



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA  
"JÚLIO DE MESQUITA FILHO"  
Campus de Ilha Solteira

**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**“DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA PARA  
ELABORAÇÃO DE MODELOS DE PREDIÇÃO DOS NÍVEIS DE  
RUÍDO DO CAMPO ACÚSTICO DE USINAS HIDRELÉTRICAS”**

**Luis Eduardo Zampar Filho**

**Orientador:** Prof. Dr. João Antonio Pereira

Ilha Solteira – SP  
Julho/2014

**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**LUIS EDUARDO ZAMPAR FILHO**

**DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA PARA  
ELABORAÇÃO DE MODELOS DE PREDIÇÃO DOS NÍVEIS DE  
RUÍDO DO CAMPO ACÚSTICO DE USINAS HIDRELÉTRICAS**

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia - UNESP – Campus de Ilha Solteira, para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Conhecimento: Mecânica dos Sólidos.

**Orientador:** Prof. Dr. João Antonio Pereira

Ilha Solteira

Julho/2014

FICHA CATALOGRÁFICA

Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

Z26d Zampar Filho, Luis Eduardo.  
Desenvolvimento de uma metodologia para elaboração de modelos de  
predição dos níveis de ruído do campo acústico de usinas hidrelétricas / Luis  
Eduardo Zampar Filho. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2014  
126 f. : il.

Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de  
Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Mecânica dos Sólidos, 2014

Orientador: Prof. Dr. João Antonio Pereira  
Inclui bibliografia

1. Acústica. 2. Ruído. 3. Usina hidrelétrica. 4. Simulação.


**CERTIFICADO DE APROVAÇÃO**

**TÍTULO:** Desenvolvimento de uma Metodologia para Elaboração de Modelos de Predição dos Níveis de Ruído do Campo Acústico de Usinas Hidrelétricas

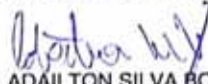
**AUTOR:** LUIS EDUARDO ZAMPAR FILHO

**ORIENTADOR:** Prof. Dr. JOAO ANTONIO PEREIRA

Aprovado como parte das exigências para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica ,  
Área: MECANICA DOS SÓLIDOS, pela Comissão Examinadora:

  
Prof. Dr. JOAO ANTONIO PEREIRA  
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

  
Prof. Dr. LUIZ DE PAULA DO NASCIMENTO  
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

  
Prof. Dr. ADAILTON SILVA BORGES  
Câmpus de Cornélio Procopio / Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Data da realização: 24 de julho de 2014.

## RESUMO

Os elevados níveis de ruído têm sido um grave problema nos ambientes de trabalho, principalmente nas indústrias, ocasionando danos à saúde de inúmeros funcionários. Em muitos casos, o controle destes níveis de ruído requer medidas de engenharia complexas, com custos elevados e que demandam bom planejamento técnico e financeiro. Neste contexto, este trabalho teve como objetivo desenvolver uma metodologia para avaliação e predição do ruído nos locais de trabalho, por meio de uma ferramenta que permitira prever resultados à implantação das medidas de atenuação dos níveis sonoros, visando dar diretrizes para uma estratégia de gestão de ruído ocupacional. Essa dissertação consiste em fornecer informações e dados numéricos para a elaboração de um mapa acústico do ambiente interno da Usina Hidrelétrica de Ilha Solteira e foi dividido em duas abordagens, uma abordagem teórica e uma abordagem experimental. Na abordagem experimental foram realizadas medições de um conjunto de pontos no entorno de cada fonte identificada no ambiente, os dados obtidos serão processados e analisados para posterior comparação com os valores obtidos no modelo de simulação. Na abordagem teórica será criado um modelo de simulação do ruído do piso dos geradores, levando em consideração os dados reais da construção predial, bem como as fontes identificadas no ambiente. O modelo de predição final será validado comparando os valores obtidos pelas simulações com valores medidos em campo.

**Palavras-chave:** Acústica. Ruído. Usina hidrelétrica. Simulação.

## ABSTRACT

The high levels of noise have been a serious problem in the workplace, especially in industries, causing damage to health of many employees. However, in many cases, control of noise levels requires complex engineering measures, with attendant high costs and thus demands good technical and financial planning. In this context, this work aimed to develop a methodology for evaluation and control of noise at work, by means of tools that can predict outcomes and costs of implementation of the control noise measures, to give guidelines for a management strategy of occupational noise. This project is to provide information and data for the preparation of a map of the acoustic environment inside the Ilha Solteira Hydroelectric Plant and will be divided into two approaches, a theoretical and an experimental approach. In the experimental approach, measurements of a number of points will be made around each source identified in the environment, the data will be processed and analyzed to be compared with the values obtained in the simulation model. In the theoretical approach will be created a simulation model of the noise at the floor of the generators, taking into account the actual data of the building construction and the sources identified in the environment. The final prediction model will be validated by comparing the values obtained by simulations with values measured in the field.

**Keywords:** Acoustics. Noise. Hydroelectric plant. Simulation.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Curvas de mesmo nível de audibilidade para tons puros	34
Figura 2 – Circuitos de compensação A, B, C e D	35
Figura 3 – Diretividade de Fonte	41
Figura 4 – Elementos de área e de volume	44
Figura 5 – Frequências naturais de partes do corpo humano.	56
Figura 6 – Níveis de pressão sonora para risco da perda de audição.	57
Figura 7 – Traçado dos raios da fonte ao receptor	59
Figura 8 – Histograma	59
Figura 9 – Esquema das fontes virtuais	60
Figura 10 – Construção das fontes virtuais	61
Figura 11 – Teste de visibilidade.	62
Figura 12 – Propagação de um cone em uma sala retangular.	63
Figura 13 – Sobreposição dos cones	64
Figura 14 – Efeito do estreitamento de raios	64
Figura 15 – Fonte imagem falsa e fonte imagem perdida.	65
Figura 16 – Fonte sonora emitindo um feixe piramidal.	66
Figura 17 – Fonte original espelhada na superfície, resultando na imagem que representa o ápice da pirâmide refletida.	66
Figura 18 – Discretização da frente de onda através das bases triangulares das pirâmides.	67
Figura 19 – Fluxograma da metodologia aplicada	69
Figura 20 – Medidor de pressão sonora	70
Figura 21 – Calibrador acústico	71
Figura 22 – UHE de Ilha Solteira	72
Figura 23 – Desenho esquemático de uma UG	74
Figura 24 – Pontos de medições, A) FPT e B) DSA	75
Figura 25 – Pontos de medições, A) FSA e B) LRV	76
Figura 26 – Ponto de medição EM	76
Figura 27 – Ponto de medição LTE	77
Figura 28 – Pontos de medições distribuídos na planta baixa	78
Figura 29 – Maquete elaborada no software CadnaR	81
Figura 30 – Planta baixa da Unidade Geradora 01	84

Figura 31 – Maquete computacional. A) bidimensional e B) tridimensional	85
Figura 32 – Vistas da maquete na perspectiva: A) frontal; B) lateral esquerda; C) por trás e D) lateral direita.	86
Figura 33 – Maquete tridimensional da UG01	86
Figura 34 – Localização das fontes planas na UG01.	87
Figura 35 – Mapa acústico tridimensional	89
Figura 36 – Mapa acústico em um: A) plano em uma altura de 2m na perspectiva frontal e B) plano em uma altura de 5m na perspectiva lateral direita	89
Figura 37 – Mapa acústico simulado ao redor da UG01: A) em um plano a uma altura de 2m e B) em um plano numa altura de 5m em relação ao piso dos geradores.	90
Figura 38 – Planta baixa da Unidade Geradora 02	91
Figura 39 – Maquete tridimensional da UG01 e UG02	92
Figura 40 – Localização das fontes planas – UG01 e UG02.	93
Figura 41 – Mapa acústico simulado ao redor da UG01 e UG02: A) em um plano a uma altura de 2m e B) em um plano numa altura de 5m em relação ao piso dos geradores.	96
Figura 42 – Planta baixa do piso dos geradores e operadores, UG01 a UG04	97
Figura 43 – Planta baixa do piso dos geradores e operadores, UG05 a UG08	97
Figura 44 – Planta baixa do piso dos geradores e operadores, UG09 a UG012	98
Figura 45 – Planta baixa do piso dos geradores e operadores, UG13 a UG016	98
Figura 46 – Planta baixa do piso dos geradores e operadores, UG17 a UG020	98
Figura 47 – Maquete tridimensional final para UG01 a UG04	99
Figura 48 – Maquete tridimensional final para UG05 a UG08	99
Figura 49 – Maquete tridimensional final para UG09 a UG12	99
Figura 50 – Maquete tridimensional final para UG13 a UG16	99
Figura 51 – Maquete tridimensional final para UG17 a UG20	100
Figura 52 – Tipos de reguladores presentes no piso dos geradores: A) RV presente nas quatro primeiras unidades geradoras e B) RV para presente nas demais unidades geradoras.	100
Figura 53 – Comparação dos níveis de ruído para os reguladores de velocidade.	101
Figura 54 – curvas comparativas por banda de frequência para reguladores de velocidade mais ruidosos	102
Figura 55 – Níveis de pressão por banda de frequência para as vinte UGs	104
Figura 56 – Níveis de pressão por banda de frequência para os RVs	105
Figura 57 – Níveis de pressão por banda de frequência para o piso dos operadores.	107
Figura 58 – Planta baixa da UG17 contendo a Sala de Baterias	108



Figura 59 – Mapa acústico simulado para todo o piso dos geradores.	110
Figura 60 – Mapa acústico simulado para todo o piso dos operadores.	111
Figura 61 – Comparação entre os valores medidos e valores simulados	113
Figura 62 – Caminho de acesso ao piso dos operadores	116
Figura 63 – Detalhe do painel de absorção sonora na parede em frente ao poço da turbina.	118
Figura 64 – Mapa acústico no piso dos geradores para: A) Antes do controle do ruído e B) Após a implementação da proposta de controle do ruído	119
Figura 65 – Mapa acústico no piso dos operadores para: A) Antes do controle do ruído e B) Após a implementação da proposta de controle do ruído	120
Figura 66 – Comparação entre os valores medidos e os novos valores simulados.	121

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Relação entre pressão sonora, intensidade e nível sonoro.	32
Tabela 2 – Limites de tolerância para ruído contínuo.	36
Tabela 3 – Nível de critério de avaliação NCA para ambientes externos, em dB(A)	51
Tabela 4 – Coeficiente de absorção do bloco de concreto sem pintura	82
Tabela 5 – Valores de pressão sonora medido dentro da sala amarela (DSA) - UG01	87
Tabela 6 – Valores utilizados nas fontes criadas para a UG01	88
Tabela 7 – Comparação entre os valores medidos e valores simulados – UG01	90
Tabela 8 – Valores de pressão sonora medido dentro da sala amarela (DSA) - UG02	93
Tabela 9 – Valores utilizados nas fontes criadas para a UG02	93
Tabela 10 – Comparação entre os valores medidos e valores simulados – UG01 e UG02	94
Tabela 11 – Novos valores utilizados nas fontes criadas para a UG02	95
Tabela 12 – Comparação entre os valores medidos e novos valores simulados – UG01 e UG02	95
Tabela 13 – valores medidos dentro das salas amarelas e ao lado dos reguladores de velocidade.	102
Tabela 14 – Valores utilizados para a fonte associada ao sistema de ventilação da UG17	108
Tabela 15 – Valores medidos (M), valores simulados (S) e seus respectivos desvios (D)	112
Tabela 16 – Valores do ruído ao redor daUG01 sem controle de ruído	117
Tabela 17 – Coeficiente de absorção sonora do painel de lã de rocha	117
Tabela 18 – Valores medidos e simulados com o painel de absorção sonora	121

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
CESP	Companhia Energética de São Paulo
CLT	Consolidação das Leis do Trabalho
CONAMA	Conselho Nacional do Meio Ambiente
CONTRAN	Conselho Nacional de Trânsito
DSA	Dentro da Sala Amarela
EM	Entre Máquinas
FPT	Frente ao Poço da Turbina
FSA	Frente da Sala Amarela
IEC	International Electrotechnical Commission
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia
ISO	International Organization for Standardization
LRV	Lado do Regulador de Velocidade
LTE	Lado do Trafo de Excitação
MTb	Ministério do Trabalho
NBR	Norma Brasileira Regulamentadora
NCA	Níveis de Critério de Avaliação
NHO	Normas de Higiene Ocupacional
NI	Nível de Intensidade Acústica
NPS	Nível de Pressão Sonora
NR	Norma Regulamentadora
NWS	Nível de Potência Sonora
OIT	Organização Internacional do Trabalho
OMS	Organização Mundial da Saúde
PAIR	Perda de Audição Induzida por Ruído
RBC	Rede Brasileira de Calibração
RMS	Root Mean Square
UG	Unidade Geradora
UHE	Usina Hidroelétrica

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	Absorção das superfícies
$\alpha$	Coefficiente de absorção sonora
$\bar{\alpha}$	Coefficiente de absorção médio das superfícies
$c$	Velocidade de propagação da onda no fluido
$C_i$	Tempo real de exposição a um específico NPS
$D$	Dose diária de ruído
$dB$	Decibel
$\varepsilon$	Intensidade de energia
$I$	Intensidade acústica (Watt/m <sup>2</sup> )
$I_0$	Intensidade acústica de referência (10 <sup>-12</sup> Watt/m <sup>2</sup> )
$I(\theta)$	Intensidade acústica na direção $\theta$
$L_{eq}$	Nível de pressão sonora equivalente
$L_n$	Nível percentual estatístico
$P$	Pressão sonora (Pa)
$P_0$	Pressão de referência (0,00002 N/m <sup>2</sup> )
$P(t)$	Pressão acústica instantânea
$P(\theta)$	Pressão acústica na direção $\theta$
$\overline{p^2}$	Pressão acústica média quadrática
$P_r$	Pressão sonora no campo reverberante
$Q\theta$	Fator de Diretividade
$r$	Distância da fonte (m)
$\rho$	Densidade do fluido
$S$	Área de superfície (m <sup>2</sup> )
$sen$	Seno
$\sigma$	Desvio padrão da variabilidade do nível de ruído
$T$	Tempo de integração
$T_i$	Tempo total permitido para um NPS
$\tau_E$	Constante de tempo
$V$	Volume
$W$	Potência sonora (Watt)

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>15</b>
1.1	Objetivo.....	15
1.2	Considerações Gerais.....	16
1.3	Estudos Relacionados .....	19
1.4	Justificativa.....	24
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b> .....	<b>25</b>
2.1	Fundamentos da Acústica Aplicados ao Ruído .....	25
2.1.1	<i>Definição de Som e Ruído</i> .....	25
2.1.2	<i>Fontes de Ruído</i> .....	28
2.1.3	<i>Intensidade Acústica</i> .....	30
2.1.4	<i>Nível de Intensidade Acústica</i> .....	30
2.1.5	<i>Nível de Pressão Sonora</i> .....	31
2.1.6	<i>Nível de Potência Sonora</i> .....	32
2.1.7	<i>Audibilidade Humana</i> .....	33
2.2	Parâmetros Descritores do Ruído.....	37
2.2.1	<i>Nível Total (Global) de Pressão Sonora</i> .....	37
2.2.2	<i>Nível de Pressão Sonora – Pico</i> .....	37
2.2.3	<i>Nível de Pressão Sonora Equivalente (<math>L_{eq}</math>)</i> .....	37
2.2.4	<i>Níveis Percentuais Estatísticos (<math>L_n</math>)</i> .....	38
2.2.5	<i>Nível de Interferência na Comunicação Verbal</i> .....	38
2.2.6	<i>Nível de Poluição Sonora</i> .....	39
2.2.7	<i>Diretividade de Fonte</i> .....	39
2.3	Acústica em Ambientes Fechados.....	42
2.3.1	<i>Propagação do som em campo livre</i> .....	42
2.3.2	<i>Propagação do som em campo difuso</i> .....	43
<b>3</b>	<b>LEGISLAÇÕES, RESOLUÇÕES, NORMAS E CONSEQUÊNCIAS DO RUÍDO</b> .....	<b>48</b>
3.1	A Organização Mundial de Saúde – OMS.....	48
3.2	Resoluções do Conselho Nacional do Meio Ambiente – CONAMA .....	49
3.3	Convenção n.º 148 da OIT.....	50
3.4	NBR 10151 – Avaliação do ruído em áreas habitadas – ABNT 2000.....	50
3.5	NBR 10152 – Níveis de ruído para conforto acústico – ABNT 1987 .....	52

3.6	NBR 12179 – Tratamento acústico em recintos fechados – ABNT 1992 .....	52
3.7	NHO 01 – Avaliação da exposição ocupacional ao ruído .....	52
3.8	Efeitos do Ruído e de Vibrações no Homem.....	53
3.8.1	<i>Efeitos Psicológicos</i> .....	53
3.8.2	<i>Efeitos Físicos e Fisiológicos</i> .....	54
3.9	Critérios para Perda de Audição .....	56
4	MÉTODOS NUMÉRICOS .....	58
4.1	Método do Traçado de Raios .....	58
4.2	Método das Fontes Virtuais.....	59
4.3	Métodos Híbridos.....	63
4.3.1	<i>Método dos Raios Cônicos</i> .....	63
4.3.2	<i>Método dos Raios Triangulares</i> .....	65
4.4	Métodos Numéricos no CadnaR .....	67
5	METODOLOGIA DE TRABALHO.....	68
5.1	Equipamentos Utilizados .....	69
5.2	A Usina Hidrelétrica de Ilha Solteira .....	71
5.3	Identificação das Fontes de Ruído .....	72
5.4	Seleção dos Pontos para Medição .....	73
5.5	Procedimentos de Medição.....	78
6	SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO CAMPO ACÚSTICO E MAPAS DE RUÍDOS DO AMBIENTE .....	80
6.1	Elaboração do Modelo .....	80
6.2	Simulação do Campo Acústico do Piso dos Geradores da Usina .....	81
6.3	Simulação do ruído em torno da UG01.....	83
6.4	Simulação do Ruído Considerando Duas Unidades Geradoras .....	91
6.5	Simulação do Ruído no Ambiente com Todas as 20 UG(s) .....	97
6.5.1	<i>Especificação das fontes de ruído no modelo global</i> .....	100
6.5.2	<i>Mapa de ruído do ambiente</i> .....	109
7	MODELO DE PREDIÇÃO E CONTROLE DO RUÍDO.....	115
7.1	Absorção na Parede em Frente ao Poço da Turbina da UG01 .....	115
8	CONCLUSÃO .....	122
	REFERÊNCIAS .....	124

## **1 INTRODUÇÃO**

O crescimento industrial acelerado, decorrência natural do sistema capitalista, vem tornando o ambiente de trabalho cada vez mais insalubre. Pagliosa (1999) diz que na indústria os trabalhadores estão expostos, diariamente, a vários agentes, entre eles os físicos (ruído, vibrações, temperaturas extremas, radiações e pressão) e os químicos (gazes tóxicos, vapores, névoa, poeiras e fumos) nocivos à saúde. Assim, dependendo das condições, o trabalho perde seu conceito ideológico de relação do homem com o homem e com o meio, e passa a ser um martírio, à medida que prejudica a saúde geral do indivíduo. Pagliosa (1999) ainda afirma que não há a compreensão completa, por parte dos trabalhadores e da sociedade sobre a importância da questão saúde e de sua capacidade de contribuir para organizar uma força entre eles, para levantar questões como: a influência das condições negativas de trabalho e seu reflexo no meio ambiente e familiar.

Os problemas decorrentes da falta de condições adequadas no trabalho são tantos, que hoje temos um grande número de profissionais dedicados ao estudo da qualidade de vida e da doença nos trabalhadores. O adoecer e o morrer no trabalho não são novos e há pouco controlados no Brasil.

Entre os diversos riscos ambientais nocivos ao trabalhador, podemos destacar, por ser de interesse desta pesquisa, o ruído, um agente físico em grande evidência tanto no ambiente de trabalho quanto no cotidiano dos indivíduos.

### **1.1 Objetivo**

O presente trabalho teve como objetivo desenvolver uma metodologia para a avaliação e predição do campo acústico em ambientes fechados, voltada para aplicações em Usinas Hidrelétricas. Para isso foi desenvolvido um modelo, com auxílio de um software comercial, levando em consideração às características de cada fonte, bem como a característica construtiva do ambiente, a fim de identificar o ruído e estudar o comportamento da propagação do mesmo no campo acústico da usina.

## 1.2 Considerações Gerais

A acústica é o ramo da física que estuda a geração, a transmissão e a recepção das vibrações mecânicas que se propagam em um meio elástico, geralmente o ar. Essas vibrações quando se encontram em uma determinada faixa de frequência podem ser ouvidas, ou seja, são audíveis ao ouvido humano. Essas vibrações percebidas pelo ouvido podem ser chamadas de sons ou ruídos.

O estudo da acústica é uma ciência antiga, existem textos relatando a surdez dos moradores que viviam nas redondezas das cataratas do Rio Nilo, no antigo Egito. Os povos primitivos em geral, associavam diferentes sons à magia e ao sobrenatural. Fohi (30 a.C.), filósofo chinês, ligava a altura dos sons a elementos fundamentais: ar, água, terra, fogo e vento (NEPOMUCENO, 1977).

Há 2.500 anos Pitágoras fez estudos sobre intervalos musicais e suas relações. Foi ele o criador dos conceitos de intervalo de oitavas e suas subdivisões, e a partir disso surgem os conceitos de consonância, dissonância e o significado de escala harmônica. Algum tempo depois dele, Aristóteles (394-332 a.C.) também estudou o som relacionado com a música e produziu uma coletânea de artigos que tratava da propagação das ondas sonoras no ar, cujo título foi traduzido para o inglês como “Sound and Hearing” (NEPOMUCENO, 1994).

As ideias concebidas por Aristóteles permaneceram até a segunda metade do século XVII quando Galileu Galilei (1564-1642) inicia experimentos com o som, agora de forma não exclusivamente com relação à música. Esse cientista descobriu o fenômeno da ressonância, verificando que uma corda pode vibrar pela excitação provocada por outra corda próxima que tenha as mesmas características físicas da primeira. Foi Galileu quem deduziu as leis completas sobre as cordas vibrantes, apesar de que essas leis terem sido atribuídas a Mersenne (1558-1648).

Gassendi (1592-1655), utilizando o disparo de um canhão e de uma espingarda, provou que a velocidade do som independe da frequência (grave ou aguda), contrariando a teoria de Aristóteles que afirmara que um som agudo se propaga com maior velocidade do que um som grave.

Torricelli (1608-1647) matemático e pesquisador científico construiu o primeiro aparelho a vácuo, utilizado por Kircher (1602-1680) para demonstrar que o som não se propaga no vácuo, entre outros experimentos que evidenciaram as diferentes velocidades do som nos sólidos, nos líquidos e nos gases.



Newton (1642-1727) calculou a velocidade do som no ar em 280 m/s (valor abaixo de seus experimentos), o que 70 anos mais tarde foi apontado por Lagrange (1736-1813) como erro de cálculo matemático em que Newton desconsiderara a variação da temperatura. Cerca de 100 anos mais tarde, o matemático francês Laplace (1749-1827) modificou as equações newtonianas chegando ao valor de 320 m/s para a velocidade do som no ar. Helmholtz (1821-1894) e Lord Rayleigh (1842-1919) deram um grande impulso na ciência Acústica que passou a ser vista como é atualmente, tendo seus livros e trabalhos sendo citados por pesquisadores até hoje.

No final do século XIX e início do século XX, uma preocupação com o som dos teatros e com a inteligibilidade dos sons das vozes dos atores impulsionou Sabine (1868-1919) a iniciar os estudos sobre Acústica Arquitetônica. Foi ele quem reformulou o auditório da Universidade de Harvard em 1895, o qual apresentava problemas com reverberação excessiva.

A partir da década de 1930, desenvolveram-se as diversas especialidades em Acústica: a Acústica Fisiológica, a Psicoacústica, a Acústica Médica e a Acústica Arquitetônica, dentre outras. Fletcher e Munson apud Nepomuceno (1994) publicaram estudos sobre a sensibilidade do sistema auditivo frente às diversas frequências audíveis. Isso resultou nas Curvas Isoaudíveis, que ainda são utilizadas para equalizar, através de um gráfico, sons e ruídos nas diversas frequências, demonstrando-se sua equivalência em relação à percepção auditiva pelo ouvido humano.

A partir dos anos 1950, o processo de industrialização cresceu de forma exponencial, trazendo em seu bojo o aumento populacional das grandes cidades e, conseqüentemente, ampliando-se os problemas socioambientais. Assim como a poluição do ar, do solo e da água, causada pela indústria e pela agricultura convencional, também a poluição sonora que afeta a qualidade de vida das pessoas.

Machado (2001) diz que o ruído industrial, prejudicial à saúde do trabalhador, vem sendo considerado um dos maiores problemas de poluição ambiental, o que tem despertado cada vez mais projetos e pesquisas para sua atenuação. O autor continua citando que no Brasil, a poluição sonora industrial tem crescido muito nas últimas décadas, causando gravíssimos prejuízos físicos e psicológicos no homem e abalando o meio ambiente sonoro.

O art. 225 da Constituição Federal consagra que não há mais dúvida que a qualidade sonora é um dos pressupostos essenciais para que o meio ambiente fique ecologicamente equilibrado. Em pesquisa realizada, a Organização Mundial de Saúde (OMS) atestou o

crescimento da poluição sonora no Brasil, tendo sido o país apontado como uma futura nação de surdos.

Por isso, Magrini (1995) destaca que a referida instituição internacional elencou a poluição sonora como uma das três prioridades ecológicas da próxima década, tendo em vista os problemas que podem ser acarretados à saúde e à qualidade de vida da coletividade.

É importante saber que o ruído é um agente nocivo que prevalece se tratando de ambientes de trabalho. Estudos indicam que um trabalhador gasta em média 20% a mais de energia em ambientes ruidosos. As estatísticas do Instituto Nacional do Seguro Social (INSS) comprovam que o ruído tem sido um agente causador de doenças, estresse ocupacional e acidentes. Assim, é de fundamental importância que o ruído esteja controlado no ambiente de trabalho.

A permanência de pessoas em níveis elevados de ruído pode causar comprometimentos orgânicos diversos, como hipertensão arterial, estresse, aumento de tensão muscular e incapacidade de concentração. Também é responsável por distúrbios auditivos temporários e permanentes. A Perda de Audição Induzida por Ruído (PAIR) é a única patologia causada pelo ruído reconhecida pela legislação brasileira. A Norma Brasileira Regulamentadora – NBR 10.152 (NB-95) “Níveis de Ruído para Conforto Acústico” estabelece limites de ruído visando o conforto ambiental. Para avaliação da insalubridade por ruído em locais de trabalho, a Consolidação das Leis do Trabalho - CLT, na Portaria 3.214, NR-15, estabelece os limites de exposição ao ruído para trabalhadores brasileiros, visando protegê-los de danos auditivos.

Chrousos (1996) exemplifica o problema do ruído expondo em seu trabalho que a partir de 70 decibéis (dB) e 50dB, diurno e noturno respectivamente há o aumento significativo da liberação de cortisol (hormônio anti-inflamatório) fato que indica que o organismo está sujeito a profundas alterações hormonais no sistema reprodutor, nas funções de crescimento e da tireoide, no eixo metabólico (acrescentando perda de massa óssea e aumento do tecido adiposo visceral) e na função gastrointestinal e imunológica.

Por lei a empresa deve dar pleno cumprimento à legislação vigente que obriga a elaboração de um programa de saúde ocupacional relacionado ao controle dos riscos físicos, químicos, biológicos e ergonômicos, dentre eles o ruído. É necessário e urgente que as empresas adotem o Sistema de Gestão de Ruído Ocupacional para atender a todas as demandas decorrentes desse conjunto de exigências, (Portaria nº 3214 de 08 de junho de 1978; NR1; NR6; NR7; NR9; NR15; NR17) além de gerenciar de forma integrada todos os procedimentos e subprogramas decorrentes.

Fusinato (2005) explica que para solucionar, ou amenizar os problemas com o ruído, soluções técnicas para diminuição de ruído ambiental requerem o trabalho de cientistas e engenheiros com considerável conhecimento em acústica. Uma vez que muitos problemas requerem ação social ou política, o conhecimento de ciência política, de sociologia e da legislação é também importante.

Diante do contexto apresentado até o momento, este trabalho tem como objetivo propor o desenvolvimento de uma metodologia para avaliação e predição dos níveis de ruído em Usinas Hidrelétricas, utilizando ferramentas que permitam predizer e simular o campo acústico produzido pelas máquinas e equipamentos auxiliares, de forma que a mesma possa ser utilizada para avaliar e fornecer subsídios a respeito dos níveis de ruído do ambiente visando à segurança e conforto de trabalhadores.

O modelo de predição do campo acústico a ser desenvolvido deve reproduzir de forma confiável o comportamento da propagação do ruído no campo acústico da usina, de forma a auxiliar a gestão de ruído ocupacional.

### **1.3 Estudos Relacionados**

Nos últimos anos, com o avanço na área da computação, a modelagem computacional tem sido amplamente utilizada na acústica de salas, com o objetivo de criar modelos de simulação numérica para a propagação do som em recintos fechados. A modelagem dos fenômenos acústicos de propagação, de geração e de recepção do som são objetos de pesquisa em diversos países e a modelagem computacional, através de métodos numéricos, é a principal ferramenta para a análise e validação dos modelos propostos (CHRISTENSEN, 1998; CHUANG; CHENG, 1995). Assim, analisar os métodos numéricos, de modo detalhado, tornou-se uma necessidade, visto que estes têm a capacidade de transportar a realidade física para a linguagem computacional.

Os métodos mais importantes e também os mais utilizados na modelagem numérica de acústica de salas são os de traçado de raios (KULOWSKI, 1985), os das imagens ou das fontes virtuais (DANCE; SHIELD, 1997), os de traçado de cones ou de pirâmides (FARINA, 1995) e os de transição de energia (KRUZINS; FRICKE, 1982; ALARCÃO; COELHO; TENENBAUM, 2000). Porém, as hipóteses em que se baseiam os métodos, nem sempre podem ser verificadas, correta e completamente, utilizando-se apenas um dos métodos numéricos citados acima, visto que a acústica de salas envolve vários fenômenos pertinentes à propagação do som, como reflexão, absorção, difusão, difração, transmissão e interferência.

Por esse motivo, experimentos numéricos incorporando combinações de métodos vêm sendo realizados, originando novos modelos de simulação, que são chamados métodos híbridos (LEWERS, 1993). Essa ideia foi adotada, atualmente, na maioria dos códigos computacionais disponíveis para simulação de acústica de recintos.

A qualidade acústica de salas, principalmente de concertos, auditórios e salas de aulas, é alvo de estudos desde os anos 60 (KUTTRUFF, 1979; BERANEK; MARTIN, 1996; IAZZETTA; KON F; SILVA, 2001). A partir da década de 80, com a aprovação das Normas Regulamentadoras do Ministério do Trabalho, houve a necessidade de se estudar, compreender e controlar mais a fundo o ruído industrial que afetava o trabalhador. Dos anos 90 em diante, a criação de modelos computacionais foi amplamente utilizada na área de acústica de salas, visando elaborar modelos de simulação numérica para a propagação do ruído em ambientes fechados, seja esse ambiente uma sala, um teatro, um galpão ou até mesmo uma indústria.

Atualmente no mercado existem inúmeros softwares que realizam simulações acústicas, como exemplo temos o Odeon (Briel & Kjaer), o Raynoise (LMS) e o CadnaR (Datakustik) onde o principal objetivo é obter resultados reais dos parâmetros de qualidade acústica do ambiente.

Esses softwares utilizam diferentes métodos para o cálculo do mapa acústico, contudo, a validade de um modelo está sempre condicionada a um conjunto de restrições que limitam sua aplicação. Em acústica de salas, por exemplo, métodos que apresentam bons resultados para altas frequências podem não apresentar resultados precisos em baixas frequências, e vice versa.

Resumidamente, a acústica de ambientes fechados diz respeito às investigações, através de medições experimentais, e determinações, através de métodos analíticos ou numéricos, das propriedades acústicas de ambientes fechados. A seguir, são comentados alguns dos trabalhos de estudo do ruído em ambientes industriais, desenvolvidos através de métodos numéricos como o método da fonte imagem, método de traçado de raios e métodos híbridos.

Hodgson (1989), em um trabalho publicado na *Noise Control Engineering Journal*, teve como objetivo avaliar a precisão do modelo de traçado de raios de um galpão industrial, comparando medições realizadas de nível de pressão sonora experimentais com valores obtidos através do modelo, levando em consideração nove fontes sonoras em operação. Para tal o galpão foi modelado respeitando a geometria real da planta, considerando a distribuição dos equipamentos, as posições e as potências sonoras das fontes e o coeficiente de absorção

do ar. Para validar o modelo o autor utilizou diversos coeficientes de absorção das superfícies e densidade dos equipamentos, valores esses escolhidos com base em pesquisas realizadas anteriormente, até que fosse encontrada uma melhor comparação das curvas de propagação sonora medidas experimentalmente e preditas pelo modelo. Os níveis de potência sonora das fontes foram determinados usando a técnica de intensidade sonora por varredura e em cada medição apenas a fonte em teste estava em operação. Como resultado o modelo apresentou uma boa precisão e aproximação dos valores medidos experimentalmente, tanto para pontos próximos das fontes quanto para pontos mais distantes, no entanto possui uma menor acurácia em baixas frequências, muito provavelmente devido aos efeitos dos modos acústicos do galpão, e também apresenta desvios significativos nas regiões de sombra acústica, pois o modelo não leva em consideração os efeitos da difração.

Ondet e Barbry (1989) descrevem o modelo chamado de “Rayscat”, este modelo é baseado na técnica de traçado de raios e leva em conta a geometria real da sala e regiões com diferentes equipamentos como mobiliários, máquinas, etc.. Os resultados experimentais demonstraram a influência da distribuição dos equipamentos nos níveis de ruído obtidos e foram utilizados para validação do modelo “Rayscat”. As conclusões são que as comparações entre os resultados experimentais e os simulados através do modelo “Rayscat” são bastante satisfatórias.

Pleeck e Geest (1995) comentam que as pesquisas no campo da acústica geométrica emergiram em algoritmos híbridos, como a combinação do Método de Traçado de Raios e o Método da Fonte Imagem Virtual, dando origem ao Método de Raios Cônicos (CBM) e ao Método de Raios Triangulares (TBM). Comentam, também, que predições confiáveis são alcançadas com dados de entrada (coeficiente de absorção das superfícies e o nível de potência sonora das fontes). Neste caso, os coeficientes de absorção dos vários materiais foram obtidos de fabricantes e da literatura estudada. Os coeficientes utilizados em predições preliminares foram regulados até uma boa concordância de tempo de reverberação simulado e medido, sendo os coeficientes encontrados na melhor concordância e o mesmo usado nas simulações seguintes.

As principais conclusões foram de que os programas computacionais de predição baseados na acústica geométrica, produzem informações valiosas em forma de mapas de cores, forçando o projetista acústico a se comprometer em procurar medidas de controle de ruído com maiores detalhes. Além disso, para aumentar a confiabilidade das simulações por computador das várias opções de controle de ruído, os dados de entrada devem ser conhecidos com a maior precisão possível.

Souza (1997) estudou o comportamento acústico de uma sala retangular mobiliada e duas fontes sonoras, através de três modelos, em que um foi baseado na teoria de campo difuso, outro no Método da Fonte Imagem Virtual e outro em um Método Híbrido de Traçado de Raios Acústicos. O objetivo foi de estudar estes métodos para utilizá-los na solução de problemas reais existentes em escritórios, fábricas e outros ambientes que apresentavam níveis significativos de ruído.

Christensen e Foged (1998), utilizando os softwares comerciais Odeon 3.0 Industrial e Odeon 3.0 Combined, apresentam uma extensão dos métodos de modelagem de acústica de salas, calculando um modelo computacional de um ambiente industrial operando com grandes máquinas. Neste caso foi modelado um corredor de turbina de uma planta de geração de energia na Dinamarca, com duas turbinas instaladas e em operação. Foram comparados os resultados utilizando primeiramente fontes pontuais e posteriormente fontes planas, adicionadas como fontes para as principais partes das turbinas. Os melhores resultados obtidos foram para a modelagem das fontes sonoras como fontes planas.

Rindel (2000) diz que, após anos de desenvolvimento, os modelos computacionais da acústica geométrica tenderam cada vez mais para os métodos híbridos combinando as melhores características dos modelos da fonte imagem e dos modelos de traçado de raios, levando a consideráveis reduções de tempos de cálculo e simulações. Rindel diz que atualmente os modelos computacionais de acústica de salas têm grandes vantagens em comparação com modelos em escala reduzida, se tornando ferramentas confiáveis e eficientes para consultorias acústicas.

Svensson (2008) diz que técnica híbrida, utilizando o método de traçado de raios e o método da fonte imagem, foi um importante trabalho apresentado por Vorländer (1989). Zhang (2005), em sua dissertação, discute que, devido à precisão do método da fonte imagem e à velocidade do método de traçado de raios, os algoritmos híbridos foram desenvolvidos, trabalhos como o de Campo, Rissone e Toderi (2000), Howarth e Lam (2000), Xiangyang, Ke-na e Jincai (2002), Funkhouser et al. (2004), Tenenbaum e Camilo (2004) e Jeong, Ih e Rindel (2008), entre outros, comentam suas investigações com algoritmos híbridos.

Sorainen e Kokkola (2000) estudaram a aplicação do software Odeon no controle de ruído em uma carpintaria, com aplicação de painéis acústicos de lã mineral e painéis acústicos de lã mineral com chapa perfurada, instalados em lugares otimizados no teto e nas paredes da carpintaria, e o enclausuramento de uma das três máquinas plainadoras encontradas na carpintaria.

Ávila e Ramalho (2009), apresentaram um artigo sobre a avaliação do ruído em ambientes industriais através de modelos computacionais utilizando o CadnaSAK (antecessor do CadnaR), software de simulação acústica em ambientes fechados. Eles simularam um ambiente industrial fictício com a presença de dois compressores. Eles buscavam realizar uma comparação do impacto do ruído gerado pelos equipamentos sobre os operadores no ambiente industrial. Foram feitos diferentes modelos variando a posição das fontes sonoras assim como o nível da potência dos equipamentos para avaliar diferentes condições industriais.

Magnani (2010) em sua dissertação fez um estudo da atenuação de ruídos por barreiras acústicas situadas em ambientes fechados, e o método de imagem é empregado para considerar as múltiplas reflexões nas paredes do recinto. Para o cálculo da atenuação da pressão sonora de uma barreira acústica, são levados em conta, ainda, os efeitos da reflexão, absorção e transmissão sonora da barreira. Os resultados obtidos no trabalho foram comparados com os de Wang e Bradley (2001), obtendo resultados aproximados.

Nessa área, especificamente em Usinas Hidrelétricas os estudos ainda não estão muito avançados. Trabalhos como “Soluções Numéricas de Controle de Ruído em Usinas Hidrelétricas da CHESF” (CARDOSO, 2010) e “Implantação de Sistema para a Redução de Ruído na Fonte, Motores de Grande Potência, em Atendimento a NR-15 na UHE Engenheiro Sergio Motta (Porto Primavera) – CESP” (PIMENTA; SOARES; VARA; AMORIM; SANTOS), são exemplos de estudos que se assemelham a este trabalho.

Ainda na área de Usinas Hidrelétricas, deve ser citado o trabalho desenvolvido por Mazarini (2013), em seu projeto o autor realizou o mapeamento acústico do piso dos geradores da UHE de Ilha Solteira. Para tal foi utilizado o software CadnaSAK, no qual foram simuladas as vinte unidades geradoras presentes no ambiente bem como seus respectivos reguladores de velocidade. As fontes reais foram modeladas como fontes pontuais e tiveram suas diretividades ajustadas para simular efeitos de barreiras, uma vez que o *CadnaSAK* não apresenta a possibilidade de se trabalhar com barreiras e obstáculos. Como resultado Mazarini (2013) obteve um modelo do mapa acústico em 2D que foi validado através de medições experimentais.

Nessa dissertação foi elaborado o mapeamento acústico do piso dos geradores da UHE de Ilha Solteira, utilizando o software comercial *CadnaR*, tomando como base o trabalho realizado por Mazarini (2013). O software *CadnaR* é a atualização do software *CadnaSAK*, sendo um programa muito mais completo que o seu antecessor. Foi considerado o ruído produzido pelos geradores e equipamentos auxiliares presentes no ambiente em questão, no entanto o grande diferencial desse trabalho foi a elaboração do mapa acústico em 3D, bem

como a inclusão de modelos de simulação/predição do efeito de barreiras e obstáculos na avaliação de possíveis alternativas para a redução do ruído no ambiente. A proposta foi validada comparando medidas experimentais em uma planta real com os valores obtidos nas simulações numéricas e posteriormente poderá ser utilizada para estudar e avaliar áreas sujeitas a níveis excessivos de ruído, simular diferentes formas de ações para a redução de ruído e fazer uma avaliação dos resultados.

#### **1.4 Justificativa**

Em se tratando de saúde do trabalhador os elevados níveis de ruído têm sido um grave problema nos ambientes de trabalho, principalmente nas indústrias. O controle destes níveis de ruído, em muitos casos, requer medidas de engenharia complexas, com custos elevados e que demandam bom planejamento técnico e financeiro. Neste contexto, esse trabalho se justifica pela necessidade do desenvolvimento de metodologias para avaliação e predição do ruído em ambientes internos de usinas hidrelétricas que possam ser usadas para avaliar a distribuição do campo acústico do ambiente bem como a predição e avaliação de possíveis medidas de atenuação dos níveis de ruído, visando dar diretrizes para uma futura estratégia de gestão de ruído ocupacional.



## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo apresenta uma revisão bibliográfica focada em conceitos da acústica, com o objetivo contextualizar o tema abordado no que se refere a fundamentos essenciais a serem compreendidos e analisados posteriormente.

### 2.1 Fundamentos da Acústica Aplicados ao Ruído

Kinsler et al. (1982) define acústica como sendo a ciência que estuda a geração transmissão e recepção de energia em forma de ondas vibratórias.

Bistafa (2006) diz ainda, que além da geração, transmissão e recepção das ondas vibratórias, acústica é a ciência que se preocupa com os efeitos produzidos por elas.

#### 2.1.1 Definição de Som e Ruído

Sons são vibrações de moléculas de ar que se propagam a partir de estruturas vibrantes e que são transformadas em uma forma de sensação quando nos chegam até os ouvidos. Essa sensação pode ser classificada como som ou como ruído. Em princípio, “ruído é um som sem harmonia, em geral de conotação negativa” (BISTAFA, 2006).

A definição de som segundo a Norma NBR 12179 (ABNT, 1992, p.1) é: “toda e qualquer vibração ou onda mecânica que se propaga num meio dotado de forças internas (P. Ex.: elástico, viscoso, etc.), capaz de produzir no homem uma sensação auditiva”.

Gerges (2000) descreve o som como uma forma de energia que é transmitida pela colisão das moléculas do meio, umas contra as outras, sucessivamente. Portanto, o som pode ser representado por uma série de compressões e rarefações do meio em que se propaga.

Nepomuceno (1994) complementa a definição de som como sendo uma vibração mecânica que se propaga num meio elástico, desde que as frequências que a compõe estejam situadas dentro de uma faixa audível, a qual se situa entre 16 e 20 Hz, até 20.000 Hz. Sons abaixo de 16 Hz são chamados infrassons e acima de 20.000 Hz, ultrassons.

Para Harrington (2000) da Universidade Brunel (Reino Unido), a grandeza que chamamos de som resulta da transferência de energia de uma fonte para um receptor, equivalente à variação da pressão em um meio elástico.

O som faz parte do dia a dia na vida do homem e apresenta-se, por exemplo, em forma de música, em uma batida na porta, nas ondas do mar, na buzina de um carro, no cantar dos pássaros, etc.

Existem várias definições para ruído. É importante lembrar que um ruído é considerado som, mas o som não é essencialmente um ruído.

Uma fonte sonora pode emitir ondas sonoras de diversas frequências ao mesmo tempo, e quando essas ondas são do tipo aperiódicas, chama-se basicamente este som de ruído (KINSLER et al., 1982).

Segundo Souza, Almeida e Bragança (2006), o ruído é o som que interfere no desempenho das atividades do homem, podendo inclusive ser considerado como uma música que influencia na concentração da pessoa causando incômodo. Os ruídos são considerados como sons vocais, musicais ou aleatórios que excedam os níveis estabelecidos pelas normas, e que possam, dessa forma, prejudicar a segurança, conforto e saúde das pessoas, provocando problemas cardiovasculares, hormonais, estresse, dificuldade de comunicação e concentração. Entretanto, segundo Bistafa (2006), os sons que são classificados como ruídos podem transmitir informações úteis, como problemas em motores e maquinários, entre outros avisos. O ruído também pode ser compreendido como todo som que o receptor não deseja escutar (DE MARCO, 1982).

A definição de ruído segundo a Norma NBR 12179 (ABNT, 1992, p.2) é: “mistura de sons cujas frequências não seguem nenhuma lei precisa, e que diferem entre si por valores imperceptíveis ao ouvido humano”.

Gerges (2000) ressalta que na sociedade moderna muitos sons são desagradáveis e indesejados, e esses são definidos como ruído, no entanto, o efeito do ruído no indivíduo não depende somente das suas características, mas também da atitude do indivíduo frente a ele.

Tecnicamente, alguns autores procuram diferenciar os termos ruído e barulho. Para Nepomuceno (1994) “ruído é um fenômeno audível, cujas frequências não podem ser discriminadas por que diferem entre si por valores inferiores aos detectáveis pelo aparelho auditivo”. Cita como exemplo de ruído o efeito sonoro da chuva, o amassar de um papel celofane e o ruído que se escuta dentro de uma concha do mar. Barulho, ainda segundo esse autor, é todo som indesejável. Os barulhos produzidos por máquinas industriais são chamados de ruído industrial. Esses barulhos apresentam um espectro possível de ser analisado, em que se permite possível tratamento acústico adequado. Entretanto, apesar de o ruído poder ser caracterizado como grave ou agudo, não se pode diferentemente do barulho, proceder-se à análise das suas frequências.

Calixto (2002) define o ruído pela característica de “existência de muitas amplitudes e frequências ocorrendo ao mesmo tempo, de maneira não harmônica, enquanto que o som se caracteriza por poucas amplitudes e frequências, geralmente harmônicas”. Complementa afirmando que tanto o som quanto o ruído só têm sentido quando captados pelo ouvido humano ou pelo ouvido de um animal. O som entra pelo ouvido externo e é conduzido ao ouvido interno, onde as vibrações sonoras são interpretadas pelo cérebro e transformadas em sensações auditivas que caracterizam a percepção classificando aquele som ou ruído.

Souza (2003) relata que as atividades humanas envolvem sempre, por menor que seja, a geração de sons e, por isso mesmo, os ambientes têm como uma das suas características a presença do que denominamos de ruído de fundo. O ruído de fundo tende a ser mais intenso durante o dia e menos nos horários da madrugada. Para que um som possa ser ouvido, é necessário que o seu nível de intensidade esteja acima do nível de intensidade do ruído de fundo. Deve-se sempre ter em mente que, em função das características e posicionamento da fonte, os ruídos gerados podem se propagar pelo ar ou por estruturas sólidas. Se o ruído se origina no ar, ele é chamado de ruído aéreo. Quando os ruídos são resultantes de forças impostas diretamente sobre estruturas, eles podem ser gerados por vibrações em sólidos ou impactos.

Costa (2003) designa como rumores, aqueles sons ou ruídos (sejam musicais, de palavras ou industriais) indesejáveis, devido ao fato de perturbarem a audição dos demais sons que desejamos ouvir, prejudicarem a execução de qualquer outro tipo de atividade humana ou ainda mesmo acarretarem qualquer dano à saúde do homem.

Os rumores caracterizam os ruídos ditos de fundo, que são limitados pelas normas de diversos países (Níveis de Critério de Avaliação – NCA).

Também fornece uma descrição quanto aos tipos de ruído:

- a) **ruído com caráter impulsivo:** quando o mesmo contém impulsos que são picos de energia acústica com duração menor do que 1s e que se repetem em intervalos maiores do que 1s (martelagens, bate-estacas, tiros, explosões, etc.);
- b) **ruído com componentes tonais:** quando o mesmo contém sons puros (apitos, zumbidos, etc.);
- c) **ruídos intermitentes:** uma mistura dos dois anteriores.

Já Leland e Richards (1998) apontam outra classificação:

- a) **ruído contínuo:** com variações de nível desprezíveis durante o período de observação;

- b) **ruído intermitente:** cujo nível cai ao valor de fundo várias vezes durante o período de observação, sendo o tempo em que permanece em valor constante, acima do valor de fundo, da ordem de segundos ou mais;
- c) **ruído de impacto ou impulsivo:** quando apresenta picos de energia acústica de duração inferior a um segundo, por intervalos superiores a um segundo.

Também Brüel e Kjaer (2000), apontam que o ruído contínuo é aquele produzido por alguns tipos de máquinas que operam ininterruptamente, como por exemplo, ventiladores e bombas pneumáticas. Já o ruído intermitente acontece quando uma máquina opera em ciclos, ou quando carros e aviões estão em movimento, fazendo com que o nível de ruído cresça e decresça rapidamente. O ruído proveniente de impactos ou explosões vindas de bate-estacas, britadeiras ou armas de fogo, é chamado de ruído impulsivo.

O ruído industrial é bastante complexo e difícil de ser classificado, isto porque pode obter valores constantes durante as medições, como também pode apresentar picos de energia e também cair até o valor do ruído de fundo durante a medição. O ruído em Usinas Hidrelétricas adapta-se melhor à definição de ruído contínuo, apresentando em momentos isolados alguns picos (marteladas provenientes da manutenção, por exemplo).

### ***2.1.2 Fontes de Ruído***

Segundo Niemeyer e Slama (1998), os automóveis, buzinas, vizinhos que batem portas e ouvem música muito alto, o barulho da fábrica, do clube ou do canteiro de obras são fontes sonoras típicas de ambiente urbano. Já Brown e Lam (1987) comentam que a maior razão para falhas nas informações geradas a partir dos levantamentos e trabalhos que se referem a ruído, é que a natureza do campo acústico de uma área urbana não é algo totalmente compreendido, e isto acaba resultando em uma coleção de dados específicos do local, que não são aplicáveis a outras situações. Qualquer trabalho específico nessa área deve levar em conta características e objetivos locais. O campo acústico urbano é sempre o produto da sobreposição de padrões de ruído resultantes de diferentes fontes encontradas em zonas urbanas.

Segundo o Instituto Obra Prima (2001) apud Maia (2003), as diferentes fontes geradoras de ruído no interior e exterior de edificações, que passam a se propagar de forma livre e constituir a base diversificada de ruídos presentes no ambiente urbano, identificam-se como ruídos provenientes de:

- a) **serviços de engenharia mecânica:** sistemas de ar condicionado e ventilação, sistemas de aquecimento, sistemas de drenagens e suprimento hidráulico;
- b) **serviços elétricos:** iluminação fluorescente com reatores convencionais, iluminação acoplada à ventiladores de teto, iluminação proporcionada por geradores à óleo, transformadores;
- c) **serviços de circulação/deslocamento:** elevadores, escadas rolantes, escadas mecânicas / ambientes duplex;
- d) **serviços de comunicação:** telefones convencionais, telefones celulares, bip's, alarmes em geral;
- e) **peças:** ruído de impacto de caminhada, abrir e fechar portas, movimento de cadeiras e deslocamento de móveis, serviços domésticos – ex: perfuração, aparelhos de reprodução sonora e vídeo, discussões;
- f) **fontes externas:** ruído de tráfego, ruído aéreo, ruído ferroviário, máquinas de manutenção pública, fenômenos naturais.

Fritsch (2006) classifica as fontes de ruído quanto as suas características de mobilidade, direção ou geométricas. Para o autor, se tratando de mobilidade as fontes de ruído podem ser fixas ou móveis, as fontes fixas são as atividades cujo funcionamento implica em produção de ruído, tais como: indústrias, construção civil, bailes funk, bares, boates, templos religiosos. Fontes móveis são os veículos: automóveis, caminhões, motocicletas, aeronaves.

Quanto a sua direção, Nagem (2004) classifica as fontes como omnidirecionais quando a energia sonora se dissipa radialmente e o nível de pressão sonora é o mesmo em todos os pontos a uma mesma distância da fonte, e direcionais quando a fonte apresenta direções preferenciais de radiação. Para Nagem (2004) as fontes sonoras perdem a omnidirecionalidade por apresentarem forma não esférica, ou porque a amplitude e fase das vibrações de suas diferentes superfícies não são uniformes, assim a pressão sonora gerada a uma mesma distância da fonte será diferente em direções diferentes.

Gerges (2000) classifica as fontes, considerando a geometria da mesma, como pontuais simples, lineares, pontuais em linha e planas. Mehta, Johnson e Rocafort (1999) consideram como pontuais as fontes cuja suas dimensões são pequenas se comparadas com a distância ao ouvinte. Isto acontece quando a distância da fonte ao receptor for, aproximadamente, cinco vezes maior do que a maior dimensão da fonte sonora. Já as fontes lineares são aquelas pequenas em uma direção e grandes na outra se comparadas com a distância ao ouvinte. A fonte linear pode ser uma simples fonte, como um longo cano

transportando um fluido turbulento, ou pode ser composta por várias fontes pontuais operando simultaneamente, tal como um fluxo de veículos em uma rua (BRÜEL; KJAER, 2000). Neste caso o som se dissipa cilíndricamente e o nível sonoro é o mesmo para todos os pontos a uma mesma distância do eixo da(s) fonte(s).

As fontes pontuais em linha e as fontes planas são casos especiais. O primeiro acontece quando se tem, por exemplo, uma linha de máquinas idênticas e, o segundo caso, quando se tem a transmissão do ruído através de uma porta, janela ou parede de uma casa (GERGES, 2000).

Uma indústria, por exemplo, pode ser classificada como uma fonte plana, dentro do contexto de um bairro, ou como fonte pontual quando estudada em contexto mais amplo (NIEMEYER; SLAMA, 1998 apud FRITSCH, 2006).

### 2.1.3 Intensidade Acústica

O ouvido humano é capaz de distinguir uma enorme faixa de intensidade acústica, conforme a frequência na qual o som é emitido. Ou seja, a sua percepção é variável em relação a cada uma das frequências sonoras emitidas.

A intensidade acústica  $I$  é a energia  $W$  passando por uma área  $S$  por unidade de tempo (GERGES, 2000), ou seja:

$$I = \frac{W}{S} \quad (1)$$

Onde:

- $I$  é a intensidade acústica medida em Watt/m<sup>2</sup>;
- $W$  é a potência sonora (Watt);
- $S$  é a área de superfície em metros.  $S = 4\pi r^2$  para propagação esférica.

### 2.1.4 Nível de Intensidade Acústica

Como já citado, o âmbito das intensidades sonoras, às quais o ouvido responde, é muito amplo, variando do limiar da audição até o limiar da dor. Por exemplo, para 1 kHz

(1.000 ciclos por segundo) o limiar da audibilidade está situado nos  $10^{-12}$  Watt/m<sup>2</sup>, enquanto que a intensidade na qual o ouvido começa a doer (limiar da dor) é aproximadamente de 1 Watt/m<sup>2</sup> (DE MARCO, 1982). Dessa forma, com uma faixa de valores de intensidade tão extensa, seria realmente muito difícil operar em uma escala linear para representar tais valores.

Por isso, baseando-se nas concepções de Weber e Fechner apud Stevens (1968), e citados por outros autores, de que para se obter incrementos iguais de sensação sonora necessitam-se incrementos exponenciais da excitação, a escala logarítmica decibel (dB) foi adotada para representar a percepção das variações de pressão sonora pela ouvido humano. Assim define-se o nível de intensidade acústica como sendo (GERGES, 2000):

$$NI = 10 \log \frac{I}{I_0} \quad (2)$$

Onde:

- $NI$  é o nível de intensidade acústica (dB);
- $I$  é a intensidade acústica medida em Watt/m<sup>2</sup>;
- $I_0$  é a intensidade de referência =  $10^{-12}$  Watt/m<sup>2</sup>.

Então, quando  $I$  for igual a  $I_0$ , ou seja, quando a intensidade do som estiver no limiar da sensação ( $10^{-12}$ ), o  $NI = 0$  (dB). Se  $I$  for igual ao dobro de  $I_0$ , o nível de intensidade acústica encontrado será de 3dB. Daí depreende-se que, quando a intensidade do som é dobrada, o nível de sensação é aumentado em três decibéis.

### **2.1.5 Nível de Pressão Sonora**

A intensidade acústica é proporcional ao quadrado da pressão acústica, logo o nível de pressão sonora é dado por (GERGES, 2000):

$$NPS = 10 \log \frac{P^2}{P_0^2} = 20 \log \frac{P}{P_0} \quad (3)$$

Onde:

- *NPS* é o nível de pressão sonora (dB);
- *P* é a pressão sonora medida (Pa);
- $P_0 = \sqrt{\rho I_0 c} = \sqrt{415 \times 10^{-12}} = 0,00002 \text{ N/m}^2$  é o valor de referência e corresponde ao limiar da audição em 1000 Hz.

A Tabela 1 mostra uma rápida aplicação das equações (2) e (3) onde o foco principal é exibir a relação de não linearidade entre pressão sonora ( $\mu\text{Pa}$ ), intensidade acústica ( $\text{Watt/m}^2$ ) e o nível de pressão sonora (dB).

Tabela 1 – Relação entre pressão sonora, intensidade e nível sonoro.

Pressão Sonora ( $\mu\text{Pa}$ )	Intensidade Acústica ( $10^{-12} \text{ Watt/m}^2$ )	Nível Sonoro (dB)
200.000.000	100.000.000.000.000	140
63.000.000	10.000.000.000.000	130
20.000.000	1.000.000.000.000	120
6.300.000	100.000.000.000	110
2.000.000	10.000.000.000	100
630.000	1.000.000.000	90
200.000	100.000.000	80
63.000	10.000.000	70
20.000	1.000.000	60
6.000	100.000	50
2.000	10.000	40
600	1.000	30
200	100	20
60	10	10
20	1	0

Fonte: Elaboração do próprio autor

### 2.1.6 Nível de Potência Sonora

Além do *NPS* e *NI*, há uma terceira grandeza acústica importante; o nível de potência sonora *NWS* definida por (GERGES, 2000):

$$NWS = 10 \log \left( \frac{W}{10^{-12}} \right)$$

(4)



Onde:

- $W$  é a potência sonora (Watt);
- $10^{-12}$  é a potência sonora de referência (Watt) análoga à intensidade  $I_0$ .

Harrington (2000) considera importante notar que o Nível de Potência Sonora é uma propriedade inerente da fonte que produz o som. Ela pode ser a mesma em todas as direções (onidirecional) ou pode ter diferentes valores em torno da superfície da fonte.

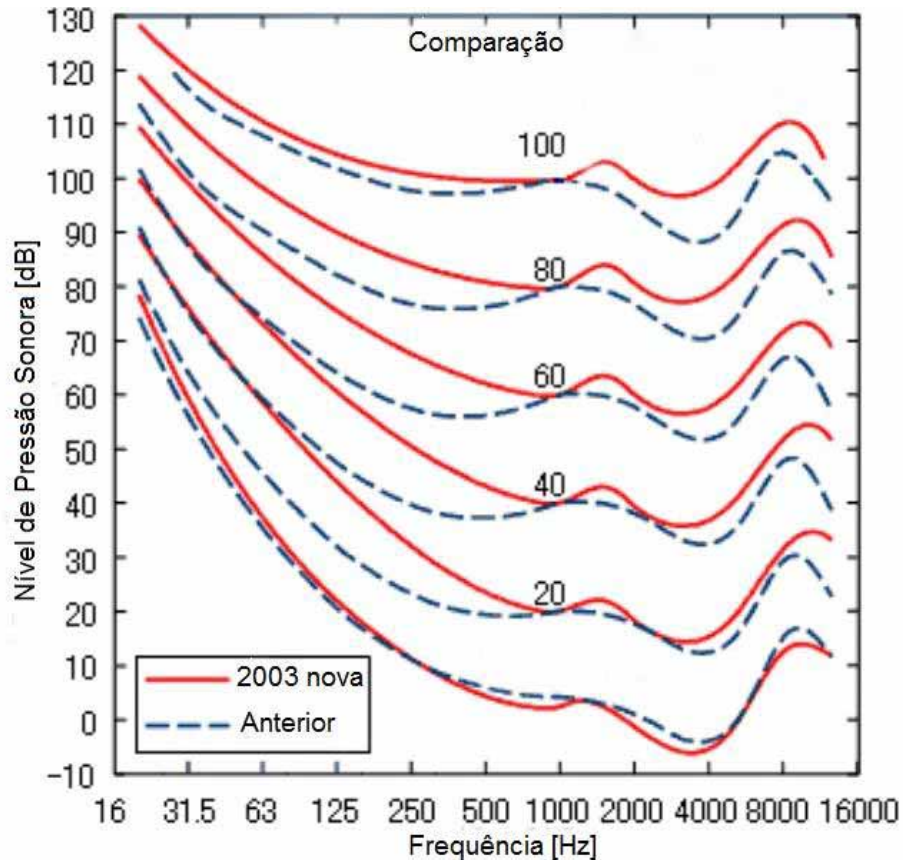
### ***2.1.7 Audibilidade Humana***

O ouvido humano não é igualmente sensível a todas as frequências, entretanto na faixa entre 2 kHz e 5 kHz o ouvido é mais sensível, sendo menos sensível para frequências extremamente baixas ou altas (GERGES, 2000). A Figura 1 mostra uma família de curvas, chamadas de isofônicas, que indicam o nível de pressão sonora necessário, em função da frequência, para dar a mesma audibilidade aparente que um tom de 1000 Hz.

Fletcher e Munson (1933) foram os primeiros a medir experimentalmente a intensidade de tons puros de diversas frequências, a partir de então o nível sonoro do tom puro em 1000 Hz passou a ser a medida do nível de audibilidade e sua unidade foi chamada de *fone*.

Devido à sua importância essas curvas foram normalizadas pela International Organization for Standardization (ISO).

Figura 1 – Curvas de mesmo nível de audibilidade para tons puros



Fonte: Adaptada de ISO (2003)

Visto que o ouvido humano não responde de maneira semelhante a diferentes frequências, circuitos eletrônicos utilizados para modelar o comportamento humano, são padronizados e classificados como A, B, C e D (Figura 2).

Bistafa (2006) classifica tais padronizações como filtros passa-alta com as seguintes características:

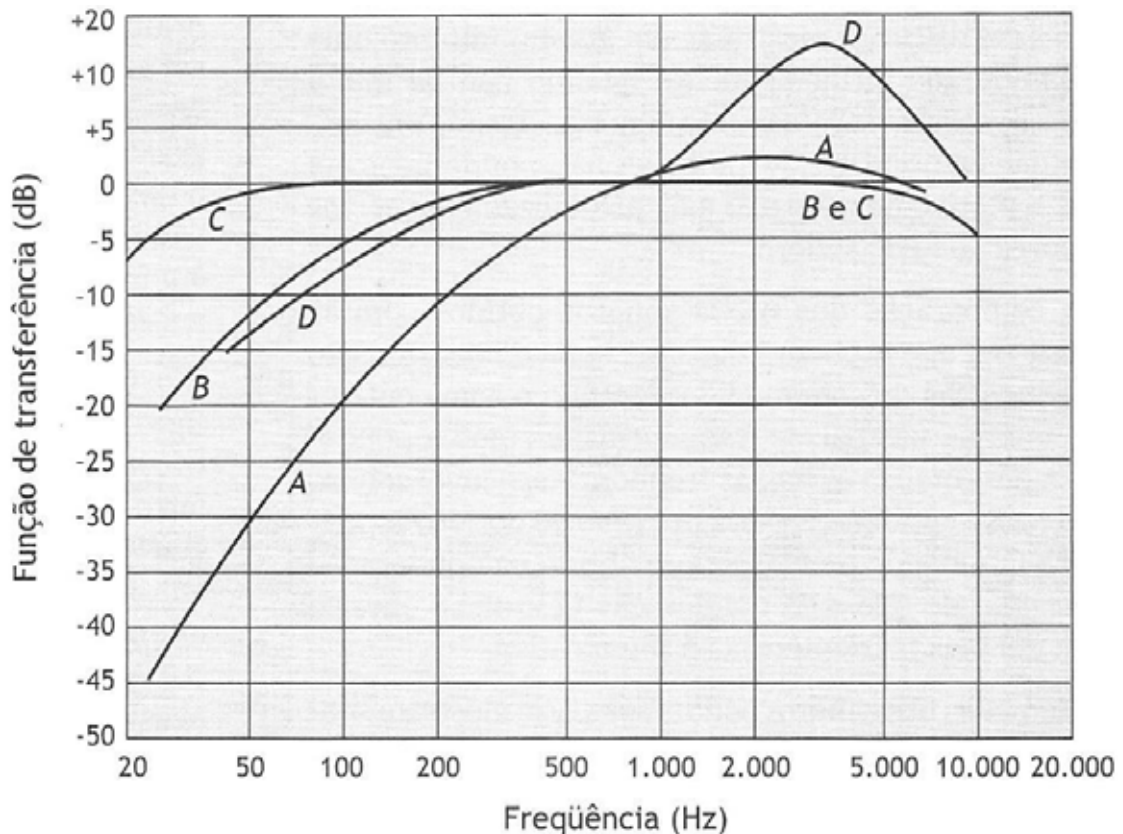
A – aproxima a sensação auditiva correspondente à curva isofônica de 40 fones (desenfatiza baixas frequências);

B – aproxima a sensação auditiva correspondente à curva isofônica de 70 fones;

C – aproxima a sensação auditiva correspondente à curva isofônica de 100 fones;

D – desenvolvida para avaliação de ruídos de sobrevoos de aeronaves (penaliza altas frequências).

Figura 2 – Circuitos de compensação A, B, C e D



Fonte: Bistafa (2006)

Em geral, encontrar nas indústrias de pequeno, médio e grande porte, áreas cujos níveis de ruído estejam dentro dos limites estabelecidos não é uma tarefa fácil, conforme é mostrado por diversas pesquisas: Czuchaj, Sliwinski e Srodecki (2001), Sharma, Mohanan e Singh (1998), Sayed (2011), dentre outros.

Tão importante quanto os níveis de ruído é também o tempo de exposição a que um indivíduo fica exposto. A Tabela 2 mostra os tempos máximos recomendados pela Portaria MTb n.º 3214, de 08 de junho de 1978 da Consolidação das Leis Trabalhistas (CLT, 1978) de acordo com o nível de pressão sonora.

Tabela 2 – Limites de tolerância para ruído contínuo.

Nível de Ruído dB(A)	Máxima Exposição Diária Permissível
85	8 horas
86	7 horas
87	6 horas
88	5 horas
89	4 horas e 30 minutos
90	4 horas
91	3 horas e 30 minutos
92	3 horas
93	2 horas e 40 minutos
94	2 horas e 15 minutos
95	2 horas
96	1 hora e 45 minutos
98	1 hora e 15 minutos
100	1 hora
102	45 minutos
104	35 minutos
105	30 minutos
106	25 minutos
108	20 minutos
110	15 minutos
112	10 minutos
114	8 minutos
115	7 minutos

Fonte: (CLT, 1978)

A exposição em diferentes níveis e com diferentes durações é considerada dentro dos limites permitidos da portaria quando o valor da Dose Diária de Ruído (D), calculada pela Equação (5), não exceder o valor unitário (GERGES, 2000).

$$D = \frac{C_1}{T_1} + \frac{C_2}{T_2} + \frac{C_3}{T_3} + \dots + \frac{C_m}{T_m} \quad (5)$$

Onde:

- $D$  é a dose diária de ruído;
- $C_i$  é o tempo real de exposição a um específico NPS;
- $T_i$  é o tempo total permitido para aquele NPS.

## 2.2 Parâmetros Descritores do Ruído

O campo acústico em ambientes internos é influenciado por diversos fatores e deve, portanto, ser tratado adequadamente. Para isto é necessário utilizar alguns conceitos e equações que tentam expressar com maior precisão os níveis de ruído levando em conta suas variações e direção de propagação. A seguir são apresentados alguns parâmetros importantes para o estudo do ruído.

### 2.2.1 *Nível Total (Global) de Pressão Sonora*

É uma grandeza que fornece apenas um nível em dB sem informações sobre a distribuição deste nível em frequências. Portanto é uma medida global (RMS) simples efetuada com um medidor sonoro (GERGES, 2000).

### 2.2.2 *Nível de Pressão Sonora – Pico*

Este é o pico absoluto do som contínuo, ou seja, o máximo valor medido em um intervalo de tempo (GERGES, 2000).

### 2.2.3 *Nível de Pressão Sonora Equivalente ( $L_{eq}$ )*

O Nível Sonoro Equivalente ( $L_{eq}$ ) é usado para descrever o nível de pressão sonora medido durante um determinado intervalo de tempo  $T$ . É definido como sendo o nível de som contínuo que tenha a mesma energia acústica do som flutuante que está sendo medido num determinado local. O cálculo é feito integrando-se a variação da pressão no tempo, conforme pode ser visto na Equação 6 (GERGES, 2000):

$$L_{eq} = 10 \log \frac{1}{T} \int_0^T \frac{P^2(t)}{P_0^2} dt \quad (6)$$

Onde:

- $T$  é o tempo de integração;
- $P(t)$  é a pressão acústica instantânea;

- $P_0$  é a pressão acústica de referência;
- $L_{eq}$  representa o nível contínuo equivalente em dB(A).

Pode-se adotar qualquer tempo para o período de determinação do  $L_{eq}$ , sendo este definido em função dos objetivos da medição que está sendo realizada. O Nível Sonoro Equivalente ( $L_{eq}$ ) é usualmente utilizado para quantificar níveis de ruído ambiental expressos na curva de ponderação “A”. A Norma NBR 10151 (ABNT, 2000) recomenda o  $L_{eq}$  para análises de ruído em ambientes internos.

#### ***2.2.4 Níveis Percentuais Estatísticos ( $L_n$ )***

Ao se fazer um histograma cumulativo do ruído durante um determinado tempo de exposição, pode-se obter o percentual do tempo que o mesmo esteve acima de certo nível de pressão sonora. Esse parâmetro é de suma importância em medições onde as fontes sonoras possuem intensidades variáveis, como é o caso do ruído em indústrias, fábricas e usinas. O nível percentil pode ser definido como sendo o valor do nível de pressão sonora global, ponderado na curva “A”, para o qual durante n% do tempo de duração da medição, os níveis de pressão sonora registrados ficaram acima dele. Em geral, os níveis percentis de maior interesse em ruídos para ambientes internos são o L90, e o L10, sendo que o L90 pode ser considerado como o ruído de fundo de uma usina hidrelétrica, por exemplo, e o L10 como os picos de ruído durante a medição provindos da manutenção de equipamentos para essa mesma usina (GERGES, 2000).

#### ***2.2.5 Nível de Interferência na Comunicação Verbal***

Em ambientes industriais uma das consequências do excesso de ruído é o aumento de acidentes devido à perda de inteligibilidade na comunicação verbal entre os trabalhadores. As principais variáveis consideradas para a inteligibilidade da fala são o nível geral as vozes e a distância entre o emissor e o receptor (GERGES, 2000).

### 2.2.6 Nível de Poluição Sonora

O nível de poluição sonora é um parâmetro que leva em conta o nível sonoro equivalente ( $L_{eq}$ ) e a magnitude da variação temporal dos níveis. Robinson (1971) propõe o cálculo do nível de poluição sonora pela seguinte equação:

$$LNP = L_{eq} + 2,5\sigma \quad (7)$$

Onde:

- $LNP$  é o limite do nível de poluição;
- $\sigma$  é o desvio padrão da variabilidade do nível de ruído, amostrado durante o período de medição, medido em dB(A).

Na maioria dos casos, o valor de  $LNP$  pode ser aproximado para (GERGES,2000):

$$LNP = L_{eq} + L_{10} - L_{90} \quad (8)$$

### 2.2.7 Diretividade de Fonte

Quanto à sua direção de irradiação de energia as fontes possuem um índice de diretividade. Fontes reais dificilmente irradiam som de forma igual em todas as direções; elas são, por exemplo, limitadas pelo chão.

Gerges (2000) avalia o Índice de Diretividade ( $DI(\theta)$ ) como sendo:

$$DI(\theta) = 10 \log Q_{\theta} \quad (9)$$

$Q_{\theta}$  é o Fator de Diretividade, definido por

$$Q_{\theta} = \frac{I(\theta)}{I} \quad (10)$$

$I(\theta)$  é a intensidade na direção  $\theta$  e a uma distância  $r$  da fonte, descrita por

$$I(\theta) = \frac{P^2(\theta)}{\rho c} \quad (11)$$

Onde:

- $P(\theta)$  é a pressão acústica na direção  $\theta$  e a distância  $r$  da fonte;
- $\rho$  é a densidade do fluido, nesse caso o ar;
- $c$  é a velocidade de propagação da onda no fluido.

Da equação (1) temos que intensidade é igual potência da fonte dividida pela área de superfície e lembrando que intensidade acústica é proporcional ao quadrado da pressão acústica, dessa forma

$$I = \frac{W}{S} = \frac{P^2}{\rho c} \quad (12)$$

Então, retomando a equação (10)

$$Q_{\theta} = \frac{P^2(\theta)}{P^2} \quad (13)$$

Rearranjando as equações (12) e (13) tem-se, para uma fonte em campo livre, o fator de diretividade dado por



$$Q_{\theta} = \frac{P^2(\theta)}{I\rho c} \quad (14)$$

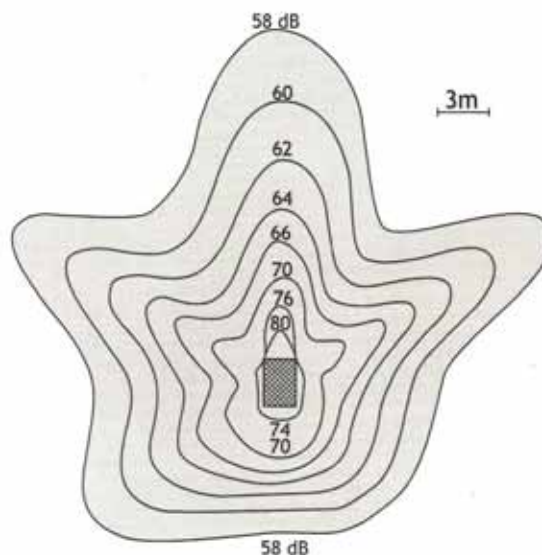
É também usual especificarem-se acusticamente fontes sonoras em termos do nível de pressão sonora a uma certa distância da fonte. O nível de pressão sonora  $NPS(\theta)$  na direção  $\theta$  em campo livre à distância  $r$  e propagação esférica, pode ser então expresso por (GERGES, 2000)

$$NPS(\theta) = NWS + 10 \log \left( \frac{Q_{\theta}}{4\pi r^2} \right) \quad (15)$$

$$NPS(\theta) = NWS + DI(\theta) - 20 \log r - 11 \quad (16)$$

A Figura 3 apresenta um caso típico de Diretividade de fonte, onde são apresentados os contornos de mesmo nível de pressão sonora ao redor de um grande transformador de energia elétrica.

Figura 3 – Diretividade de Fonte



Fonte: Peterson e Gross (1978)

## 2.3 Acústica em Ambientes Fechados

Entender como o ruído se comporta em um recinto fechado é de suma importância para a avaliação do problema do ruído em uma indústria, bem como a elaboração de mapas acústicos e modelos de simulação que representem de forma satisfatória e coerente o campo acústico de um determinado ambiente. A princípio algumas variáveis devem ser compreendidas e estudadas, variáveis como a geometria do ambiente, absorção, reflexão e características das fontes sonoras, assim como as relações de contribuições sonoras estabelecidas entre elas.

### 2.3.1 Propagação do som em campo livre

De acordo com Mehta et al. (1999), o campo livre é descrito como a região do espaço no qual o nível sonoro decai de 6 dB para cada dobro da distância (predominância do som direto da fonte), tal como acontece no espaço aberto, livre de reflexões.

As energias envolvidas na propagação das ondas acústicas em meio fluido são de duas formas, a energia cinética das partículas em movimento e a energia potencial do fluido comprimido, (GERGES, 2000).

A densidade de energia acústica pode ser escrita conforme a Equação 17:

$$\varepsilon = \frac{P^2}{\rho_0 c^2} \quad (17)$$

Onde  $P$  é a pressão sonora efetiva.

A densidade de energia produzida por uma fonte sonora omnidirecional em campo livre é dada por

$$\varepsilon = \frac{W}{4\pi r^2 c} \quad (18)$$

Considerando o efeito da directividade da fonte, a densidade acústica passa a ser igual

a

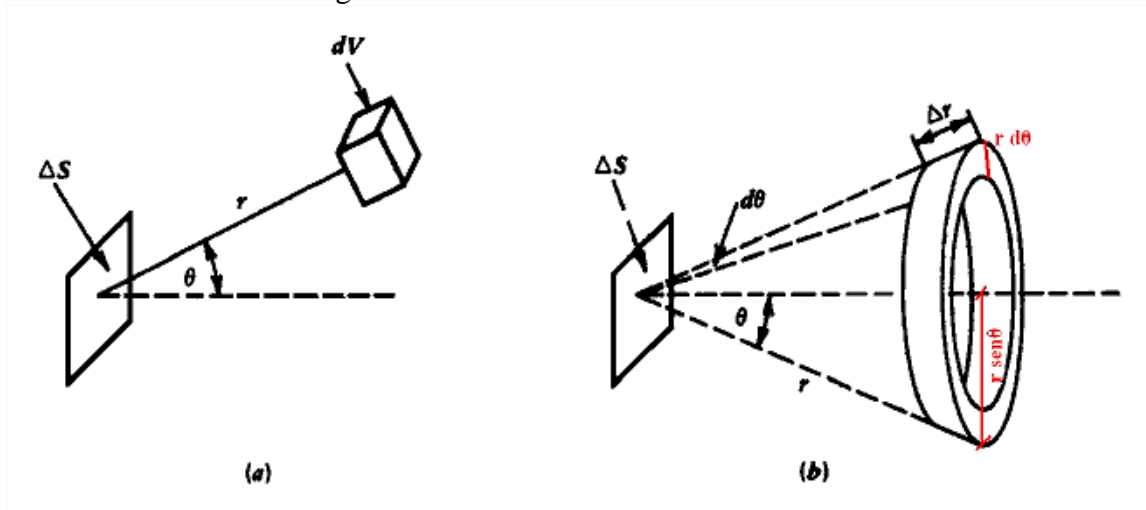
$$\varepsilon = \frac{WQ}{4\pi r^2 c} \quad (19)$$

### ***2.3.2 Propagação do som em campo difuso***

Quando uma fonte sonora, dentro de um recinto, opera continuamente, o que impede que a pressão sonora cresça infinitamente são as absorções das superfícies do ambiente e a absorção existente pelo próprio ar. Usualmente, para a avaliação do som em recintos fechados, desconsidera-se a absorção do ar, desta forma, somente a absorção das superfícies influencia no incremento e no valor máximo da pressão sonora. Em um local com alta absorção sonora, o estado estacionário da energia acústica é atingido rapidamente, nestes ambientes predominam o som direto da fonte. Por outro lado, em ambientes com pouca absorção um tempo bem maior é necessário para que a amplitude da pressão sonora atinja o valor máximo. Nestes ambientes os sons produzidos pelas reflexões são predominantes (KINSLER et al., 1999).

O som produzido pela fonte sonora é emitido em várias direções. Ao atingir uma superfície parte do som é absorvida e parte é refletida. Após inúmeras reflexões a sala torna-se difusa. Exceto nos locais próximos à fontes ou às superfícies absorventes, para efeito de análise, pode-se assumir que a densidade de energia  $\varepsilon$  é a mesma em todo o espaço e todas as direções de propagação são igualmente prováveis. Assumindo esta condição, na Figura 4 Kinsler et al. (1999) estabelece as seguintes relações para determinar a intensidade sonora no campo difuso.

Figura 4 – Elementos de área e de volume



Fonte: Adaptado de Kinsler et al. (1999)

Considerando, para este modelo, que a densidade de energia acústica  $\varepsilon$  é uniforme, a energia acústica presente em  $dV$  é  $\varepsilon dV$ . Sendo que a projeção do elemento de área na esfera de raio  $r$ , é igual a  $\Delta S \cos \theta$  e a área da esfera  $4\pi r^2$ , a razão  $\Delta S \cos \theta / 4\pi r^2$  representa a fração de área com incidência direta da energia  $\varepsilon dV$  incidente em  $dS$  por transmissão direta.

Desta forma, parte da energia em  $dV$  que incide em  $\Delta S$ ,  $\Delta E$  é dada pela Equação 20.

$$\Delta \varepsilon = \left( \frac{\varepsilon dV}{4\pi r^2} \right) \Delta S \cos \theta \quad (20)$$

Supondo, agora que  $dV$  é parte de uma esfera de espessura  $\Delta r$  e raio  $r$  com centro em  $\Delta S$ , tem-se  $dV = 2\pi r \sin \theta \Delta r r d\theta$ , onde  $2\pi r \sin \theta$  é o perímetro da circunferência,  $r d\theta$  a base do anel e  $\Delta r$  a espessura. Desta forma, a Equação 20 torna-se:

$$\Delta \varepsilon = \frac{\varepsilon \Delta S \Delta r}{2} \int_0^{\pi/2} \sin \theta \cos \theta d\theta = \frac{\varepsilon \Delta S \Delta r}{4} \quad (21)$$

Considerando que  $\Delta t = \Delta r/c$  é o intervalo de tempo necessário para a energia chegar até a superfície, a Equação 21 pode ser reescrita como:

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{\varepsilon \Delta S c}{4} \quad (22)$$

Logo a razão  $d\varepsilon / dt$  por unidade de área é dada por:

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{\varepsilon c}{4} \quad (23)$$

Se a absorção total das superfícies da sala é  $A$ , a parte da energia absorvida é definida por  $A\varepsilon c/4$ . A energia absorvida pelas superfícies somada à parcela  $Vd\varepsilon/dt$  é igual à potência gerada na sala. A Equação 24 determina os valores da energia sonora na sala.

$$V \frac{d\varepsilon}{dt} + \frac{Ac}{4} \varepsilon = W \quad (24)$$

Onde:

- $W$  é a potência gerada no ambiente
- $Vd\varepsilon / dt$  é o crescimento de energia dentro da sala
- $A\varepsilon c/4$  é a energia sonora absorvida.

Estabelecendo a condição  $t=0$ , a solução da Equação 24 é:

$$\varepsilon = \left( \frac{4W}{Ac} \right) (1 - e^{-t/\tau_E}) \quad (25)$$

Onde:

- $\tau_E = 4V/Ac$  é a constante do tempo

Se o ambiente tem um volume grande e uma absorção total pequena,  $\tau_E$  será maior e um tempo relativamente longo será necessário para que a densidade de energia atinja seu valor limite, portanto a parcela  $(1 - e^{-t/\tau_E})$  da Equação 25 pode ser desconsiderada. Desta forma, a densidade de energia final estabilizada é dada por:

$$\varepsilon(\infty) = \frac{4W(\infty)}{Ac} \quad (26)$$

A partir da Equação 26, estabelece-se a relação abaixo entre pressão sonora e potência sonora, no estudo estacionário, onde  $t > 4V/Ac$ :

$$W(\infty) = \frac{\overline{P^2}A}{4\rho c} \quad (27)$$

Onde:

- $\overline{P^2}$  é a pressão acústica média quadrática

A partir da Equação 17, a densidade de energia do campo reverberante é igual a:

$$\varepsilon(\infty) = \frac{P_r^2(\infty)}{\rho_0 c^2} = \frac{4W(\infty)}{Ac} \quad (28)$$

Onde:

- $P_r$  é a pressão sonora no campo reverberante e
- $A$  é a absorção total do ambiente, definida como  $S \cdot \bar{\alpha}$ , sendo  $\bar{\alpha}$  o coeficiente de absorção médio das superfícies do ambiente.

A potência sonora definida na Equação 27 é a potência sonora remanescente após as primeiras reflexões (REYNOLDS, 1981). Portanto:

$$W(\infty) = W(1 - \bar{\alpha}) \quad (29)$$

Onde:

- O fator  $(1 - \bar{\alpha})$  representa a influência da absorção na potência do campo reverberante

Desta forma, a densidade sonora no campo reverberante torna-se:

$$\varepsilon(\infty) = \frac{4W}{Rc} \quad (30)$$

Onde:

- $R$  é a constante de absorção da sala igual a  $\frac{S\bar{a}}{1-\bar{a}}$

Kinsler (1999) ressalta que este modelo se aplica somente para o caso de campo sonoro difuso e, portanto, existem algumas limitações. A equação (24), só poderá ser utilizada quando houver decorrido tempo suficiente para acumular reflexões que caracterizem o campo reverberante. O modelo descrito acima não pode ser aplicado, por exemplo, em ambientes com geometria esférica, uma vez que nestes ambientes as ondas sonoras são refletidas para o centro do ambiente, não mantendo a condição de campo sonoro difuso.

### **3 LEGISLAÇÕES, RESOLUÇÕES, NORMAS E CONSEQUÊNCIAS DO RUÍDO**

Por se tratar de problema social difuso, a poluição sonora deve ser combatida pelo poder público e pela sociedade; individualmente, através de ações judiciais, ou coletivamente, através da ação civil pública (Lei 7.347/85) para garantia do direito ao sossego público, o qual está resguardado pelo artigo 225 da Constituição Federal. Na legislação ambiental, a poluição é definida no art. 3, parágrafo III, da Lei 6.938/81, como a degradação da qualidade ambiental resultante de atividades que, direta ou indiretamente, prejudiquem a saúde, a segurança e o bem estar da população; criem condições adversas às atividades sociais e econômicas; afetem desfavoravelmente a biota; afetem as condições estéticas ou sanitárias do meio ambiente; lancem matérias ou energia em desacordo com os padrões ambientais estabelecidos.

A Lei 9.605/98, que trata dos crimes ambientais, em seu artigo 54, configura crime “causar poluição de qualquer natureza em níveis tais que resultem ou possam resultar danos à saúde humana...”, o que inclui nesta figura delituosa a poluição sonora pelas consequências que produz. A Lei 8.078/90 do Código do Consumidor proíbe o fornecimento de produtos e serviços potencialmente nocivos ou prejudiciais à saúde (artigo 10), podendo-se considerar como tais os que produzem poluição sonora.

A Federação, os Estados e os Municípios brasileiros vêm enfatizando, nas últimas décadas, a necessidade da preservação do meio ambiente, com o intuito de melhorar a qualidade de vida da população. Para isso, têm estabelecido normas, leis e regulamentações que buscam fiscalizar e controlar as intervenções do homem no meio ambiente (NAGEM: 2004).

Esse capítulo aborda as principais normas relacionadas ao ruído, utilizadas de forma direta ou indiretamente para a avaliação e medição do mesmo, também descreve quais os efeitos causados no corpo humano pelo ruído.

#### **3.1 A Organização Mundial de Saúde – OMS**

A Organização Mundial de Saúde recomenda que em áreas residenciais o nível de ruído não ultrapasse os 55 dB(A). No caso de existirem residências às margens de rodovias de tráfego intenso, faz-se necessário uma redução do nível sonoro da ordem de 20 a 30 dB(A).

De acordo com o órgão, níveis sonoros de cerca de 50 dB(A) podem incomodar, mas o organismo se adapta facilmente a ele. A partir de 55 dB(A) pode haver a ocorrência de estresse leve, acompanhado de desconforto. O nível de 70 dB(A) é tido como o nível do



desgaste do organismo, aumentando os riscos de infarto, derrame cerebral, infecções, hipertensão arterial e outras patologias. A 80 dB(A) ocorre a liberação de endorfinas, causando uma sensação de prazer momentâneo. Já a 100 dB(A), pode haver perda da audição permanente.

### **3.2 Resoluções do Conselho Nacional do Meio Ambiente – CONAMA**

A Resolução do CONAMA no. 001 de 08/03/1990, bem como suas atualizações, dispõe sobre níveis sonoros e considera que os problemas dos níveis excessivos de ruído deterioram a qualidade de vida, estando sendo continuamente agravados nos grandes centros urbanos.

Esta resolução resolve que:

- I. A emissão de ruídos deve obedecer aos padrões, critérios e diretrizes estabelecidas nesta Resolução.
- II. Considera prejudicial à saúde e ao sossego público, ruídos com níveis superiores aos considerados suportáveis pela norma NBR-10.151/2000 – *Avaliação do Ruído em Áreas Habitadas visando do conforto da comunidade*, da Associação Brasileira de Normas Técnicas – ABNT.
- III. Projetos de construção ou reforma de edificações não poderá ultrapassar os níveis de ruído estabelecidos pela NBR-10.152/1987 – *Níveis de Ruído para conforto acústico*, da Associação Brasileira de Normas Técnicas – ABNT.
- IV. A emissão de ruídos produzidos por veículos automotores e os produzidos no interior dos ambientes de trabalho obedecerão às normas expedidas, respectivamente, pelo Conselho Nacional de Trânsito - CONTRAN e pelo órgão competente do Ministério do Trabalho.
- V. As entidades e órgãos públicos competentes têm plena autoridade de dispor, de acordo com o estabelecido nesta resolução, sobre a emissão ou proibição da emissão de ruídos produzidos por quaisquer meios ou de qualquer espécie.
- VI. Para os efeitos desta Resolução, as medições deverão ser efetuadas de acordo com a NBR-10.151 - *Avaliação do Ruído em Áreas Habitadas visando o conforto da comunidade*, da ABNT.
- VII. Todas as normas reguladoras da poluição sonora, emitidas a partir da presente data, deverão ser compatibilizadas com a presente Resolução.

VIII. Esta Resolução entra em vigor na data de sua publicação.

### **3.3 Convenção n.º 148 da OIT**

A Convenção n.º 148 da Organização Internacional do Trabalho - OIT, aprovada na 63ª reunião da Conferência Internacional do Trabalho, ocorrida em Genebra em 1977, entrando em vigor no plano internacional em 11 de julho de 1979, sendo aprovada pelo Brasil através do Decreto Legislativo do Congresso Nacional no. 56, de 9 de outubro de 1981, ratificada em 14 de janeiro de 1982 e promulgada pelo poder executivo através do Decreto no. 93.413, de 15 de outubro de 1986, com vigência nacional a partir de 14 de janeiro de 1983, anterior à promulgação, intitulada “Proteção dos Trabalhadores Contra os Riscos Profissionais Devidos à Contaminação do Ar, ao Ruído e às Vibrações no Local de Trabalho”, trata da necessidade de adoção, por parte de seus membros signatários, de critérios para o estabelecimento e a aplicação de limites de tolerância aos agentes físicos e químicos citados em seu título, priorizando a necessidade de eliminar, na medida do possível, tais riscos, além de estabelecer critérios de conduta das autoridades competentes legislativa e executiva (fiscalizatória), no sentido de legislar a fazer cumprir adequadamente os preceitos legais decorrentes dos princípios filosóficos estabelecidos nesta Convenção.

Em termos pragmáticos, a presente convenção abriga, no que se refere ao ruído industrial, a adoção por parte dos membros signatários, de normas que regulamentem a avaliação quantitativa de tal risco à saúde, estabelecendo sanções legais em caso de descumprimento, o que culmina em uma preocupação imposta com a qualidade de vida no trabalho, que, por sua vez e de certa forma, contribui com a diminuição dos índices epidemiológicos de doenças relacionadas à perda auditiva, ao “stress” e à hipertensão, propiciados pela exposição ao ruído industrial.

### **3.4 NBR 10151 – Avaliação do ruído em áreas habitadas – ABNT 2000**

Esta Norma fixa as condições exigíveis para avaliação da aceitabilidade do ruído em comunidades, independente da existência de reclamações. Ela especifica um método para a medição de ruído, a aplicação de correções nos níveis medidos se o ruído apresentar características especiais e uma comparação dos níveis corrigidos com um critério de avaliação que leva em conta vários fatores.

O método de avaliação envolve as medições do nível de pressão sonora equivalente ( $LA_{eq}$ ), em decibels ponderados em "A", comumente chamado dB(A).

O medidor de nível de pressão sonora ou o sistema de medição deve atender às especificações da IEC 60651 para tipo 0, tipo 1 ou tipo 2. Recomenda-se que o equipamento possua recursos para medição de nível de pressão sonora equivalente ponderado em "A" ( $LA_{eq}$ ), conforme a IEC 60804.

O calibrador acústico deve atender às especificações da IEC 60942, devendo ser classe 2, ou melhor. O medidor de nível de pressão sonora e o calibrador acústico devem ter certificado de calibração da Rede Brasileira de Calibração (RBC) ou do Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia (INMETRO), renovado no mínimo a cada dois anos.

Uma verificação e eventual ajuste do medidor de nível de pressão sonora ou do sistema de medição deve ser realizada pelo operador do equipamento, com o calibrador acústico, imediatamente antes e após cada medição, ou conjunto de medições relativas ao mesmo evento.

As medições em ambientes internos devem ser efetuadas a uma distância de no mínimo 1 m de quaisquer superfícies, como paredes, teto, pisos e móveis e devem ser efetuadas nas condições de utilização normal do ambiente, isto é, com as janelas abertas ou fechadas de acordo com a indicação do reclamante.

O nível de critério de avaliação (NCA) para ambientes externos está indicado na Tabela 3.

Tabela 3 – Nível de critério de avaliação NCA para ambientes externos, em dB(A)

Tipo de áreas	Diurno	Noturno
Áreas de sítios e fazendas	40	35
Área estritamente residencial urbana ou de hospitais ou de escolas	50	45
Área mista, predominantemente residencial	55	50
Área mista, com vocação comercial e administrativa	60	55
Área mista, com vocação recreacional	65	55
Área predominantemente industrial	70	60

Fonte: (ABNT, 2000)

Os limites de horário para o período diurno e noturno da Tabela 3 podem ser definidos pelas autoridades de acordo com os hábitos da população. Porém, o período noturno não deve

começar depois das 22h e não deve terminar antes das 7h do dia seguinte. Se o dia seguinte for domingo ou feriado o término do período noturno não deve ser antes das 9h.

O nível de critério de avaliação NCA para ambientes internos é o nível indicado na Tabela 3 com a correção de menos 10 dB(A) para janela aberta e menos 15 dB(A) para janela fechada.

### **3.5 NBR 10152 – Níveis de ruído para conforto acústico – ABNT 1987**

Esta Norma fixa os níveis de ruído compatíveis com o conforto acústico em ambientes diversos, são eles: hospitais, escolas, hotéis, residências, auditórios, restaurantes, escritórios, igrejas e locais para esporte, referenciando a NBR 10151 (ABNT, 2000) como Norma complementar.

Níveis superiores aos estabelecidos na norma são considerados de desconforto, sem necessariamente implicar risco de dano à saúde.

### **3.6 NBR 12179 – Tratamento acústico em recintos fechados – ABNT 1992**

Esta Norma fixa os critérios fundamentais para execução de tratamentos acústicos em recintos fechados, referenciando a NBR 10152 como Norma complementar.

A Norma apresenta um roteiro para o desenvolvimento do tratamento acústico e trás em seu anexo, tabelas com valores de isolamento acústico e absorção acústica para diversos materiais.

### **3.7 NHO 01 – Avaliação da exposição ocupacional ao ruído**

A Coordenação de Higiene do Trabalho da FUNDACENTRO publicou, em 1980, uma série de Normas Técnicas denominadas anteriormente Normas de Higiene do Trabalho - NHT, hoje designadas Normas de Higiene Ocupacional - NHO.

Este procedimento técnico faz parte da Série de Normas de Higiene Ocupacional (NHO's) elaborada por técnicos da Coordenação de Higiene do Trabalho da FUNDACENTRO, por meio do Projeto Difusão de Informações em Higiene do Trabalho, 1997/1998.

Esta Norma Técnica tem por objetivo estabelecer critérios e procedimentos para a avaliação da exposição ocupacional ao ruído, que implique risco potencial de surdez ocupacional.

A Norma aplica-se à exposição ocupacional a ruído contínuo ou intermitente e a ruído de impacto, em quaisquer situações de trabalho, contudo não está voltada para a caracterização das condições de conforto acústico.

### **3.8 Efeitos do Ruído e de Vibrações no Homem**

O ouvido humano é o mais sofisticado sensor de som. Devido à deterioração do sistema auditivo por exposição prolongada ao ruído, é necessário que se tenha conhecimento sobre os efeitos de ruídos e vibrações tanto no sistema auditivo quanto no corpo humano.

#### **3.8.1 Efeitos Psicológicos**

O som é uma forma de energia que afeta muito mais o homem do que o meio físico. Uma pessoa falando normalmente transporta uma potência média em torno de  $10^{-5}$  Watt, e um grito alto equivale aproximadamente a  $3 \times 10^{-2}$  Watt. Se toda a população de uma grande cidade com dez milhões de habitantes falasse ao mesmo tempo, seria produzida em energia uma potência de  $10^{-5}$  Watt  $\times 10^7 = 100$  Watt, correspondente à potência de uma lâmpada elétrica comum.

Num outro exemplo, se durante uma partida de futebol em um estádio com cerca de 100.000 pessoas fosse possível acumular toda a energia despendida num grito de “*goal*”, ela seria apenas suficiente para aquecer uma xícara de café (GONZALEZ, 1990).

Aguilera (2007) diz que o som ou o ruído são percebidos pelo ouvido humano de uma maneira subjetiva. Para o autor o som de uma música pode acalmar algumas pessoas, trazer paz; pode trazer tristes lembranças, fazê-la sentir-se “*down*”, meio depressiva, ou pode trazer alegria, até mesmo excitação. Um som desagradável, como o raspar de unha sobre um quadro de giz, ou o som do atrito de um instrumento cortando uma superfície de vidro causa arrepio. O som intermitente de água pingando de uma torneira é um incômodo que pode atrapalhar uma boa noite de sono, mesmo a um nível sonoro ainda considerado baixo, por volta de 30 a 40 decibéis.

Aguilera (2007) ainda complementa dizendo que alguns estados psicológicos como depressão, solidão, ansiedade, etc. têm, segundo especialistas dessa área, um tratamento

adequado através da música clássica, sendo até orientado para cada estado específico um determinado compositor. A técnica de relaxamento utilizada pelos praticantes da “Meditação Transcendental” consiste na emissão de um som (mantra), pronunciado apenas mentalmente e que tem como objetivo levar o indivíduo a um estado de concentração profunda.

Segundo João Gualberto Baring, professor de acústica da Faculdade de Arquitetura e Urbanismo e pesquisador do Instituto de Pesquisas Tecnológicas (IPT), a tolerância ao ruído está intimamente ligada à vinculação emocional que o indivíduo tem com a fonte.

Baring exemplifica: “Um cachorro pode incomodar uma rua inteira e causar danos por não permitir um sono tranquilo aos moradores, mas o barulho causado pelo animal não afeta seu dono”, e complementa “Um trabalhador tolera mais o barulho da fábrica que alguém que mora nas redondezas desta”. Nesse mesmo contexto, Aguilera (2007) diz que o mesmo pode acontecer em shows de rock, em que o som pode chegar a níveis superiores à 100 dB podendo prejudicar o aparelho auditivo, no entanto, seu público desconsidera esse fato e libera emoção pedindo “bis” no final.

Calixto (2002) afirma que o ruído este está geralmente associado a uma sensação não prazerosa. A fronteira entre som e ruído não pode ser definida com precisão, pois cada indivíduo apresenta uma reação psicológica diferente ao som ou ao ruído. Isso depende, dentre outros fatores, conforme dito acima, de seu estado emocional, de sua personalidade e de sua relação com esse determinado som ou ruído.

### ***3.8.2 Efeitos Físicos e Fisiológicos***

Por menor que seja a redução na sensibilidade da audição ela já é considerada perda de audição. Com o envelhecimento essa redução acontece de forma natural, principalmente nas altas frequências, essa perda auditiva é chamada de presbiacusia.

Porém, a redução de sensibilidade auditiva não ocorre somente com o passar dos anos no homem, a exposição a altos níveis de ruído por tempos longos danifica as células da cóclea e assim pode contribuir para algum tipo de redução da sensibilidade auditiva. Quando exposto a altos níveis de ruído, um indivíduo pode sofrer a chamada Mudança Temporária do Limiar da Audição (MTLA), principalmente na banda de frequência entre 4 e 6 kHz. Esse efeito é temporário, no entanto, se a exposição ao ruído for repetida antes da completa recuperação, essa perda pode se tornar permanente e não somente nesta faixa de frequências (GERGES, 2000).

A partir de 75 dB(A) as lesões auditivas já podem acontecer, entre 110 e 130 dB(A) verifica-se o aparecimento da surdez nervosa que é irreversível (VON GIERKE; ELDRED, 1993).

Os efeitos extra auditivos também têm sido estudados por pesquisadores de diversas áreas ligadas à acústica. As vibrações provenientes do ruído refletem diretamente também por todo o corpo humano causando uma serie de alterações. Essas alterações aparecem de diversas formas, tais como; dilatação da pupila, aumento da produção de hormônios da tireoide, aumento do ritmo de batimento cardíaco, aumento da produção de adrenalina, reações musculares, contração de vasos sanguíneos, dentre outros (GERGES, 2000).

O funcionamento do sistema imunológico também pode ser afetado pelo ruído, dessa forma dificultando a cura de doenças, ainda pode afetar funções sexuais e reprodutivas, podendo levar a infertilidade e/ou impotência nos homens e alterações no ciclo menstrual na mulher. (VON GIERKE; ELDRED, 1993).

Além disso, o ruído pode ainda causar consideráveis diminuições de produtividade na realização de tarefas intelectuais e físicas. Em situações monótonas ou desinteressantes, o ruído pode ser causar distração, dificultando a concentração. Para o bom desempenho de tarefas é aconselhável níveis de ruído em torno de 55 dB (A) (PIMENTEL-SOUZA, 2000).

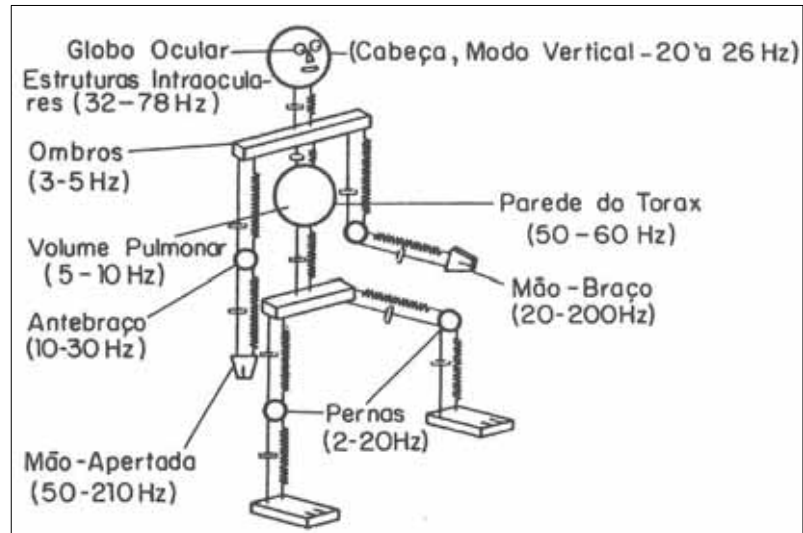
O ruído também causa sérias interferências no sono. Um estudo realizado por Pimentel-Souza (2000) mostrou que, para ruídos de fundo em torno de 65 dB (A), os reflexos protetores do ouvido médio parecem funcionar, o que ocasiona uma maior demora para adormecer. Segundo o estudo do autor, o ideal seria um nível de ruído abaixo de 35 dB(A) para que haja um sono de qualidade.

No que se refere a possibilidades de apresentar problemas do coração, indivíduos constantemente expostos a níveis entre 65 e 70 dB(A) já apresentam 20% a mais de chance que pessoas vivem em áreas com menores índices de ruído (DEN BOER; SCHROTEN, 2008).

Ruídos fora da faixa audível para o ser humano também são prejudiciais à saúde. Vibrações abaixo do limiar da audição podem afetar e danificar o organismo do homem.

O corpo humano pode ser comparado com um sistema mecânico complexo, de múltiplos graus de liberdade. A faixa de frequência na qual o corpo humano apresenta maior sensibilidade está entre 1 Hz e 80 Hz. Na faixa de frequência entre 4 Hz e 8 Hz encontram-se as frequências naturais dos elementos do corpo humano. O corpo é mais sensível à vibrações na direção vertical (GERGES, 2000). A Figura 5 ilustra o corpo humana como sistema mecânico.

Figura 5 – Frequências naturais de partes do corpo humano.



Fonte: Gerges (2000)

A Norma NR-15, Anexo 8, estabelece os níveis máximo de vibração que um indivíduo pode ser submetido, utilizando os dados especificados pelas recomendações ISO 2631/1978.

### 3.9 Critérios para Perda de Audição

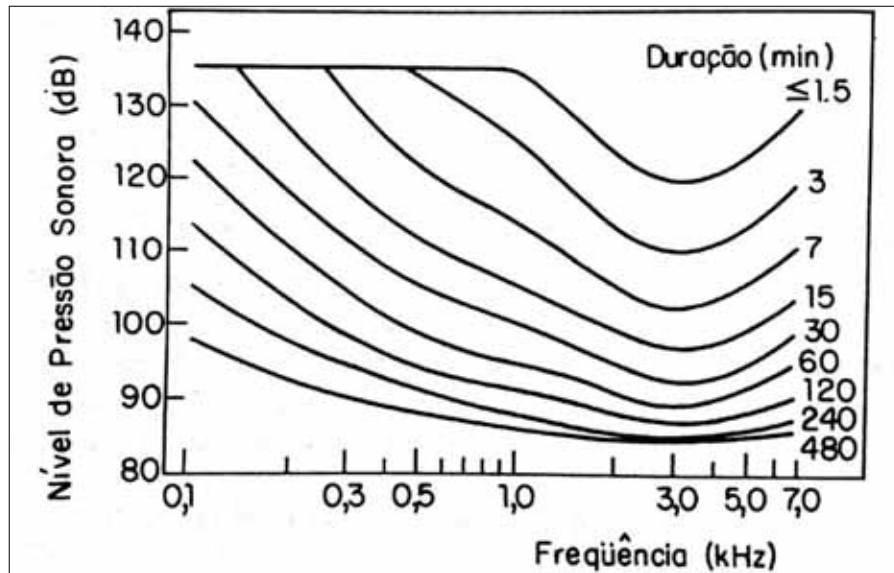
Gerges (2000) cita alguns fatos que são confirmados pela maioria das pesquisas realizadas sobre perda de audição em relação aos níveis de ruído. Dentre eles estão:

- a) a função mais importante do ouvido é ouvir e entender a conversa humana;
- b) dificuldade significativa na recepção de som ocorre para perdas de audição maiores que 25 dB (valor médios nas frequências de 500 Hz, 1 kHz e 2 kHz);
- c) exposição a níveis de pressão sonora abaixo de 80 dB(A), para 90% da população, não causa dificuldade na sensação e interpretação do som;
- d) a perda de audição por exposição a níveis acima de 80 dB(A) depende da distribuição dos níveis com o tempo de exposição e da susceptibilidade do indivíduo.

A Figura 6 mostra a relação desenvolvida por Eldridge e Miller (1969) sobre critérios para perda de audição. Um nível de 85 dB(A) na faixa de 3 kHz para 8 horas de exposição por dia pode ser considerado como limite para perda de audição.



Figura 6 – Níveis de pressão sonora para risco da perda de audição.



Fonte: Gerges (2000)

Um programa de conservação da audição, se feito com entusiasmo e perseverança, e tendo o apoio da gerência da empresa, sindicatos e corpo de segurança e saúde, deve reduzir drasticamente a incidência da perda de audição ocupacional induzida por ruído dentro da indústria.

## 4 MÉTODOS NUMÉRICOS

Os métodos de simulação numérica utilizados atualmente se fundamentam basicamente na teoria da acústica geométrica. De acordo com Tenenbaum e Camilo (2004), a acústica geométrica modela a onda sonora nas médias e altas frequências, admitindo os pressupostos da ótica geométrica, que admite raios acústicos retilíneos irradiados a partir da fonte sonora. Cada um desses raios possui as informações do espectro de potência e da distância percorrida pela onda.

O raio se propaga em linha reta e vai sendo submetido aos efeitos dissipativos causados pela viscosidade do meio, nesse caso o ar, e pelas superfícies de contorno da sala, que incluem fenômenos de absorção, reflexão especular e reflexão difusa. A reflexão especular obedece à lei de Snell, ou seja, o raio incidente, normal à superfície, e o raio refletido pela mesma, estão no mesmo plano, com o ângulo de reflexão igual ao ângulo de incidência.

No entanto, os métodos da acústica geométrica fornecem aproximações bastante aceitáveis que viabilizam o seu processamento em computadores convencionais, já as soluções exatas demandam tempos consideravelmente longos de processamento.

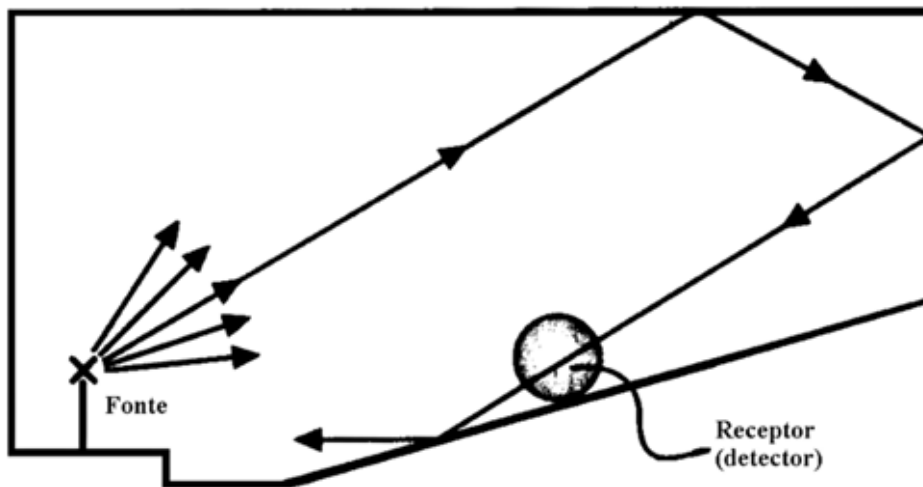
Os modelos de acústica geométrica mais utilizados nos softwares comercializados atualmente são, o Método do Traçado dos Raios, o Método das Fontes Virtuais e a combinação de ambos, denominado Método Híbrido. (FERNANDES JUNIOR, 2005; PORTELA, 2008; VORLÄNDER, 2008).

### 4.1 Método do Traçado de Raios

O Método do Traçado dos Raios (*Ray Tracing Method* – RTM) associa a onda sonora a raios luminosos e a fonte sonora a uma fonte luminosa. Este modelo parte do princípio de que uma fonte sonora irradia o som através de raios com a velocidade do som em diversas direções. A energia sonora de cada raio é a energia sonora da fonte dividida pelo número de raios. Ao tocar uma superfície, o raio é refletido, e devido à absorção da superfície, ele perde parte da sua energia. O raio é refletido diversas vezes até atingir uma energia mínima pré-determinada, quando ele é eliminado. (VORLÄNDER, 2008).

Ao passar por um receptor, a energia do raio e o tempo decorrido desde a sua radiação são registrados. Desta forma, o campo sonoro naquele ponto é a soma das intensidades dos raios que “passam” por ele, ver Figura 7.

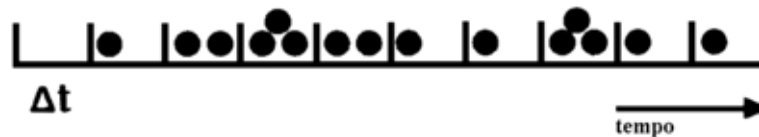
Figura 7 – Traçado dos raios da fonte ao receptor



Fonte: Vorländer (2008)

A resposta ao impulso da sala é determinada a partir da contagem de eventos ocorridos em um intervalo de tempo estipulado. Cada ponto é a energia detectada pelo receptor em função do tempo, desse modo é obtido o histograma dos eventos, Figura 8.

Figura 8 – Histograma



Fonte: Vorländer (2008)

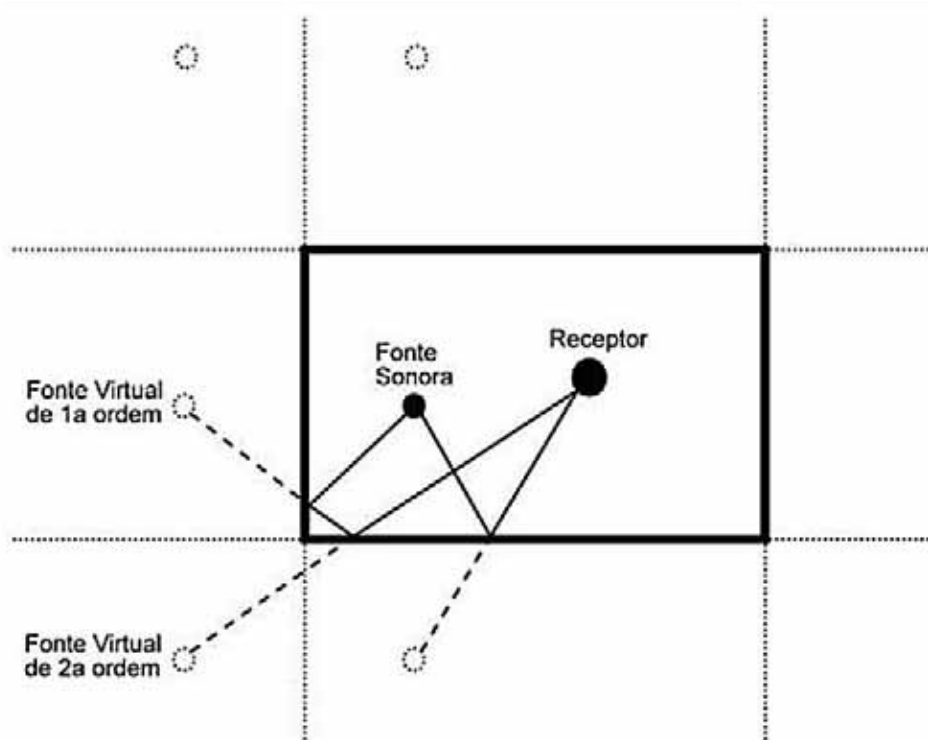
As fontes sonoras são caracterizadas por sua potência sonora e directividade, entretanto no modelo do traçado dos raios utiliza-se apenas a posição da fonte e a direção de referência (no eixo). Para modelar a directividade podem ser escolhidas direções específicas para partículas com densidades de energia diferentes (VORLÄNDER, 2008).

#### 4.2 Método das Fontes Virtuais

A característica importante do método das fontes virtuais é a maneira utilizada para modelar as reflexões do som proveniente de uma fonte sonora. O método considera as

superfícies refletoras do ambiente como espelhos. As fontes sonoras inseridas no ambiente são espelhadas em relação a todas as superfícies, criando as imagens das fontes, sendo estas, fontes virtuais de primeira ordem. As fontes virtuais de primeira ordem são espelhadas novamente e assim sucessivamente, criando fontes virtuais de ordens maiores, Figura 9. A característica especular do ambiente (todos os raios que incidirem com a mesma direção serão refletidos com o mesmo ângulo) permite rastrear o caminho dos raios sonoros da fonte ao receptor, ou o caminho inverso, do receptor para a fonte, (VORLÄNDER, 2008). O processo termina ao se atingir uma ordem prescrita das fontes virtuais.

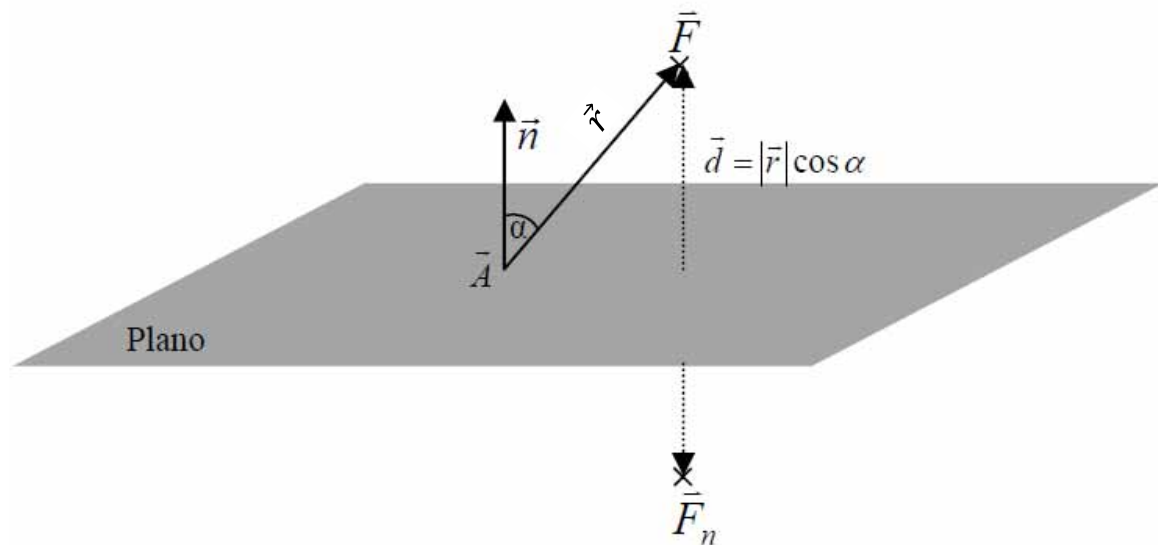
Figura 9 – Esquema das fontes virtuais



Fonte: Portela (2008)

Sendo  $\vec{F}$  a posição da fonte sonora,  $\vec{F}_n$  a posição da fonte virtual,  $\vec{n}$  o vetor unitário normal ao plano da parede e  $\vec{r}$  o vetor entre o ponto no plano,  $\vec{A}$ , e a fonte sonora, o produto escalar de  $\vec{n}$  e  $\vec{r}$  resulta na distância entre a parede e a fonte sonora,  $\vec{d}$ , Figura 10.

Figura 10 – Construção das fontes virtuais



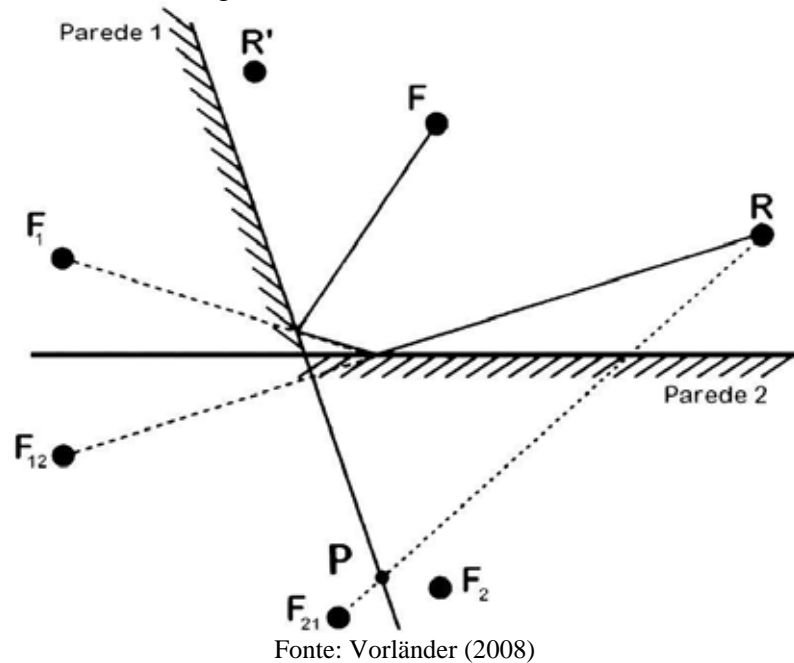
Fonte: Adaptado de Vorländer (2008)

Conhecendo a distância  $\vec{d}$ , se obtêm a posição da fonte virtual, conforme Equação 31.

$$\vec{F}_n = \vec{F} - 2dn \quad (31)$$

Após um conjunto de fontes virtuais serem criadas, um teste chamado de “teste de audibilidade” (VORLÄNDER, 2008), ou “de visibilidade”, deve ser realizado. Este teste consiste em checar a relevância de cada fonte virtual um ponto receptor específico. Para verificar se o receptor é “visível” para uma fonte virtual, traça-se o caminho contrário à propagação do som, ou seja, do receptor para a fonte sonora, passando por toda a cadeia de fontes virtuais criadas, Figura 11.

Figura 11 – Teste de visibilidade.



Na figura,  $F$  representa as fontes virtuais e  $R$  os receptores. Os índices indicam as paredes que refletiram os raios. O número de índices denota a ordem da fonte virtual. Para a programação destas ferramentas é necessário desenvolver procedimentos para criar algoritmos para o teste de visibilidade. Este procedimento é realizado da seguinte maneira: um segmento de reta é traçado entre a fonte virtual e o receptor. Se o ponto de encontro entre este segmento de reta e a linha da última parede a espelhar a fonte estiver dentro dos limites do contorno do ambiente, esta fonte é visível para o receptor, caso contrário não.

De acordo com a Figura 11, o caminho do receptor  $R$  está conectado à fonte virtual,  $F_{12}$ , onde o último índice indica que a última parede a ser tocada foi a parede 2. Portanto, se a interseção entre a linha do caminho do receptor,  $RF_{12}$ , e a linha da parede 2 estiver localizada dentro dos limites do polígono de contorno do ambiente, a fonte virtual  $F_{12}$  é audível para  $R$ . Por outro lado, analisando a fonte  $F_{21}$ , para a qual a parede 1 foi a última a ser tocada, observa-se que esta não é audível para  $R$ , pois a linha  $RF_{21}$  intercepta o segmento da parede 1 fora do polígono que delimita o ambiente (Ponto  $P$ ), (VORLÄNDER, 2008).

O teste de audibilidade prolonga consideravelmente o tempo de processamento computacional do modelo, principalmente quando o ambiente em estudo possui muitas superfícies e geometria irregular, ou então, quando o coeficiente médio de absorção é muito baixo (VORLÄNDER, 2008).

### 4.3 Métodos Híbridos

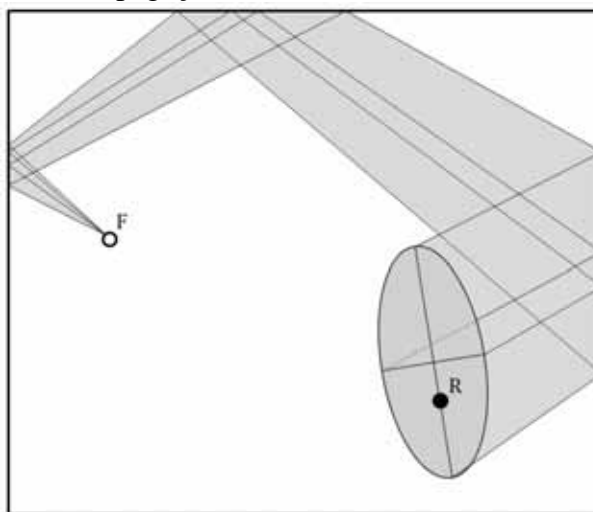
O método híbrido é uma combinação do Método das Fontes Virtuais com o Método de Traçado de Raios, mesclando a natureza determinística, derivadas do método de fonte imagem, com algumas características estatísticas do traçado dos raios (SOUZA, 1997). Desse modo busca reduzir significativamente o tempo de computação, eliminar a maioria das incertezas devido à natureza estatística dos raios presentes no RTM e tentar simular os três fenômenos mais importantes da propagação do som em salas, que são a absorção, a reflexão especular e a reflexão difusa.

Dentre os Métodos Híbridos existentes os mais utilizados como opções para processamento são: Método dos Raios Cônicos (*Conical Beam Method* – CBM) e o Método dos Raios Triangulares (*Triangular Beam Method* – TBM).

#### 4.3.1 Método dos Raios Cônicos

No Método de Raios Cônicos emite-se um grande número de cones com seus vértices na fonte, Figura 12. A propagação dos cones na sala é alcançada pela aplicação de um algoritmo de raios acústicos nos eixos dos cones. Quando um ponto receptor se encontra dentro do volume varrido pelo cone, uma fonte imagem visível é encontrada. Sua contribuição é calculada usando divergência esférica no cone. A vantagem em relação ao método da fonte imagem virtual é que não é necessário o teste de visibilidade.

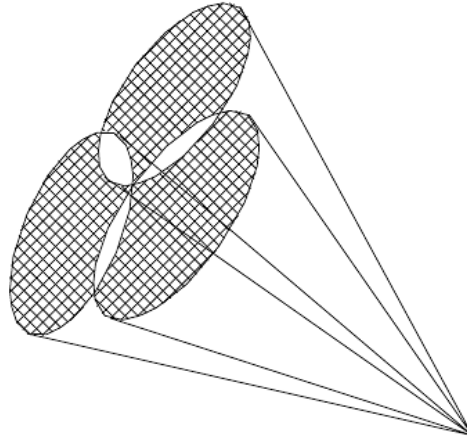
Figura 12 – Propagação de um cone em uma sala retangular.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Segundo Souza (1997), surgem dois problemas. O primeiro problema é típico dos raios cônicos, como os cones não cobrem completamente a superfície da fonte esférica, ocorre o cruzamento das seções circulares dos cones (Figura 13), dessa maneira é necessário utilizar um algoritmo de ponderação de energia recebida que faz com que as múltiplas contribuições produzam na média o nível sonoro correto.

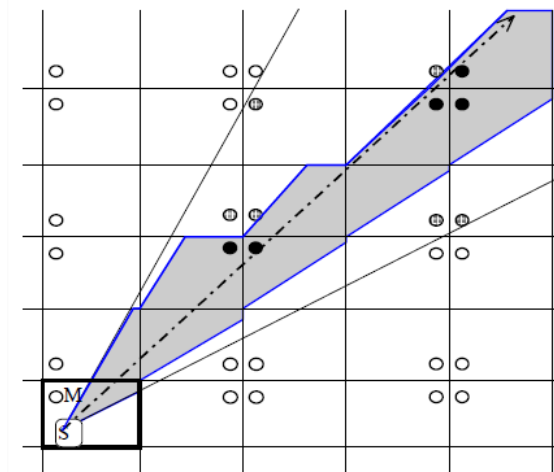
Figura 13 – Sobreposição dos cones



Fonte: Farina (1995)

O segundo problema parte do princípio de que a frente do cone em propagação cresce com o seu afastamento da fonte, com isso aumenta também a chance deste atingir uma aresta da sala. Quando isso ocorre, aparece o efeito chamado de estreitamento do feixe de raios, algumas das fontes imagem visíveis serão associadas com um caminho de reflexão errado e podem, por isso, não ser consideradas, tronando-se fontes imagem perdidas, como mostra a Figura 14.

Figura 14 – Efeito do estreitamento de raios

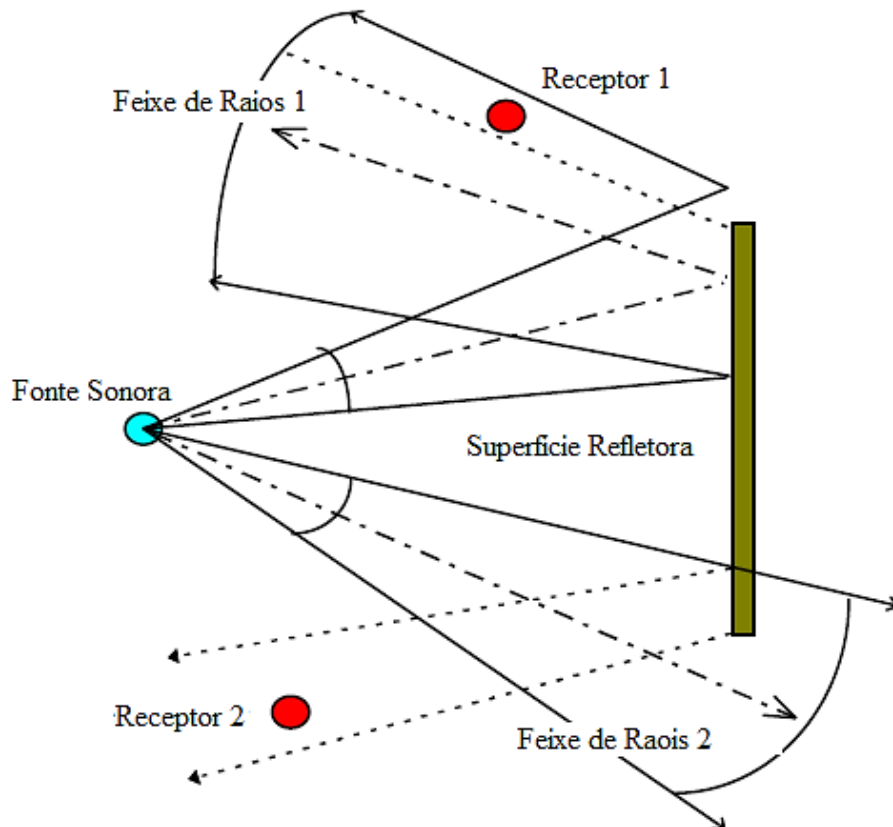


Fonte: Farina (1995)



Por outro lado, algumas fontes imagem falsas podem ser consideradas. Este problema ocorre principalmente nas fontes imagens de ordens elevadas e pode ser reduzido aumentando o número de raios e diminuindo o ângulo sólido do cone. Isto acarreta um maior tempo de processamento computacional, mas as falsas fontes imagem tendem a compensar as fontes imagem perdidas pelo estreitamento dos raios. Na Figura 15 é mostrado o receptor 1, relativo a uma fonte imagem falsa, e o receptor 2, relativo a uma fonte imagem perdida.

Figura 15 – Fonte imagem falsa e fonte imagem perdida.

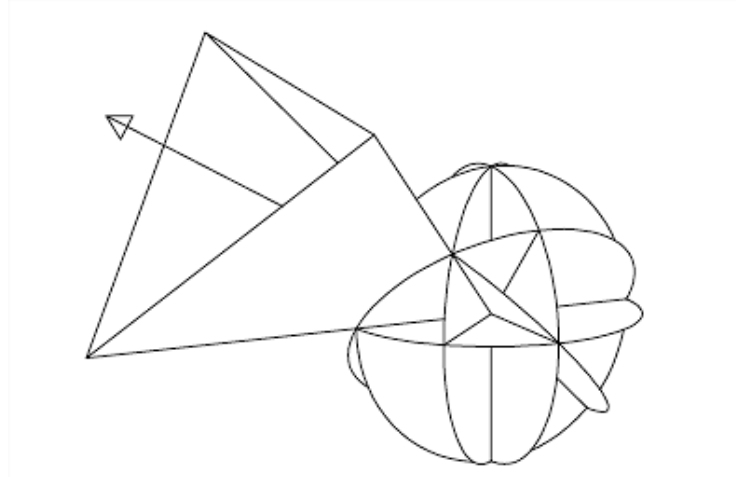


Fonte: Adaptado de Farina (1995)

#### 4.3.2 Método dos Raios Triangulares

O Método de Raios Triangulares é muito similar ao Método de Raios Cônicos, mas, ao invés de emitir cones, pirâmides de base triangular são usadas para discretizar a frente de ondas esféricas Figura 16.

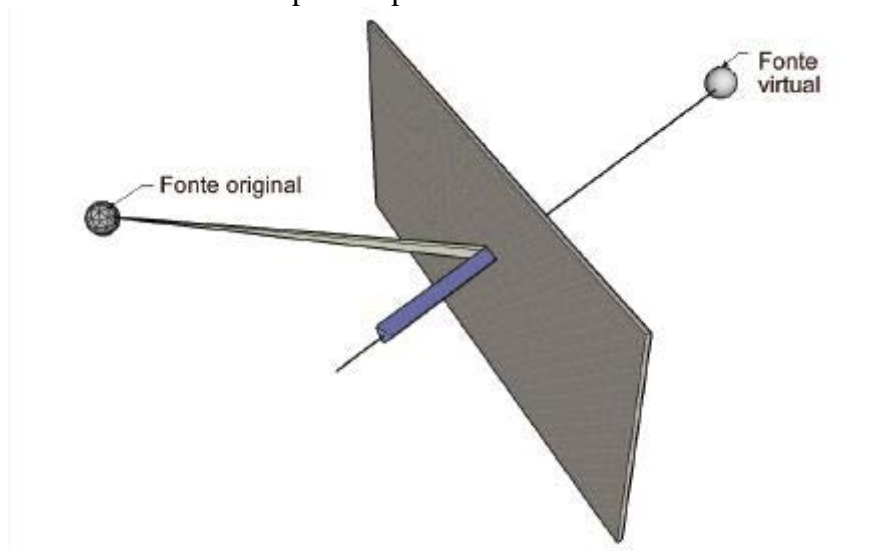
Figura 16 – Fonte sonora emitindo um feixe piramidal.



Fonte: Farina (1995)

Cada feixe, ao encontrar uma superfície interna da sala, cria uma interseção, a partir da qual haverá uma reflexão, representada por uma pirâmide, cujo ápice é dado pelo espelhamento do ápice do feixe original sobre a superfície, Figura 17.

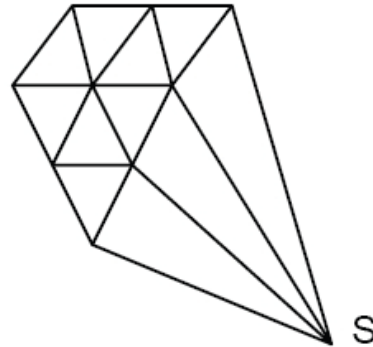
Figura 17 – Fonte original espelhada na superfície, resultando na imagem que representa o ápice da pirâmide refletida.



Fonte: Portela (2008)

O Método dos Raios Triangulares não sofre o problema de superposição de feixes, uma vez que as pirâmides adjacentes cobrem perfeitamente a fonte esférica (Figura 18), assim, não é necessário funções para compensar a sobreposição dos feixes de raios. Já o problema de estreitamento do feixe de raios permanece (SOUZA, 1997).

Figura 18 – Discretização da frente de onda através das bases triangulares das pirâmides.



Fonte: Portela (2008)

O método possui uma vantagem sobre o Método das Fontes Virtuais, pois como cada região do espaço coberta por um feixe representa todos os pontos para os quais uma imagem da fonte está visível, as fontes virtuais de ordens mais elevadas só serão consideradas para os polígonos que são interceptados pelo feixe. Isso reduz forma significativa o número de fontes virtuais a serem consideradas (PORTELA, 2008).

Além dos métodos citados anteriormente existem outras formas de implementação de métodos geométricos (TENENBAUM et al., 2007; MEDRADO; TENENBAUM, 2002; ALARCÃO, 2005).

#### 4.4 Métodos Numéricos no CadnaR

O software *CadnaR*, utilizado nesse trabalho, apresenta três métodos para o cálculo do campo acústico. O primeiro método se baseia no Método da Fonte Imagem Virtual, que o software traz como Método de Imagens em Espelhos, o outro método utilizado é o Método de Traçado de Raios, que é similar ao modelo que o software chama de Modelo de Partícula, nesse método ao invés de raios partículas são emitidas, e por fim um método híbrido que combina os dois métodos. O método híbrido é uma forma de combinação do Método do Traçado de Raios com o Método das Fontes Virtuais. Nesse caso, o Método do Traçado de Raios é usado para pré-selecionar fontes virtuais “audíveis” e acelerar a simulação feita através do Método das Fontes Virtuais; calcular o trecho final da resposta impulsiva e calcular o trecho inicial desta, referente às reflexões que ocorrem de forma difusa. O Método das Fontes Virtuais é então usado somente para calcular o trecho inicial da Resposta Impulsiva, por ser mais preciso na determinação da distribuição das primeiras reflexões.

## 5 METODOLOGIA DE TRABALHO

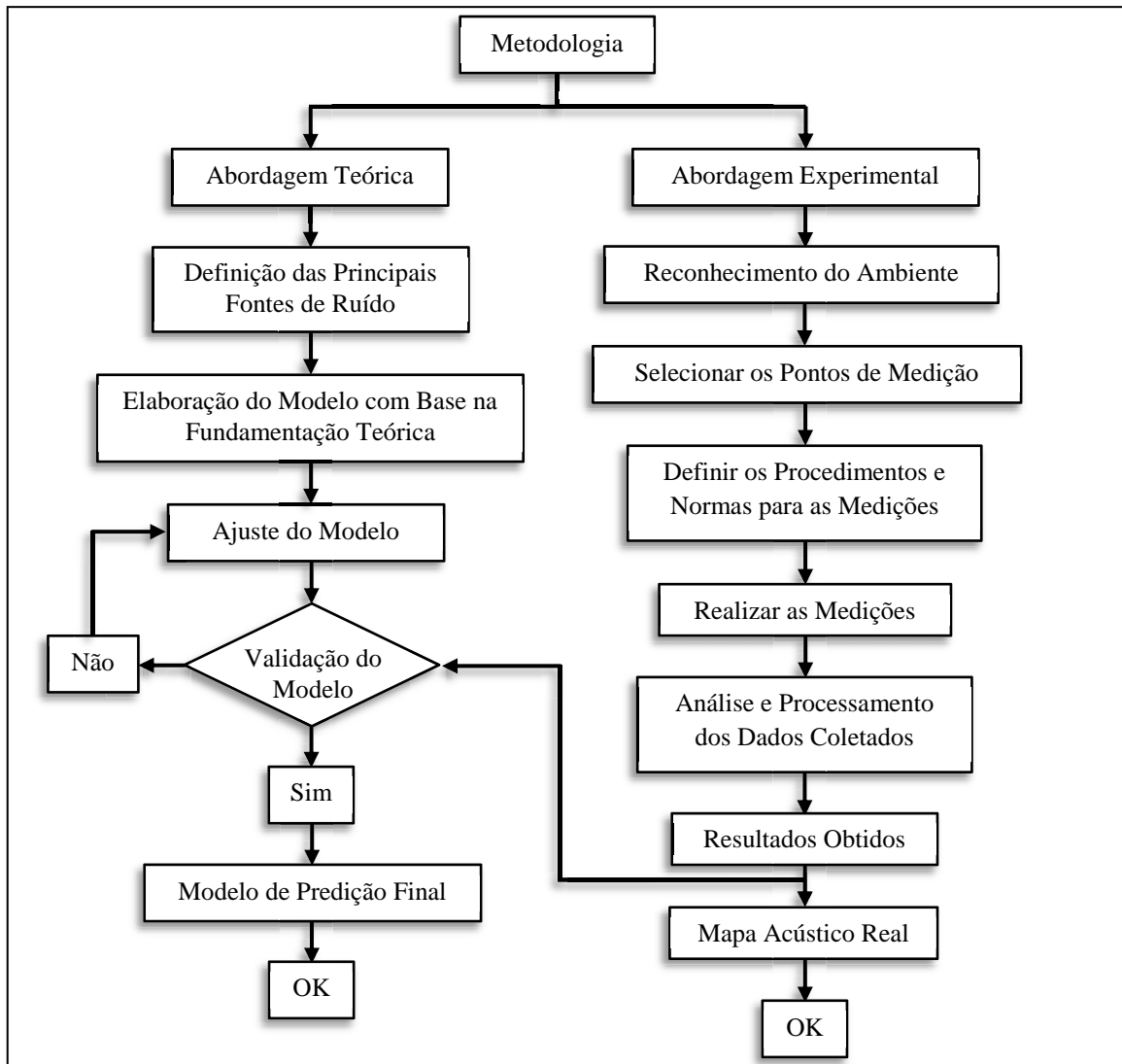
O trabalho consistiu no desenvolvimento e validação de uma metodologia para a obtenção, análise e avaliação do ruído interno em usinas hidrelétricas, usando ferramentas, informações e dados necessários para geração e simulação do mapa acústico do ambiente interno da usina. A presente proposta foi dividida em duas abordagens, uma abordagem teórica e uma abordagem experimental. Cada abordagem prioriza as etapas descritas a seguir.

Na abordagem experimental foi realizada uma avaliação do ambiente, levando em consideração todas as atividades realizadas no local, a fim de identificar as principais fontes de ruído e definição dos pontos de medição para melhor caracterização do campo acústico. Uma vez escolhidos os pontos de medição as medidas foram realizadas de acordo com os procedimentos e normas técnicas para a medição do ruído em ambiente interno.

Na abordagem teórica foi desenvolvido um modelo levando em consideração a distribuição e características das fontes. O modelo de propagação do ruído para o ambiente interno foi elaborado com base na fundamentação teórica, apresentada o item 2, e no estudo sobre métodos numéricos discutido no item 4, utilizando o software *CadnaR*, da empresa alemã *Datakustic*, para o cálculo do mapa acústico do ambiente. O modelo foi validado com um conjunto específico de dados coletados na abordagem experimental.

Para a validação do modelo foi utilizado um conjunto de dados de pressão sonora medidos experimentalmente em pontos diferentes daqueles utilizados no modelo. Esses pontos foram utilizados para realizar comparações ponto a ponto e verificar se existiriam desvios significativos, entre os valores medidos e simulados, que impediriam a validação do modelo de simulação global. A Figura 19 a seguir define resumidamente as etapas das duas abordagens seguidas para a elaboração deste trabalho.

Figura 19 – Fluxograma da metodologia aplicada



Fonte: Elaboração do próprio autor

## 5.1 Equipamentos Utilizados

Os equipamentos utilizados na coleta e análise do ruído no ambiente interno da usina foi um medidor de nível de pressão sonora, um calibrador e os respectivos softwares de processamento e análise, mais especificamente *dBTrait* e *DbBati*. De forma resumida o circuito do medidor é composto por um microfone, peça vital no circuito, sendo sua função a de transformar o sinal de pressão mecânica em um sinal elétrico onde a intensidade da corrente elétrica é proporcional a intensidade da onda sonora. Posteriormente esse sinal elétrico passa por um amplificador que possui a finalidade de aumentar o sinal captado pelo microfone, que passa por um filtro de frequências que separa o sinal elétrico por bandas de frequências, atenuando ou amplificando cada uma. Os medidores têm vários filtros

padronizados pela Norma ISO. Posteriormente o sinal filtrado passa por um circuito integrador que tem como função obter a média da intensidade sonora para um dado tempo de resposta. O tempo de resposta pode ser “lenta”, “rápida” ou “impulso”. Somente então o sinal é mostrado no mostrador do aparelho.

O medidor de nível de pressão sonora utilizado é do tipo 1 e atende às especificações da IEC 60651 que exige a aplicação de medidores do tipo 0 ou tipo 1. O equipamento possui recursos para medição de nível de pressão sonora equivalente ponderado em “A” (LAeq) e um circuito de resposta lenta (*slow*) conforme recomendado pela IEC 60804.

A Figura 20 mostra uma foto do medidor de pressão sonora utilizado da marca 01dB e modelo SOLO SLM.

Figura 20 – Medidor de pressão sonora



Fonte: Elaboração do próprio autor

O medidor de nível de pressão sonora, conforme recomendada a norma, deve ser calibrados antes das medições, o microfone e os circuitos internos se descalibram facilmente com a alteração da temperatura, pressão atmosférica e umidade. A Calibração deve ser realizada com o uso de calibradores acústicos adequados, neste caso em específico, foi utilizado o calibrador acústico da mesma marca do medidor que compõem o sistema de medição utilizado e atende às especificações da IEC 60942 (94dB a 1000Hz), Figura 21.

Figura 21 – Calibrador acústico



Fonte: Elaboração do próprio autor

Ambos o medidor de nível de pressão sonora e o calibrador acústico possuem certificado de calibração da Rede Brasileira de Calibração (RBC). O calibrador utilizado atende os requisitos da Norma NHO 01 que diz que os calibradores, preferencialmente, devem ser da mesma marca que o medidor e, obrigatoriamente, permitir o adequado acoplamento entre o microfone e o calibrador, diretamente ou por meio do uso de adaptador.

## 5.2 A Usina Hidrelétrica de Ilha Solteira

O trabalho teve como vertente o estudo do comportamento do campo acústico no ambiente interno em usinas hidrelétricas, mais especificamente no ambiente que compreende as unidades geradoras de energia. O desenvolvimento do mesmo se deu com base em um estudo de caso onde existe o problema de elevados níveis de ruído, o local escolhido foi o piso dos geradores e piso dos operadores da Usina Hidrelétrica de Ilha Solteira-SP.

A Usina Hidrelétrica de Ilha Solteira é a maior usina da Companhia Energética de São Paulo – CESP e do Estado de São Paulo, e a terceira maior usina hidrelétrica do Brasil. Está localizada no Rio Paraná, entre os municípios de Ilha Solteira (SP) e Selvíria (MS). Em conjunto com a UHE Engenheiro Souza Dias (Jupiá), compõe o sexto maior complexo hidrelétrico do mundo. Sua potência instalada é de 3.444,0 MW e tem 20 unidades geradoras com turbinas tipo Francis. A usina foi concluída em 1978.

É uma usina com alto desempenho operacional que, além da produção de energia elétrica, é de fundamental importância para o controle da tensão e frequência do Sistema Interligado Nacional. Sua barragem tem 5.605 m de comprimento e seu reservatório tem 1.195 km<sup>2</sup> de extensão. O Canal Pereira Barreto, com 9.600 m de comprimento, interliga os reservatórios da Usina Hidrelétrica Ilha Solteira e da Usina Hidrelétrica Três Irmãos,

propiciando a operação energética integrada dos dois aproveitamentos hidrelétricos (Fonte: <http://www.cesp.com.br>). A Figura 22 mostra uma imagem aérea da UHE Ilha Solteira.

Figura 22 – UHE de Ilha Solteira



Fonte: Camargo Corrêa (2012)

O ambiente que engloba as unidades de geração de energia da usina é composto por diversas máquinas e equipamentos ruidosos, diante disso é necessário identificar de maneira mais assertiva o que deve ser levado em consideração na construção do modelo de predição. Os próximos itens apresentam como o ambiente foi caracterizado.

### **5.3 Identificação das Fontes de Ruído**

Uma avaliação prévia foi feita no local de estudo onde foram identificadas as fontes emissoras de ruído através do levantamento das máquinas e equipamentos utilizados no processo produtivo da usina. Nas avaliações e testes identificou-se que no piso dos geradores as principais fontes de ruído estão relacionadas com as unidades geradoras e equipamentos auxiliares. Cada unidade geradora possui um regulador de velocidade associado a ela, sendo que os quatro primeiros reguladores presentes nas quatro primeiras unidades geradoras são diferentes dos demais. Esses primeiros, devido à sua configuração, não foram considerados como fonte de ruído, pois o ruído produzido pelos mesmos era mascarado pelo ruído do seu



respectivo gerador. Já os reguladores de velocidade das demais unidades geradoras possuem características sonoras específicas, diferentes das dos geradores, sendo também considerados como uma fonte de ruído. Embora as vinte unidades geradoras possuam a mesma característica geométrica e construtiva cada uma apresenta um comportamento distinto, sendo necessário análise específica para cada unidade.

Neste caso as fontes foram nomeadas, de acordo com a numeração das Unidades Geradoras, como UG(s) para unidades geradoras (UG01 – UG20) e RV(s) para os reguladores de velocidade (RV05 – RV20) ressaltando que os primeiros reguladores não foram considerados como fonte.

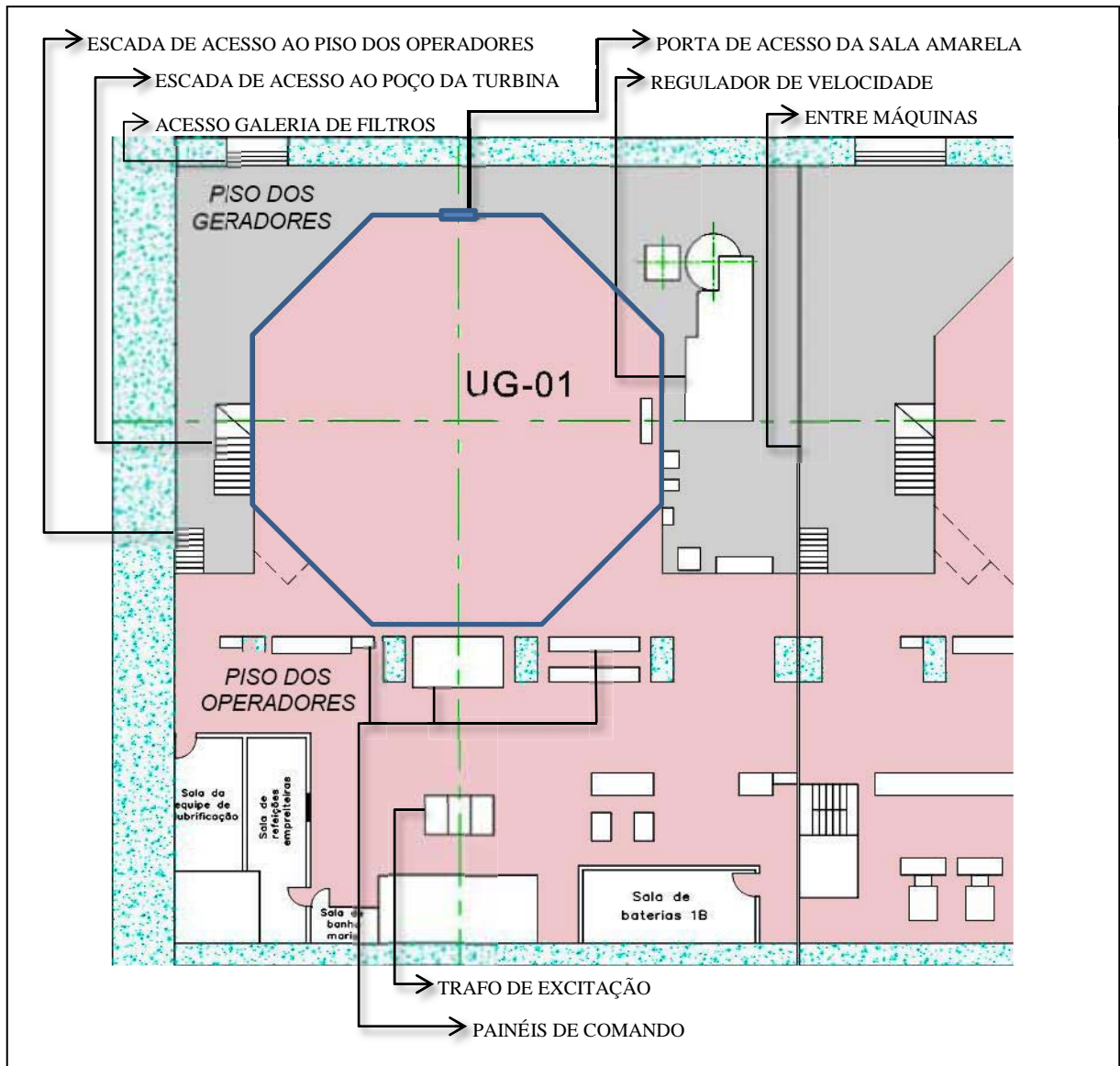
#### **5.4 Seleção dos Pontos para Medição**

A escolha e seleção dos pontos de medição são consideradas de extrema importância para o desenvolvimento e elaboração de modelos acústicos, bem como para a obtenção de dados para a calibração e ajuste do modelo.

A primeira etapa para seleção dos pontos de medição envolve uma análise e uma avaliação do ambiente e de suas características, tendo como base as principais fontes e pontos ruidosos. Esse levantamento evidencia quais os principais pontos a serem observados na modelagem e fornece, a partir das medições realizadas, as informações necessárias para descrever o campo acústico do ambiente, neste caso, o piso dos geradores da hidrelétrica.

Para uma avaliação mais consistente é importante, antes de selecionar os pontos para as medições, conhecer o espaço e os detalhes físicos do ambiente. A UHE de Ilha Solteira, como citado anteriormente, possui 20 Unidades Geradoras (UG(s)) dispostas sequencialmente, todas operando em um espaço que pode ser considerado com um único ambiente, em que as unidades geradoras e respectivos equipamentos auxiliares estão construtivamente expostos de forma que o ambiente pode ser avaliado de forma global. Inicialmente cada UG foi considerada como uma célula, pois apresentam as mesmas configurações geométricas e distribuição de equipamentos, em que a UG e respectivos equipamentos auxiliares podem ser analisados isoladamente e posteriormente inseridos no ambiente como um todo. a Figura 23 mostra a planta baixa com detalhes “do entorno” de uma UG.

Figura 23 – Desenho esquemático de uma UG



Fonte: Elaboração do próprio autor

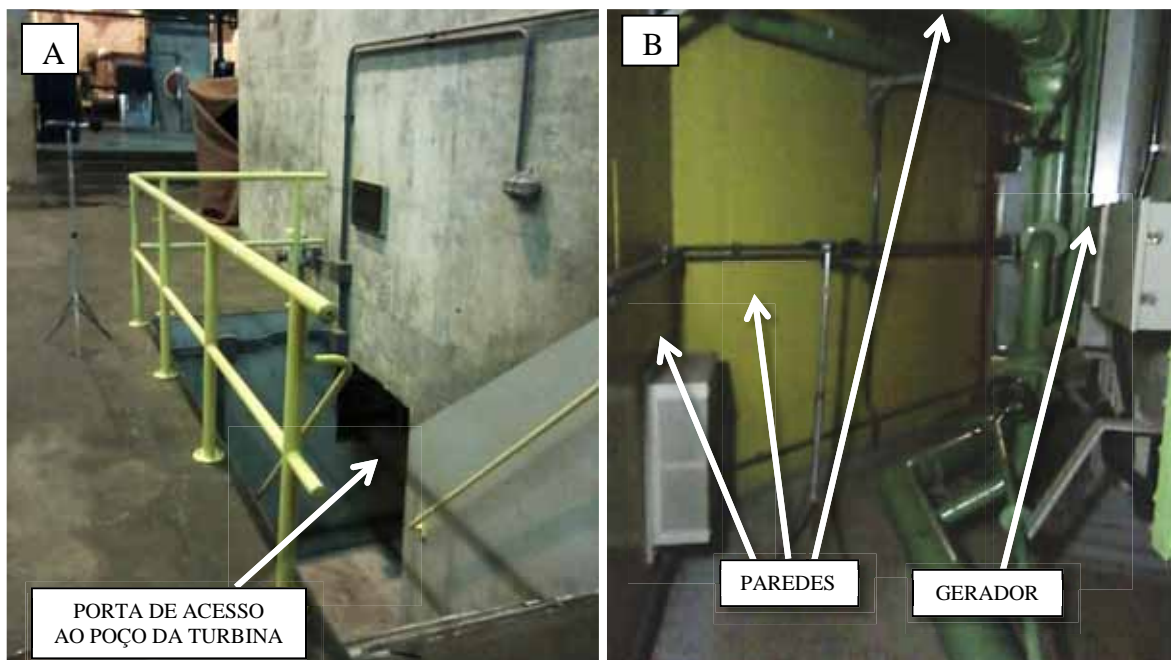
Após a familiarização com a planta real, com o auxílio do medidor de pressão sonora, operando em medição instantânea sem armazenamento, e tomando como base informações antigas sobre medições de ruído apresentadas pela CESP, foi possível determinar os pontos mais importantes a serem medidos. Depois de análises, discussões e novas medições, foram selecionados seis pontos para caracterizar o ruído ambiente em cada UG.

O ponto de medição número 1 foi um ponto escolhido em frente à entrada do poço da turbina (FPT), Figura 24-A, esse ponto foi escolhido porque o local apresenta uma grande

fuga de ruído, pois a porta de acesso ao poço da turbina direciona a saída de ruído gerado pela mesma dentro do poço.

O ponto de medição número 2 foi escolhido como um ponto dentro da sala amarela (DSA) de cada UG, esse ponto foi definido como o ponto de medida característico do ruído da turbina-gerador. A sala amarela consiste em uma estrutura de paredes de concreto que envolve o gerador, Figura 24-B, e o mantém praticamente isolado do ambiente, o ruído produzido fica enclausurado no dentro desse local. Esse é o ponto de medição que representou os níveis de ruído da UG de forma mais direta.

Figura 24 – Pontos de medições, A) FPT e B) DSA



Fonte: Elaboração do próprio autor

O ponto número 3 foi definido como um ponto em frente à porta de acesso a sala amarela (FSA), Figura 25-A, como a porta não apresenta uma vedação perfeita, existem fugas do ruído gerado no interior da mesma.

O ponto número 4 foi definido como o ponto de medida ao lado do regulador de velocidade (LRV), Figura 25-B, esse ponto foi escolhido buscando captar a influência do ruído emitido pelas bombas do regulador.

Figura 25 – Pontos de medições, A) FSA e B) LRV



Fonte: Elaboração do próprio autor

O ponto de medição número 5 representou a medida feita entre duas máquinas (EM), Figura 26, o intuito de se medir o valor do ruído nesse ponto foi avaliar as contribuições que uma UG poderia exercer sobre sua vizinha e vice-versa.

Figura 26 – Ponto de medição EM



Fonte: Elaboração do próprio autor

Finalmente, o ponto de medição número 6 foi um ponto de medida ao lado do transformador de excitação (LTE), Figura 27, esse ponto foi escolhido por se encontrar em uma região de movimentação dos operadores. O local está localizado em um nível de cota acima do piso dos geradores, denominado piso dos operadores e é caracterizado por estar distante das principais fontes.

Figura 27 – Ponto de medição LTE

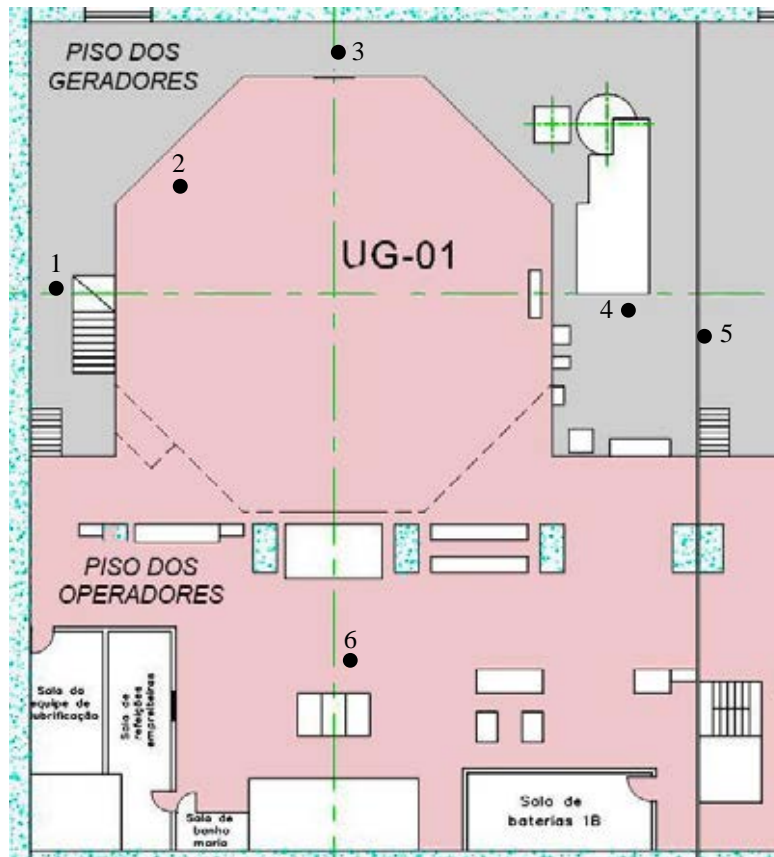


Fonte: Elaboração do próprio autor

A Figura 28 mostra a distribuição dos pontos de medição em uma célula de unidade geradora. Ressaltando que o ponto número 2 é um ponto no interior da sala amarela e o ponto número 6 está numa cota 3,90 metros acima dos demais pontos, no piso dos operadores.

As medições foram realizadas de acordo com as recomendações e procedimentos das normas técnicas e os resultados foram armazenados na forma de arquivos com extensão .CMG, extraídos do próprio equipamento de medição, posteriormente os dados foram lidos e processados pelos softwares *dBTrait* e *dBati*, softwares adquiridos para o projeto em questão.

Figura 28 – Pontos de medições distribuídos na planta baixa



Fonte: Elaboração do próprio autor

## 5.5 Procedimentos de Medição

As medições foram realizadas no piso dos geradores e piso dos operadores em dias de funcionamento normal em horários e dias diferentes, sempre no período da manhã, dessa maneira as unidades geradoras apresentavam o mesmo regime de operação.

Para a coleta de dados o medidor de pressão foi fixo em um pedestal a uma altura de 1,5m do nível do solo e as medições obedeceram às normas expostas no item 5.3 da NBR 10151.

Antes de cada conjunto de pontos estabelecidos para medição, o operador do equipamento realizou uma verificação e calibração do medidor de nível de pressão sonora com o calibrador acústico.

O tempo de aquisição do sinal foi de 1 minuto para cada ponto, uma vez que o ruído emitido pelas fontes é contínuo, e toda situação não esperada, tal como um ruído de impacto

eventual vindo da manutenção de equipamentos, campainhas dos telefones e alarmes foram anotados e especificados para posterior análise dos dados.

Os níveis sonoros foram registrados em bandas de oitava de 125 Hz a 4 kHz para a caracterização das fontes, e os valores globais expressos na curva de ponderação A – dB(A).

Observados e discutidos os procedimentos e pontos de medição, o próximo capítulo irá tratar das simulações do campo acústico do piso dos geradores e piso dos operadores da Usina Hidrelétrica de Ilha Solteira.

## **6 SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO CAMPO ACÚSTICO E MAPAS DE RUÍDOS DO AMBIENTE**

A simulação computacional foi a ferramenta utilizada para identificar o comportamento do campo acústico do ambiente estudado. Uma vez identificado as fontes e as características construtivas do local, foi possível elaborar um modelo de predição que buscou caracterizar o comportamento do ruído no piso dos geradores e no piso dos operadores da Usina Hidrelétrica de Ilha Solteira.

Nesse capítulo é apresentada a simulação computacional para identificar o comportamento acústico do ruído emitido pelas unidades geradoras, no ambiente interno, da UHE de Ilha Solteira. A partir da construção de uma maquete virtual em 3D do ambiente estudado e simulações numéricas utilizando fontes planas e fontes pontuais, buscou-se reproduzir de maneira mais assertiva o comportamento de cada fonte real. Finalizando o capítulo é mostrado a comparação dos valores obtidos no modelo computacional com os valores reais obtidos nas medições *in loco*.

### **6.1 Elaboração do Modelo**

Para a simulação, a avaliação numérica e a definição das fontes do campo sonoro do ambiente, foi criado inicialmente um modelo geométrico tendo como base o ambiente real da planta. Para isso foi elaborada uma maquete virtual a fim de caracterizar a volumetria e as superfícies do local, além da localização de todas as fontes sonoras e a distribuição dos receptores espacialmente. O modelo foi criado a partir da planta baixa da Casa de Força da Usina de Ilha Solteira-SP, juntamente com levantamentos *in loco* de informações de dados referentes à altura, disposição e tamanho das máquinas e equipamentos.

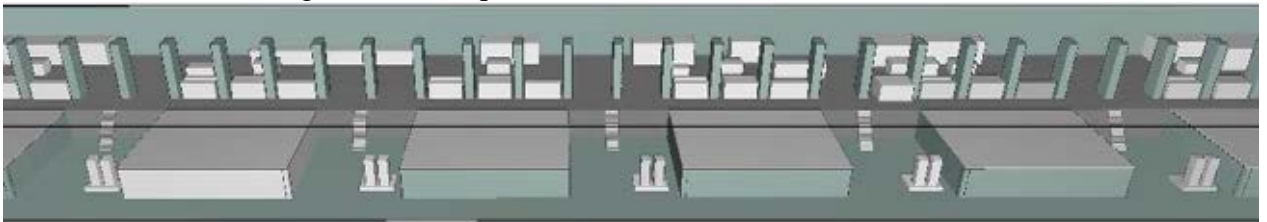
Na criação do modelo procurou-se apresentar o máximo de detalhes possíveis em relação ao sistema físico real, tamanhos e volumes dos equipamentos, salas e aberturas presentes no ambiente. A sala amarela, estrutura que envolve o sistema de geração de energia (turbina/gerador), possui um formato octogonal, entretanto, foi considerada no modelo como um paralelepípedo de mesmo volume. Desse modo o ruído gerado pelo conjunto turbina/gerador será tratado como uma fonte do tipo área. No modelo foi importante manter o volume de todas as máquinas, salas e equipamentos, pois o volume total do ambiente tem influência direta com o cálculo do tempo de reverberação.



O modelo elaborado, de forma geral, busca definir um ambiente equivalente que possibilite a simulação do campo acústico do ambiente real como um todo, portanto a volumetria da maquete foi simplificada e as superfícies com dimensões pequenas foram desconsideradas. Essas aproximações foram feitas para facilitar o processamento de acordo com a bibliografia consultada. O manual do software também afirma que as pequenas superfícies na maquete tridimensional podem causar conflitos no processamento do traçado dos raios, e desta forma, erros nos resultados.

Para caracterizar as superfícies refletoras do modelo, os revestimentos das superfícies foram levantados *in loco*. Para as paredes, o piso, o teto e as vigas de sustentação foi escolhido o concreto sem pintura; para a sala amarela e demais salas também foi escolhido o bloco de concreto sem pintura; para os reguladores de velocidade, painéis de comando e demais equipamentos foi escolhido a chapa de aço pintado. A Figura 29 mostra o modelo geral preliminar da maquete criada. O modelo contempla as 20 UG's e respectivas superfícies como paredes, pilares, escadas e equipamentos auxiliares.

Figura 29 – Maquete elaborada no software CadnaR



Fonte: Elaboração do próprio autor

## 6.2 Simulação do Campo Acústico do Piso dos Geradores da Usina

Utilizando o modelo tridimensional elaborado e os dados de pressão sonora encontrados para os geradores e para os reguladores de velocidade, foram realizadas simulações numéricas do campo acústico através do software *CadnaR*.

As ferramentas e métodos numéricos utilizados para a simulação do campo acústico do piso dos geradores e piso dos operadores da usina são baseados nos estudos discutidos no capítulo 4. Para a geração do modelo numérico, inicialmente foi criado o modelo geométrico do ambiente em 3D levando em consideração suas características construtivas. Posteriormente foi definida a distribuição espacial e propriedades de cada fonte. Uma vez identificadas as fontes e as características construtivas do local, foi possível elaborar um modelo de predição

que buscou caracterizar o comportamento do ruído no ambiente. Nesse caso foram utilizadas fontes pontuais e fontes planas levando em consideração o tamanho das mesmas.

Como a usina trabalha em três turnos em regime contínuo, não foi possível observar e avaliar o comportamento de cada componente (fonte) individualmente. Assim foi necessário elaborar um modelo aproximado para cada fonte a partir dos dados obtidos ao redor de cada unidade geradora/componente com toda a usina em funcionamento.

Partindo dos valores de pressão sonora obtidos dentro da sala amarela, para os geradores, e valores obtidos para os reguladores de velocidade, foi criado um modelo que representasse o comportamento do ruído no ambiente. Notou-se que o ruído produzido pelo gerador, dentro pela sala amarela, era transmitido para o ambiente através das paredes da sala amarela chegando, assim, no ambiente. Dessa forma as paredes e o teto da sala amarela foram considerados como fontes planas de ruído e as bombas dos reguladores de velocidade foram consideradas como fontes pontuais devido ao seu tamanho quando comparadas com as demais fontes.

Para as paredes da sala amarela, colunas de sustentação e piso dos operadores foram atribuídos coeficientes de absorção do bloco concreto sem pintura, discriminados na Tabela 4. Para as demais paredes, teto e piso do modelo também foram utilizados os mesmo coeficientes. Para os demais equipamentos foram atribuídas as condições de reflexão total sem absorção sonora, e dessa forma, os resultados obtidos foram otimizados.

Tabela 4 – Coeficiente de absorção do bloco de concreto sem pintura

<b>Coeficiente de Absorção de Sabine <math>\alpha</math></b>						
<b>Frequência (Hz)</b>	<b>125</b>	<b>250</b>	<b>500</b>	<b>1000</b>	<b>2000</b>	<b>4000</b>
<b>Bloco de concreto sem pintura</b>	0.35	0.45	0.30	0.30	0.40	0.25

Fonte: Adaptado de Kinsler (1999)

O método de simulação utilizado foi o Modelo de Partículas que é similar ao Método do Traçado de Raios. A escolha do desse método foi devido ao fato de que o método híbrido consome um maior tempo computacional por causa do teste de visibilidade do Método das Fontes Virtuais. Como o modelo criado apresenta muitas fontes e muitos receptores, o tempo

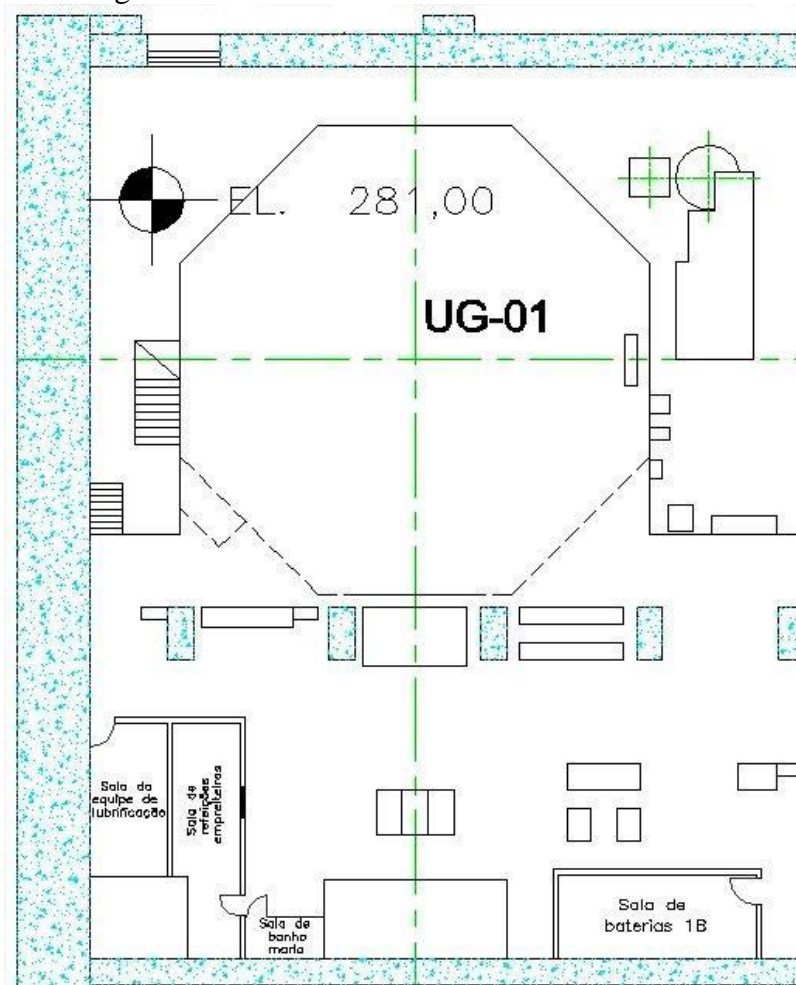
gasto no cálculo das fontes imagens visíveis, durante o teste de visibilidade, cresceu exponencialmente.

Para chegar ao modelo global final, uma série de simulações preliminares foi realizada, partindo de um modelo em torno apenas da primeira unidade geradora (UG01). Em seguida foi acrescentada mais uma unidade geradora e criado um modelo considerando as duas primeiras unidades (UG01 e UG02) e posteriormente outro modelo levando em conta três unidades geradoras (UG01, UG02 e UG03). Entendido o comportamento de cada unidade e como o acréscimo de mais uma UG pode ser levado em consideração, na metodologia foi elaborado o modelo final com as vinte unidades geradoras. As simulações para uma e duas unidades geradoras são apresentadas a seguir.

### **6.3 Simulação do ruído em torno da UG01**

A simulação do campo acústico no entorno da primeira unidade geradora se iniciou com o estudo da planta baixa da UG01, analisando e considerando todos os equipamentos, máquinas, salas e obstáculos ali presentes que poderiam ser relevantes quando inseridos na maquete computacional, Figura 30. Observando a planta mostrada na figura, nota-se a presença de salas abaixo do transformador de excitação, os painéis de comando mais em cima entre algumas colunas de sustentação, a própria sala amarela, o regulador de velocidade e a escada de acesso ao piso dos operadores.

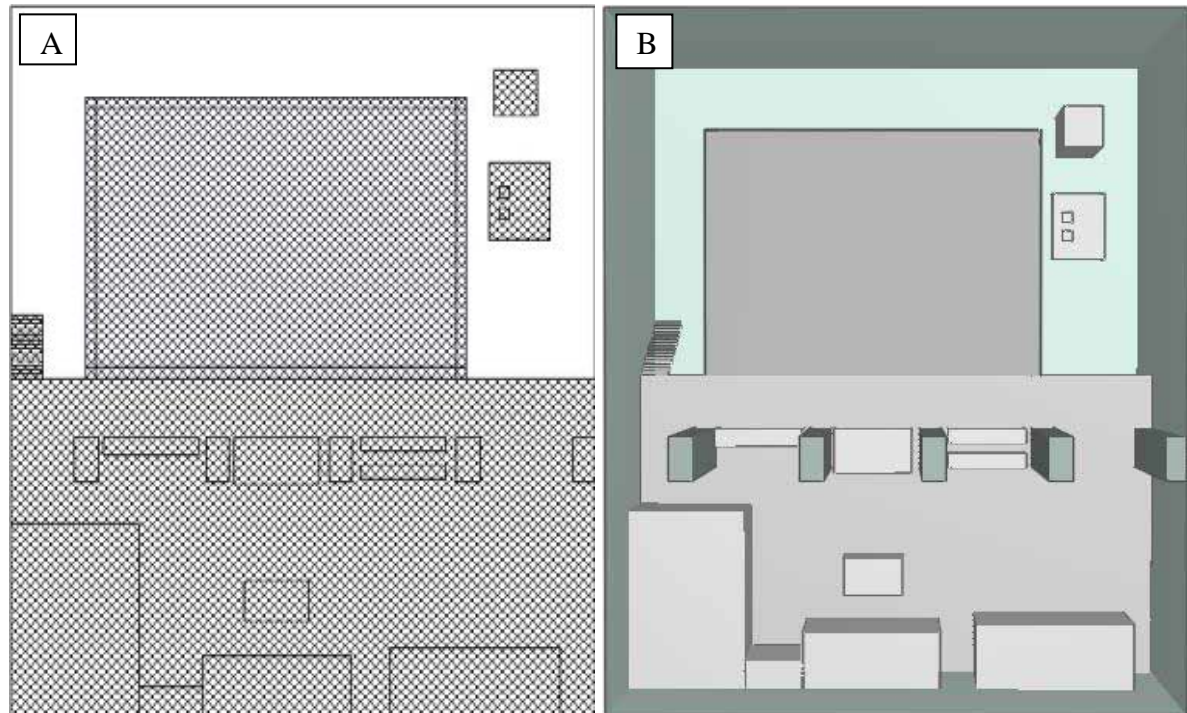
Figura 30 – Planta baixa da Unidade Geradora 01



Fonte: Elaboração do próprio autor

Dessa maneira, primeiramente foi construída uma maquete bidimensional da planta baixa, onde a largura da sala equivalente criada tem 33,5m e o comprimento é 27,5m, Figura 31-A. Posteriormente foram atribuídos os valores de altura para o teto da sala, o piso dos operadores e alturas dos demais equipamentos e salas. A altura do teto da sala vale 11m e a altura do piso dos operadores está numa cota de 3,9m acima do piso dos geradores. Vale salientar que a altura da sala amarela está na mesma cota do piso dos operadores, Figura 31-B. A dimensão das demais salas e equipamentos auxiliares não são aqui especificadas, pois possuem dimensões variadas que foram atribuídas de forma aproximadas utilizando a escala da planta baixa e medidas realizadas em campo.

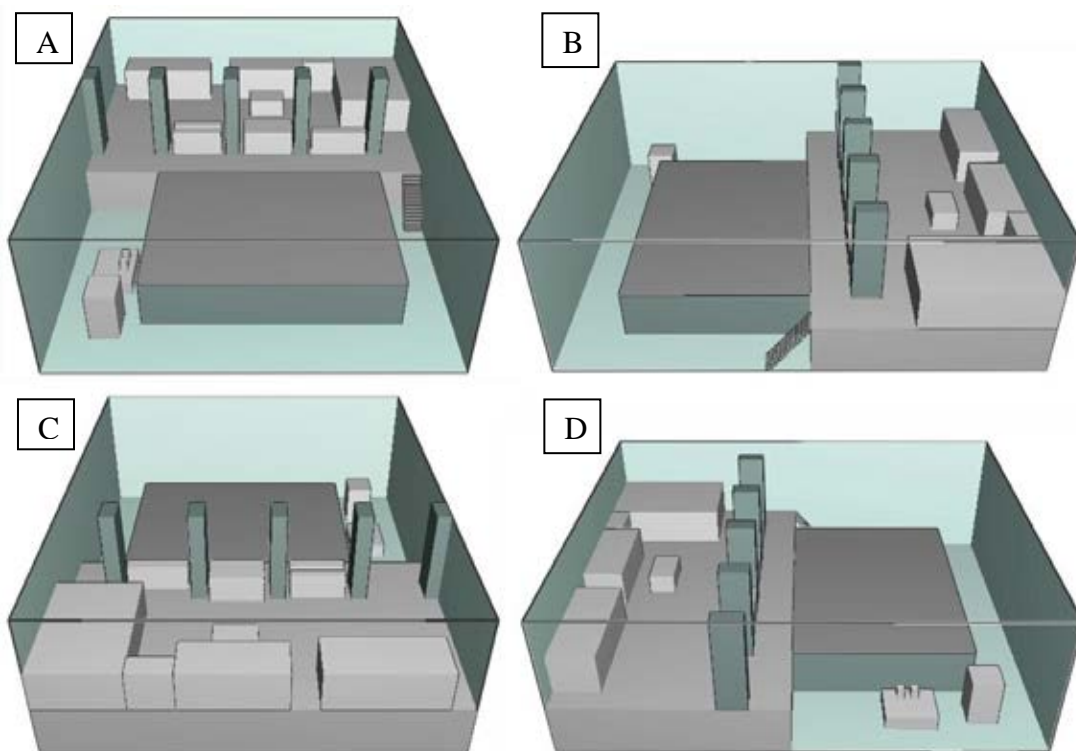
Figura 31 – Maquete computacional. A) bidimensional e B) tridimensional



Fonte: Elaboração do próprio autor

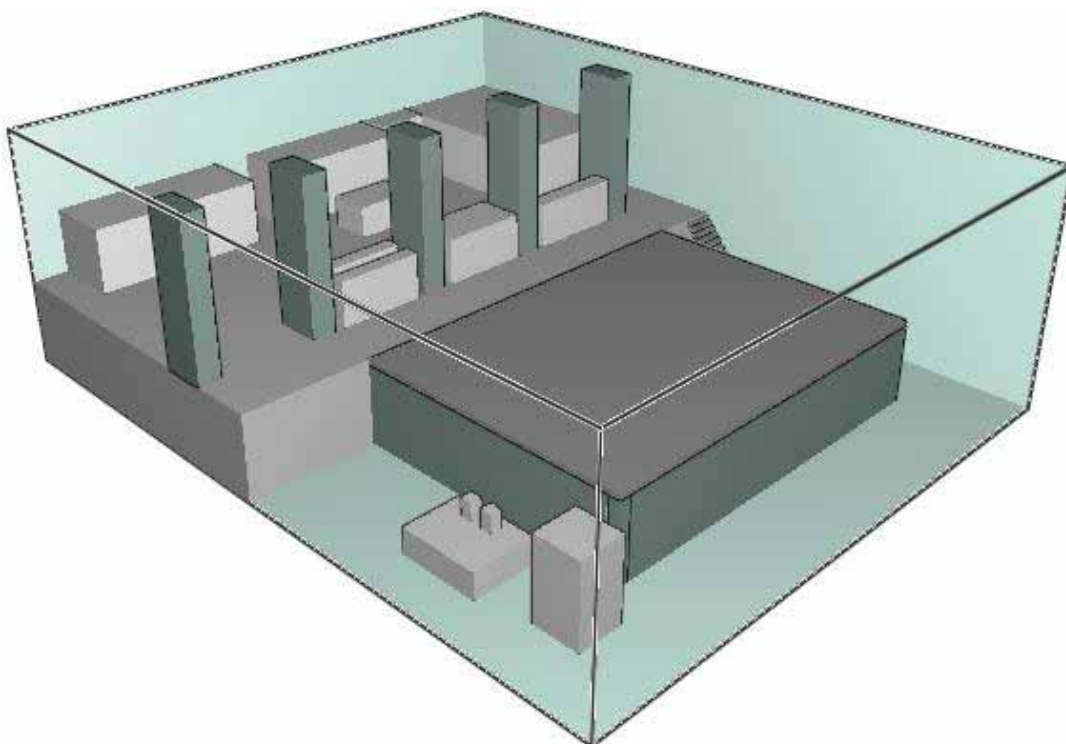
Para melhor visualização da maquete, ela pode ser rotacionada em qualquer ângulo que facilite a observação do usuário do software. A Figura 32 mostra a maquete vista de quatro perspectivas diferentes, frontal, lateral esquerda, por trás e lateral direita. A Figura 33 mostra a mesma maquete numa perspectiva isométrica maior e com mais detalhes, onde podem ser observados os detalhes citados anteriormente, como o transformador de excitação ao fundo, mais atrás algumas salas, os painéis de comando entre as colunas, a sala amarela com altura igual ao piso dos operadores, o regulador de velocidade e um pedaço da escada de acesso ao piso superior.

Figura 32 – Vistas da maquete na perspectiva: A) frontal; B) lateral esquerda; C) por trás e D) lateral direita.



Fonte: Elaboração do próprio autor

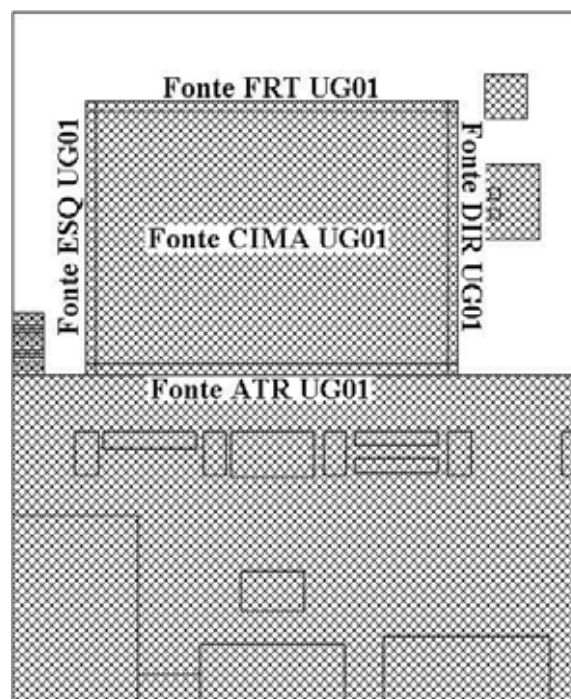
Figura 33 – Maquete tridimensional da UG01



Fonte: Elaboração do próprio autor

Uma vez definida e construída a maquete em 3D, passou-se para a especificação das fontes no ambiente utilizando fontes planas para representar o ruído do gerador (casa amarela). Neste caso foram definidas cinco fontes para representar a sala amarela, sendo quatro fontes planas verticais: uma na parede esquerda, uma fonte na parede da frente, uma na parede da direita e uma na parede de trás, e uma fonte na parte superior, chamadas respectivamente de Fonte ESQ UG01, Fonte FRT UG01, Fonte DIR UG01, Fonte ATR UG01 e Fonte CIMA UG01. A Figura 34 ilustra a posição de cada fonte.

Figura 34 – Localização das fontes planas na UG01.



Fonte: Elaboração do próprio autor

Os níveis de ruído utilizados para a caracterização das fontes foram definidos com base nos valores medidos dentro da sala amarela (DSA) e posteriormente calibrados com os valores medidos próximos às fontes. A Tabela 5 mostra os valores medidos por banda de frequência dentro da sala amarela para a UG01.

Tabela 5 – Valores de pressão sonora medido dentro da sala amarela (DSA) - UG01

DSA	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
UG01 dB(A)	107.1	105.8	102.6	99.8	93.1	87.6

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Partindo dos valores de pressão sonora medidos dentro da sala amarela e uma vez criadas as fontes dentro do modelo, o software realiza uma aproximação e estimativa da respectiva potência sonora por área. A Tabela 6 exhibe as características de cada fonte plana utilizada, onde NWS é o nível de potência sonora e NWS'' o nível de potência sonora por área.

Tabela 6 – Valores utilizados nas fontes criadas para a UG01

Nome	NWS (dB)	Espectro (dB)						NWS'' (dB)	Área (m <sup>2</sup> )
		125	250	500	1000	2000	4000		
<b>Fonte ESQ UG01</b>	121.5	107.1	105.8	102.6	99.6	93.1	87.6	104.4	51.48
<b>Fonte FRT UG01</b>	122.9	107.1	105.8	102.6	99.6	93.1	87.6	104.4	70.20
<b>Fonte DIR UG01</b>	121.5	107.1	105.8	102.6	99.6	93.1	87.6	104.4	51.48
<b>Fonte ATR UG01</b>	122.9	107.1	105.8	102.6	99.6	93.1	87.6	104.4	70.20
<b>Fonte CIMA UG01</b>	128.2	107.1	105.8	102.6	99.6	93.1	87.6	104.4	237.60

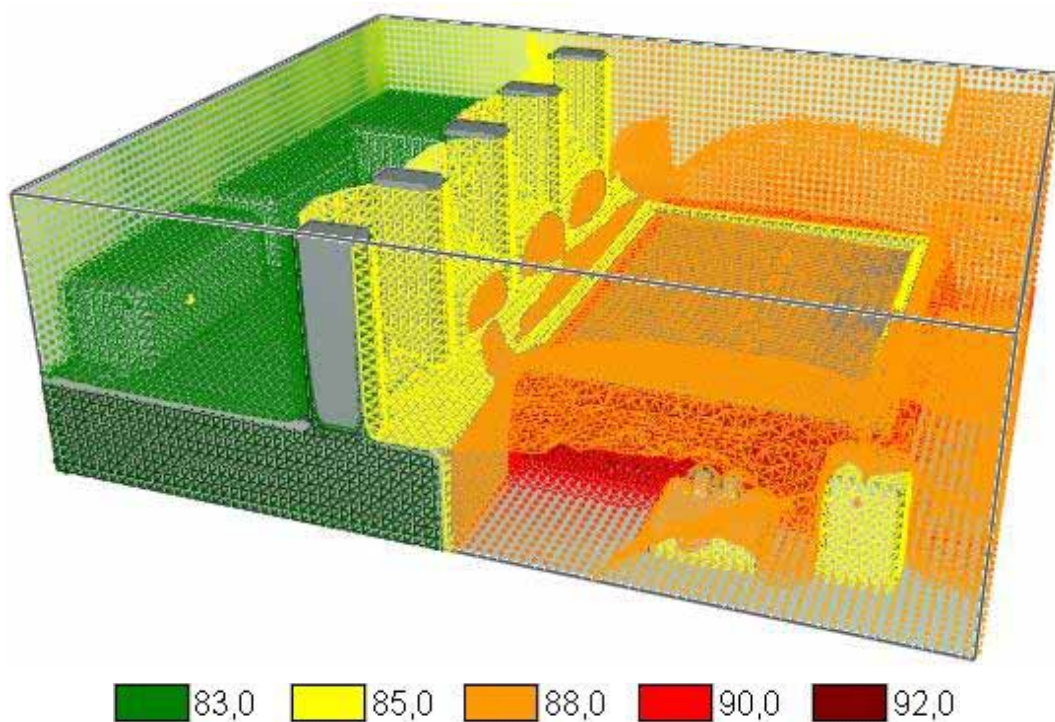
Fonte: Elaboração do próprio autor

Para o cálculo da propagação e distribuição do campo acústico foi utilizado o Modelo de Partículas até a décima ordem de reflexão e foram emitidas 500000 partículas por fonte. Foram utilizados os coeficientes de absorção já citados para cada superfície em questão, além da absorção do ar que é diretamente proporcional à frequência de propagação. A Figura 35 mostra o mapa acústico tridimensional na região da UG01 obtido na simulação do modelo considerando apenas uma unidade geradora. Os níveis e os valores de pressão sonora são definidos por cores e o usuário pode especificar no software o ponto em que deseja conhecer o valor do ruído.

Além da visualização em três dimensões, o software oferece a opção de fatiar o mapa acústico em planos nos eixos X, Y e Z à distâncias escolhidas pelo usuário. A Figura 36-A mostra um plano criado em Z a uma altura de 2m. Nesse caso é possível obter o mapa referente ao piso dos geradores numa perspectiva frontal. Na Figura 36-B é mostrado outro plano, numa altura de 5m, onde é possível observar o mapa, tanto no piso dos geradores, como no piso dos operadores, em uma perspectiva lateral direita.



Figura 35 – Mapa acústico tridimensional



Fonte: Elaboração do próprio autor

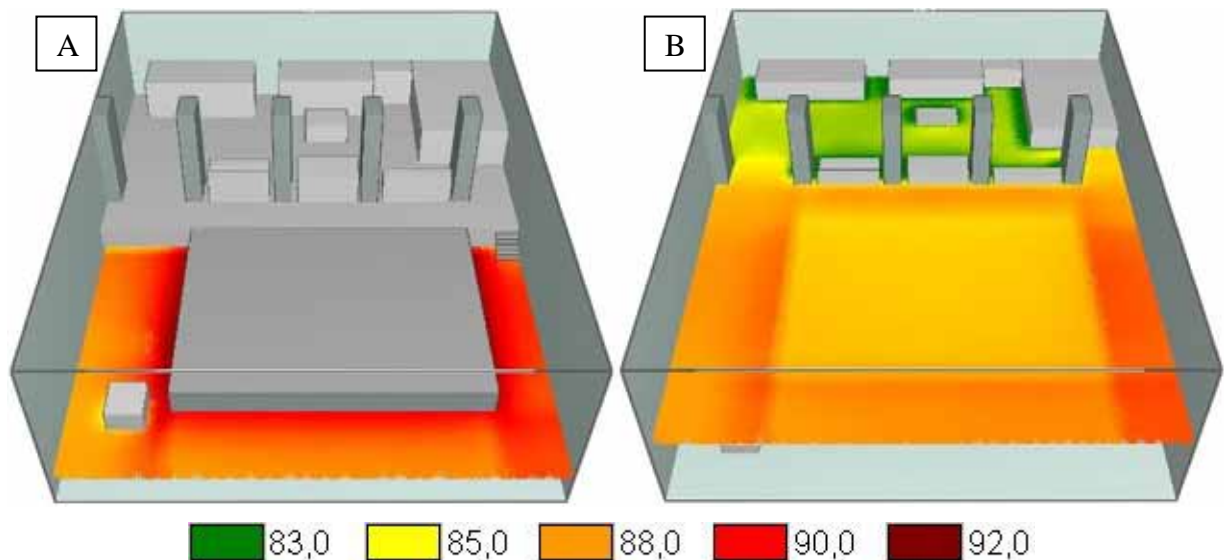
Figura 36 – Mapa acústico em um: A) plano em uma altura de 2m na perspectiva frontal e B) plano em uma altura de 5m na perspectiva lateral direita



Fonte: Elaboração do próprio autor

Para a melhor visualização dos planos criados anteriormente, uma nova perspectiva é apresentada (plano), onde é possível observar, com mais detalhes, o mapa “de todo o ambiente” em alturas diferentes, Figura 37.

Figura 37 – Mapa acústico simulado ao redor da UG01: A) em um plano a uma altura de 2m e B) em um plano numa altura de 5m em relação ao piso dos geradores.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A Tabela 7 apresenta a comparação entre os valores simulados e valores medidos nos pontos de medições, discutidos no item 5.4.

Os resultados mostram que foi possível criar um modelo simulado que forneceu valores muito próximos dos valores medidos. Neste caso, não existe nesse primeiro modelo contribuições sonoras de outras fontes, facilitando dessa forma o cálculo do campo acústico.

Tabela 7 – Comparação entre os valores medidos e valores simulados – UG01

UG 01			
Local da Medição	Valor Medido [dB]	Valor Simulado [dB]	Desvio [dB]
Frente ao Poço da Turbina (FPT)	90,6	90,4	-0,2
Frente a Sala Amarela (FSA)	88,4	88,7	0,3
Lado do Regulador de Velocidade (LRV)	87,7	87,8	0,1
Lado do Trafo de Excitação (LTE)	85,6	85,7	0,1

Fonte: Elaboração do próprio autor

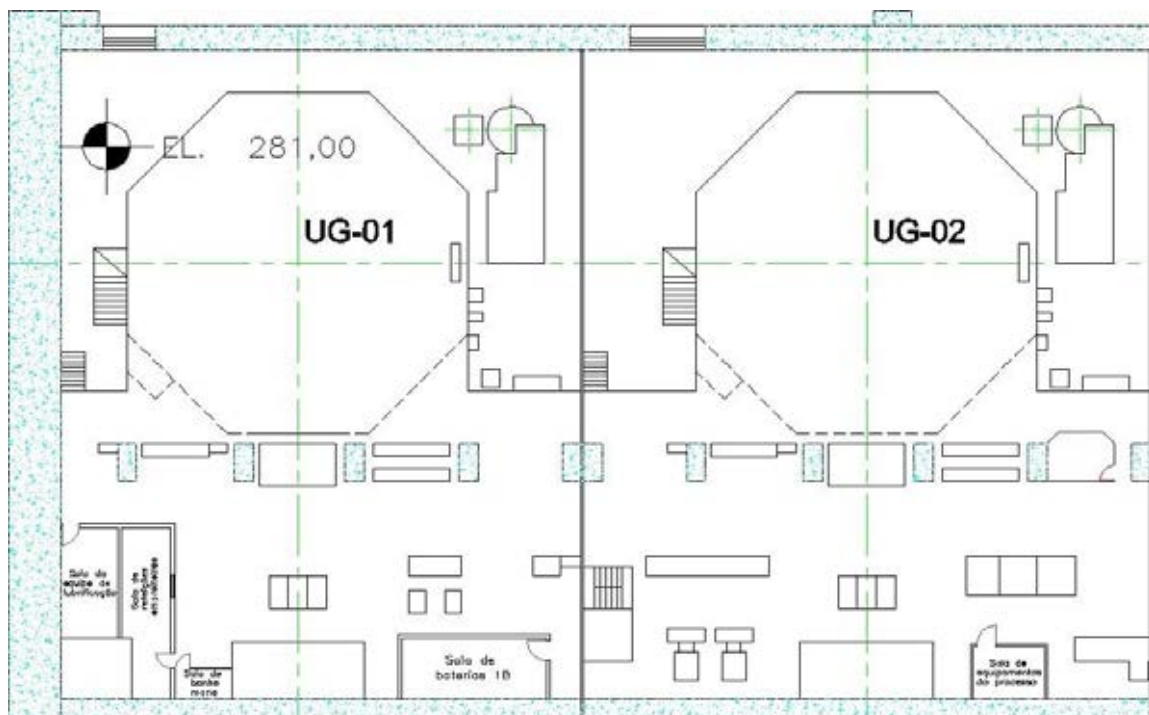
No modelo constatou-se um nível de ruído maior em frente ao poço da turbina. Isso ocorre devido à presença da parede logo à frente da entrada do poço, possivelmente devido ao

fato de que o ruído emitido sofre reflexões ao colidir com a mesma, aumentando o nível sonoro no local. Ainda nota-se no modelo que a região do piso dos operadores apresenta valores mais baixos por estar mais distante das fontes, além de sofrer influência das barreiras de som provocadas pelos painéis de comando.

#### 6.4 Simulação do Ruído Considerando Duas Unidades Geradoras

Similar à simulação do modelo apresentado anteriormente, a simulação ao redor das UG01 e UG02 também se iniciou com o estudo da planta baixa. Analisando a Figura 38 observa-se na UG02 a presença de duas salas ao fundo, equipamentos auxiliares ao redor do transformador de excitação, os painéis de comando entre as colunas de sustentação, outra sala à direita dos painéis de comando, chamada de Sala de Operação, a sala amarela, o regulador de velocidade, além da escada de acesso ao piso superior.

Figura 38 – Planta baixa da Unidade Geradora 02

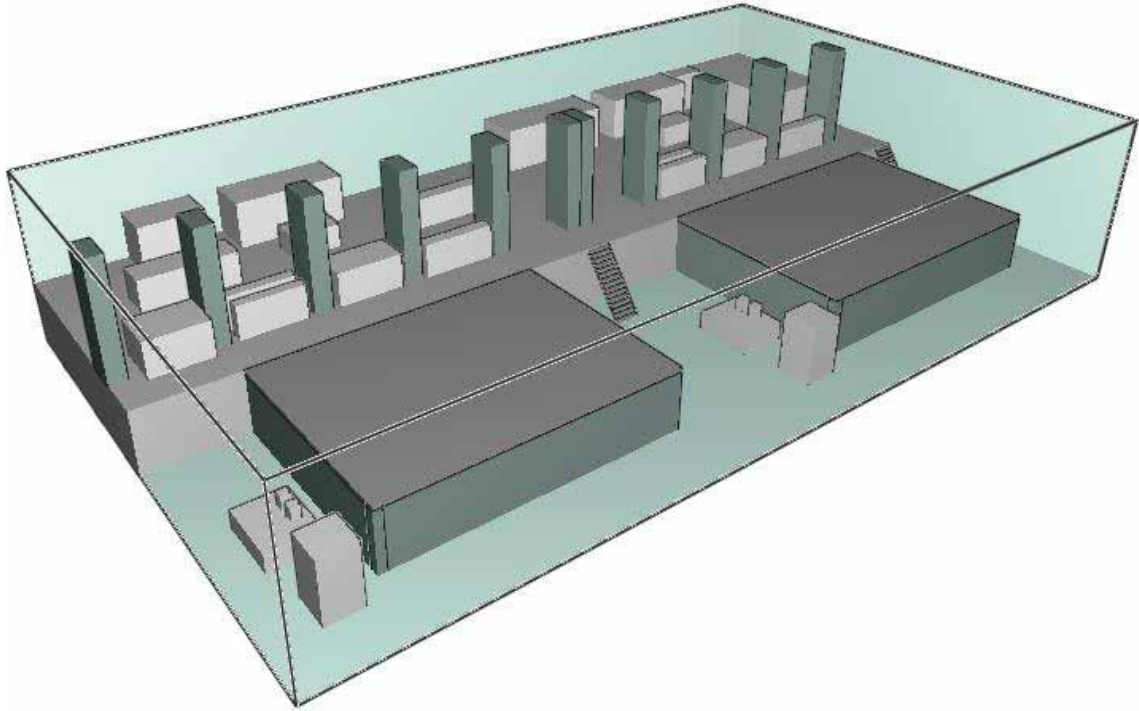


Fonte: Elaboração do próprio autor

A maquete para as duas primeiras unidades geradoras foi elaborada como uma extensão da maquete anterior. As dimensões do ambiente físico foram alteradas para 57,5m de

comprimento, mantendo a largura e altura de 33,25m e 11m, respectivamente, Figura 39. As características de absorção das paredes e equipamentos não foram alteradas.

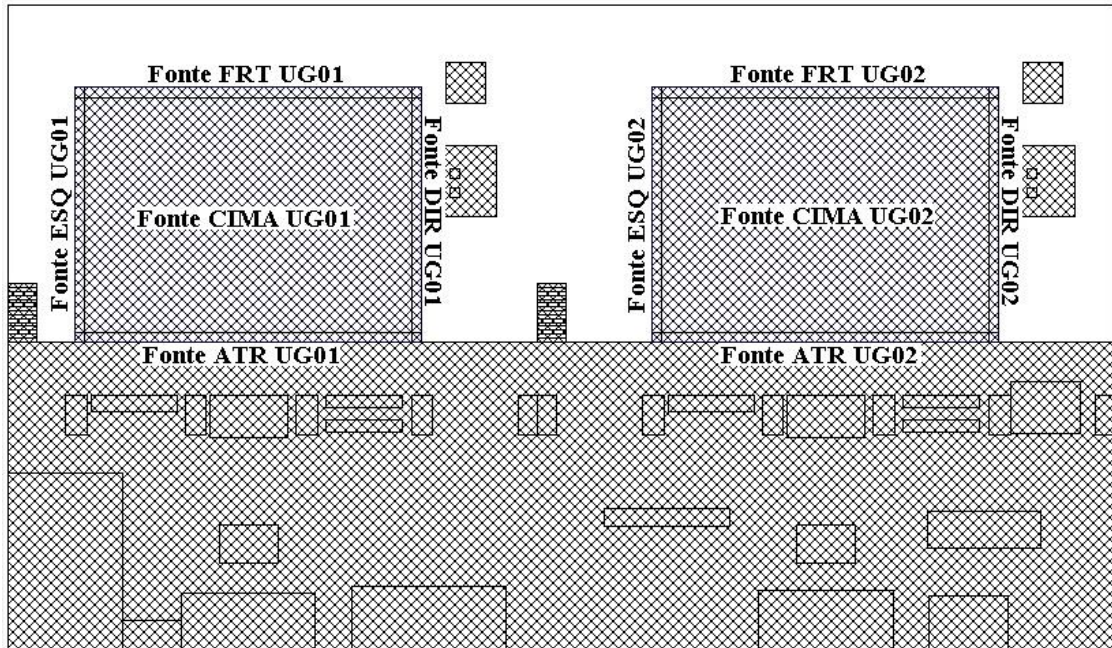
Figura 39 – Maquete tridimensional da UG01 e UG02



Fonte: Elaboração do próprio autor

Além das cinco fontes planas já criadas para a UG01 foram criadas mais cinco fontes planas para representar o ruído da segunda unidade geradora, Fonte ESQ UG02, Fonte FRT UG02, Fonte DIR UG02, Fonte ATR UG02 e Fonte CIMA UG02, distribuídas da mesma maneira que a anterior, Figura 40.

Figura 40 – Localização das fontes planas – UG01 e UG02.



Fonte: Elaboração do próprio autor

Os níveis de ruído utilizados para caracterização das fontes da UG02 também foram definidos com base nos valores medidos dentro da sala amarela (DAS). A Tabela 8 mostra os valores medidos por banda de frequência dentro da sala amarela, enquanto a Tabela 9 exibe as características de cada fonte plana utilizada para simular a UG02.

Tabela 8 – Valores de pressão sonora medido dentro da sala amarela (DSA) - UG02

DSA	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
<b>UG02 dB(A)</b>	107.6	103.5	101.6	98.9	91.9	85.7

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Tabela 9 – Valores utilizados nas fontes criadas para a UG02

Nome	NWS (dB)	Spectro (dB)						NWS'' (dB)	Área (m <sup>2</sup> )
		125	250	500	1000	2000	4000		
<b>Fonte ESQ UG02</b>	120.5	107.6	103.5	101.6	98.9	91.9	85.7	103.4	51.48
<b>Fonte FRT UG02</b>	121.9	107.6	103.5	101.6	98.9	91.9	85.7	103.4	70.20
<b>Fonte DIR UG02</b>	120.5	107.6	103.5	101.6	98.9	91.9	85.7	103.4	51.48
<b>Fonte ATR UG02</b>	121.9	107.6	103.5	101.6	98.9	91.9	85.7	103.4	70.20
<b>Fonte CIMA UG02</b>	127.2	107.6	103.5	101.6	98.9	91.9	85.7	103.4	237.60

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Diferente da simulação para uma única unidade geradora, para o cálculo do mapa acústico foi utilizado, dessa vez, a emissão de 400000 partículas para o Modelo de Partículas, utilizando também até a décima ordem de reflexão. No entanto essa diferença no número de partículas não afetou o resultado, pois testes preliminares foram realizados para avaliar o comportamento do modelo em relação ao número de partículas emitidas. O número de partículas foi reduzido para diminuir o tempo de processamento, que aumentou da primeira para a segunda simulação.

Após a simulação notou-se que o ponto entre máquina (EM) e o ponto em frente ao poço da turbina (FPT) da UG02 tiveram um desvio maior em relação aos valores medidos. A Tabela 10 mostra os valores simulados e os valores medidos para os pontos de medição. Ainda analisando os resultados, o valor referente ao ponto do lado do transformador de excitação (LTE) da UG01 sofreu uma queda. Isso ocorre devido ao volume da sala que dobrou em relação à primeira simulação e dessa forma diminuíram as reflexões nas paredes.

Tabela 10 – Comparação entre os valores medidos e valores simulados – UG01 e UG02

Local da Medição	UG 01			UG 02		
	Valor Medido [dB]	Valor Simulado [dB]	Desvio [dB]	Valor Medido [dB]	Valor Simulado [dB]	Desvio [dB]
FPT	90,6	90,4	-0,2	88,8	89,8	1,0
FSA	88,4	88,6	0,2	87,4	87,8	0,4
LRV	87,7	87,5	-0,2	87,5	87,7	0,2
EM	87,8	88,8	1,0	x	x	x
LTE	85,6	85,4	-0,2	85,6	84,9	-0,7

Fonte: Elaboração do próprio autor

Diante dos resultados obtidos, foi necessário realizar um ajuste na fonte da parede esquerda da UG02 com base nos valores medidos (calibração da fonte) para os pontos com maior desvio. Para isso foi corrigido em 1dB o valor de emissão da Fonte ESQ UG02 e a Tabela 11 mostra os novos valores da fonte utilizados para o cálculo do mapa acústico. As demais fontes permaneceram as mesmas.

Tabela 11 – Novos valores utilizados nas fontes criadas para a UG02

Nome	NWS		Espectro (dB)					NWS''		Área (m <sup>2</sup> )
	(dB)	125	250	500	1000	2000	4000	(dB)		
<b>Fonte ESO UG02</b>	119.5	106.6	102.5	100.6	97.9	90.9	84.7	102.4	51.48	
<b>Fonte FRT UG02</b>	121.9	107.6	103.5	101.6	98.9	91.9	85.7	103.4	70.20	
<b>Fonte DIR UG02</b>	120.5	107.6	103.5	101.6	98.9	91.9	85.7	103.4	51.48	
<b>Fonte ATR UG02</b>	121.9	107.6	103.5	101.6	98.9	91.9	85.7	103.4	70.20	
<b>Fonte CIMA UG02</b>	127.2	107.6	103.5	101.6	98.9	91.9	85.7	103.4	237.60	

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Após o ajuste da fonte o mapa acústico foi novamente calculado e os resultados obtidos na simulação, para os pontos que antes possuíam os maiores desvios, apresentaram valores próximos dos valores medidos, Tabela 12.

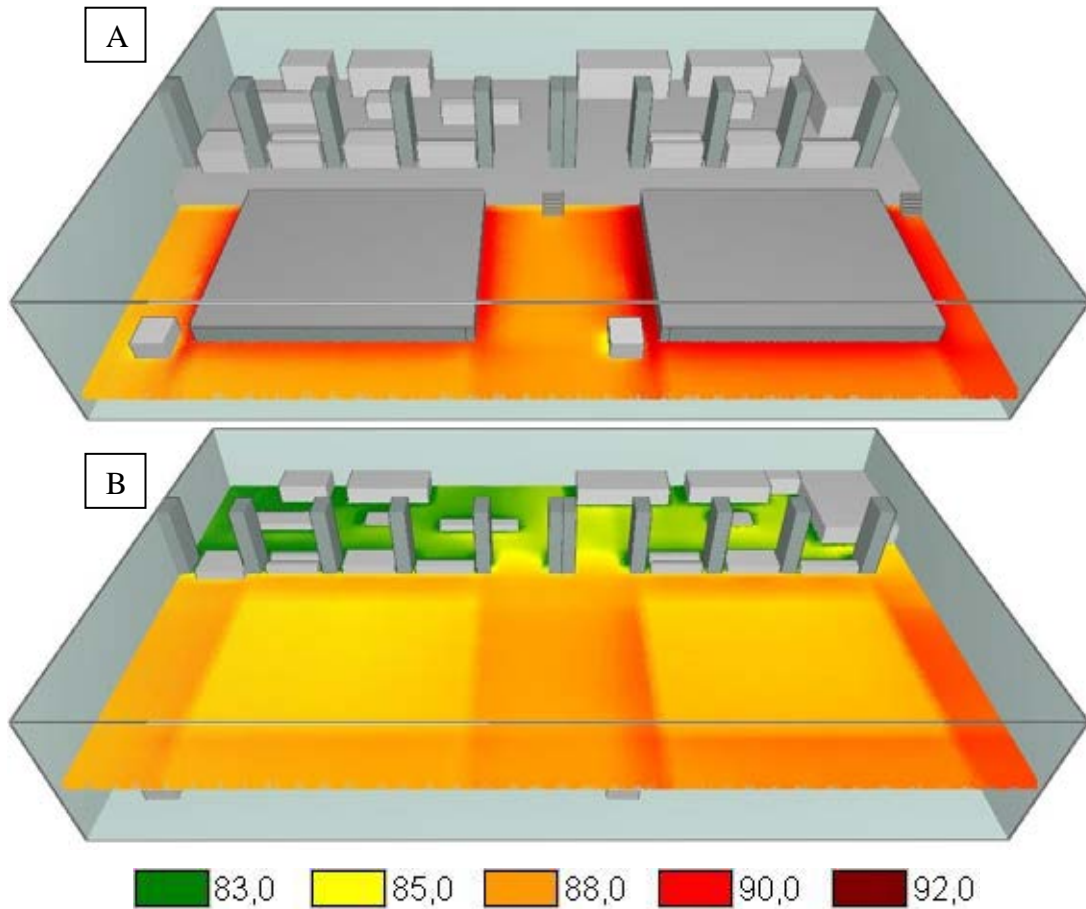
Tabela 12 – Comparação entre os valores medidos e novos valores simulados – UG01 e UG02

Local da Medição	UG 01			UG 02		
	Valor Medido [dB]	Valor Simulado [dB]	Desvio [dB]	Valor Medido [dB]	Valor Simulado [dB]	Desvio [dB]
<b>FPT</b>	90,6	90,4	-0,2	88,8	89,0	0,2
<b>FSA</b>	88,4	88,6	0,2	87,4	87,8	0,4
<b>LRV</b>	87,7	87,5	-0,2	87,5	87,7	0,2
<b>EM</b>	87,8	88,0	0,2	x	x	x
<b>LTE</b>	85,6	85,4	-0,2	85,6	84,9	-0,7

Fonte: Elaboração do próprio autor

A Figura 41 mostra o mapa acústico obtido para o modelo envolvendo as duas unidades UG01 e UG02. A Figura 41-A mostra o mapa do ruído referente ao piso dos geradores numa altura de 2,0m e a Figura 41-B mostra o mapa em uma altura de 5m onde é possível observar o mapa acústico tanto no piso dos geradores como no piso dos operadores.

Figura 41 – Mapa acústico simulado ao redor da UG01 e UG02: A) em um plano a uma altura de 2m e B) em um plano numa altura de 5m em relação ao piso dos geradores.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

No caso com mais de uma UG foi necessário um ajuste das fontes com base nos valores medidos para que o modelo simulado apresentasse valores mais próximos dos valores medidos. Esse ajuste ocorreu também para casos com três, quatro, cinco unidades geradoras e assim sucessivamente até chegar ao modelo final com as vinte unidades geradoras. Esses ajustes dependeram da potência de cada unidade geradora, bem como da situação de operação em que os geradores se encontravam durante as medições, uma vez que as UG10 e UG15 estavam paradas para a manutenção durante o período de coleta de dados. Isso levou a uma redefinição dos valores das fontes na região do entorno das mesmas.

As simulações para as demais unidades geradoras se deram da mesma maneira que os apresentados para as duas primeiras UG(s). A cada nova unidade geradora acrescentada ao modelo anterior, as fontes eram calibradas e novas simulações eram realizadas. O modelo final, com todas as unidades geradoras e reguladores de velocidade, é apresentado no próximo item.

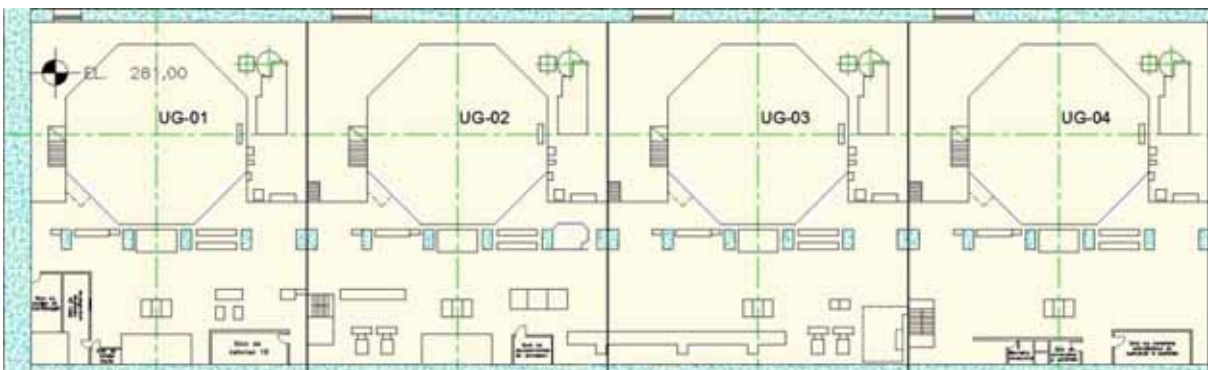


## 6.5 Simulação do Ruído no Ambiente com Todas as 20 UG(s)

O modelo global do piso dos geradores e do piso dos operadores, para a simulação do ruído no ambiente, foi definido com base nas várias simulações, considerando que a cada nova unidade geradora acrescentada o modelo anterior era reavaliado e o ambiente era estendido para mais uma unidade até o conjunto de vinte unidades geradoras.

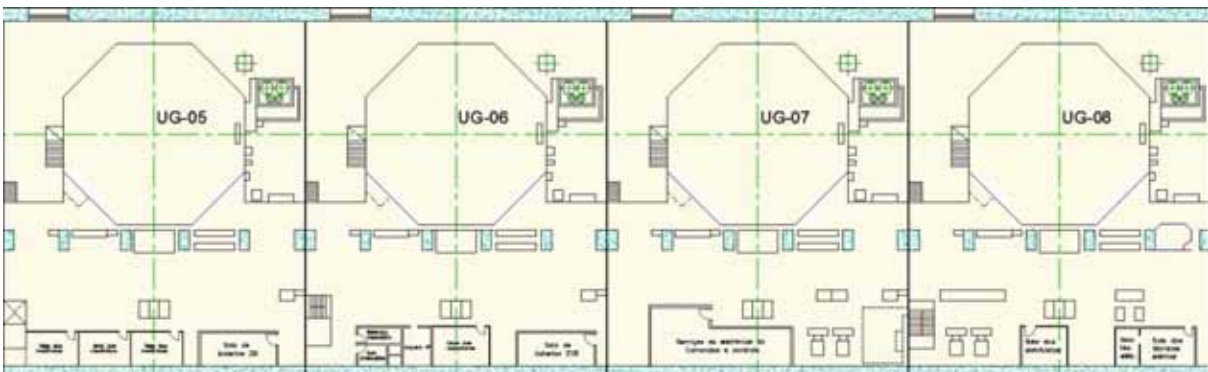
No modelo global o ambiente, como um todo, engloba o piso dos geradores onde estão localizadas as unidades geradoras com seus respectivos reguladores de velocidade e reservatórios de óleo e o piso dos operadores onde se encontram os painéis de comando, transformadores de excitação, equipamentos auxiliares, sistema de ventilação, sala dos operadores, demais salas, WC entre outros. As Figuras 42 a 46 mostram a planta baixa de todas as unidades geradoras, divididas em grupos de quatro máquinas.

Figura 42 – Planta baixa do piso dos geradores e operadores, UG01 a UG04



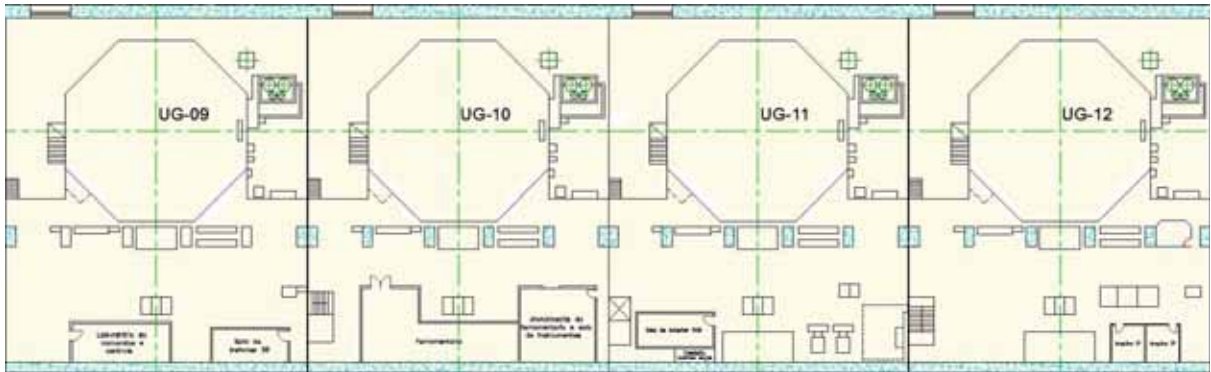
Fonte: Elaboração do próprio autor

Figura 43 – Planta baixa do piso dos geradores e operadores, UG05 a UG08



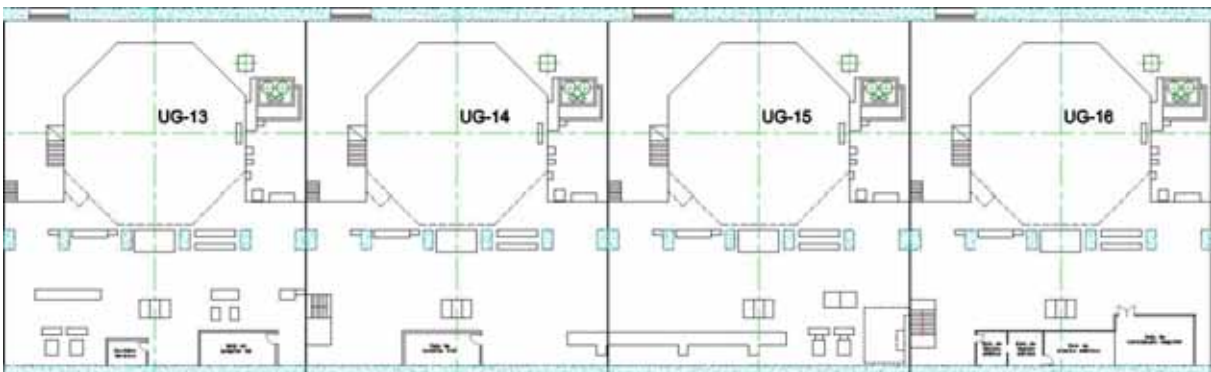
Fonte: Elaboração do próprio autor

Figura 44 – Planta baixa do piso dos geradores e operadores, UG09 a UG12



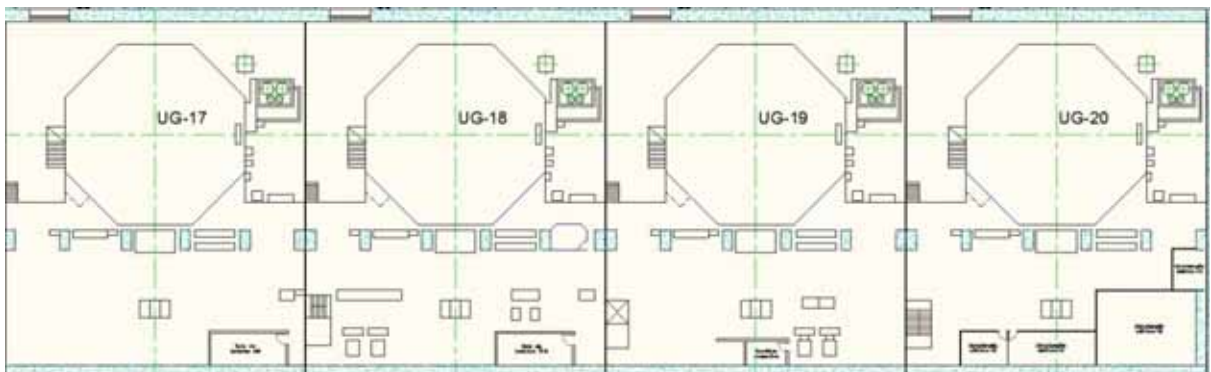
Fonte: Elaboração do próprio autor

Figura 45 – Planta baixa do piso dos geradores e operadores, UG13 a UG16



Fonte: Elaboração do próprio autor

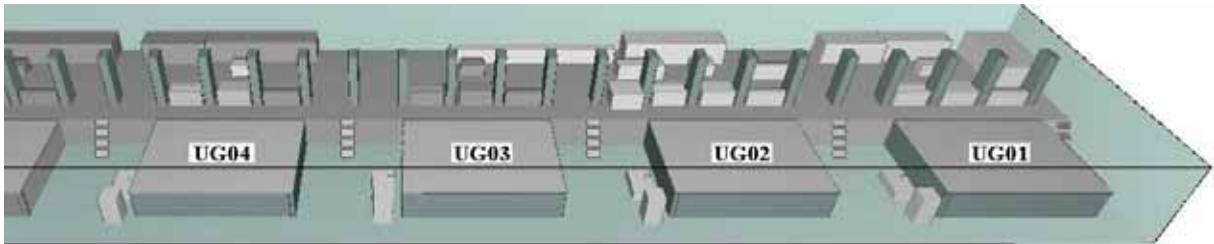
Figura 46 – Planta baixa do piso dos geradores e operadores, UG17 a UG20



Fonte: Elaboração do próprio autor

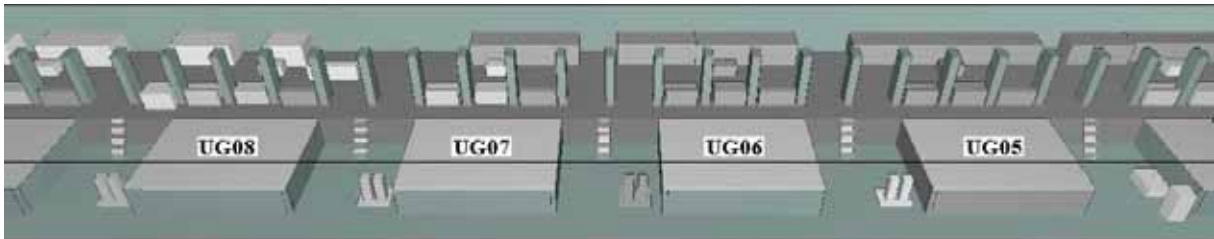
Com base na planta baixa da usina foi criada uma maquete virtual englobando todas as fontes, salas e equipamentos presentes no ambiente, Figuras 47 a 51. As dimensões totais do ambiente físico são 33,25m de largura, 597,5m de comprimento e 11m de altura. Os coeficientes de absorção utilizados foram citados no item 6.2.

Figura 47 – Maquete tridimensional final para UG01 a UG04



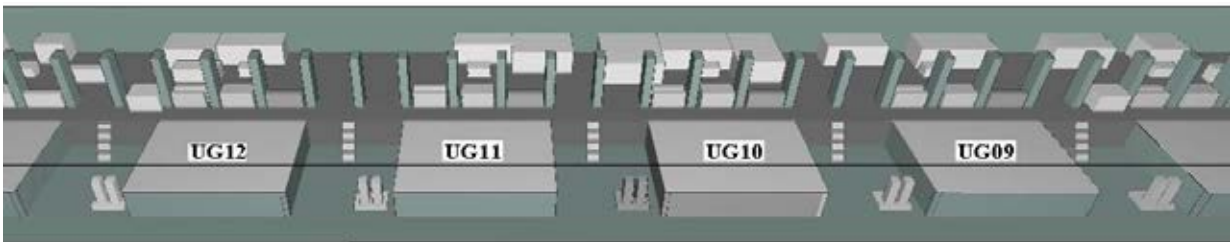
Fonte: Elaboração do próprio autor

Figura 48 – Maquete tridimensional final para UG05 a UG08



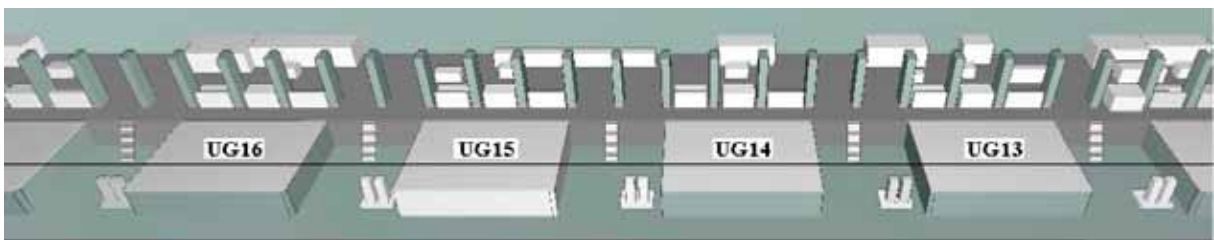
Fonte: Elaboração do próprio autor

Figura 49 – Maquete tridimensional final para UG09 a UG12



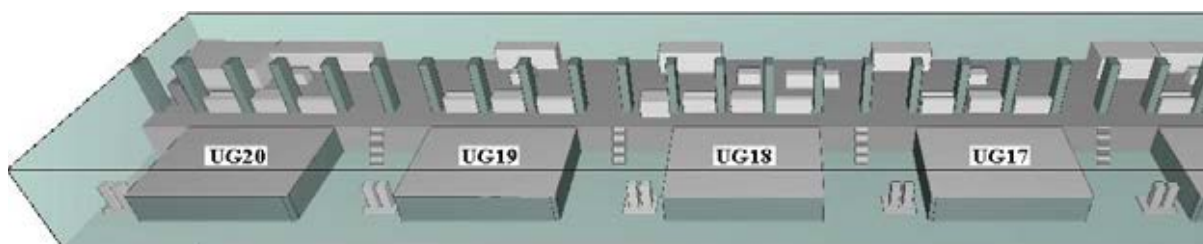
Fonte: Elaboração do próprio autor

Figura 50 – Maquete tridimensional final para UG13 a UG16



Fonte: Elaboração do próprio autor

Figura 51 – Maquete tridimensional final para UG17 a UG20



Fonte: Elaboração do próprio autor

### 6.5.1 Especificação das fontes de ruído no modelo global.

No caso das UG5 a UG20, conforme discutido no item 5.3, os reguladores de velocidade dessas máquinas são diferentes e bastante ruidosos, o que contribui significativamente para o ruído no seu entorno.

Neste caso, foi realizada uma avaliação dos pontos medidos ao lado dos reguladores de velocidade (LRV), onde se notou que a partir da UG05 em diante os reguladores apresentavam um ruído característico, o que não ocorria nas primeiras unidades geradoras. Dessa maneira ficou evidenciado que os reguladores também são fontes ativas de ruído e deveriam ser acrescentados ao modelo, de forma que se pudesse contabilizar o efeito dos reguladores de velocidade no ambiente. A Figura 52 mostra os dois tipos de reguladores presentes no ambiente, onde a Figura 52-A apresenta o regulador de velocidade das quatro primeiras unidades geradoras e a Figura 52-B mostra o regulador de velocidade das demais dezesseis unidades geradoras.

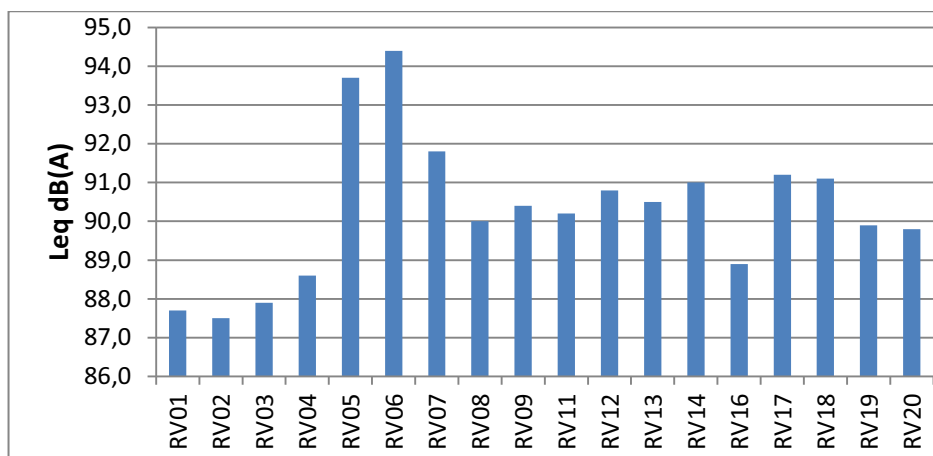
Figura 52 – Tipos de reguladores presentes no piso dos geradores: A) RV presente nas quatro primeiras unidades geradoras e B) RV para presente nas demais unidades geradoras.



Fonte: Elaboração do próprio autor

O nível de ruído em torno de cada RV é bem distinto para as quatro primeiras máquinas. O gráfico da Figura 53 mostra uma comparação dos níveis de ruído medidos ao lado dos reguladores de velocidade. Dessa maneira fica mais evidente a diferença de comportamento entre os dois tipos de reguladores. Com exceção do LRV16 os reguladores a partir do LRV05 em diante apresentam um nível de ruído expressivamente superior aos níveis dos quatro primeiros.

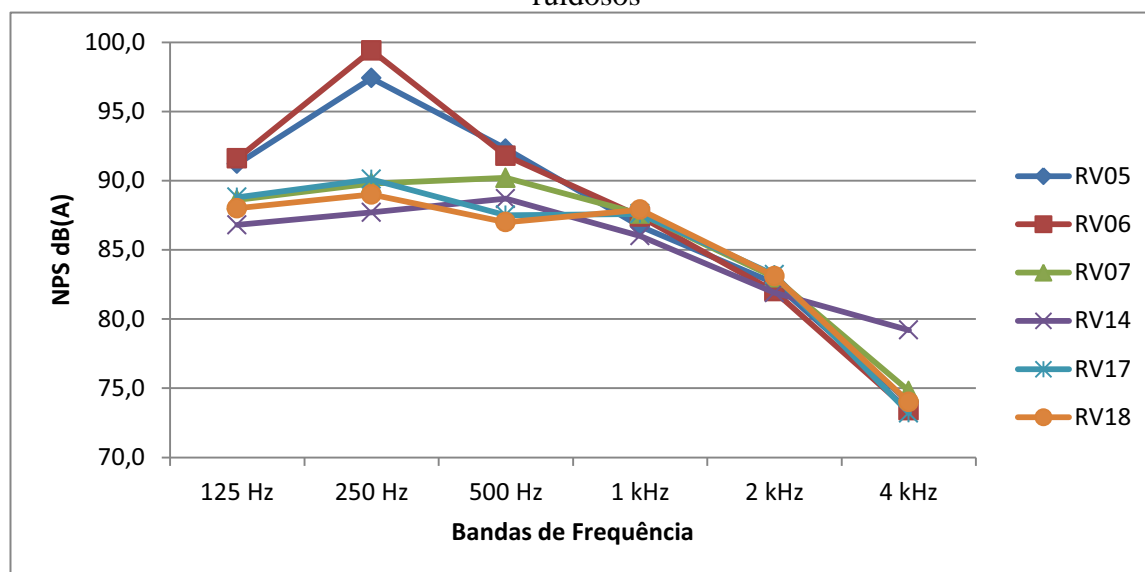
Figura 53 – Comparação dos níveis de ruído para os reguladores de velocidade.



Fonte: Elaboração do próprio autor

Ainda analisando o gráfico nota-se um pico elevado dos valores para os RV05 e RV06. Assim, devido a essa grande diferença nos dados foi realizado um estudo mais específico em relação à esses dois reguladores em questão. O gráfico da Figura 54 mostra as curvas comparativas por banda de frequência para os seis reguladores de velocidade mais ruidosos. Os valores mostram que os reguladores RV05 e RV06 possuem um valor significativamente maior na faixa de 250 Hz, possivelmente devido as contribuições elétricas das bombas dos mesmos quando em funcionamento.

Figura 54 – curvas comparativas por banda de frequência para reguladores de velocidade mais ruidosos



Fonte: Elaboração do próprio autor

Neste contexto, os RV05 a RV20 são fontes significantes de ruído no ambiente e devem ser incluídos ao modelo juntamente com as fontes representando as respectivas unidades geradoras.

O modelo global do ambiente inclui as 20 UG(s) e os respectivos equipamentos auxiliares. Portanto, além das fontes representando as UG(s), também foi necessário definir as fontes de ruído relacionadas com os equipamentos auxiliares. No modelo global as fontes de ruído relacionadas às respectivas unidades geradoras foram fontes planas especificadas de acordo com os procedimentos adotados nos modelos anteriores.

Os níveis de ruído utilizados para caracterização das fontes planas representando as UG(s) foram definidos com base nos valores medidos dentro das respectivas salas amarelas (DSA) e os níveis de ruído para a caracterização dos reguladores de velocidade foram definidos com base nos valores medidos ao lado do regulador de velocidade (LRV), sendo que as fontes relacionadas aos RV(s) foram representadas como fontes pontuais. A Tabela 13 mostra os valores medidos, por banda de frequência, dentro das salas amarelas (UG) e ao lado dos reguladores de velocidade (RV) para toda a usina.

Tabela 13 – Valores medidos dentro das salas amarelas e ao lado dos reguladores de velocidade.

Fontes [dB(A)]	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz
UG01	107,1	105,8	102,6	99,6	93,1	87,6
UG02	107,6	103,5	101,6	98,9	91,9	85,7

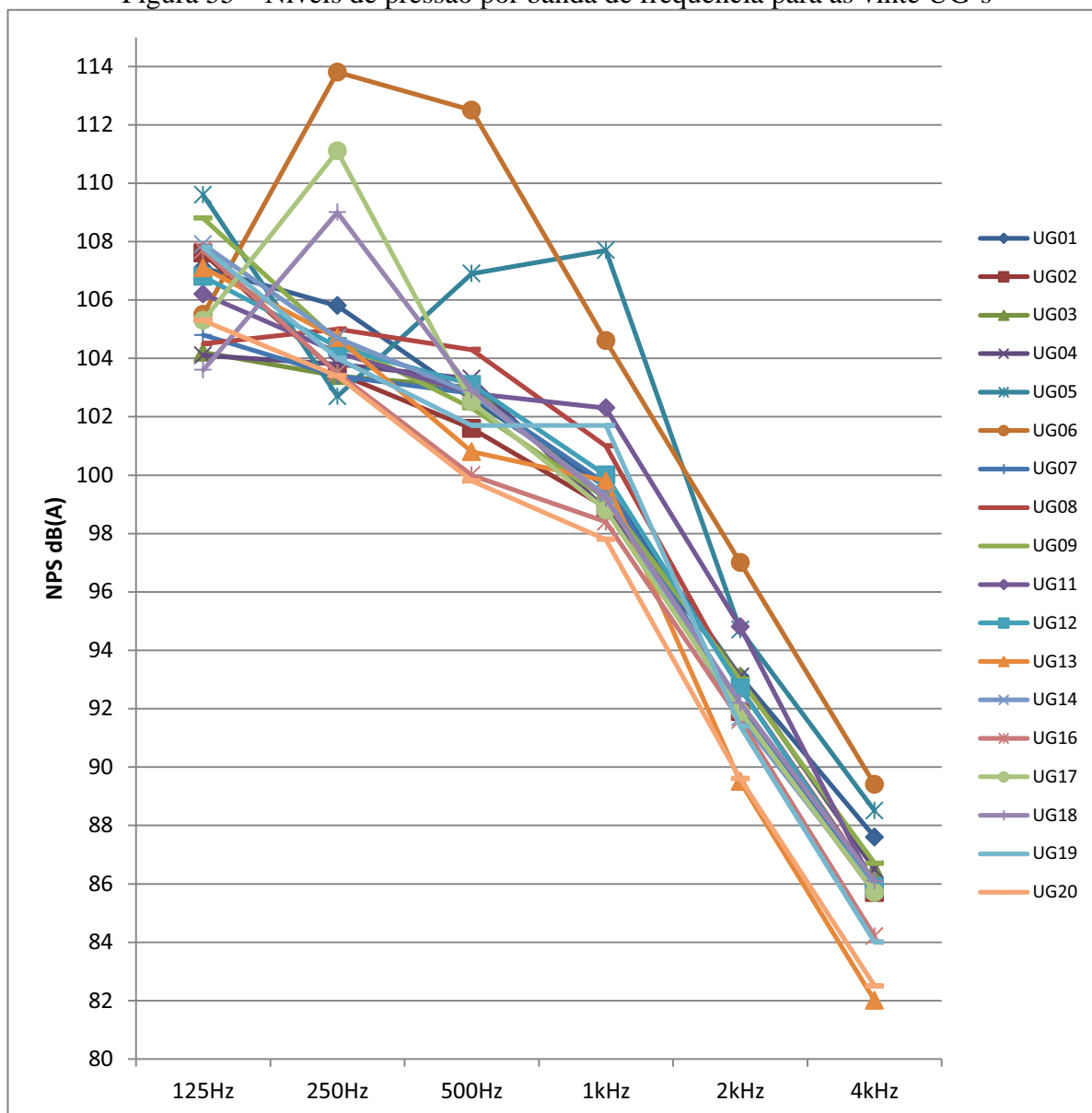
<b>UG03</b>	104,2	103,4	103,0	99,2	93,1	86,5
<b>UG04</b>	104,1	103,8	103,3	98,8	93,1	86,5
<b>UG05</b>	109,6	102,7	106,9	107,7	94,7	88,5
<b>UG06</b>	105,5	113,8	112,5	104,6	97,0	89,4
<b>UG07</b>	104,8	103,4	102,8	99,7	92,0	85,8
<b>UG08</b>	104,5	105,0	104,3	101,0	92,7	86,0
<b>UG09</b>	108,8	104,6	102,3	99,2	93,0	86,7
<b>UG11</b>	106,2	104,2	102,8	102,3	94,8	85,9
<b>UG12</b>	106,8	104,4	103,1	100,0	92,7	85,9
<b>UG13</b>	107,1	104,7	100,8	99,8	89,5	82,0
<b>UG14</b>	107,9	104,7	102,8	99,3	91,7	85,8
<b>UG16</b>	107,7	103,5	100,0	98,4	91,6	84,2
<b>UG17</b>	105,3	111,1	102,5	98,8	91,9	85,7
<b>UG18</b>	103,6	109,0	102,9	99,2	92,2	86,1
<b>UG19</b>	107,8	104,0	101,7	101,7	91,4	84,0
<b>UG20</b>	105,3	103,4	99,8	97,8	89,6	82,5
<b>RV05</b>	91,2	97,4	92,3	86,7	82,6	74,0
<b>RV06</b>	91,6	99,4	91,8	87,4	82,0	73,4
<b>RV07</b>	88,6	89,8	90,2	87,6	83,0	74,8
<b>RV08</b>	90,6	91,5	88,2	85,1	80,0	70,9
<b>RV09</b>	86,0	88,8	89,7	85,2	81,3	72,7
<b>RV11</b>	88,6	88,3	88,5	85,9	81,5	73,1
<b>RV12</b>	90,4	90,3	89,9	86,0	80,4	72,4
<b>RV13</b>	88,9	89,0	89,9	85,7	80,0	73,1
<b>RV14</b>	86,8	87,7	88,7	86,0	81,9	79,2
<b>RV16</b>	87,5	89,5	87,3	84,1	78,9	69,9
<b>RV17</b>	88,8	90,1	87,5	87,6	83,2	73,2
<b>RV18</b>	88,0	89,0	87,0	87,9	83,1	74,0
<b>RV19</b>	88,8	86,7	85,2	86,4	83,3	73,1
<b>RV20</b>	86,2	85,4	87,3	86,4	81,3	71,4

Fonte: Elaboração do próprio autor

Uma vez avaliado os valores do ruído obtidos nas medições, passou-se para a especificação das fontes no modelo simulado. Com os valores obtidos dentro da sala amarela, foram criadas todas as fontes referentes às paredes e ao teto da sala que envolve o gerador.

As Figuras 55 e 56 mostram os valores de pressão sonora, bem como o comportamento acústico, por bandas de frequência, das fontes referentes às UG(s) e aos RV(s).

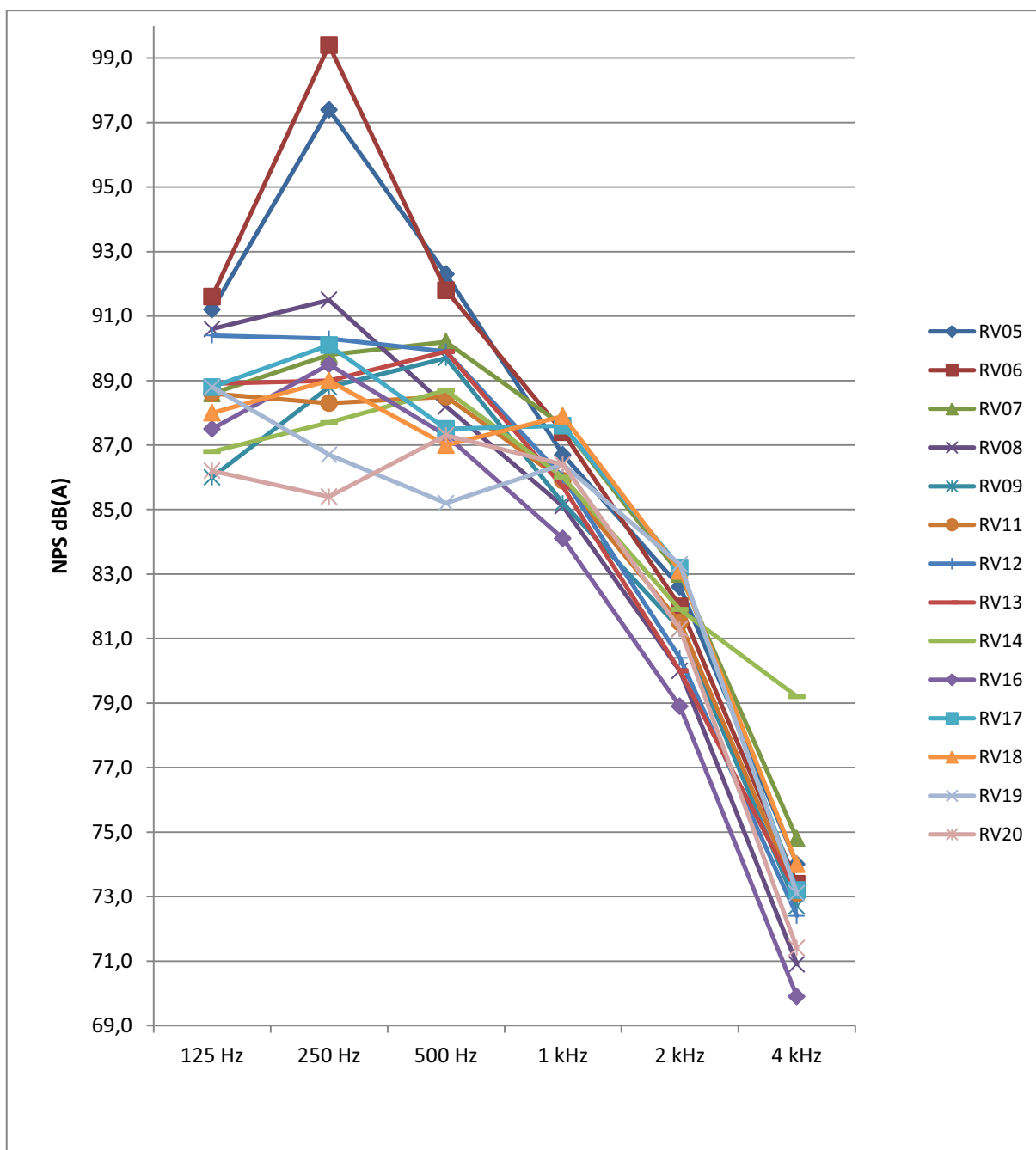
Figura 55 – Níveis de pressão por banda de frequência para as vinte UG's



Fonte: Elaboração do próprio autor



Figura 56 – Níveis de pressão por banda de frequência para os RV's



Fonte: Elaboração do próprio autor

A análise do gráfico da Figura 55 mostra de forma evidente níveis de ruído maiores, acima da média, para a UG06, especificamente nas frequências de 250Hz e 500Hz. Diante desse fato foi realizada uma busca tentando descobrir por qual motivo a UG06 apresentava esse comportamento distinto das demais unidades geradoras.

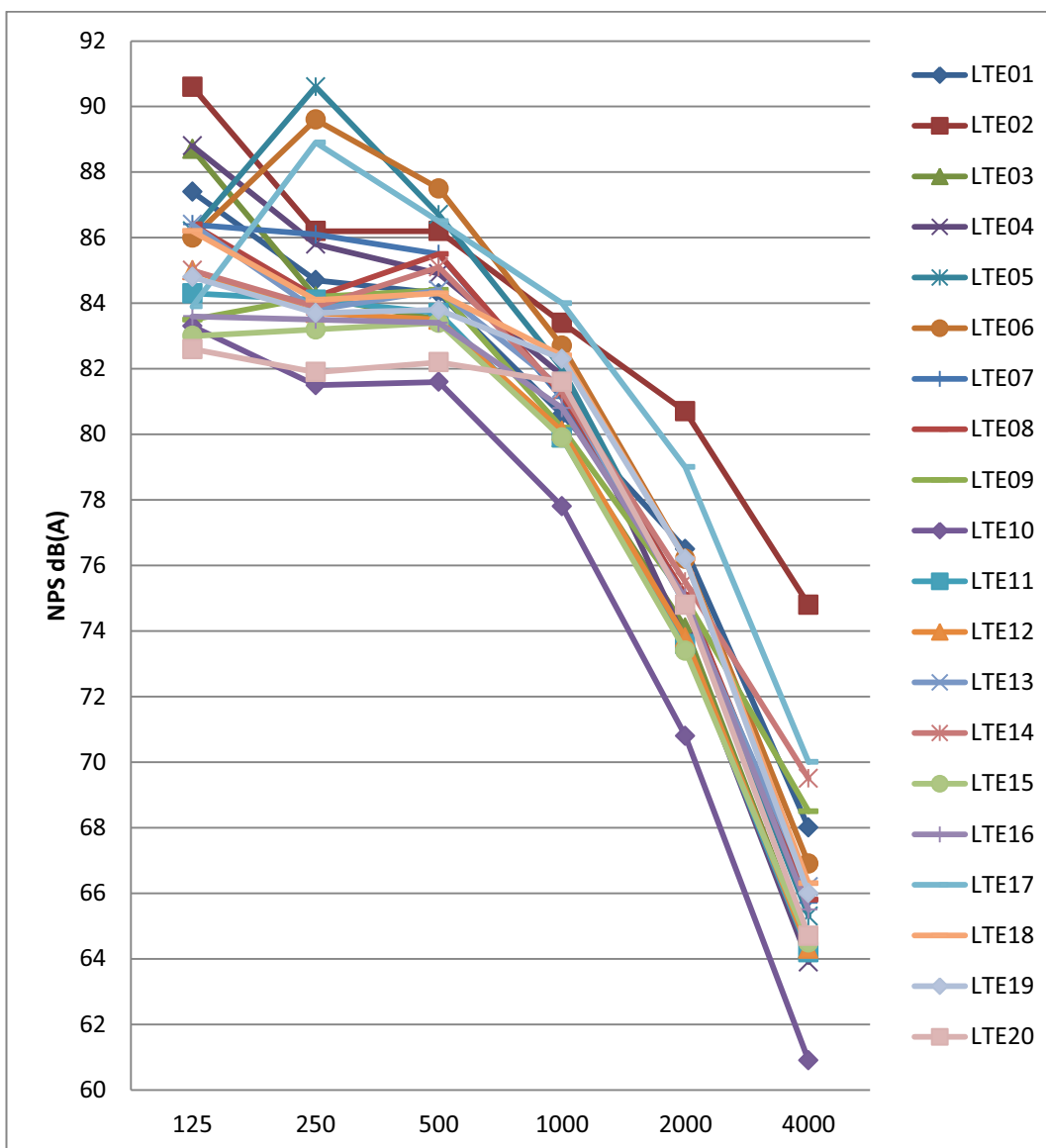
Foi levantado que a UG06 havia sofrido modificações no seu projeto de ventilação no passado, pois a mesma sofria um maior aquecimento. Dessa maneira, partiu-se para o estudo do projeto que havia sido modificado, visto que, todas as outras unidades geradoras apresentavam o projeto original de ventilação. Foi observado que, o novo sistema de ventilação do rotor possui 168 aletas de ventilação e uma frequência de rotação de 1,42 Hz. Assim, a frequência que as aletas passam pelos exaustores é de 238,56 Hz. Portanto, esse novo sistema de ventilação possivelmente está emitindo um ruído muito elevado na banda de frequência de 250 Hz.

Isso sugere também, de maneira mais clara, o motivo pelo qual os reguladores de velocidade RV05 e RV06, localizados ao lado da UG06, também apresentarem picos de ruído mais elevados na faixa de 250Hz.

Os valores para o piso dos operadores, mais especificamente ao lado do transformador de excitação (LTE), também foram estudados ponto a ponto, visto que neste caminho há uma grande movimentação dos trabalhadores. A Figura 57 mostra o gráfico comparativo de todos os pontos medidos para o piso dos operadores.

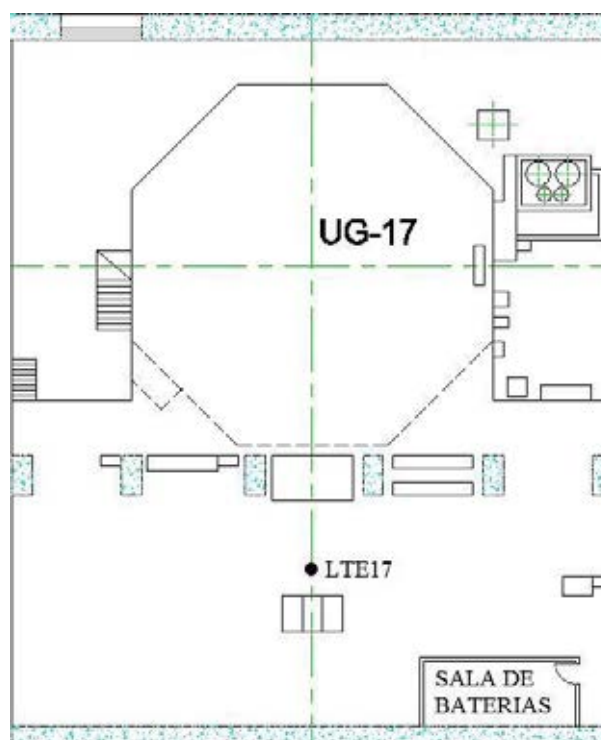
Uma análise mais atenta dos gráficos da Figura 57 mostra que todos os pontos medidos apresentam o mesmo comportamento, com exceção dos pontos LTE05, LTE06 e LTE17, que apresentam um pico de ruído para a frequência de 250Hz. Para os dois primeiros o fato pode ser explicado pelo espectro de emissão da UG06 já citado anteriormente. Entretanto, o ponto LTE17 se encontra bastante afastado dessa fonte ruidosa e não sofre influência direta da mesma. Neste caso, foi feita uma avaliação do ambiente ao redor do ponto LTE17 e observado que o sistema de ventilação para a refrigeração da Sala de baterias, localizada ao lado desse ponto, também se comportava como uma fonte emissora de ruído, além do próprio gerador e regulador de velocidade. A Figura 58 mostra a planta baixa da UG17 apresentando a sala em questão.

Figura 57 – Níveis de pressão por banda de frequência para o piso dos operadores.



Fonte: Elaboração do próprio autor

Figura 58 – Planta baixa da UG17 contendo a Sala de Baterias



Fonte: Elaboração do próprio autor

O sistema de ventilação da sala de baterias possui um ventilador centrífugo com sete pás e uma rotação de 2140 rotações por minuto (RPM). A frequência de rotação (35,7Hz), multiplicada pelo número de pás leva a um valor de 249,9Hz, fato que possivelmente explica os maiores níveis de ruído na faixa de frequência de 250Hz nesse ponto.

Essa fonte foi incluída no modelo e modelada como uma fonte plana com as características apresentadas na Tabela 14.

Tabela 14 – Valores utilizados para a fonte associada ao sistema de ventilação da UG17

Nome	NWS		Espectro (dB)					NWS'' (dB)	Área (m <sup>2</sup> )
	(dB)		125	250	500	1000	2000		
<b>Fonte Ventilador UG17</b>	102.6	93.7	101.4	100.2	98.3	94.2	88.6	102.6	1.00

Fonte: Elaboração do próprio autor.

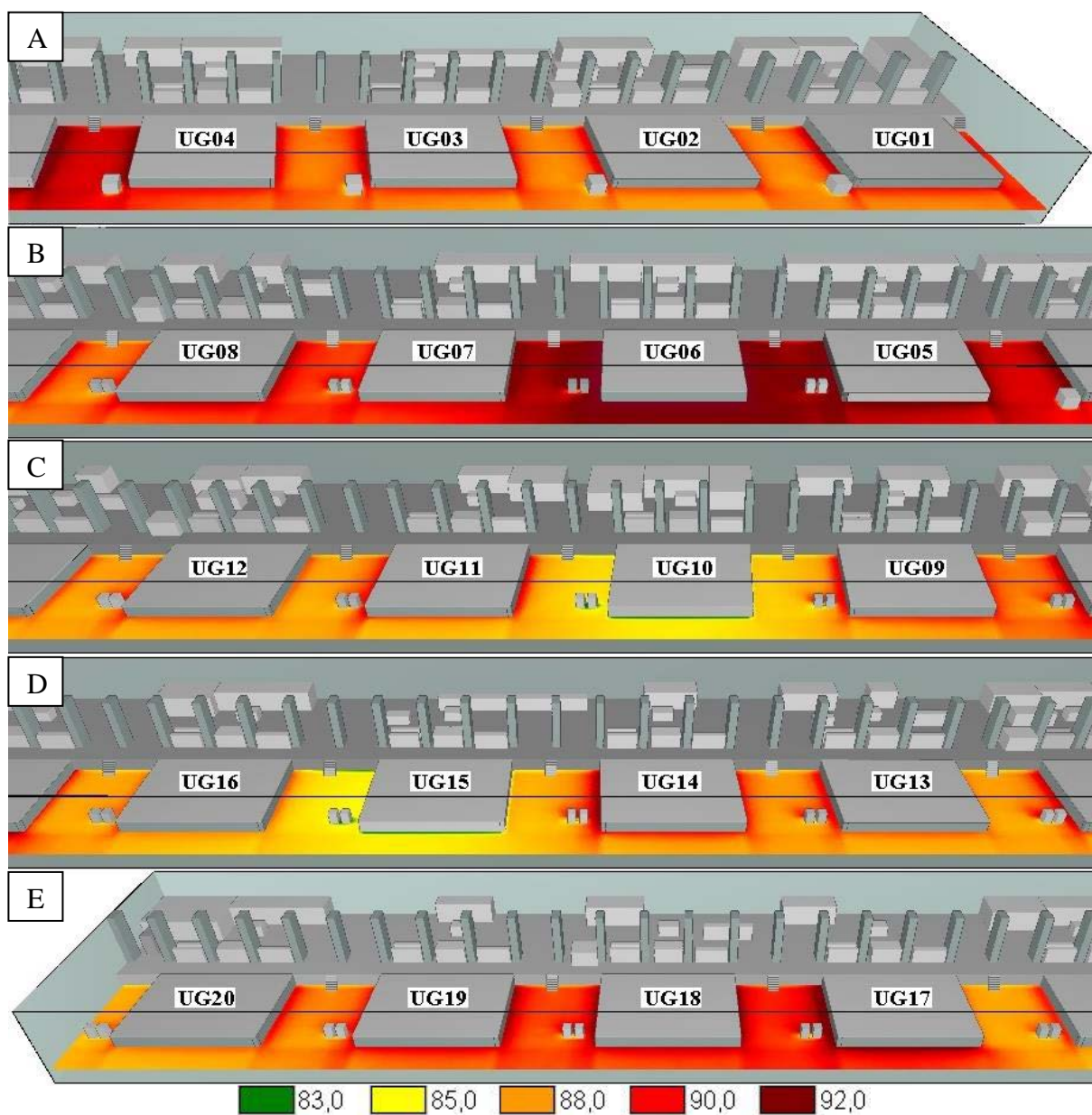
### ***6.5.2 Mapa de ruído do ambiente***

Uma vez caracterizado e definido o ambiente físico e identificado todas as fontes, bem como parâmetros para alimentação do software, passou-se para a etapa de simulação do mapa acústico no piso dos geradores e operadores.

Para o cálculo do mapa acústico do ambiente global, considerando todas as vinte unidades geradoras, foi utilizado o Modelo de Partículas com décima ordem de reflexão e emissão de 100000 partículas. O número de partículas emitidas tem relação direta com o tempo de processamento do programa, entretanto, foi constatado, após uma série de simulações, que o número de partículas, a partir de uma quantidade de emissões, não influencia de forma significativa nos resultados obtidos, ou seja, uma emissão de 400000 partículas quando comparada a uma simulação com 100000 partículas não traz diferenças preocupantes nos resultados para esse modelo. Portanto, o método de cálculo utilizado se mostrou adequado para o modelo de predição.

Na Figura 59 é mostrado o mapa acústico obtido para o piso dos geradores. Para uma melhor visualização o mapa global espacial (3D) foi separado por segmentos contendo quatro UG(s) cada. A Figura 59-A mostra o campo acústico na região das quatro primeiras UG(s), a Figura 59-B o campo para próximas quatro UG(s) e assim por diante.

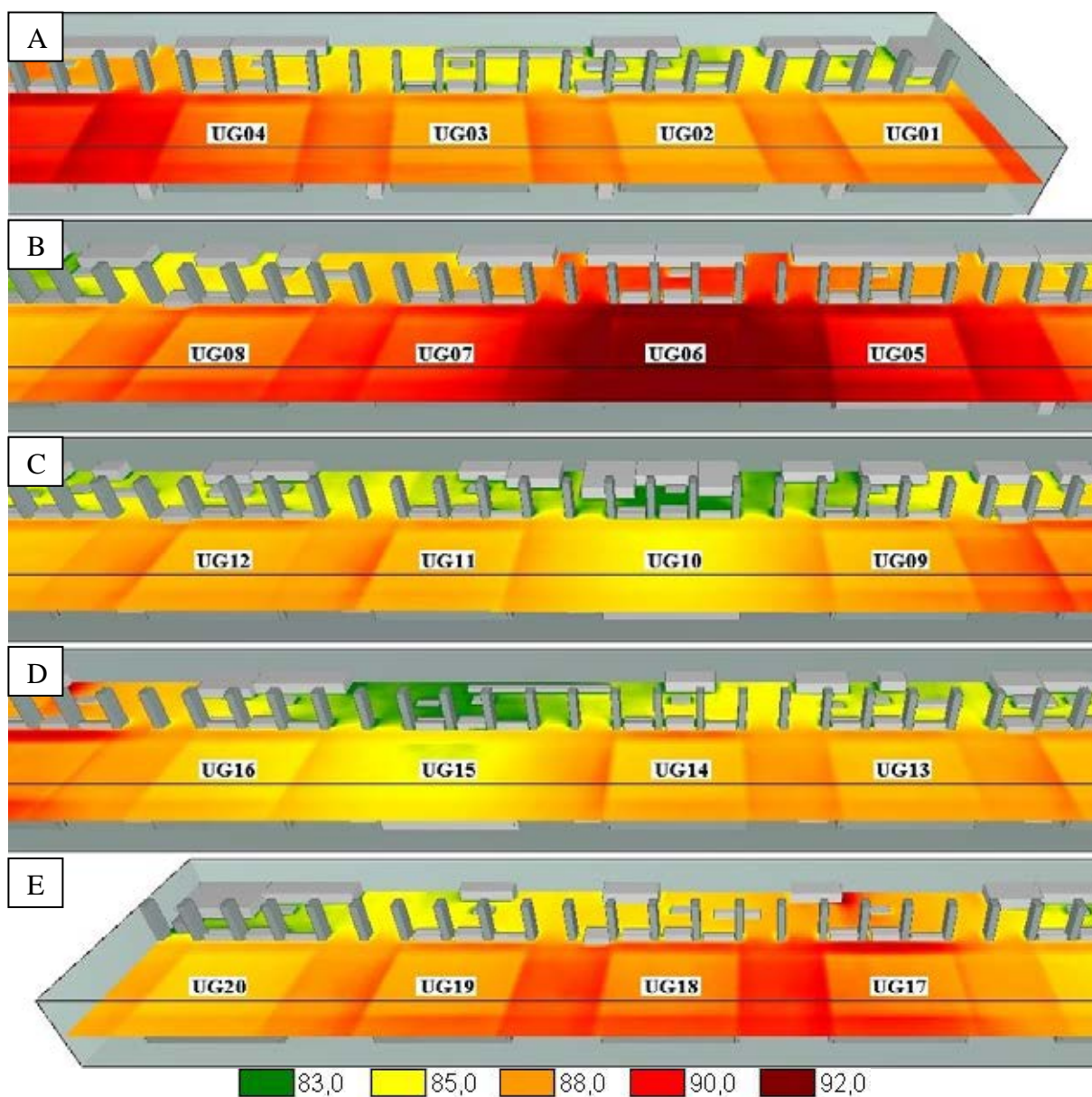
Figura 59 – Mapa acústico simulado para todo o piso dos geradores.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Na Figura 60 é mostrado o mapa acústico obtido para o piso dos operadores, de maneira similar à figura anterior.

Figura 60 – Mapa acústico simulado para todo o piso dos operadores.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Para uma avaliação quantitativa da representatividade do modelo de simulação, foi realizada uma comparação dos níveis de ruído obtidos no modelo de simulação com os valores medidos experimentalmente. Na Tabela 15 são mostrados os valores medidos (M), os valores simulados (S) e seus respectivos desvios (D) para todos os pontos de medições. Na Figura 61 são mostrados esses valores na forma de gráficos.

Tabela 15 – Valores medidos (M), valores simulados (S) e seus respectivos desvios

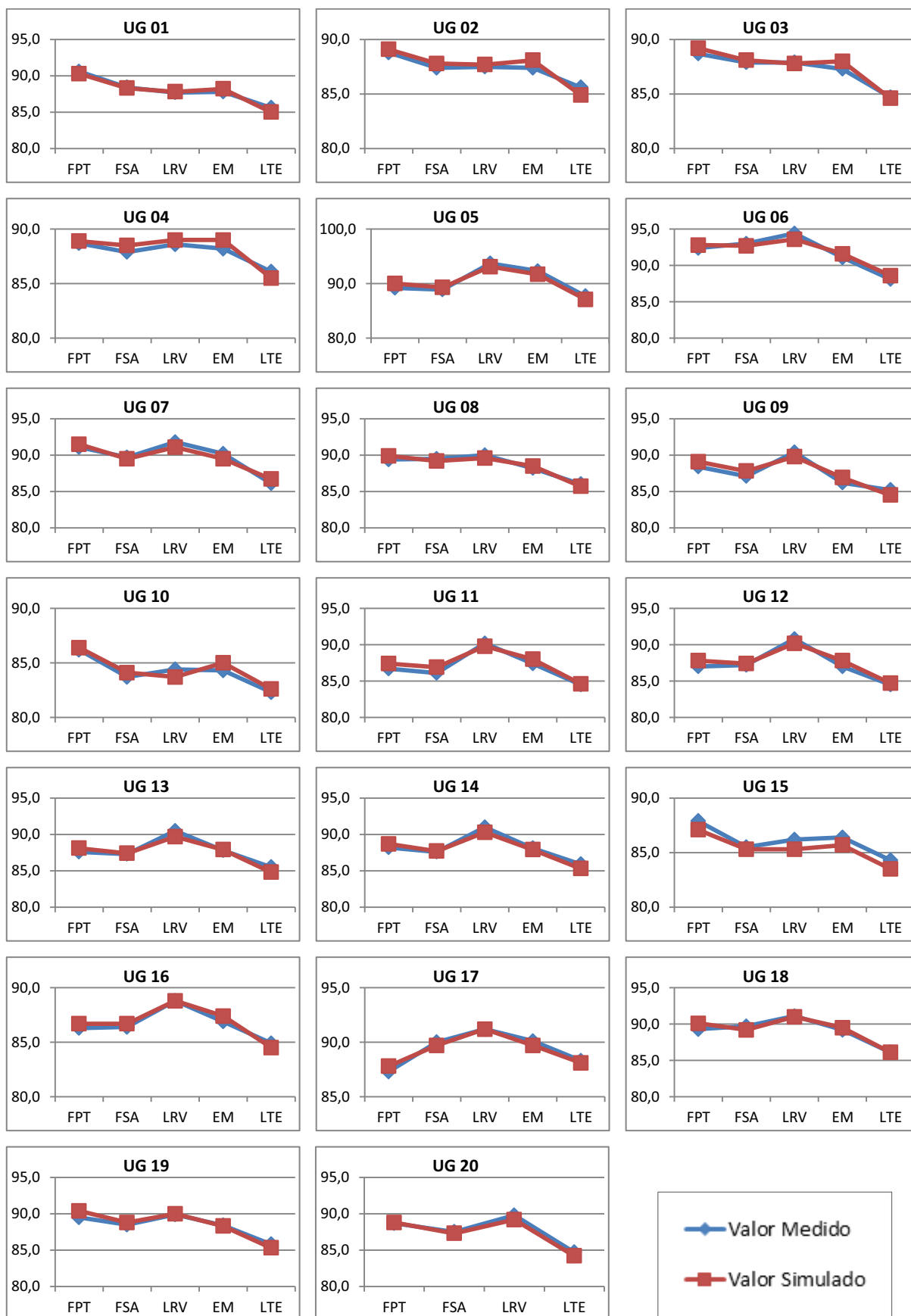
(D)

	UG 01 [dBA]			UG 02 [dBA]			UG 03 [dBA]			UG 04 [dBA]		
	M	S	D	M	S	D	M	S	D	M	S	D
<b>FPT</b>	90,6	90,3	0,3	88,8	89,1	0,3	88,7	89,2	0,5	88,7	88,9	0,2
<b>FSA</b>	88,4	88,3	0,1	87,4	87,8	0,4	87,9	88,1	0,2	87,9	88,5	0,6
<b>LRV</b>	87,7	87,8	0,1	87,5	87,7	0,2	87,9	87,8	0,1	88,6	89,0	0,4
<b>EM</b>	87,8	88,2	0,3	87,4	88,1	0,7	87,3	88,0	0,7	88,2	89,0	0,8
<b>LTE</b>	85,6	85,0	0,6	85,6	84,9	0,7	84,7	84,6	0,1	86,1	85,5	0,6
	UG 05 [dBA]			UG 06 [dBA]			UG 07 [dBA]			UG 08 [dBA]		
	M	S	D	M	S	D	M	S	D	M	S	D
<b>FPT</b>	89,2	90,0	0,8	92,4	92,8	0,4	91,1	91,5	0,4	89,4	89,9	0,5
<b>FSA</b>	88,9	89,3	0,4	93,0	92,7	0,3	89,7	89,5	0,2	89,5	89,2	0,3
<b>LRV</b>	93,7	93,1	0,6	94,4	93,6	0,8	91,8	91,1	0,7	90,0	89,6	0,4
<b>EM</b>	92,3	91,7	0,6	91,1	91,6	0,5	90,2	89,5	0,7	88,2	88,5	0,3
<b>LTE</b>	87,7	87,1	0,6	88,1	88,6	0,5	86,1	86,7	0,6	86,0	85,7	0,3
	UG 09 [dBA]			UG 10 [dBA]			UG 11 [dBA]			UG 12 [dBA]		
	M	S	D	M	S	D	M	S	D	M	S	D
<b>FPT</b>	88,4	89,1	0,7	86,2	86,4	0,2	86,7	87,4	0,7	87,0	87,8	0,8
<b>FSA</b>	87,1	87,8	0,7	83,7	84,0	0,3	86,1	86,9	0,8	87,2	87,4	0,2
<b>LRV</b>	90,4	89,8	0,6	84,4	83,7	0,7	90,2	89,8	0,4	90,8	90,2	0,6
<b>EM</b>	86,2	86,9	0,7	84,3	85,0	0,7	87,4	88,0	0,6	87,0	87,8	0,8
<b>LTE</b>	85,2	84,5	0,7	82,3	82,6	0,3	84,5	84,6	0,1	84,5	84,7	0,2
	UG 13 [dBA]			UG 14 [dBA]			UG 15 [dBA]			UG 16 [dBA]		
	M	S	D	M	S	D	M	S	D	M	S	D
<b>FPT</b>	87,6	88,1	0,5	88,2	88,7	0,5	87,9	87,1	0,8	86,3	86,7	0,4
<b>FSA</b>	87,3	87,4	0,1	87,6	87,7	0,1	85,5	85,3	0,2	86,4	86,7	0,3
<b>LRV</b>	90,5	89,7	0,8	91,0	90,3	0,7	86,2	85,3	0,9	88,8	88,8	0,0
<b>EM</b>	87,8	87,9	0,1	88,1	87,9	0,2	86,4	85,7	0,7	86,9	87,4	0,5
<b>LTE</b>	85,5	84,8	0,7	85,9	85,3	0,6	84,3	83,5	0,8	84,9	84,5	0,4
	UG 17 [dBA]			UG 18 [dBA]			UG 19 [dBA]			UG 20 [dBA]		
	M	S	D	M	S	D	M	S	D	M	S	D
<b>FPT</b>	87,3	87,8	0,5	89,3	90,1	0,8	89,5	89,9	0,4	88,7	88,8	0,1
<b>FSA</b>	90,0	89,7	0,3	89,7	89,2	0,5	88,5	88,8	0,3	87,5	87,3	0,2
<b>LRV</b>	91,2	91,2	0,0	91,1	91,0	0,1	89,9	90,0	0,1	89,8	89,2	0,6
<b>EM</b>	90,1	89,7	0,4	89,2	89,5	0,3	88,4	88,3	0,1	X	X	X
<b>LTE</b>	88,3	88,1	0,2	86,1	86,1	0,0	85,8	85,3	0,5	84,7	84,2	0,5

Fonte: Elaboração do próprio autor.



Figura 61 – Comparação entre os valores medidos e valores simulados



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Na Figura 59-B ficam evidentes os maiores valores do ruído da UG06 e nas Figuras 60-C e 60-D são evidenciados os menores valores do ruído das UG10 e UG15, uma vez que essas unidades estavam paradas para manutenção durante a coleta de dados.

Os mapas de ruído das Figuras 59 e 60 mostram que o piso dos operadores apresenta menores valores de ruído comparado com o piso dos geradores, por volta dos 83 e 85dB, com exceção das UG05, UG06 e UG17. As duas primeiras devido ao espectro de emissão dos seus geradores e a outra devido à fonte associada com o sistema de ventilação.

A avaliação dos valores apresentados na Tabela 15 e Figura 61 mostra que os resultados obtidos para o modelo de predição final são bastante satisfatórios, não havendo desvios significativos entre os valores medidos e os valores simulados.

## **7 MODELO DE PREDIÇÃO E CONTROLE DO RUÍDO**

Uma vez definido, avaliado e validado o modelo numérico de simulação do ruído no ambiente, o mesmo pode ser utilizado para o estudo e avaliação do nível do ruído obtido no mapa acústico em comparação com as normas e recomendações, identificar as regiões mais críticas, bem como estabelecer eventuais riscos, em termo de níveis de ruído, para o trabalhador.

Por envolver ações multidisciplinares, o controle de ruído, nos casos em que está em questão a saúde do trabalhador, é muito importante para obter um nível de ruído aceitável no ambiente, ou em locais específicos de interesse dentro desse ambiente, levando em consideração os aspectos legais e os aspectos econômicos. Esse último é um aspecto de suma importância nas tomadas de decisão para as empresas (BISTAFA, 2006).

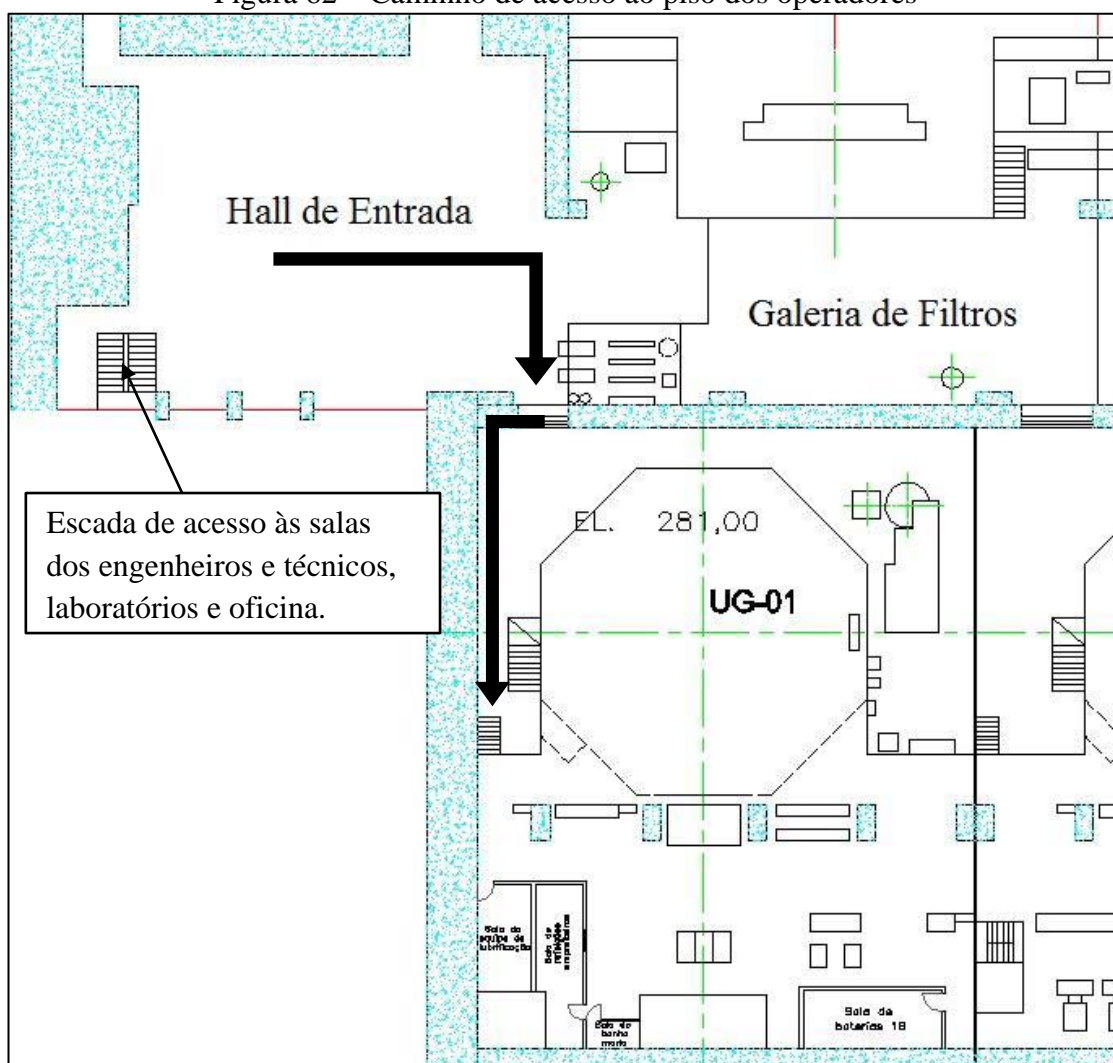
O modelo acústico permite testes de soluções virtuais, de maneira que é possível prever de forma bastante confiável quais as melhores soluções a serem implantadas de forma a alcançar resultados desejáveis.

A seguir é apresentada a simulação e os resultados obtidos para uma proposta de ação visando reduzir o ruído em frente ao poço da turbina da UG01.

### **7.1 Absorção na Parede em Frente ao Poço da Turbina da UG01**

O setor em frente ao poço da turbina da UG01 é muito utilizado pelos trabalhadores como forma de acesso ao piso dos operadores, a Figura 62 mostra, com setas, o caminho utilizado pelos engenheiros e técnicos para o acesso ao piso dos operadores passando pelo piso dos geradores.

Figura 62 – Caminho de acesso ao piso dos operadores



Fonte: Elaboração do próprio autor

A proposta discutida neste tópico foi uma avaliação da utilização de um material absorvente em toda a parede em frente ao poço da turbina da UG01 no piso dos geradores para a redução do ruído, mais especificamente, o ruído presente na rota percorrida pelos funcionários para acesso ao piso dos operadores. Para estudar a validade dessa proposta foi utilizado o modelo de predição criado para simular uma barreira sobreposta na parede em questão com os mesmos coeficientes de absorção sonora do material absorvente a ser utilizado.

A Tabela 16 mostra os valores de ruído medidos e simulados (modelo final com todas as unidades geradoras) ao redor da UG01 sem material absorvente na parede em frente ao poço da turbina no piso dos geradores

Tabela 16 – Valores do ruído ao redor da UG01 sem controle de ruído.

	Medido [dBA]	Simulado [dBA]
<b>FPT</b>	90,6	90,3
<b>FSA</b>	88,4	88,3
<b>LRV</b>	87,7	87,8
<b>EM</b>	87,8	88,2
<b>LTE</b>	85,6	85,0

Fonte: Elaboração do próprio autor.

O material escolhido para a simulação foi o painel de lã de rocha com espessura de 50mm e densidade superficial 64 kg/m<sup>3</sup> da empresa Acital, que especifica o material como um isolante e absorvedor que oferece elevados níveis de proteção frente ao calor, absorção sonora e proteção ao fogo, atingindo 100% de absorção do som em várias frequências. A Tabela 17 apresenta os valores de absorção sonora  $\alpha$  por banda de frequência para o material escolhido.

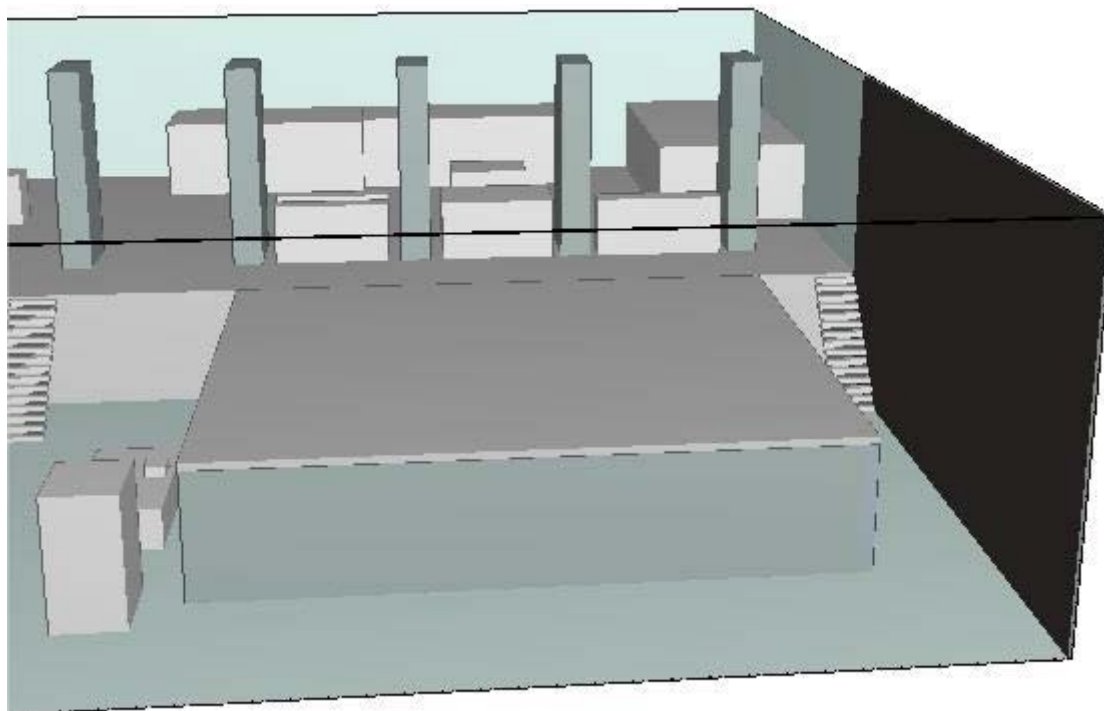
Tabela 17 – Coeficiente de absorção sonora do painel de lã de rocha

<b>Hz</b>	<b>125</b>	<b>250</b>	<b>500</b>	<b>1000</b>	<b>2000</b>	<b>4000</b>
<b><math>\alpha</math></b>	0,13	0,61	0,98	1	1	0,98

Fonte: Acital (2013)

A Figura 63 mostra a proposta de implementação de um painel no modelo de predição, na forma de barreira, visando avaliar o efeito da modificação introduzida no modelo para redução de ruído. O painel, em preto, apresenta 11m de altura por 17,5m de comprimento totalizando uma área de 192,50 m<sup>2</sup>.

Figura 63 – Detalhe do painel de absorção sonora na parede em frente ao poço da turbina.

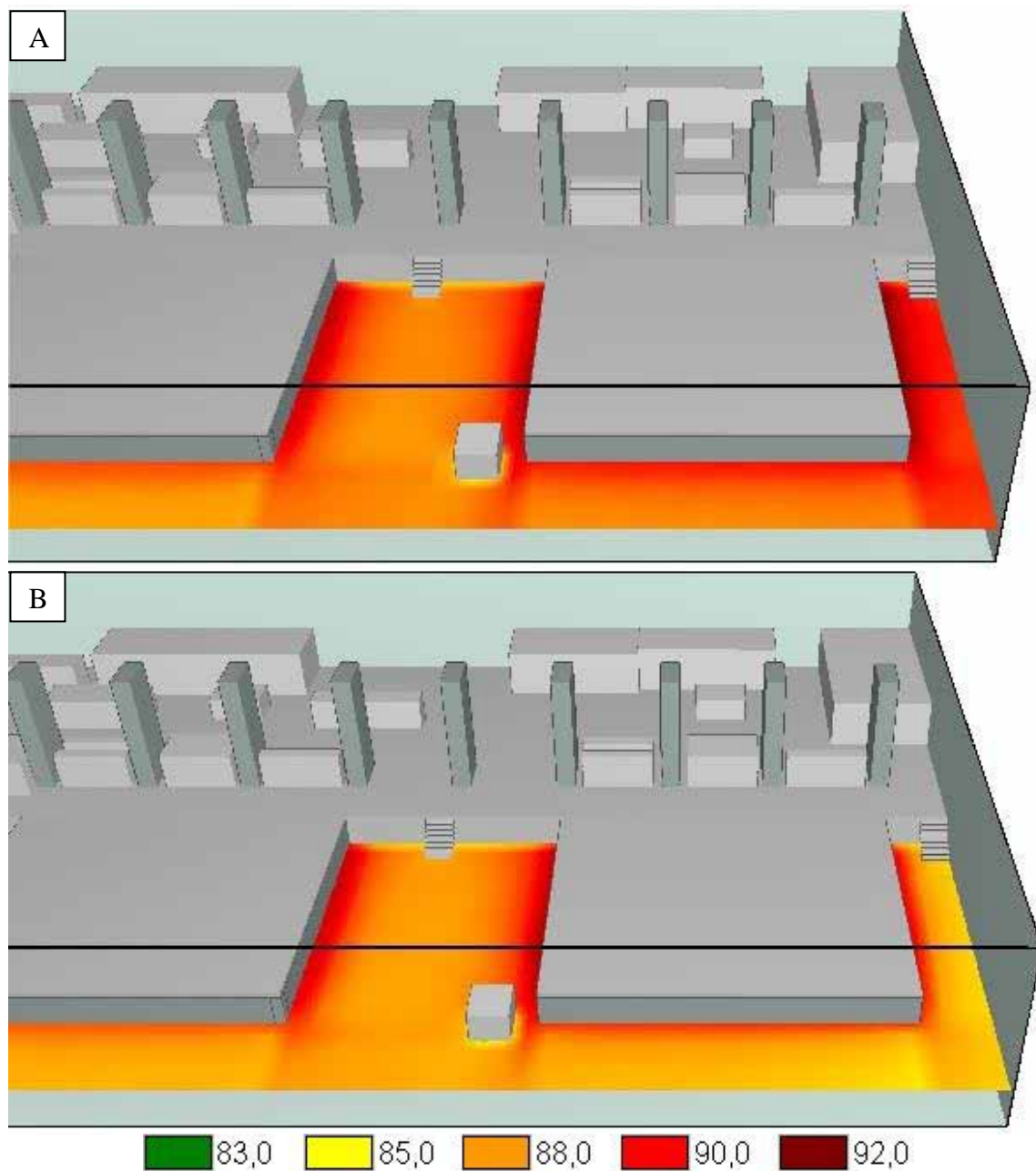


Fonte: Elaboração do próprio autor.

A simulação foi realizada de maneira semelhante à apresentada no item 6.5. A única diferença foi a inclusão de uma barreira sobreposta na parede em frente ao poço da turbina da UG01, a fim de representar os efeitos de um painel absorvente de ruído. Todas as fontes e variáveis numéricas para a simulação permaneceram inalteradas durante o novo cálculo do mapa do ruído, para ao final, ser realizada uma comparação de resultados.

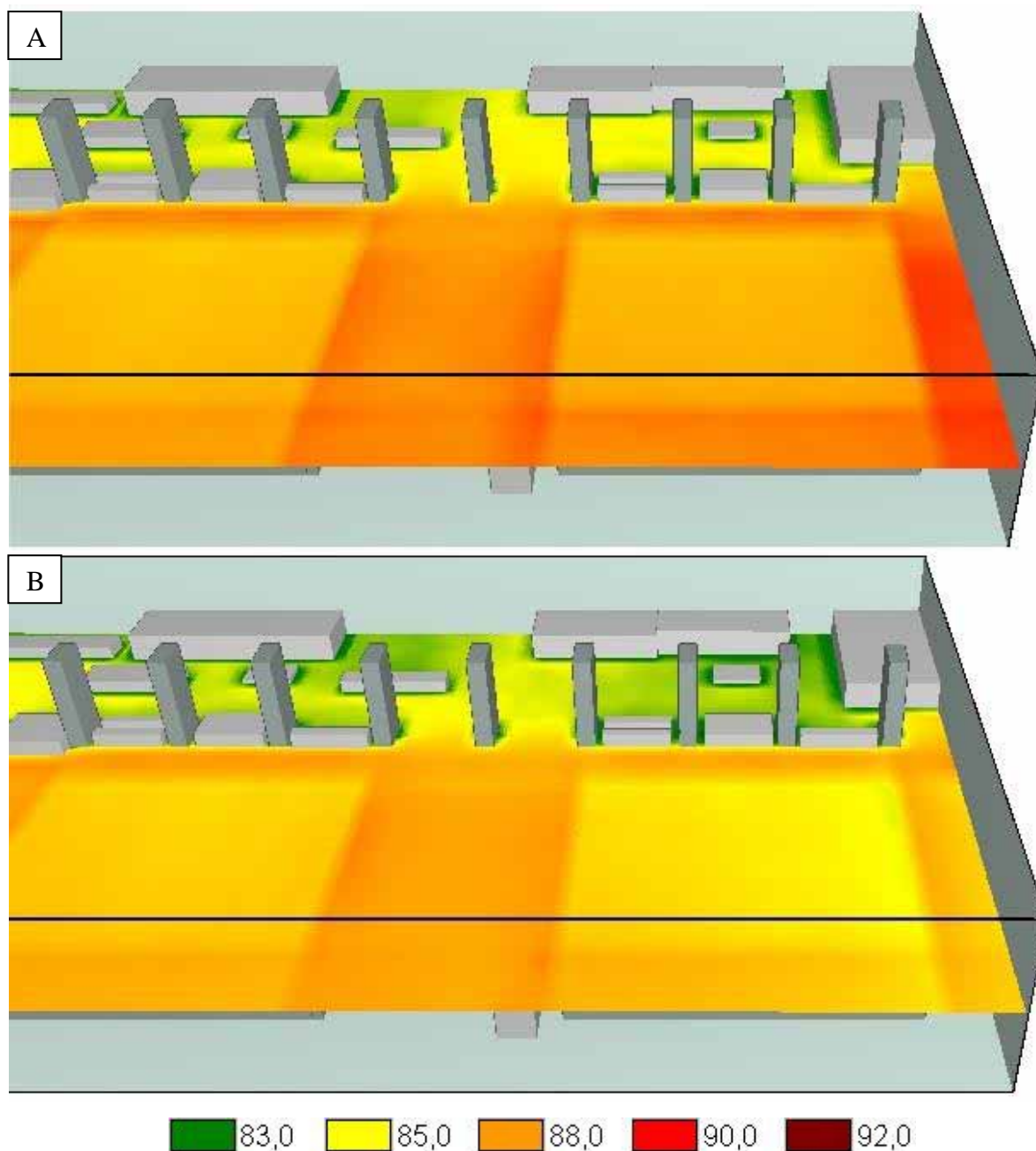
As Figuras 64 e 65 mostram o mapa acústico para o modelo envolvendo a UG01 antes e após a proposta de redução do ruído. A Figura 64-A mostra o mapa do ruído referente ao piso dos geradores numa altura de 2m, antes do controle do ruído. A Figura 64-B mostra o mesmo mapa após o controle do ruído. A Figura 65-A mostra o mapa acústico em uma altura de 5m onde é observado o mapa acústico tanto no piso dos geradores como no piso dos operadores. A Figura 65-B mostra novamente o mesmo mapa, mas agora com a proposta de controle do ruído.

Figura 64 – Mapa acústico no piso dos geradores para: A) Antes do controle do ruído e B) Após a implementação da proposta de controle do ruído



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 65 – Mapa acústico no piso dos operadores para: A) Antes do controle do ruído e B) Após a implementação da proposta de controle do ruído



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A Figura 64 evidencia claramente a grande redução do ruído no local desejado, trajeto dos trabalhadores, além de uma menor redução também em frente à sala amarela. A Figura 65 deixa mais clara a redução do ruído tanto na região de interesse bem como no piso dos operadores. Tanto a redução do ruído em frente a sala amarela quanto no piso dos operadores ocorre devido à grande diminuição da reflexão do som na parede em frente ao poço da turbina, uma vez que esse é absorvido pelo material absorvente. A Tabela 18 trás os



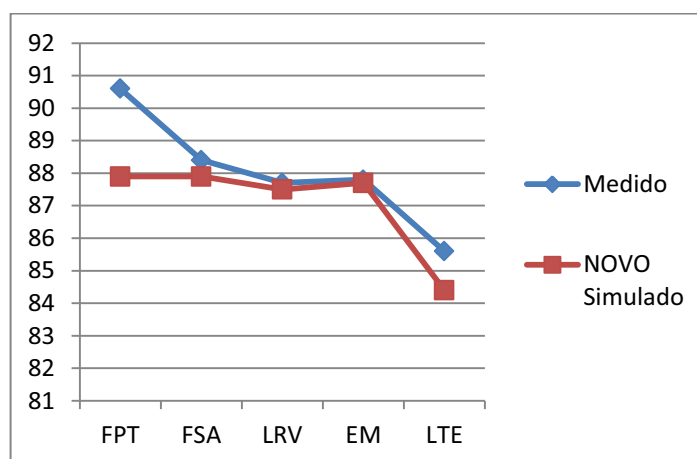
resultados do NPS do modelo simulado em comparação com os valores medidos. Os novos valores obtidos com a implementação do painel de absorção sonora apresentaram uma redução significativa. A Figura 66 mostra a mesma comparação representada em forma de gráfico.

Tabela 18 – Valores medidos e simulados após a implementação do o painel de absorção sonora

	Medido [dBA]	NOVO Simulado [dBA]
<b>FPT</b>	90,6	87,9
<b>FSA</b>	88,4	87,9
<b>LRV</b>	87,7	87,5
<b>EM</b>	87,8	87,8
<b>LTE</b>	85,6	84,4

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 66 – Comparação entre os valores medidos e os novos valores simulados.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Os valores da Tabela 18 mostram que o ruído diminuiu significativamente na região desejada, em frente ao poço da turbina, tendo uma queda de 2,7 dB após a implementação do painel de absorção sonora. O ruído ao redor da UG01 caiu como um todo, sendo essa queda também representativa no piso dos operadores, mostrando que o ruído que escapa pelo poço da turbina no piso dos geradores tem influência, nesse caso, no mapa acústico do piso dos operadores.

## 8 CONCLUSÃO

O trabalho apresenta o desenvolvimento e a validação de uma metodologia para a obtenção, análise e avaliação do ruído interno da UHE de Ilha Solteira, mais especificamente no piso dos geradores, utilizando conceitos e ferramentas matemáticas que permitiram a criação do mapeamento da propagação do campo acústico emitido pelos geradores e equipamentos auxiliares ali presentes.

A metodologia foi dividida em duas abordagens de estudo que se complementam, uma abordagem experimental e outra teórica. Na abordagem experimental analisou-se o espaço físico do ambiente em questão e definiram-se todos os procedimentos/normas necessários para a realização das medições, tendo em vista a elaboração do mapa acústico do ruído. Na abordagem teórica discutiu-se a fundamentação teórica associada à elaboração do modelo matemático de predição de ruído, envolvendo conceitos, definição e caracterização de fontes, propagação do ruído nos ambientes internos e estudo dos métodos numéricos para modelagem acústica.

Com o auxílio do software comercial CadnaR foi criada uma maquete virtual do piso dos geradores respeitando as dimensões/volume do ambiente, equipamentos e máquinas ali presentes. Dessa forma foram realizadas simulações preliminares, levando em consideração o ruído emitido pelas unidades geradoras (UGs) e respectivos reguladores de velocidade (RVs), que serviram de base para a simulação do mapa acústico global. Uma avaliação qualitativa do modelo final mostra que em algumas regiões o ruído é mais intenso, como ao redor da UG06 e ao lado do sistema de ventilação da UG17. Esses pontos receberam uma atenção especial quando analisados, e foi possível descrever qual o fato gerador desses picos de ruído.

As comparações dos resultados do modelo de simulação final com os dados medidos no ambiente mostraram que o modelo desenvolvido para simular o campo acústico do piso dos geradores da UHE Ilha Solteira se mostrou bastante adequado. Os valores de pressão sonora medidos experimentalmente, quando comparados com os valores simulados, apresentaram desvios menores que 1dB. O mapa acústico obtido no modelo representado pelas cores ilustra de forma aproximada os efeitos da propagação do ruído real no ambiente.

Uma vez validado, o modelo de simulação foi utilizado para o estudo e avaliação da redução do ruído em frente ao poço da turbina da UG01. Esse local foi escolhido por ser muito utilizado no deslocamento dos trabalhadores. Com o modelo de predição foi possível simular o efeito de uma barreira absorvente colocada na parede em frente ao poço da turbina, para, dessa maneira, diminuir as reflexões do ruído e comparar os resultados simulados antes

e depois da implantação dessa barreira. O modelo apresentou uma redução de 2,7 dB região desejada, além de evidenciar uma redução do ruído ao redor de toda UG01.

Apesar do método híbrido ser mais usado para simulações numéricas, o método de traçado de raios utilizado apresentou excelentes resultados, podendo aqui substituir o modelo híbrido de forma satisfatória, uma vez que os desvios formam baixos. Porém, o mais importante para escolha do método foi o menor tempo computacional que o mesmo levou para calcular o mapa acústico.

A partir do desenvolvimento desse trabalho, alguns trabalhos futuros são sugeridos para serem realizados, a fim de, caracterizar ainda mais ambientes de geração de energia elétrica e identificar possíveis novas fontes de ruído nesse tipo de ambiente. Para tal sugere-se:

- a) extensão do estudo para as outras áreas da usina, como a galeria de filtros e oficina;
- b) uma avaliação de todo o sistema de ventilação, visto que no caso da UG17, os efeitos desse sistema ficaram bastante evidentes na análise e avaliação do campo acústico do ambiente;
- c) utilizar o modelo de predição para um estudo mais detalhado a respeito do controle e redução do ruído no ambiente, incluindo tanto aspectos teóricos e custos para tal.

Os resultados obtidos caracterizaram o comportamento acústico no ambiente em questão. As simulações realizadas foram importantes para predizer os níveis de ruído nos ambientes de trabalho. A possibilidade de previsão de resultados e custos de projeto permite a empresa desenvolver um amplo planejamento, estabelecendo metas, ações prioritárias, cronograma de execução e desembolso financeiro para melhorar acusticamente o ambiente laboral.

## REFERÊNCIAS

- AGUILERA, P. L. G. **Potencial de uso da tecnologia de barreiras acústicas para redução da poluição sonora:** estudo de caso no lactec. 2007. 115 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Instituto de Tecnologia para o desenvolvimento em parceria com o Instituto de Engenharia do Paraná, Curitiba, 2007.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 10151:** acústica: avaliação do ruído em áreas habitadas, visando o conforto da comunidade: procedimento. Rio de Janeiro, 2000.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 10152:** níveis de ruído para conforto acústico. Rio de Janeiro, 1987.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 12179:** tratamento acústico em recintos fechados. Rio de Janeiro, 1992.
- ÁVILA, G. G; RAMALHO, B. L. G. Avaliação do Ruído em Ambientes Industriais através de Modelos Computacionais. In: CONGRESSO DE PESQUISA E INOVAÇÃO DA REDE NORTE, 9., 2009, Belém. **Anais...** Belém: Nordeste de Educação Tecnológica, 2009. p. 1-9.
- ALARCÃO, D. **Acoustic modelling for virtual spaces.** 2005. 336 f. Tese (Doutorado em Engenharia Electrotécnica e de Computadores) - Instituto Superior Técnico, Universidade Técnica de Lisboa, Lisboa, 2005.
- ALARCÃO, D.; COELHO, J. L. B.; TENENBAUM, R. A. On modelling of room acoustics by a sound energy transition approach. In: SYMPOSIUM ON ARCHITECTURAL ACOUSTICS, 2000, Madrid. **Proceedings...** Madrid: [s. n.], 2000.
- BERANEK, L.; MARTIN, D. W. Concert and Opera Halls: how they sound. **The Journal of the Acoustical Society of America**, New York, v. 99, n. 5, p. 2637-2637, 1996.
- BISTAFA, S. R. **Acústica aplicada ao controle do ruído.** São Paulo: Edgard Blücher, 2006.
- BRASIL. Ministério do Meio Ambiente. Comissão Nacional do Meio Ambiente. **Resolução CONAMA n. 001, de 08 de março de 1990.** Brasília, DF, 1990. Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/port/conama/index.cfm>>. Acesso em: 6 fevereiro 2013.
- BRASIL. Ministério do Trabalho e Emprego. **Portaria n. 3214, de 8 de junho de 1978.** NR 15: atividades e operações insalubres. Brasília, DF, 1978. Disponível em: <<http://portal.mte.gov.br/legislacao/norma-regulamentadora-n-15-1.htm>>. Acesso em: 8 jun. 2013.
- BROWN, A. L.; LAM, K. C. Urban noise surveys. **Applied Acoustics**, Amsterdam, v. 20, n. 1, p. 23-39, 1987.
- BRÜEL AND KJAER. **Environmental noise booklet.** [S. l.], 2000. Disponível em: <<http://www.bksv.com/Applications/EnvironmentalNoiseandVibration/Envir.aspx>>. Acesso em: 15 mar. 2013.

CALIXTO, A. **O ruído gerado pelo tráfego de veículos em “rodovias - grandes avenidas” situadas dentro do perímetro urbano de Curitiba, analisado sob parâmetros acústicos objetivos e seu impacto ambiental.** 2002. 122 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2002.

CAMPO, N.; RISSONE, P.; TODERI, M. Adaptive pyramid tracing: a new technique for room acoustics. **Applied Acoustics**, Amsterdam, v. 61, n. 2, p.199-221, 2000.

CARDOSO, S. F. H. **Soluções numéricas de controle de ruído em usinas hidrelétricas da CHESF.** 2010. 221 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia) - Universidade Federal do Pará, Belém, 2010.

CHRISTENSEN, C.L. **Odeon room acoustics program, version 3.1, user manual, industrial, auditorium and combined editions.** Lyngby: Department of Acoustic Technology, Technical University of Denmark, Copenhagen, Denmark, 1998.

CHRISTENSEN, C. L; FOGED, H. T. A Room Acoustical Computer Model for Industrial Environments: the Model and Its Verification. **Euro-noise**, München, v. 98, p. 671-676, 1998.

CHROUSOS, G.P. **Pediatric Endocrinology.** Saunders: [s. n.], 1996.

CHUANG, J. H; CHENG, S. A. Computing caustic effects by backward beam tracing. **The Visual Computer**, Gothenburg, v. 11, n. 3, p. 156–166, 1995.

COSTA, E. C. da. **Acústica técnica.** São Paulo: Edgar Blücher, 2003.

CZUCHAJ, J.; SLIWINSKI, A.; SRODECKI, K. Noise sources and acoustic properties of workrooms in the plants of food-processing and pharmaceutical industry. **Applied Acoustics**, Amsterdam, v. 62, n. 10, p. 1141-1156, 2001.

DANCE, S. M.; SHIELD, B. M. The complete image-source method for the prediction of sound distribution in non-diffuse enclosed spaces. **Journal of Sound and Vibration**, Amsterdam, v. 201, n. 4, p. 473-489, 1997.

DE MARCO, C. S. **Elementos de acústica arquitetônica.** 2. ed. São Paulo: Nobel, 1982.

DEN BOER, L. C.; SCHROTEN, A. **Traffic noise reduction in europe: health effects, social costs and technical and policy options to reduce road and rail traffic noise.** [S. l.]: CE Delft, 2007.

ELDREDGE, D. H.; MILLER, J. D. Acceptable noise exposures: damage risk criteria. **American Speech and Hearing Association**, Washington, n. 4, p. 110-120, 1969.

FARINA, A. RAMSETE-a new pyramid tracer for medium and large scale acoustic problems. In: EURO-NOISE, 1995, Lyon. **Proceedings...** Lyon: Senlis : CETIM, Centre technique des industries mécaniques, 1995.

FLETCHER, H.; MUNSON, W. A. Loudness: its definition, measurement and calculations. **Journal of the Acoustical Society of America**, New York., v. 5, p. 82-108, 1933.

FRITSCH, R. C. **Avaliação do ruído urbano**: o caso da área central de Passo Fundo – RS. 2006. 182 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Universidade de Passo Fundo, Passo Fundo, 2006.

FUNDACENTRO. **Norma de higiene ocupacional NHO-01**: avaliação da exposição ocupacional ao ruído: procedimento técnico. São Paulo, 1999.

FUNKHOUSER, T. et al. A beam tracing method for interactive architectural acoustics. **The Journal of the Acoustical Society of America**, New York, v. 115, p. 739-756, 2004.

FUSINATO, V. A. Minicurso de acústica e ruído. Semana da Física, 15., 2005, Maringá. **Anais...** Maringá: Universidade Estadual de Maringá, 2005.

GERGES, S. N. Y. **Ruído**: fundamentos e controles. 2. ed. Florianópolis, NR, 2000.

HARRINGTON, S. **Building services engineering msc programme**. Uxbridge: Brunel University, 2000.

HODGSON, M. Case history: factory noise prediction using ray tracing: experimental validation and the effectiveness of noise control measures. **Noise Control Engineering Journal**, New York, v. 33, n. 3, p. 97–104, 1989.

HOWARTH, M. J.; LAM, Y. W. An assessment of the accuracy of a hybrid room acoustics model with surface diffusion facility. **Applied Acoustics**, Amsterdam, v. 60, n. 2, p. 237-251, 2000.

IAZZETTA, F.; KON F. SILVA, F. S. C. ACMUS: Design and simulation of music listening environments. In: BRAZILIAN SYMPOSIUM ON COMPUTER MUSIC, 8., 2001, Fortaleza. **Proceedings...** Fortaleza: [s. n.], 2001.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 226:2003**: acoustics: normal equal-loudness level contours. London, 2003.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 2631:1978**: guide for the evaluation of human exposure to whole-body vibration. London, 1978.

JEONG, C.; IH, J.; RINDEL, J. H. An Approximate treatment of reflection coefficient in the phased beam tracing method for the simulation of enclosed sound fields at medium frequencies. **Applied Acoustics**, Amsterdam, v. 69, n.7, p. 601-613, 2008.

JUNIOR, A. C. L. F. **Auralização**: técnicas de modelagem d simulação binaural de ambientes acústicos virtuais. 2005. 110 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia) - Faculdade de Engenharia Elétrica e Computação, Universidade de Campinas, Campinas, 2005.

KINSLER, L. E. et al. **Fundamentals of acoustics**. 3. ed. New York: John Wiley & Sons, 1982.

KINSLER, L.; FREY, A.; COPPENS, A.; SANDERS, J. **Fundamentals of acoustics**. 4. ed. New York: John Wiley & Sons, 1999.

- KRUZINS, E.; FRICKE, F. The prediction of sound fields in non-diffuse spaces by a “Random Walk” approach. **Journal of Sound and Vibration**, Amsterdam, v. 81, n. 4, p. 549-564, 1982.
- KULOWSKI, A. Algorithmic representation of the ray tracing technique. **Applied Acoustics**, Amsterdam, v. 18, n. 6, p. 449-469, 1985.
- KUTTRUFF, K. H. **Room acoustics**. 2. ed. London: Applied Science Puclishers, 1979.
- LELAND, I. K.; RICHARDS, R. L. **Acoustics and noise control handbook for architects and builders**. Malabar: Krieger Publishing Company, 1998.
- LEWERS, T. A combined beam tracing and radiatn exchange computer model of room acoustics. **Applied Acoustics**, Amsterdam, v. 38, n. 2, p. 161-178, 1993.
- MACHADO, P. A. L. **Direito ambiental brasileiro**. 11. ed. São Paulo: Malheiros, 2001.
- MAGNANI, F. G.; BORGES, E. N. M.; COSTA, E. S. Estudo da atenuação de ruídos por barreiras acústicas situadas em ambientes fechados. In: ENCONTRO REGIONAL DE MATEMÁTICA APLICADA E COMPUTACIONAL, 1., 2010, São João Del-Rei. **Anais...** São João Del-Rei: [s. n.], 2010. p. 311-312.
- MAGRINI, R. J. Poluição sonora e lei do silencio. **Revista Jurídica**, Recife, v. 216, p. 20, 1995.
- MAIA, M. A. L. **Contribuição ao mapeamento do ruído urbano na cidade de Porto Alegre**. 2003. 166 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Rio Grande do Sul, 2003.
- MAZARINI, J. A. F. **Desenvolvimento de uma metodologia para elaboração de modelos de predição dos níveis de ruído do campo acústico de usinas hidrelétricas**. 2013.113 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira. 2013.
- MEDRADO, L. O.; TENENBAUM, R. A. Simulação numérica de acústica de salas: implementação do código computacional RAIOS e sua validação por comparação. In: ENCONTRO DA SOCIEDADE BRASILEIRA DE ACÚSTICA, 20., 2002, Rio de Janeiro. **Anais...** Rio de Janeiro: [s. n.], 2002.
- MEHTA, M.; JOHNSON, J.; ROCAFORT, J. **Architectural acoustics: principles and design**. Columbus: Prentice Hall, 1999.
- NAGEM, M. P. **Mapeamento e análise do ruído ambiental: diretrizes e metodologia**. 2004. 119 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2004.
- NEPOMUCENO, L. X. **Acústica**. São Paulo: Edgard Blücher, 1977.
- NEPOMUCENO, L. A. **Elementos de acústica física e psicoacústica**. São Paulo: Edgard Blücher, 1994.

NYEMEYER, M. L.; SLAMA, J. G. **O Ruído na cidade**: elementos do ruído urbano. Rio de Janeiro: UFRJ, 1998.

ONDET, A. M.; BARBRY, J. L. Modeling of sound propagation in fitted workshops using ray tracing. **The Journal of the Acoustical Society of America**, Nova York, v. 85, n. 2, p. 787-796, 1989.

PAGLIOSA, K. M. **Ruído**: relação entre saúde, trabalho e qualidade de vida. 1999. 44 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Especialização em Audiologia Clínica) – Centro de Especialização em Fonoaudiologia Clínica, Porto Alegre, 1999.

PETERSON, A. P. G.; GROSS, E. E. **Handbook of noise measurements**. 8. ed. Concord: General Radio, 1978.

PIMENTEL-SOUZA, F. Efeito do ruído no homem dormindo e acordado. **Revista de Acústica e Vibrações**, Florianópolis, n. 25, p. 2-17, 2000.

PLEECK, D; DE GEEST, E. The practical application of a ray tracing program in industrial noise control. In: EURO NOISE, 1995, Lyon. **Proceedings...** Lyon: [s. n.], 1995. p. 43-48.

PORTELA, M. S. **Caracterização de fontes sonoras e aplicação na auralização de ambientes**. 2008. 121 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis. 2008.

RAYNOISE Manual, numerical integration technologies N. V. [S. l.: s. n.], 1993.

REYNOLDS, D. **Engineering principles of acoustics**: noise and vibration control. Boston: Allyn and Bacon, 1981.

RINDEL, J. H. The use of computer modeling in room acoustics. **Journal of Vibroengineering**, Lithuania, v. 3, n. 4, p.41-72, 2000.

ROBINSON, D. W. Towards a unified system of noise assessment. **Journal of Sound and Vibration**, Amsterdam, v. 14, n. 3, p. 279-298, 1971.

SAYED, A. A. Industrial noise levels and annoyance in Egypt. **Applied Acoustics**, Amsterdam, v. 72, n.4, p. 221-225, 2011.

SHARMA, O.; MOHANAN, V.; SINGH, M. Noise emission levels in coal industry. **Applied Acoustics**, Amsterdam, v. 54, n. 1, p. 1-7, 1998.

SORAINEN, E.; KOKKOLA, H. Optimal noise control in a carpentry plant. **Applied Acoustics**, Amsterdam, v. 61, p. 37-43, 2000.

SOUZA, M. C. R. **Previsão do ruído em salas por raios acústicos e ensaios experimentais**. 1997. 114 f. Tese (Doutorado em Engenharia) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1997.



SOUZA, M. C. R. **Determinação da potência sonora em ambientes industriais por intensimetria acústica.** 2003. 110 f. Tese (Doutorado em Engenharia) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2003.

SOUZA, L. C. L. de; ALMEIDA, M. G. de; BRAGANÇA, L. **Bê-á-bá da acústica arquitetônica.** Bauru: Edufscar, 2006.

STEVENS, S.S., et al. **Biblioteca científica life: som e audição.** Rio de Janeiro: Livraria José Olympio Editora, 1968.

SVENSSON, P. **Reflections on sound:** In honour of professor Emeritus Asbjørn Krokstad. Trondheim: Norwegian University of Science and Technology, 2008.

TENENBAUM, R. A.; CAMILO, T. S. Método híbrido para simulação numérica de acústica de salas: teoria, implantação computacional e validação experimental. In: SEMINÁRIO MÚSICA CIÊNCIA TECNOLOGIA: ACÚSTICA MUSICAL, 1., 2004, São Paulo. **Anais...** São Paulo: [s. n.], 2004. p. 26-40.

TENENBAUM, R. A.; CAMILO, T. S.; TORRES, J. C. B.; GERGES, S. N. Y. Hybrid method for numerical simulation of room acoustics with auralization: Part 1 – Theoretical and numerical aspects. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, Rio de Janeiro, v. 1, n. 2, p. 211-221, 2007.

VON GIERKE, H. E.; ELDRED, K. M. Effects of noise on people. **Noise/News International**, New York, v. 1, n. 2, p. 67-89, 1993.

VORLÄNDER, M. Simulation of the transient and steady-state sound propagation in rooms using a new combined ray-tracing/image-source algorithm. **The Journal of the Acoustical Society of America**, New York, v. 86, p.172-178, 1989.

VORLÄNDER, M. **Auralization:** fundamentals of acoustics, modelling, simulation, algorithms and acoustic virtual reality. Berlin: Springer, 2008.

XIANGYANG, Z.; KE-AN, C.; JINCAI, S. Development of a hybrid computer model for simulating the complicated virtual sound field in enclosures. **Applied Acoustics**, Amsterdam, v. 63, p.481-491, 2002.

WANG, C.; BRADLEY, J. S. A mathematical model for a single screen barrier in open plan offices. **Applied Acoustics**, Amsterdam, v. 63, p. 849-866, 2001.

ZHANG, Y. **A method reverberation time in concert hall preliminary design stage.** 2005. 163 f. Tese (Doutorado em Arquitetura) - Georgia Institute of Technology, Georgia, 2005.