



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA

Pós-Graduação em Engenharia Elétrica

**Atenuação Ativa de Ruído Acústico por
Técnica de Controle LQG / LTR**

EDSON DOS SANTOS BORTOLOTO

Ilha Solteira - SP





Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho"
Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira
Departamento de Engenharia Elétrica

Título: ATENUAÇÃO ATIVA DE RUÍDO ACÚSTICO POR TÉCNICA DE CONTROLE LQG/LTR

ORIENTADOR: PROF. DR. JOSÉ PAULO FERNANDES GARCIA

ORIENTADO: EDSON DOS SANTOS BORTOLOTO

1210001204



Proc. 040/2001-UNESP 082/01

UNESP - "CAMPUS DE ILHA SOLTEIRA"	
SERVIÇO TÉCNICO DE BIBLIOTECA E DOCUMENTAÇÃO	
DATA DE CHEGADA: 10.8.01	
DATA DE SAÍDA: 30.8.01	
E. 100	
Te. 1204	
AQUISIÇÃO	
Wborat	
Autor	
R. 11.10.00	

Dissertação apresentada à faculdade de Engenharia de Ilha Solteira da Universidade Estadual Paulista, como parte das exigências para obtenção do título de Mestre em Engenharia Elétrica, área de concentração: Automação

400007 ENGA. ELÉTRICA

ABRIL 2001

BCpIS - FEIS - UNESP



“Atenuação Ativa de Ruído Acústico por Técnica de Controle LQG/LTR”

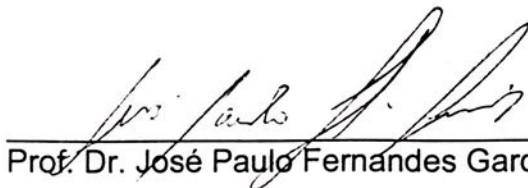
Edson dos Santos Bortoloto

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À FACULDADE DE ENGENHARIA DE ILHA SOLTEIRA – UNESP – COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA ELÉTRICA (ME).

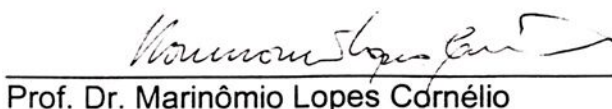


Prof. Dr. Antonio Padilha Feltrin – Coordenador

COMISSÃO EXAMINADORA:



Prof. Dr. José Paulo Fernandes Garcia - orientador



Prof. Dr. Marinômio Lopes Cornélio



Prof. Dr. Marcelo Carvalho Minhoto Teixeira

Ilha Solteira – SP, abril de 2001

Dedicatória

*Ao Nosso Senhor Jesus Cristo,
que pela sua graça, me estendeu sua
mão e aos meus pais Victório e Geni
que me apoiaram sempre.*

Agradecimento

Agradeço ao José Paulo, meu orientador, pela sua paciência, aos Marcelo, Marinômio e Aparecido pelas sugestões e incentivos, ao Dalgerti, aos professores do departamento, ao Jean e a todos que me ajudaram direta ou indiretamente.

Índice

I – INTRODUÇÃO	01
1.1 - Perturbações fisiológicas diversas	01
1.2 - Perturbações do sono	01
1.3 - Perda de rendimento em atividades	02
1.4 - Interferência na comunicação oral	02
1.5 - Sensação de Incômodo	02
1.6 - Origem do ruído	04
1.7 - Ruído e Poluição Sonora	04
II - ESTADO DA ARTE	07
2.1 - Controle Ativo de Ruído	07
III – GRANDEZAS DE ONDAS DE SOM	14
3.1. Definições	14
3.2 - Níveis	16
3.2.1 - Nível de potência do som (Sound Power Level)	16
3.2.2 - Nível de Intensidade do som (Sound Intensity Level)	16
3.2.3 - Nível de Pressão do Som	16
3.3 - Relação entre níveis de potência, intensidade e pressão do som	17
3.4 - Determinação dos níveis totais dos níveis das bandas	17
3.5 - Velocidade da Partícula	18
3.6- Espectro de Som	19
3.7- Ondas e Impedâncias	20
3.7.a - Equação da Onda	20
3.7.b - Equação do Movimento	20
3.7.c - Lei do Gás	21
3.7.d - Equação da continuidade	22
3.7.e- Equação da Onda em Coordenadas retangulares	22



3.7.f - Solução da Equação da Onda Unidimensional	23
3.7.g - Pressão do som rms (ou valor efetivo)	23
3.7.h - Velocidade da partícula	24
3.7.i - Intensidade	24
3.8 - Onda Esférica Unidimensional	25
3.9 - Interferência e Ressonância	26
3.10 - Impedância e Admitância	27
3.10.1 - Impedância Complexa Z	27
3.11. Análise de dados	29
3.11.a - Tipos de dados de sinais	29
3.11.b - Dados determinísticos	30
3.11.c - Dados randômicos	30
3.11.d - Valores médio e médio quadrado	30
3.11.e - Nível de Potência e Directividade das Fontes de Ruído	32
3.12- Controle Ativo de Ruído	33
3.13- Histórico do Controle Ativo	34
3.13.a - Problemas Acústicos	35

IV-CONTROLE ROBUSTO MÉTODO LQG/LTR	36
---	-----------

V - APLICAÇÃO DA METODOLOGIA LQG/LTR PARA ATENUAÇÃO ATIVA DE RUÍDO SONORO	40
--	-----------

5.1-Estabelecimento do Problema	40
5.2 -Projeto Físico	41
5.3 -Obtenção do modelo da Planta	42
5.3.1 -Erro de Modelagem	43
5.4 -Simulações digitais: Sistema Nominal - tratamento e resultados	45
5.4.1 - Referência nula, correspondendo ao silêncio.	47
5.4.1.1-Perturbação senoidal = 16 Hz - um caso de cavitação na turbina	47
5.4.1.2 -Perturbação senoidal = 20 Hz - um caso de cavitação na turbina	47



5.4.1.3 -Perturbação senoidal = 60 Hz - um caso de cavitação na turbina	48
5.4.1.4 -Perturbação senoidal = 120 Hz - um caso de cavitação na turbina	48
5.4.1.5 -Perturbação senoidal = 200 Hz - um caso de cavitação na turbina	48
5.4.1.6 -Perturbação gerada por martelada em superfície de parede oca, somente a parte de baixa frequência.	49
5.4.1.7 -Perturbação gerada por martelada em superfície de parede rígida não-oca, somente a parte de baixa frequência.	49
5.4.2 - Referência Senoidal, correspondente a voz humana	50
5.4.2.1 -Perturbação senoidal = 16 Hz/amplitude 100% da referência-um caso de cavitação na turbina.	50
5.4.2.2 -Perturbação senoidal = 60 Hz, amplitude 100% da referência-um caso de cavitação na turbina.	51
5.4.2.3 -Perturbação senoidal 120 Hz, amplitude 100% da referência - um caso de cavitação na turbina.	52
5.4.2.4 -Perturbação senoidal 200 Hz, amplitude 100% da referência - um caso de cavitação na turbina.	52
5.4.2.5 -Perturbação gerada por martelada em superfície de parede rígida	53
5.4.2.6 -Perturbação gerada por motor em regime permanente.	54
5.4.2.7 -Ruído de medida devido ao microfone interno e perturbação devido a componente de baixa frequência do motor elétrico de pequeno porte com atenuação passiva muito eficiente.	54
5.5 -Simulações digitais: sistema real - tratamento e resultados	55
5.5.1 - Referência nula, correspondendo ao silêncio	56
5.5.1.1-Perturbação senoidal = 16 Hz - um caso de cavitação na turbina	56
5.5.1.2-Perturbação senoidal = 60 Hz - outro caso de cavitação na turbina	57
5.5.1.3-Perturbação senoidal = 120 Hz-outro caso de cavitação na turbina	58
5.5.1.4-Perturbação senoidal = 200 Hz-outro caso de cavitação na turbina	58
5.5.1.5 -Perturbação gerada por martelada em superfície de parede oca, somente considerando a parte de menor frequência	59
5.5.2-Referência Senoidal, correspondente a voz human	60
5.5.2.1-Perturbação senoidal = 16 Hz - um caso de cavitação na turbina	60

5.5.2.2-Perturbação senoidal = 60 Hz - outro caso de cavitação na turbina	61
5.5.2.3-Perturbação senoidal 120 Hz - outro caso de cavitação na turbina	62
5.5.2.4-Perturbação senoidal 200 Hz - outro caso de cavitação na turbina	63
5.6-Conclusão	64

VI – CONCLUSÕES	65
------------------------	-----------

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	66
-----------------------------------	-----------

Resumo

Este trabalho trata do projeto do sistema de controle ativo aplicado em atenuação de ruído acústico, para isso usamos a técnica de controle robusto "*Linear Quadratic Gaussian Loop Transfer Recovery*" (*LQG LTR*). Não pretendemos cercar por completo o assunto, que é muito vasto, nem apresentar a metodologia mais avançada, mas estamos dando início aos estudos nesta área. Propõe-se a implementação de um equipamento semelhante a fones de ouvido tipo "*headsets*" usando técnicas de atenuações ativa e passiva de ruído, sendo a primeira técnica, a de maior enfoque deste trabalho, aplicada para atenuar ruído de baixa frequência e a técnica ativa para atenuação de ruído acústico de alta frequência. O método buscou não só a atenuação ativa e passiva de ruído acústico, mas também a audição de som na faixa de frequência da voz humana.

São feitas diversas simulações em "*software*" "MATLAB" para obtenção de resultados para várias situações. Tratamos em particular do caso do ruído em um ambiente que contém uma turbina funcionando em regime permanente e outros equipamentos secundários em uma usina hidrelétrica, sendo que neste meio ruidoso, o equipamento permite, além de atenuar ruído, compreender a voz humana.



Abstract

This work considers of the design of the active control system in the acoustic noise extenuation, with Linear Quadratic Gaussian/Loop Transfer Recovery (LQG/LTR) robust control technique. We do not aspire encircle the question for complete form that is very much sweeping, neither present the advanced major technology. The purpose is the implementation of an equipment as headsets through noise active and passive extenuation techniques, however the more important in this work is the active control that is applied for the low frequency extenuation and the passive technique for the high frequency extenuation. The method sought as much active and passive extenuation of the acoustic noise as also the hear sound in the frequency of the human voices.

Several simulation were performed in the "MATLAB" software to get result for the several situations. We considered in particular the case with the environmental containing turbines noise for a working hydroelectric turbine in the steady state with other secondary machines and the equipment allows the noise extenuation, and the understanding of the human voice.



I – INTRODUÇÃO

Podemos afirmar que o ruído acústico é um som que é indesejável e que pode trazer malefícios à saúde e trazer desconfortos a pessoas e também a animais .

Os fatos mostram que a poluição sonora não representa um simples inconveniente, pois um indivíduo exposto diariamente ao ruído pode ser afetado de diversas formas na sua saúde física e mental, com conseqüências comprometedoras , por exemplo surdez permanente e irreversível [2]. Uma pessoa submetida a um ruído por pequeno espaço de tempo mas em alto nível de pressão sonora, certamente demonstrará estado de desconforto, assim como pode ter sinais de zumbido, ou até perda parcial ou permanente , por um período ou em definitivo.

1.1 - Perturbações fisiológicas diversas

O excesso de colesterol liberado pelo ruído justifica resultados como os do recente Congresso na Alemanha em que populações, submetidas a níveis entre 65 e 70 dB(A), tiveram 10 % a mais de infarto e entre 70 e 80 dB(A), 20 % [5]. De fato, Jansen e Andriukin mostraram nas fábricas mais barulhentas da Alemanha maior incidência de hipertensão, de distúrbios, circulação periférica e de equilíbrio, agravando-se com a idade [6]

1.2 - Perturbações do sono[3]

Distúrbios do sono e da saúde em geral no cidadão urbanos, devidos direta ou indiretamente ao ruído, através do estresse ou perturbação do ritmo biológico, foram revistos na literatura científica dos últimos 20 anos. Em vigília, o ruído de até 50 dB(A) (Leq) pode perturbar, mas é adaptável. A partir de 55 dB(A) provoca estresse leve, excitante, causando dependência e levando a um durável desconforto. O estresse degradativo do organismo começa a cerca de 65 dB(A) com desequilíbrio bioquímico, aumentando o risco de enfarto, derrame cerebral, infecções, etc. Provavelmente a 80 dB(A) já libera morfina biológica no corpo, provocando prazer e completando o quadro de dependência. Em torno de 100 dB(A) pode haver perda imediata da audição. Por outro lado, o sono, a partir de 35 dB(A), vai ficando superficial, à 75 dB(A) atinge uma perda de 70 % dos estágios profundos, restauradores orgânicos e cerebrais. O ruído é um dos sincronizadores ou perturbadores do ritmo do sono mais importantes. Distúrbios do ritmo do sono produzem sérios efeitos na saúde mental.



1.3 - Perda de rendimento em atividades

Os efeitos dependem do tipo de atividade e das características dos indivíduos mas, em geral, o ruído provoca uma diminuição do rendimento de trabalho e um aumento de erros ou acidentes.

1.4 - Interferência na comunicação oral

Não é difícil perceber num local por exemplo, próximo a uma turbina, numa usina hidrelétrica onde a fala, em altíssima voz, é a forma mais comum de comunicação, o mesmo acontece numa região na indústria perto a motores, ventiladores, impressoras, etc.

1.5 - Sensação de Incômodo

Em diversas situações o ruído incomoda, por exemplo, quando se sobrepõe e mascara uma informação desejada, atrai sensações desagradáveis, impõe demasiadas informações inúteis ou é incompreensível; situações de incômodo provocadas pelo ruído podem originar no ouvinte, reações variadas tais como de irritabilidade, de medo e de violência.



Conforme a NR15: “Limites de Tolerância para ruído contínuo ou intermitente
CLT - Consolidação das Leis do Trabalho”

Anexo 1 - NR 15, Portaria n- 3.214/1978

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 30 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



1.6 - Origem do ruído

Empreendimentos industriais e comerciais, construção civil e principalmente o tráfego aéreo, ferroviário e de veículos automotores, são as maiores fontes de emissão responsáveis pelo ruído urbano.

Em indústrias: motores, serras elétricas, turbinas de usinas hidrelétricas, ventiladores, transformadores, etc; são apenas poucos exemplos de fontes de ruído de considerável efeito sobre a saúde, assim como o rendimento em atividades profissionais do trabalhador.

Geralmente locais onde há atritos de corpos sólidos, movimentos de substâncias, impactos mecânicos, explosões, combustões, vibrações mecânicas, compressões, etc.

1.7 - Ruído e Poluição Sonora

O ruído e a poluição sonora têm sido alvos de preocupações constantes, com farta publicação sobre o assunto nas últimas três décadas.

O estudo "Desenvolvimento metodológico de técnicas de medição e avaliação de ruídos urbanos" (CETEC, 1987) aborda os principais problemas relacionados com a poluição sonora em centros urbanos e apresenta uma aplicação metodológica de um levantamento sonoro realizado na área central de Belo Horizonte. Discute os parâmetros de avaliação existentes e apresenta os resultados encontrados.

ÁLVARES e PIMENTEL-SOUZA (1992) registraram os valores de ruídos externos urbanos, internos de escolas, hospitais e residências em Belo Horizonte entre 1988 e 1991, concluindo que eles já estavam acima da prescrição municipal 4034/85, decreto 5893/88 e estavam longe de seguir as recomendações da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT, 1966), da Organização Mundial de Saúde (OMS, 1980) e de BERGLUND e LINDVALL (1995), que fizeram uma revisão atual para esta última instituição. Todos estes dados mostraram a degeneração ambiental na maioria dos logradouros públicos ou particulares de nossa cidade, incapazes de garantir o conforto auditivo, entrando na faixa perigosa de estresse sonoro. Foi recém editada, uma nova legislação municipal referente à poluição sonora, semelhante à anterior, apenas adaptando-a ao novo Plano Diretor de Belo Horizonte.

PIMENTEL-SOUZA (1992) realizou revisão na literatura científica sobre os distúrbios do sono e da saúde em geral no cidadão urbano, devido direta ou



indiretamente ao ruído. Discutiu os principais fatores do ruído urbano no Brasil, com alguns dados de Belo Horizonte e sugeriu algumas medidas para reduzi-los.

PIMENTEL-SOUZA (1993) estudou o problema de ruído tendo em vista o desempenho humano em condições de trabalho ou lazer, acarretando aumento do número de erros, acidentes e mortes.

Assim a literatura indica a importância do assunto bem como o interesse em estudá-lo, diante das evidências de que a poluição sonora está em níveis insalubres na maior parte das cidades e indústrias.

Nos próximos capítulos será exposto de forma específica, o tema relacionado ao problema do ruído, propondo uma metodologia para atenuá-lo sobre a orelha de um indivíduo em situação de exposição prolongada, tentando favorecer condições de conforto e saúde. Existem várias formas de se proceder perante este tipo de problema. Uma forma é posicionar a pessoa em um local revestido de materiais que promovem a absorção do ruído através de paredes absorvedoras, paredes espaçadas, sala com paredes falsas, paredes inclinadas, tetos e pisos revestidos, materiais isolantes acústicos. Por exemplo em um estúdio onde não se deseja ouvir o som de alta frequência refletido pela parede, faz-se o uso de revestimento interno das paredes com material absorvente de altas frequências capaz de impedir ou diminuir as sucessivas reflexões da onda sonora direta emitida geralmente por "tweeters". Porém quando se trata do trabalhador que não pode ficar dentro de um compartimento ou deve estar em constante movimentação pelos diversos ambientes da região ruidosa, o sistema de atenuação é mais conveniente se aplicado localmente na orelha do indivíduo através de um equipamento portátil. Sendo este ruído de média e baixa frequência, trata-se de uma situação em que o mesmo deve levar consigo, um dispositivo que diminua a carga de ruído a que estaria submetido durante a jornada de trabalho diária, sendo de pequeno peso, não dando total liberdade, mas gerando uma perspectiva de saúde auditiva que compensa os prováveis distúrbios auditivos pela falta do equipamento.

Segue-se um capítulo que trata das metodologias atuais, enfocando controle ativo, em que se emprega metodologias de controle que sugerem o projeto de sistemas de atenuação de ruído usando algoritmos mais ou menos eficientes e rápidos dependendo da sua complexidade, taxa de convergência, precisão desejada, utilizando-se filtros e montagens de circuitos analógicos e digitais que concorrem para a melhor qualidade do produto acabado.



O capítulo III permite uma visão geral a respeito de acústica, como suas grandezas e suas medidas

O capítulo IV faz um resumo da metodologia “*LQG LTR*” aplicada para projeto do controlador do sistema de controle realimentado. A implementação é analógica, mas propõe enquadramento do problema de atenuação de ruído acústico, a partir de uma planta nominal que deve ser colocada na forma de variáveis de estado, reunindo conceitos clássicos e modernos de controle.

O capítulo V relaciona as simulações que foram feitas em “*software*” “MATLAB”, com isso colhendo resultados e avaliando em cada caso a viabilidade do sistema de controle em questão. Apresentam-se os resultados de simulações de ambientes que contém fontes de ruídos que podem estar presentes em ambiente próximo a uma turbina em uma usina hidrelétrica.



II - ESTADO DA ARTE

Neste capítulo apresentamos de forma sucinta, algumas metodologias utilizadas no problema e alguns resultados de trabalhos, [8] e [9] são mostrados para ilustração.

2.1 - Controle Ativo de Ruído [9]

O método mais comum para atenuação de ruído é a técnica de atenuação passiva usando-se de cercos, barreiras e absorvedores que atenuam ou enfraquecem a potência do ruído em questão. Alguns métodos são bons para alta atenuação sobre uma larga faixa de frequência, mas não a baixa frequência, sendo grandes e caros, por isso faz-se necessário a aplicação de controle ativo de ruído ANC (*Active noise control*).

ANC é um sistema eletroacústico ou eletromecânico que usa o princípio da superposição para cancelar o ruído indesejável. Um ANC gera um anti-som de mesma amplitude e fase oposta (180°). Assim, os sons se sobrepõem cancelando um ao outro.

ANC é usado para muitos tipos de fontes de ruído: silenciadores eletrônicos automotivos, compartimentos de passageiros; elevadores ativos, aquecimento, ventilação, dutos de ar condicionado, condicionadores de ar, refrigeradores, exaustores, máquinas de lavar, fornos, secadores, cortadores, aspiradores de pó, ventiladores, chaminés, transformadores, geradores, sopradores, bombas, compressores, serrotes, túneis de vento, cabines de telefone, partições de cubículos, protetores de ouvido, fones de ouvido, aeroplanos, barcos, barcos a motor, helicópteros, veículo de transporte no gelo, motocicletas, locomotivas a diesel, etc.

O sistema ANC deve ter as seguintes características para aplicações industriais: máxima eficiência sobre largas bandas de frequência, deve ser de fácil instalação e auto-adaptabilidade devido às variações nas condições físicas.

Controle adaptativo é um tipo especial de controle ativo. Usualmente, o controlador emprega alguma espécie de modelo matemático da dinâmica da planta e possivelmente dos atuadores e sensores. Infelizmente, a planta pode mudar no tempo devido a mudanças de temperatura ou outras condições de operação. Se a planta muda muito, o desempenho do controlador varia pelo fato da planta comportar-se diferentemente daquilo que o controlador espera. Um controlador adaptativo é o que monitora a planta e continuamente ou periodicamente, atualiza seu modelo interno da dinâmica da planta [10]. Adaptatividade no controle é a capacidade do sistema para



modificar sua operação para alcançar o melhor modo possível de operação. São obtidas continuamente informações sobre o estado atual do sistema, comparando o presente desempenho do sistema com o ótimo e com isso decidindo as mudanças a serem feitas no sistema para alcançar o desempenho ótimo. O sistema adaptativo tem três princípios que são: identificação, decisão e modificação.

Devido ao fato de que o ruído varia com a fonte, ambiente, frequência e velocidade do som, há a necessidade de um sistema ANC que se adapta às variações por meio de filtros adaptativos, que ajustam seus coeficientes de forma a minimizar o sinal de erro, podendo tomar a forma de (transversal) resposta a impulso finito (FIR), (recursivo) resposta a impulso infinito (IIR), em rede (lattice) e filtros em domínio de transformada. O mais comum destes é o filtro transversal (FIR) usando algoritmo LMS (*least-mean-square* - média mínima quadrática).

Um sistema adaptativo envolve duas partes básicas: uma operação filtragem que produz um sinal de saída e um algoritmo de adaptação que ajusta os coeficientes do filtro. O filtro usado determina o algoritmo que produz a convergência mais rápida.

A ascensão dos chips de processamento digital de sinais DSP (*digital signal processing*) em 1980 permitiu implementações e expansão de algoritmos adaptativos em sistemas ANC de menor custo. Nestes sistemas digitais, sinais de transdutores são amostrados e processados em tempo real usando DSP hardware. Quanto mais sofisticados são os algoritmos, mais rápidas são as convergências e maior a atenuação de ruído, sendo mais resistentes a interferência.

Os sistemas ANC são baseados em controle “*feedforward*” onde a entrada de ruído de referência coerente é sentida antes que se propague o sinal da fonte secundária (alto-falante); ou controle “*feedback*”, onde o controle ativo de ruído tenta cancelar o ruído sem o benefício de um sinal de pré-fluxo de entrada de referência.

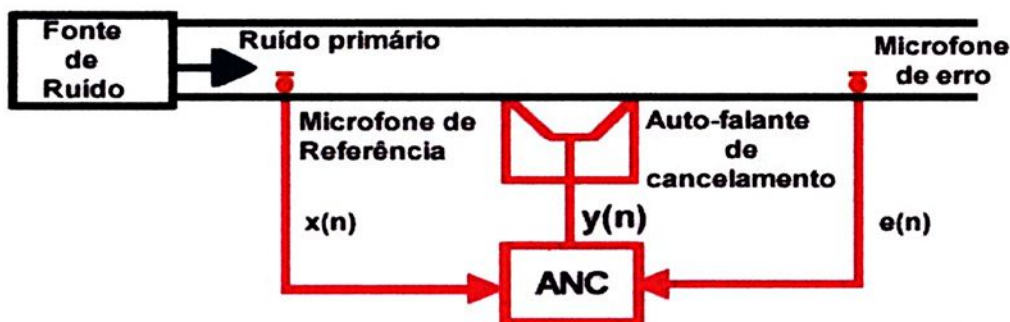


Figura 1: sistema ANC “*feedforward*” de banda larga de um canal em um duto

Estruturas “*feedforward*” se ramificam em controle adaptativo de banda-larga com um sensor de referência e controle adaptativo de banda-fina com um sensor de referência não influenciado pelo campo de controle.

No sistema de controle ANC “*feedforward*” de banda larga, um microfone capta a entrada de referência, o ANC processa este sinal de referência e gera um sinal de controle que aciona um autofalante. Um microfone de erro monitora o desempenho do sistema. O filtro adaptativo deve compensar pela ação do caminho secundário. Que pode ser feito por meio de uma função de transferência usando um algoritmo LMS padrão. Mas, isso pode causar instabilidade no alinhamento com o sinal de referência. Para compensar essa falha, pode-se empregar um filtro inverso no caminho do sinal de erro ou um filtro inverso no caminho do sinal de referência usando um algoritmo FXLMS (filtrado-X LMS). Ainda assim, a aplicação do algoritmo FXLMS pode levar à introdução de altos níveis de ruído associados com ressonância em baixa frequência, que provoca distorção não-linear. Pode-se limitar isso por meio de restrições de energia de saída ou restringindo os pesos do filtro adaptativo. Também se pode introduzir um fator de perda no algoritmo por ter um efeito estabilizante.

Devido a um sistema ANC usar um autofalante para cancelar o ruído indesejável, o autofalante pode realimentar o microfone de referência. Isso pode ser eliminado por meio de um filtro de neutralização dentro do controlador, aplicando a mesma técnica usada em cancelamento de eco acústico.

No sistema de controle ANC “*feedforward*” de banda estreita a referência é gerada internamente pelo próprio sistema ANC que é filtrada e sintetizada. Isso porque muitos ruídos de máquinas são periódicos. Filtros de corte são também utilizados para selecionar a largura da banda, nulo infinito, selecionando a exata banda de frequência do ruído de interferência. Ainda pode-se expandir esse sistema de um canal para múltiplos canais, que corresponde melhor aos ruídos que contém vários tons de frequência fundamental e muitas harmônicas. Estes filtros são na forma série, paralelo, série-paralelo ou cascata.

Pode-se também separar parte do ruído que não será atenuado, utilizando-se equalizadores de ruído ativos.

O filtro transversal usando o algoritmo FXLMS é muito popular, sendo a técnica mais usada, porém tem a desvantagem de ser relativamente lento dependente do sinal



para sua convergência. Porém, isso pode ser desprezível quando se tenta atenuar ruído estacionário como por exemplo transformadores, locomotivas, turbinas geradoras de usinas hidrelétricas, compressores, etc. Assim, pode-se usar diferentes estruturas de filtros conforme condição do sinal de referência. Estruturas tais como filtro em rede (*lattice*), filtros de sub-bandas, RLS (*recursive-least-squares*) e transformada ortogonal. A aplicação mais comum do filtro de um canal é em dutos e cavidades.

Uma aplicação aqui relevante do sistema ANC “*feedforward*”, usando o método da síntese da forma de onda é o cancelamento de ruído de fundo no ouvido de uma pessoa, enquanto permite ouvir outros sons do ambiente, como por exemplo à voz humana conforme Figura 02.

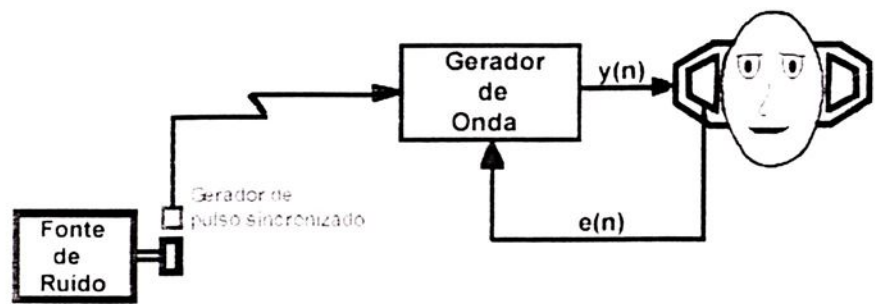


Figura 02- Fones de ouvido para cancelar ruído periódico de banda estreita

Controle Ativo H_2/H_∞ do Som em um Headrest: Projeto e Implementação [8]

Apresenta-se resumidamente a seguir o método de projeto e implementação de um controlador digital realimentado (*feedback*) para o controle ativo do som em um “*headrest*” (suporte para cabeça). O sistema “*headrest*” é projetado para atenuar o ruído acústico em torno da cabeça de uma pessoa e inclui um autofalante e um microfone, conectado por meio de controlador realimentado colocado dentro do “*headrest*” como mostra a Figura 03.

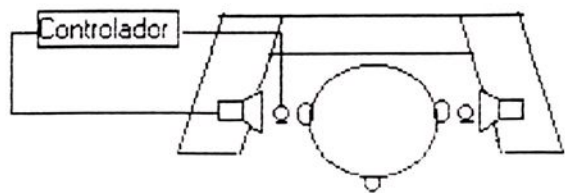


Figura 03: Sistema ativo headrest.

O método usado para projetar o controlador realimentado combina um desempenho objetivo H_2 , com restrições H_2 e H_∞ . O controlador ótimo rejeitará distúrbios para minimizar a variação do sinal de erro para uma dada planta nominal,



assim alcançando desempenho nominal, enquanto mantém as restrições H_2 e H_∞ sobre a função de transferência de malha fechada, que corresponde à robustez da estabilidade, elevação de perturbação e potência de entrada para os atuadores.

A parametrização Q , também conhecida como controle do modelo interno, é usada para parametrizar todos os controladores de estabilidade na análise de robustez e estabilidade, onde o parâmetro Q ótimo é calculado usando programação seqüencial quadrática (problema de programação convexa). Então um controlador digital de baixa ordem é implementado por um processador digital de sinais (DSP) para controlar o sistema “*headrest*” em tempo real.

Este método usado para controle ativo de ruído, se faz por meio do projeto, análise e implementação de um controlador experimental, considerando a incerteza do modelo da planta e o desempenho desejado.

O projeto do controlador ativo digital realimentado do “*headrest*” é feito para rejeitar distúrbios acústicos de baixa frequência conforme mostrado na Figura 03, onde dois sistemas com uma entrada e uma saída cada (esquerdo e direito).

Zonas de silêncio são criadas em torno do microfone, envolvendo a orelha do usuário, sendo as distâncias envolvidas pequenas, comparadas ao comprimento de onda λ . A Figura 04 mostra a resposta de frequência do sistema “*headrest*”, da entrada do autofalante à saída do microfone, com a cabeça na posição central, usada como resposta da planta nominal no projeto do desempenho nominal. A frequência de resposta da planta varia em função da posição da cabeça.

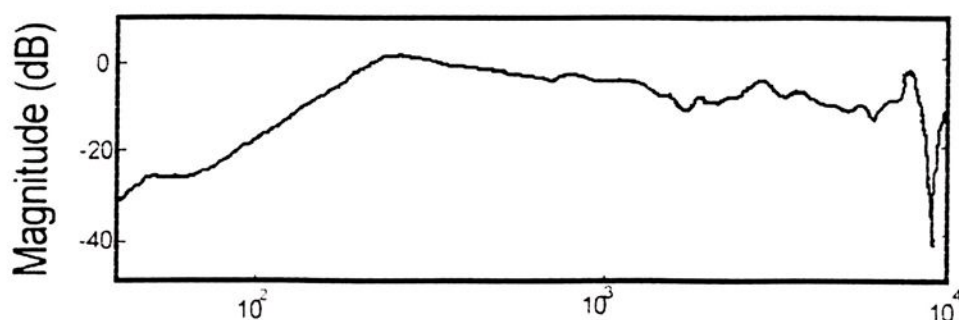


Figura 4a: Resposta em frequência do sistema headrest

-Todas as funções usadas no projeto podem ser obtidas de medições (ou por modelagem de dados medidos).

- O controlador ótimo é único, podendo-se usar softwares comerciais disponíveis;

- Uma desvantagem do método é o longo tempo computacional e dificuldade de implementação em tempo-real para soluções que envolvem parâmetros-Q de alta ordem.

Nós propomos em nosso trabalho tratamento analógico do problema pelo método *LQG LTR*, sendo novo aplicado a este problema e estamos dando início às pesquisas nesta área, sendo que um tratamento digital é mais avançado, que pode ser adotado em posterior evolução.



III - GRANDEZAS DE ONDAS DE SOM [1]

3.1. Definições

Ondas de Som e ruído: é um distúrbio que se propaga em um meio elástico (gás, líquido ou sólido).

Ondas sônicas: pode ser ouvida pelo homem.

Frequência audível: 20 Hz a 20 kHz, onde: 15-16 kHz (Frequência de áudio)

Som: flutuação de pressão audível no ar. Uma pessoa percebe como som, qualquer vibração do tímpano na faixa de frequência audível que resulta de uma variação incremental da pressão do ar na orelha.

Uma pessoa pode detectar pressão ao limiar de 20 μPa acima da pressão atmosférica a 1 KHz.

Velocidade do som (c): Para todos os propósitos práticos a velocidade do som é dependente somente da temperatura absoluta do ar:

$$c = 20.05\sqrt{T} \text{ (m/s)} \quad (1.0)$$

onde: $T = 273.2 + C^{\circ}$, C° = temperatura em graus Celsius.

3-6 kHz - faixa de maior sensibilidade pela orelha

Pressão atmosférica: 102.3 kPa

Controle de ruído: controle pode ser : da fonte, da transmissão, do receptor.

Pressão do som em um ponto: Variação na pressão acima e abaixo da pressão atmosférica (Pa).

$$p_{rms}^2 = I_{max} \cdot \rho \cdot c \quad [\text{Pa}^2] \quad [1\text{Pa} = 1\text{N} / \text{M}^2] \text{ (meio livre)} \quad (1.1)$$

ρ = densidade do ar [kg/m^3]

c = velocidade do som no ar [m/s]

I_{max} = Intensidade do som perpendicular a área incremental que contém o ponto em questão.

Ao se aplicar uma força que varia senoidalmente nas partículas de ar, estas se comprimem e se expandem alternadamente, provocando pequenas variações na pressão atmosférica, cuja unidade é o Pascal (1 Pascal = 1 Newton/ m^2).



Sendo que 105 Pascal = 1 atmosfera.

O limiar da audição humana é de 2×10^{-5} Pascal a 1kHz.

Intensidade do som $I(\text{W/m}^2)$: porção de potência que flui através de uma pequena área incremental, levada pela onda de som a um ponto no espaço.

Potência do som: Potência acústica total emitida por uma fonte de som no ar envoltório.

Para calcular a energia acústica radiada expelida por uma fonte de som, que atravessa uma superfície fechada em torno dela, temos a integral:

$$W = \int_S \mathbf{I} \cdot d\mathbf{S} \quad (1.2)$$

W = potência do som;

$\mathbf{I}$ = intensidade do som;

$d\mathbf{S}$ = área elementar da superfície;

S = área da superfície que envolve a fonte.

Fonte esférica

$$W_s = (4\pi r^2) I_s(r) \quad [\text{W}] \quad (1.3)$$

Onde:

$I_s(r)$ = intensidade máxima do som ao raio r na superfície de uma esfera imaginária em torno da fonte, $[\text{W/m}^2]$

W_s = potência total do som emitido pela fonte, $[\text{W}] = [\text{N.m/s}]$

r = distância do centro acústico da fonte à superfície da esfera imaginária, $[\text{m}]$

Fonte Cilíndrica

$$W_c = (2\pi r l) I_c(r) \quad [\text{W}] \quad (1.4)$$

W_c = potência total do som emitido pela fonte cilíndrica de comprimento l , $[\text{W}] = [\text{N.m/s}]$

r = distância da linha de centro acústica da fonte cilíndrica à superfície cilíndrica imaginária em torno da fonte.

Obs: Intensidade e pressão sonoras especificam distúrbios produzidos em um ponto fora da fonte e dependem de distância, perdas de percurso no ar, efeitos reverberantes.



3.2 - Níveis

As unidades são dadas em escala logarítmica para facilitar sua alocação em tabelas e gráficos considerando um valor de referência.

3.2.1 - Nível de potência do som (Sound Power Level)

Tal nível é dado por:

$$L_W = 10 \log_{10} W/W_0, \text{ dB ref } W_0 \quad (1.5)$$

Ou inversamente

$$W = W_0 \text{ antilog}_{10} L_W / 10 \text{ W} \quad (1.6)$$

W_0 é padronizada 10^{-12} W

Cada vez que se divide por 10 a potência W , corresponde a uma subtração de 10 dB no nível dB correspondente.

Também

$$L_{WA} = \log W_A / W_0 \text{ bels ref } 10^{-12} \text{ W} \quad (1.7)$$

onde

W_A = Potência do som peso-A

L_{WA} = Nível de potência de emissão de ruído (NPEL), bels

W_0 = potência sonora de referência (10^{-12} W)

3.2.2 - Nível de Intensidade do som (Sound Intensity Level)

Analogamente à potência quadrada,

$$L_I = 10 \log_{10} I/I_{\text{ref}}, \text{ dB ref } I_{\text{ref}} \quad (1.8)$$

Onde:

I = intensidade do som cujo nível está sendo especificado, W/m^2

I_{ref} = referência padronizado 10^{-12} W/m^2

3.2.3 - Nível de Pressão do Som

Quase todos os microfones usados hoje respondem à pressão do som, e popularmente, a palavra decibel é comumente associada com nível de pressão do som ou nível de pressão do som ponderado-A (*A-weighted*). O nível de pressão do som



ponderado-A (*A-weighted*) é obtido, ajustando o nível de som em cada banda de frequências para corresponder à resposta ao ouvido humano aproximada de som fraco. (analogamente, C-weighted - forte). Pois o ouvido humano é mais sensível a médias frequências (3 a 6 kHz).

O nível de pressão do som é:

$$L_p = 10 \log \left(\frac{p(t)}{p_{\text{ref}}} \right)^2 = 20 \log \frac{p(t)}{p_{\text{ref}}}, \text{ dB ref } p_{\text{ref}} \quad (1.9)$$

onde $p_{\text{ref}} = 2 \times 10^{-5} \text{ N/m}^2 = 20 \text{ } \mu\text{Pa}$ (limiar de audição padronizado, a 1kHz) para som no ar;

$p(t)$ = pressão do som instantânea (Pa)

3.3 - Relação entre níveis de potência, intensidade e pressão do som

Equação (1.1) combinadas com (1.8) e (1.9), produzem:

$$L_I = L_p - 10 \log K \quad \text{dB ref } 10^{-12} \text{ W/m}^2 \quad (1.10)$$

Sendo $K = I_{\text{ref}} \rho c / p_{\text{ref}}^2 \rightarrow$ constante; depende da pressão e temperatura ambientes

Porém, $10 \log K$ pode ser desprezado, pois resulta em uma soma que não é significante em acústica, assim:

$$L_p \approx L_I \quad (1.11)$$

Temos que:

$W = IS$, vem

$$L_W = L_I + 10 \log S, \quad \text{dB ref } 10^{-12} \text{ W} \quad (1.12)$$

S = área da superfície, m^2

Observe que a equação (1.12) não depende da temperatura ou pressão.

3.4 - Determinação dos níveis totais dos níveis das bandas

Freqüentemente é necessário converter nível de pressão medido em série de bandas adjacentes e converter para um único nível de banda total envolvendo mesma faixa de frequência.



O nível de todas as bandas incluídas é chamado de $L(OA)$ -*OverAll*- dada por :

$$L_p(OA) = 20 \log \sum_{i=1}^n 10^{L_{p_i}/20} \text{ dB} \quad (1.13)$$

$$L_p(OA) = 10 \log \sum_{i=1}^n 10^{L_{u_i}/20} \text{ dB} \quad (1.14)$$

Ressalta-se o fato de que caracterização de ruído pelo nível total de pressão $L_p(OA)$ pode ser inadequado para algum controle de ruído, pois uma larga porção do espectro de frequência pode ser ignorada, essa porção poderia, por exemplo, ser a causa de interferência na fala em comunicações.

Deve ser lembrado que tratar pequenas frações de débeis não fazem nenhum sentido, em quase todos os problemas de controle de ruído. Raramente se faz necessária a precisão de 0.2 dB em medidas, e muito frequentemente esse método de cálculo de pressão total é adequado para relatar decibéis aproximados.

3.5 - Velocidade da Partícula

Na fonte esférica sua superfície está expandindo e contraindo senoidalmente, movendo as partículas de ar.

1º meio ciclo: ar é elástico, quando comprimido, a pressão próxima à superfície aumenta. Este incremento de pressão supera a inércia das partículas de ar a uma curta distância axial, que se movem para fora. Este movimento externo provoca a pressão para formar esta nova distância e, em volta, empurra mais remotas partículas para fora. Este movimento externo ocorre à velocidade do som.

2º meio ciclo ocorre contração (vice-versa).

Assim, em qualquer ponto do espaço, será senoidal, o movimento vaivém das partículas é chamado *velocidade da partícula*. Também, em qualquer ponto, terá crescimento e decrescimento senoidal de pressão do som.

OBS: 1-Numa onda plana, longe da fonte, em espaço livre, sem superfícies refletoras, a pressão e a velocidade da partícula alcançam seus máximos e mínimos valores ao mesmo instante, ou seja estão em fase (onda longitudinal).



2- Numa onda longitudinal a velocidade da partícula é sempre perpendicular à superfície esférica imaginária (à frente da onda) no espaço.

Velocidade do som

Uma onda de som atravessa o meio a uma constante dependente da elasticidade e densidade do ar. No ar é :

$$c = \sqrt{\frac{1.4P_s}{\rho}} \text{ (m/s)} \quad (1.15)$$

P_s = pressão atmosférica Ambiente (Pa)

ρ = densidade do ar kg/m^3

Para aplicações práticas

$$c = 20.05\sqrt{T} \text{ (m/s)} \quad (1.16)$$

T = temperatura absoluta em Kelvin ($K=273.2+C$)

Período

$T=1/f$ (s) = tempo p/ um ciclo.

Comprimento de onda: é a distância que o sinal periódico percorre durante um ciclo completo.

$$\lambda = cT = c/f \text{ (m)} \quad (1.17)$$

Densidade de energia do som: (interessa em ambientes fechados), é a energia cinética ou potencial armazenada em um pequeno volume de ar na sala devido à presença do campo de onda de permanência.

$$D = \frac{p_{av}^2}{\rho c^2} = \frac{p_{av}^2}{1.4 P_s} \quad (\text{W.S/m}^3), (\text{J/m}^3) \text{ ou } (\text{N/m}^2) \quad (1.18)$$

p_{av}^2 = pressão do som média quadrada no espaço (obtida empiricamente) (Pa^2)

P_s = pressão atmosférica = 1.013×10^5 Pa

3.6- Espectro de Som

Até aqui discutimos ondas de som de linha (planas) e espectro contínuo.

Agora veremos quantitativamente.



Espectro contínuo: (disposição das frequências em ordem crescente - $p^2 \times f$)- Um espectro contínuo pode ser representado por vários sinais puros entre duas frequências limites. O sistema de audição se estende por uma larga faixa, mas não é igualmente sensível a todas as frequências, por isso mede-se um contínuo espectro de som em uma série de bandas de frequências adjacentes usando um analisador de som. O valor rms de uma pressão de som filtrada é chamado pressão do som da banda de um terço de oitava ou pressão do som da banda oitava. Se a largura da banda é de 1Hz, um gráfico da pressão média quadrada de um espectro-contínuo versus frequência é chamado espectro da densidade espectral de potência.

Espectro Complexo

A pressão quadrada resultante de dois ou mais puro tons de diferentes amplitudes p_1, p_2, p_3 e diferentes frequências f_1, f_2, f_3 é dada por:

$$p_{rms}^2(\text{total}) = p_1^2 + p_2^2 + p_3^2 + \dots \quad (1.19)$$

Se duas pressões quadradas de dois puros tons são de mesma frequência e diferentes amplitudes e fases, então:

$$p_{rms}^2(\text{total}) = p_1^2 + p_2^2 + 2p_1p_2 \cos(\theta_1 - \theta_2) \quad (1.20)$$

Neste caso ocorre **Batimento**, fenômeno que acontece quando existe uma superposição entre duas fontes emissoras, que produzam ondas que possuam a mesma direção, amplitude e frequências próximas " f_1 " e " f_2 ". Pelo fato das frequências diferirem uma da outra, haverá momentos de interferência construtiva, onde a amplitude resultante será grande e momentos de interferência destrutiva, acarretando numa pequena amplitude.

3.7- Ondas e Impedâncias

3.7.a - Equação da Onda

Ondas de som devem obedecer às leis da física. Para gases inclui a 2ª lei do movimento de Newton, a lei do gás, e as leis de conservação de massa. Combinadas produzem a equação da onda que rege o comportamento da onda de som independentemente da vizinhança na qual ela ocorre.



3.7.b - Equação do Movimento

É obtida aplicando a 2ª lei de Newton para um pequeno volume de gás em um meio homogêneo.

Imagine um pequeno volume de gás envolvido por um pacote com laterais flexíveis leves, e assumimos que o atrito (fricção) é desprezível entre as partículas dentro e fora do pacote. Suponhamos que este pequeno volume existe em uma parte do meio onde a pressão do som ($p(t)$) cresce a uma taxa de

$$\text{grad } p = \mathbf{i} \frac{\partial p}{\partial x} + \mathbf{j} \frac{\partial p}{\partial y} + \mathbf{k} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (3.21)$$

onde $\mathbf{i}$, $\mathbf{j}$, $\mathbf{k}$ são vetores unitários, $\text{grad } p$ é uma grandeza vetorial.

A resultante entre as forças agindo nas laterais do pacote, é a força resultante $\mathbf{f}$ igual a taxa na qual a força varia com a distância, vezes as dimensões incrementais da caixa:

$$\mathbf{f} = - \left[\mathbf{i} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \Delta x \right) \Delta y \Delta z + \mathbf{j} \left(\frac{\partial p}{\partial y} \Delta y \right) \Delta x \Delta z + \mathbf{k} \left(\frac{\partial p}{\partial z} \Delta z \right) \Delta x \Delta y \right] \quad (3.22)$$

Um gradiente positivo causaria ao envoltório aceleração na direção negativa.

Dividindo ambos os lados por $V = \Delta x \Delta y \Delta z$, temos a força por unidade de volume:

$$\frac{\mathbf{f}}{V} = - \text{grad } p \quad (3.23)$$

Assim, derivando no tempo e desenvolvendo, num determinado ponto temos:

$$- \text{grad } p = \rho \frac{\partial \mathbf{q}}{\partial t} \quad (3.24)$$

onde: - $\rho = M/V$ = densidade média, massa do gás no envoltório

- $\mathbf{q}$ = vetor velocidade do gás no envoltório (pequeno volume)

3.7.c - Lei do Gás

À frequência de áudio, o comprimento de onda do som é longo comparado ao espaço entre as moléculas de ar, de modo que expansões e contrações a duas diferentes partes do meio, ocorrem tão rapidamente que não há nenhum tempo para troca de calor



entre pontos de diferentes pressões instantâneas. Por isso as compressões e expansões formam um processo adiabático. Da termodinâmica elementar, temos:

$$PV^\gamma = \text{constante} \quad (3.25)$$

onde $\gamma = 1.4$ p/ ar, hidrogênio, oxigênio e nitrogênio. Fazendo $P = P_s + p$ e $V = V_s + \tau$, onde P_s e V_s são sem distúrbio do envoltório. Para pequenos valores de pressão incremental e volume τ , temos:

$$\frac{p}{P_s} = -\frac{\gamma \tau}{V_s} \quad (3.26)$$

derivando no tempo, temos

$$\frac{1}{P_s} \frac{\partial p}{\partial t} = -\frac{\gamma}{V_s} \frac{\partial \tau}{\partial t} \quad (3.27)$$

3.7.d - Equação da continuidade

A equação da continuidade diz que a massa de um envoltório deformável é constante. Assim a variação incremental do volume τ depende somente do divergente do vetor deslocamento ξ :

$$\tau = V_s \text{div } \xi \quad (3.28)$$

ou

$$\frac{\partial \tau}{\partial t} = V_s \text{div } \mathbf{q} \quad (3.29)$$

Onde $\mathbf{q}$ é o vetor velocidade instantânea da partícula de gás.

3.7.e- Equação da Onda em Coordenadas retangulares

A equação da Onda tridimensional é dada pela combinação das equações (3.24), (3.27) e (3.29), sendo:

$$c^2 = \frac{\gamma P_s}{\rho} \quad (3.30)$$

que produz:

$$\nabla^2 p = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (3.31)$$



onde

$$\nabla^2 p = \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} \quad (3.32)$$

A onda de som unidimensional é simplesmente:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (3.33)$$

Poderíamos também ter eliminado p na combinação das três equações e mantido q , assim:

$$\nabla^2 q = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 q}{\partial t^2} \quad (3.34)$$

3.7.f - Solução da Equação da Onda Unidimensional

Solução geral

$$p(x, t) = f_1 \left(t - \frac{x}{c} \right) + f_2 \left(t + \frac{x}{c} \right) \text{ Pa} \quad (3.35)$$

onde f_1 e f_2 são funções arbitrárias

ida, sem reflexão (*Right*)

$$p(x, t) = P_R \cos k(x - ct) \text{ Pa} \quad (3.36)$$

volta, refletida (*Left*)

$$p(x, t) = P_L \cos k(x + ct) \text{ Pa} \quad (3.37)$$

onde $k = 2\pi/\lambda$ rad/m = número de onda

P_R e P_L são amplitudes de pico da pressão do som

3.7.g - Pressão do som rms (ou valor efetivo)

Os mais comuns sons consistem de umas rápidas e irregulares séries de compressões e expansões medidas de um valor de equilíbrio. Se nós medirmos o valor do meio obteremos zero obviamente, para o valor de pressão do som. Assim tomamos o valor p_{rms} . É obtido, elevando ao quadrado o valor da pressão instantânea em cada instante de tempo. Daí os valores são adicionados e feita a média sobre a amostra de tempo. A pressão rms é a raiz quadrada desta média, $p_{rms} = \sqrt{\overline{p^2}}$.



3.7.h - Velocidade da partícula

Da equação (3.34), podemos derivar a relação entre pressão do som p e velocidade da partícula u , onde u é a componente de q na direção x . Em uma dimensão, temos:

$$-\frac{\partial p}{\partial x} = \rho \frac{\partial u}{\partial t} \quad (3.38)$$

Substituindo (3.36) em (3.38), temos:

$$-u = \frac{1}{\rho} \int \frac{\partial p}{\partial x} dt = \frac{-P_R}{\rho c} \cos k(x - ct) \quad (3.38a)$$

ou

$$u = \frac{p}{\rho c} \quad (3.39)$$

onde

ρ = densidade do ar média = 1.18 kg/m^3 p/ temperatura normal de sala $T=22^\circ\text{C}$ e pressão atmosférica $P_s = 0.751 \text{ m Hg}$

c = velocidade do som = 344 m/s a temperatura normal de 22°C

ρc = $406 \text{ mks rayls (N.s/m}^3\text{)}$ a temperatura e pressão normal.

3.7.i - Intensidade

A propagação livre progressiva da onda de som transmite energia. Nós definimos esta transferência de energia sendo a Intensidade I , a energia que flui através de uma área unitária na unidade de tempo. Sua unidade é watts por metro quadrado (N/m.s). Intensidade é análogo à potência elétrica. Seu máximo é a média no tempo:

$$I_{\text{máx}} = \overline{p \cdot u} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \frac{P_R^2}{\rho c} \cos^2 k(x - ct) dt \quad (3.40)$$

$$I_{\text{máx}} = \frac{P_R^2}{2\rho c} = \frac{p_{\text{rms}}}{\rho c} \quad \text{W/m}^2 \quad (3.41)$$



sendo $I(\theta) = I_{\text{més}} \cos \theta$, sendo θ o ângulo entre a direção da propagação da onda e a linha perpendicular ao plano da unidade de área através da qual o fluxo de potência está sendo determinado.

3.8 - Onda Esférica Unidimensional

Pressão do som: sua equação associada com a propagação livre progressiva da onda de som esférica é:

$$p(r, t) = \frac{A}{r} \cos k(r - ct) \quad \text{Pa} \quad (3.42)$$

onde: A = fator de amplitude (N/m)

Velocidade da Partícula: substituindo x por r na equação (3.38) e desenvolvendo:

$$u(r, t) = \frac{A}{\rho c r} \cos k(r - ct) \left[1 + \frac{1}{kr} \tan k(r - ct) \right] \quad (3.43)$$

- para grandes valores de kr , $k^2 r^2 \gg 1$, temos:

$$u(r, t) = \frac{p(r, t)}{\rho c} \quad (3.44)$$

- para pequenos valores de kr , $k^2 r^2 \ll 1$, temos:

$$u(r, t) = \frac{p(r, t)}{\rho c k r} \angle (90^\circ \text{ ref a fase de } p(r, t)) \quad (3.45)$$

As equações (3.43) e (3.45), mostram que conforme se aproxima do centro da fonte esférica, a pressão do som e a velocidade da partícula se tornam progressivamente mais fora de fase, se aproximando a 90° no limite.

Intensidade: para a propagação livre da onda esférica,

$$I_{\text{máx}} (\text{ao raio } r) = \overline{p \cdot u} = \frac{p_{\text{rms}}^2 (\text{ao raio } r)}{\rho c} \quad \text{W/m}^2 \quad (3.46)$$



3.9 - Interferência e Ressonância

É possível em algumas situações em acústica, determinar os efeitos de duas ondas de som no mesmo espaço, por simples adição linear dos efeitos de cada onda de som separadamente (princípio da **superposição** de efeitos).

Somando duas ondas de som de mesma amplitude, sendo uma a reflexão da outra, temos:

$$p(x,t) = P \cos[k(x - ct)] + P \cos[k(x + ct)] \quad \text{Pa}$$

$$p(x,t) = 2P(\cos kx)(\cos 2\pi f t) \quad \text{Pa} \quad (3.47)$$

Pode-se observar que não temos mais ondas viajantes (que atravessam), mas temos pontos onde a pressão do som não varia senoidalmente com o tempo que são $x=\lambda/4$ e $x=3\lambda/4$, onde a pressão é sempre zero. E o máximo valor da variação de pressão em pontos diferentes é diferente, são então ondas estacionárias.

Em uma onda viajante, a distância x e o tempo t ocorrem como a soma ou diferença nos argumentos do co-seno, assim podemos ajustar tempo e distância, no argumento do co-seno para manter a magnitude do co-seno a mesma. Na equação (3.47), distância e tempo não aparecem mais juntos no argumento de um simples co-seno. Assim a mesma pressão do som não pode ocorrer num ponto adjacente no espaço um tempo depois.

Ondas estacionárias ocorrem em lugares fechados. Sala retangular por exemplo. Cada onda-livre estacionária num espaço acústico é chamado modo normal de vibração ou simplesmente, uma **ressonância**. As **freqüências** nas quais as ondas estacionárias ressonantes podem existir, são escritas com relação à separação entre as superfícies refletoras. Por exemplo, para uma baixa freqüência em um sistema unidimensional consistindo de duas paredes paralelas rígidas, é dada por:

$$f = \frac{c}{2d} \text{ Hz} \quad (3.48)$$

f = menor freqüência para onda ressonante estacionária;

c = velocidade do som;

d = distância separando duas superfícies refletoras.



Podem existir também ondas estacionárias ressonantes a todo múltiplo integrante desta frequência

$$f = \frac{nc}{2d} \text{ Hz} \quad (3.49)$$

Onde n é inteiro 1, 2, 3,.....

3.10 - Impedância e Admitância

A equação $u = p/\rho c$ mostra que, em uma onda plana, a razão da pressão do som para a velocidade da partícula em todo instante de tempo é uma constante igual a ρc .

Contudo, em geral, fenômenos acústicos para pequenos sinais lineares em regime permanente, há um defasamento entre pressão do som e velocidade da partícula; Assim, em algum ponto, a velocidade da partícula pode adiantar ou atrasar a pressão do som. Em muitas situações, a razão das magnitudes, e fases relativas podem ser função da frequência.

3.10.1 - Impedância Complexa Z

À mesma frequência, mas fases diferentes em regime permanente:

$$\bar{Z} = \frac{\bar{A}}{\bar{B}} = \frac{|A|e^{j(\omega t + \theta_1)}}{|B|e^{j(\omega t + \theta_2)}} = \frac{|A|e^{j(\theta_1)}}{|B|e^{j(\theta_2)}} = |Z|e^{j\theta} \quad (3.50)$$

e

$$\bar{Z} = R + jX = \sqrt{R^2 + X^2} e^{j\theta} = |Z|e^{j\theta} \quad (3.51)$$

onde

$\bar{Z}$ = Impedância complexa, $|Z|$ = magnitude da impedância complexa;

A = Pressão ou força em regime permanente;

B = velocidade ou velocidade do volume em regime permanente;

θ = ângulo de fase entre as funções do tempo A e B, $\theta = \theta_1 - \theta_2$;

R, X = partes real e imaginária da impedância complexa $\bar{Z}$

R = resistência, $\text{Re } \bar{Z}$;



$X = \text{reatância, Im } \bar{Z};$

$|A|$ e $|B|$ são freqüentemente valores rms.

Alguns tipos de Impedâncias complexas são :

Impedância acústica Z_A : A impedância acústica a uma dada superfície é definida como a razão complexa da pressão média do som sobre a superfície do volume pela velocidade através dele. A superfície pode ser hipotética ou uma superfície móvel de um dispositivo mecânico:

$$Z_A = \frac{p}{U} \text{ N.s/m}^5 \text{ (mks ohms acústico)} \quad (3.52)$$

Impedância acústica específica Z_s : é a razão complexa da pressão do som a um dado ponto do meio acústico ou dispositivo mecânico pela velocidade da partícula naquele ponto.

$$Z_s = \frac{p}{u} \text{ N.s/m}^3 \text{ (mks rayls)} \quad (3.53)$$

Impedância Mecânica Z_M : é a razão complexa da força agindo sobre uma específica área de um meio acústico ou dispositivo mecânico para a velocidade linear resultante através ou daquela área respectivamente:

$$Z_M = \frac{f}{u} \text{ N.s/m (mks ohms mecânico)}$$

Resistência característica ρc : é a razão da pressão do som em um dado ponto pela velocidade da partícula naquele ponto em uma onda de som progressiva plana livre. É igual ao produto da densidade do meio e a velocidade do som no meio (ρc). Para o ar assumimos que $\rho c = 406 \text{ mks rayls}$ (a 22°C e pressão barométrica de 0.751 m Hg).

Impedância acústica específica normal Z_{SN} : No limite entre o ar e o meio denso (como um material acústico poroso), nós encontramos uma definição necessária como segue: quando a pressão do som p alternada é produzida à superfície de um material acústico, uma velocidade alternada u das partículas de ar são produzidas através da superfície. O vai-vem das partículas de ar pode ser a algum ângulo relativo à superfície. Esse ângulo depende do ângulo de incidência da onda de som e da natureza



acústica do material acústico. Por exemplo se o material é poroso e densidade muito baixa, a velocidade da partícula à superfície é aproximadamente na mesma direção da propagação da onda. Ou contrariamente, se a superfície tem um grande número de tubos fechados de pequeno diâmetro lado a lado e perpendiculares à superfície, a velocidade da partícula à superfície é tangencial à esta superfície. Em geral, a direção da velocidade da partícula tem componente normal e tangencial à superfície.

A impedância acústica normal é definida como a razão complexa da pressão do som para a componente normal da velocidade da partícula u_n ao plano, no caso a superfície do material acústico. Assim,

$$Z_{sn} = \frac{p}{u_n} \text{ N.s/m}^3 \text{ (mks rayls)} \quad (3.54)$$

Admitância Complexa

É o inverso da impedância complexa

$$\bar{Y} = \frac{\bar{B}}{\bar{A}} = \frac{|A|e^{j(\omega t + \theta_1)}}{|B|e^{j(\omega t + \theta_2)}} = \frac{|B|e^{j(\theta_2)}}{|A|e^{j(\theta_1)}} = |Y|e^{\phi} \quad (3.55)$$

onde $|Y| = 1/|Z|$ e $\phi = -\theta$

3.11. Análise de dados

A análise de medidas acústicas é feita pelas seguintes avaliações:

- a- Avaliação da severidade do meio;
- b- A identificação das propriedades de resposta do sistema;
- c- A identificação de fontes;
- d- A identificação de caminhos de transmissão;

3.11.a - Tipos de dados de sinais

Duas categorias com duas sub-categorias cada:

- 1- Dados de sinais determinísticos : a) Sinais em regime permanente;
- b) Sinais transitórios.
- 2 - Dados de sinais randômicos: a) Sinais estacionários;



b) Sinais não estacionários.

3.11.b - Dados determinísticos

São dados de sinais que possibilitam determinar teoricamente uma equação matemática que prevê futuros valores de sinais (com razoável margem de erro experimental), baseado em conhecimento de aplicações físicas ou observações anteriores do sinal. O sinal mais comum é o periódico.

$x(t)$ tem período T_p :

$$x(t) = x(t \pm T_p) \quad (3.56)$$

O **sinal periódico** mais comum é o de máquinas rotativas de velocidade constante incluindo hélices e ventiladores.

Sinais transitórios: suas propriedades médias mudam no tempo, porém inicia e termina dentro de uma medida razoável de intervalo de tempo: explosão, aterrissagem de avião, impactos.

3.11.c - Dados randômicos

Neste caso não é possível prever história futura no tempo.

Estacionários: As propriedades médias não variam com translações no tempo.

Não estacionários: As propriedades médias variam com translações no tempo. Necessita de maior quantidade de dados e envolve extensa e complexa aplicação de cálculos computacionais. Problemas de erros estatísticos de amostra devem ser relatados.

3.11.d - Valores Médio e Médio Quadrático

Para dados de sinais em regime ou estacionários.

Valor Médio

$$m_x = \frac{1}{T_r} \int_0^{T_r} x(t) dt \quad (3.57a)$$

p/ dados digitais com amostras no intervalo de Δt , $x(t) = x(n \Delta t)$, $n = 1, 2, \dots, N$,



$$m_x = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x(n \Delta t) \quad (3.57b)$$

Unidade volts, que é a quantidade medida pelo voltímetro cc.

Valor Médio Quadrático

$$w_x = \frac{1}{T_r} \int_0^{T_r} x^2(t) dt = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x^2(n \Delta t) \quad (3.58)$$

Unidade volts quadrado, que é proporcional à potência ou potência por unidade de área.

Se o valor médio do sinal é zero, o valor médio quadrado na equação (3.58) é igual à variância de $x(t)$ definida como:

$$s_x^2 = \frac{1}{T_r} \int_0^{T_r} [x(t) - \mu_x]^2 dt = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N [x(n \Delta t) - \mu_x]^2 \quad (3.59)$$

onde μ_x é o valor médio do sinal para $T_r \rightarrow \infty$

$w_x^{1/2}$ e s_x são valor rms e desvio padrão, respectivamente.

Média ponderada

Usando um circuito elétrico menos caro, usado por instrumentos analógicos, o que obtém a média ponderada é o filtro RC, um resistor série e um capacitor shunt que produzem uma média exponencialmente ponderada. Considerando o valor médio zero, o valor médio quadrado estimado é dado por:

$$w_x = \frac{1}{K} \int_0^t x^2(\tau) \exp[-(t - \tau)/K] d\tau \quad (3.60)$$

onde $K = RC =$ constante de tempo (s)

O algoritmo FFT (*fast Fourier transform*)

Devido à necessidade de grande número de dados para representar largas bandas acústicas e sinais de vibração, em finas faixas de 1Hz, aplica-se um algoritmo para acelerar computação dos coeficientes da série de Fourier, que reduz os cálculos descendo para duas ordens de magnitude. A maioria das análises de espectros de fina largura de banda de dados de sinais de acústica e vibração são feitos mediante algoritmos FFT.



Aplicação da análise de dados

As aplicações da análise de sinais em estudos de ruídos e vibrações são extensas. Mas, são três áreas específicas de maior interesse para controle de ruído e vibração:

- a) A identificação das propriedades de resposta do sistema;
- b) A identificação das fontes de excitação;
- c) A identificação dos caminhos de transmissão.

3.11.e - Nível de Potência e Directividade das Fontes de Ruído

Os problemas de controle de ruído estão relacionados com: fonte, caminho receptor, ou seja, emissão, transmissão e imissão (palavra que exprime o contrário de emissão).

O nível pressão do som (decibel) descreve melhor o campo de som no local ocupado pelo receptor.

O nível de potência (bel) e a directividade do som descrevem melhor a capacidade da fonte de ruído. O nível de potência descreve melhor a emissão de energia pela fonte de ruído.

A directividade é a medida da variação na radiação com a direção. É usualmente expressa em função da posição angular em torno do centro acústico da fonte, e frequência.

Fontes não direcionais: radiam aproximadamente uniformemente em todas as direções. geralmente, são pequenas em relação ao comprimento de onda radiado.

Fontes direcionais: radiam mais som numa direção que em outras (na prática, a maioria).

Pelo nível de potência e directividade é possível se calcular o nível de pressão do som produzido por uma fonte no meio acústico no qual opera.

Embora a potência sonora produzida por uma máquina seja pequena em relação à sua potência mecânica, existe uma enorme faixa de potência sonora observada na prática (μW à MW), que é de interesse.

Campo perto(livre): a velocidade da partícula não é necessariamente na direção da propagação da onda, e uma considerável componente tangencial da velocidade pode



existir em algum ponto, os limites para caracterização de “campo perto” são determinados experimentalmente;

Campo longe(livre ou reverberante): o nível de pressão, decresce 6dB para cada dobro da distância da fonte em espaço livre ou numa região com grande absorção de som em torno da fonte. Nesta parte livre do “campo longe”, a velocidade da partícula é principalmente na direção da onda e a intensidade do som é em função da pressão média quadrada, dada por

$$I_{\max} = \frac{p_{\text{rms}}^2}{\rho c} \quad \text{W / m}^2 \quad (3.61)$$

Campo difuso (reverberante): se a fonte está radiando dentro de um ambiente fechado, flutuações da pressão do som são observadas na parte reverberante do campo longe, isto é, na região onde as ondas refletem dos limites físicos do cerco são sobrepostas sobre o campo incidente. E se o ambiente é altamente reverberante, as ondas refletidas são consideravelmente maiores do que as diretas da fonte, a pressão alcança valor essencialmente independente da distância da fonte. Esse campo é difuso sendo muitas ondas refletidas cruzando de todas as direções e a densidade de energia é quase uniforme nesta porção do campo.

Se o campo não é livre nem difuso, mas tem reverberação, o nível de pressão decresce a 3 dB a cada dobro da distância da fonte (em geral sala mobiliada, casa ou escritório).

3.12- Controle Ativo de Ruído

Usando o princípio da interferência destrutiva de ondas, uma onda de pressão inversa é gerada para atenuar um ruído indesejável.

Para conseguir um cancelamento substancial, a fonte de cancelamento deve produzir, com grande precisão, uma réplica invertida de igual amplitude do sinal a ser cancelado. Somente com o desenvolvimento da teoria do processamento de sinal digital adaptativo e “*hardware*”, vem sendo possível manter esta relação de cancelamento automaticamente, com a precisão desejada sem intervenção de um operador humano.



3.13- Histórico do Controle Ativo

Controle ativo é um velho conceito que tem crescido nos últimos 15 anos. Usando o princípio da interferência destrutiva de ondas, uma onda de pressão inversa é gerada para atenuar o ruído indesejável. Este conceito foi desenvolvido primeiramente por Lueg aplicando-o em um tubo. Conforme seus estudos, o esquema prático consiste em um microfone que detecta o ruído indesejável num ponto anterior no tubo e envia este sinal para um sistema eletrônico que aciona um alto-falante disposto adiante; cabe-se notar que a velocidade de propagação do ruído, deve ser menor do que a velocidade de processamento do sinal elétrico e atuação do alto-falante. Deve haver um ajuste de amplitude e fase do sistema eletrônico assim como também um ajuste da distância entre o alto-falante e o microfone. Projetos baseados nesta teoria usavam sistema analógico e eram ajustados manualmente para produzir ótimos resultados. A instabilidade devido a distúrbios nos parâmetros do sistema, assim como a realimentação do alto-falante para a entrada do microfone, resultava em problemas de desempenho.

O controle ativo do ruído (automaticamente controlado para manter ótimo desempenho), antecipou aos mais modernos esquemas usando as técnicas de processamento de sinal digital adaptativo.

3.13.a - Problemas Acústicos

O sistema de Lueg tem dois problemas significantes:

1º - O sistema eletrônico deve levar em conta as respostas não uniformes de amplitude e fase dos transdutores, filtros e amplificadores usados no sistema;

2º - O efeito da realimentação acústica da saída do alto-falante para a entrada do microfone devem ser ou minimizados ou compensados para evitar uma possível resposta instável.

Um problema nos sistemas de controle ativos de ruído é a identificação de perdas de energia.

O efeito do sistema de controle ativo de ruído, é refletir energia num caminho semelhante daquele em que a fonte primária está sem carga. Neste processo, uma onda estacionária é estabelecida entre as fontes primária e secundária, e o cancelamento acústico se faz depois da fonte secundária. Uma fonte secundária incorporando dois



alto-falantes que formam uma fonte direcional, tem a habilidade de absorver energia acústica sem refletir energia para a fonte primária.



IV- CONTROLE ROBUSTO MÉTODO LQG/LTR

Todo sistema possui incertezas, por menor que seja. Estas incertezas podem ser devidas às imprecisões dos modelos das plantas ou parâmetros de operação desconhecidos. O alvo do controle robusto é encontrar um controlador simples para as incertezas da planta semelhantes a um sistema de malha fechada que tem uniformemente um bom desempenho sobre toda a faixa de incerteza.

O projeto é então baseado não somente em um modelo de projeto nominal, mas também sobre classes especificadas de desvios entre os modelos e os sistemas reais. Tais classes são chamadas modelos de erros.

Na Robustez de um sistema de controle, a realimentação é desejável por pelo menos duas razões:

1-Funcionalidade do sistema de controle, ainda que as condições de operação sejam diferentes daquelas consideradas no modelo do projeto (nominal);

2-As condições de robustez podem ser utilizadas com o objetivo de se adotar um modelo de projeto intencionalmente simplificado, para simplificar a análise e por seu impacto sobre a complexidade do controlador resultante.

O método utilizado para tal é o “*Linear Quadratic Gaussian/Loop Transfer Recover*”(*LQG/LTR*), que é uma técnica de projeto de controladores para sistemas multivariáveis, cujas características principais são:

- A robustez do controlador face a uma ampla classe de erros de modelagem é garantida pelo procedimento;
- Foi concebida para aplicação a sistemas multivariáveis;
- O procedimento do projeto é de natureza sistemática;
- A metodologia se baseia numa abordagem frequencial, aplicando-se assim a sistemas lineares invariantes no tempo;
- O número de parâmetros de projeto é relativamente pequeno;
- Existe software de apoio ao projeto disponível comercialmente (MATLAB).



As ferramentas mais importantes utilizados são o Regulador Linear Quadrático (RLQ) e o Filtro de Kalman (FK), onde se justifica a parte LQG (*Linear Quadratic Gaussian*) da sigla que a identifica.

Um dos propósitos deste método é a determinação de um compensador a ser localizado no ramo direto da malha de controle, de maneira que sejam atendidas condições de desempenho e estabilidade.

O modelo nominal (de projeto) é diferente da planta real a ser controlada. A planta real deve constituir sistemas lineares e invariantes no tempo, porém distintos daquele descrito pelo modelo nominal.

Todos os elementos da classe dos sistemas reais deverão satisfazer os requisitos de projeto citados acima, caracterizando assim o problema como de controle robusto.

Com relação ao desempenho, serão considerados como objetivos a serem atendidos pelo sistema real:

- a) o acompanhamento de sinais de referência;
- b) a rejeição de perturbações externas;
- c) a insensibilidade a variações na planta;
- d) a rejeição do erro de medida.

Quanto à estabilidade, o compensador deverá ser tal que toda a classe de sistemas reais considerado resulte estável.

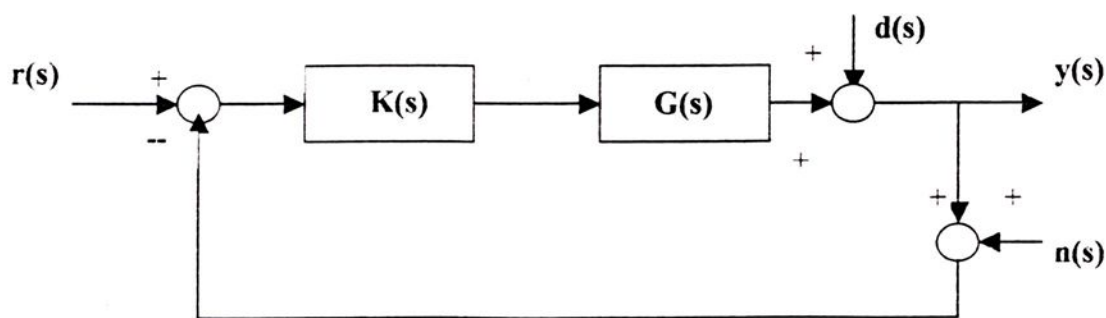


Figura 06 - diagrama de blocos do sistema a ser estudado

O procedimento de recuperação LTR (“loop transfer recovery”) permite que a parte sistemática de projeto seja realizada em duas etapas:

- 1) definição de uma malha objetivo (“target loop”) que satisfaz as especificações de projeto;
- 2) recuperação assintótica da resposta em frequência da malha objetivo através dos parâmetros livres do compensador.

Seqüência de passos que conduzem à definição do compensador usando o resumo do procedimento LQG/LTR.

- i) Modelagem matemática da dinâmica da planta Nominal: A_p, B_p, C_p e D_p ;
- ii) Avaliação do erro de modelagem: $1/e(w)$;
- iii) Mudança de escala das variáveis de entrada e/ou saída, se necessário;
- iv) Obtenção das barreiras de desempenho e estabilidade a partir das especificações do sistema e do erro de modelagem;
- v) Inclusão de integradores para garantir erro estacionário nulo, ou outros tipos de compensadores, na entrada da planta;
- vi) Aplicação da metodologia LQG/LTR:
 - vi.1a) Escolha de μ e L tais que os $\sigma_i[\frac{1}{\sqrt{\mu_1}}C(j\omega I - A)^{-1}L]$,
obedeçam as barreiras de desempenho e estabilidade;
 - vi.1b) Plotagem dos gráficos das barreiras de desempenho e estabilidade
e $\sigma_i[\frac{1}{\sqrt{\mu_1}}C(j\omega I - A)^{-1}L]$;
 - vi.1c) Salvar os valores de μ e L ;
 - vi.2a) Solução de Riccati com μ e L do passo 1a: obtenção de Q, R, K
 - vi.2b) Cálculo da matriz de ganhos H_{KF} do filtro de Kalman
 - vi.2c) Comparação Gráfica $\sigma_i[G_{KF}(j\omega)] = \text{Caum}(j\omega I - A_{\text{aum}})^{-1} H$ (MA),
e $\sigma_i[\frac{1}{\sqrt{\mu_1}}C(j\omega I - A)^{-1}L]$ do passo 1b:
 - vi.2d) Verificação em MF se: $(I + G_{kf}(j\omega))^{(-1)} * G_{kf}(j\omega) < 1/e(w)$
se vale a condição de robustez da estabilidade.



vi.3) Procedimento de Recuperação

vi.3a) Cálculo dos zeros de $GN(s)$ do sistema aumentado, verificando se eles se localizam no SPE aberto;

vi.3b) Solução da Equação de Riccati $K_{sol}(\rho)$ para a obtenção da matriz G :

vi.3d) Cálculo da matriz de funções de transferência do ramo direto de $\sigma_i[GN(j\omega)K(j\omega)]$

onde $GN(j\omega)$ contém os eventuais integradores adicionados pelo projetista (matriz de funções de transferência nominal aumentada);

vi.3e) Plotar $\sigma_i[GN(j\omega)K(j\omega)]$;

vi.3f) Comparação de $\sigma_i[GN(j\omega)K(j\omega)]$ com $\sigma_i[GKF(j\omega)]$ do item (vi.2c); se a proximidade for satisfatória, prosseguir no passo vi.3g), caso contrário, reduzir e repetir os passos vi.3b) a vi.3f);

vi.3g) Plotagem de $\sigma_i[(I+GNKs)^{-1} GNKs] = Cn(j\omega) \rightarrow MFTMF$ e verificar se $\sigma_i[Cn(j\omega)] < 1/e$, é obedecida, se não reduzir ρ e voltar ao passo 3b).

No final do procedimento, obtém-se o compensador $K(s)$ (ou $(I/s) K(s)$, caso tenha sido necessário aumentar a planta com integradores, por exemplo).

$\sigma_{\max}[(I+GNKs)^{-1}GNKs]$ é menor que $1/e$;

vi.4a) Verificação da estabilidade do sistema de malha fechada

vi.4b) Simulação do sistema de malha fechada (diagrama simulink no nosso caso).



V – APLICAÇÃO DA METODOLOGIA LQG/LTR PARA ATENUAÇÃO ATIVA DE RUÍDO SONORO

5.1. Estabelecimento do Problema

Numa região próxima a uma turbina de usina hidrelétrica, verifica-se a existência de ruídos que podem, de alguma maneira serem atenuados de forma que o trabalhador possa desempenhar sua função, sem haver danos em função da exposição por longos períodos a este tipo de ruído. Existe em tal ambiente, ruídos, tanto em baixas, quanto em altas frequências, cabendo afirmar que os métodos ativos para atenuação de baixa frequência, atualmente são mais eficientes e de menor custo. Os métodos passivos são mais eficientes e baratos em altas frequências. Assim pode-se sugerir a combinação das duas técnicas de atenuação de ruído (ativa e passiva), a fim de obter resultados almejados.

Supondo um ambiente, tal qual uma usina hidrelétrica, cujo espectro de pressão quadrada versus frequência, demonstre maior conteúdo de ruídos de baixa frequência, justifica-se o enfoque deste texto, onde se aplica a metodologia LQG/LTR para projetar o controlador robusto do sistema, cuja planta é considerada como sendo um alto-falante, este produzindo o anti-ruído, que gera uma pressão sonora de mesma amplitude, porém de fase invertida ao distúrbio externo a ser atenuado e deve reproduzir o sinal de referência que pode ser a voz humana ou o silêncio.

O que se requer do controlador é que ele atenda os requisitos de desempenho e estabilidade, garantindo que o sistema funcione de forma satisfatória, mesmo com perturbações e incertezas na planta.

O projeto se resume em definir o controlador através do procedimento de projeto já citado anteriormente. No nosso caso a faixa de frequência que se quer atenuar está entre 20 e 200 Hz, onde o método de atenuação ativo é o mais efetivo. Considera-se que a faixa restante acima de 200 até 20 kHz cabe ao sistema passivo que tem maior efetividade em frequências altas, sendo levado em conta o custo do equipamento além de outros itens, tais como tamanho e peso do equipamento, conforto ao usuário, etc.

Cada lado do nosso “headset” contém internamente um alto-falante e um microfone e externamente outro microfone, que captará um sinal de pressão e o converterá em tensão elétrica, relativo ao sinal de referência do sistema de controle.



Este microfone terá, após sua saída, um filtro passa-baixa, que permitirá a passagem da frequência abaixo da faixa que engloba a voz humana, porém consideraremos primeiramente que a mesma seja tomada como frequência zero e em seguida verificaremos para a faixa de frequência próximo a 200 Hz. O filtro passa-banda do microfone externo atua na faixa de frequência da voz (200 a 500Hz), impedindo a penetração de frequências indesejáveis na referência. Cabe ressaltar que pressão sonora ruidosa na faixa entre 200 e 500 Hz é de pequena amplitude em comparação com a voz humana. Como exemplo, foi feita gravação da voz de uma pessoa conversando e usando o programa de áudio “*Sound Forge*” para análise do espectro de frequência, conforme a figura 07, onde detectamos o maior nível de pressão sonora a 300 Hz.

O microfone fixado dentro do envoltório capta a pressão sonora presente ali, este sinal contém a perturbação somada a voz humana gerada pelo alto-falante, resultado do acompanhamento do sinal de referência. Sendo que a pressão em altas frequências, foi reduzida pelo método de atenuação passivo.

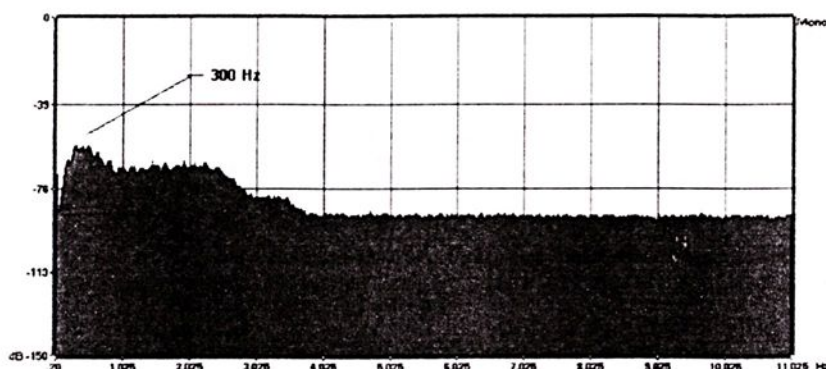


Figura 07: Espectro SPL x frequência da fala de um homem.

5.2.Projeto Físico

O sistema “headset” é composto por dois envoltórios, esquerdo e direito, com paredes externa e interna de plástico, com lã de vidro entre elas. Este conjunto permite atenuação de altas frequências. A lateral do envoltório mantém contato com a lateral da cabeça, através de esponja encapada com plástico macio, sendo esta superfície comprimida sobre cabeça de forma a impedir entrada de pressão acústica de alta frequência. A parede interna fixa o microfone e o alto-falante. O elo que interliga os dois envoltórios, é feito de alumínio leve, revestido de espuma e encapado com material plástico macio, a fim de promover conforto ao usuário. Cada microfone é posicionado perto da entrada do respectivo ouvido, pois o sistema atenuará o ruído na região que

envolve o ponto onde ele é captado, conforme a figura 08. Sendo assim, existe uma região próxima ao microfone chamada de **zona de silêncio**.

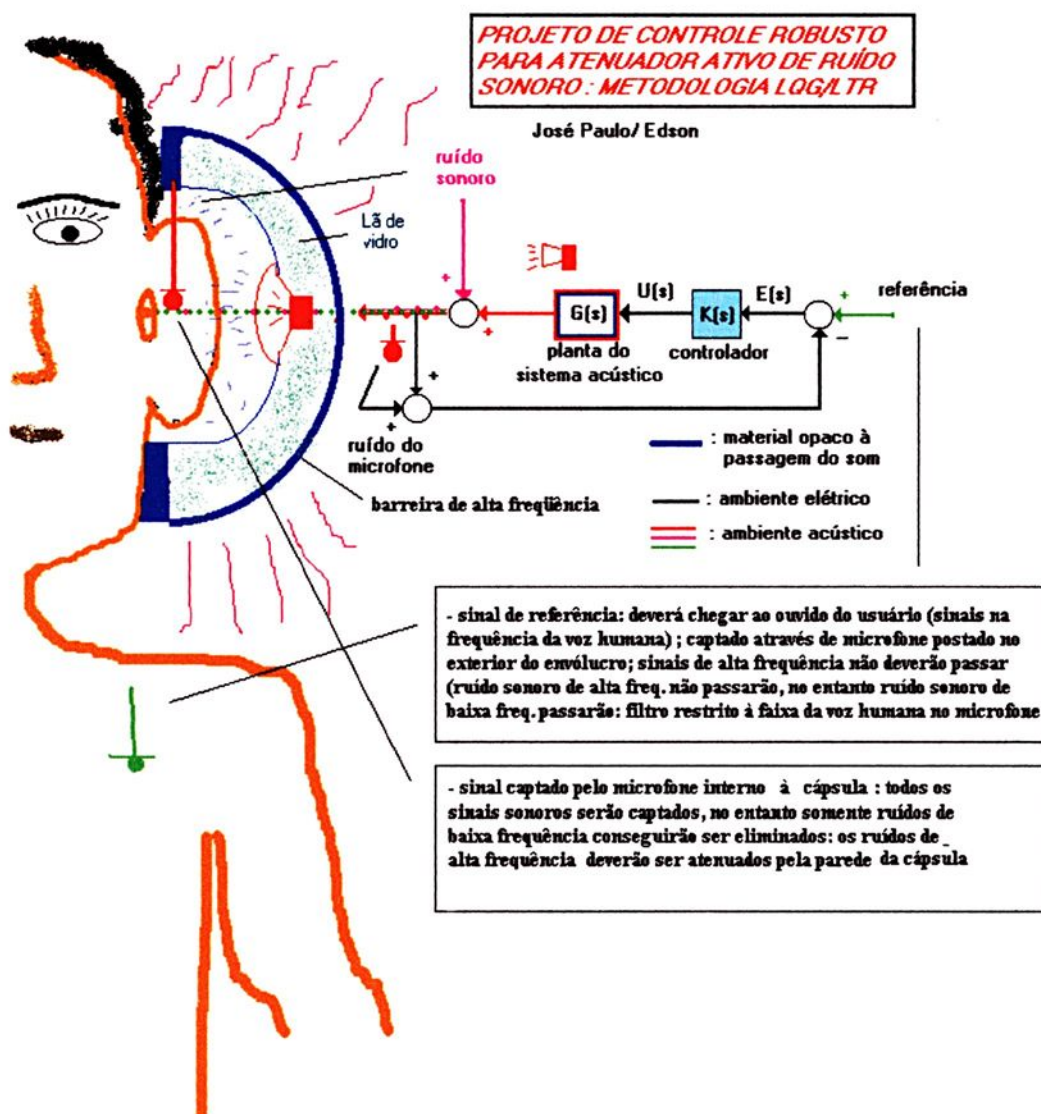


Figura 08: Modelo de projeto

5.3.Obtenção do modelo da Planta [12]

Considerando que o alto-falante é a nossa planta nominal, sendo que a pressão acústica é a grandeza que queremos eliminar, temos:

$$P(t) = R_A \cdot U(t) \quad [N/m^2] = R_A \cdot u(t) \cdot S_D \quad [N/m^2] \quad (5.1)$$

Onde:

R_A = resistência acústica e representa a dissipação de energia do sistema, seja por atrito viscoso, ou qualquer impedimento no caminho do som, podendo ser também perdas por vazamento $[N.s/m^5]$.

$U(t)$ = velocidade volumétrica [m^3/s].

A expressão da força mecânica de excitação do cone, aplicada do lado mecânico é dada por:

$$f(t) = m \frac{du(t)}{dt} + ru(t) + \frac{1}{c} \int u(t) dt \quad (5.2)$$

Onde: m é a massa e r é o coeficiente de atrito viscoso

Aplicando Laplace, temos:

$$F(s) = smU(s) + rU(s) + \frac{1}{sc} U(s) \quad (5.3)$$

A equação do lado elétrico é dada por:

$$v(t) = Ri(t) + L \frac{di(t)}{dt} + e(t) \quad (5.4)$$

$$V(s) = RI(s) + sLI(s) + E(s) \quad (5.5)$$

Sendo:

$$e(t) = Blu(t)$$

$$E(s) = BIU(s) \quad (5.6)$$

$$f(t) = Bli(t)$$

$$F(s) = BIl(s) \quad (5.7)$$

Onde l , como na cápsula dinâmica, é o produto do número de espiras pelo seu perímetro médio e B é a densidade de fluxo na região da bobina, segue:

$$V(s) = RI(s) + sLI(s) + BI U(s) \quad (5.8)$$

$$BIl(s) = smU(s) + rU(s) + \frac{1}{sc} U(s)$$

Fazendo as devidas substituições, temos a função de transferência:

$$G(s) = \frac{U(s)}{V(s)} = \frac{BI}{(R + sL)(sm + r + \frac{1}{sc}) + (BI)^2} \quad (5.10)$$

Desprezando o termo devido ao elemento elástico ($1/sc$) e substituindo (5.1) em (5.10), temos a função de transferência $P(s)/V(s)$:

$$\frac{P(s)}{V(s)} = \frac{Rac.S_D.BI}{Lms^2 + (Rm + Lr)s + [Rr + (BI)^2]} \quad (5.11)$$



onde:

$P(s)$ = pressão acústica na saída e

$V(s)$ = tensão elétrica fornecida pelo transdutor acústico /elétrico (microfone em série com filtro passa-banda na referência).

5.3.1. Erro de Modelagem

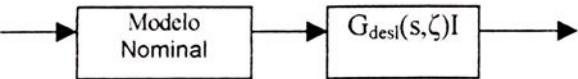
A planta real $G_R(s)$ difere da planta nominal $G_N(s)$, porém o compensador é suposto o mesmo nos dois casos, pois o número de pólos instáveis de $G_R(s)$ e $G_N(s)$ são o mesmo. Para isso incluímos no modelo nominal, na saída da planta, o erro de modelagem correspondendo as possíveis alterações na dinâmica da planta nominal, sendo do tipo multiplicativo:

$$\epsilon_M(s) = [G_R(s) - G_N(s)] G_N^{-1}(s)$$
(5.12)

Resultando em

$$G_R(s) = [1 + \epsilon_M(s)] G_N(s)$$
(5.13)

Sendo assim, para o nosso caso, o modelo real pode ser apresentado como:



$$G_{desl} = \frac{5 \cdot 10^7}{0.1 \cdot s^2 + 50 \cdot \xi \cdot s + 5 \cdot 10^7}$$
(5.14)

$$G_N = \frac{P(s)}{V(s)} = \frac{Rac \cdot S_d \cdot BI}{Lms^2 + (Rm + Lr)s + [R_b r + (BI)^2]}$$
(5.15)

Onde:

$\xi = 0.1;$

$Rac [N \cdot s/m^5]$ =resistência Acústica;

$B = 0.8 [T]$ = densidade Campo magnético;

$I = 0.75 [espira \cdot m];$

$r_a = 0.018 [m]$ = raio do alto-falante;

$S_d = \pi \cdot r_a^2$ = área em contato com a superfície do alto-falante $[m^2];$

$m = 0.002 [kg]$ =massa do conjunto bobina / cone;

$L = 0.01[H]$ = indutância da bobina;



$R_b = 0.2 \text{ } [\Omega]$ = resistência elétrica da bobina;

$r = 0.01$ = coeficiente de atrito viscoso:

$C \cong \infty$ = compliância mecânica m/N.

5.4. Simulações digitais: sistema nominal - tratamento e resultados

O modelo, em diagrama de blocos, do esquema de controle do sistema nominal, utilizando a metodologia LOG/LTR é mostrado na figura a seguir.

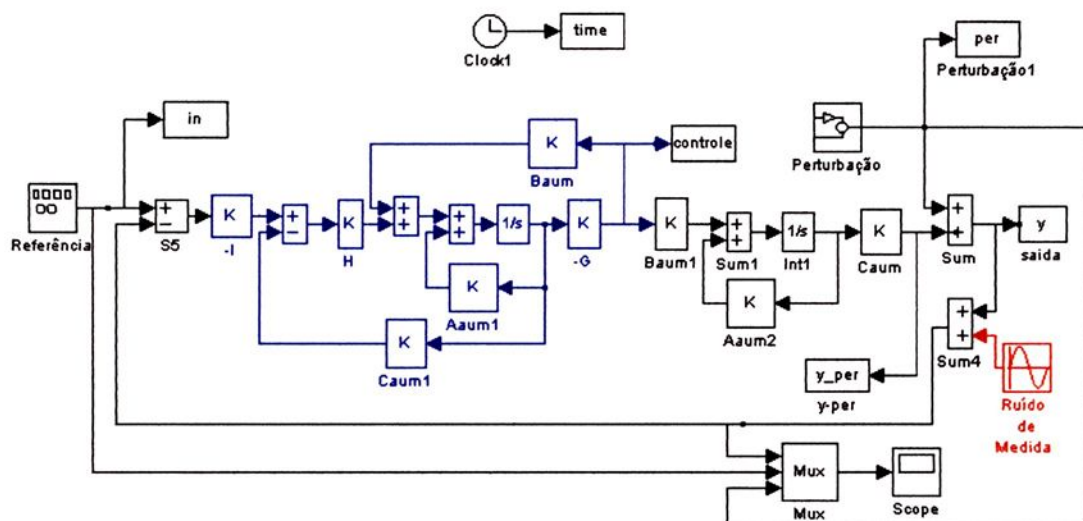


Figura 09: Sistema nominal

Sendo:

A **Referência** é a pressão sonora correspondente à voz humana ou o silêncio captado pelo microfone externo. A pressão sonora da referência na faixa da voz humana (200-500 Hz) é o que se deseja produzir na saída do sistema, sendo este sinal de pressão sonora convertida em sinal elétrico por meio deste transdutor que seleciona o sinal elétrico correspondente à voz humana através de um filtro passa-banda. Quando se desejar o silêncio basta acionar o interruptor manual na borda externa da cápsula, que desativa o microfone externo e torna a referência nula.

A **Perturbação** representa o ruído existente no ambiente e que incomoda a quem ali estiver presente, devendo ser atenuado pelo nosso sistema, é captado pelo microfone interno da cápsula sob a forma de pressão sonora indesejável.

O **Ruído de Medida** é o ruído de alta frequência devido o transdutor eletroacústico que corresponde ao microfone interno da cápsula;

A **Saída** é a pressão sonora na zona de silêncio definida anteriormente, que resulta da aplicação do nosso sistema para atenuar ruído e reproduzir a referência, ou seja, é o som que o usuário ouve usando o equipamento, pode ser voz humana ou silêncio, conforme a referência.

O nosso método de controle ativo, empregando a técnica de controle robusto, é mais efetivo em baixas frequências, até 200 Hz. O critério de desempenho é satisfeito quando o sistema atua ao longo do mínimo tempo possível satisfazendo o controle dinâmico ótimo.

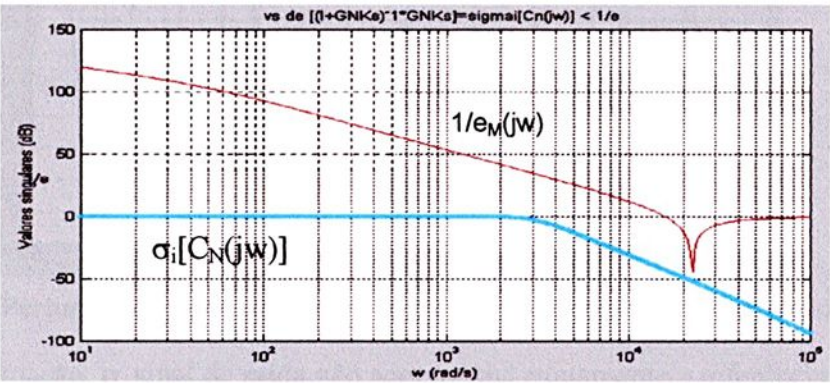


Figura 10: Estabilidade do sistema de malha fechada

O gráfico acima $\sigma_i[C_N(jw)]$ juntamente com $1/e_M(jw)$ foi traçado para verificar a condição de robustez da estabilidade para o nosso sistema de malha fechada, sendo satisfeita na região de baixa frequência que é a faixa de interesse do controle ativo.



5.4.1 - Referência nula, correspondendo ao silêncio.

Consideramos que o sinal de referência seja nulo, ou seja, no caso em que queremos que a saída tenha silêncio no ouvido do usuário. Adotamos ruído de medida de 3,2 kHz, com amplitude 5% da referência originária do circuito do microfone.

5.4.1.1-Perturbação senoidal = 16 Hz e amplitude 100% da referência - um caso de cavitação na turbina

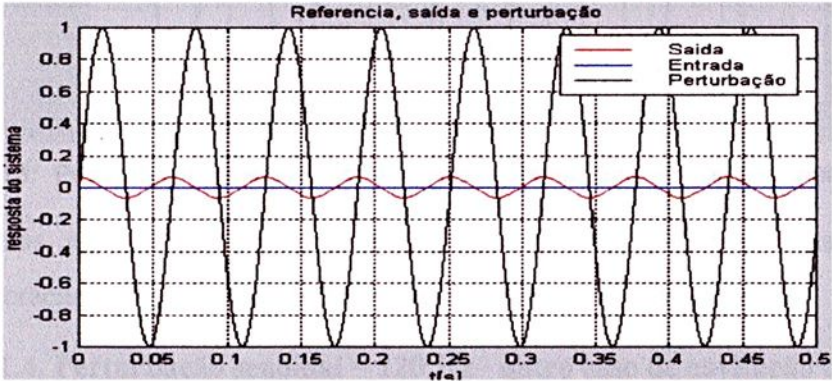


Figura 11: Perturbação senoidal de 16 Hz, cavitação na turbina, referência nula.

Nesta situação, o sinal de saída não acompanha exatamente a referência, porém, verificamos que em relação ao distúrbio, este valor é pequeno, cerca de 10%, indicando excelente qualidade de atenuação do ruído e convém notar que existe defasamento entre o sinal de saída e a perturbação externa, devido ao filtro que promove um “delay time”, porém de pouca importância, não sendo som a ser compreendido pelo usuário do equipamento.

5.4.1.2. Perturbação senoidal = 20 Hz - outro caso de cavitação na turbina

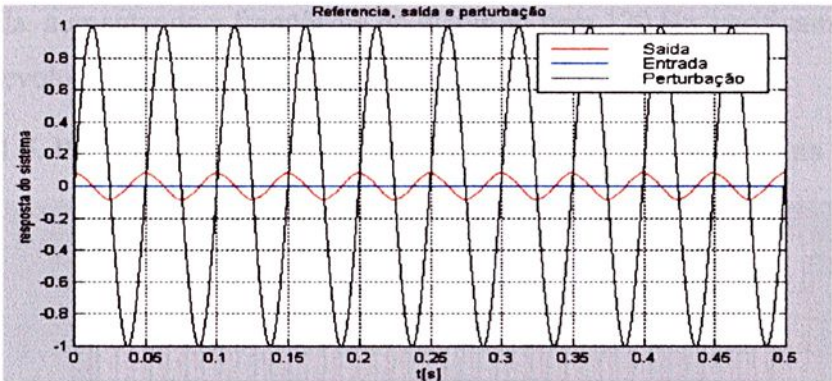


Figura 12: Perturbação senoidal de 20 Hz, cavitação na turbina, referência nula.

Apenas, aumentando a frequência do distúrbio para 20 Hz, verificamos que não há considerável alteração com relação ao anterior.



5.4.1.3. Perturbação senoidal = 60 Hz - outro caso de cavitação na turbina

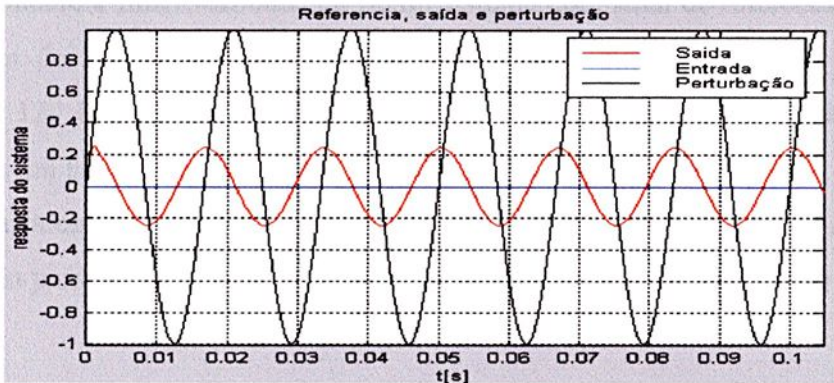


Figura 13: Perturbação senoidal de 60 Hz, cavitação na turbina, referência nula.

Apenas, aumentando a frequência do distúrbio para 60 Hz, verificamos que há pequena alteração na amplitude da saída com relação ao caso anterior.

5.4.1.4. Perturbação senoidal = 120 Hz - outro caso de cavitação na turbina

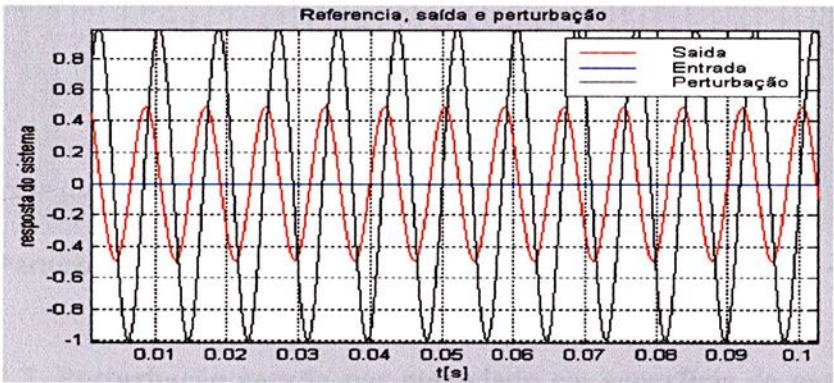


Figura 14: Perturbação senoidal de 120 Hz, cavitação na turbina, referência nula.

Ainda, aumentando a frequência do distúrbio para 120 Hz, verificamos que já há uma maior evolução da influência da perturbação com relação a anterior.

5.4.1.5. Perturbação senoidal = 200 Hz - um caso de cavitação na turbina

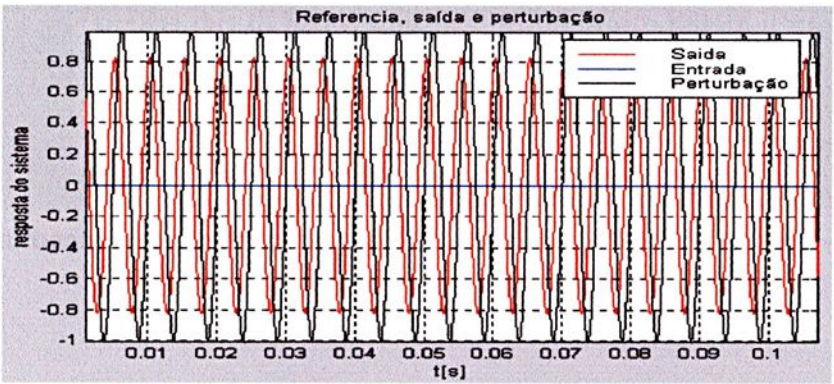


Figura 15: Perturbação senoidal de 200 Hz, cavitação na turbina, referência nula.



Já as evoluções das frequências dos sinais de perturbações, para valores maiores, mostram que há acentuação da amplitude do sinal de saída, indicando uma maior efetividade e funcionalidade do nosso sistema com sinal de referência nulo, para perturbações de baixa frequência, porém observamos que, no caso de perturbação senoidal de 120 Hz, tem-se um benefício de 50% aproximadamente, sendo de grande importância em termos de ruído. Porém quando a perturbação atinge a casa dos 200 Hz, já se tem na saída uma amplitude de 80% do sinal de perturbação, passando ao sistema de atenuação passivo atenuar a parcela de ruído que lhe cabe, em função do aumento de frequência.

5.4.1.6. Perturbação gerada por martelada em superfície de parede oca, somente a parte de baixa frequência.

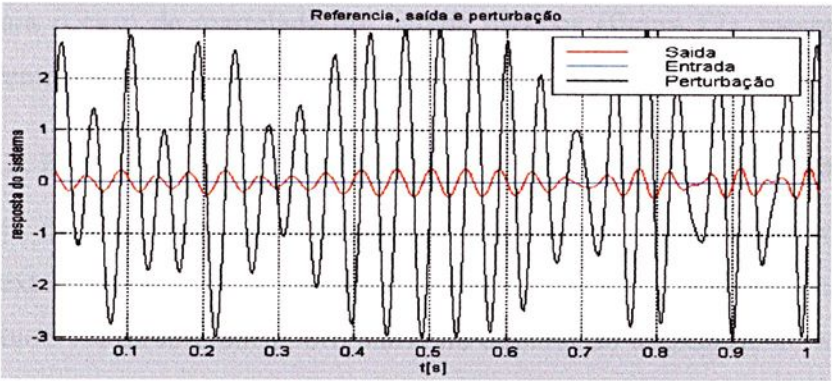


Figura 16: Perturbação resultante de uma martelada em parede larga e oca - somente as componentes de baixa frequência, (referência nula).

5.4.1.7. Perturbação gerada por martelada em superfície de parede rígida não-oca, somente as componentes de baixa frequência.

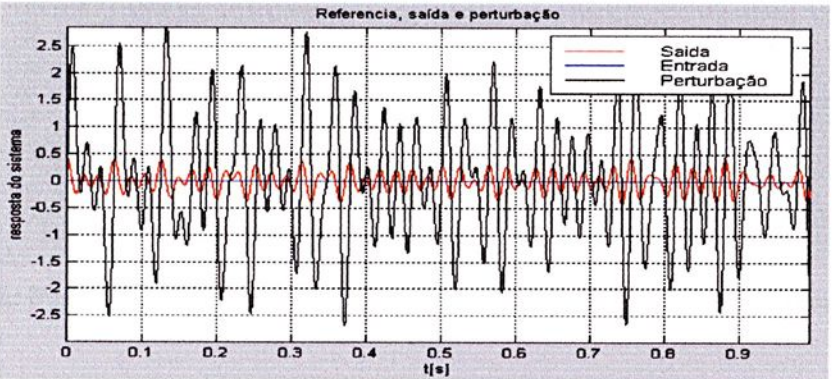


Fig.17: Perturbação resultante de uma martelada em parede rígida não-oca - somente as componentes de baixa frequência, (referência nula).

Sendo a perturbação em sucessivos intervalos de tempo, porém pouco distintas em frequência, como é o caso de marteladas, podemos considerar o caso de somente uma martelada, sendo as outras de semelhante tratamento.

No caso da superfície oca, verificamos a existência de batimento de frequência, resultado do princípio da superposição de efeitos, gerando onda estacionária no tempo, conforme no gráfico da figura 16, além disso, para efeito de simulação foi desprezado o conteúdo do sinal de alta-frequência, o que será feito nas análises dos próximos resultados.

Observamos neste caso (figura 16), que a saída, é um sinal atrasado com relação ao distúrbio, mas de valor cerca de 7% deste, que é considerado uma excelente atenuação, não importando os atrasos conforme já citado anteriormente. O mesmo acontece para o caso de martelada em parede não-oca (figura 17), mesmo sendo um pouco diferente o espectro SPL x frequência.

5.4.2. Referência Senoidal, correspondente a voz humana

Neste caso a referência é tomada como sendo a voz humana, captada pelo microfone externo, considerada 200 Hz senoidal. Considerando ruído de medida de 3,2 kHz, amplitude 5% da referência, originária do circuito do microfone. A voz humana é seleciona pelo filtro passa-banda no lado elétrico do transdutor externo.

5.4.2.1-Perturbação senoidal = 16 Hz - um caso de cavitação na turbina.

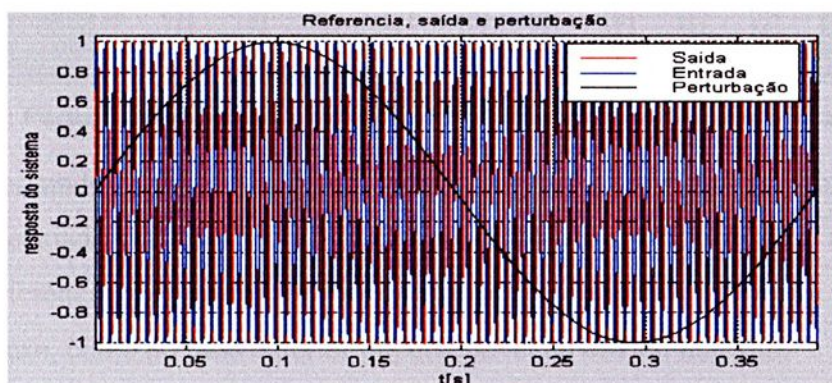


Figura 18a: Perturbação senoidal de 16 Hz, cavitação na turbina, referência senoidal.

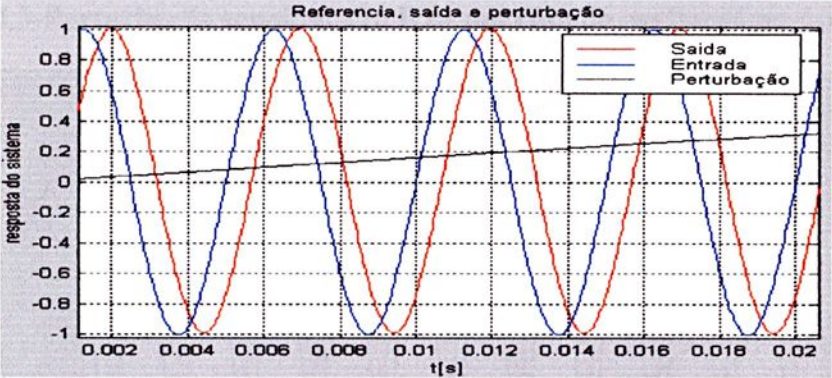


Figura 18b: Perturbação senoidal de 16 Hz, cavitação na turbina, referência senoidal.
(figura anterior ampliada)

Observando os gráficos das figuras 18a e 18b, temos que a saída é semelhante à entrada, sendo influenciada pelo distúrbio apenas no ângulo de fase, que vem atrasado em relação à referência, que na prática é ouvir atrasado o sinal da voz humana. Porém, este atraso é da ordem de poucos mili-segundos, sendo quase imperceptível ao ouvido humano.

5.4.2.2-Perturbação senoidal = 60 Hz- um caso de cavitação na turbina.

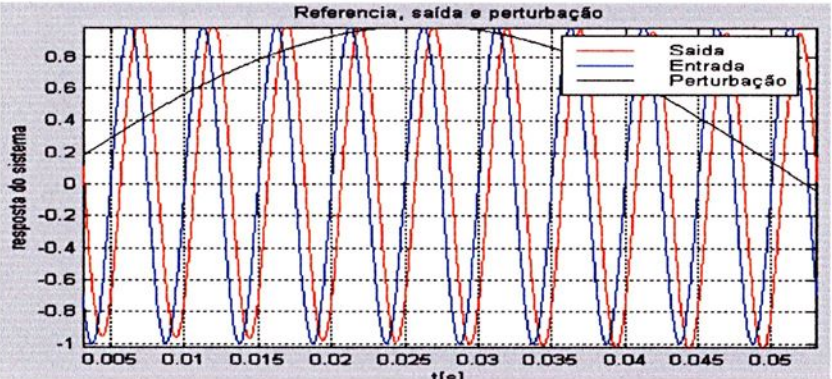


Figura 19: Perturbação senoidal de 60 Hz, cavitação na turbina, referência senoidal.

Observando os gráfico da figura 19, vemos que a saída é semelhante à entrada, sendo influenciada pelo distúrbio apenas no ângulo de fase, que vem atrasado em relação à referência, que na prática é ouvir atrasado o sinal da voz humana. Porém, este pequeno atraso, como no caso anterior imperceptível ao ouvido humano.



5.4.2.3-Perturbação senoidal 120 Hz - um caso de cavitação na turbina.

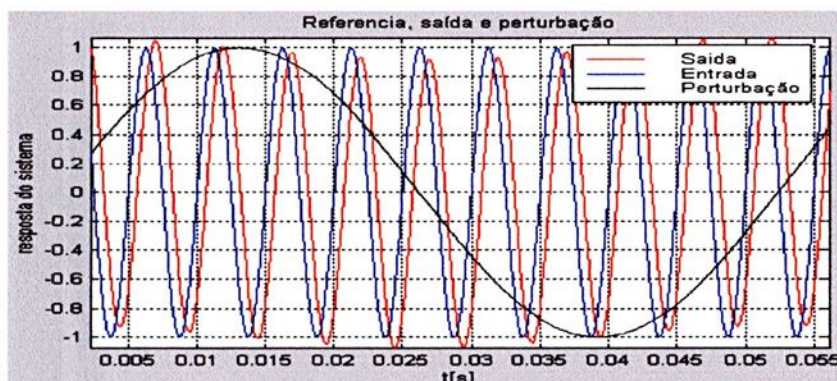


Figura 20: Perturbação senoidal de 120 Hz, cavitação na turbina, referência senoidal.

Semelhante ao caso anterior, aparecendo uma desprezível demodulação no sinal de saída e um pequeno atraso, sendo este, como no caso anterior imperceptível à voz humana.

5.4.2.4-Perturbação senoidal 200 Hz, amplitude 100% da referência - um caso de cavitação na turbina.



Figura 21: Perturbação senoidal de 200 Hz, cavitação na turbina, referência senoidal.
(coincidem: entrada, saída e perturbação)

O mesmo ocorre para os casos de frequência de perturbação senoidal de 60 Hz e 120 Hz. Em 200 Hz, ou seja, sinal de distúrbio de mesma frequência que o sinal de entrada, porém este distúrbio também atravessará o filtro passa-banda na entrada de referência, o que o tornará parte da referência e estará na saída, porém na prática, o ruído na faixa de frequência da voz humana, deverá ter amplitude um tanto menor que a voz humana e fase não coincidente.

5.4.2.5. Perturbação gerada por martelada em superfície de parede rígida

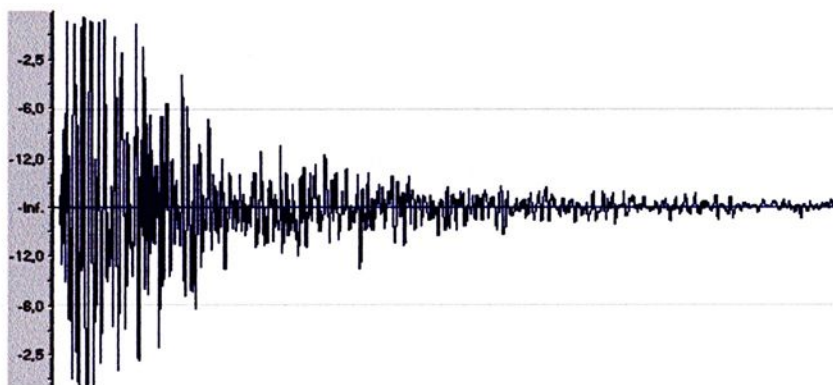


Figura 22a: Gráfico SPL x tempo do ruído produzido por uma martelada

O gráfico da figura 22a acima demonstra que existem componentes do nível de pressão para quase toda a faixa de frequência de áudio, sendo que existe uma frequência que é mais evidente que outras (próximo 1000 Hz) levando-nos considerar como nos outros casos, que as componentes de baixa frequência serão mais efetivamente atenuadas pelo equipamento. Para este caso de perturbação, sabemos que, diferentemente do que demonstra a figura a seguir, dentro do envoltório somente existe ruído a 200 Hz, sendo as altas frequências atenuadas pelo sistema passivo. Porém a figura a seguir pode ser considerada um exemplo de má colocação do equipamento na cabeça.

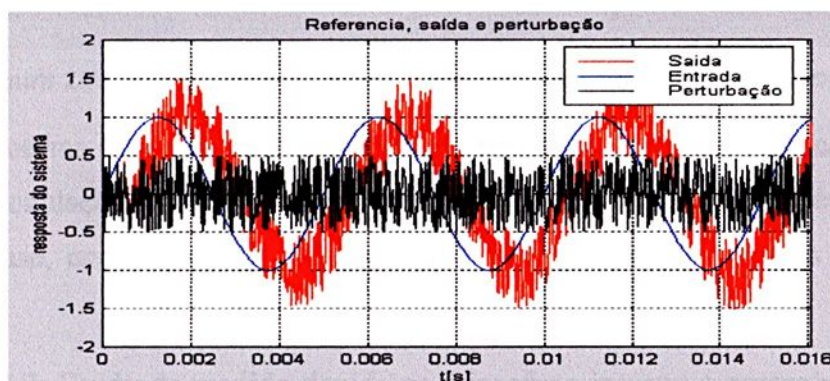


Figura 22b: Perturbação devido a uma martelada.

A demodulação existente na saída indica a uma pequena atenuação das médias e altas frequências, porém isso mostra que o nosso sistema é mais efetivo em baixa frequência, mas também contribui na atenuação das outras. Se o equipamento funciona sob condições adequadas de colocação na cabeça, não haverá penetração como no gráfico da figura anterior, resultando em melhores resultados que estes.

5.4.2.6. Perturbação gerada por motor em regime permanente.

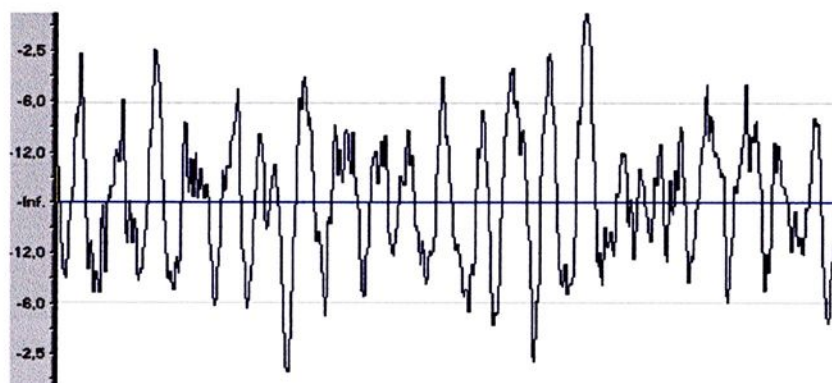


Figura 23a: Gráfico SPL x tempo do ruído de um motor elétrico de pequeno porte - 900 Hz

Na Figura 23b, mostrarmos os resultados negativos de uma suposta penetração de altas frequências, resultado da má colocação do “headset” sobre a cabeça.

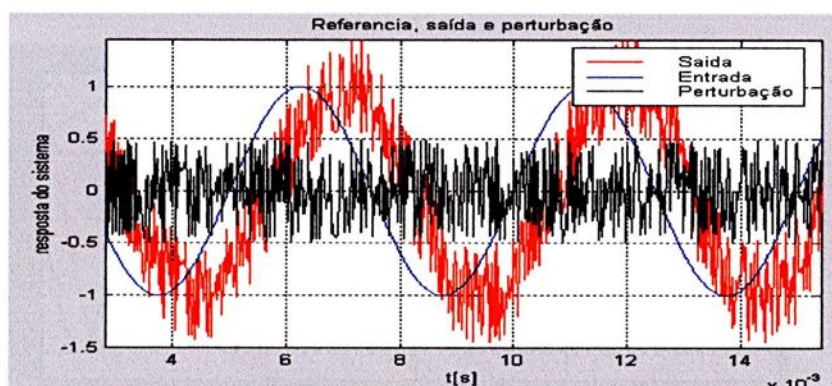


Figura 23b: Perturbação devido a um motor elétrico de pequeno porte.

Da mesma forma, com vazamento de, pela figura 23b, como no caso anterior, ocorre demodulação, mas observamos que no campo das baixas frequências ocorre atraso na fase, comparando a saída com a entrada, ocorrendo pequena variação de amplitude.

5.4.2.7. Ruído de medida devido ao microfone interno e perturbação devido a componente de baixa frequência do motor elétrico de pequeno porte com atenuação passiva muito eficiente.

Neste caso consideramos que, devido à colocação correta do equipamento sobre a cabeça, melhora o processo de atenuação passiva de perturbação, assim o envoltório atenua a entrada de pressão acústica das altas frequências no seu interior. O sinal de referência é senoidal, considerando a voz humana a 200 Hz.

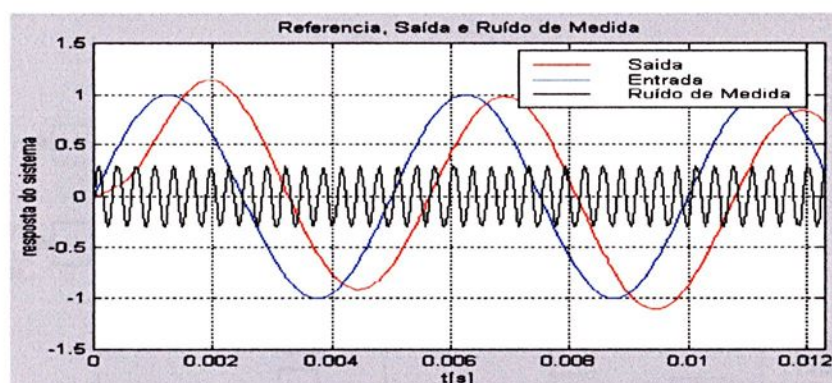


Figura 24a: Ruído de medida (senoidal - 3.2 kHz) devido ao microfone interno e perturbação (senoidal - 40 Hz), devido a componente de baixa frequência do motor elétrico de pequeno porte, com atenuação passiva muito eficiente.

Neste caso da figura acima, o ruído de medida é eliminado de forma muito eficiente pelo nosso sistema, porém tem efeito de aumentar o atraso da saída com relação à entrada.

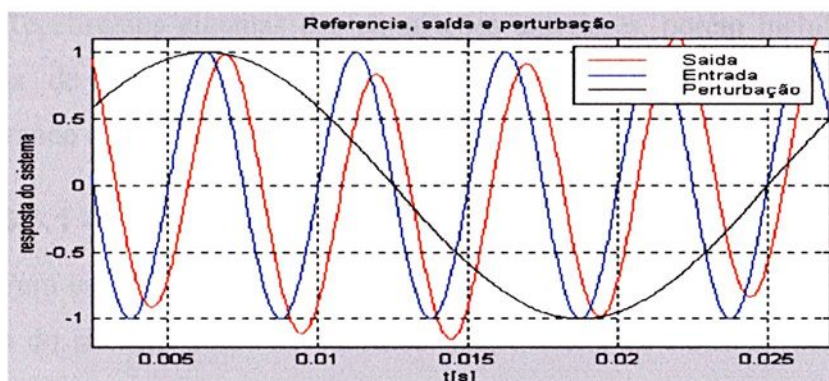


Figura 24b: Perturbação (senoidal - 40 Hz), devido a componente de baixa frequência do motor elétrico de pequeno porte, com atenuação passiva muito eficiente e ainda considerando a presença de ruído de medida.

Porém, a perturbação de baixa frequência (40 Hz), e ganho 90% com relação à referência, influencia pouco na amplitude do sinal de saída, provocando uma pequena demodulação, sendo que a mudança na fase obtida, não é importante com relação ao resultado almejado, sendo assim consideramos efetiva a atuação do sistema de controle para este caso, conforme a figura 24b.

5.5. Simulações digitais: sistema real - tratamento e resultados

O modelo, em diagrama de blocos, do esquema de controle do sistema real, utilizando a metodologia LQG/LTR é mostrado na figura a seguir. Neste caso aparece na saída da planta o bloco correspondente à limitação de estabilidade do nosso sistema.

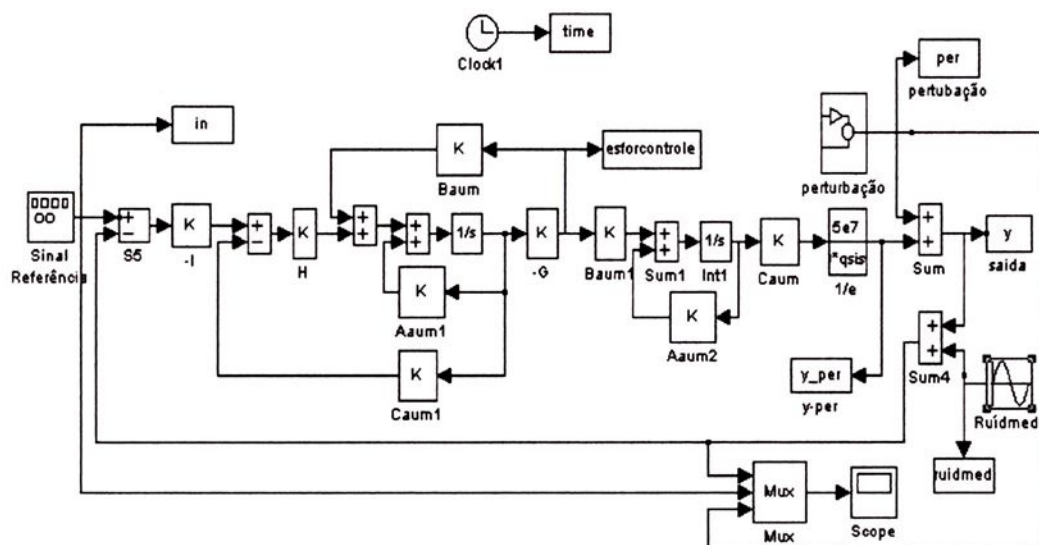


Figura 25: Sistema real

As simulações a seguir, consideram os critérios de desempenho e estabilidade.

Repetiremos algumas das simulações anteriores, porém incluindo o bloco no diagrama de controle, na saída da planta, referente ao erro de modelagem e considerando o ruído de medida a 3200 Hz.

5.5.1 - Referência nula, correspondendo ao silêncio

Para este caso o sinal de referência é nulo, ou seja, esperamos na saída o mais próximo do silêncio possível. Veremos qual o efeito na saída devido ao aumento da frequência da onda de pressão da perturbação, existindo o ruído de medida a 3200 Hz.

5.5.1.1-Perturbação senoidal = 16 Hz - um caso de cavitação na turbina

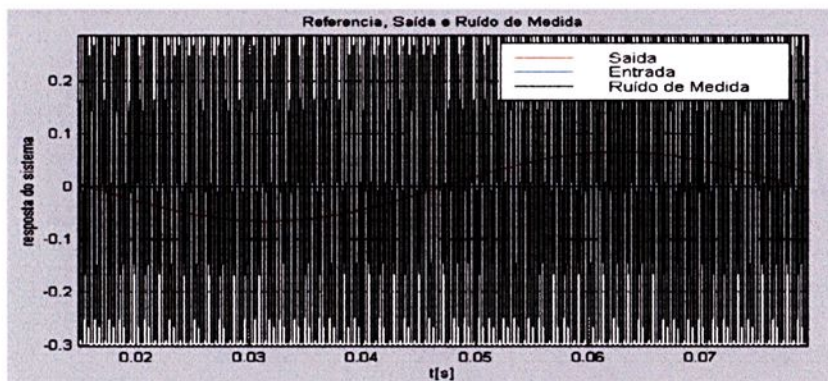


Figura 26a: Ruído de medida (3200 Hz), perturbação senoidal (16 Hz), cavitação na turbina e referência nula – sistema real

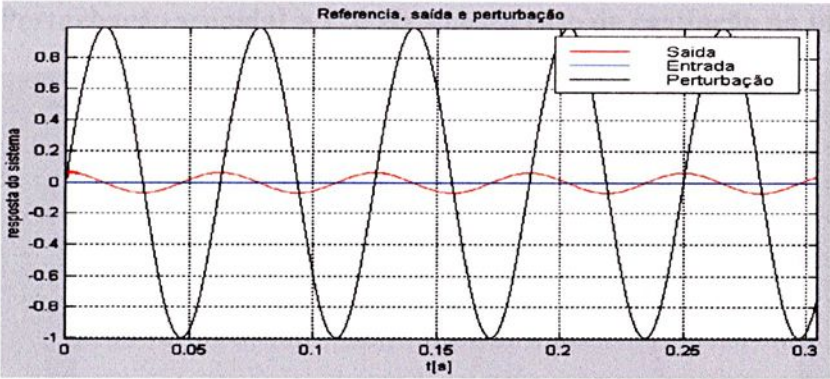


Figura 26b: Perturbação senoidal (16 Hz), Ruído de medida (3200 Hz), cavitação na turbina e referência nula – sistema real

O sinal na saída não é influenciado de forma significativa pela perturbação de baixa frequência, sendo satisfatórios os resultados apresentados nas figuras 26a e 26b.

5.5.1.2-Perturbação senoidal = 60 Hz - outro caso de cavitação na turbina

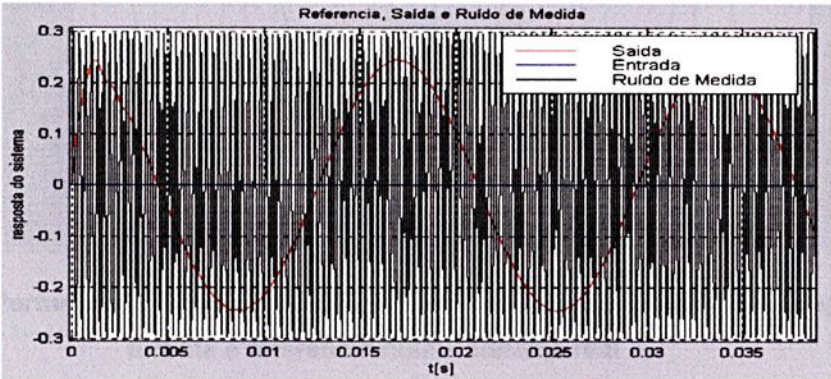


Figura 27a: Ruído de medida (3200 Hz), perturbação senoidal (60 Hz), cavitação na turbina e referência nula – sistema real

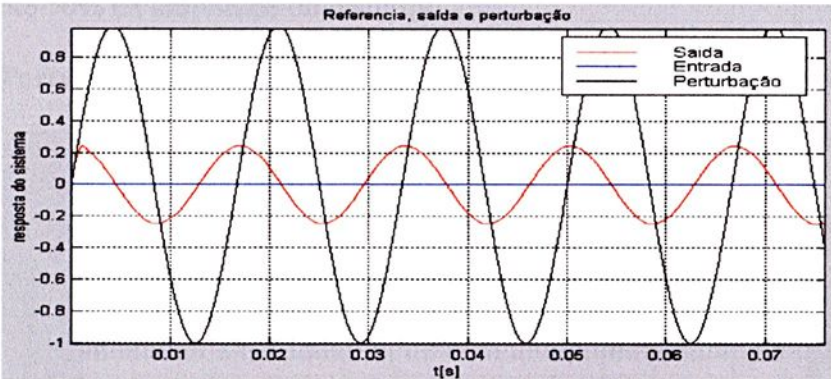


Figura 27b: Perturbação senoidal (60 Hz), Ruído de medida (3200 Hz), cavitação na turbina e referência nula – sistema real

Apenas, aumentando a frequência do distúrbio para 60 Hz, verificamos que há elevação na amplitude da saída com relação ao caso anterior.



5.5.1.3-Perturbação senoidal = 120 Hz - outro caso de cavitação na turbina

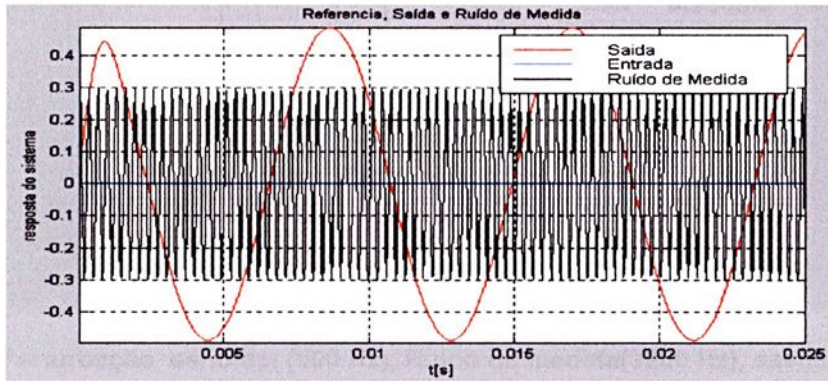


Figura 28a: Ruído de medida(3200 Hz), Perturbação senoidal (120 Hz), cavitação na turbina e referência nula – sistema real

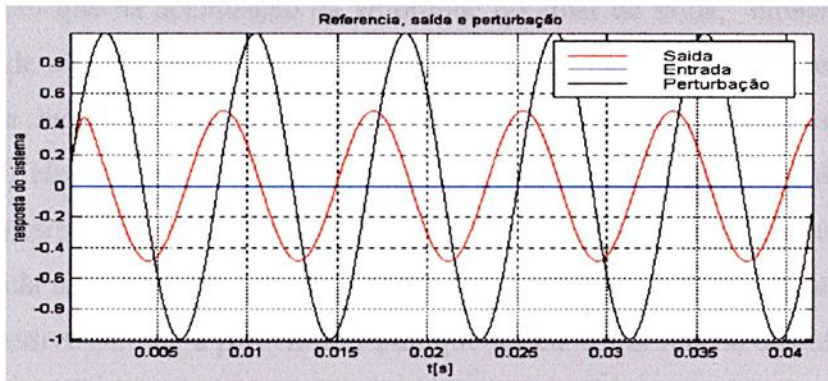


Figura 28b: Perturbação senoidal (120 Hz), Ruído de medida(3200 Hz), cavitação na turbina e referência nula – sistema real

Ainda, aumentando a frequência do distúrbio para 120 Hz, verificamos que já há uma maior evolução da influência da perturbação com relação a anterior, atingindo aproximadamente 50% da amplitude do distúrbio.

5.5.1.4-Perturbação senoidal = 200 Hz - outro caso de cavitação na turbina

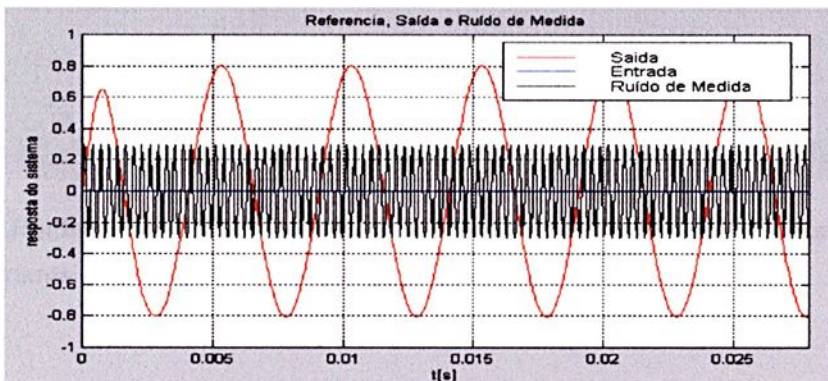


Figura 29a: Ruído de medida(3200 Hz), Perturbação senoidal (200 Hz), cavitação na turbina e referência nula – sistema real

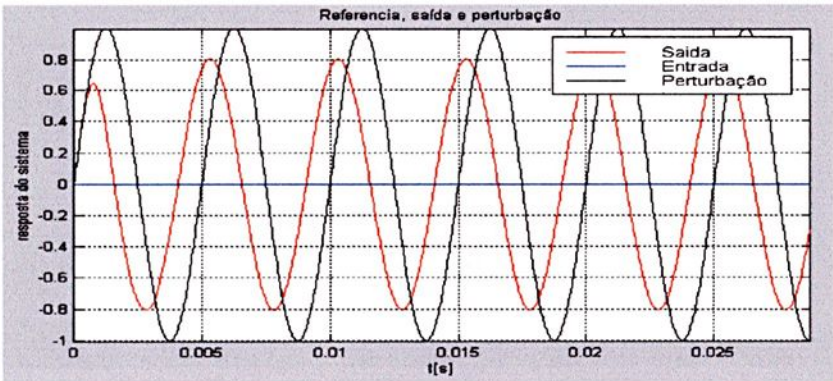


Figura 29b: Perturbação senoidal (200 Hz), Ruído de medida(3200 Hz), cavitação na turbina e referência nula – sistema real

Já as evoluções das frequências dos sinais de perturbações, para valores maiores, mostram que há acentuação da amplitude do sinal de saída, indicando uma maior efetividade e funcionalidade do nosso sistema com sinal de referência nulo, para perturbações de baixa frequência, porém observamos que, no caso de perturbação senoidal de 120 Hz, tem-se um benefício de 50% aproximadamente, sendo de grande importância em termos de ruído. Porém quando a perturbação atinge a casa dos 200 Hz, já se tem na saída uma amplitude de 80% do sinal de perturbação, passando ao sistema de atenuação passivo atenuar a parcela de ruído que lhe cabe, em função do aumento de frequência, mas mesmo assim o nosso sistema atenua esta perturbação.

5.5.1.5. Perturbação gerada por martelada em superfície de parede oca, somente considerando a parte de menor frequência.

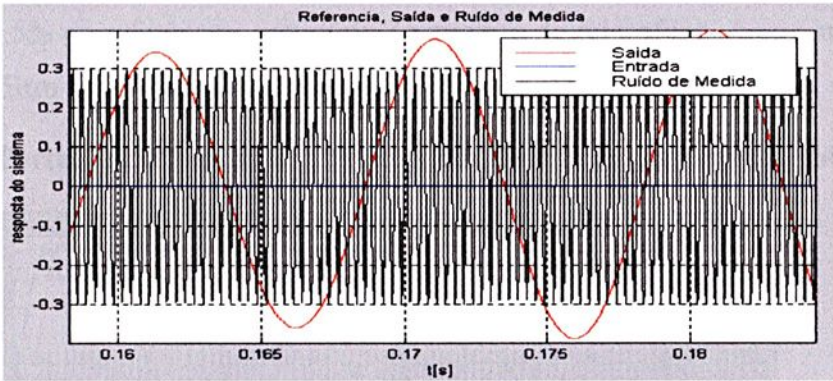


Figura 30a: Ruído de medida e no caso de uma martelada em parede larga e oca - somente as componentes de menor frequência - referência nula.

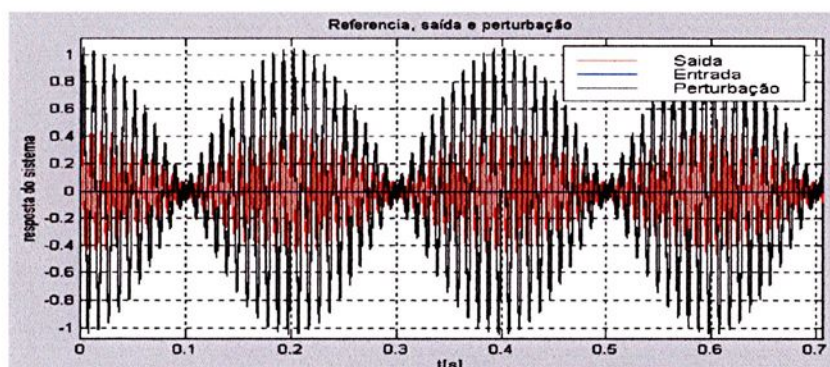


Figura 30b: Perturbação no caso de uma martelada em parede larga e oca - somente as componentes de menor frequência - referência nula.

Sendo a perturbação ocorrendo em sucessivos intervalos de tempo, como marteladas, porém pouco distintas em frequência, podemos considerar o caso de somente uma martelada, sendo as outras de semelhante tratamento.

No caso da superfície oca, verificamos a existência de batimento de frequência, resultado do princípio da superposição de efeitos, gerando onda estacionária no tempo, conforme no gráfico da figura 30b, além disso, para efeito de simulação foi desprezado o conteúdo do sinal de alta-frequência, mesmo assim verificamos que a atenuação ocorre cerca de 50%, sendo um bom resultado.

5.5.2. Referência Senoidal, correspondente a voz humana

Neste caso a referência é tomada como sendo a voz humana captada pelo microfone externo e considerada 200 Hz senoidal. Considerando ruído de medida de 3,2 kHz, amplitude 5% da referência, originária do circuito do microfone. A voz humana é seleciona pelo filtro passa-banda no lado elétrico do transdutor externo.

5.5.2.1-Perturbação senoidal = 16 Hz - um caso de cavitação na turbina.

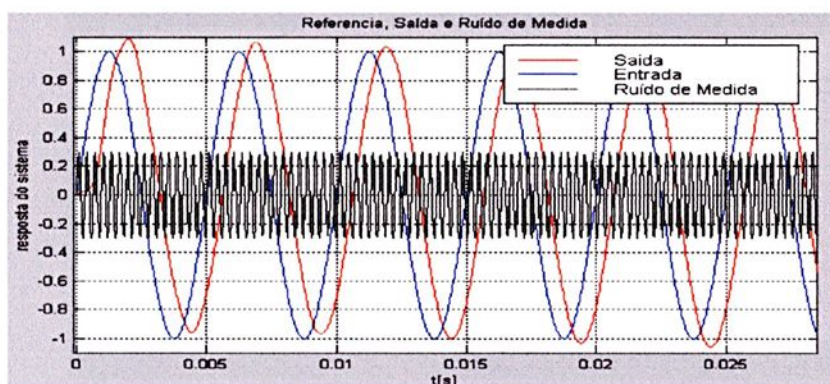


Figura 31a: Ruído de medida, perturbação senoidal de 16 Hz, cavitação na turbina, referência senoidal.

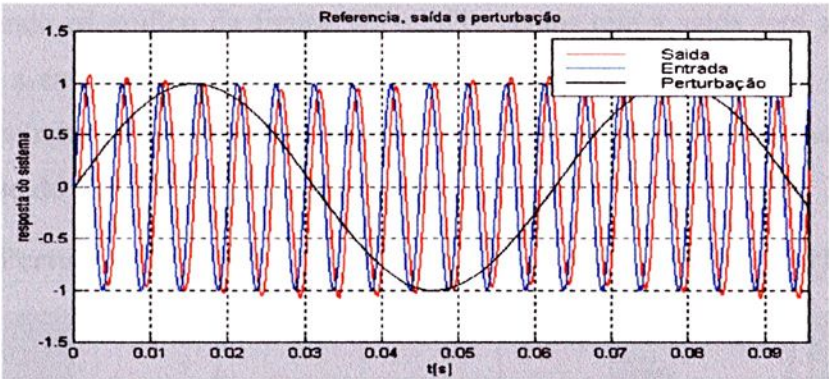


Figura 31b: Perturbação senoidal de 16 Hz, cavitação na turbina, referência senoidal.

Observando os gráficos das figuras 31a e 31b, temos que a saída é semelhante à entrada, sendo influenciada pelo distúrbio apenas no ângulo de fase, que vem atrasado em relação à referência, que na prática é ouvir atrasado o sinal da voz humana. Porém, este atraso é da ordem de poucos mili-segundos, sendo quase imperceptível ao ouvido humano.

5.5.2.2-Perturbação senoidal = 60 Hz - outro caso de cavitação na turbina.

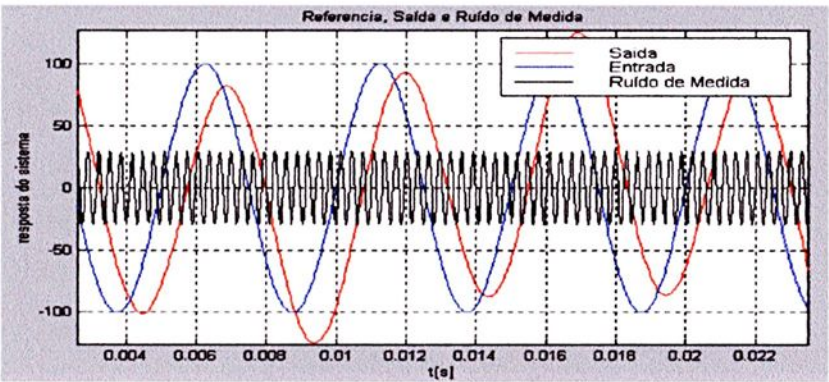


Figura 32a: Ruído de medida, perturbação senoidal de 60 Hz, cavitação na turbina, referência senoidal.

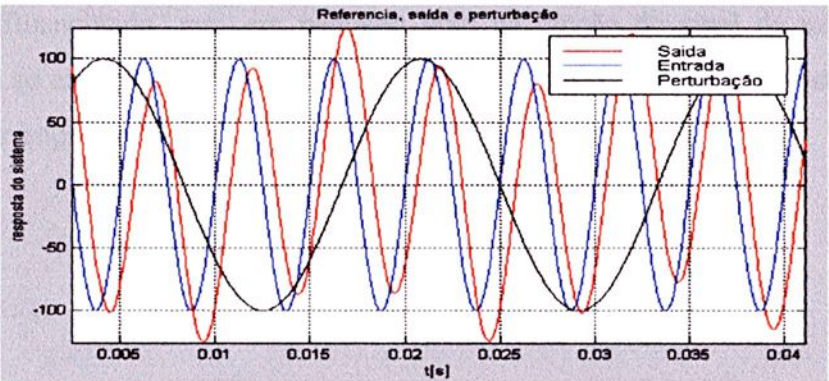


Figura 32b: Perturbação senoidal de 60 Hz, cavitação na turbina, referência senoidal.

Observando os gráficos da figura 32a e 32b, vemos que a saída tem a mesma frequência que a entrada, sendo influenciada pela perturbação no ângulo de fase que vem atrasado em relação à referência e pequena demodulação, sendo por isso um pouco diferente no caso do modelo nominal, onde a demodulação é menor.

5.5.2.3-Perturbação senoidal 120 Hz - outro caso de cavitação na turbina.

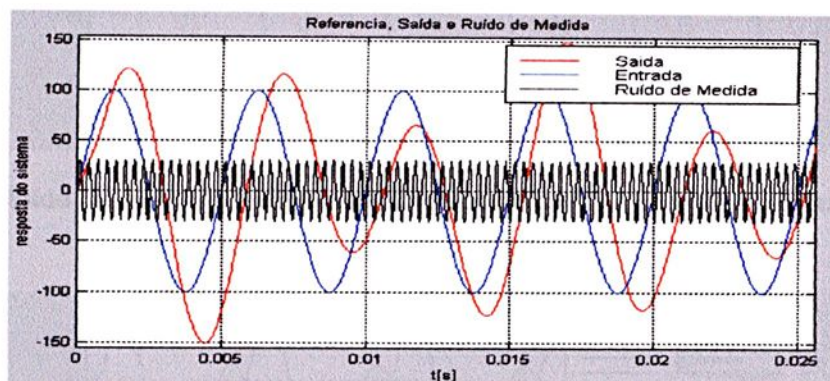


Figura 33a: Ruído de medida, perturbação senoidal de 120 Hz, cavitação na turbina, referência senoidal.

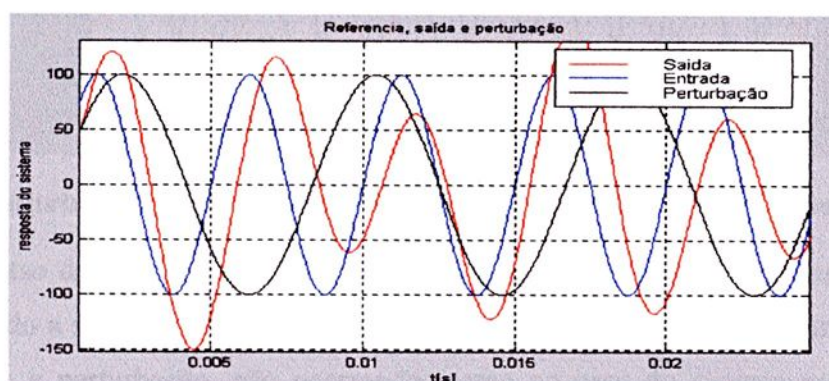


Figura 32b: Perturbação senoidal de 120 Hz, cavitação na turbina, referência senoidal.

Semelhante ao caso anterior, já surgindo maior efeito de demodulação no sinal de saída, já influenciando, mas em pequeno grau na dicção do sinal de saída pelo usuário, devido ao efeito trêmulo. Ocorre também um pequeno atraso, sendo este, como no caso anterior imperceptível à voz humana.

5.5.2.4-Perturbação senoidal 200 Hz - outro caso de cavitação na turbina

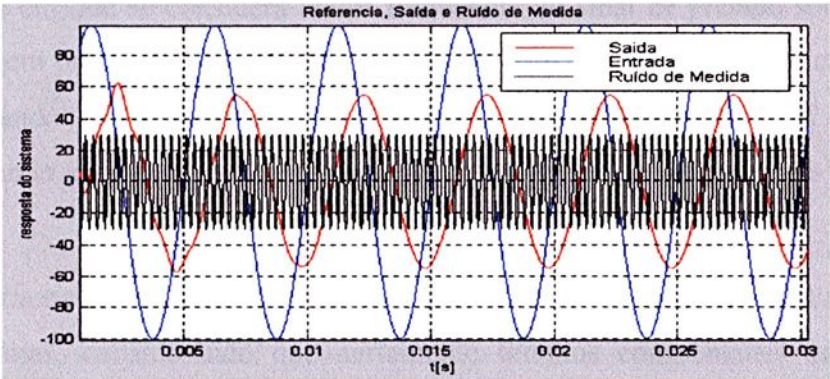


Figura 34a: Ruído de medida, perturbação senoidal de 200 Hz, cavitação na turbina, referência senoidal.

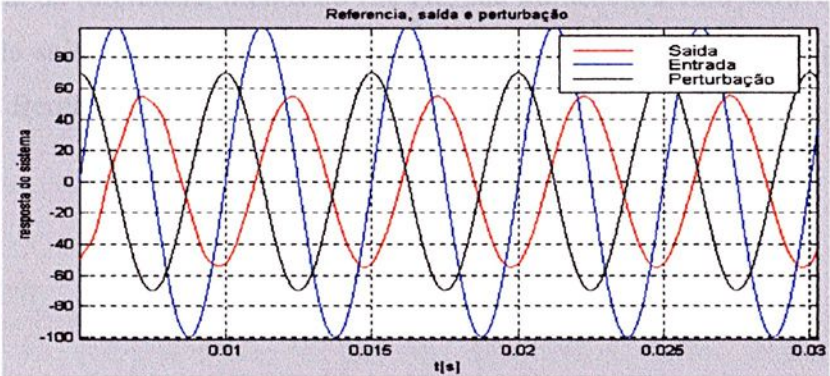


Figura 33b: Perturbação senoidal de 200 Hz, cavitação na turbina, referência senoidal.

Neste caso da figura 33a e 33b, foi considerado que a perturbação tem menor amplitude devido a sua maior frequência e que há uma defasagem de 60° entre o sinal de referência e a perturbação, não ocorrendo, como no caso do sistema nominal, a sobreposição dos sinais de entrada e saída. Além da diferença de amplitude, existe também a diferença de fase entre a perturbação e a referência. O fato é que a saída é em torno de 50% da amplitude da referência, indicando um sinal mais baixo da voz humana, porém com melhor dicção do que o caso que a perturbação está a 120 Hz.



5.6-Conclusão

Nos casos em que se considera maior frequência do sinal de pressão sonora da perturbação, surgem problemas de acompanhamento do sinal da referência e rejeição de perturbação, ficando explícito a maior efetividade do nosso sistema em baixas frequências, restando ao sistema passivo, atenuar as pressões sonoras de maiores valores de frequência.

Um importante ponto é que quando as frequências da entrada e da perturbação são muito próximas, considerando que certamente teremos componentes assim, a diferença entre as fases do sinal da referência e da perturbação, influencia na amplitude do sinal de saída entre eles. Mas quando a frequência da perturbação é mais baixa que a frequência do sinal de referência, menos de 100 Hz, sua influência é consideravelmente menor no sinal de saída. Que é importante já que temos maior amplitude de pressão sonora em baixas frequências, para o caso da região próxima a turbina.



VI – CONCLUSÕES

O ruído não é simplesmente uma onda de pressão sonora de uma determinada frequência, onde o método utilizado para sua atenuação ocorre de forma que ao se implementar, diminui o som indesejável. Mas, analisando alguns espectros SPL x frequência, podemos observar a existência de um amplo conteúdo harmônico, que gera um complexo resultado acústico que permite ao ouvido humano, perceber algumas das suas diferenças, através da sensação auditiva pela captação dos timbres, atrasos, reverberações, ecos, etc. Devido a sua imensa complexidade, faz-se jus à vasta área de pesquisa, com diferentes métodos, algoritmos e técnicas que visam eliminar ou suavizar os problemas de coexistência com o ruído.

No nosso caso usamos a técnica LQG/LTR de Controle Robusto, possibilitando futuramente sua implementação analogicamente. O controlador projetado pela metodologia alcançou os resultados esperados, dentro dos critérios de Robustez de desempenho e estabilidade. Em nosso projeto, sugerimos a inserção de um filtro passa-banda, na entrada de referência, para selecionar a frequência da voz humana que entra pelo transdutor eletro-acústico, se não fizer assim, toda faixa de frequência será considerada sinal de referência, inutilizando nosso equipamento. Além disso, o microfone externo pode ser escolhido levando em conta a frequência que se quer captar (da voz humana), a direcionalidade (supondo que se quer ouvir a voz de uma pessoa na posição frontal), e a sensibilidade (pode não interessar ouvir o que está longe).

O nosso interesse é a atenuação ou até a eliminação da pressão acústica na frequência de incômodo para trazer conforto ao trabalhador. Conseguimos isso com mais efetividade, pelo método ativo para perturbações que são ruídos de baixa frequência, menor que 200 Hz, pelo método ativo. Salientamos que isso pode ser feito combinando a técnica ativa com a passiva num mesmo projeto. mas para aprimorar ainda mais, deve-se usar algoritmo adaptativo e tratamento digital.

O objetivo principal deste projeto foi alcançado, que é dar início a pesquisas na área de controle ativo de ruído acústico, utilizando controle robusto técnica LQG LTR aplicado ao caso do ruído na região próxima a turbina em uma usina hidrelétrica, permitindo ao usuário deste equipamento a permanência com maior proteção auditiva e um maior rendimento na realização de suas tarefas.



Referências Bibliográficas

- [1] BERANEK, L.L., VÉR, I. L. *Noise and vibration control engineering: principles and application*. United States of America: John Wiley&Sons, inc.,1992.
- [2] ALGARVE. Direcção Regional do Ambiente. *Ar e Ruído: efeitos na saúde*. Capturado em 25 Set 2000. On-line na internet em <http://www.dra-alg.minamb.pt/pages/ruido1_2.html>.
- [3] PIMENTEL-SOUZA, F. *Efeitos da Poluição Sonora no Sono e na Saúde em Geral: Ênfase Urbana*. Capturado em 31 Out 2000. On-line na internet em <<http://www.icb.ufmg.br/lpf/pfhumanaexp.html#1>>.
- [4] MOSCI, ADRIANO S., DINIZ, JOÃO LUIZ C. P. *Estudo da exposição ao ruído: impacto no policial militar do batalhão de trânsito*. Capturado em 31 Out 2000. On-line na internet em <<http://www.icb.ufmg.br/lpf/2-21.html>>.
- [5] BABISCH, W. *Traffic noise as a risk factor for myocardial infarction: Symposium on "Noise and Disease"*. Berlin,1991.
- [6] CANTRELL, RW. *Noise, biochemical and sleep effects: The Laryngoscope*. p1-55,(10/2 suppl.). 1974.
- [7] ALVARES PAS e PIMENTEL-SOUZA F. A Poluição Sonora em Belo Horizonte. *Revista Brasileira de Acústica & Vibrações*. 10:23-42.Cap.02. 1992.
- [8] RAFAELY, Boaz,ELLIOT, Stephen J. H_2H_∞ Active Control of Sound in a Headrest: Design and Implementation. *IEEE Transactions on Control System Technology*, Southampton,U.K, v.7,n.1,p.79-84, Jan.1999.
- [9] KUO, SEN M.,MORGAN, DENNIS R., Active Noise Control: A Tutorial Review. *Proceedings of the IEEE*. V 87. NO. 6.JUNE1999.
- [10] RUCHMAN, CHRISTOPHER E. *Active Noise Control FAQ*. VSSL, 809 N. Royal Street, Alexandria VA 22314 USA. 1996.Capturado em 12 Dez 2000. On-line na internet em <<http://www.non.com/news.answers/active-noise-control-faq.html>>.
- [11] CRUZ, JOSE J. *Controle Robusto Multivariável*. 1.ed. São Paulo. Editora da Universidade de São Paulo, 1996.
- [12] FALCONE, AURIO G. *Eletromecânica*. Editora Edgard Blücher Ltda. São Paulo ,Brasil. (Vol.2). 1985.





UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
"JÚLIO DE MESQUITA FILHO"

Câmpus de Ilha Solteira
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica
Av. Brasil Centro, 56
15385-000 Ilha Solteira - SP
www.dee.feis.unesp.br

