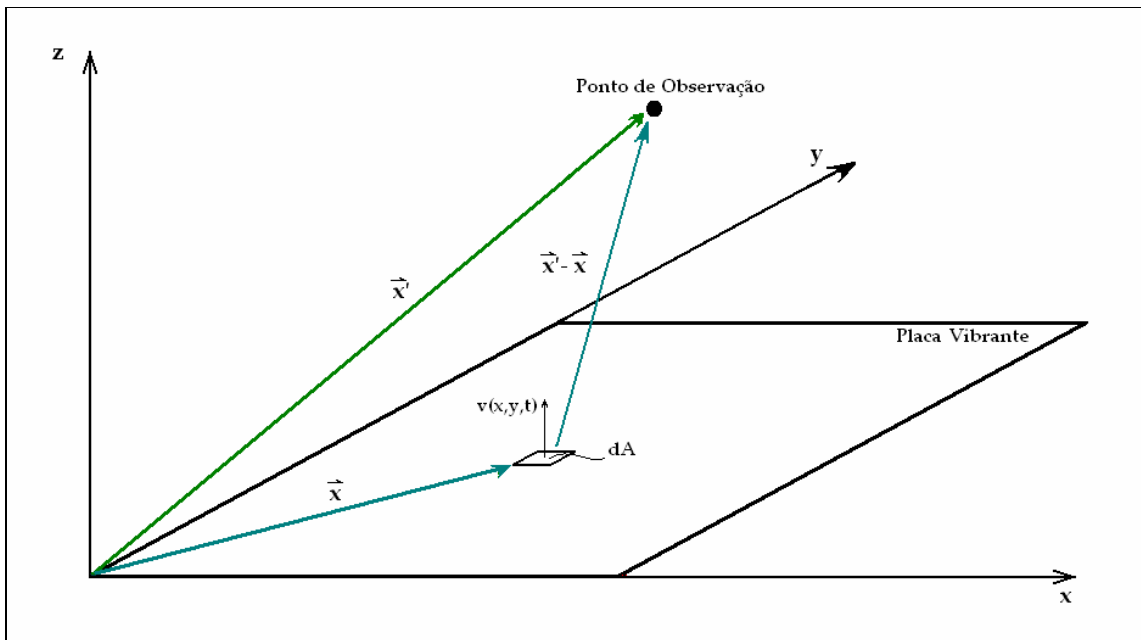


Figura 2.10 - Irradiação sonora produzida por um elemento de área de uma placa vibrante e avaliada no ponto de observação.

A pressão sonora, também infinitesimal, produzida no ponto de observação, fica,

$$p = -\rho_0 \frac{\partial \phi}{\partial t} \quad (2.49)$$

$$dp(x, y, t) = \frac{-j\omega\rho_0}{2\pi} e^{-j\omega t} V(x, y) \frac{e^{jk|\bar{x}-\bar{x}'|}}{|\bar{x}-\bar{x}'|} dA \quad (2.50)$$

Que ao ser integrada ao longo da área da superfície vibrante, resulta em:

$$p(x, y, t) = \frac{-j\omega\rho_0}{2\pi} e^{-j\omega t} \int_{\text{Área}} V(x, y) \frac{e^{jk|\bar{x}-\bar{x}'|}}{|\bar{x}-\bar{x}'|} dA \quad (2.51)$$

Esta é a chamada Integral de Rayleigh. Pode-se, assim, determinar a pressão sonora resultante em qualquer ponto, sobre a placa vibrante. Em cada elemento de área da placa a intensidade sonora é calculada pela expressão:

$$\bar{I} = \frac{1}{2} \text{Re}\{p^*(x, y) V(x, y)\} \quad (2.52)$$

sendo $V(x, y)$ os valores de resposta da placa, na forma de velocidade, ao carregamento induzido pelas ondas incidentes, e $p^*(x, y)$ a pressão sonora complexa conjugada, calculada pela Integral de Rayleigh.

A potência total irradiada, W_{rad} , é dada por:

$$W_{\text{rad}} = \sum_{i=1}^N \bar{I} \Delta\bar{A} \quad (2.53)$$

sendo $\Delta\bar{A}$ o elemento de área usado na discretização da placa vibrante.

A intensidade média espacial de irradiação, é:

$$I_{\text{irradiada}} = I_{\text{transmitida}} = \frac{W_{\text{rad}}}{A_{\text{placa}}} \quad (2.54)$$

Observa-se que estes valores referem-se a cada ângulo de incidência. Com esta intensidade, pode-se determinar o coeficiente $\tau(\theta) = I_{\text{trans}}/I_{\text{inc}}$, que é função do ângulo de incidência.

3. MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

O método de Elementos Finitos é um procedimento numérico computacional, sendo, atualmente, de uso rotineiro nas análises de problemas dinâmicos de estruturas. É utilizado, normalmente, quando o sistema a ser modelado possui geometria complexa, inviabilizando a solução por métodos analíticos tradicionais. Este método foi, inicialmente, desenvolvido para análise de tensões e hoje é utilizado na análise de problemas de transferência de calor, lubrificação, campos elétricos e magnéticos, escoamento de fluidos, vibrações e acústica. Problemas que há poucas décadas eram considerados absolutamente intratáveis, são agora resolvidos rotineiramente.

Neste método uma estrutura de geometria qualquer é representada por um conjunto de elementos de geometria simples. Estes elementos são unidos de forma tal que sua união representa, aproximadamente, a forma geométrica real do sistema. As coordenadas dos vértices de cada elemento definem os nós da malha de elementos usados no modelo.

Ao selecionar o tipo de elemento, define-se o grupo de equações que, quando resolvidas, produzem as respostas da estrutura em termos de um grupo de frequências naturais. Para cada frequência natural, as respostas nos nós, na forma de amplitude e fase relativa, fornecem a forma do modo de vibração da estrutura, naquela frequência. Obtém-se, assim, o modo de vibração correspondente.

Existem diversos *softwares* disponíveis no mercado, que utilizam o MEF. Nesta dissertação será utilizado o *software* ANSYS versão 5.3 universitária. O objetivo da utilização deste método é determinar o campo de resposta, na forma de velocidade, da placa excitada por uma distribuição de pressão sonora, proporcionada por ondas sonoras incidentes.

A aplicação do Método de Elementos Finitos para a estrutura a ser analisada consiste nas seguintes etapas:

- Construção do Modelo. Consiste em definir o tipo de elemento mais apropriado para a representação do comportamento físico/dinâmico, bem como definir as dimensões máximas destes elementos.
- Definição do carregamento distribuído por unidade de área (pressão), causada pela incidência de ondas sonoras. Foi considerada uma pressão atuando na superfície de cada elemento.
- Realização da análise modal. Nesta etapa são calculadas as frequências naturais e os respectivos modos de vibração, contidos na faixa de frequência de interesse.
- Realização da análise harmônica. Após a determinação das frequências naturais e respectivos modos de vibração, a resposta em qualquer ponto e em qualquer frequência é determinada pelo método da superposição modal.
- Obtenção dos resultados. Uma vez determinadas as respostas, estas podem ser processadas a fim de serem feitas outras análises. Neste caso, somente o campo de velocidade transversal da placa foi obtido pelo método de elementos finitos e, em seguida, calculada a irradiação sonora da placa.

3.1. Elemento de Placa

Para o modelo de comportamento dinâmico de placas foi utilizado o elemento SHELL63 da biblioteca do software recomendado para problemas de flexão em placas finas. Possui quatro nós e seis graus de liberdade por nó, ou seja, apresenta deslocamentos e rotações nas três direções ortogonais (x , y , z) [10]. A Figura 3.1 mostra a forma geométrica genérica deste elemento.

Este tipo de elemento permite modelar as placas em estudo até frequências acima de 3kHz, sem que seja necessário considerar os efeitos de cisalhamento e de inércia rotatória (Teoria de Mindlin).

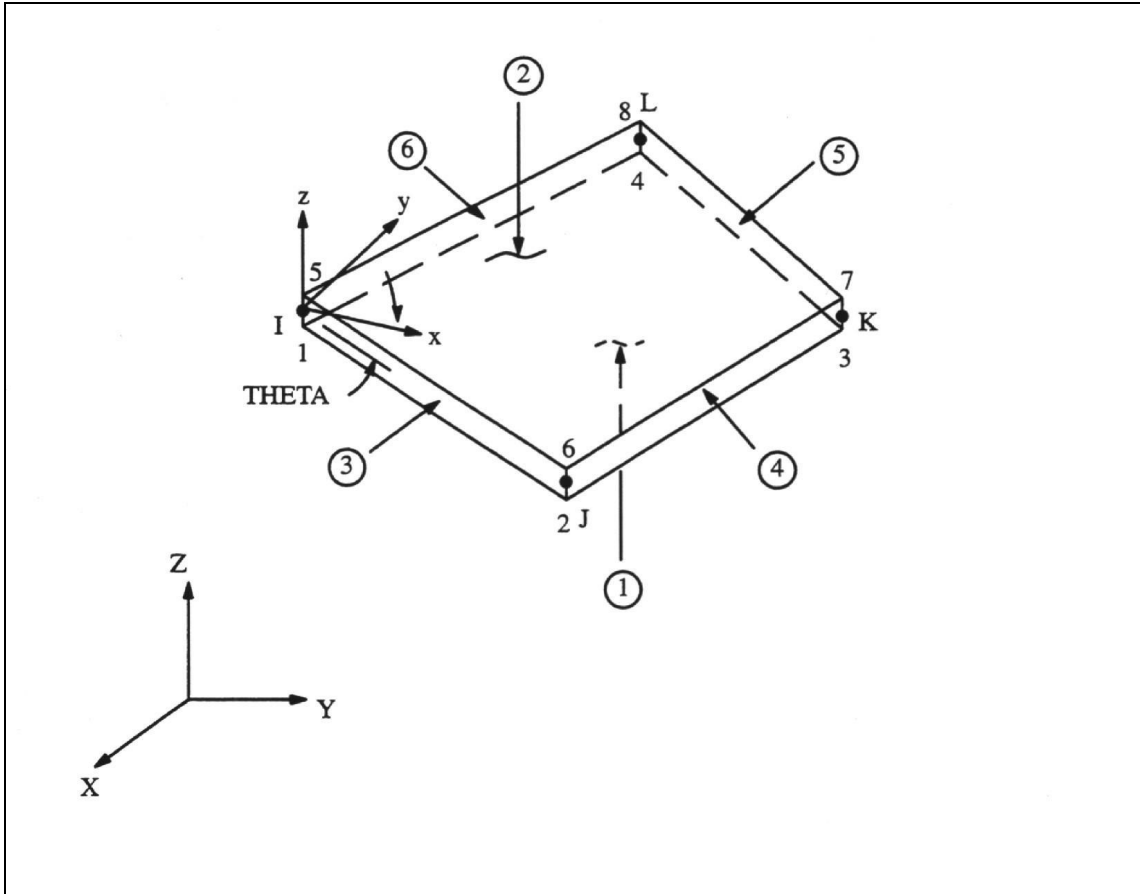


Figura 3.1: Elemento Shell 63 do ANSYS

Como se pode observar na Figura 3.2 [11] estes efeitos tornam-se significativos quando:

$$\frac{h}{\lambda} > 0,1 \quad (3.1)$$

sendo h a espessura da placa e λ o comprimento de onda de flexão. A velocidade de propagação das ondas de flexão em placas é dada por [12]:

$$c_f = \sqrt[4]{\frac{\omega^2 EI}{\rho_m h (1 - \nu^2)}} \quad (3.2)$$

sendo E , o módulo de elasticidade; I , o momento de inércia por unidade de largura; ρ_m , a densidade do material e ν , o coeficiente de Poisson.

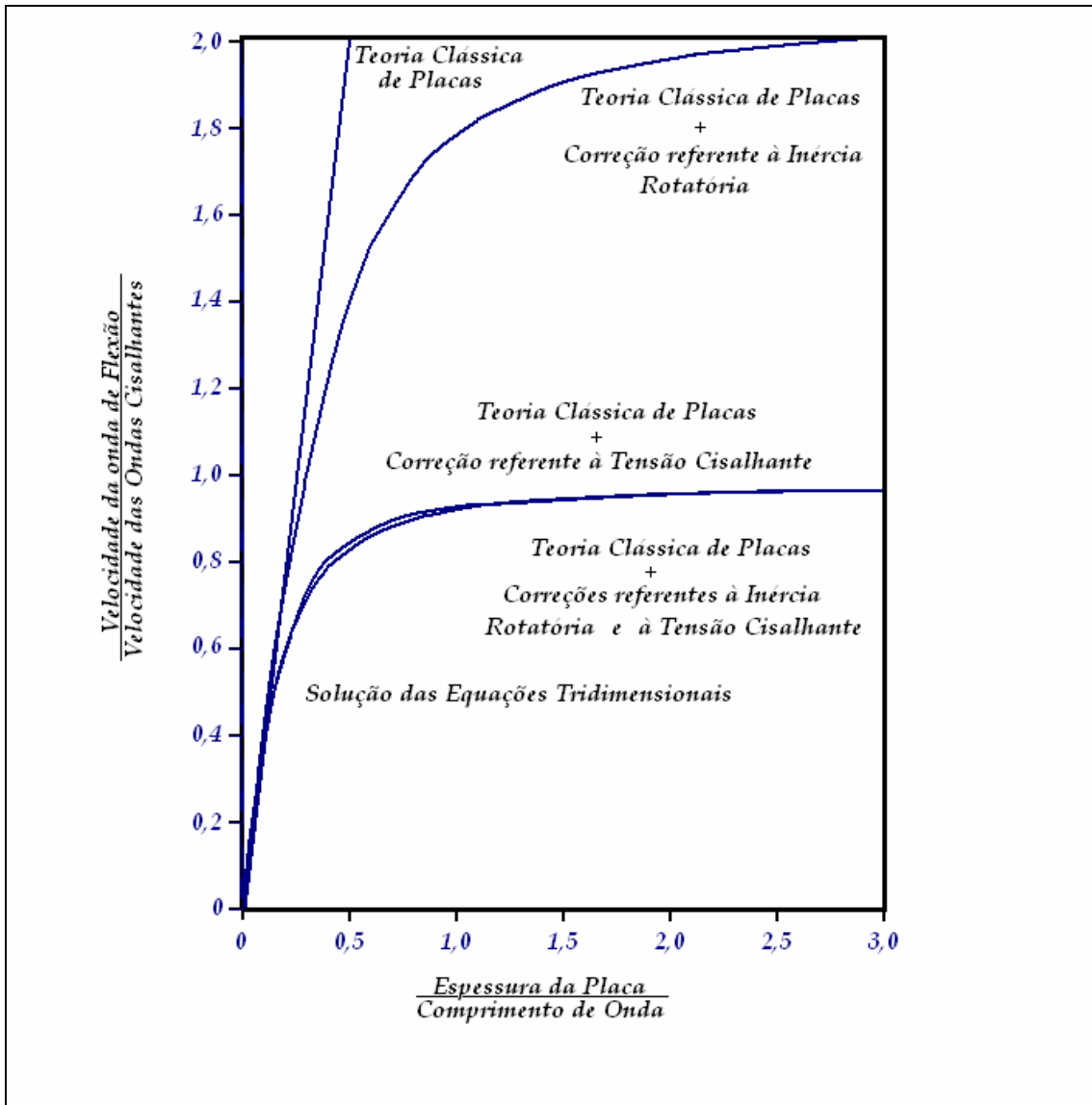


Figura 3.2 - Relação entre as velocidades de propagação das ondas de flexão em função da espessura normalizada em relação ao comprimento de onda, para vários modelos de placa.[11]

Desta forma, tem-se:

$$c_f = \sqrt[4]{\frac{\omega^2 EI}{\rho_m h(1-v^2)}} = \sqrt[4]{\frac{\omega^2 E h^2}{12 \rho_m (1-v^2)}} \quad (3.3)$$

Para placas de aço, com $E=21 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$; $I = \frac{h^3}{12(1-v^2)}$; $\rho_m = 7.860 \text{ kg/m}^3$ e

$v = 0,29$

$$c_f = \sqrt[4]{\frac{21 \times 10^{10} \times h^2 \times 4\pi^2 \times f^2}{12 \times 7860(1 - 0.29^2)}} \quad (3.4)$$

$$c_f = 98,98\sqrt{f}\sqrt{h} \quad (3.5)$$

Para chapa de aço com 10mm de espessura e frequência de 5000Hz,

$$c_f = 699,89 \text{ m/s} \quad (3.6)$$

$$\lambda = 0,140 \text{ m} \quad (3.7)$$

$$\boxed{\frac{h}{\lambda} \cong 0,0714} \quad (3.8)$$

Para chapa de aço com 5mm de espessura e frequência de 5.000Hz,

$$c_f = 494,90 \text{ m/s} \quad \lambda = 0,0990 \text{ m} \quad \boxed{\frac{h}{\lambda} \cong 0,0505}$$

Para chapa de aço com 1,5mm de espessura e frequência de 5.000Hz,

$$c_f = 271,07 \text{ m/s} \quad \lambda = 0,0542 \text{ m} \quad \boxed{\frac{h}{\lambda} \cong 0,0277}$$

Como pode ser visto, nos três casos a relação $\frac{h}{\lambda}$ é menor que 0,1, logo a teoria clássica de placas finas pode ser usada sem ressalvas.

3.1.1. Teoria clássica de flexão de placas finas

Uma placa plana suporta carregamentos transversais, que provocam ondas de flexão na mesma. A Figura 3.3(a) mostra as tensões que atuam nas faces de um elemento de placa, de material homogêneo e linearmente elástico. As tensões normais σ_x e σ_y variam linearmente com z (direção da espessura) e estão associadas

diretamente aos momentos fletores M_x e M_y . A tensão cisalhante τ_{xy} também varia linearmente com z e é associada ao momento torsor M_{xy} . A tensão normal σ_z pode ser desprezada, ao ser comparada aos valores de σ_x , σ_y e τ_{xy} . As tensões cisalhantes τ_{yz} e τ_{zx} variam quadraticamente com z .

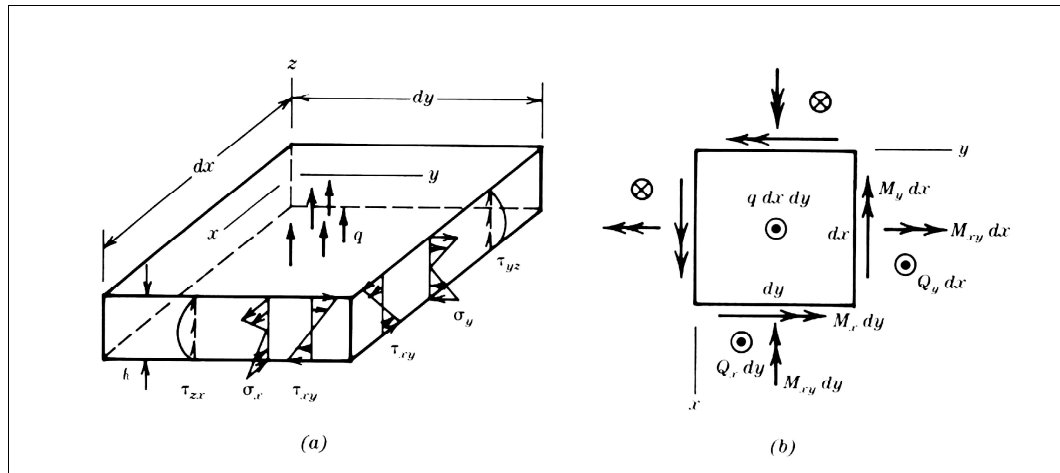


Figura 3.3 – (a) tensões atuantes em um elemento diferencial de uma placa homogênea e linearmente elástica e o carregamento q (força por unidade de área) (b) Vista do mesmo elemento em relação ao plano normal à placa.

O carregamento q inclui os carregamentos superficiais e as forças intrínsecas à placa, tal como o peso, todas na direção z . A menos que seja definido de outra maneira, “flexão de placas” significa que os carregamentos externos da placa não possuem componentes paralelos ao plano xy e que $\sigma_x = \sigma_y = \tau_{xy} = 0$ na superfície média da placa ($z=0$).

As tensões, detalhadas na Figura 3.3, produzem na placa os seguintes momentos fletores M e os esforços cortantes Q [13]:

$$M_x = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \sigma_x z dz \quad (3.9)$$

$$M_y = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \sigma_y z dz \quad (3.10)$$

$$M_{xy} = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \tau_{xy} z dz \quad (3.11)$$

$$Q_x = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \tau_{xz} dz \quad (3.12)$$

$$Q_y = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \tau_{yz} dz \quad (3.13)$$

onde M é o momento e Q o esforço cortante, ambos por unidade de comprimento. Tem-se, então, os momentos e os esforços cortantes diferenciais totais $M_x dy$, $M_y dx$, $M_{xy} dy$, $M_{xy} dx$, $Q_y dx$ e $Q_x dy$, demonstrados na Figura 3.3(b).

As tensões σ_x , σ_y e τ_{xy} são máximas nas superfícies, $z = \pm h/2$, nas quais atingem as respectivas magnitudes $6M_x/h^2$, $6M_y/h^2$ e $6M_{xy}/h^2$. Para valores arbitrários de z tem-se:

$$\sigma_x = \frac{M_x z}{h^3 / 12} \quad (3.14)$$

$$\sigma_y = \frac{M_y z}{h^3 / 12} \quad (3.15)$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_{xy} z}{h^3 / 12} \quad (3.16)$$

Em comparação com os valores de σ_x , σ_y e τ_{xy} as tensões cisalhantes podem ser desprezadas, uma vez que as mesmas têm seu valor máximo quando $z=0$ e suas magnitudes chegam a $\tau_{yx}=1,5 Q_y/h$ e $\tau_{zx}=1,5 Q_x/h$.

Pontos na superfície média ($z=0$), quando a placa sofre flexão, movem-se somente na direção z . Afim de determinar as rotações e deslocamentos de pontos com $z \neq 0$ assume-se que a linha OP , reta e perpendicular à superfície média ($z=0$) antes da flexão, continue reta e perpendicular após a flexão da placa, como pode ser observado na Figura 3.4.

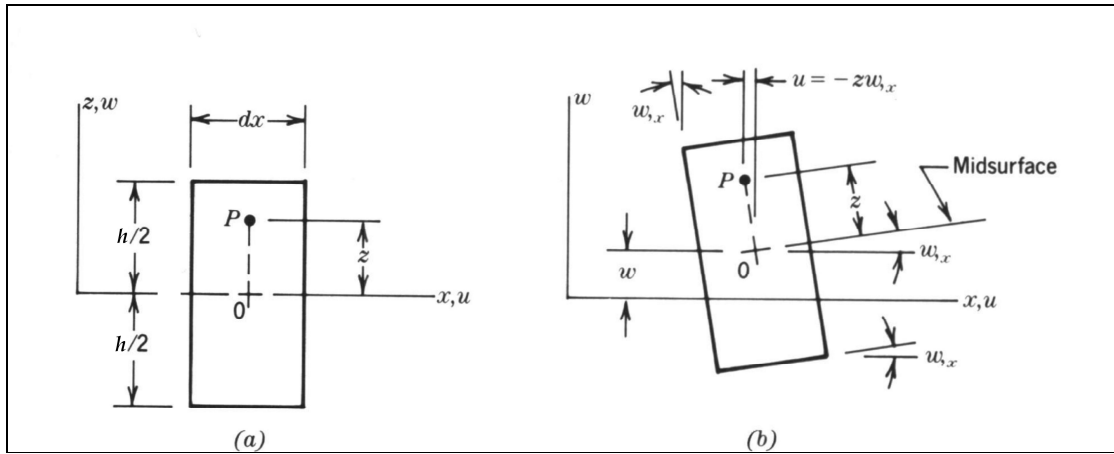


Figura 3.4 - (a) Elemento diferencial de placa antes da deformação; (b) Elemento diferencial de placa após a deformação: deformação associada com a teoria clássica de deformação de placas.

Deste modo a deformação cisalhante transversal é considerada nula. As componentes da deformação do ponto P nas direções x e y , respectivamente u e v , para pequenos ângulos de rotação, podem ser representadas por:

$$u = -z \frac{\partial w}{\partial x} \quad (3.17)$$

$$v = -z \frac{\partial w}{\partial y} \quad (3.18)$$

Deste modo,

$$\epsilon = \frac{\partial u}{\partial x} = -z \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \quad (3.19)$$

$$\epsilon = \frac{\partial v}{\partial y} = -z \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \quad (3.20)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} = -2z \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \quad (3.21)$$

Estas são as relações de tensão-deslocamento, aplicadas para placas finas. Ainda para placas finas, tem-se as relações de momento-curvatura.

Sendo x e y as direções principais de um material orthotrópico, a tensão σ_z , assim como os esforços cortantes, são desprezíveis se comparados com σ_x , σ_y e τ_{xy} . Logo, as relações tensão-deformação podem ser escritas na forma [14]

$$\{\sigma\} = [E] (\{\epsilon\} - \{\epsilon_0\})$$

ou

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} E'_x & E'' & 0 \\ E'' & E'_y & 0 \\ 0 & 0 & G \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} \alpha_x T \\ \alpha_y T \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.22)$$

onde as deformações iniciais $\{\epsilon_0\}$ podem ser consideradas conseqüências de expansões térmicas, cujos coeficientes são α_x e α_y . Para um material isotrópico, permite-se escrever

$$E'_x = E'_y = \frac{E''}{\nu} = \frac{E}{(1-\nu^2)} \quad (3.23)$$

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (3.24)$$

As relações momento-curvatura são obtidas pela substituição das equações (3.17), (3.18), (3.19), (3.20) e (3.21) na equação (3.22) e o resultado desta nas equações (3.9), (3.10) e (3.11). Este processo resulta em:

$$\{M\} = -[D_k] (\{k\} - \{k_0\}) \quad (3.25)$$

Sendo o material isotrópico,

$$[D_k] = \begin{bmatrix} D & \nu D & 0 \\ \nu D & D & 0 \\ 0 & 0 & (1-\nu)\frac{D}{2} \end{bmatrix}, \text{ sendo } D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (3.26)$$

D é denominado rigidez à flexão e é análogo à rigidez à flexão EI de uma viga.

3.2. Modelagem

A placa reforçada por vigas foi modelada com a utilização do elemento SHELL63, tanto na placa quanto nas vigas de reforço de perfil T. A fim de facilitar o cálculo e posterior processamento das respostas foram utilizados elementos retangulares de dimensões constantes ao longo de toda a placa.

Duas condições de contorno foram utilizadas: placa simplesmente apoiada nas bordas e placa engastada nas bordas.

Para garantir resultados precisos para a resposta calculada pelo software é necessário ter, no mínimo, seis elementos para cada meio comprimento de onda [10,15]. A Figura 3.5 assinala discretizações do domínio (ao longo da placa) com 18 elementos (a), 6 elementos (b) e 4 elementos (c), todos por meio comprimento de onda de flexão, para efeitos de visualização, apenas. Este fator limita a faixa de frequência de análise, uma vez que quanto maior a faixa de frequência, menor será o comprimento de onda, e isto acarreta no aumento do número de elementos e, conseqüentemente, no tempo de processamento.

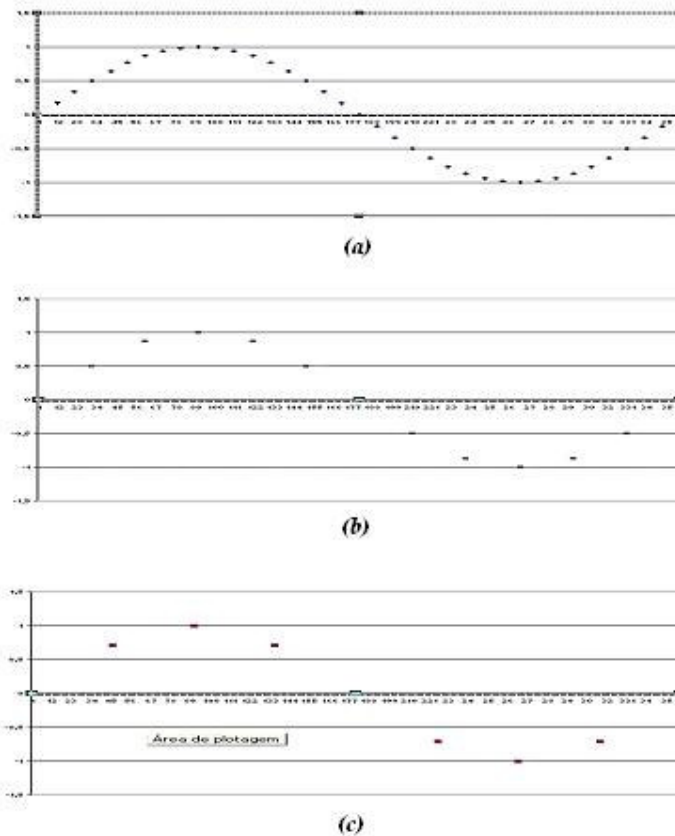


Figura 3.5 – (a) 18 nós por meio comprimento de onda; (b) 6 nós por meio comprimento de onda; (c) 4 nós por meio comprimento de onda

Uma vez concluída a definição do tipo de elemento e da malha a ser utilizada, é possível realizar a análise modal e a análise harmônica.

3.3. Análise Modal

A análise modal é utilizada para determinar as frequências naturais e os respectivos modos de vibração de uma estrutura. Estes dados são fundamentais para a determinação da resposta de uma estrutura quando submetida a esforços dinâmicos.

A análise modal consiste na resolução da equação diferencial [15]:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [D]\{u\} = \{0\} \quad (3.27)$$

onde $[M]$ é a matriz massa, $[D]$ é a matriz rigidez, $\{u\}$ é o vetor deslocamento, $\{\ddot{u}\}$ o vetor aceleração.

Para efeito da análise modal são consideradas as seguintes hipóteses:

- Estrutura homogênea e isotrópica.
- Ausência de amortecimento.
- Ausência de forças aplicadas.

Significa que a placa está submetida a vibrações livres, que são expressas, considerando o sistema como linear, na forma:

$$\{u\} = \{\phi\}_i \cos \omega_i t \quad (3.28)$$

onde $\{\phi\}_i$ é o autovetor que representa o modo da i -ésima frequência natural, ω_i é a i -ésima frequência natural e t , o tempo.

Substituindo a Equação (3.28) na Equação (3.27) obtém-se:

$$(-\omega_i^2 [M] + [D]) \{\phi\}_i = \{0\} \quad (3.29)$$

Desprezando as soluções triviais, tem-se:

$$|-\omega_i^2 [M] + [D]| = 0 \quad (3.30)$$

Logo, tem-se um problema de autovalores que deve ser solucionado para n valores de ω^2 e n autovetores que satisfaçam à equação (3.30).

Existem, no ANSYS, cinco métodos para a obtenção dos autovalores e autovetores. São eles:

- Solução Reduzida - emprega matrizes de ordens reduzidas para a estrutura;
- Método Não-Simétrico - que considera matrizes assimétricas;
- Método Amortecido - que considera a matriz de amortecimento;
- Método dos Subespaços - que emprega as matrizes completas e simétricas;
- Bloco de Lanczos - usa o algoritmo de Lanczos na solução de problemas simétricos.

Dentre estes, os dois métodos que se mostraram, segundo o manual do *software* utilizado [16], mais indicados para o problema em questão foram o Método dos Subespaços e o Método de Lanczos. Optou-se pelo método Bloco de Lanczos, por este se mostrar, em testes feitos por Sardá [15], mais rápido que o Método dos Subespaços, e apresentar a mesma precisão.

3.4. Análise Harmônica

Qualquer carregamento cíclico produz, em um sistema dinâmico linear, uma resposta também cíclica. A análise harmônica é utilizada para determinar a resposta de uma determinada estrutura a um carregamento que varia harmonicamente com o tempo. A idéia é calcular a resposta da estrutura para várias freqüências de excitação e obter as respectivas respostas, neste caso deslocamentos. Neste método, são desconsideradas as vibrações transientes que geralmente ocorrem no início da excitação.

A análise harmônica consiste na resolução da equação diferencial

$$([D] - \omega^2[M] + j\omega[C])(\{u_1\} + j\{u_2\}) = \{F_1\} + j\{F_2\} \quad (3.31)$$

onde ω é a freqüência angular, $[C]$ é a matriz amortecimento, $\{u\}$ o vetor deslocamento composto da parte real $\{u_1\}$ e imaginária $\{u_2\}$ e $\{F\}$ é o vetor força composto da parte real $\{F_1\}$ e imaginária $\{F_2\}$, respectivamente.

Para a solução da análise harmônica, três métodos são disponíveis:

- *Full* - faz uso das matrizes completas, que garante maior precisão, mas que implica em um maior dispêndio computacional.
- *Reduzido* - faz uso de matrizes de ordens reduzidas para a estrutura.
- *Superposição Modal* - faz uso dos autovalores e autovetores para determinar a resposta a uma excitação harmônica.

O método utilizado foi o da Superposição Modal que permite uma velocidade de processamento bem maior que o método *Full* e apresenta melhor precisão que o método Reduzido.

A análise harmônica fornece, como resultados, deslocamentos nodais e/ou carregamentos nos elementos. Multiplicando-se o deslocamento por $j\omega$, tem-se a velocidade de deslocamentos dos nós e, conseqüentemente, o campo de velocidade na placa, que será utilizado para o cálculo da potência sonora irradiada.

3.5. Validação

A fim de certificar que as respostas obtidas pelo *software* são aceitáveis, foram comparados os resultados obtidos na análise modal, ou seja, as frequências naturais da estrutura em estudo com os resultados analíticos obtidos no *software* MATLAB, utilizando a equação (2.44).

A estrutura utilizada para este fim foi uma placa plana retangular com as dimensões de 0,715m de comprimento por 0,37m de largura. Estas são as mesmas dimensões das placas utilizadas nos experimentos.

Na Tabela 3.1, abaixo, encontram-se os resultados dos 10 primeiros modos da placa obtidos por elementos finitos e pela expressão analítica, calculada através do *software* comercial MATLAB.

Tabela 3.1: Comparativo entre as frequências naturais obtidas pelo Método de Elementos Finitos (ANSYS) e pelo método analítico (MATLAB).

Modos	ANSYS	MATLAB	Diferença (%)
1°	34,017	34,190	0,50
2°	55,564	55,855	0,52
3°	91,476	91,964	0,53
4°	114,494	115,095	0,52
5°	136,023	136,760	0,54
6°	141,762	142,516	0,53
7°	171,888	172,869	0,57
8°	206,434	207,512	0,52
9°	222,085	223,421	0,60
10°	248,566	249,936	0,55

A Figura 3.6 mostra os 4 primeiros modos de vibração desta placa, indicando variações harmônicas, de ordens diferentes, nas direções x e y.

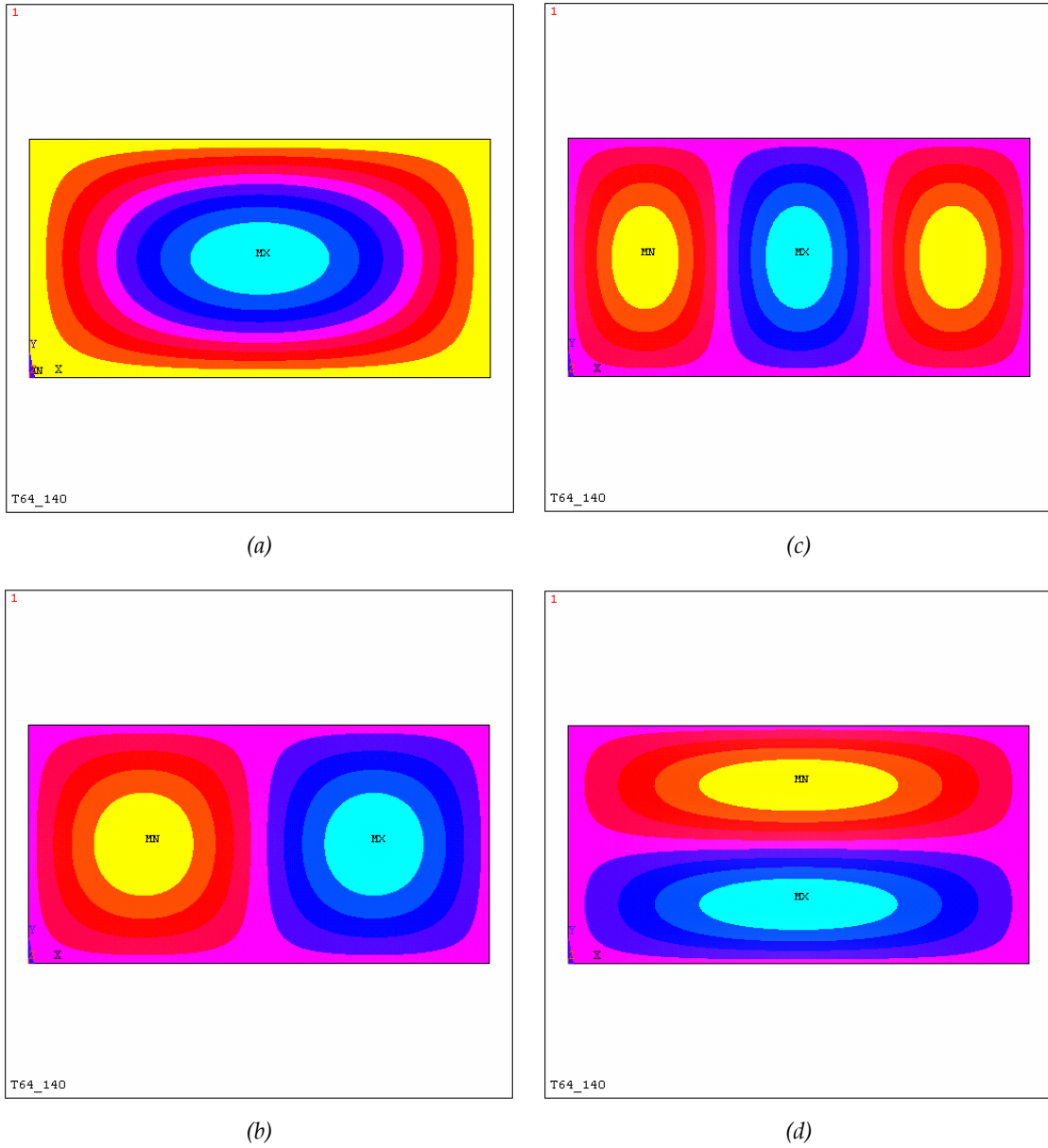


Figura 3.6 – Resultados dos 4 primeiros modos, obtidos no ANSYS, de uma placa lisa, simplesmente apoiada nas bordas.

4. PERDA DE TRANSMISSÃO DE PLACAS REFORÇADAS POR VIGAS

5.2 Descrição do Procedimento

O estudo de perda de transmissão de placas reforçadas por vigas através de uma formulação analítica torna-se bastante complexo, praticamente inviável, devido à necessidade de serem considerados os modos próprios da alma e das abas das vigas de reforço.

Existem classes de problemas práticos nos quais as estruturas tipo chapas possuem geometria complexa com vigas de reforço, além de raios de curvatura, tais como ocorrem em estruturas navais, fuselagens de aviões e carrocerias de automóveis.

Tendo em vista a crescente necessidade de reduzir o tempo e os custos de desenvolvimento de produtos finais, como os mencionados acima, este trabalho propõe uma metodologia para a determinação da perda de transmissão de placas reforçadas, baseada em modelos numéricos do comportamento vibratório das placas, e no uso de um algoritmo de cálculo da intensidade sonora irradiada pela placa no lado oposto ao de excitação.

Conforme descrito no Capítulo 3, o comportamento vibratório da placa será modelado por Elementos Finitos.

Dois modelos de placas foram utilizados para a aplicação da metodologia proposta: uma placa lisa e uma placa reforçada, ambas de mesmo material, aço A36 (ASTM; módulo de elasticidade= 21×10^4 N/mm² ; densidade=7860 kg/m³ ; coeficiente de Poisson $\nu=0,29$), e mesmas dimensões, 0,715m×0,370m×0,0015m. Os reforços utilizados foram vigas T (perfil comercial) com espessura de 1/8" e alma e aba de 5/8", de mesmo material da chapa.

A Figura 4.1 mostra a malha do modelo numérico da placa reforçada por vigas. No detalhe, pode-se observar os elementos utilizados para a representação das vigas de reforço.

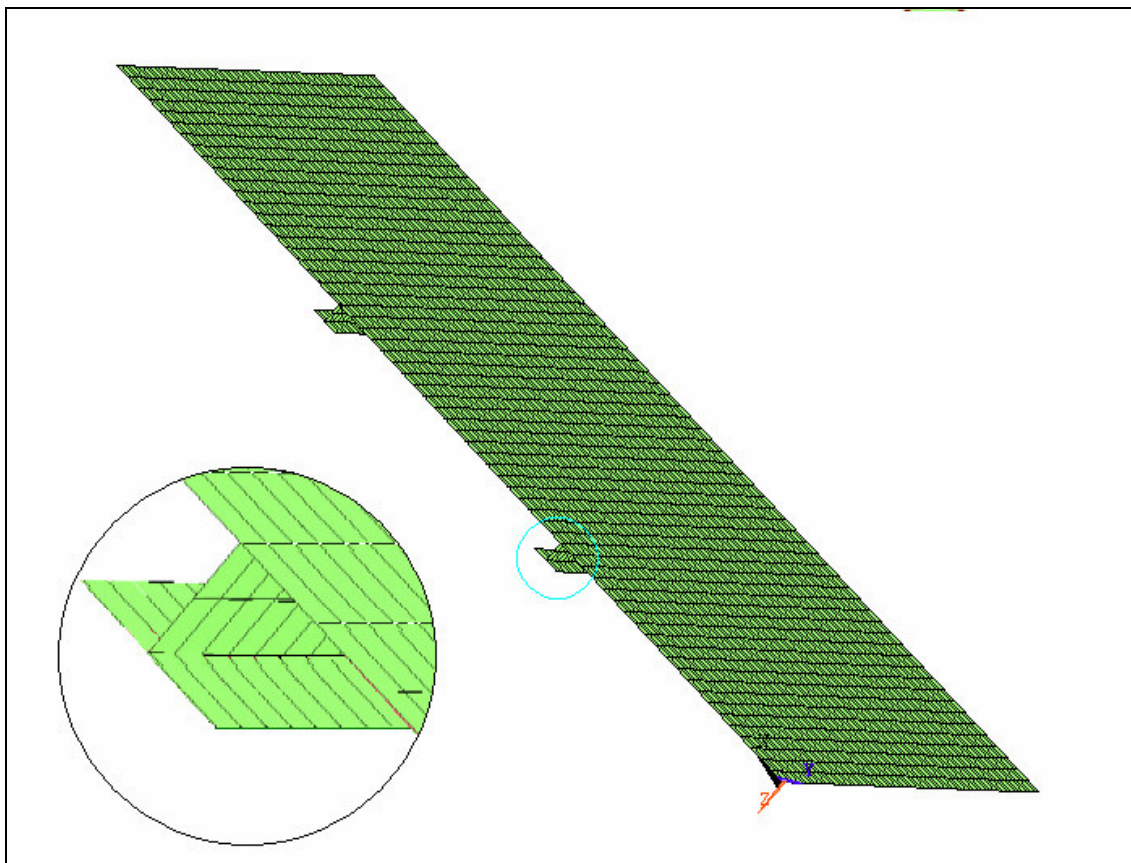


Figura 4.1 - Placa reforçada modelada no ANSYS. Viga de reforço em detalhe.

O elemento utilizado nos modelos computacionais foi o SHELL 63 tanto para a placa quanto para as vigas de reforço. Segundo Sardá [15], o fato de as vigas serem modeladas com SHELL 63 ou BEAM 44 não afeta, neste caso, de forma significativa os resultados das vibrações da placa pelo fato de as vigas de reforço utilizadas possuírem pequenas dimensões em relação à espessura da placa. Porém, para vigas de dimensões consideráveis em relação à placa e de área transversal grande em relação ao seu comprimento, recomenda-se que sejam modeladas com elementos de casca (SHELL 63), a fim de que sejam considerados os modos próprios da alma e das abas da viga.

A faixa de frequência de análise foi considerada até valores de 2kHz. O fator limitante da faixa de frequência a ser estudado foi a relação entre a faixa de frequência e o número de elementos necessários na discretização da placa. Isto implica dizer que quanto maior a frequência, maior deverá ser a discretização necessária na placa. Por exemplo, para uma frequência máxima de 1.000Hz uma

placa de 1m×1m deverá ter, no mínimo, 1.296 elementos (36×36), e para uma frequência máxima de 2.000Hz, este número aumenta para 5.041 elementos. Isto implica um maior tempo de processamento e maior esforço computacional.

Em uma das superfícies da placa foi aplicado um carregamento distribuído, por unidade de área, proporcionado pela incidência de ondas sonoras. Para simular a incidência destas ondas sobre a placa em estudo, foi utilizada uma força (pressão) unitária, com frequência constante, uniformemente distribuída ao longo de todos os nós da placa, como pode ser observado na Figura 4.2.

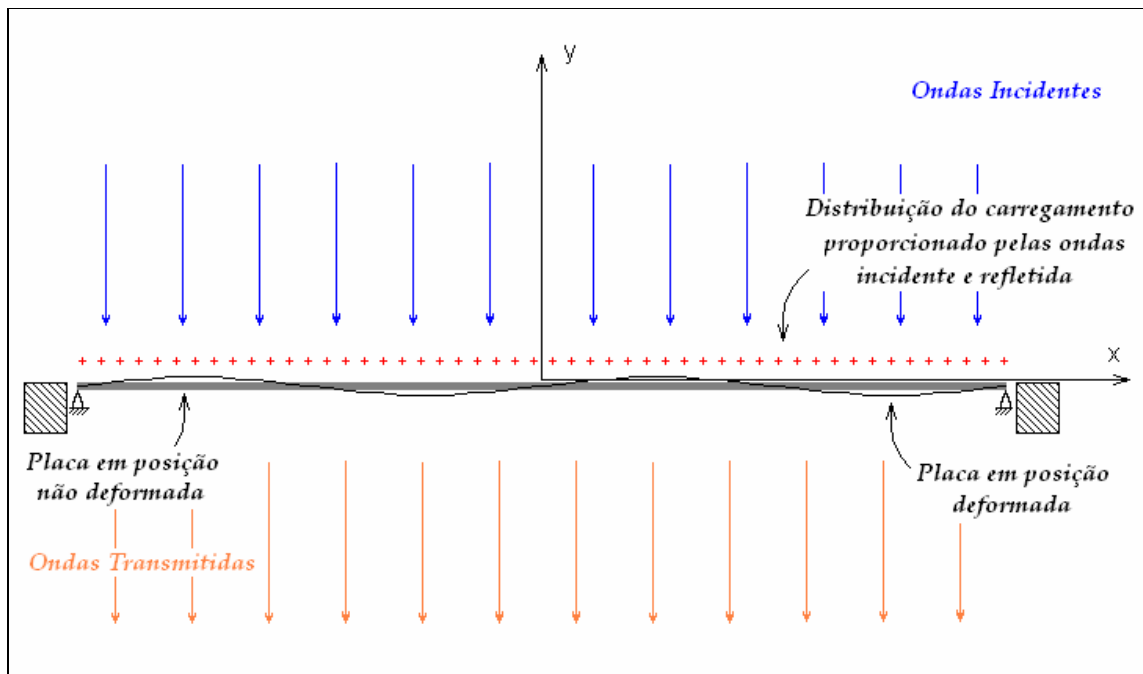


Figura 4.2: Representação de uma onda sonora incidindo em uma placa reforçada.

O carregamento sobre a placa é:

$$p_p(x, y) = p_i + p_R - p_t \quad (4.1)$$

onde p_p é a pressão resultante atuando na placa; p_i é a pressão incidente; p_R a pressão refletida e p_t a pressão transmitida. Para efeito de modelo, p_t foi desprezada devido ao fato de a mesma ser muito menor que as incidente e refletida, uma vez que a perda de transmissão em chapas de aço atinge valores superiores a 15dB. A

amplitude da onda refletida, p_R , é aproximadamente igual à da incidente ($p_R \cong p_i$).
Desta forma,

$$p_p(x, y) \cong 2p_i \quad (4.2)$$

Esta pressão (p_p) foi considerada no modelo de Elementos Finitos e a intensidade das ondas incidentes, calculada por:

$$I_{inc} = \frac{p_{RMSi}^2}{\rho_0 c} = \frac{p_i^2}{2\rho_0 c} \quad (4.3)$$

Nas Figuras 4.3 e 4.4 é possível observar as forças aplicadas no modelo da placa reforçada.

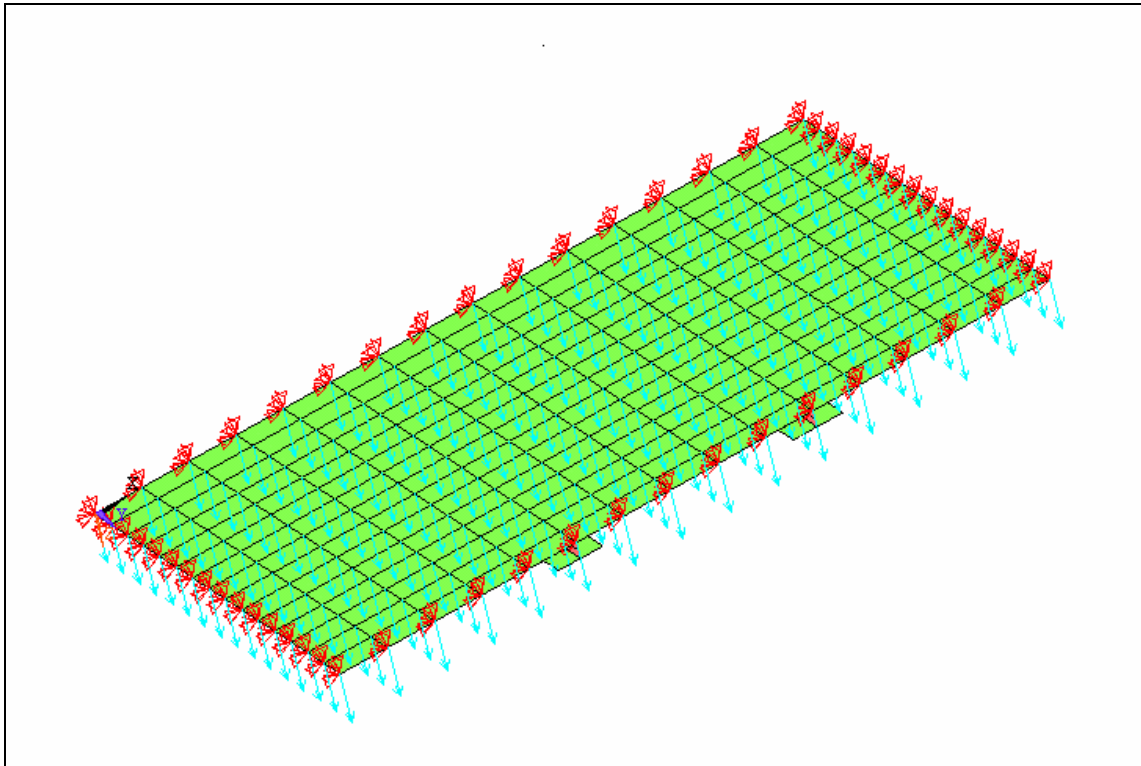


Figura 4.3 - Força unitária aplicada no modelo de Elementos Finitos

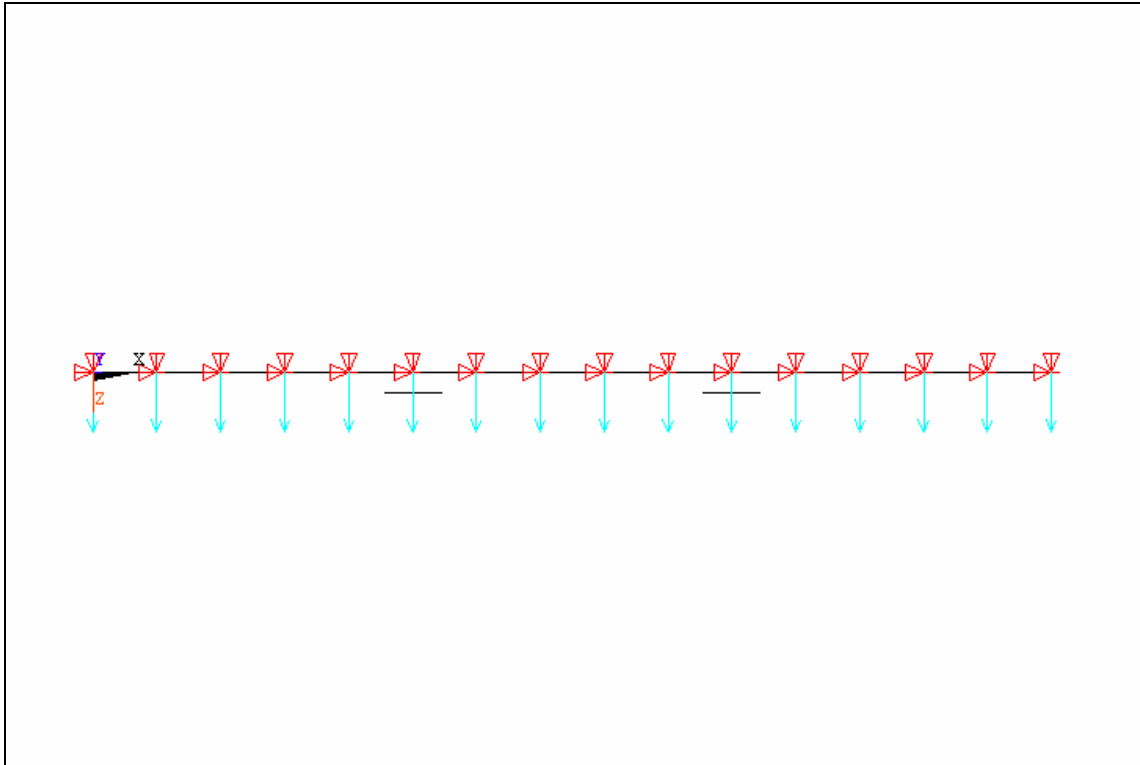


Figura 4.4 - Força unitária aplicada no modelo de Elementos Finitos

4.2. Experimento

A fim de validar o procedimento proposto, foi preparado um experimento com duas placas, sendo uma lisa e outra contendo vigas de reforço.

O experimento foi realizado na Câmara Reverberante, do Laboratório de Vibrações e Acústica, da Universidade Federal de Santa Catarina. As placas foram posicionadas numa abertura existente em uma das paredes da câmara reverberante, o que facilitou a realização do experimento tendo em vista o excelente isolamento proporcionado ao ruído que seria transmitido através das bordas da placa.

Na superfície oposta ao carregamento, dado pela onda incidente, a intensidade das ondas transmitidas é calculada pela Integral de Rayleigh, válida para problemas de irradiação de superfícies planas, conforme descrito no Capítulo 2. Logo, a perda de transmissão é calculada através da expressão:

$$\tau = \frac{I_{inc}}{I_{trans}} = \frac{p_i^2}{2\rho_0 c_0 I_{trans}} \quad (4.4)$$

A resolução dos modelos de Elementos Finitos descritos acima fornece os deslocamentos de todos os nós da placa que, dispostos em uma matriz, caracterizam o comportamento da placa. Para cada frequência de excitação é gerada uma matriz cujos valores representam os deslocamentos dos nós da placa. Cada uma destas matrizes deslocamento é transformada então em uma matriz velocidade através da multiplicação por $\omega = 2\pi f$.

Estas matrizes velocidade representam os dados de entrada para um algoritmo computacional desenvolvido em conjunto com Litwinczic, em linguagem C, que resolve a Integral de Rayleigh e calcula a pressão sonora em cada nó do modelo de elementos finitos da placa.

Para cada frequência discreta contida na faixa de frequência de análise, a intensidade no i -ésimo ponto é calculada pela expressão:

$$I_i = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \{ p_i^* v_i \} \quad (4.5)$$

A potência total radiada, correspondente à potência que é transmitida pela placa, representa a soma dos valores de cada elemento de discretização da placa:

$$W_{trans} = \sum I_i \Delta A_i \quad (4.6)$$

A intensidade transmitida, portanto, corresponde à intensidade média ao longo da área da placa:

$$I_{trans} = \frac{W_{trans}}{A_{placa}} \quad (4.7)$$

E a perda de transmissão, então, fica:

$$PT = 10 \log \frac{1}{\tau} \quad [\text{dB}] \quad (4.8)$$

4.2.1. Medição da intensidade sonora

Para atestar a confiabilidade da sonda de intensidade utilizada nos experimentos com as placas, foi realizado um teste, que consiste em determinar a potência sonora de uma fonte sonora de referência, utilizada em medições da potência sonora, cujo valor de potência é fornecido pelo fabricante.

A sonda foi previamente calibrada, através do calibrador próprio, modelo BK 3541.

Uma fonte sonora de referência (BK 4204), de potência conhecida foi posicionada no centro do piso da câmara semi-aneecóica do Laboratório de Vibração e Acústica, da UFSC, e a potência foi obtida através das medições de intensidade sonora em 10 pontos [17] distribuídos sobre uma superfície semi-esférica de 1 metro de raio. As coordenadas dos pontos de medição correspondem aos mesmos pontos recomendados pela ISO 3745 [18] para a determinação da potência sonora a partir da medição de pressão sonora em um ambiente semi-aneecóico.

Os resultados estão mostrados na tabela 4.2. Observa-se que os valores em 1/1 oitava apresentam erros pequenos (da ordem de 0,25 dB) na região de médias frequências (2 kHz), enquanto que em 125 Hz o erro é de 1,70 dB. Para estas medições, foi usado um espaçador de 11mm.

Tabela 4.1: Comparação dos níveis de potência sonora determinados na câmara semi-aneecóica e os níveis de potência nominal da fonte.

Frequência [Hz]	Potência Nominal	Potência Medida
125	83,70	85,40
250	84,90	85,70
500	84,90	85,71
1000	89,50	90,06
2000	89,00	88,74
4000	87,00	87,15
8000	84,30	83,06

4.2.2. Montagem do experimento

Os equipamentos utilizados na realização deste experimento foram

- Analisador e gerador de sinais, 4 canais, modelo BK 2827
- Microcomputador (programa *Pulse*)
- Sonda de intensidade, BK 3519
- Microfone de campo livre, BK 4189
- Amplificador de Potência, BK 2706
- 6 Alto-falantes, 6"
- Acelerômetro, BK 4397

O esquema de montagem do experimento pode ser observado na Figura 4.5.

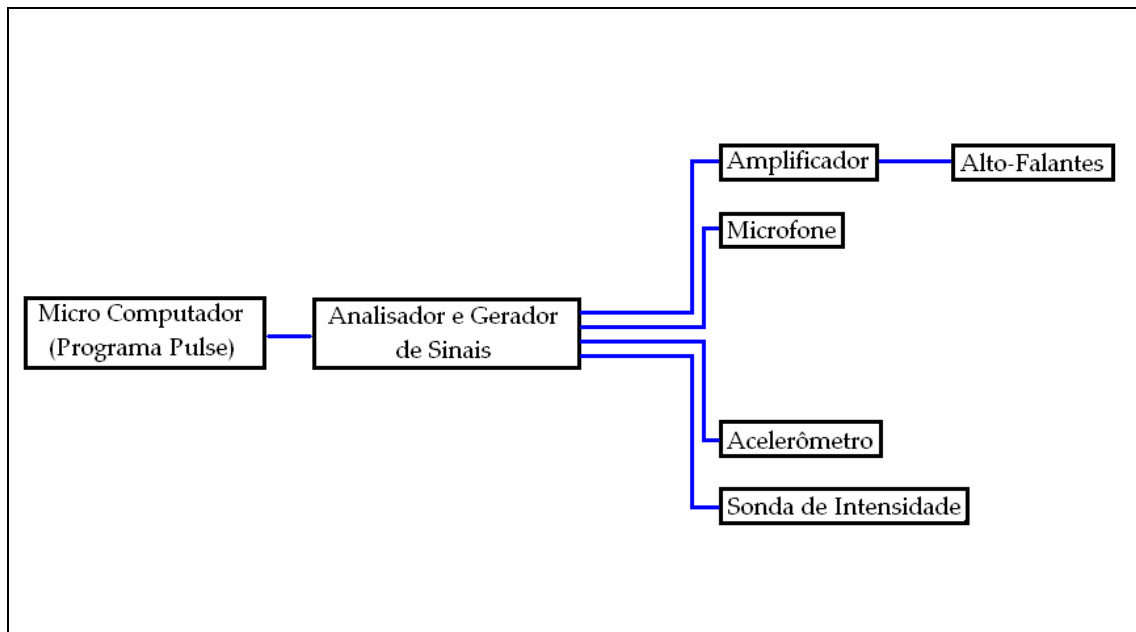


Figura 4.5 - Esquema de ligação dos equipamentos utilizados na montagem do experimento.

Para este experimento, as chapas de aço de 1,5mm de espessura, 71,5cm×37cm, foram apoiadas nas bordas por uma armação de madeira, com perfil de contato cilíndrico simulando apoios simples (Figura 4.6), em uma abertura de uma das paredes da câmara reverberante da UFSC (Figura 4.7). Os possíveis vazamentos foram vedados com massa de calafetar.

Foram ensaiadas duas chapas: uma lisa e outra reforçada, usando perfis comerciais tipo T (5/8" de altura e largura de aba e 1/8" de espessura). Estas vigas de reforço foram coladas à chapa com cola estrutural.

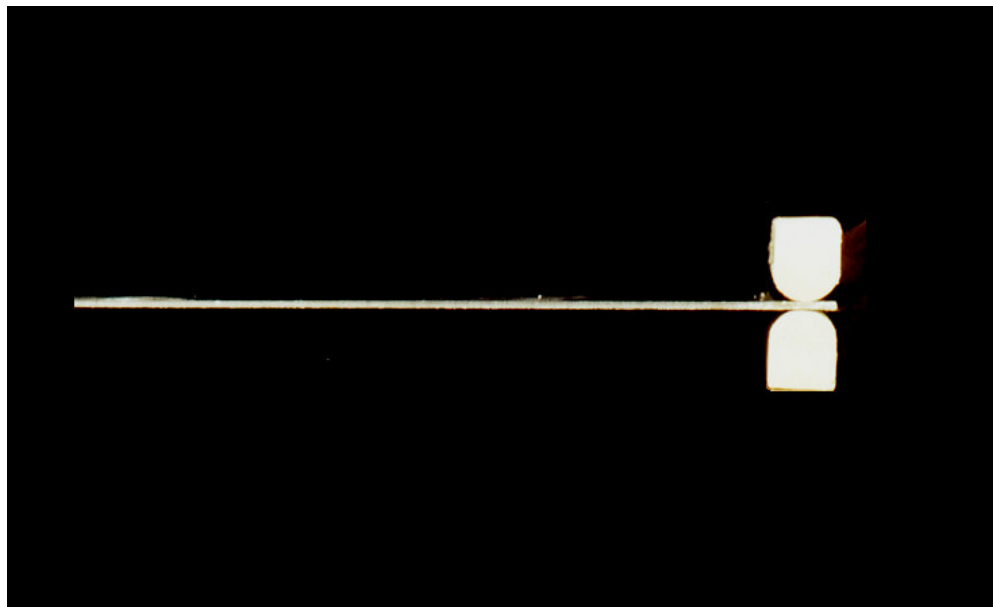


Figura 4.6 - Apoio de perfil semi-circular da placa

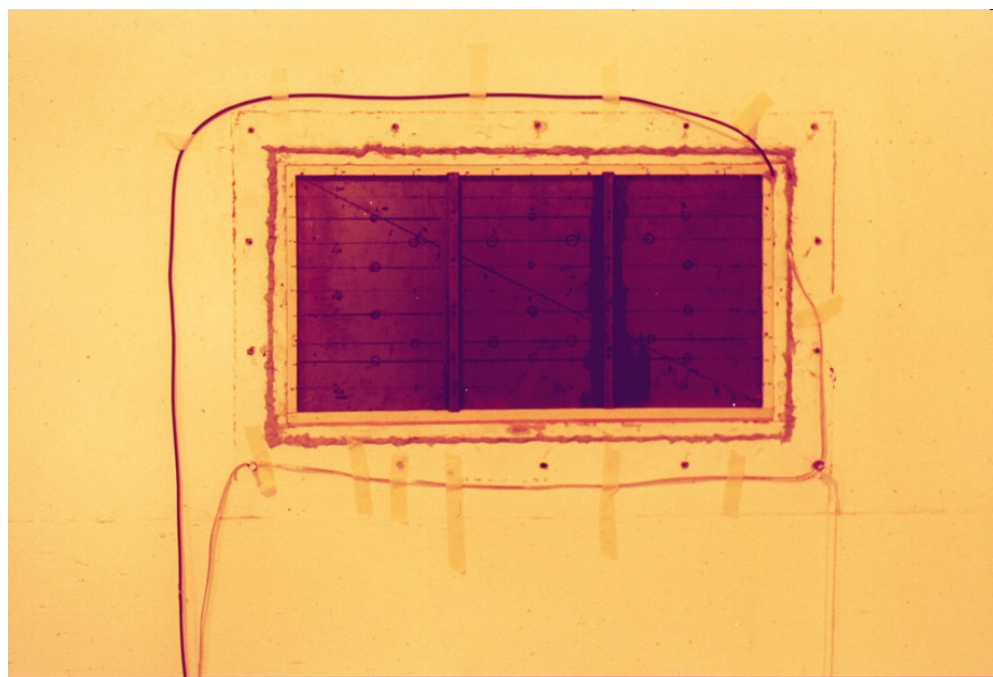


Figura 4.7 - Placa reforçada simplesmente apoiada

O campo sonoro externo foi excitado através de seis alto-falantes dispostos lado-a-lado, nominalmente idênticos (mesma potência em módulo), ligados em fase, situados à frente da placa (Figura 4.8).



Figura 4.8 - Alto-falantes utilizados no experimento

Monitorou-se o campo sonoro incidente através da medição do campo de pressão próximo à placa e no outro lado da placa, mediu-se o campo sonoro irradiado por intensidade sonora, com a utilização da sonda de intensidade, como mostram as Figuras 4.9, 4.10 e 4.11.

Os alto-falantes foram alimentados com sinal tipo ruído branco a fim de avaliar o espectro de perda de transmissão. No lado em que a placa estava sendo excitada foram feitas medições de pressão sonora em 21 pontos com o intuito de monitorar o campo de pressão incidente (Figura 4.12). No outro lado, foram feitas medições de vibração (velocidade) em 30 pontos na superfície da placa e em outros 10 pontos nas vigas de reforço, na placa reforçada para efeito de monitoramento das vibrações das placas (Figura 4.13).

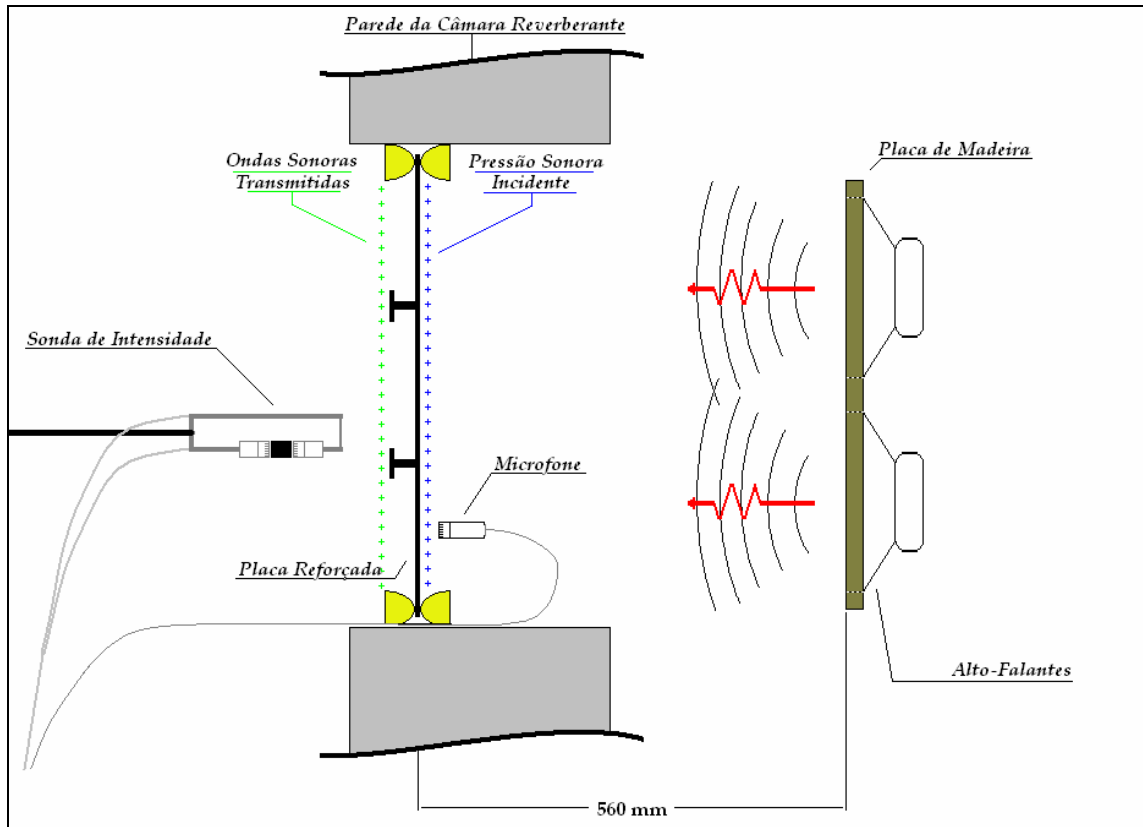


Figura 4.9 – Esquema do experimento para a validação dos modelos computacionais.

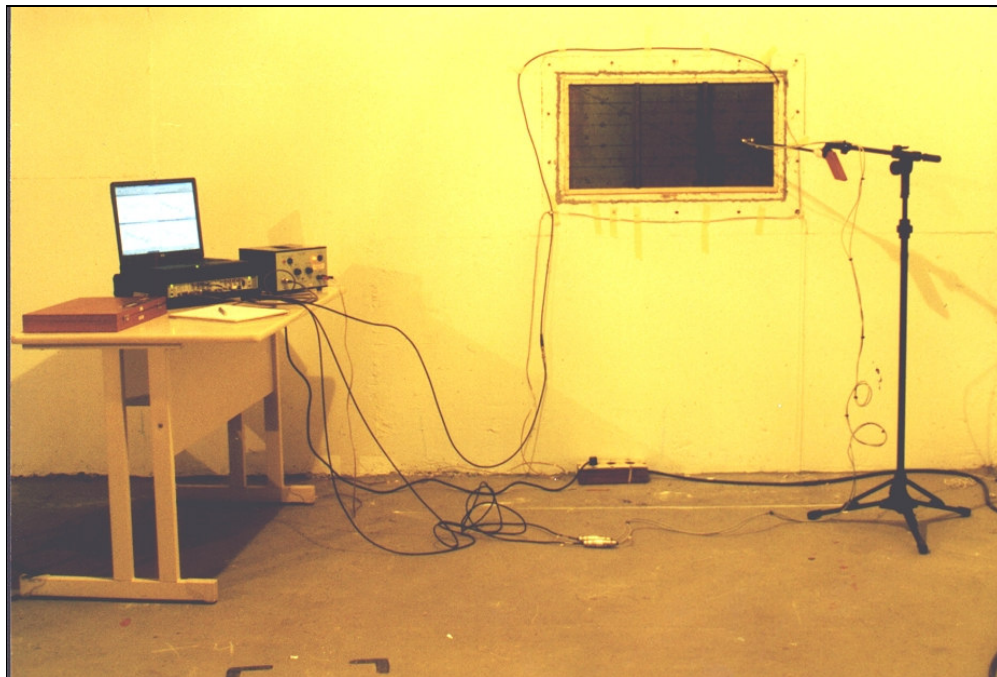


Figura 4.10 – Esquema do experimento para a validação dos modelos computacionais.



Figura 4.11 - Sonda de intensidade.

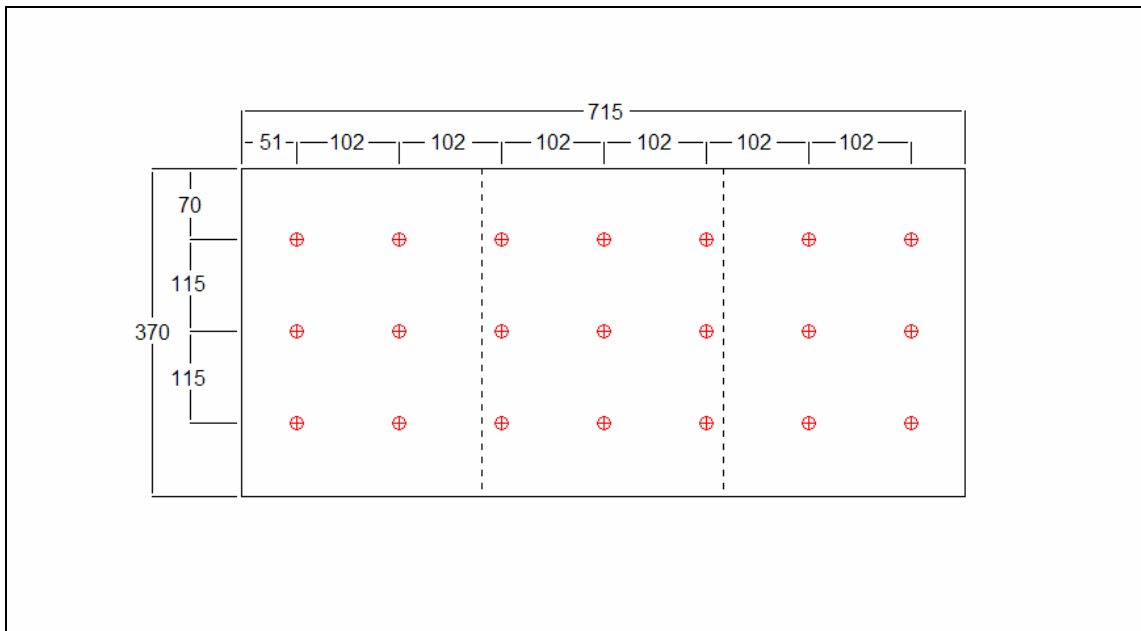


Figura 4.12 - Disposição dos pontos de medição da pressão sonora incidente.

A intensidade sonora foi medida em uma superfície paralela à placa, distante 20mm da mesma, e em 30 pontos correspondentes às mesmas coordenadas dos pontos, sobre a placa, onde foram medidas as vibrações (Figura 4.13).

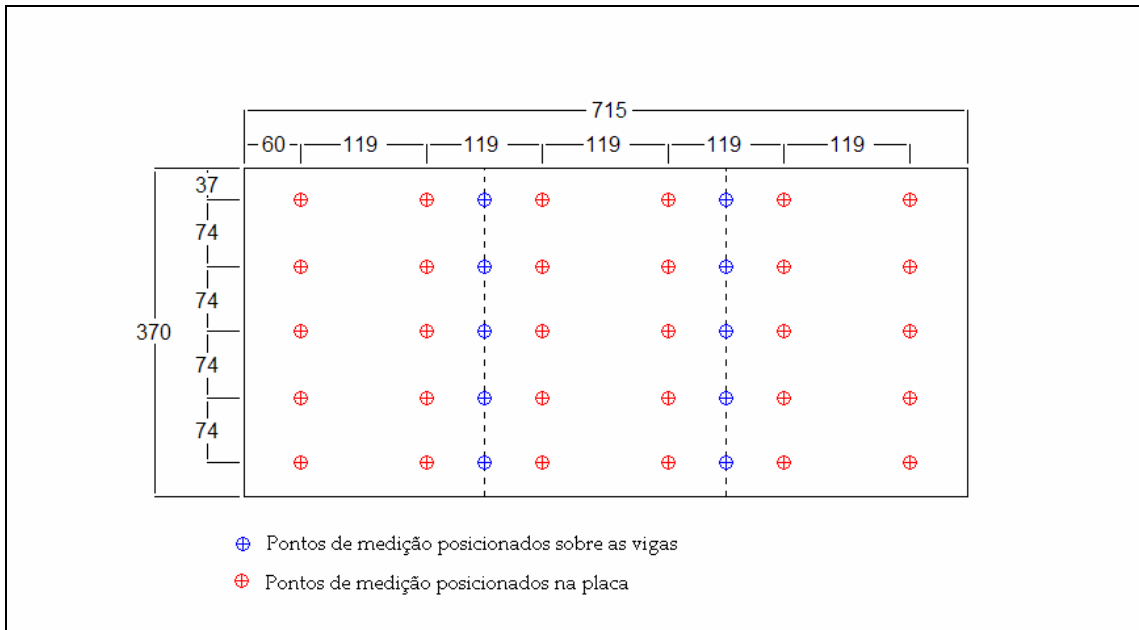


Figura 4.13 - Disposição dos pontos de medição de vibração e da intensidade sonora irradiada.

Foram obtidas também curvas de resposta em frequência das placas quando excitadas por um martelo de impacto.

Todos os resultados obtidos experimentalmente foram comparados aos obtidos numericamente, por elementos finitos, servindo como procedimento de validação.

4.2.3. Resultados e comparações

Vibrações das placas

Para uma placa lisa retangular e sem reforço, é possível obter as frequências naturais da mesma pela equação:

$$\left(\frac{1}{\lambda_{mn}}\right)^2 = \left(\frac{m}{2l_x}\right)^2 + \left(\frac{n}{2l_y}\right)^2 \quad (4.9)$$

já apresentada no Capítulo 2, onde L_x e L_y representam as dimensões da placa, m e n representam números inteiros positivos.

Entretanto, não existe, para as chapas reforçadas por vigas, uma solução analítica fechada para a determinação dos modos e respectivas frequências naturais. Estes modos podem ser encontrados, então, numericamente, através do Método de Elementos Finitos.

Nas tabelas e gráficos mostrados a seguir, são apresentados os valores das frequências naturais obtidas experimentalmente, as obtidas numericamente e, para a placa lisa, também analiticamente. Os valores das frequências naturais foram obtidos, experimentalmente, através de medições realizadas com um acelerômetro BK 4397, colado às placas com cola (Super Bonder), sendo a placa excitada acusticamente pelos alto-falantes, instalados conforme mostra a Figura 4.8, alimentados com um sinal aleatório tipo ruído branco.

As medições foram realizadas em 13 pontos distribuídos em uma região em torno de uma diagonal. Os espectros de aceleração foram obtidos através de um analisador digital de sinais (BK 2827 - Sistema Pulse) com faixa de frequência 0 - 3.2 kHz, 3200 linhas espectrais. A resolução digital de análise, portanto, é 1Hz.

Devido à região da placa usada para a medição de vibração, é possível que alguns modos não sejam identificados, o que explica a lacuna no 4º modo indicado na Tabela 4.2 e as lacunas nos 3º e 9º modos na Tabela 4.3.

Pode-se observar que os valores obtidos experimentalmente são maiores que os numéricos e analíticos. Esta diferença pode ser explicada pela dificuldade de se reproduzir, experimentalmente, as condições de contorno, principalmente às relativas ao apoio simples. Desta maneira, o apoio obtido experimentalmente dá ao sistema uma rigidez um pouco maior que a rigidez proporcionada pelo apoio simples, o que explica o fato de os valores experimentais serem ligeiramente maiores do que os analíticos e os numéricos.

Observa-se boa concordância entre os resultados experimentais e teóricos, o que contribui também para a validação dos modelos numéricos das placas por Elementos Finitos.

Nas Figuras 4.14 e 4.15 são mostrados os espectros obtidos, experimentalmente, para a placa lisa e reforçada, respectivamente.

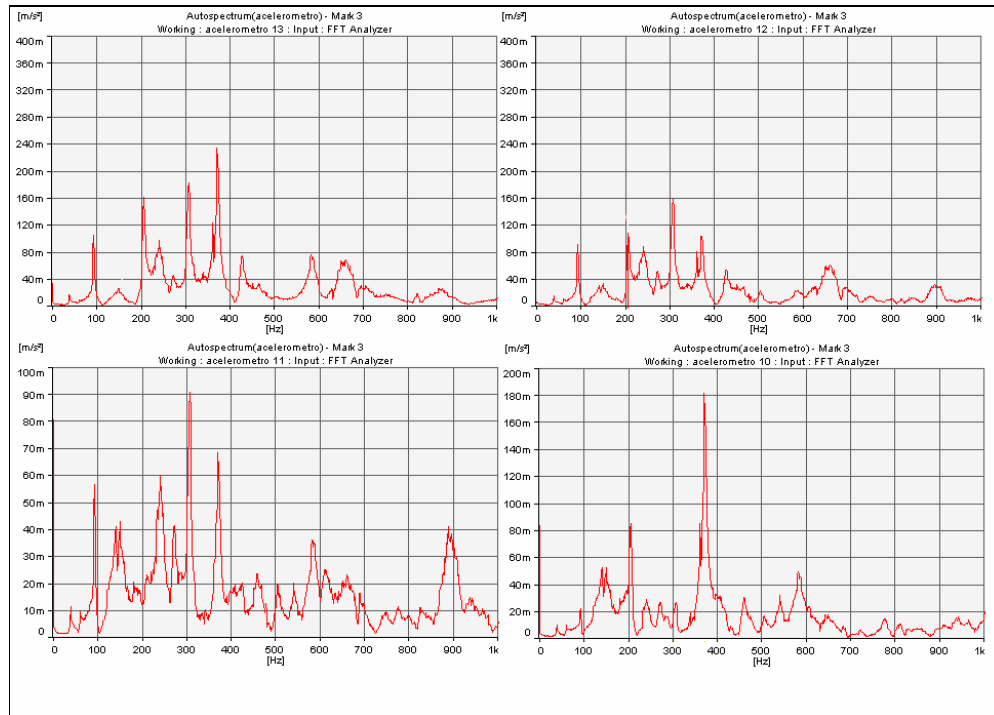


Figura 4.14 – Espectro das vibrações medidas em 4 pontos na placa lisa.

Tabela 4.2: Comparativo entre as frequências naturais obtidas pelo Método de Elementos Finitos, ANSYS, pelo método analítico e pelo método experimental para uma placa lisa.

Modos	Elementos Finitos (ANSYS)	Método Analítico (MatLab)	Experimental
1 ^o	34,017	34,190	40
2 ^o	55,564	55,855	60
3 ^o	91,476	91,964	93
4 ^o	114,494	115,095	–
5 ^o	136,023	136,760	141
6 ^o	141,762	142,516	147
7 ^o	171,888	172,869	180
8 ^o	206,434	207,512	205
9 ^o	222,085	223,421	241
10 ^o	248,566	249,936	272

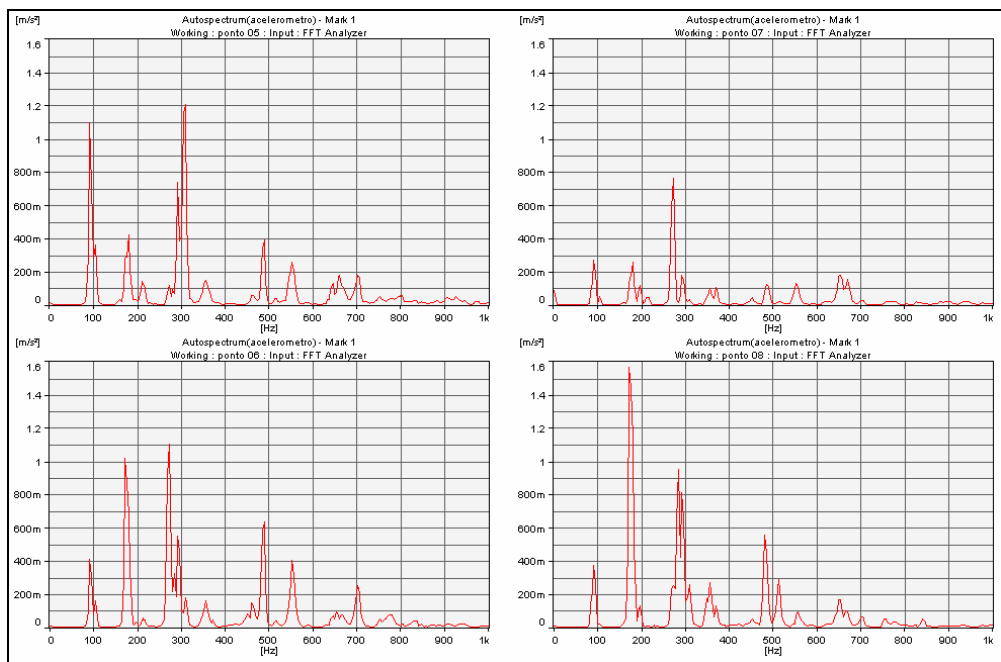


Figura 4.15 – Espectro das vibrações medidas em 4 pontos na placa reforçada.

Tabela 4.3: Comparativo entre as frequências naturais obtidas pelo Método de Elementos Finitos, ANSYS, e as obtidas pelo método experimental, para uma placa reforçada.

Modos	Elementos Finitos (ANSYS)	Experimental
1 ^o	102,20	95
2 ^o	109,75	108
3 ^o	138,24	–
4 ^o	187,94	180
5 ^o	189,35	195
6 ^o	213,19	213
7 ^o	294,06	291
8 ^o	309,06	309
9 ^o	319,90	–
10 ^o	320,03	328

Pode-se observar que as frequências naturais obtidas experimentalmente possuem valores bastante próximos daquelas calculadas numericamente, por elementos finitos e, também analiticamente no caso da placa lisa. Estes resultados servem como validação do modelo de elementos finitos utilizado para representar o comportamento das placas.

Resultados da Perda de Transmissão

A perda de transmissão foi obtida experimentalmente e calculada numericamente.

Experimentalmente as placas foram excitadas com ruído branco e mediou-se de um lado da placa o campo de pressão das ondas sonoras que excitaram as placas e do outro a intensidade sonora. Através da resposta em frequência da pressão incidente x intensidade obteve-se a perda de transmissão experimental.

A Figura 4.16 à 4.19 e 4.28 à 4.31 mostra os resultados da pressão sonora incidente e a Figura 4.21 à 4.24 e 4.33 à 4.36 mostra os resultados da intensidade transmitida de alguns pontos de medição, escolhidos aleatoriamente.

As Figuras 4.20 e 4.32 mostram os valores médios da pressão sonora incidente para a placa lisa e para a reforçada, respectivamente, e as Figuras 4.25 e 4.37 mostram os valores médios da intensidade transmitida para a placa lisa e para a reforçada, respectivamente.



Figura 4.16 – Espectro de pressão do campo sonoro incidente no ponto 2 – placa lisa.

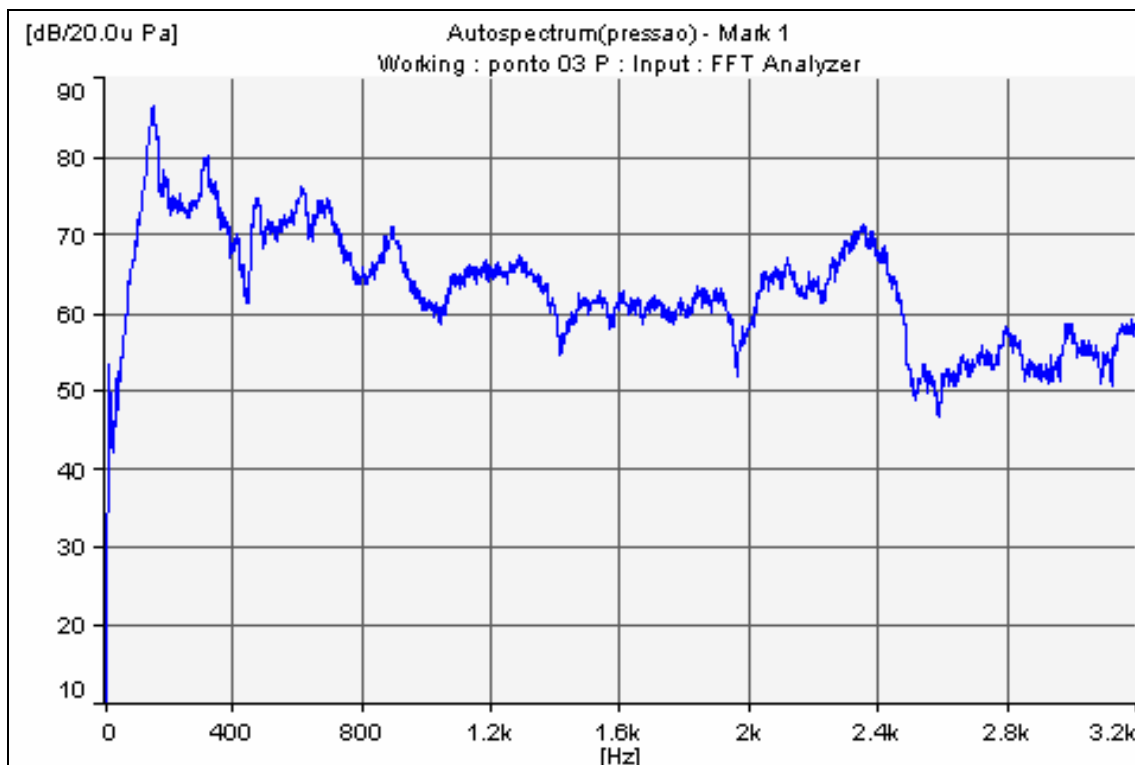


Figura 4.17 - Espectro de pressão do campo sonoro incidente no ponto 3- placa lisa.

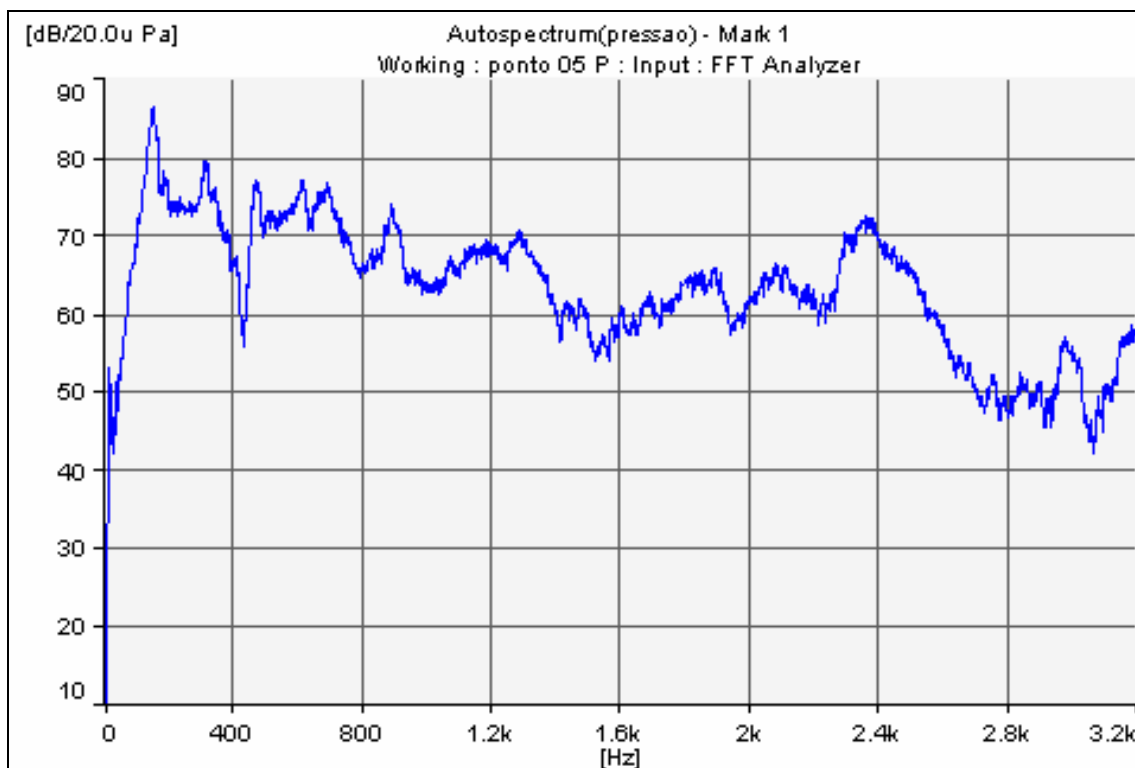


Figura 4.18 - Espectro de pressão do campo sonoro incidente no ponto 5- placa lisa.

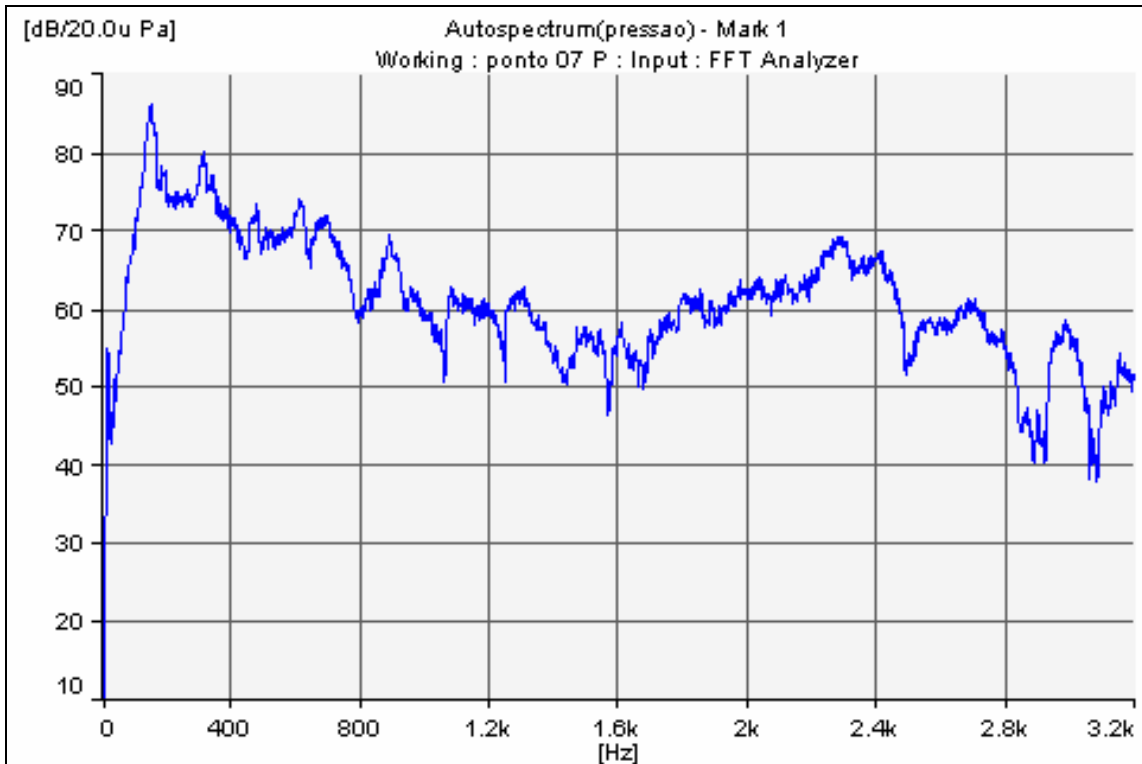


Figura 4.19 - Espectro de pressão do campo sonoro incidente no ponto 7- placa lisa.

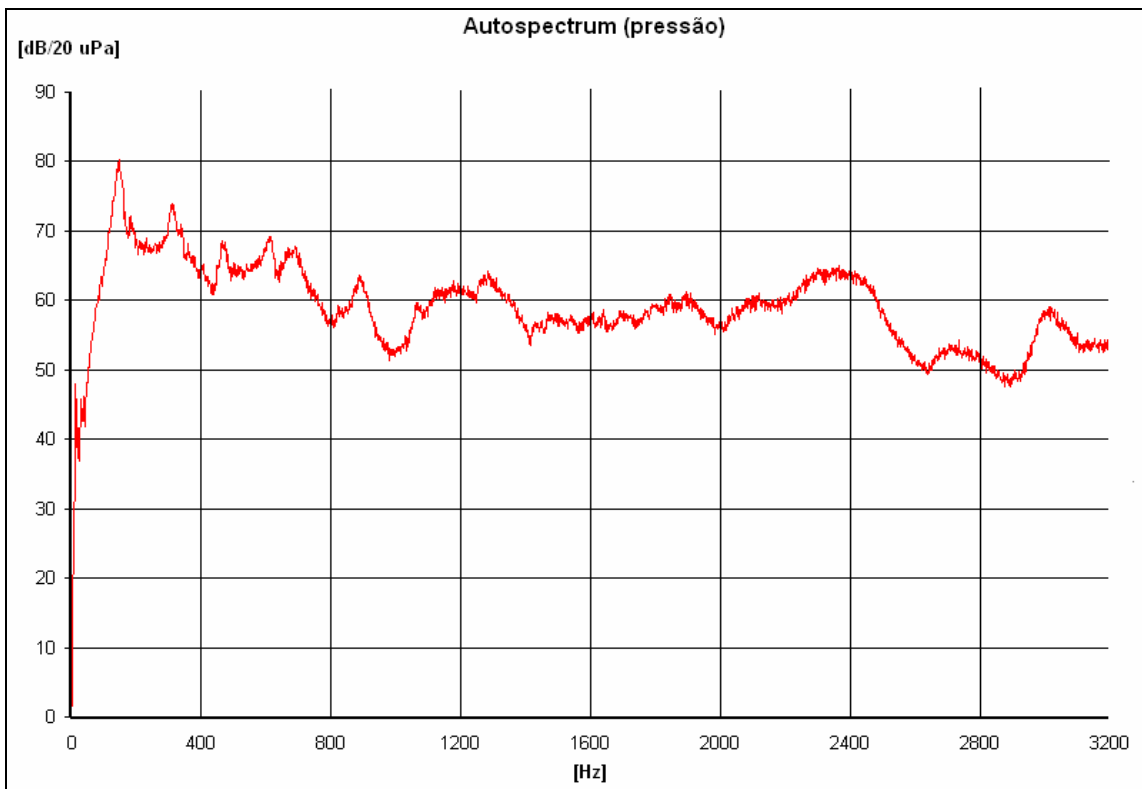


Figura 4.20 - Espectro de pressão (média) do campo sonoro incidente - placa lisa.

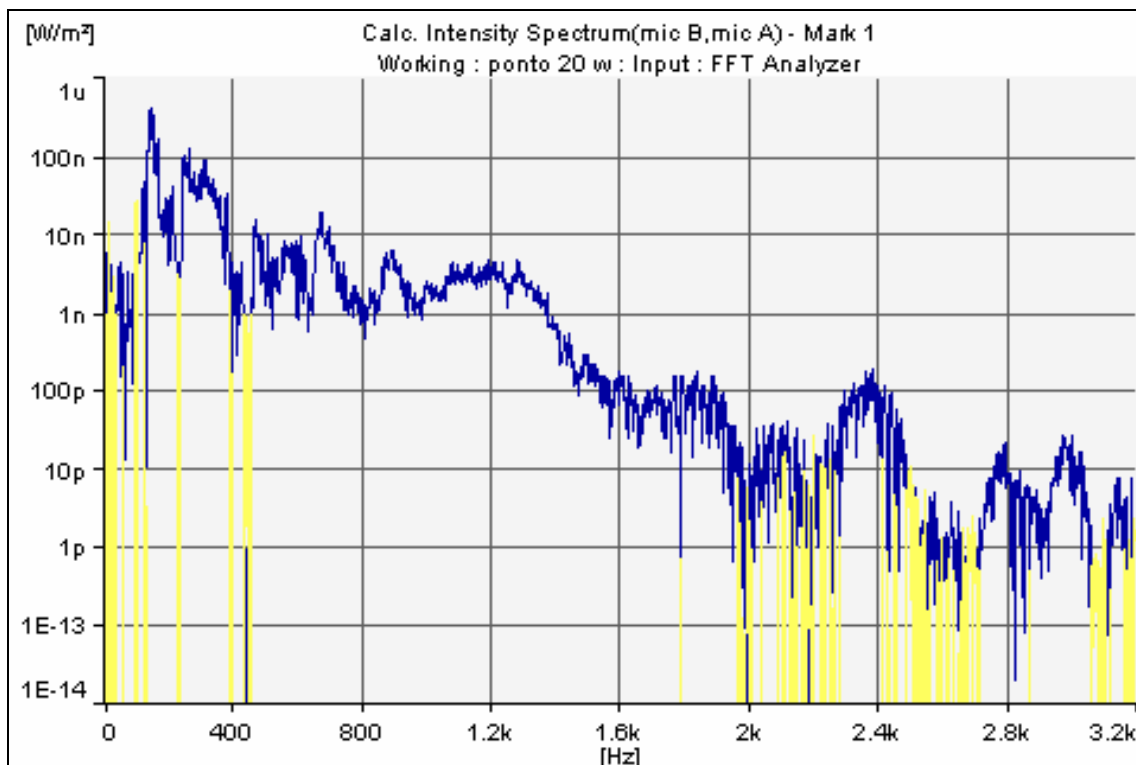


Figura 4.21 - Espectro de intensidade do campo sonoro irradiado no ponto 20- placa lisa.

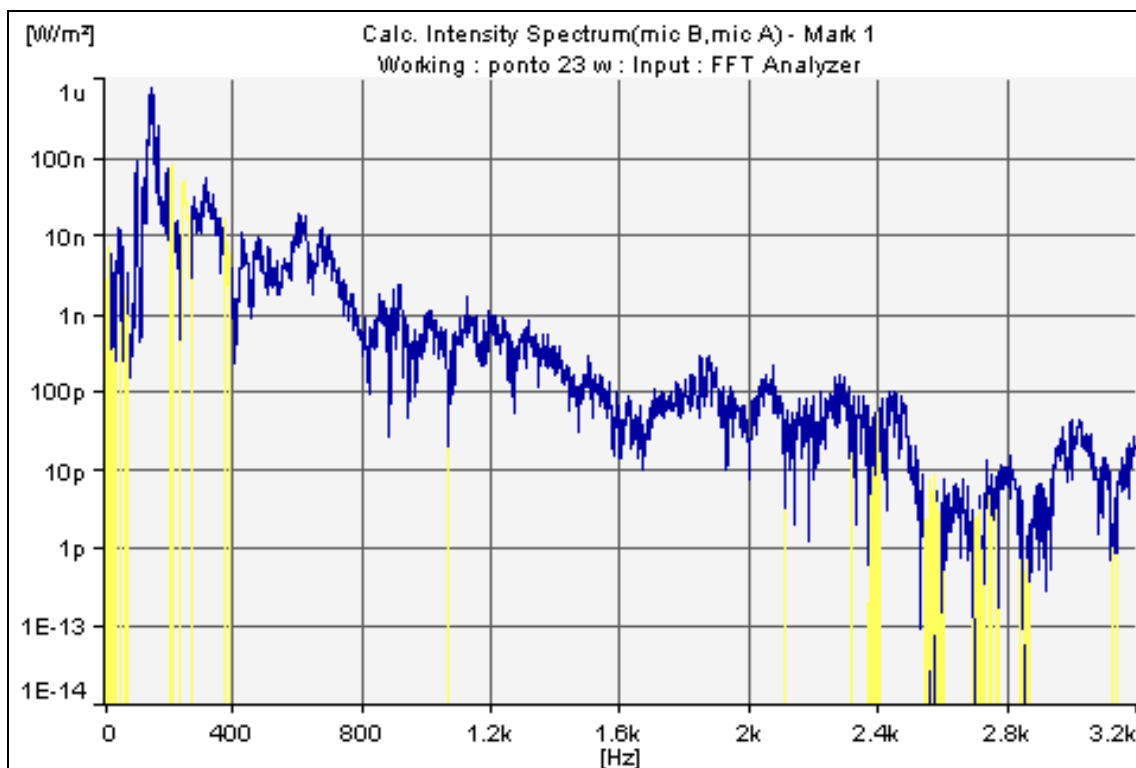


Figura 4.22 - Espectro de intensidade do campo sonoro irradiado no ponto 23- placa lisa.

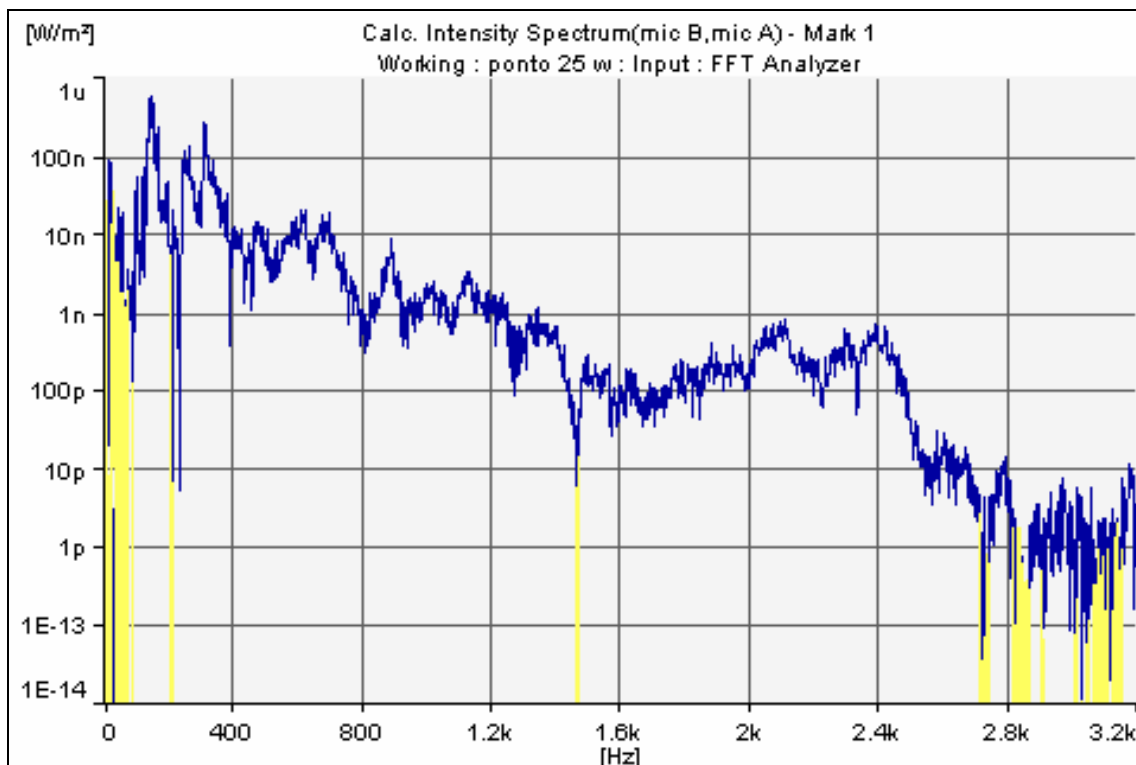


Figura 4.23 - Espectro de intensidade do campo sonoro irradiado no ponto 25- placa lisa.

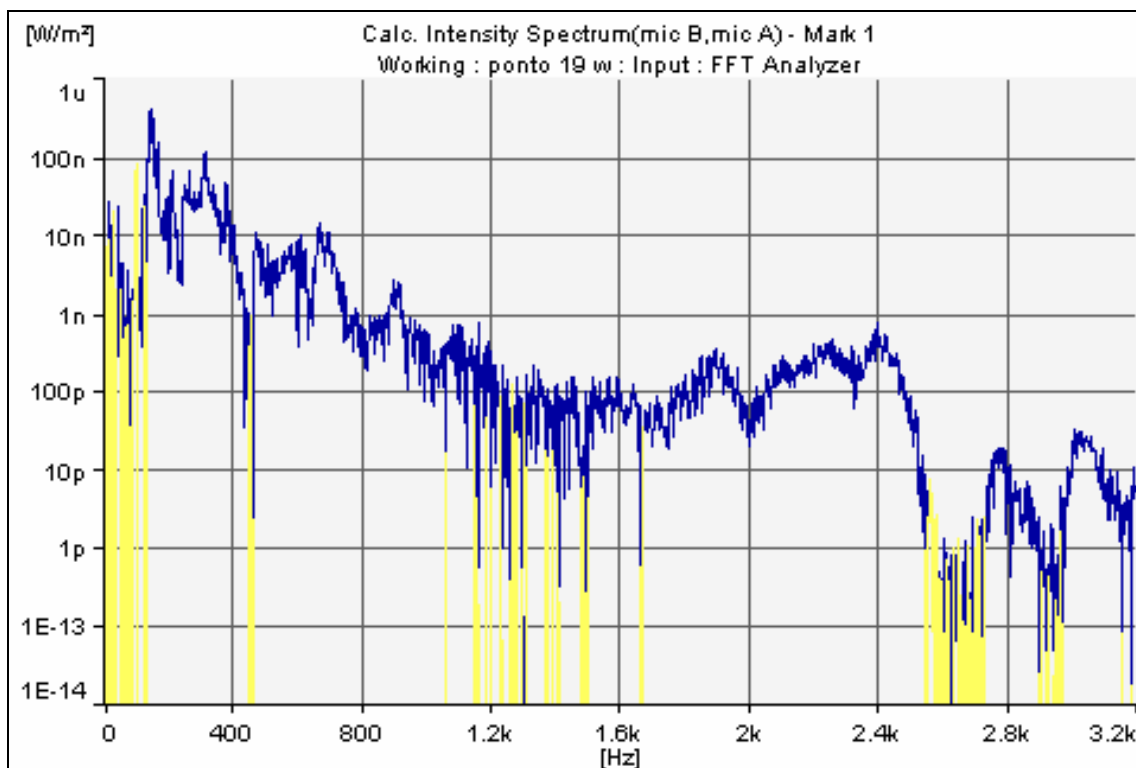


Figura 4.24 - Espectro de intensidade do campo sonoro irradiado no ponto 19- placa lisa.

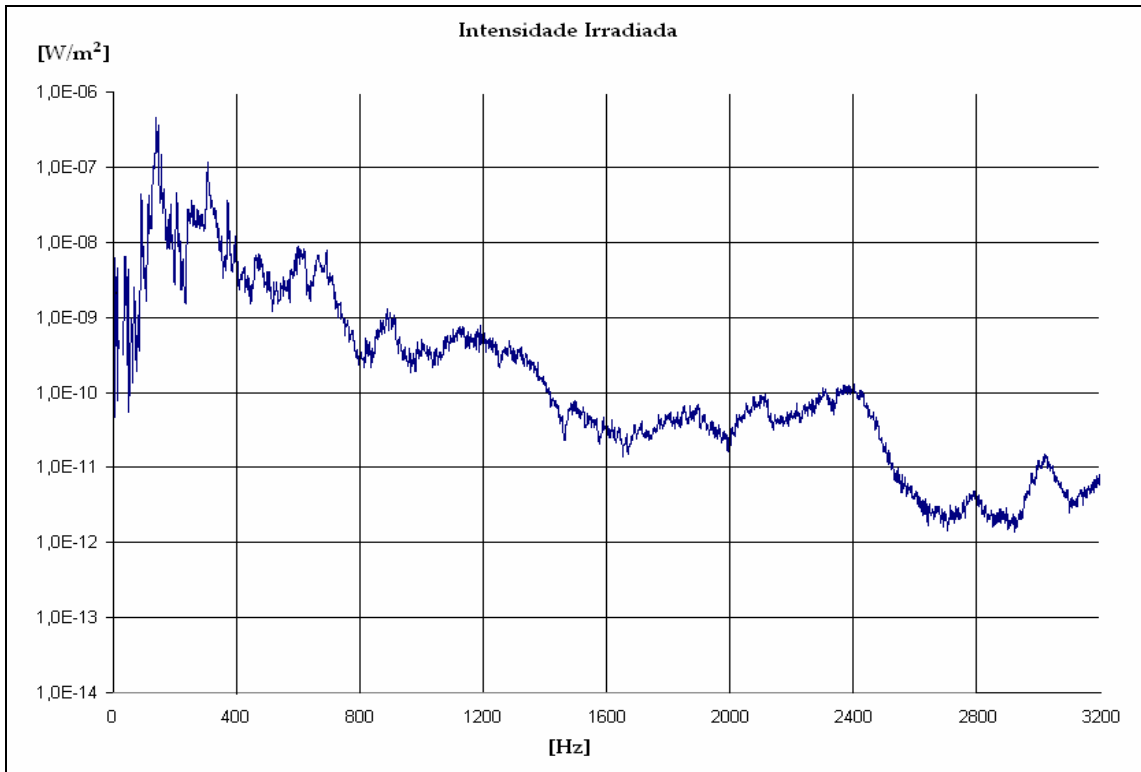


Figura 4.25 - Espectro da Intensidade média irradiada da placa lisa.

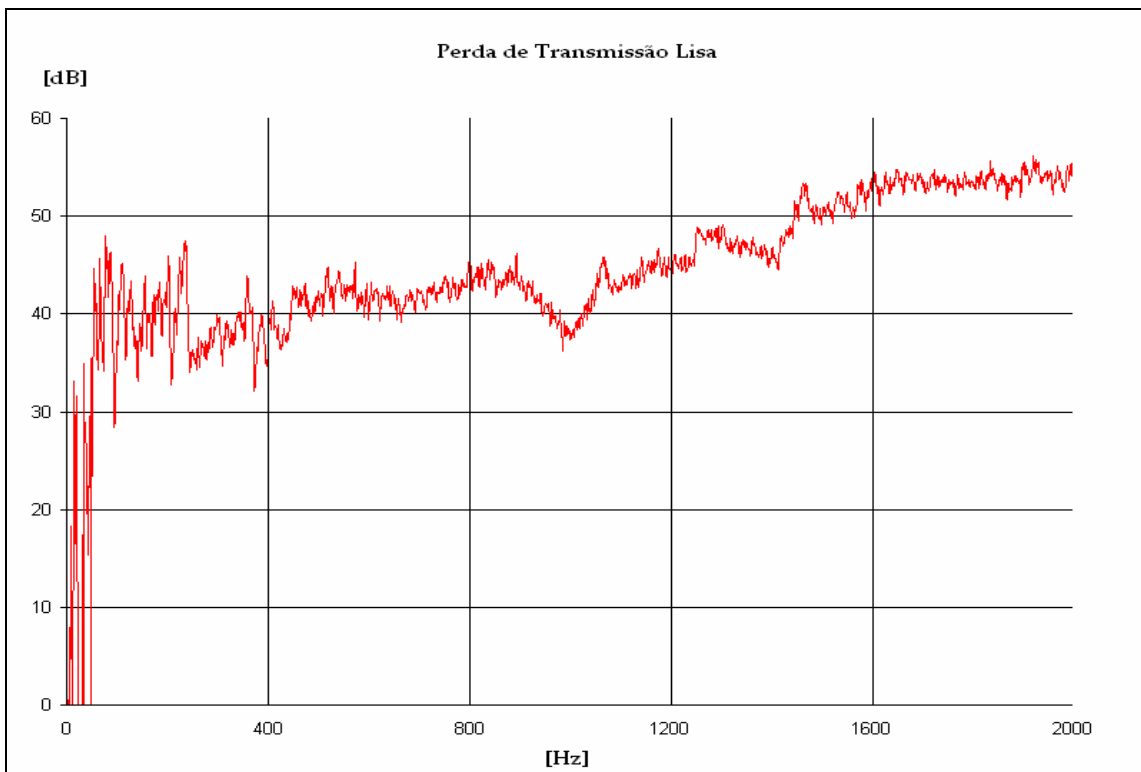


Figura 4.26 - Espectro da Perda de transmissão da placa lisa.

Na Figura 4.26 podemos observar a perda de transmissão experimental para uma placa lisa simplesmente apoiada e a Figura 4.27 mostra a comparação entre os valores de perda de transmissão do som, em faixas de oitava, para uma placa lisa, experimentais e os valores de perda de transmissão do som de dados de literatura [19]. Observa-se, em todos os pontos do gráfico, que os valores da perda de transmissão experimental são maiores que os teóricos. Os valores da literatura referem-se a amostras de placas com dimensões da ordem de 10m^2 de área, enquanto as placas utilizadas neste trabalho possuem área de ($L_x=0,715\text{m}$, $L_y=0,370\text{m}$) $0,26\text{m}^2$.

Devido à área relativamente reduzida das placas deste trabalho, a perda de transmissão do som é influenciada pela rigidez imposta pelos apoios, o que proporciona um aumento nos valores obtidos e mostrados comparativamente na Figura 4.27.

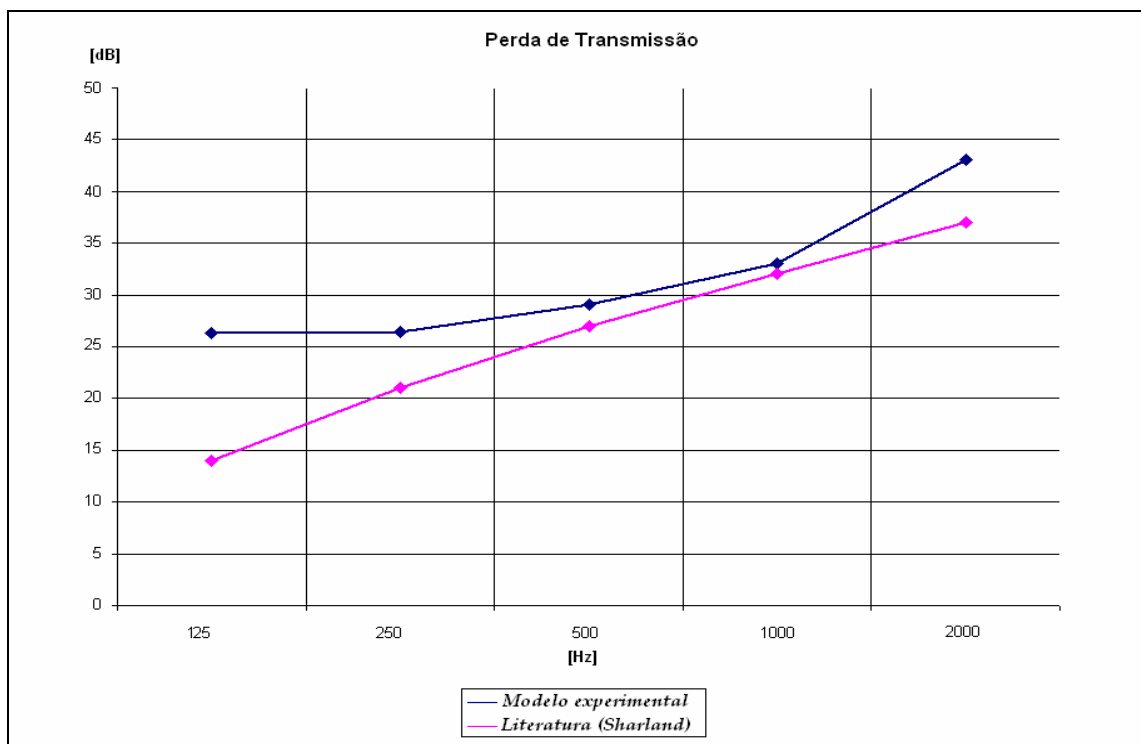


Figura 4.27 - Comparação entre os valores de perda de transmissão do som experimentais e os valores de perda de transmissão do som retirados da literatura [19], em banda de oitava, para uma placa lisa.

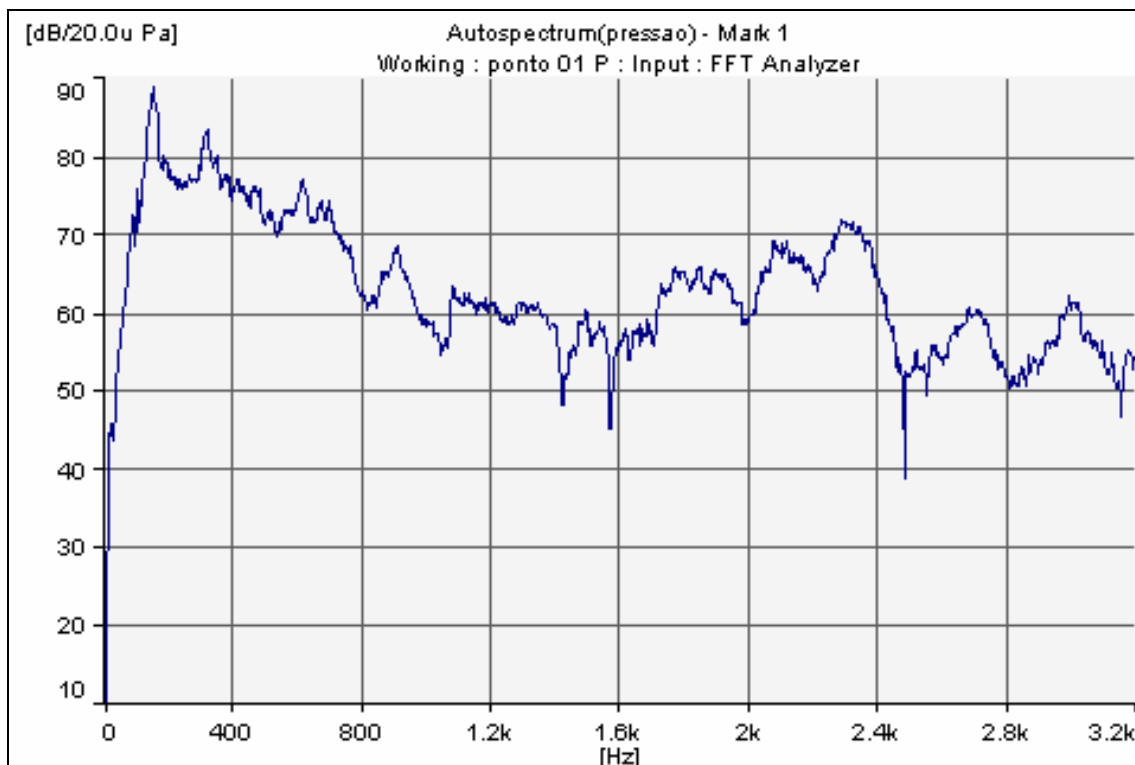


Figura 4.28 - Espectro de pressão do campo sonoro incidente no ponto 1- placa reforçada.

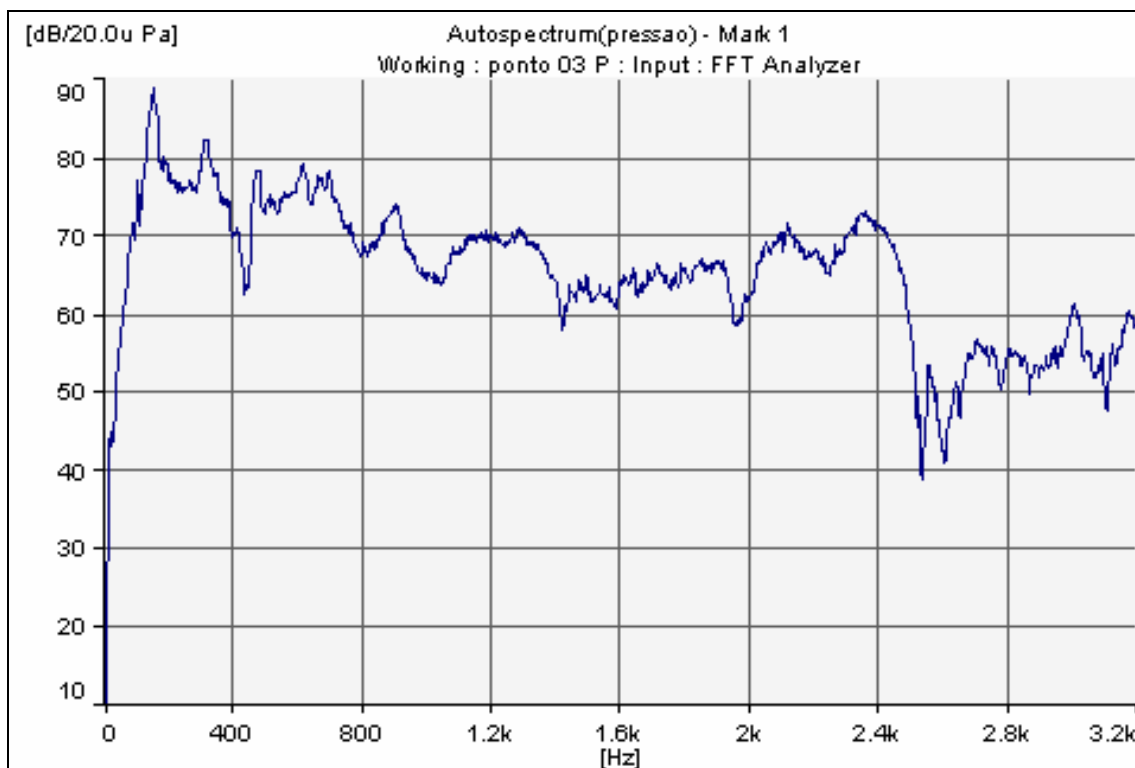


Figura 4.29 - Espectro de pressão do campo sonoro incidente no ponto 3- placa reforçada.

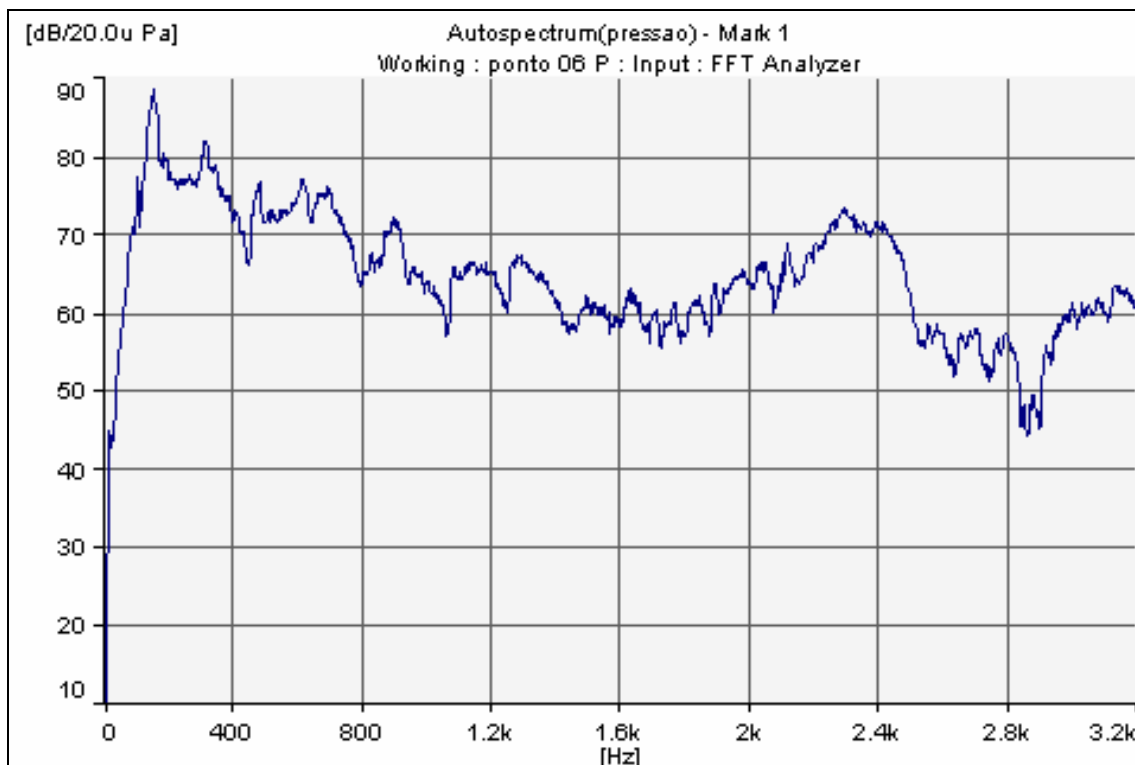


Figura 4.30 - Espectro de pressão do campo sonoro incidente no ponto 6 - placa reforçada.

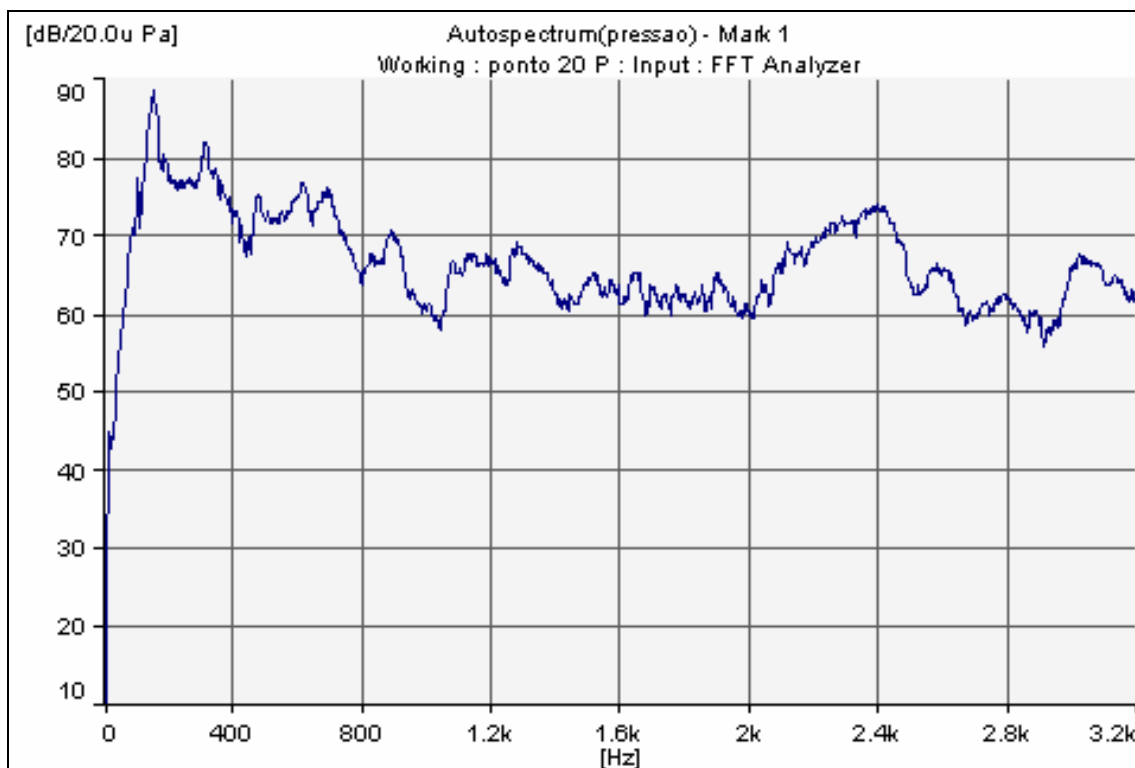


Figura 4.31 - Espectro de pressão do campo sonoro incidente no ponto 20 - placa reforçada.

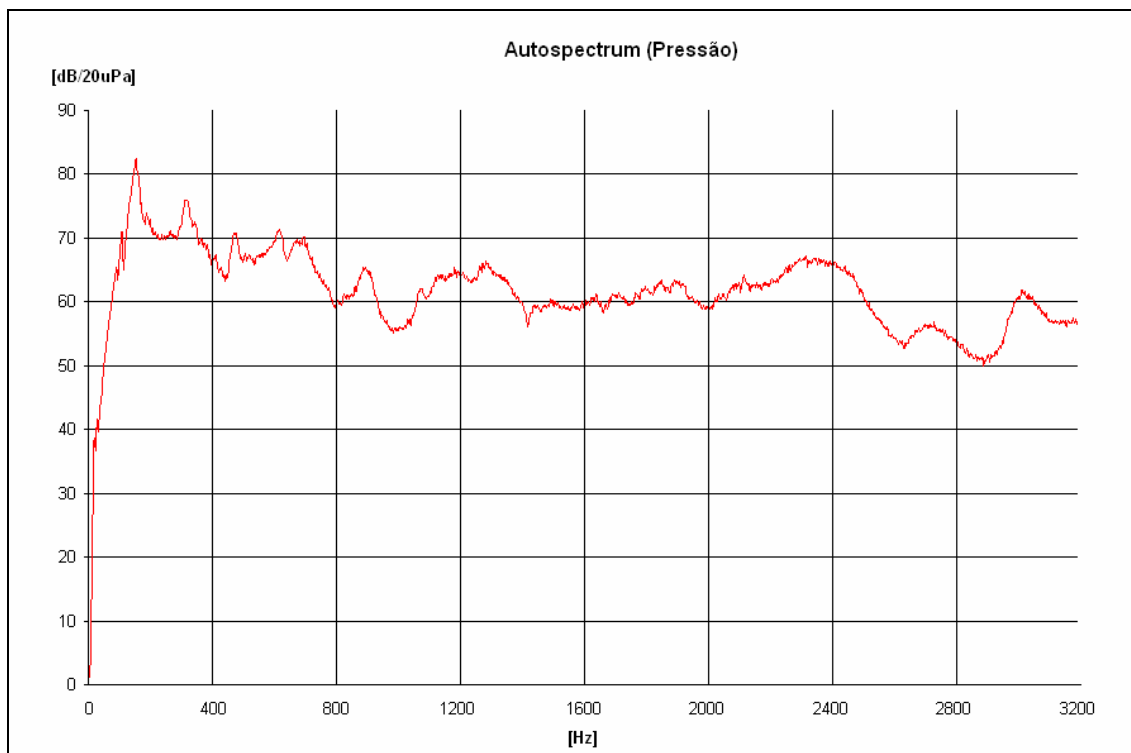


Figura 4.32 - Espectro de pressão (média) do campo sonoro incidente – placa reforçada.

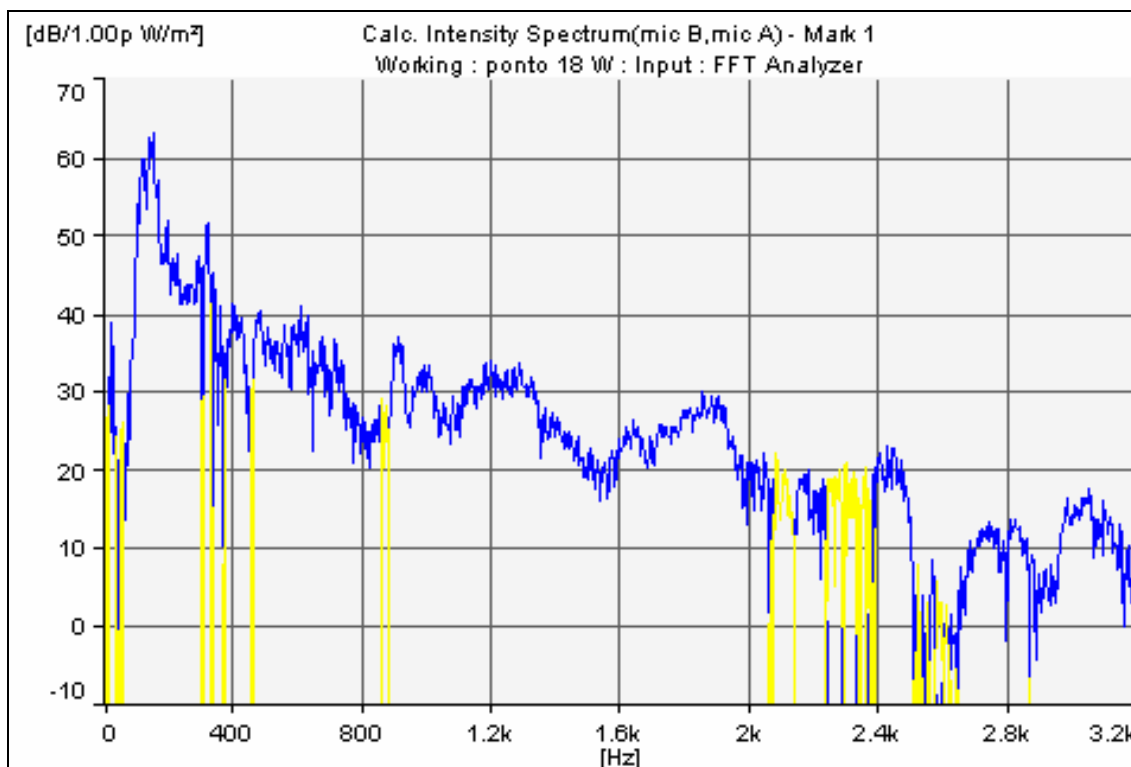


Figura 4.33 - Espectro de intensidade do campo sonoro irradiado no ponto 18- placa reforçada.

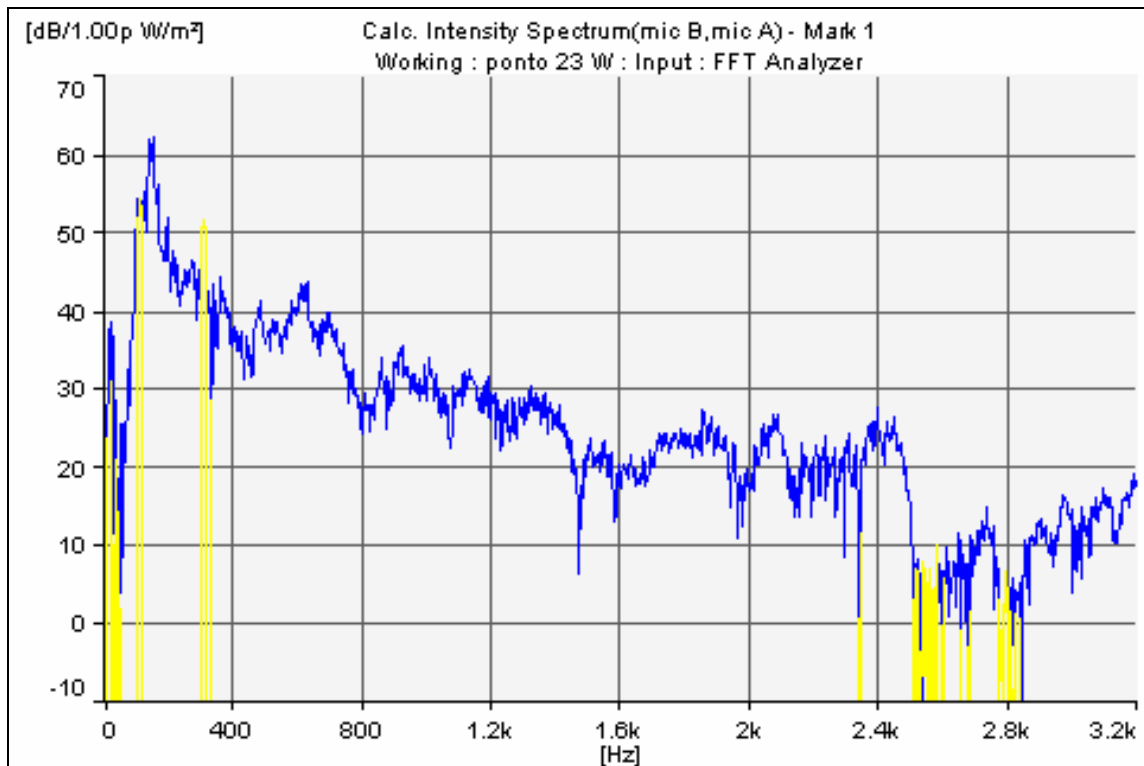


Figura 4.34 - Espectro de intensidade do campo sonoro irradiado no ponto 23 – placa reforçada.

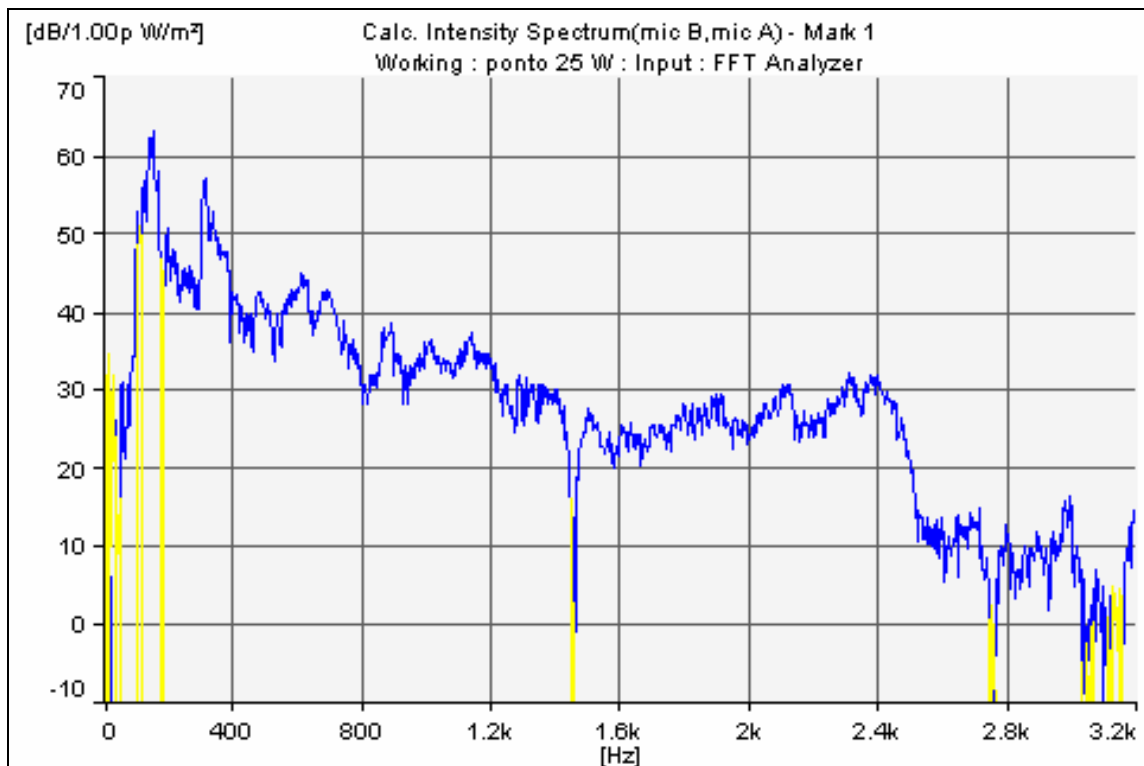


Figura 4.35 - Espectro de intensidade do campo sonoro irradiado no ponto 25 – placa reforçada.

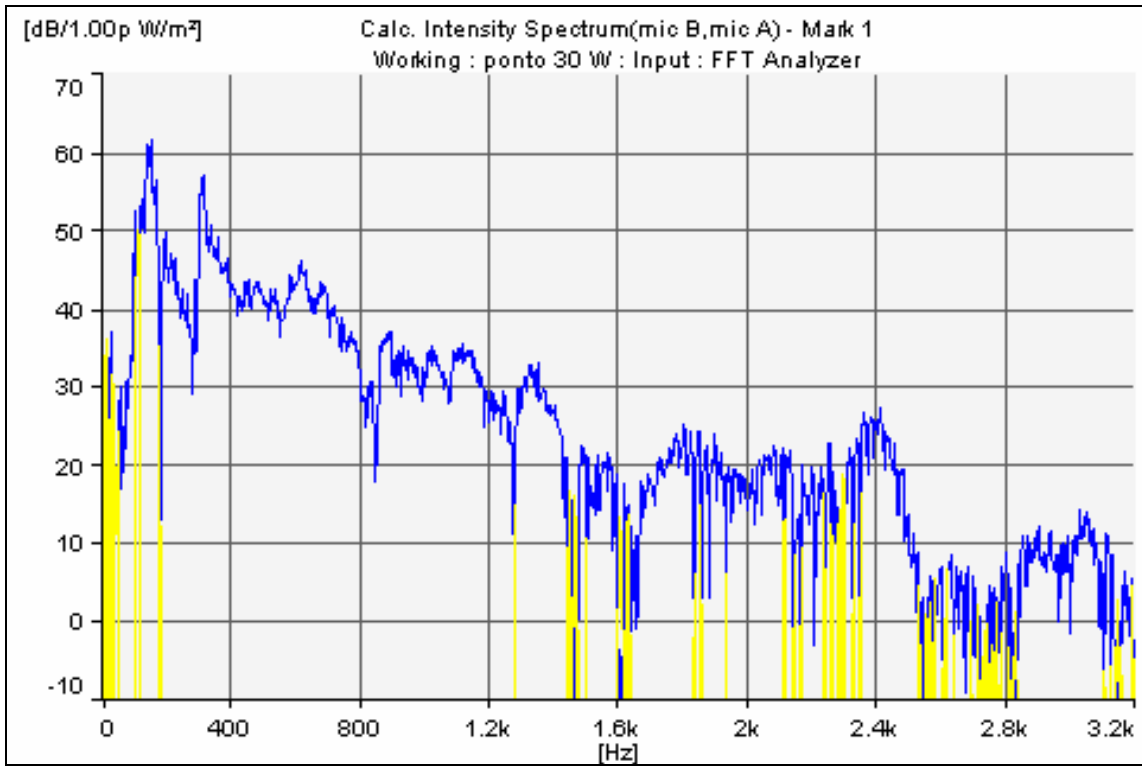


Figura 4.36 - Espectro de intensidade do campo sonoro irradiado no ponto 30 - placa reforçada.

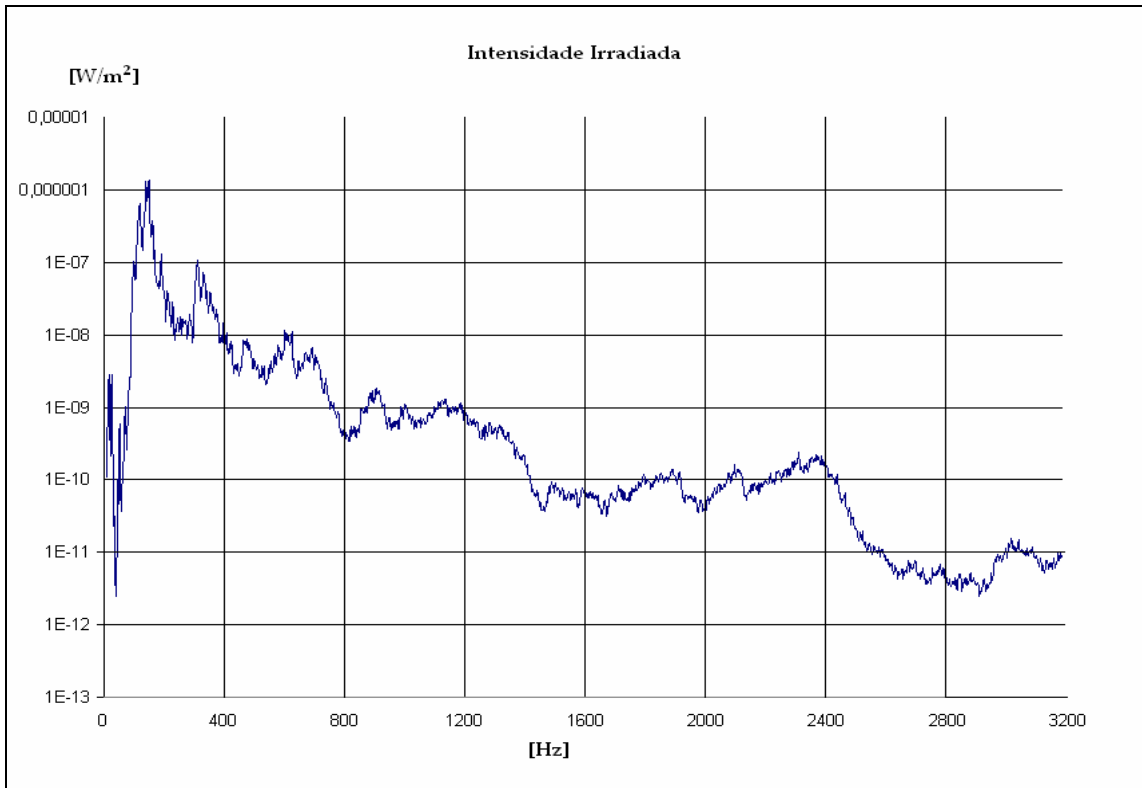


Figura 4.37 - Espectro da Intensidade média irradiada da placa reforçada.

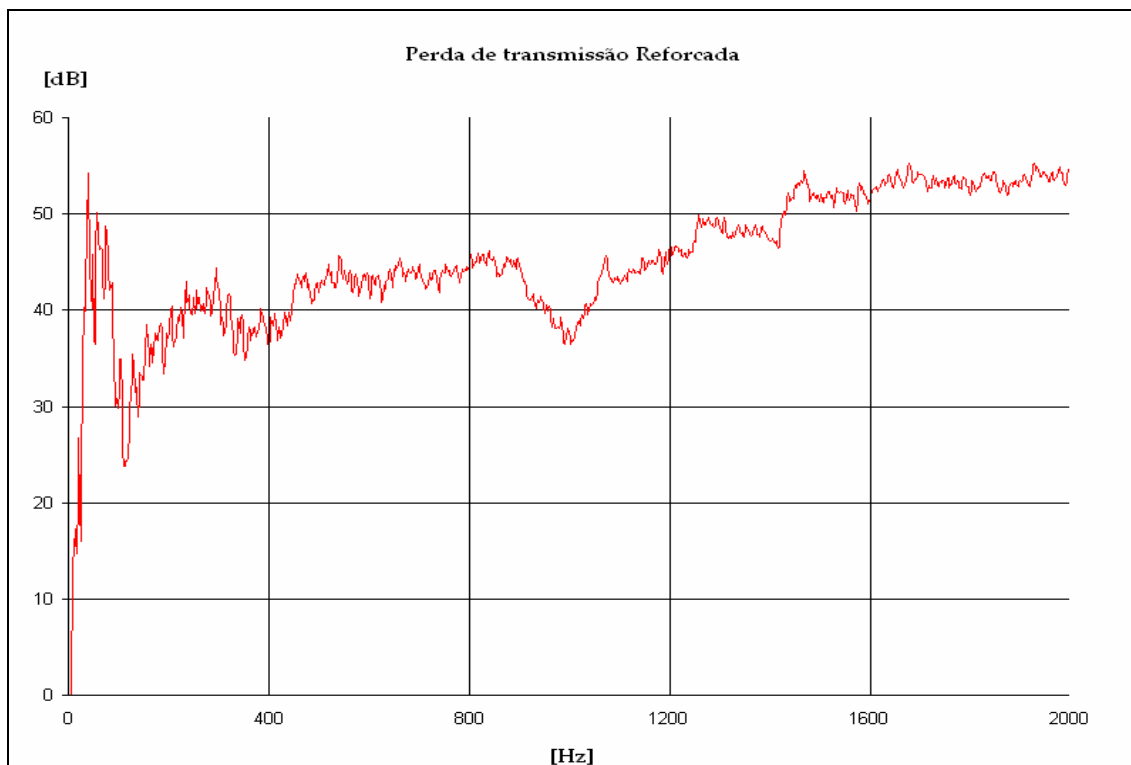


Figura 4.38 - Espectro da Perda de transmissão da placa reforçada.

Pode se observar, analisando os gráficos do espectro da pressão sonora incidente e do espectro da intensidade sonora do campo irradiado, que as curvas dos gráficos seguem a mesma tendência, o que demonstra a uniformidade, tanto do campo sonoro incidente quanto do campo sonoro irradiado.

Para o campo de pressão sonora incidente, os gráficos de espectro seguem as mesmas tendências mesmo se comparados os resultados da placa lisa com a placa reforçada. Isto já era esperado, uma vez que a pressão sonora incidente não deve ser influenciada pelos reforços da placa. A similaridade entre os gráficos também atesta que as condições de contorno foram mantidas para ambas as placas.

As Figuras 4.39 e 4.40 mostram comparações entre os valores de perda de transmissão calculados em faixas estreitas de frequência e em faixas de 1/3 de oitava, respectivamente, para as placas lisa e reforçada.

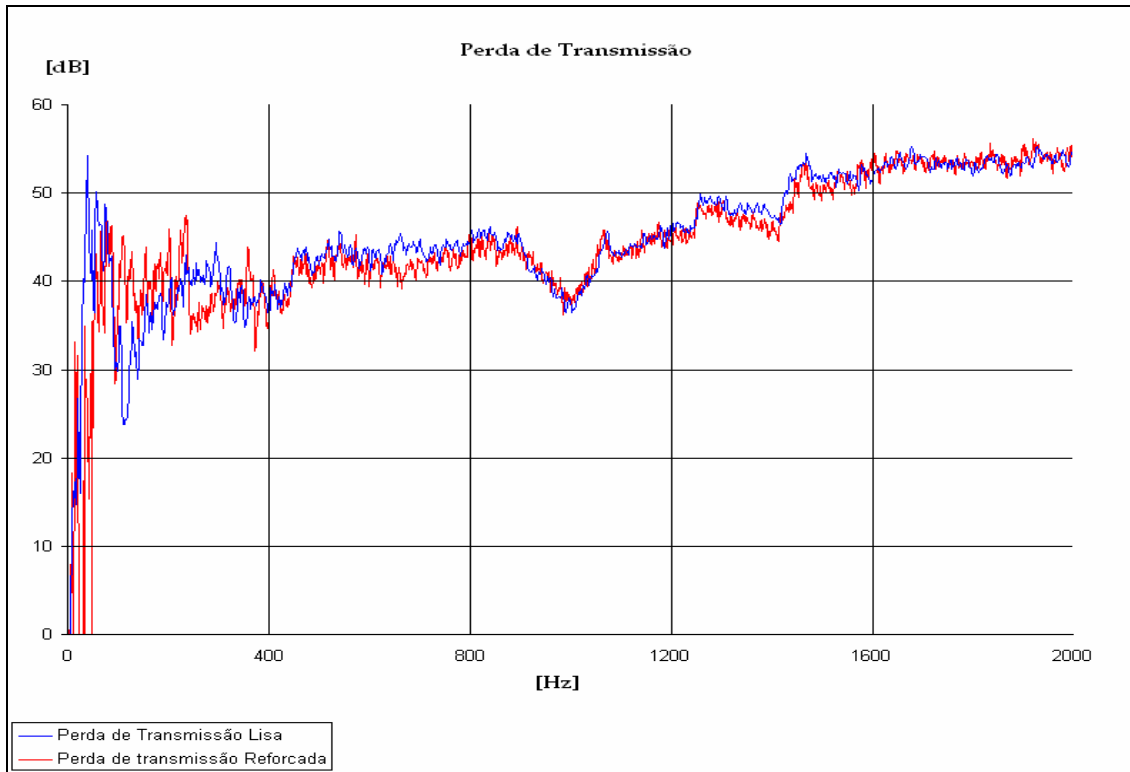


Figura 4.39 - Comparação entre a perda de transmissão sonora, experimental, da placa reforçada e a da placa lisa em banda estreita.

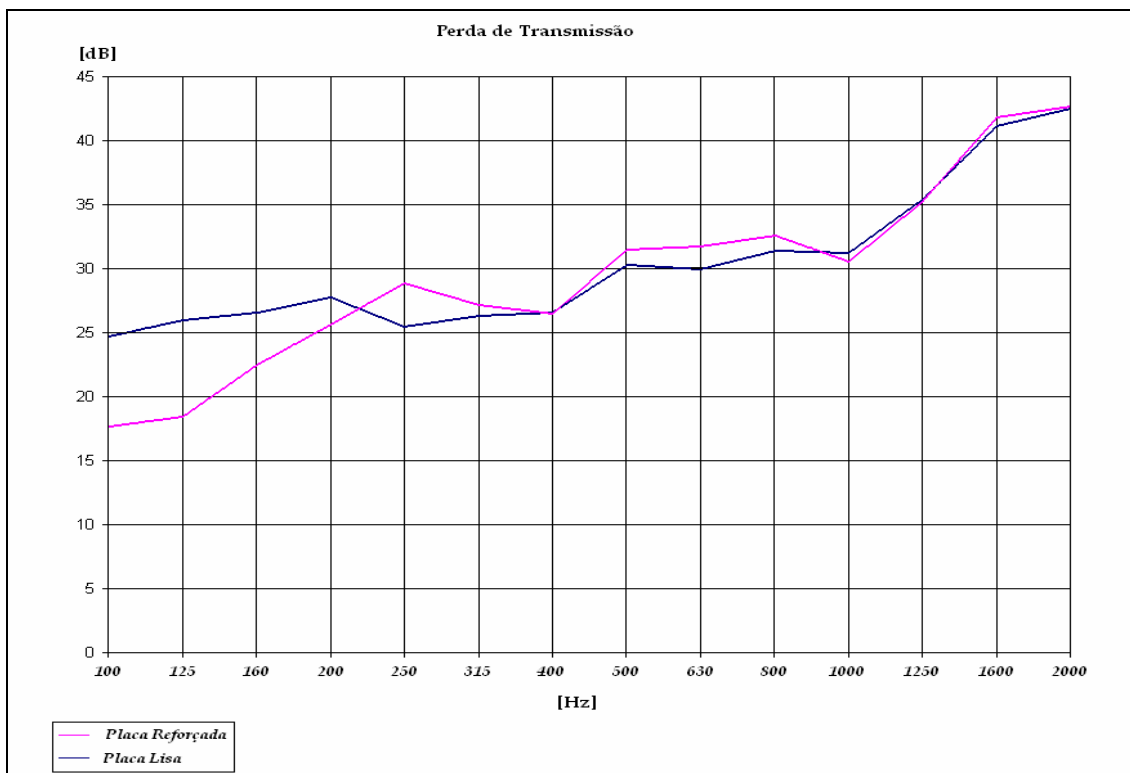


Figura 4.40 - Comparação entre a perda de transmissão sonora, experimental, da placa reforçada e a da placa lisa em banda de terço de oitava.

Sabe-se, da literatura, que placas reforçadas apresentam, de forma genérica, valores de perda de transmissão menores do que as placas lisas, uma vez que, os reforços, dificultam os cancelamentos de irradiação sonora de modos, cujas frequências são menores que a de coincidência.

Esta tendência, entretanto, foi observada somente nas primeiras faixas de frequência, abaixo de 200Hz. Nesta região do espectro, porém, as placas possuem números reduzidos de modos. No restante do espectro, pode-se afirmar que os valores são bastante próximos entre si. Isto pode ser explicado em função do tamanho, relativamente reduzido da placa que faz a perda de transmissão ser influenciada de forma significativa pelos apoios e torna os efeitos das vigas menos evidentes.

Numericamente, foram desenvolvidos modelos de placa com o *software* de Elementos Finitos ANSYS e obtiveram-se os deslocamentos dos nós das placas para frequências, variando de 100Hz a 2.000Hz. Estes dados foram então processados por um algoritmo, programado em C, baseado na resolução da Integral de Rayleigh, fornecendo assim a perda de transmissão numérica.

Os resultados podem ser observados nas Figuras 4.41 e 4.43.

Observa-se, da Figura 4.41 que, de uma forma geral, a curva obtida numericamente apresenta uma boa concordância com a experimental, com erros médios de poucos decibéis.

Nota-se uma tendência de perda crescente com a frequência, que é atribuída à inércia da placa excitada pelo campo sonoro incidente, fazendo com que a perda de transmissão varie de 20dB a 40dB, aproximadamente, na faixa de frequência correspondente (de 100Hz a 2000Hz).

As variações observadas em algumas frequências discretas, ao longo da curva, são causadas pelas ressonâncias da placa, mostradas na Figura 4.42.

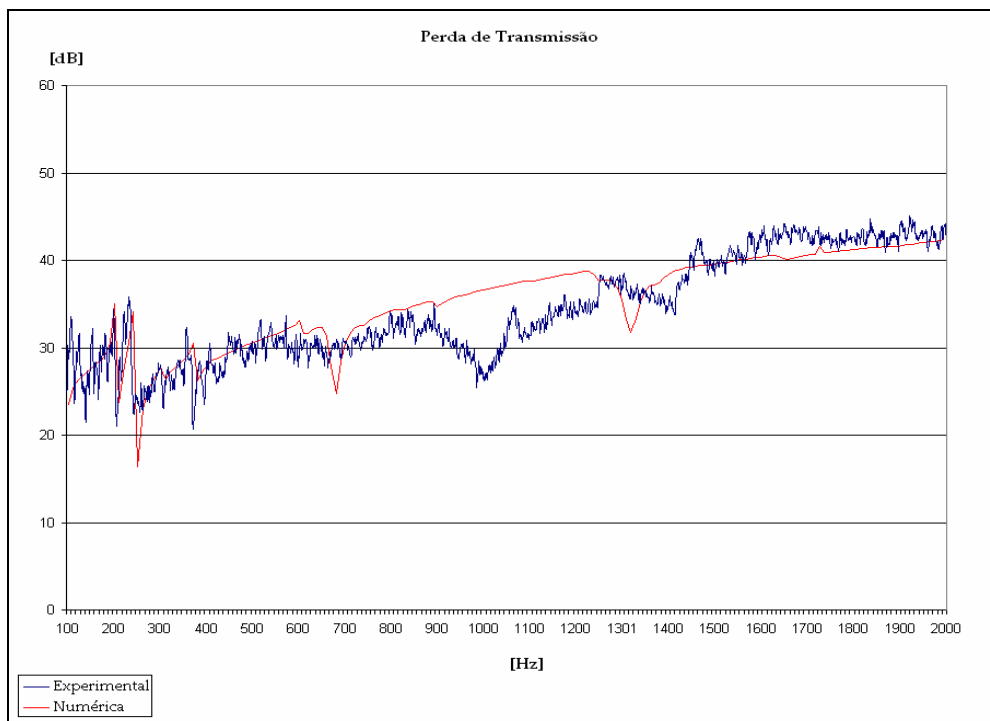


Figura 4.41 – Comparação entre resultados numéricos e experimentais de perda de transmissão – placa lisa.

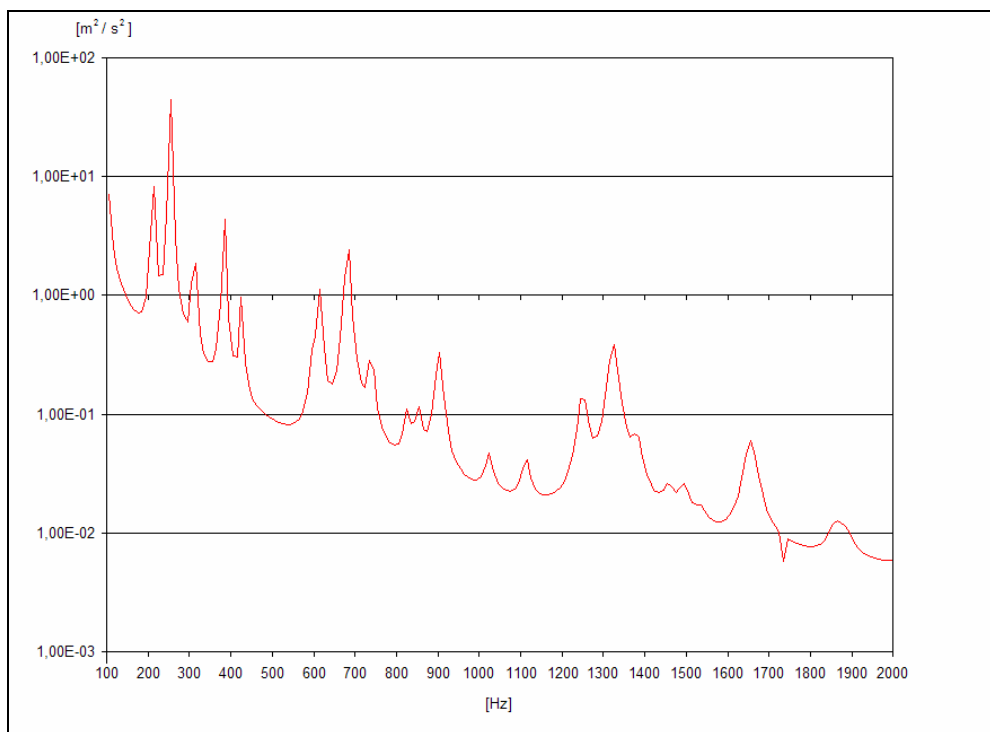


Figura 4.42 – Espectro da vibração média espacial, obtido por Elementos Finitos, da placa lisa simplesmente apoiada em toda a borda, excitada por ondas planas incidindo perpendicularmente.

Vê-se que nas frequências de ressonância os níveis de vibração da placa aumentam consideravelmente, aumentando assim, a intensidade sonora irradiada. Isto proporciona uma redução na perda de transmissão nestas frequências. As variações nas ressonâncias localizadas na região de 200Hz são também observadas experimentalmente.

A divergência constatada na faixa de 900Hz a 1200Hz é atribuída aos erros no sistema de medição, e foi também observada nas medições da placa reforçada.

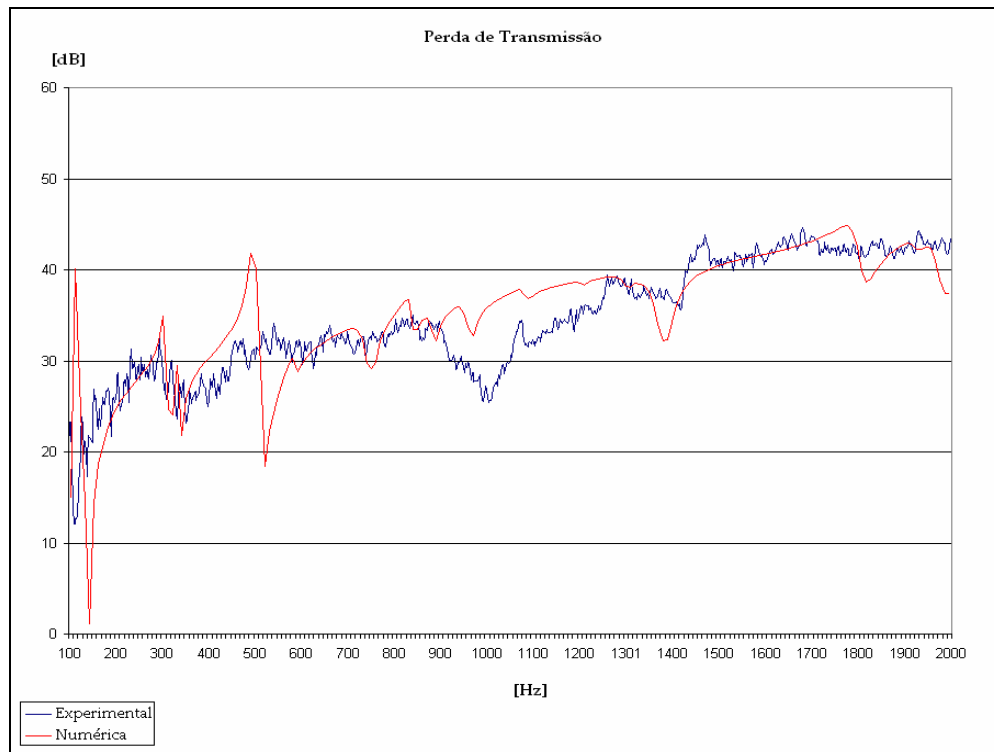


Figura 4.43 - Comparação entre resultados numéricos e experimentais de perda de transmissão – placa reforçada.

A Figura 4.43 mostra a comparação entre os valores numéricos e experimentais para a placa reforçada. Novamente, pode-se observar a tendência geral de aumento da perda de transmissão com a frequência, que é atribuída à inércia da placa.

As reduções verificadas nesta tendência geral são causadas pelas respostas de grandes amplitudes de ressonâncias excitadas pelas ondas planas incidentes, como mostra a Figura 4.44.

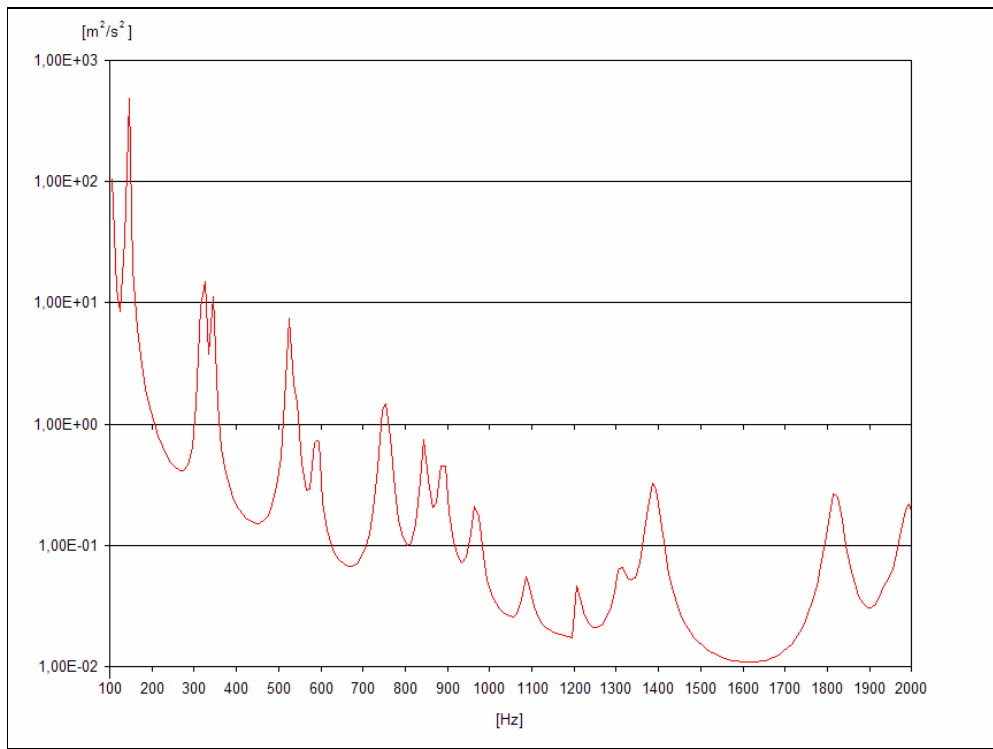


Figura 4.44 - Espectro da vibração média espacial, obtido por Elementos Finitos, da placa reforçada, simplesmente apoiada em toda a borda, excitada por ondas planas incidindo perpendicularmente.

A resposta na forma de deslocamento da placa, na frequência de 520Hz esta mostrada na Figura 4.45, enquanto que a resposta na frequência de 490Hz apresenta valores bastante reduzidos e modo de vibração semelhante ao da resposta em 520Hz, como mostra a Figura 4.46.

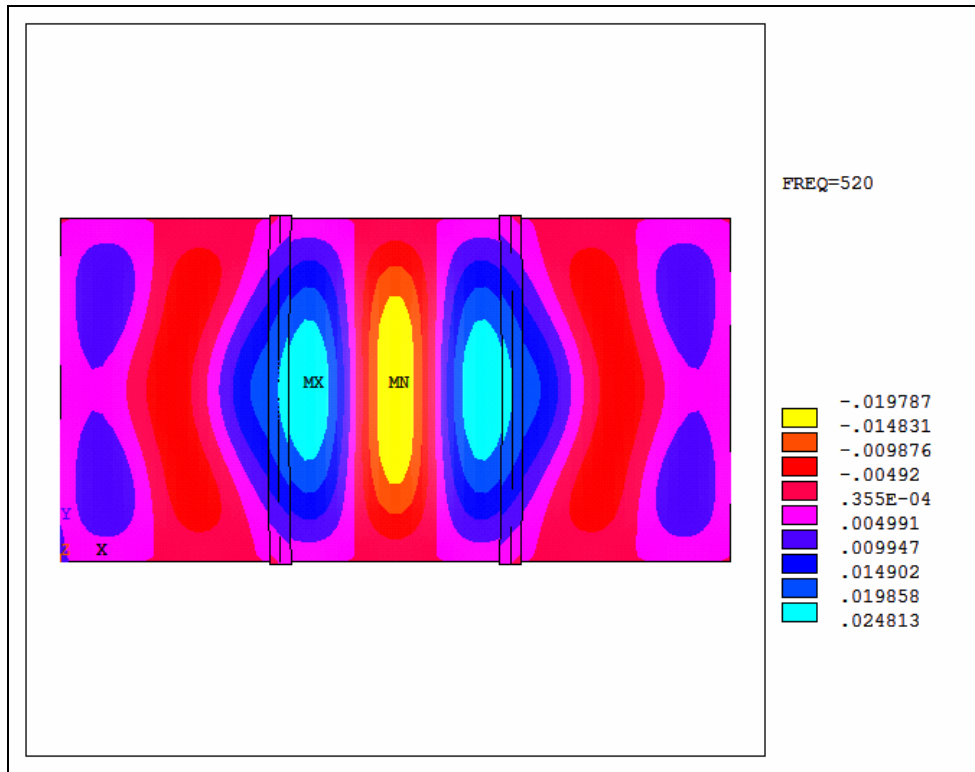


Figura 4.45 - Níveis de deslocamento da placa reforçada, simplesmente apoiada, excitada pelo campo sonoro na frequência de 520Hz.

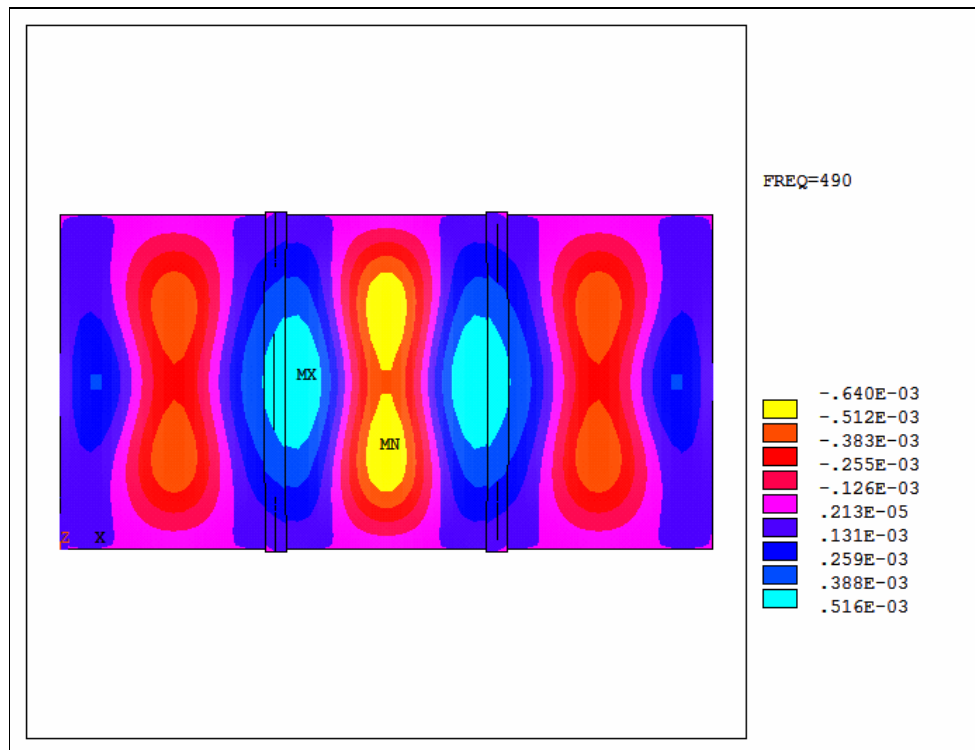


Figura 4.46 - Níveis de deslocamento da placa reforçada, simplesmente apoiada, excitada pelo campo sonoro na frequência de 490Hz.

Comportamento semelhante foi observado para a variação da curva de perda de transmissão na região de 110Hz a 140Hz. As Figuras 4.47 e 4.48 mostram os modos de vibração e respectivas amplitudes de resposta nestas frequências, o que explica a variação observada na perda de transmissão.

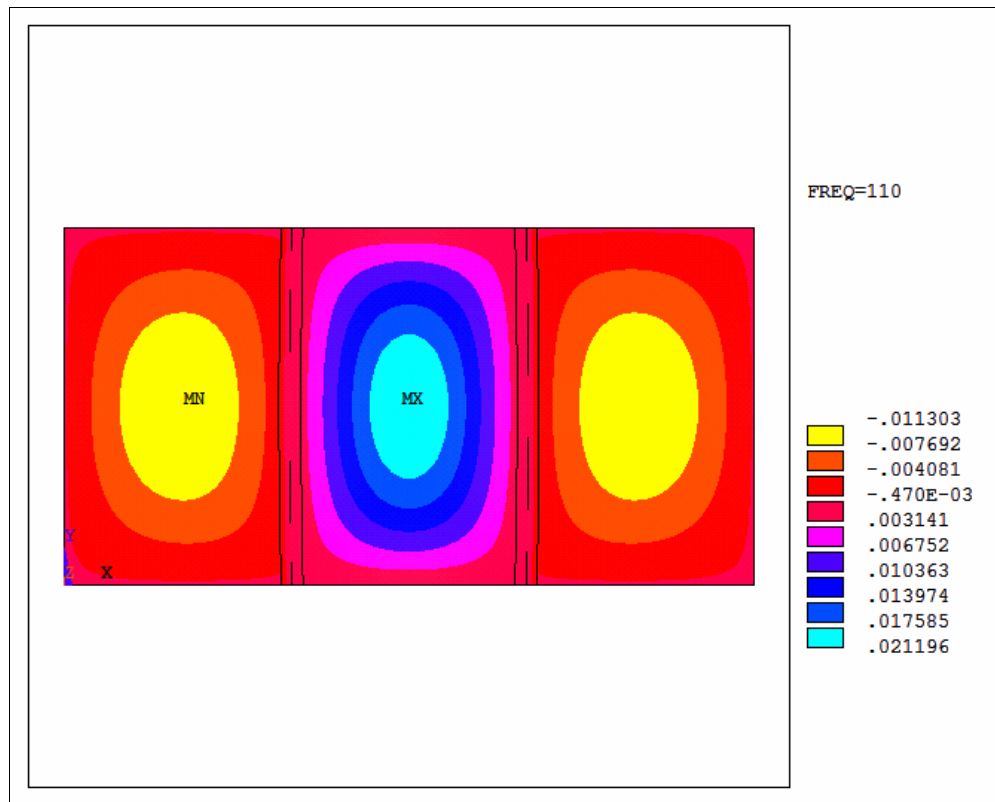


Figura 4.47 - Níveis de deslocamento da placa reforçada, simplesmente apoiada, excitada pelo campo sonoro na frequência de 110Hz.

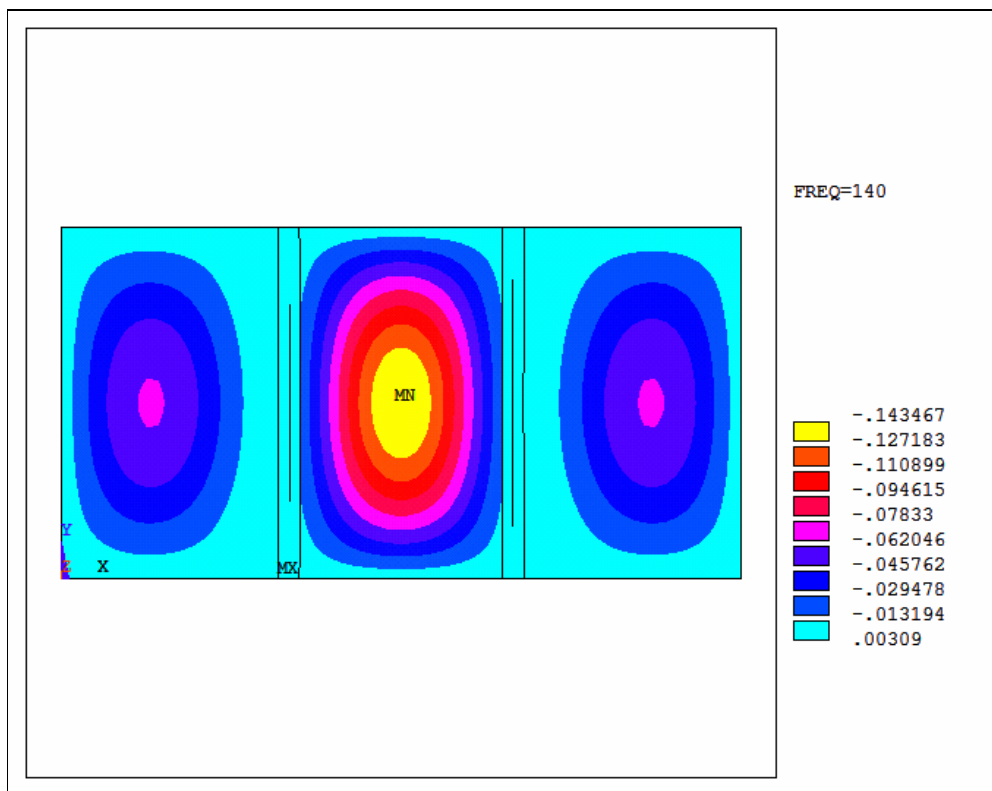


Figura 4.48 - Níveis de deslocamento da placa reforçada, simplesmente apoiada, excitada pelo campo sonoro na frequência de 140Hz.

Foi também observado que o aumento do amortecimento reduz as variações dos valores de perda de transmissão nestas frequências, como mostra a Figura 4.49.

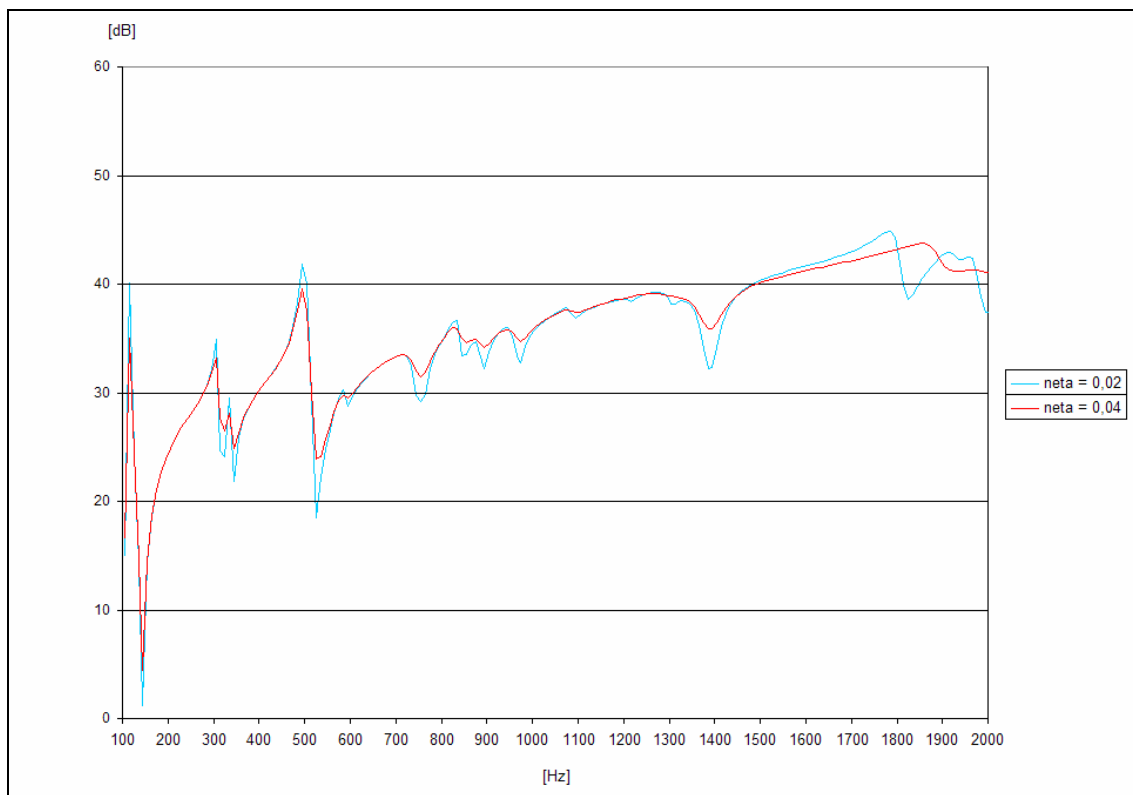


Figura 4.49 – Comparação entre os valores da perda de transmissão para $\eta = 0,04$ e os da perda de transmissão para $\eta = 0,02$

Nos modelos numéricos por elementos finitos, apresentados nas Figuras 4.41 e 4.43, foi usado um valor constante de fator de perda $\eta = 0,02$. O Fator de Perda obtido experimentalmente para as placas instaladas com os apoios reais nas bordas é igual à 0,04. Na Figura 4.50 podemos observar a comparação entre os valores experimentais da Perda de Transmissão e os numéricos com $\eta = 0,04$.

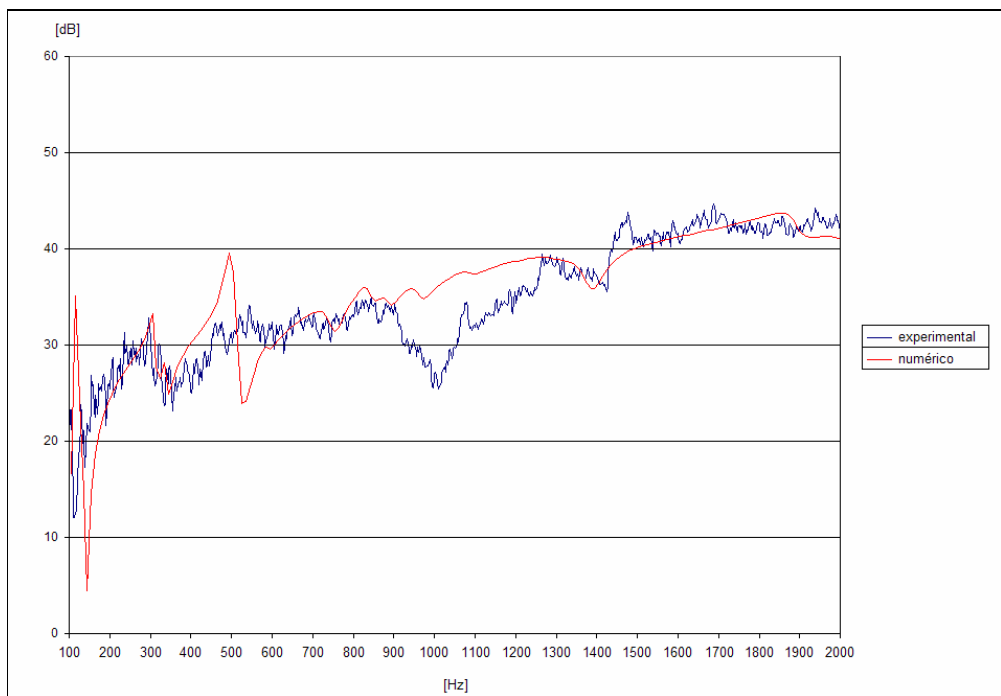


Figura 4.50 - Comparação entre resultados numéricos e experimentais - placa reforçada - $\eta = 0,04$.

Novamente, a divergência observada entre os valores numéricos e experimentais na região de 900Hz a 1200Hz é atribuída a erros de medição.

5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

5.1. Conclusões

Placas reforçadas por vigas têm sido usadas em diversos tipos de indústria, tais como naval e aeroespacial. Para estas indústrias são essenciais as informações referentes à perda de transmissão do som, em estudos de controle de ruído.

Devido à complexidade da geometria, o cálculo das respostas destas placas, quando excitadas pelo campo sonoro, requer o uso de métodos que considerem tais efeitos. O Método de Elementos Finitos é bastante apropriado, por considerar os pequenos detalhes impostos pelas vigas de reforço, ou por nervuras. A limitação, neste caso, reside no custo do modelo, caso a análise seja estendida para faixas maiores de frequência, para as quais a discretização deva ser bastante refinada; com elementos de dimensões cada vez mais reduzidas. Entretanto, a precisão da resposta da placa ao campo sonoro pode ser determinada com ótima precisão neste método. O tempo necessário para o cálculo das respostas das placas usadas neste estudo, 64x64 (=4096) nós, para cobrir a faixa de frequência de interesse (até 2000Hz), com 190 valores discretos de frequência, é da ordem de dezenas de horas, em um microcomputador PC Pentium III, 800 MHz, 512 RAM.

O cálculo da irradiação sonora de placas planas pode ser efetuado pela Integral de Rayleigh. Trata-se de uma integração numérica de programação simples. A precisão deste cálculo está também relacionada à discretização espacial, isto é, às distâncias entre os pontos de avaliação das velocidades de vibração da placa e dos respectivos ângulos de fases relativos. A limitação desta integração está também na faixa de frequência de uso, uma vez que, para altas frequências, o refino na discretização dos pontos de avaliação das velocidades de vibração da placa aumenta enormemente o tempo computacional. Para as placas analisadas neste estudo, foram considerados 64x64 (=4096) pontos. A faixa de frequência de interesse foi representada por 190 valores de frequências discretas, o que implicou a solução numérica da Integral de Rayleigh para cada uma destas frequências. Este procedimento exigiu em torno de uma hora em um microcomputador PC, Pentium

III, 800 MHz, 512 RAM. Para placas de maiores dimensões os custos computacionais para o cálculo das respostas e da irradiação aumentam consideravelmente.

As análises foram restritas a placas excitadas por ondas incidindo perpendicularmente às mesmas. Isto deu-se também pela limitação do tempo de procedimento. Análises envolvendo campos sonoros difusos requerem ondas incidindo com vários ângulos. Trabalhos de literatura consideram variações discretas de 5° nestes ângulos para a representação de um campo difuso. Além disso, ângulos diferentes de 0°, correspondem a ondas que se propagam sobre a placa, o que traz uma dificuldade a mais no cálculo da resposta por elementos finitos, usando os *softwares* comerciais disponíveis no mercado.

Os resultados apresentados indicam uma concordância razoavelmente boa com os obtidos experimentalmente. Os erros encontrados são de mesma ordem de grandeza daqueles encontrados nos poucos trabalhos existentes na literatura.

Pode-se concluir que as vigas de reforço tendem a reduzir a perda de transmissão nas baixas frequências. É possível que esta redução seja estendida a uma ampla faixa de frequências caso a placa possuísse maiores dimensões e tivesse um maior número de vigas de reforço. As vigas de reforço causam redução das regiões de cancelamento da irradiação sonora, o que se reflete em maior intensidade sonora transmitida e, conseqüentemente, maior perda de transmissão.

Os resultados obtidos neste trabalho sofrem também os efeitos dos apoios nas bordas. Isto explica os valores bastante próximos encontrados para as placas lisa e com duas vigas de reforço, na faixa de frequência acima de 200Hz.

De uma forma geral, pode-se dizer que a metodologia proposta proporciona resultados satisfatórios, sendo que sua maior restrição reside no tempo de computação dos resultados, que ainda é elevado para as dimensões das placas e faixa de frequências de interesse.

5.2 Sugestões para Trabalhos Futuros

Tendo em vista os poucos trabalhos publicados a respeito deste assunto, pode-se sugerir uma lista de itens que necessitam investigações complementares.

- Análise dos efeitos das dimensões das placas e dos tipos de condições de contorno.
- Efeito do amortecimento estrutural.
- Efeito da quantidade de vigas de reforço, bem como das suas geometrias, dimensões e disposição sobre a placa.
- Análises para outros campos sonoros incidentes, tais como convectivos (ondas em propagação) e difusos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] REYNOLDS, D., D., *“Engineering Principles of Acoustics”*, Allyn and Bacon, Massachusetts, 1981.
- [2] LENZI, A., *“Apostila de Acústica Avançada”*, Florianópolis, 1997.
- [3] FAHY, F., *“Sound and Structural Vibration – Radiation, Transmission and Response”*, Academy Press, Southampton, 1985.
- [4] BERANEK, L., L., *“Noise and Vibration Control”*, McGraw-Hill, Cambridge, 1988.
- [5] HANSEN, C., H., *“Sound Transmission Loss of Corrugated Panels”*, Noise Control Engineering Journal, vol.40, número2, p.187-197, 1993.
- [6] TAKAHASHI, D., *“Effects of Panel Boundedness on Sound Transmission Problems”*, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 98(5), p. 2598-2606, 1995.
- [7] LITWINCZIC, V., *“Irradiação de Placas Planas com Descontinuidades”*, Dissertação de Mestrado do curso de Pós-Graduação em engenharia Mecânica da UFSC, Florianópolis, 1998.
- [8] KELTIE, R., F., *“Structural Acoustic Response of Finite Rib-Reinforced plates”*, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 94(2), p. 880-887, 1993.
- [9] MAURY, C.; MATTEL, P., O., *“Sound Transmission Through a Rib-Stiffened Plate: Comparisons of a Light-Fluid Approximation with Experimental Results”*, Journal of Sound and Vibration, vol.249 (1), p 206-212, 2002.
- [10] ANSYS User’s Manual for Revision 5.3 – Elements, Swanson Analysis, Inc. 1995.
- [11] SKUDRZYK, E., *Simple and Complex Vibratory Systems*, Pennsylvania State University Press, Pennsylvania, 1968.
- [12] CREMER, L.; HECKL, M., *“Structure-Borne Sound – Structural Vibrations and Sound Radiation at Audio Frequencies”*, Springer-Verlag, Berlin e Munich, 1966.

- [13] REDDY, J., N., *"An Introduction to the Finite Element Method"*, McGraw-Hill, Texas, 1993.
- [14] COOK, R., D. ; MALKUS, D., S. ; PLESHA, M., E., *"Concepts and Applications of Finite Elements Analysis"*, John Wiley & Sons, Madison Wisconsin, 1988.
- [15] SARDÁ, A., A., P., *"Análise por Elementos Finitos do Fluxo de Energia Vibratória entre Placas Planas Apoiadas em Vigas"*, Dissertação de Mestrado do curso de Pós-Graduação em engenharia Mecânica da UFSC, Florianópolis, 1999.
- [16] ANSYS User's Manual for Revision 5.3 – Procedures, Swanson Analysis, Inc. 1995.
- [17] BERANEK, L., L. ; VÉR, I., L., *"Noise and Vibration Control Engineering – Principles and Applications"*, John Wiley & Sons, Massachusetts, 1992.
- [18] ISO 3745, *"Acoustics – Determination of Sound Power Levels of Noise Sources – Anechoic and Semi-Anechoic Rooms"*, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland.
- [19] SHARLAND, I., *"Woods Practical Guide to Noise Control"*, Woods Acoustics, Salford, 1972.