

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

CONTROLE ATIVO DE RUÍDO EM DUTOS

por

Renan Roberto Benitz da Silva

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, 03 Julho de 2017.

CONTROLE ATIVO DE RUÍDO EM DUTOS

por

Renan Roberto Benitz da Silva

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof<sup>a</sup>. Thammy Cristina Hayashi  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Mecânica dos Sólidos**

Orientador: Prof. Dr. Herbert Martins Gomes

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Herbert Martins Gomes

Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas

Prof. Dr. Rodrigo Rossi

Porto Alegre, 03 de Julho de 2017

*“If you want to find the secrets of the universe, think in terms of energy, frequency and vibration”*  
*Nikola Tesla*

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço primeiramente à minha avó paterna Diva Silva da Silva, minha tia Marizabel da Silva e aos meus pais, Leci Roberto da Silva e Janice Estivalett Benitz que me deram toda a base e motivação nos momentos mais difíceis.

À minha companheira Priscilla Tubello de Mello, que esteve ao meu lado durante toda minha trajetória na graduação.

Aos colegas e amigos Gustavo Miotto, João Cervo Calderaro, Felipe Rodolfo Gabbardo que me deram força e companheirismo desde o início da caminhada nesta graduação.

Agradeço ao meu orientador Prof. Dr. Herbert Martins Gomes por sua paciência e dedicação em compartilhar seu conhecimento ao longo deste trabalho.

Ao Grupo de Mecânica Aplicada (GMAp).

À Universidade Federal do Rio Grande do Sul,

Agradeço a todos que, de alguma forma, contribuíram para a minha formação como Engenheiro Mecânico.

SILVA, R. R. “**Controle ativo de ruído em dutos**”. 2017. 15f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) - Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2017.

## **RESUMO**

A saúde auditiva é um dos principais fatores de preocupação na indústria referente à higiene e segurança do trabalho. A exposição prolongada a ruídos, dependendo de sua intensidade e faixa de frequência pode gerar problemas relacionados à saúde auditiva assim como desconforto trazendo um déficit na atenção e eventualmente acidentes de trabalho. Dutos são meios de transmissão de ruído importantes na indústria. Neste trabalho avalia-se um sistema de controle ativo de ruído em dutos de forma a atenuar o nível de ruído produzido por uma fonte presente. Um aparato experimental composto de dutos, fonte de ruído, microfones e alto-falantes, que servirão com atuadores ativos, é desenvolvido como um protótipo inicial para uma bancada de testes de sistemas de controle ativo de ruído. Um software para gerenciamento das aquisições e envio dos sinais foi desenvolvido em ambiente MATLAB e ao final, gráficos de espectros de bandas de frequência dos ruídos sem o sistema de controle e com o sistema de controle são apresentados, confirmando a atenuação. No geral, o sistema de controle proposto conseguiu atenuar níveis de pressão sonora com valores que dependem do tipo de ruído avaliado (multitonal, ruído branco de faixa estreita e de faixa larga).

**PALAVRAS-CHAVE:** medição acústica, controle ativo de ruído, dutos, Filtered-X LMS.

SILVA, R. R. “**Active noise control in ducts**”. 2017. 15f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) - Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2017.

## **ABSTRACT**

Auditory health is one of the main factors of concern in the industry regarding hygiene and safety at work. Depending on its intensity and frequency range, prolonged exposure to noise can generate problems related to hearing health as well as discomfort that may lead to a deficit in attention and eventually accidents at work. Ducts are important means of noise transmission in the industry. This work evaluates an active noise control system in ducts in order to attenuate the noise level produced by a present source. An experimental apparatus composed of ducts, noise sources, microphones and loudspeakers, that serve as active actuators, is developed as an initial prototype for a bench of active noise control in ducts. A software to manage the acquisition and sending the signals was developed in a MATLAB environment and, in the end, graphics for spectrum frequency of the noise without the control system and with the control system are presented, confirming the attenuation. In general, the proposed control system was able to attenuate sound pressure levels with values that depend on the type of noise evaluated (multitonal, narrow-band and wide-band white noise).

**KEYWORDS:** acoustic measurement, active noise control, duct, Filtered-X LMS.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Sinal de pressão sonora ao longo do tempo e intervalo de integração. ....	4
.....	5
Figura 2 - Sistema de Controle Ativo em Duto ( <i>Feedforward</i> ).....	5
Figura 3 – Diagrama de Bloco do controle Filtered-X LMS ( <i>Feedforward</i> ) (Modificado de Nunez, 2005).....	6
Figura 4 – Bancada de testes para CAR usando o algoritmo Filtered-X LMS ( <i>Feedforward</i> ).....	8
Figura 5 –Espectros de ruído em bandas de oitavas antes do controle nos testes de multitons.	9
Figura 6 –Espectros de ruído em bandas de oitavas depois do controle nos testes de multitons. .....	9
Figura 7 – Espectros de frequências antes (Channel 1) e depois (Channel 2) da atuação do CAR no teste com multitons. ....	10
Figura 8 – Espectros de ruído em bandas de oitavas antes do controle (ruído branco).....	11
Figura 9 –Espectros de ruído em bandas de oitavas depois do controle (ruído branco). ....	11
Figura 10 – Espectros de frequências antes (Channel 1) e depois (Channel 2) da atuação do CAR nos testes com ruído branco. ....	12
Figura 11 – Espectros de ruído em bandas de oitavas antes do controle (ruído branco largo). ....	13
Figura 12 – Espectros de ruído em bandas de oitavas depois do controle (ruído branco largo). .....	13
Figura A.1 – Especificações técnicas da placa de som Realtek High Definition Sound Card ALC662. ....	16
Figura A.2 – Especificações técnicas dos microfones utilizados.....	16
Figura A.3 – Especificações técnicas dos microfones utilizados(cont.).....	17
Figura A.4 – Especificações técnicas do alto-falante 5TR5A Selenium. ....	17
Figura A.5 – Especificações técnicas do alto-falante Selenium, 5", 12W, 8 Ohms.....	17
Figura A.6 – Espectros de frequências antes (Channel 1) e depois (Channel 2) da atuação do CAR nos testes com ruído branco (largo).....	18

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Pseudocódigo do algoritmo Filtered-X LMS (modificado de Nunez, 2005).....	7
Tabela 2 – Comparativo entre ruídos por bandas de frequências, sem e com o controle (primeiro teste de multitons). .....	10
Tabela 3 – Comparativo entre ruídos por bandas de frequências, sem e com o controle (terceiro teste de ruído branco). .....	12
Tabela A1 – Comparativo entre ruídos por bandas de frequências, sem e com o controle (teste7).....	18



<b>ÍNDICE</b>	<b>Pág.</b>
AGRADECIMENTOS .....	iv
RESUMO .....	v
ABSTRACT .....	vi
LISTA DE FIGURAS .....	vii
LISTA DE TABELAS .....	viii
ÍNDICE .....	ix
1. INTRODUÇÃO .....	1
1.1 Motivação e Justificativa .....	1
1.2 Objetivos .....	2
1.3 Objetivos específicos .....	2
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	2
3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....	3
3.1 Som e Ruído .....	3
3.2 Nível de Pressão Sonora .....	3
3.3 Propagação de ondas em dutos.....	4
3.4 Tipos de controle de ruído.....	5
3.4.1 Controle Passivo .....	5
3.4.2 Controle Ativo .....	5
3.5 Controle de ruído ativo Filtered-X LMS ( <i>Feedforward</i> ) .....	5
4 MATERIAIS E MÉTODOS.....	7
4.1 Placa de aquisição de dados e controle .....	7
4.2 Microfone de Eletreto .....	7
4.3 Alto-Falantes.....	7
4.4 Bancada de Testes .....	8
5 RESULTADOS E DISCUSSÕES .....	8
5.1 Atenuação de ruído multitonal em duto (235 Hz, 672 Hz e 842 Hz) .....	8
5.2 Atenuação em banda estreita com ruído branco (300-600Hz).....	10
5.3 Atenuação em banda larga com ruído branco (300-800Hz) .....	12
6 CONCLUSÕES .....	13
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	14
ANEXOS .....	16
APÊNDICE.....	18

## 1. INTRODUÇÃO

O ruído no ambiente fabril é um importante fator a ser levado em conta na saúde dos trabalhadores. Ambientes ruidosos são cada vez mais frequentes em função da automatização das linhas de produção e máquinas elétricas/mecânicas que empregadas para a realização das tarefas.

Já em 1954, Beranek (1954) afirmava que é cada dia mais urgente a necessidade de resolver o problema do ruído criado por aviões, particularmente aviões a jato, que ameaçam inviabilizar o bem-estar de casas e edifícios de regiões e bairros próximos a aeroportos.

A literatura também indica que ambientes como plataformas de petróleo, ambientes refrigerados, navios, heliporto, dentre outros, são locais propícios a se encontrar níveis de ruído que podem ser desde incômodos até nocivos à saúde auditiva.

O controle do ruído de tais ambiente, especialmente quando há a presença de pessoas, é de interesse, visto que o mesmo pode provocar distrações, dificuldades na comunicação entre pessoas, doenças ocupacionais e que de uma forma ou de outra podem levar a acidentes no ambiente de trabalho.

Para níveis elevados de ruído, normas como a NR-15 (2014), especifica limites máximos de ruído e tempos de exposição para que não afetem a saúde auditiva. Para níveis baixos do ruído, apesar de não afetarem a saúde auditiva, como colocado anteriormente, este ruído pode provocar distrações e levar a acidentes. Dentre as diversas maneiras existentes de reduzir o ruído (atenuação do ruído na fonte, atenuação do ruído no trajeto até o ouvinte e atenuação do ruído diretamente no receptor), o controle passivo assim como o ativo vem sendo empregado. Economicamente, o controle passivo é bastante atraente, entretanto tem limitações quanto aos níveis máximos de atenuação que conseguem assim como para as faixas que consegue atenuar. Já o controle ativo tem a vantagem de conseguir atenuar, em geral, níveis mais elevados onde o controle passivo não é efetivo, entretanto por ser ativo, seu custo pode ser proibitivo dependendo da aplicação. Então resta para o controle ativo ser utilizado nas situações onde de fato faz-se necessário o controle dos níveis de ruído a valores baixos mesmo que a um custo elevado.

A presença de dutos em plantas industriais para viabilizar a ventilação ou exaustão tem como consequência um sinal sonoro indesejado que pode causar malefícios à saúde de trabalhadores e às pessoas que moram nas imediações das fábricas. Segundo Hansen et al. (2007) *apud* Oliveira (2010) esse ruído é gerado pela passagem das pás do exaustor por elementos fixos da estrutura, sendo um ruído de banda estreita (ou tom puro) com presença de harmônicos. Há também um sinal aerodinâmico do tipo banda larga, gerado em regiões de fluxo turbulento e vórtices. Finalmente, existe ainda o ruído de origem mecânica, emitido por vibrações dos componentes estruturais e das pás. A maior parte da energia desse sinal está presente na faixa de frequência de 0 a 500 Hz, onde os sistemas de Controle Ativo de Ruído (CAR) são eficientes. Oliveira (2010) em seu trabalho implementou um sistema CAR mono-canal e obteve uma significativa atenuação de 35 dB.

### 1.1 Motivação e Justificativa

Com a Revolução Industrial veio também o aumento dos sons e ruídos produzidos pelas grandes máquinas inventadas pelo homem. Esses ruídos sempre incomodaram e são, até hoje, uma grande fonte de problemas para a saúde. Juntamente com o desenvolvimento da tecnologia, o homem também tentou criar métodos para controlar a emissão de ruídos. As primeiras soluções eram passivas (tentavam apenas atenuar os ruídos emitidos). Depois foram desenvolvidas soluções ativas, que tentavam corrigir e até eliminar a fonte de ruídos. Uma das dificuldades encontradas no tratamento dos ruídos é a faixa de frequências em que eles acontecem. É complicado reduzir ou mesmo eliminar as altas frequências através de sistemas ativos por diversos fatores, como a necessidade de alta velocidade na taxa de amostragem em sistemas digitais e a exigência de filtros de sinais de alta ordem (3ª, 4ª ou mais), resultando em cálculos e processamentos muito complexos. Felizmente, as técnicas de

atenuação passivas (com abafadores, isolantes, etc.) se mostram muito eficientes para as altas frequências, porém insuficientes para as baixas.

Por outro lado, o controle de ruídos de baixa frequência e vibrações tradicionalmente é difícil e caro e, em alguns casos, até inviável, principalmente por causa dos grandes comprimentos de ondas de baixa frequência. Ao se considerar apenas as técnicas de controle passivo, estes grandes comprimentos de onda fazem necessário o uso de silenciadores e de pesados encapsulamentos para deter o ruído, e ainda sistemas com grande capacidade de amortecimento para deter as vibrações. O sistema CAR para baixas frequências se mostra muito mais eficaz na relação custo/benefício, cobrindo grandes áreas com elementos de controle de dimensões bem reduzidas.

Na década de 30, surgiu a primeira proposta para uso de sistema de som ativo para conter as vibrações ou ruídos, como uma alternativa aos atenuadores passivos utilizados até então. O sistema de controle ativo com sinais de áudio de baixa frequência foi apresentado em 1934 por Paul Lueg e patenteado em 1936 (Lueg, 1936).

A saúde auditiva é um dos principais fatores de preocupação na indústria referente à higiene e segurança do trabalho. A exposição prolongada a ruídos, dependendo de sua intensidade e faixa de frequência pode gerar problemas relacionados à saúde auditiva assim como desconforto trazendo um déficit na atenção e eventualmente acidentes de trabalho as vezes fatais.

Dutos são meio de transmissão de ruído importante na indústria. Especificamente no caso de sistemas de ventilação forçada, o ruído produzido pelos motores e componentes podem se propagar ao longo dos dutos com uma atenuação quase que mínima, uma vez que o formato de onda é quase que plana, sendo transmitida por longas distâncias. Neste caso as soluções passivas como chicanes, difusores (*muffles*), ressonadores, etc. podem atenuar o ruído até certo grau, entretanto gerando perdas de carga que podem não ser admissíveis. Neste trabalho pretende-se avaliar um sistema de controle ativo de ruído em dutos de forma a atenuar o nível de ruído produzido por uma fonte presente. Segundo literatura (Lessa, 2010; Gontijo, 2006), o controle ativo possibilita uma maior atenuação do nível de ruído que o controle passivo tradicional.

## 1.2 Objetivos

Conseguir atenuar o ruído em certa faixa de frequência em um duto utilizando alto-falantes e microfones de forma ativa. Pretende-se utilizar o algoritmo Filtered-X LMS para o controle do ruído.

## 1.3 Objetivos específicos

São os seguintes os objetivos específicos para este Trabalho de Conclusão de Curso: (a) entender o algoritmo Filtered-X LMS; (b) desenvolver o algoritmo para o experimento montado (bancada) e sistema disponível (microfones e alto-falantes) em Matlab (2004); (c) desenvolver o aparato experimental para viabilizar os experimentos (d) testar o algoritmo desenvolvido/adaptado para testes experimentais: (i) para ruídos com frequências bem definidas; (ii) para ruídos com faixas de frequências distintas.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Referente ao estudo de controle LMS (*Least Mean Square*) em dutos, Lessa (2010) apresenta em seu trabalho final de curso em Engenharia de Controle e automação um estudo feito de redução e ruído em dutos de ventilação de plataformas *offshore* onde técnicas de ANC (*Active Noise Control*) são usadas, mais especificamente o algoritmo LMS. Foi construída uma bancada em laboratório e colocado como fonte de ruído um motor. O trabalho chega à conclusão de que reduções da ordem de até 10dB foram possíveis utilizando o algoritmo LMS.

Gontijo (2006) apresenta um comparativo entre algoritmos de controle ativo (melhoramentos do bem conhecido algoritmo LMS) aplicado a problemas de controle de vibração em uma viga apoiada-apoiada. A justificativa do uso destes algoritmos recai sobre a facilidade de

implementação e baixa complexidade computacional. Testes experimentais usando *shaker* e acelerômetros são feitos em bancadas experimentais. Segundo o autor, dentre os algoritmos avaliados destacou-se o VSSVLFBFxLMS, que utilizou uma estratégia de ajuste automático do fator de perdas e do passo de adaptação o que resultou em atenuações da ordem de 2 a 5 dB.

Diferentemente dos outros autores, Guedes (2006) apresenta um estudo de controle ativo em dutos cuja configuração não é a reta usual, mas com curvas de forma a se assemelhar a dutos reais encontrados em unidades ventilação. O autor investiga experimentalmente a atenuação ativa do ruído gerado por um insuflador de ar e um alto-falante. A estratégia empregada no seu trabalho foi a *feedback/feedforward* usando Labview. Como resultado, chegou-se à conclusão que quando ativado, o controle gerou em certos casos aumento do nível de ruído ao invés da sua diminuição. O autor atribui este resultado inesperado para o suporte da rede de dutos utilizada.

Mais recentemente, em 2015, Duboc (2015) apresentou sua Tese de Doutorado em que utiliza controle ativo de ruído associado a um controle passivo por barreiras para atenuar o ruído gerado por helicópteros. Simulações numéricas são feitas e comparadas com medições experimentais e o autor afirma que os resultados corroboram as simulações. Software MATLAB assim como Labview são utilizados para a filtragem adaptativa para o controle ativo. Segundo o mesmo autor os experimentos e a simulação mostraram que a associação entre barreira e controle ativo de ruído possibilitou aumentar a eficiência da barreira passiva sem aumentar sua altura.

### **3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA**

#### **3.1 Som e Ruído**

As oscilações dos sistemas materiais elásticos com a massa podem constituir-se em estímulos para o nosso organismo que, em determinadas condições, podem provocar respostas – sensações de bem ou mal-estar ou problemas. Quando as oscilações acontecem no ar, podem ser descritas como variações de pressão atmosférica, segundo Saliba (2000), originando vibrações ou turbulência. Se essas oscilações estimulam o aparelho auditivo tem-se o som.

Som é uma variação periódica da pressão do ar em torno da pressão atmosférica, dentro de uma faixa específica de frequências. A onda sonora é definida como longitudinal, em razão da direção de oscilação das partículas, paralela àquela da propagação da onda (Beckwith *et al.*, 1993). Em sua forma mais pura, o som é uma onda senoidal de apenas uma frequência, porém esta não é a caracterização dos sons comuns à nossa volta, que são compostos de fontes primárias e secundárias, e possuem amplitude e frequência variadas.

Ruído, na sua mais simples definição, é todo e qualquer som apontado como indesejado e/ou desagradável. O nível de incômodo causado por um ruído pode variar consideravelmente entre indivíduos, inclusive devido à atitude do mesmo em relação a ele. Exposição prolongada ou esporádica a ruídos pode causar danos irreversíveis à audição de seres humanos, por isso a grande importância na avaliação e controle dos mesmos.

#### **3.2 Nível de Pressão Sonora**

Pressão sonora é caracterizada como a diferença instantânea manométrica, assumida com média zero, entre a pressão em um ponto e a pressão atmosférica local (Figura 1). Portanto para uma avaliação do som em um intervalo de tempo específico, é necessário avaliar seu valor quadrático médio (equação 3.1).

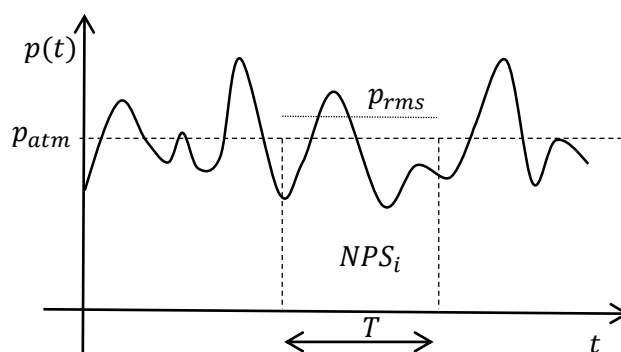


Figura 1 – Sinal de pressão sonora ao longo do tempo e intervalo de integração.

Para um sinal de pressão sonora  $p(t)$ , amostrado em intervalos de tempo  $\Delta t$ , o valor da pressão *rms* (*root mean square*) é dado por Gomes (2015):

$$p_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T p^2(t) dt} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{k=1}^n p^2(t_k)} \quad [\text{Pa}]. \quad (3.1)$$

A razão entre a máxima e mínima pressão sonora percebida pelo ouvido humano chega a escala dos milhões, portanto é conveniente o uso de uma escala logarítmica, o decibel (dB). O nível de pressão sonora (*NPS*) é avaliado nesta escala logarítmica que representa uma comparação expressa como a razão entre o valor quadrático médio do sinal de pressão sonora no tempo ( $T$ ) e uma referência padrão (mínima flutuação de pressão audível,  $p_0 = 20 \mu\text{Pa}$ ), Gerges (2000).

$$NPS = 10 \log_{10} \frac{p_{rms}^2}{p_0^2} \quad [\text{dB}]. \quad (3.2)$$

### 3.3 Propagação de ondas em dutos

Para uma fonte pontual emitindo ruído a uma certa potência *NWS* (em Watts), em todas as direções e sem que haja interferências, o nível de pressão sonora *NPS* (em dB) a uma certa distância desta fonte pode ser calculado por:

$$NPS = NWS_{pontual} + 10 \log \frac{Q}{4\pi r^2} \quad [\text{dB}], \quad (3.3)$$

onde  $r$  é a distância para a fonte,  $Q$  é o percentual da área efetiva de passagem do som ( $Q=1$ , propagação esférica). Para fontes onde há um anteparo perfeito, o valor de  $Q$  passa a ser 2 (metade da área), para união de dois planos,  $Q=4$ , de três planos,  $Q=8$ , etc. No caso de dutos, e ondas que se propagam de forma aproximadamente plana,  $Q=0$  e portanto pela equação (3.3),

$$NPS = NWS_{pontual} \quad [\text{dB}]. \quad (3.4)$$

Desta forma percebe-se que, teoricamente, neste caso não haveria perdas e o ruído se propagaria sem perdas por longas distâncias. Na prática há outros fenômenos que atenuam o ruído a distâncias longas em dutos originadas por curvas nos dutos, saídas de ar, obstáculos ou reduções de seção transversal do duto.

A frequência de corte de um duto define o limite para propagação de ondas planas (modo fundamental). Quando a frequência de excitação do sistema torna-se alta, conseqüentemente seu comprimento de onda torna-se comparável com as dimensões de sua seção transversal. Então, não somente ondas planas propagam-se no interior do mesmo, mas também os modos de alta ordem segundo Elliot (2001).

### 3.4 Tipos de controle de ruído

Existem dois principais métodos de controle de ruído o Controle Passivo e o Controle Ativo. Eles se diferenciam pela necessidade ou não de energia necessária para controlar o ruído. As vantagens e desvantagens de cada uma delas são diversas e dependem do problema em questão de peculiaridades do tipo de ruído que se deseja atenuar.

#### 3.4.1 Controle Passivo

O controle Passivo é todo aquele que não faz uso de energia para atenuar o nível de ruído. O seu projeto pode basear-se em: projeto de materiais para absorver o som, arquitetura dos ambientes para o controle da propagação, barreiras, enclausuramentos, redução de vibração em máquinas por meio de amortecedores ajustados e até mesmo uso de equipamentos de proteção individual, disposição e layout de máquinas.

#### 3.4.2 Controle Ativo

O conceito de redução sonora através do controle ativo de ruído (CAR) foi estabelecido pelo físico alemão Paul Lueg (Lueg, 1936), que patenteou a ideia em 1936 nos Estados Unidos.

No controle Ativo há o gasto de energia para a redução do ruído a partir do conceito de cancelamento de ondas. Dentre as estratégias de controle existentes, as mais utilizadas são a de controle com Realimentação (*Feedback*) e a de controle Antecipativo (*Feedforward*), método adotado no presente trabalho. No controle Antecipativo, há dois microfones, um que mede a fonte de ruído e outro que mede os efeitos da soma do ruído com o antirruído gerado.

Assim, a estratégia de controle Antecipativo consiste basicamente de um sensor de referência simples, geralmente um microfone, uma fonte geradora de ruído secundária, em geral um alto-falante, e um microfone de erro para avaliar a efetividade do controle. O sinal de referência captado pelo microfone primário é processado no controlador, de modo que este gera o anti-sinal a ser transmitido para o alto-falante de cancelamento, ou fonte secundária. Tudo deve levar em conta os atrasos de processamento do controlador, e as funções de transferência dos caminhos primários (da fonte de ruído até o microfone de erro) e do caminho secundário (do alto-falante de controle até o microfone de erro). Na figura abaixo (Figura 2) está indicado o esquema de como o controle Antecipativo funciona.

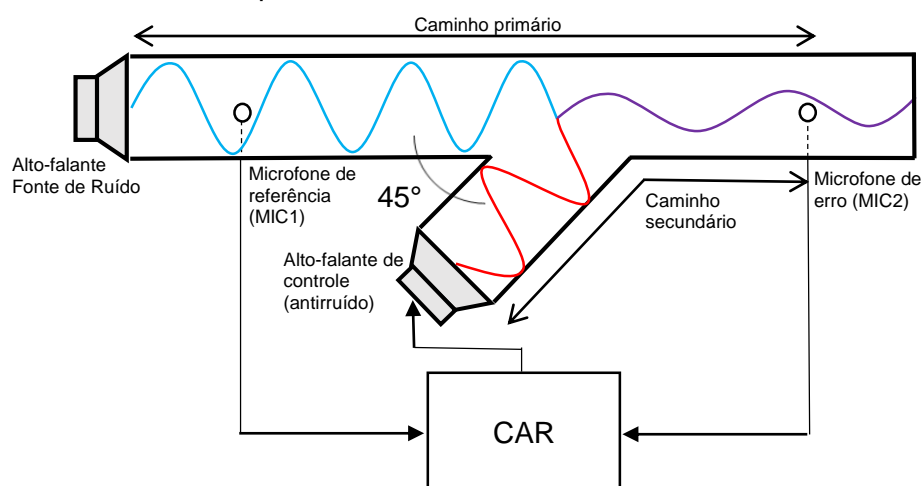


Figura 2 - Sistema de Controle Ativo em Duto (*Feedforward*).

### 3.5 Controle de ruído ativo Filtered-X LMS (*Feedforward*)

O controle clássico LMS *feedback* em malha fechada admite apenas um sensor de erro (microfone 2) que alimenta a lógica de controle a qual aciona o atuador (alto-falante 2). A introdução da função de transferência  $S(z)$  para avaliar o caminho secundário seguido pelo som

gerado pelo controlador e emitido pelo atuador até o microfone de erro, causa no algoritmo clássico LMS (*Least Mean Square*) de ajuste dos coeficientes do filtro  $W(z)$ , uma instabilidade no sistema de controle (Elliott et al., 1985). Uma alternativa para contornar essa instabilidade é o uso de um Filtered-X LMS proposta por Widrow em 1981 (Widrow et al., 1981). A Figura 3 indica o diagrama de blocos deste tipo de controle Filtered-X LMS. Nesta figura  $x(n)$  é o sinal de referência de entrada do controlador,  $n$  representa os instantes de tempo discretos,  $d(n)$  é o sinal do microfone de erro procedente da fonte de ruído (ruído primário),  $y(n)$  é o sinal do controlador enviado ao alto-falante 2,  $e(n)$  é o sinal de erro,  $W(z)$  representa os pesos do filtro digital,  $P(z)$  é a função de transferência entre a fonte de ruído e o microfone de erro (caminho primário),  $S(z)$  é a função de transferência entre o atuador (alto-falante de controle) e o microfone de erro (caminho secundário) e por fim  $\hat{S}(z)$  é a estimativa da função de transferência entre o atuador (alto-falante 2) e o microfone de erro (caminho secundário).

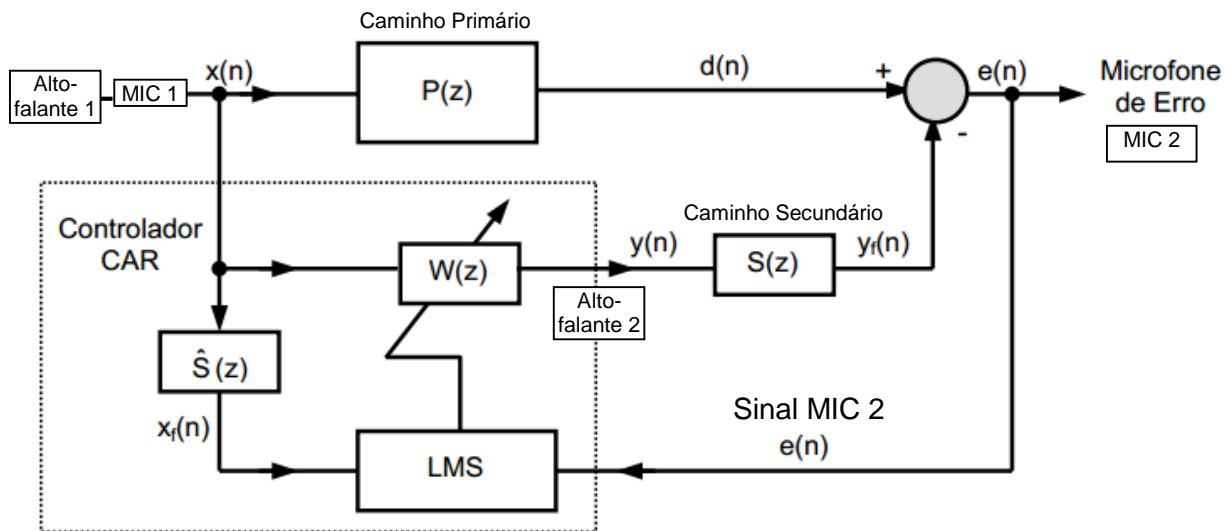


Figura 3 – Diagrama de Bloco do controle Filtered-X LMS (*Feedforward*) (Modificado de Nunez, 2005).

De maneira simplificada, o erro  $e(n)$  é calculado a partir da convolução da resposta impulso do caminho secundário  $S(z)$  e os pesos do filtro digital  $W(z)$  por:

$$e(n) = d(n) - s(n) * [W^T(n).x(n)] \quad (3.5)$$

onde  $w(n)$  são os elementos do vetor  $W(z) = [w_n(0) \dots w_n(1) \dots w_n(n-M+1)]^T$ ,  $x(n)$  é o vetor de sinal de referência no instante  $n$ ,  $x(n) = [x_n(0) \dots x_n(1) \dots x_n(n-M+1)]^T$ ,  $*$  representa a convolução entre o sinal no tempo  $n$  e o vetor de pesos  $w(n)$  e  $M$  representa a ordem do filtro digital. Assumindo uma função de erro a ser minimizada do tipo:

$$E(n) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n e^2(i) = \mu[e^2(n)] \quad (3.6)$$

e tomando um método de minimização do tipo gradiente descendente para a minimização desta função de erro, então a correção dos pesos do filtro  $W(z)$  fica definida como:

$$w(n+1) = w(n) - \frac{\mu(n)}{2} \nabla E(n) \quad (3.7)$$

onde  $\mu(n)$  é um fator de passo adaptativo e  $\nabla E(n)$  é o gradiente da função erro. Diversas são as técnicas que são empregadas para avaliar este gradiente, então utilizando o gradiente do erro médio quadrático instantâneo, deriva-se a equação de erro com respeito a  $w(n)$  e obtém-se:

$$\nabla E(n) = -2 \cdot [s(n) * x(n)] \cdot e(n) \quad (3.8)$$

Resumidamente, os passos para o algoritmo Filtered-X LMS podem ser colocados no pseudocódigo indicado na Tabela 1.

Tabela 1 – Pseudocódigo do algoritmo Filtered-X LMS (modificado de Nunez, 2005).

<p>Passo 1: Inicialização          Coeficientes: <math>w(k)_0=0</math>, ou seja, <math>M+1</math> coeficiente;          Estimativa da potência do sinal de forma recursiva: <math>\sigma^2(0)=1</math>;</p> <p>Passo 2: Medição de <math>x(n)</math> e <math>e(n)</math> (MIC1 e MIC2);</p> <p>Passo 3: Definição do parâmetro <math>\alpha</math> para cálculo recursivo da potência do sinal;</p> <p>Passo 4: Cálculo da saída do filtro FIR;  <math display="block">y(n) = \sum_{k=1}^{M-1} w(k)_n x(n-k)</math></p> <p>Passo 5: Avaliação da entrada filtrada;  <math display="block">x(n) = \sum_{k=1}^{M-1} \hat{s}(k)_n x(n-k)</math></p> <p>Passo 6: Estimativa da potência de forma recursiva;  <math display="block">\sigma^2(n) = \alpha x_i^2(n) + (1-\alpha)\sigma^2(n-1)</math></p> <p>Passo 7: Avaliação do passo de adaptação;  <math display="block">\mu(n) = 0,1 / (M+1)\sigma^2(n)</math></p> <p>Passo 8: Atualização dos coeficientes;  <math display="block">w(k)_{n+1} = w(k)_n - \mu(n) e(n) x_i(n-k)</math></p> <p>Passo 9: Atualizar <math>n=n+1</math> e voltar para o passo 2;</p>
---

## 4 MATERIAIS E MÉTODOS

### 4.1 Placa de aquisição de dados e controle

Como sistema de aquisição de dados e de controle utilizou-se a própria placa de som do computador escolhido para os experimentos. Em geral as placas de som “onboard” de computadores atuais são de 16 bits com limites de entradas e saída de  $\pm 1,5$  V. Elas possuem 4 canais de entrada e 4 canais de saída e as atuais chegam ao limite de até 96000 pontos/s de taxa de aquisição. As especificações técnicas da mesma estão listadas nos Anexos e na Figura A.1 estão descritas as principais características desta placa de som. A placa utilizada neste trabalho é uma ALC662 da empresa Realtek.

### 4.2 Microfone de Eletreto

Sistemas de medição acústica em geral usam um microfone como transdutor, para transformar a variação de pressão em um sinal elétrico. Em um microfone existem dois transdutores, o primeiro, consiste de um fino diafragma que se move de acordo com a ação da pressão atmosférica sobre ele, o segundo varia de acordo com o tipo do microfone, que pode ser tipo dinâmico, piezelétrico, de carbono, ou condensador eletreto omnidirecional, este último, amplamente usado, é o foco para o trabalho em questão.

O microfone de eletreto é amplamente usado sendo pouco sensível à vibração externa e umidade, além disso, o mesmo pode ser adquirido por valores acessíveis, o que fez dele a escolha para o medidor desenvolvido. Os dados dos microfones de eletreto utilizados neste trabalho estão indicados nos Anexos, nas Figuras A.2 e A.3. Pode-se perceber que para a faixa de frequências de interesse neste trabalho (baixas médias frequências), os microfones apresentam sensibilidade relativamente plana com sensibilidade constante.

### 4.3 Alto-Falantes

Foram dois os alto-falantes utilizados neste trabalho, ambos de 5” da empresa Selenium. O alto-falante 1 para a geração do ruído é um alto-falante triaxial (médios e agudos, *tweeter*, acoplados) cujas características estão listadas nos anexos da Figura A. 4. Dados como resposta



em frequência e diretividade podem ser obtidos diretamente do site do fabricante. O segundo alto-falante (alto-falante 2) é um Selenium de 5" de 8 Ohms de impedância e potência *rms* de 12 W, neste último caso, os gráficos de resposta em frequência não foram obtidos por se tratar de um modelo alto-falante bastante antigo.

#### 4.4 Bancada de Testes

Dutos de PVC de 150mm (diâmetro) e uma junção Y de mesmo diâmetro foram utilizados para o trabalho. A Figura 4 indica como as partes da bancada se interligam e como o sistema foi montado a fim de avaliar a performance do CAR usando Filtered-X LMS para os casos aqui analisados de ruído em bandas estreitas e em banda larga.

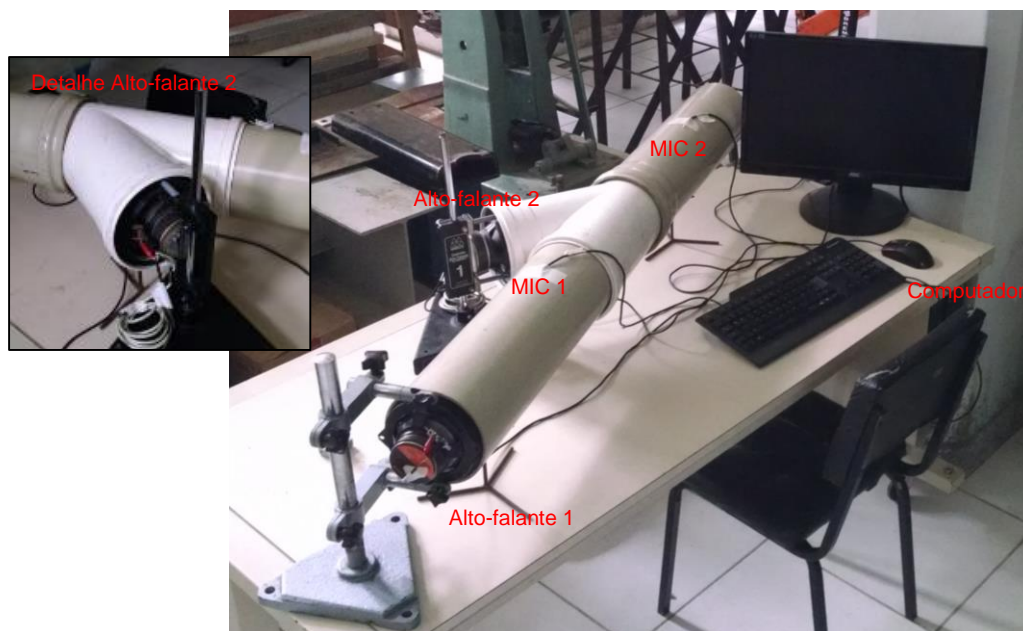


Figura 4 – Bancada de testes para CAR usando o algoritmo Filtered-X LMS (*Feedforward*).

## 5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 5.1 Atenuação de ruído multitonal em duto (235Hz, 672Hz e 842Hz)

Neste exemplo foi testado o CAR para um ruído gerado no duto que contém 3 frequências bem definidas: 235Hz, 672Hz e 842Hz. Estas frequências foram escolhidas por serem de valor baixo e de difícil atenuação por controle passivo ou tratamento acústico.

Na Figura 5 e na Figura 6 são mostrados os espectros em bandas de oitavas referentes aos ruídos medidos antes e após a aplicação do CAR (teste1). Nos mesmos gráficos encontram-se o gráfico da FFT do sinal medido, além do valor de NPS correspondente ao ruído como um todo. Pode-se observar que o valor de amplitude da voltagem reduziu para a 1ª frequência de 235Hz, de 0,2V para 0,12V. Isto corresponde na banda de frequências de 250Hz a uma atenuação do ruído da ordem de 2.9dB(L).

Na Figura 7 obteve-se a relação decibel (dB) x frequência (Hz), onde o Channel 1 (curva vermelha) representa o ruído a ser controlado e o Channel 2 (curva azul) a superposição do ruído com o seu antirruído. Percebe-se uma considerável atenuação nas frequências definidas (235Hz, 672Hz e 842Hz) e também algum de seus harmônicos. Essa atenuação é apresentada na Tabela 2, fazendo um comparativo entre os ruídos por bandas de frequências, sem e com o controle ativado.

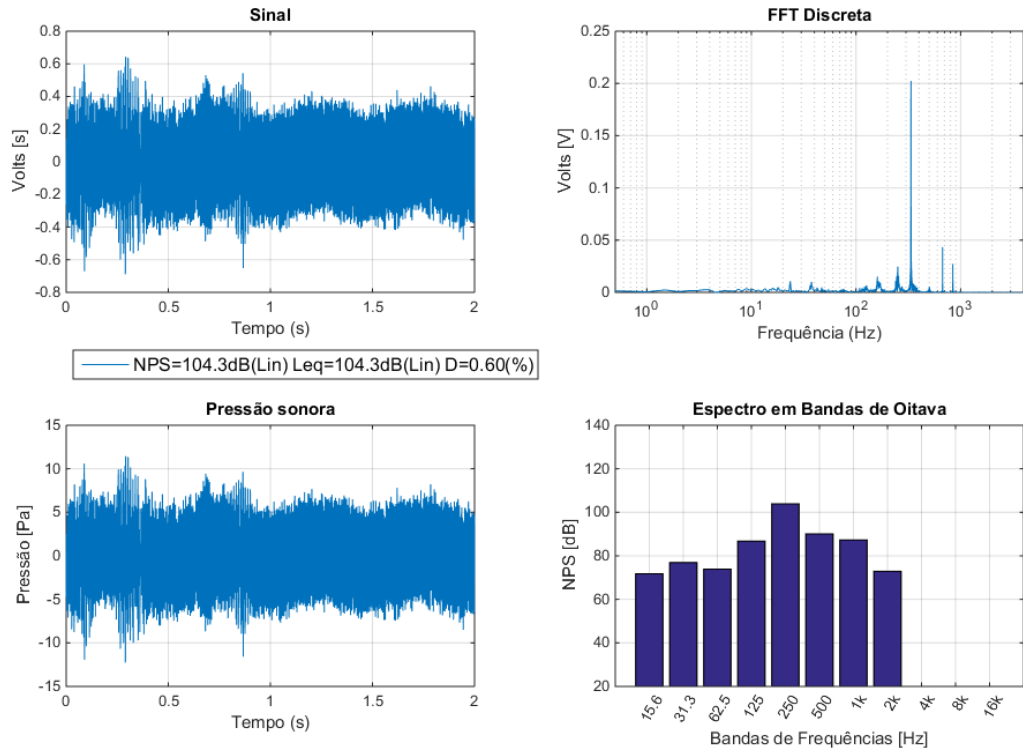


Figura 5 –Espectros de ruído em bandas de oitavas antes do controle nos testes de multitons.

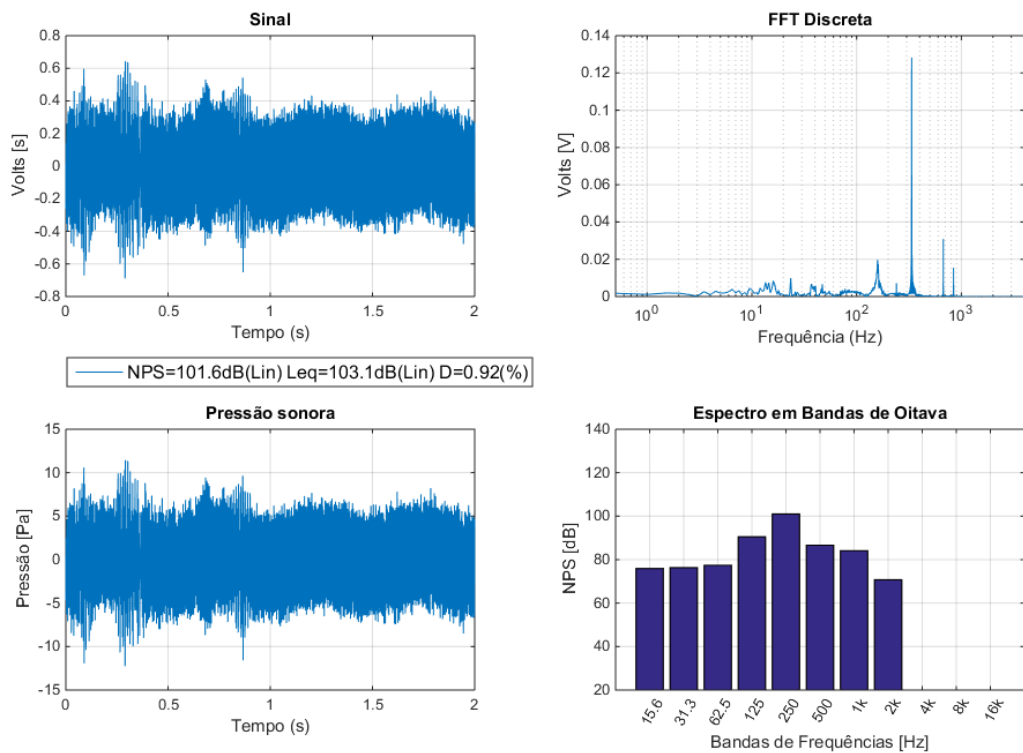


Figura 6 –Espectros de ruído em bandas de oitavas depois do controle nos testes de multitons.

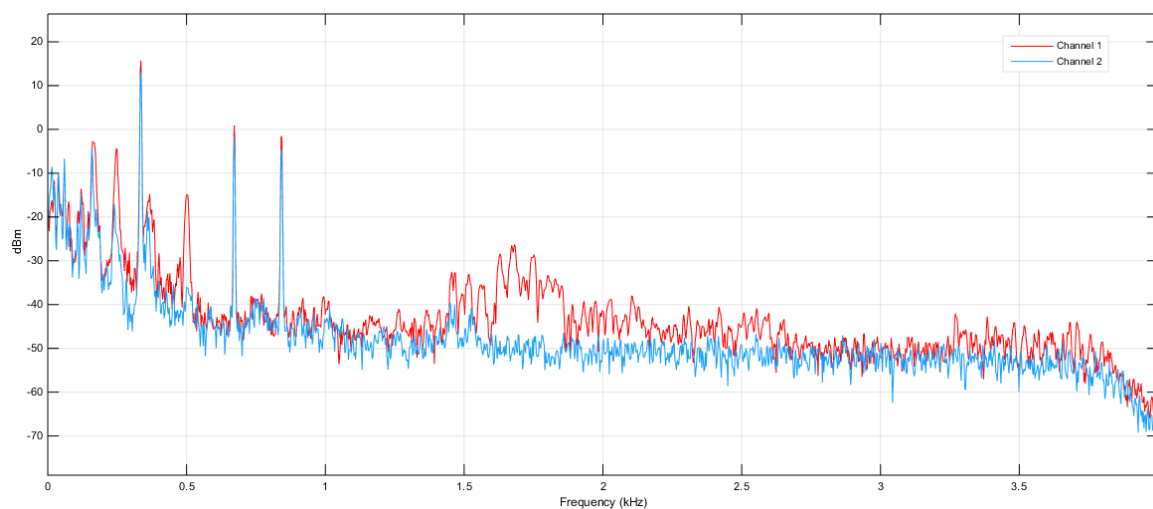


Figura 7 – Espectros de frequências antes (Channel 1) e depois (Channel 2) da atuação do CAR no teste com multitons.

Tabela 2 – Comparativo entre ruídos por bandas de frequências, sem e com o controle (primeiro teste de multitons).

Bandas	15.6 [Hz]	31.5 [Hz]	62.5 [Hz]	125 [Hz]	<b>250 [Hz]</b>	500 [Hz]	1k [Hz]	2k [Hz]	Total [dB(L)]
Sem Controle	71,79	76,91	73,89	86,76	103,90	90,09	87,28	72,92	104,30
Com Controle	75,93	<b>76,32</b>	77,40	90,51	<b>101,00</b>	<b>86,66</b>	<b>84,11</b>	<b>70,74</b>	<b>101,60</b>

Resumidamente, para três testes realizados, obteve-se uma atenuação de 2,9dB(L) para o teste 1, 2,7dB(L) para o teste 2 e 1,9dB(L) para o teste 3, resultando numa atenuação média de 2,5dB(L) com um desvio padrão de 0,53dB(L).

## 5.2 Atenuação em banda estreita com ruído branco (300-600Hz)

Aqui outro tipo de fonte de ruído foi acionada, o ruído branco, o CAR atuou no ruído em banda estreita entre 300Hz e 600Hz. Novamente, esta faixa de frequência foi escolhida por estar na banda de valores de difícil atenuação por controle passivo ou tratamento acústico.

Na Figura 8 e na Figura 9 são mostrados os espectros em bandas de oitavas, o gráfico da FFT e o valor de NPS referentes aos ruídos medidos antes e após a aplicação do CAR (teste6).

Para essa situação o desempenho do controle não obteve boas melhorias, reduzindo de 103,0dB(L) para 101,2dB(L) no total de nível de pressão sonora – NPS.

Na Figura 10 está a relação decibel (dB) x frequência (Hz), onde o Channel 1 (curva vermelha) representa o ruído a ser controlado e o Channel 2 (curva azul) a superposição do ruído com o seu antirruído. As atenuações são apresentadas na Tabela 3, fazendo um comparativo entre os ruídos por bandas de frequências, sem e com o controle ativado.

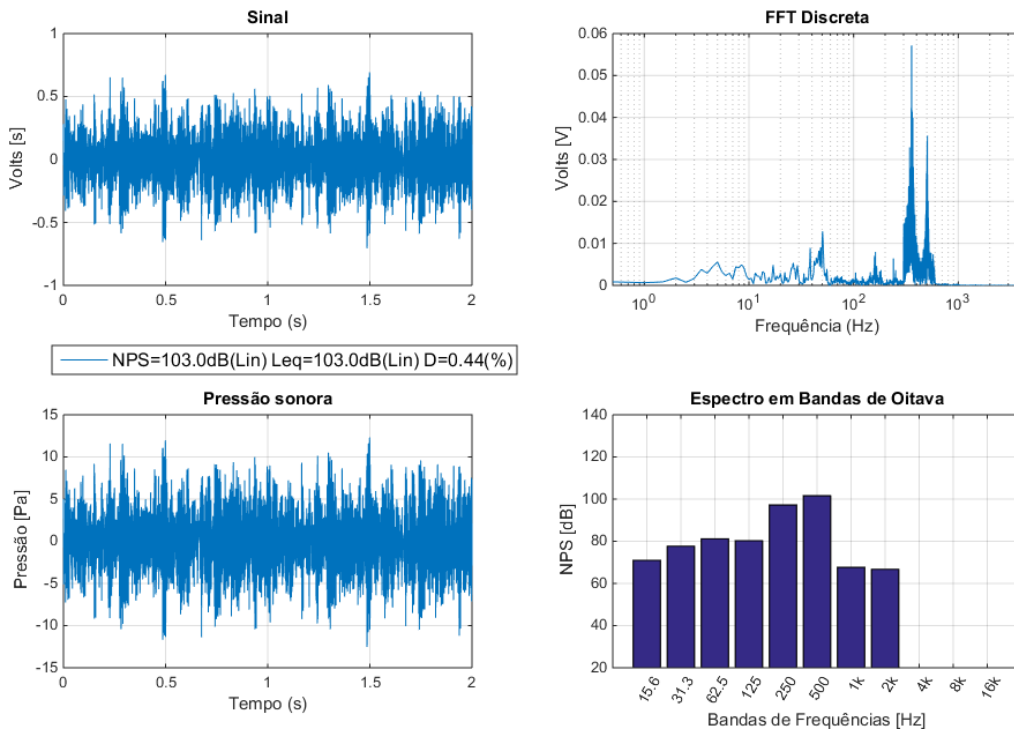


Figura 8 – Espectros de ruído em bandas de oitavas antes do controle (ruído branco).

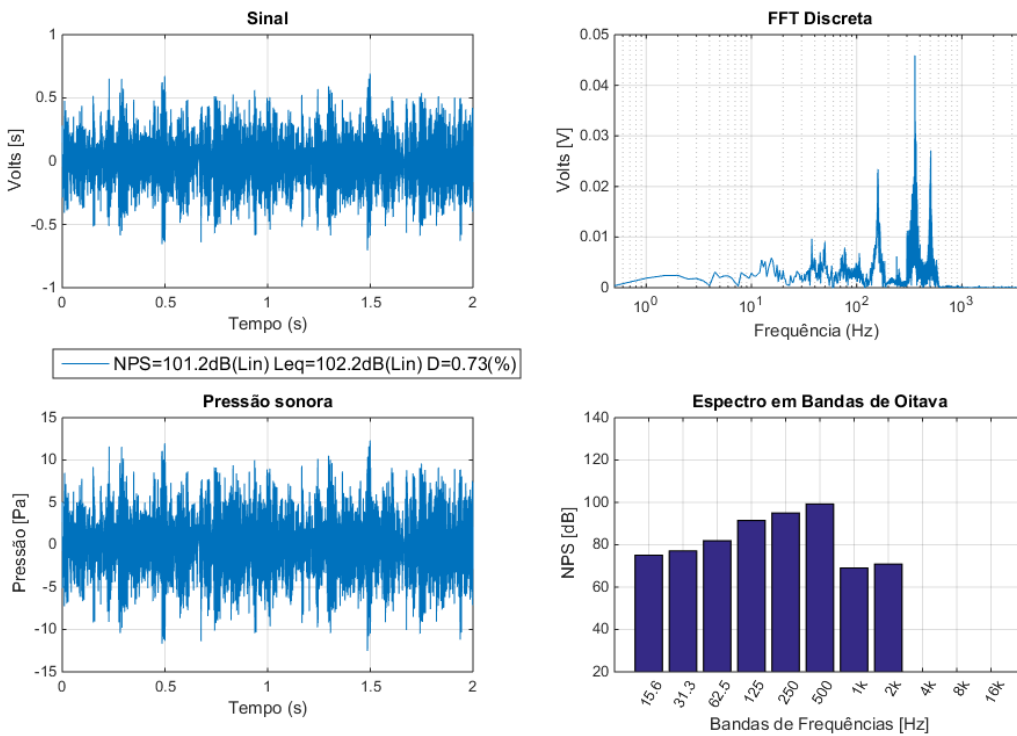


Figura 9 – Espectros de ruído em bandas de oitavas depois do controle (ruído branco).

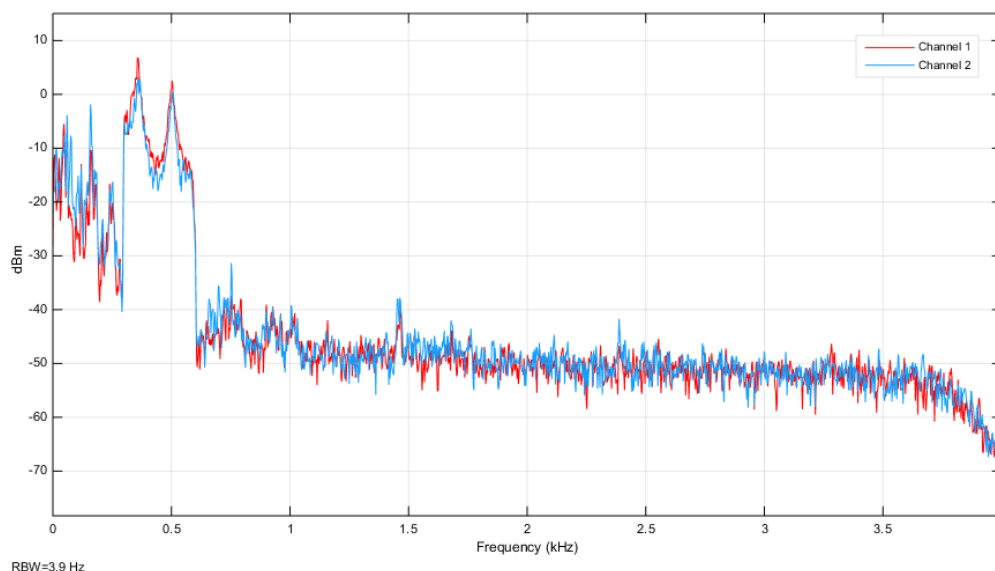


Figura 10 – Espectros de frequências antes (Channel 1) e depois (Channel 2) da atuação do CAR nos testes com ruído branco.

Tabela 3 – Comparativo entre ruídos por bandas de frequências, sem e com o controle (terceiro teste de ruído branco).

Bandas	15.6 [Hz]	31.5 [Hz]	62.5 [Hz]	125 [Hz]	250 [Hz]	500 [Hz]	1k [Hz]	2k [Hz]	Total [dB(L)]
Sem Controle	70.96	77.68	81.16	80.26	97.22	101.6	67.65	66.7	103.0
Com Controle	75.05	<b>77.14</b>	81.89	91.47	<b>95.00</b>	<b>99.23</b>	69.03	70.09	<b>101.2</b>

Para três testes realizados, obteve-se uma atenuação de 1,6dB(L) para o teste 4, 1,7dB(L) para o teste 5 e 1,8dB(L) para o teste 6, resultando numa atenuação média de 1,7dB(L) com um desvio padrão de 0,1dB(L).

### 5.3 Atenuação em banda larga com ruído branco (300-800Hz)

Utilizou-se novamente o ruído branco para os testes, porém desta vez em banda larga. O CAR atuou no ruído que está entre 300Hz e 800Hz. Como já citado anteriormente, esta faixa de frequência foi escolhida por estar na banda de valores de difícil atenuação por controle passivo ou tratamento acústico. Na Figura 11 e na Figura 12 são mostrados os espectros em bandas de oitavas, o gráfico da FFT e o valor de NPS referentes aos ruídos medidos antes e após a aplicação do CAR (teste 7). Para essa situação o desempenho do controle obteve melhoria em relação aos testes anteriores em banda estreita (300-600Hz), reduzindo de 105dB(L) para 103dB(L) no total de nível de pressão sonora – NPS.

O espectro de frequências com a relação decibel (dB) x frequência (Hz) e a tabela comparativa por banda de frequência antes e depois do controle, encontram-se no Apêndice (Figura – A6) e (Tabela A1), respectivamente.

Para três testes realizados, obteve-se uma atenuação de 2,0dB(L) para o teste 7, 1,9dB(L) para o teste 8 e 1,9 dB(L) para o teste 9, resultando numa atenuação média de 1,93dB(L) com um desvio padrão de 0,05dB(L).

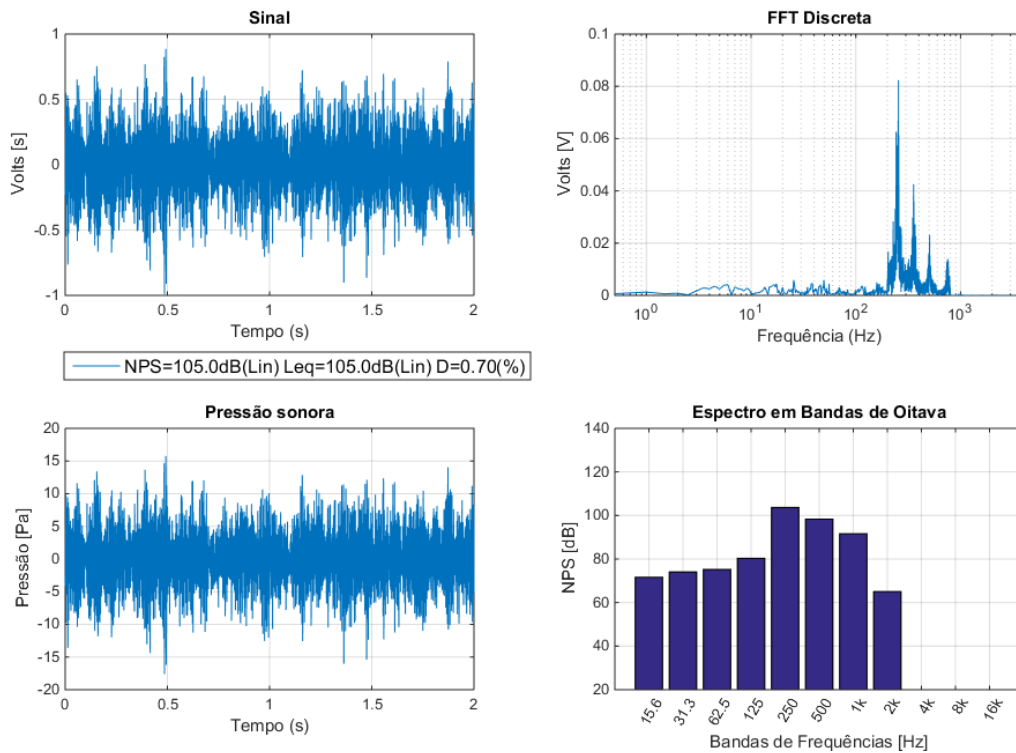


Figura 11 – Espectros de ruído em bandas de oitavas antes do controle (ruído branco largo).

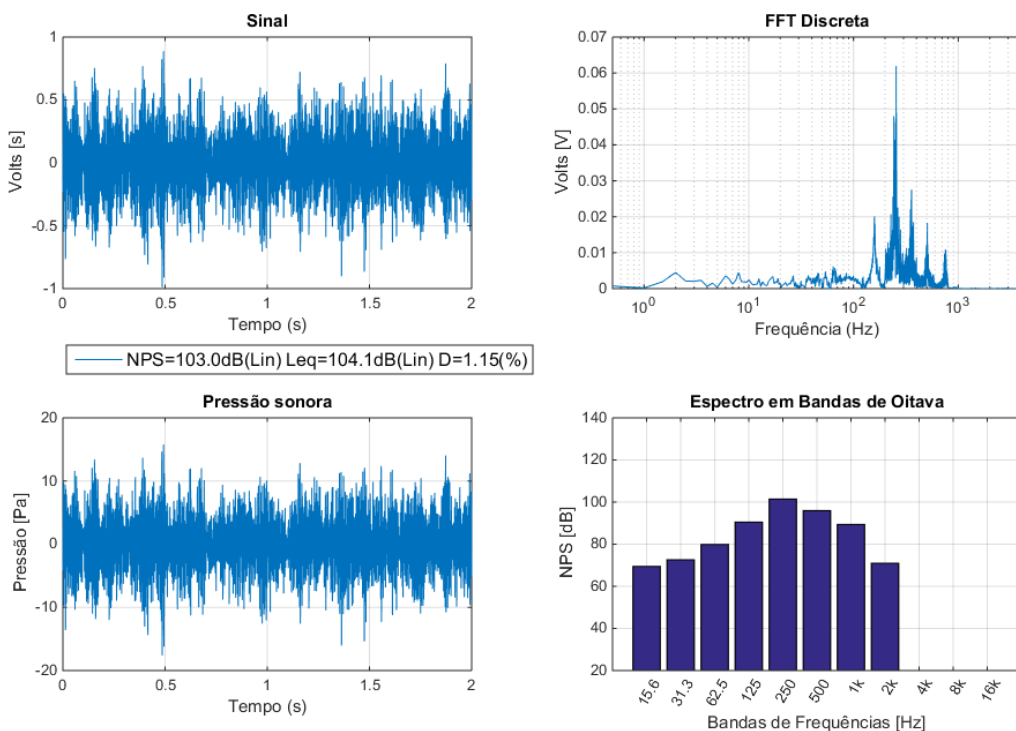


Figura 12 – Espectros de ruído em bandas de oitavas depois do controle (ruído branco largo).

## 6 CONCLUSÕES

Este trabalho propôs a construção de um sistema controle ativo de ruído (CAR) utilizando o algoritmo Filtered-X LMS para este controle especificamente em dutos. Foi construída uma bancada de ensaios composta de computador, dutos em PVC, dois microfones e dois alto-falantes apoiados em pedestais para simular os ruídos em bandas de frequência distintas,

estreitas e também em bandas largas. O sistema permite, além do controle ativo, medir os níveis de ruído (baseado no trabalho anterior de Vanset, 2016) em elevada precisão.

No teste multitons, o CAR desenvolvido apresentou melhores resultados de atenuação, em relação aos testes de ruído branco, da ordem de 2,5 dB(L) em média sendo de 2,9dB(L) a melhor amostra. Nos testes de ruído branco (banda estreita e larga) a performance do controlador não foi tão adequada, com uma redução, entre os seis testes realizados, de 1,8 dB(L) no caso de banda estreita e de 2,0 dB(L) para o caso de banda larga. Imagina-se que esta perda de eficiência tenha sido devido a problemas na implementação da bancada de testes, uma vez que pode ter havido interferência de ruídos do ambiente externo devido à falta de estanqueidade dos alto-falantes. Observando a Figura 13, percebe-se que há também a possibilidade de ter havido ressonância dentro dos tubos (Frequências de Helmholtz) para a faixa de frequências de 300-800 Hz, tornando ainda mais difícil para o CAR executar uma boa atenuação.

Como propostas para trabalhos futuros, os resultados de atenuação podem ser ainda mais satisfatórios empregando possíveis melhorias como uma análise detalhada dos materiais empregados: tubo, microfones e alto-falantes e estanqueidade. O comprimento do tubo também pode ser levado em consideração nas possíveis melhorias, pouco sabe-se sobre a magnitude dessa influência, porém em trabalhos anteriores melhores resultados foram obtidos a partir de um maior comprimento de tubo. Os alto-falantes foram apoiados em pedestais estilo tripé (ver Figura 4), um confinamento com caixas de ressonância pode garantir um aumento na aproximação de um onda plana, justificando a equação (3.4), além de reduzir a interferência de ruídos externos ao experimento. Deve-se também atentar para melhores estimativas no que diz respeito a função de transferência do caminho secundário  $S(z)$ , uma vez que ela terá influência direta no desempenho do CAR.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BECKWITH, T., Marangoni, R., Lienhard, J. “**Mechanical Measurements**”. 5<sup>th</sup> Ed., Massachusetts: Addison-Wesley, 1993.

BERANEK, L. L. “**Acoustics**”. McGraw Hill Book Company, Inc. Printed in the United States of America. 1954. 492p.

BRUEL & KJAER. “**Measuring Sound**”. Technical report Booklet. Denmark, 1988. BR0047, <<https://www.bksv.com/media/doc/br0047.pdf>>, 42p. Acessado em 01/10/2016.

DUBOC, M. **Controle ativo de Ruído em Barreira Acústica**. Tese de Doutorado, COPPE, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2015, 207p.

ELLIOT S. J and DARLINGTON P., “**Adaptive cancellation of periodic, synchronously sampled interference**” IEEE Trans. Acoust, Speech, Signal Processing, vol. ASSP-33. pp.715-717, June 1985

ELLIOTT, S. J. **Signal processing for active control**. Academic Press, 2001.

VANSET, F. Z. “**Construção de um sistema de medição acústica em bandas de terços de oitavas**”. 2016. 15f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica), Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.

GERGES, S. N. Y. “**Ruído: fundamentos e controle**”. 2<sup>nd</sup> Ed. – Florianópolis: Ed. S.N.Y. Gerges, 2000.

GONTIJO, W. A. **Implementação e avaliação de desempenho de algoritmos adaptativos aplicados em controle ativo de vibrações**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Elétrica, Programa de Pós Graduação em Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 2006. 65p.

GOMES, H. M. **“Notas de aulas em Engenharia de Segurança do Trabalho: Ruído e Vibrações”**, Curso de Especialização em Engenharia de Segurança do Trabalho, UFRGS, Edição 2015.

GUEDES, F. P. **Controle ativo de ruído em dutos de ventilação: um experimento para aplicação em unidades offshore**. Dissertação de Mestrado em Ciências em Engenharia Oceânica. COPPE, Universidade Federal do Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2006, 98p.

HANSEN, C. H., QIU, X., PETERSEN, C., HOWARD, C., & SINGH, S. **Active Noise and vibration controlsystem design considerations**. *Mechanics*, 26 (2), 37-46, 2007.

NUNEZ, I. J. C. **O controle ativo de ruído em dutos: um estudo teórico-experimental**. Tese de Doutorado, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica Universidade Federal de Uberlândia, 2005.

Brasil, Ministério do Trabalho e Emprego, Portaria MTE n.º 1.297, de 13 de agosto de 2014, **“NR-15 - Atividades Insalubres”**, Diário Oficial da República Federativa do Brasil, Brasília, 6 julho de 1978. <[http://www.mte.gov.br/legislacao/normas\\_regulamentadoras/nr\\_15.pdf](http://www.mte.gov.br/legislacao/normas_regulamentadoras/nr_15.pdf)>. Acessado em 13/10/2012.

LESSA, E. M. **“Controle Ativo de Ruído em Dutos de Ventilação em Navios e Plataformas Offshore”**. Trabalho de Conclusão de Curso. Engenharia de Controle e Automação, Universidade do Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2010. 59p.

LUEG, P. **“Process of silencing sound oscillations”**, Patent No.US2043416A, 9 June 1936.

MATLAB, **“MATrix LABoratory, R2012a”**. The MathWorks Inc., Natick, MA, 2000. <[www.mathworks.com/](http://www.mathworks.com/)>. Acessado em 01/09/2016.

OLIVEIRA, E. L. **“Projeto de sistema de controle ativo de ruído aplicado a dutos com grandes seções transversais”**, Simpósio do Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, 2010.4p.

REALTEK SEMICONDUCTOR. **“5.1 High Definition Sound Card ALC662 Series datasheet”**. JATR-1076-21, Rev. 1.3, 74p., 2009,< [www.realtek.com](http://www.realtek.com)>, Acessado em 01/10/2016.

SALIBA, T. M. **“Manual Prático de Avaliação de Controle do Ruído”** PPRA, Tuffi Messias Saliba. São Paulo : LTr, 2000,112p.

WIDROW, B., SHUR, D., SCHAFFER, S. **“On adaptive inverse control”**, Proc. 15<sup>th</sup> Asilomar Conf., pp.185-189, 1981.



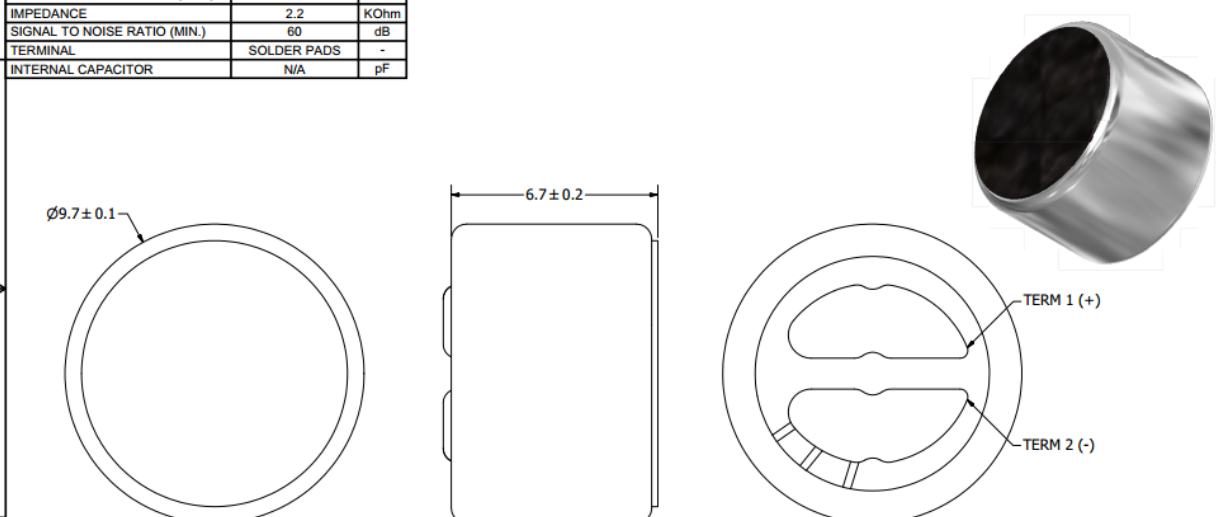
## ANEXOS

• D/A de seis canais (5.1) com suporte ao formato PCM 16/20/24-bit
• Dois canais estéreo A/D suporte 16/20-bit formato PCM
• Todos os D/A suportam taxa de amostragem independente de 44,1k / 48k / 96kHz
• Todos os A/D suportam taxa de amostragem independente de 44,1k / 48k / 96kHz
• Suporte à saída S/PDIF de 44,1k / 48k / 96kHz
• Suporte à entrada analógica PCBEEP
• Integração ao gerador digital BEEP
• Até quatro canais de entrada de microfone suportados para aplicação AEC / BF
• Três amplificadores <i>built-in</i> de fone de ouvido para porta-D (traseiro), porta-E e porta-F (frontal)
• Saída de referência de 2,5V e 3,2V selecionável por software para polarização de microfone
• Relação S/N 90dB
• Ganho de impulso selecionável pelo software (+10/+20/+30dB) para entrada de microfone analógico
• Dois conectores auto detectáveis jack: cada um suporta a detecção de até 4 entradas
• A função de detecção Jack é suportada quando o dispositivo está no modo de desligamento
• Suporta dois conectores GPIO (entrada e saída de uso geral)
• Suporte ao controle EAPD (amplificador externo) para amplificador externo
• Suporte 1.5V ~ 3,3V escalável E/S para ligação de áudio HD

Figura A.1 – Especificações técnicas da placa de som Realtek High Definition Sound Card ALC662.

SPECIFICATIONS			REVISION HISTORY			
<b>PARAMETERS</b>	<b>VALUES</b>	<b>UNIT</b>	LTR	DESCRIPTION	DATE	APPROVED
DIRECTIVITY	OMINI	-	-	RELEASED FROM ENGINEERING	1/30/2006	
SENSITIVITY	-38 ± 3	dB	A	ADDED TERMINAL POLARITY	1/30/2007	R.W.
STANDARD OPERATING VOLTAGE	1.5	Vdc	B	REVISED TO INVENTOR 3-D DRAWING TEMPLATE	9/17/2010	B.R.
MAX OPERATING VOLTAGE	10	Vdc				
CURRENT CONSUMPTION (MAX)	0.5	mA				
IMPEDANCE	2.2	KOhm				
SIGNAL TO NOISE RATIO (MIN.)	60	dB				
TERMINAL	SOLDER PADS	-				
INTERNAL CAPACITOR	N/A	pF				

THIS DOCUMENT CONTAINS DATA PROPRIETARY TO PROJECTS UNLIMITED, INC. ANY USE OR REPRODUCTION, IN ANY FORM, WITHOUT PRIOR WRITTEN PERMISSION OF PROJECTS UNLIMITED, INC. IS PROHIBITED.  
©2003, Projects Unlimited Inc.



**NOTES:**

- ALL DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS.
- SPECIFICATIONS SUBJECT TO CHANGE OR WITHDRAWAL WITHOUT NOTICE.
- THIS PART IS RoHS 2002/95/EC COMPLIANT.


UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS. TOLERANCES ARE AS SHOWN AND ANGLES ARE 30°.	SIZE <b>A3</b>	Designed by J.A.F.	Date 1/30/2006	Checked by E.P.	Date 1/30/2006	Approved by B.R.	Date 1/30/2006	Drawn Date 9/17/2010	
AOM-6738L-R.idw		 <b>pui audio</b> INC a projects unlimited company		<b>AOM-6738L-R</b>		<b>Microphone</b>		Edition -	Sheet 1 / 1

Figura A.2 – Especificações técnicas dos microfones utilizados.

**Microphone Specs**

Directivity: Omni-Directional  
 Sensitivity: -38dB +/-3dB  
 Standard Supply Voltage: 1.5V  
 Max Supply Voltage: 10V  
 Current Consumption Max: 0.5mA  
 Impedance: 2.2K Ohm  
 S/N ratio minimum: 60dB  
 Diameter: 9.7mm  
 Height: 6.7mm  
 Connection type: solder pads

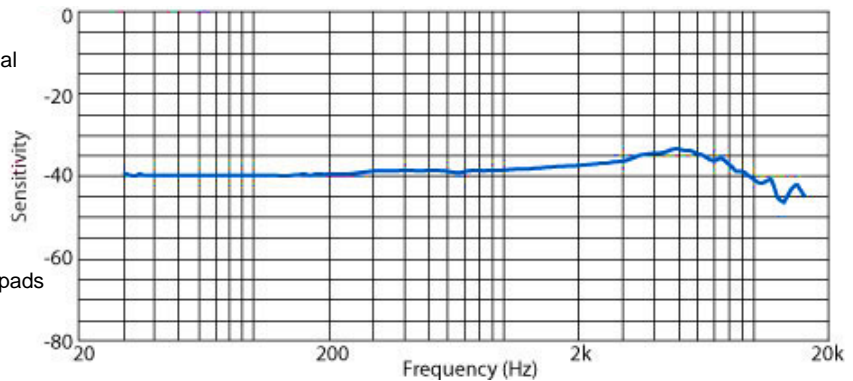


Figura A.3 – Especificações técnicas dos microfones utilizados(cont.).

MODELO	69TR5TA	6TR5A	57TR5TA	5TR5A	4TR5A
Tipo	6x9" Triaxial	6" Triaxial	5"x7" Triaxial	5 1/4" Triaxial	4" Triaxial
Impedância (Ω)	4	4	4	4	4
Potência máxima (W)	70	50	50	50	50
RMS (W)	35	25	25	25	25
Sensibilidade	86	89	85	86	86
Resp. frequência @ -10dB (Hz)	60 a 20.000	70 a 20.000	70 a 20.000	80 a 20.000	90 a 20.000
Material do cone	Polipropileno				

**TRIAXIAIS**

- Cinco opções de tamanhos (4", 5 1/4", 6", 5 x 7" e 6 x 9").
- Flexibilidade de instalação.
- Design atraente.
- Alta resistência aos raios UV.
- Carcaça em aço com pintura epóxi que atribui resistência estrutural.



Figura A.4 – Especificações técnicas do alto-falante 5TR5A Selenium.

**Especificações Técnicas**

- Diâmetro nominal: 5";
- Impedância nominal: 8 Ohms;
- Potência: 12W (RMS);
- Faixa de frequência: 80Hz a 6,6KHz;
- Sensibilidade: 90 dB.

**Informações Adicionais**

- Diâmetro da Bobina: 3/4";
- Material da Bobina (Corpo): Alumínio;
- Fio da bobina: Cobre;
- Material do Cone: Celulose;
- Material da Suspensão: Celulose Resinada;
- Material da Carcaça: Chapa de Aço;
- Acabamento da carcaça: Pintura Epóxi Preta;
- Diâmetro / altura do imã: 55,00 x 10,00mm.



Figura A.5 – Especificações técnicas do alto-falante Selenium, 5", 12W, 8 Ohms.

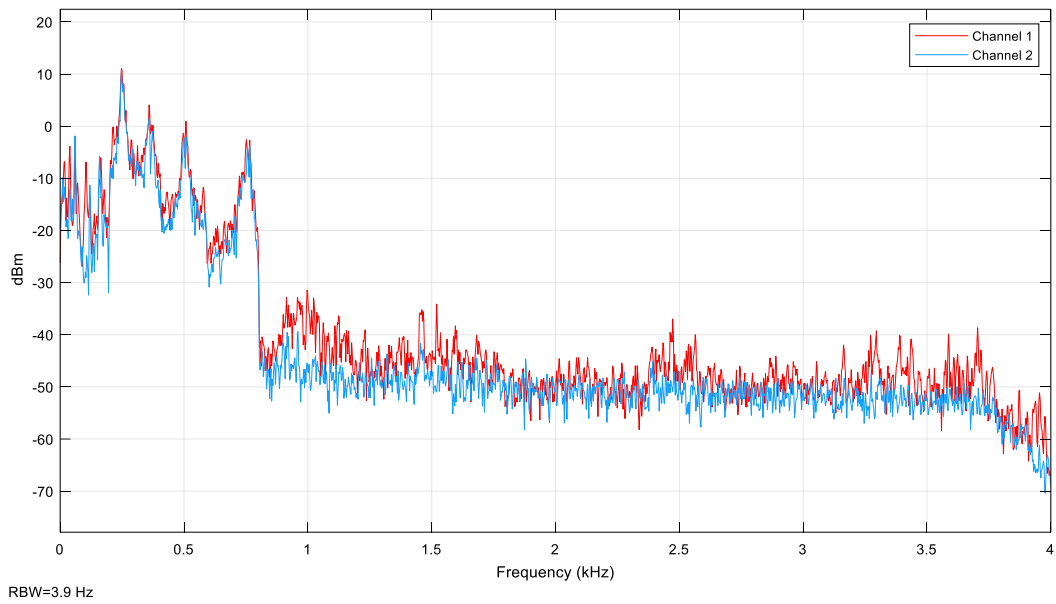


Figura A.6 – Espectros de frequências antes (Channel 1) e depois (Channel 2) da atuação do CAR nos testes com ruído branco (largo).

Bandas	15.6 [Hz]	31.5 [Hz]	62.5 [Hz]	125 [Hz]	<b>250 [Hz]</b>	500 [Hz]	1k [Hz]	2k [Hz]	Total [dB(L)]
Sem Controle	71,62	74,07	75,18	80,33	103,70	98,32	91,63	65,05	105.0
Com Controle	<b>69,46</b>	<b>72,59</b>	79,84	90,47	<b>101,400</b>	<b>95,93</b>	<b>89,37</b>	70,98	<b>103.0</b>

Tabela A1 – Comparativo entre ruídos por bandas de frequências, sem e com o controle (teste7).