

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PROJETO E ANÁLISE DA EFETIVIDADE DE UM RESSONADOR ACÚSTICO NA
ATENUAÇÃO DO RUÍDO DE ADMISSÃO DE UM TRATOR AGRÍCOLA

por

Rodrigo Santos Valente da Costa

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, dezembro de 2019

DADOS INTERNACIONAIS DE CATALOGAÇÃO

Costa, Rodrigo Santos Valente da
PROJETO E ANÁLISE DA EFETIVIDADE DE UM RESSONADOR
ACÚSTICO NA ATENUAÇÃO DO RUÍDO DE ADMISSÃO DE UM
TRATOR AGRÍCOLA / Rodrigo Santos Valente da Costa. --
2019.

26 f.

Orientadora: Leticia Fleck Fadel Miguel.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto
Alegre, BR-RS, 2019.

1. ressonador acústico. 2. tubo ressonante. 3.
trator. 4. ruído. 5. admissão. I. Miguel, Leticia
Fleck Fadel, orient. II. Título.

Rodrigo Santos Valente da Costa

PROJETO E ANÁLISE DA EFETIVIDADE DE UM RESSONADOR ACÚSTICO NA
ATENUAÇÃO DO RUÍDO DE ADMISSÃO DE UM TRATOR AGRÍCOLA

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
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Mário Roland Sobczyk Sobrinho
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof^a. Dr^a. Leticia Fleck Fadel Miguel

Comissão de Avaliação:

Prof^a. Dr^a. Leticia Fleck Fadel Miguel

Prof. Dr. Edson Hikaro Aseka

Prof. Dr. Juan Pablo Raggio Quintas

Porto Alegre, dezembro de 2019

PROJETO E ANÁLISE DA EFETIVIDADE DE UM RESSONADOR ACÚSTICO NA ATENUAÇÃO DO RUÍDO DE ADMISSÃO DE UM TRATOR AGRÍCOLA

Costa, Rodrigo Santos Valente da
rodrigovdacosta@gmail.com

Resumo. O presente trabalho consiste no projeto de um ressonador acústico e análise da sua capacidade de atenuação de ruído no sistema de admissão de um trator agrícola. Os objetivos principais deste estudo são (1) medir o ruído do trator sem o ressonador, (2) avaliar as frequências críticas do ruído no sistema de admissão, (3) projetar um ressonador para atenuar o ruído nestas frequências, (4) medir o ruído do trator com o ressonador projetado, (5) avaliar o impacto da utilização do ressonador na saúde ocupacional do operador através da NR-15 (1978). A primeira parte do estudo experimental consiste na medição do ruído utilizando um decibelímetro posicionado próximo à entrada do filtro de ar do veículo, enquanto na segunda parte as medições são realizadas na posição do operador, conforme norma ISO 5131 (2015). O projeto do ressonador consiste na utilização de um tubo ressonante duplo com comprimentos calculados para atenuar o ruído nas frequências críticas medidas. Os resultados indicam uma redução média da pressão sonora de 59% para a menor frequência crítica e 51% para a maior. Estes valores correspondem a uma redução média de 9,2% na pressão sonora total observado pelo operador, representando um ganho significativo na saúde ocupacional do operador.

Palavras-chave: *ressonador acústico, tubo ressonante, trator, ruído, admissão.*

Abstract. The present work consists of the design of an acoustic resonator and analysis of its noise attenuation capacity when installed in an agricultural tractor's air intake system. The main objectives of this study are to (1) measure the tractor noise without a resonator, (2) evaluate the critical frequencies of the air intake system noise, (3) design a resonator to attenuate the noise in these frequencies, (4) measure the tractor noise with the designed resonator installed, (5) evaluate the effects of the resonator in the operator's occupational health according to NR-15 (1978). The first part of the experimental study consists of the measurement of the noise using a sound level meter positioned close to the intake opening of the vehicle, while in the second part the measurements are made in the operator's position, according to standard ISO 5131 (2015). The resonator consists of a dual quarter wave design with lengths calculated to attenuate noise in the critical frequencies of the intake system. The results indicate an average sound pressure reduction of 59% for the lower critical frequency and 51% for the upper. These values correspond to an average reduction of 9,2% in the sound pressure experienced by the operator, representing a significant gain for the operator's occupational health.

Keywords: *acoustic resonator, quarter wave resonator, tractor, noise, intake.*

AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha família, por fornecer uma sólida base para o meu desenvolvimento pessoal e profissional;

Ao engenheiro Cristiano Stefanello, por ter acreditado no meu potencial e pela compreensão quanto ao tempo dedicado a este projeto;

Ao colega Sidnei Schuh, por toda a ajuda e suporte prestados nos últimos anos;

Ao Centro Estudantil da Engenharia Mecânica, pelo aprendizado imensurável proporcionado ao longo dos anos como colaborador.

1. INTRODUÇÃO

1.1 Motivação

A mecanização agrícola foi um dos grandes fatores contribuintes para o aumento da produtividade das lavouras no Brasil no século XX. Principalmente a partir da década de 1950 o maquinário agrícola tornou-se um bem indispensável para grande parte dos produtores rurais no país (NETO, 1985). A partir de então, inúmeras iniciativas surgiram buscando a melhoria no conforto operacional destas máquinas, tanto para o atendimento das normas de segurança ocupacional, como para o atendimento de demandas do mercado consumidor.

Dentre os principais fatores que contribuem para o conforto operacional destas máquinas certamente está o ruído, visto que se trata de um aspecto com o qual o operador deve lidar ininterruptamente durante sua jornada de trabalho. Além disso, segundo Gerges (2000), a exposição a altos níveis de ruído por tempo prolongado, como na operação de máquinas, danifica células auditivas e pode levar à perda de audição.

Em veículos automotores, o ruído é usualmente classificado conforme a sua fonte, podendo ter diversas origens, como o sistema de admissão, exaustão, motor, pneus e transmissão (HARRISON, 2004). Dada a particularidade de cada caso, diferentes métodos de atenuação do ruído e suas combinações podem se mostrar eficazes.

Neste contexto, a identificação da principal fonte de ruído no veículo é essencial para a escolha e otimização do sistema de atenuação (ROWLEY, 1966). A classificação das principais fontes de ruído é usualmente realizada através do método de *shielding*, que consiste no isolamento físico de cada possível fonte e aproximação de um microfone, verificando o efeito observado no ruído (HARRISON, 2004).

Até os anos 1960, o sistema de exaustão representava a principal fonte de ruído de um veículo automotor. Esta perspectiva começou a mudar a partir da popularização dos veículos com tração dianteira dotados de grandes silenciadores no sistema de exaustão, fazendo com que o ruído de admissão se tornasse preponderante (HARRISON, 2004). Hoje, segundo Xu e Cho (2018), o sistema de admissão é responsável por cerca de 30% do ruído total em veículos automotores. Em tratores agrícolas, de acordo com Simone (2006), este valor fica usualmente entre 15% e 20%.

Dentre os métodos utilizados para atenuação do ruído nos sistemas de admissão, segundo Bies e Hansen (2009), a utilização de ressonadores acústicos mostra-se particularmente efetiva na atenuação de ruído tonal, isto é, aquele em que o nível de pressão sonora de uma determinada frequência excede a de frequências adjacentes. Este tipo de ruído é comum em sistemas de admissão e ocorre quando o projeto permite que suas frequências naturais encontrem-se dentro dos limites da audição humana.

1.2 Revisão Bibliográfica

1.2.1 Ruído em tratores agrícolas

Em estudo realizado com um trator de 73 cv de potência e rotação do motor de 2000 RPM, Souza et al (2003) mostrou que o nível médio de ruído para a condição estática do veículo chega a 89,6 dBA próximo ao ouvido do operador. Valores semelhantes foram encontrados no trabalho de Baesso et al. (2014), no qual sete tratores sem cabine e com potências entre 75 cv e 127 cv apresentaram um nível de pressão sonora médio de 87,9 dBA a 2200 rpm. Além disso, Alves et al. (2011) constatou, em análise utilizando um trator semelhante, que em rotações do motor a partir de 1000 RPM já seria necessária a utilização de proteção auricular pelo operador, segundo a NR-15 (1978).

Visando avaliar o efeito do tipo de aplicação e implemento utilizado no ruído de operação de tratores agrícolas, Aybek et al. (2009) realizou medições em três tratores entre 84 cv e 94 cv, e constatou que as operações de aragem e silagem são as que apresentam maior ruído. Segundo o estudo, estas operações não permitem que o tempo de exposição do trabalhador passe de duas horas, enquanto outras operações admitem entre quatro e seis horas, segundo a norma OSHA 1910.95 (1970).

No Brasil, buscando estudar o efeito do tempo de uso do trator no ruído de operação, Cunha et al. (2012) realizou medições do ruído em dois tratores de características semelhantes, um fabricado em 1988 (82 cv de potência), outro fabricado em 2009 (121 cv de potência). Os testes foram conduzidos com rotações do motor de 1700, 1850 e 2000 RPM e mostraram que, enquanto o trator mais antigo atingiu pico de 130,4 dBA na posição do operador, o mais novo não passou de 94 dBA, indicando uma piora na condição de trabalho do operador com o envelhecimento do veículo.

Na Índia, objetivando analisar o efeito prático das condições de insalubridade dos tratores agrícolas na saúde auditiva dos trabalhadores, Kumar et al. (2005) realizou um estudo com dois grupos de cinquenta pessoas onde o primeiro consistia de fazendeiros que operavam tratores e o segundo, de fazendeiros que não o faziam. O resultado mostrou que o primeiro grupo apresentou maior prevalência de casos de perda auditiva em altas frequências do que o segundo.

1.2.2 Ressonadores Acústicos

Apesar de sua funcionalidade já ser conhecida há muitas décadas e seu uso ser amplamente difundido, poucos trabalhos foram dedicados a quantificar a performance dos ressonadores acústicos na redução do ruído em aplicações veiculares, principalmente no sistema de admissão. Não foi encontrado nenhum estudo da utilização deste tipo de equipamento em sistemas de admissão de máquinas agrícolas.

Em seu trabalho, Franco (1991) mostrou ser possível utilizar um ressonador localizado no compartimento de bagagem de um carro protótipo para redução do ruído na cabine do mesmo. As medições mostraram que o equipamento foi capaz de reduzir em 1 dB o ruído do veículo em baixas frequências.

Utilizando medições em dinamômetro para um estudo prático, o trabalho de Selamet et al (2001) mostrou que a utilização de um ressonador acústico no sistema de admissão de um veículo mostra-se eficaz na redução de ruído somente quando a rotação do motor excita as frequências naturais do equipamento.

Objetivando estudar comparativamente diversas geometrias de orifícios para ressonadores, Howard e Craig (2014) mostraram ser possível reduzir o nível de ruído na frequência de ignição do motor em até 35 dB através da utilização de um ressonador acústico no sistema de admissão de um veículo.

O trabalho de Cai e Mak (2018) demonstrou que a utilização de um conjunto de ressonadores duplos em série e sua montagem com outros conjuntos em paralelo é capaz de ampliar o espectro de frequências em que o equipamento efetua atenuação.

1.3 Objetivo

Sabe-se que o ruído representa um grande problema na operação de tratores agrícolas e que os ressonadores são capazes de atenuar o ruído em diversos sistemas. Porém, resta uma questão prática: qual é a real efetividade de um ressonador acústico na atenuação do ruído em uma aplicação veicular agrícola?

O presente trabalho teve como objetivo principal mensurar a efetividade de um ressonador acústico na atenuação do ruído em frequências críticas do sistema de admissão de ar de um motor a combustão interna de trator agrícola.

Dada a complexidade e importância do tema para o desenvolvimento de novas tecnologias visando o conforto acústico ocupacional dos operadores de máquinas agrícolas, foram desenvolvidos os seguintes objetivos específicos:

- Medir os níveis de pressão sonora emitidos pelo sistema de admissão de um trator agrícola em todo o espectro de frequências;
- Identificar as frequências naturais do sistema de admissão do veículo;
- Projetar um ressonador acústico para atenuar o ruído nas frequências naturais identificadas;
- Medir os níveis de pressão sonora emitidos pelo mesmo sistema utilizando o ressonador projetado;
- Avaliar a efetividade do ressonador projetado na redução do nível de pressão sonora nas frequências identificadas;
- Avaliar o impacto desta redução de ruído na saúde ocupacional do operador.

2. FUNDAMENTAÇÃO

2.1. Ruído

De acordo com Gerges (2000), ruído pode ser definido como um som desagradável ou indesejado, definição corroborada por Bistafa (2011). Já para Saliba (2018), é necessário considerar o caráter subjetivo ao distinguir som e ruído, sendo esta uma classificação pessoal de cada indivíduo.

A relação entre a grandeza de estímulos físicos e a sensação humana é usualmente caracterizada por uma equação logarítmica, de acordo com a lei de Fechner-Weber. O estímulo físico, no contexto da acústica, é dado pela variação instantânea da pressão sonora, enquanto a sensação humana é expressa pelo nível de pressão sonora. A Equação 1 descreve a aplicação da lei de Fechner-Weber para a caracterização de ruídos acústicos:

$$NPS = 20 \log \left(\frac{P}{P_0} \right), \quad (1)$$

onde NPS é o nível de pressão sonora (dB), P é a pressão acústica (Pa) e P_0 é a pressão limiar da audição humana ($2 * 10^{-5} Pa$).

Porém, em situações reais, é muito comum que os níveis de ruído flutuem ao longo do tempo. Segundo a NHO-01 (2001), o nível médio de ruído integrado ao longo de um intervalo de tempo pode ser obtido baseado na equivalência de energias. O parâmetro que representa esta integração é chamado de Nível de Pressão Sonora Equivalente, L_{eq} , e é dado pela Equação 2:

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

onde T é o tempo de integração, $P(t)$ é a pressão acústica instantânea (Pa) e P_0 é a pressão limiar da audição humana ($2 * 10^{-5} Pa$).

2.2. Ruído do sistema de admissão

O ruído do sistema de admissão de veículos equipados com motor a combustão interna tem origem em diversos fenômenos. A fonte primária, segundo Harrison (2004), é constituída pelas flutuações de pressão causadas pelo fluxo instável de ar através das válvulas de admissão dos cilindros do motor. Já a fonte secundária, também de acordo com Harrison (2004), é caracterizada pela própria movimentação do ar ao longo dos dutos de admissão, por isso este ruído também é chamado de ruído de fluxo. Além disso, Harrison (2004) descreve uma terceira origem como sendo a causada pelo ruído irradiado estruturalmente através dos componentes do sistema de admissão, este é o chamado ruído de concha.

A fonte primária é predominante sobre as outras e a onda de pressão criada por ela é propagada conforme a frequência de abertura e fechamento das válvulas de admissão e o número de cilindros do motor (KHATAVKAR et al, 2018). As ondas de pressão emitidas por este mecanismo podem entrar em ressonância com as frequências naturais estacionárias relacionadas ao comprimento e formato da tubulação do sistema de admissão, causando ruído tonal (YANG et al., 2018). A Equação 3 pode ser utilizada para calcular a frequência característica do ruído de admissão de um motor a combustão interna em uma rotação específica:

$$f = i * n * \left(\frac{c}{2}\right) * \left(\frac{1}{60}\right), \quad (3)$$

onde f é a frequência do ruído (Hz), i é a oitava na qual a frequência se encontra, n é a rotação do eixo do motor (RPM) e c é o número de cilindros do motor.

2.3. Métodos de redução do ruído do sistema de admissão

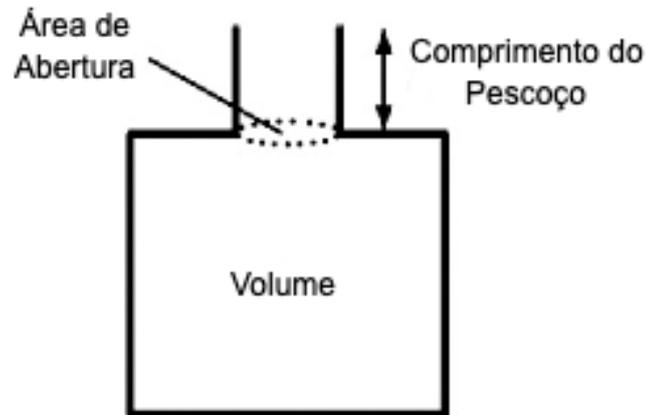
Os métodos conhecidos para atenuação do ruído emitido pelo sistema de admissão de um veículo podem ser divididos nos seguintes grandes grupos: utilização de materiais absorvedores de ruído, uso de ressonadores acústicos e otimização da geometria das pás do compressor (PARK et al, 2016).

Dentre os métodos, destaca-se o uso de ressonadores acústicos pois, segundo Song e Cho (2017), apesar de serem capazes de atenuar ruído apenas em uma estreita faixa de frequências definidas por suas características geométricas, estes dispositivos possuem grande capacidade de atenuação em baixas frequências, onde costumam ser encontradas as frequências naturais dos sistemas. Os ressonadores mostram-se especialmente efetivos na atenuação de ruído em frequências abaixo de 250 Hz (HARRISON, 2004).

2.3.1. Ressonadores Acústicos

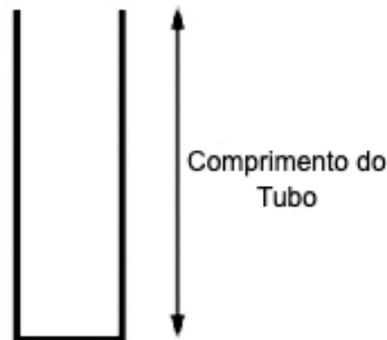
Os ressonadores acústicos são dispositivos capazes de atenuar ruído em uma estreita faixa de frequências definida pela sua geometria. Estes dispositivos são divididos em dois grupos principais: os ressonadores de Helmholtz e os tubos ressonantes (BIES; HANSEN, 2009). Os ressonadores de Helmholtz são compostos por um pescoço e uma cavidade esférica, conforme mostrado na Figura 1. Já os tubos ressonantes (ou ressonadores de um quarto de onda) são compostos apenas por um tubo, cujo comprimento equivale a um quarto do comprimento de onda do ruído que atenua, conforme mostra a Figura 2.

Figura 1 – Modelo de ressonador de Helmholtz



Fonte: O autor (2019)

Figura 2 – Modelo de tubo ressonante



Fonte: O autor (2019)

Para a correta calibração da frequência de atenuação dos ressonadores de Helmholtz, é necessário que o diâmetro da abertura do seu pescoço seja proporcional ao volume da sua cavidade esférica. Segundo Sohn e Park (2011), a efetividade deste tipo de ressonador é diretamente proporcional ao diâmetro desta abertura. Desta forma, em aplicações onde o espaço é limitado e não é possível aumentar o volume da cavidade esférica, a efetividade deste tipo de ressonador torna-se limitada.

Os tubos ressonantes, por sua vez, têm sua efetividade diretamente relacionada ao diâmetro do tubo (SOHN; PARK, 2011). Este tipo de ressonador não é tão efetivo quanto o ressonador de Helmholtz para as mesmas condições (SOHN; PARK, 2011). Porém, em aplicações onde o espaço é limitado, como o compartimento do motor de um veículo, torna-se uma excelente alternativa.

Os tubos ressonantes efetuam a atenuação do ruído em múltiplos ímpares da sua frequência de ressonância fundamental (HOWARD; CRAIG, 2014). A Equação 4 representa a frequência de ressonância fundamental para ressonadores deste tipo:

$$f = \frac{c}{4L} , \quad (4)$$

onde f é a frequência de ressonância fundamental, c é a velocidade do som e L é o comprimento do ressonador.

2.4. Normas Vigentes

2.4.1 NR-15

A Norma Regulamentadora 15, ou NR-15 (1978), apresenta atividades e situações que, quando vivenciadas pelos trabalhadores, caracterizam exercício de operação em ambiente insalubre. Ela estabelece que o ruído contínuo ou intermitente deve ser mensurado com instrumento de medição de nível de pressão sonora operando com curva de ponderação "A" e circuito de resposta lento. As medições devem ser realizadas com o equipamento posicionado próximo ao ouvido do operador.

2.4.2 ISO 5131

A norma ISO 5131 (2015) estabelece um método para medição do ruído na posição do operador em tratores agrícolas. A norma estabelece que o veículo deve ser estacionado em um local sem obstáculos que possam refletir o ruído em um raio de 20 m. Ela também estabelece que o nível de pressão sonora ambiente deve estar pelo menos 10 dBA abaixo do nível medido no teste.

É indicado que o equipamento de medição seja posicionado 700 mm acima, 100 mm à frente e 250 mm ao lado em relação ao "ponto de referência do assento", que por sua vez é obtido através de dispositivo fabricado conforme a norma ISO 5353 (1995). Além disso, a ISO 5131 (2015) indica que as medições sejam obtidas utilizando curva de ponderação "A" e circuito de resposta lento.

3. METODOLOGIA

3.1. Método experimental

O trabalho experimental foi dividido em duas grandes partes, que por sua vez foram subdivididas conforme a posição de medição. Primeiramente foram realizadas as medições na condição sem ressonador (Parte A), com estes dados foram realizados o projeto e a prototipagem do dispositivo. Posteriormente, foram realizadas as medições com o ressonador protótipo (Parte B). A Tabela 1 mostra as configurações utilizadas em cada um dos testes realizados.

Tabela 1 - Configurações dos testes realizados

Teste	Posição da Medição	Condição	Varredura do Espectro de Frequências	Varredura das Rotações
A1	Filtro de ar	Sem ressonador	Sim	Sim
A2	Posição do operador	Sem ressonador	Não	Sim
B1	Filtro de ar	Com ressonador	Sim	Sim
B2	Posição do operador	Com ressonador	Não	Sim

Nas partes A1 e B1 foi realizada a varredura do espectro de frequências do ruído em bandas de um terço de oitava, visando avaliar as frequências críticas do sistema de admissão para projetar o ressonador. Para isso, o decibelímetro foi posicionando próximo à entrada do filtro de ar do veículo, de forma a isolar o ruído do sistema de admissão.

Já nas partes A2 e B2, foi feita a medição do nível de pressão sonora na posição do operador sem filtro de bandas de oitava, conforme indica a norma ISO 5131 (2015). Estes valores foram então comparados aos limites estabelecidos na norma NR-15 (1978).

Todas as medições foram realizadas no espectro completo de rotações do motor, começando na rotação de marcha lenta e subindo à máxima rotação em passos de 100 RPM de forma a obter um panorama completo de todas as possibilidades de aplicação do veículo e avaliar o efeito da rotação no espectro de frequências do ruído medido.

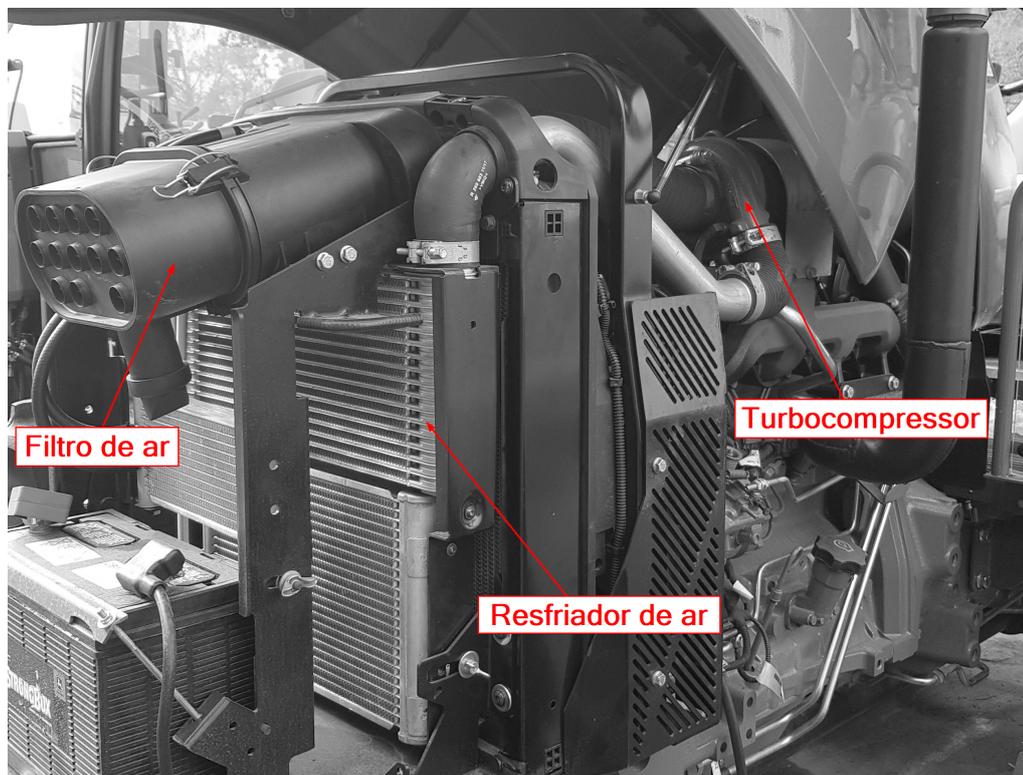
Os testes foram conduzidos com o trator parado e sem carga. Desta forma foi possível eliminar completamente das medições os efeitos do ruído aerodinâmico, da transmissão e dos pneus, visto que não eram objeto deste estudo.

3.2. Veículo

O trator agrícola utilizado no procedimento experimental possui as especificações técnicas abaixo. O seu sistema de admissão é mostrado na Figura 3, onde são indicados seus componentes principais.

- Potência: 90 HP;
- Rotação mínima: 900 rpm;
- Rotação máxima: 2400 rpm;
- Número de cilindros: 4;
- Aspiração: superalimentada;
- Cabine: aberta (teto e dois postes);
- Horímetro: 4,5 horas.

Figura 3 - Imagem detalhada do sistema de admissão do trator testado



Fonte: O autor (2019)

3.3. Equipamentos de medição

Para os procedimentos experimentais deste estudo foi utilizado um decibelímetro da marca Quest Technologies, modelo 1900. Além disso, para as medições das partes A1 e B1, foi utilizado um filtro de bandas de oitava da mesma marca, modelo OB-300, conforme mostra a Figura 4.

Figura 4 - Decibelímetro Quest 1900 com filtro de bandas de oitava OB-300



Fonte: O autor (2019)

Foi utilizada uma curva de ponderação linear nas medições do ruído do sistema de admissão (Partes A1 e B1) visando a obtenção do valor real do nível de pressão sonora equivalente sem aplicação de ponderação, pois esta poderia mascarar o perfil do ruído no espectro de frequências. Além disso, foi utilizado o circuito de resposta rápida conforme indicação do fornecedor para medições com filtro de bandas de oitava.

Por outro lado, nas medições na posição do operador (Partes A2 e B2), foram utilizadas configurações conforme a ISO 5131 e a NR-15 (1978), objetivando a obtenção de uma aproximação do ruído observado pelo operador durante a sua jornada de trabalho. A Tabela 2 apresenta um resumo das configurações utilizadas no decibelímetro em cada teste.

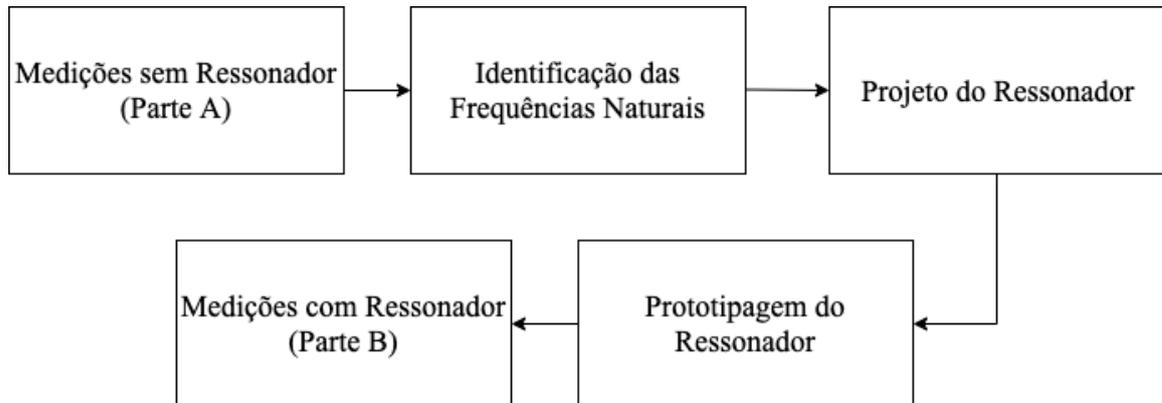
Tabela 2 - Configuração do decibelímetro nas medições

Teste	Curva de Ponderação	Circuito de Resposta	Faixa de Medição
A1	Linear	Rápido	60-120 dB
A2	A	Lento	60-120 dB
B1	Linear	Rápido	60-120 dB
B2	A	Lento	60-120 dB

3.4. Projeto do ressonador

Devido às limitações de espaço livre disponível no compartimento do motor do trator agrícola estudado, foi decidido utilizar um ressonador do tipo tubo ressonante. Após as medições da parte A deste estudo (sem ressonador), foram inferidas as frequências naturais do sistema de admissão do veículo através da análise dos dados obtidos. Com base nestes valores, foi utilizada a Equação 4 para realização do cálculo do comprimento do tubo ressonante a ser utilizado na parte B. Foi então utilizado o *software* de CAD Creo Parametric 4.0[®] para projetar e especificar a peça para fabricação do protótipo. A Figura 5 mostra um fluxograma resumido dos procedimentos realizados neste estudo.

Figura 5 – Fluxograma de procedimentos



Fonte: O autor (2019)

4. RESULTADOS

4.1. Nível de pressão sonora do sistema de admissão (Partes A1 e B1)

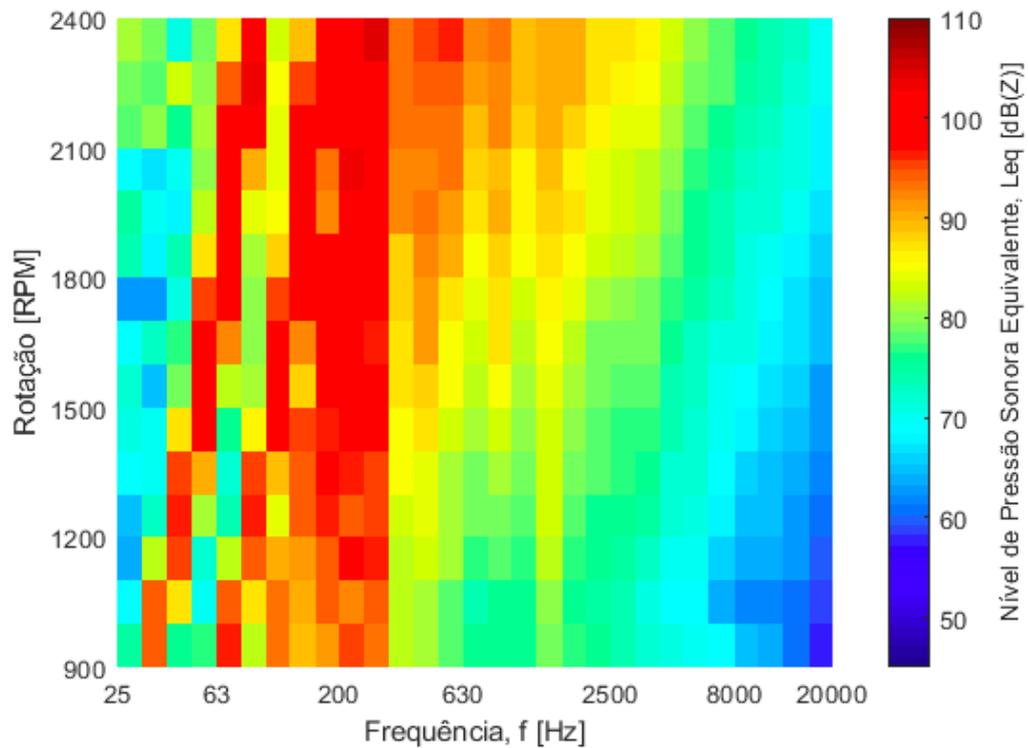
Na Figura 6 é possível observar o resultado das medições do ruído do sistema de admissão do veículo sem ressonador (Parte A1). Percebe-se que a frequência fundamental do ruído emitido pelo sistema de admissão do veículo segue a Equação 3 e, desta forma, é proporcional à rotação do motor em cada uma de suas oitavas. Já a Figura 7 mostra o resultado das medições do ruído no sistema de admissão do veículo com ressonador (Parte B1).

Ainda na Figura 6, pode-se observar que o ruído do sistema de admissão está concentrado na região de baixas frequências para todas as rotações do motor, conforme esperado. Mais especificamente, verifica-se a existência de uma região de concentração de elevados níveis de pressão sonora na faixa de 160 Hz a 250 Hz. A partir disso, pode-se inferir que a frequência natural do sistema de admissão do veículo encontra-se nesta faixa.

Enquanto isso, a Figura 7 apresenta o resultado obtido através da utilização do ressonador projetado. Observa-se que o ruído na faixa de frequências naturais do sistema (160 a 250 Hz) apresenta grande redução em comparação com as medições anteriores em todas as rotações do motor. Já o ruído nas demais frequências do espectro permaneceu relativamente inalterado, conforme esperado.

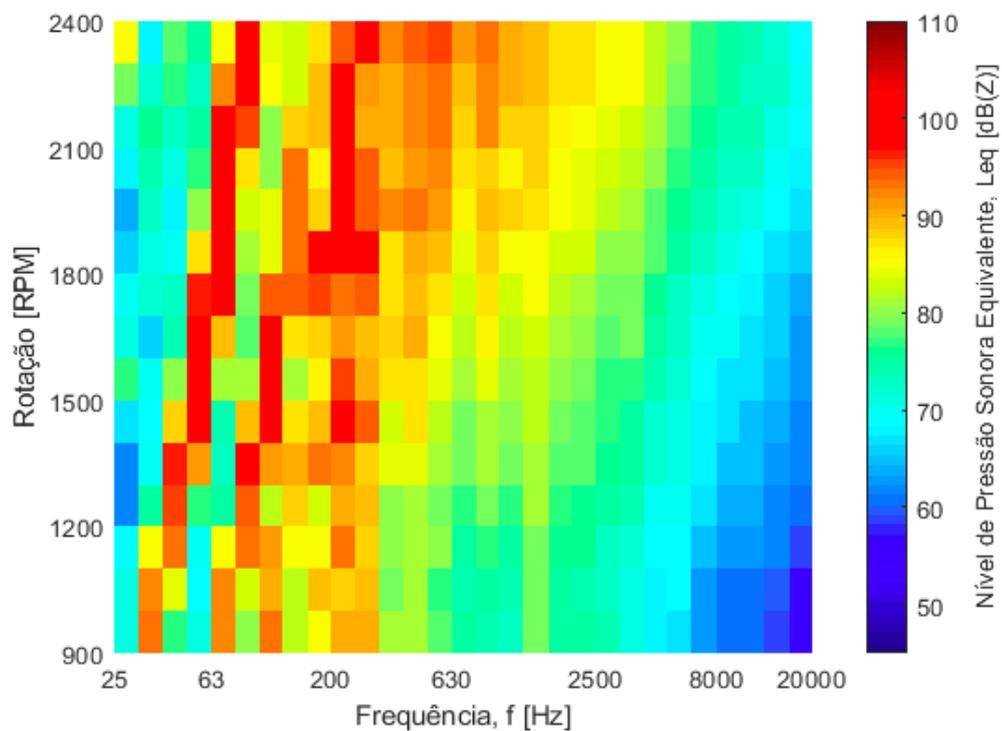
A partir dos valores do nível de pressão sonora equivalente medidos, foram calculadas as pressões sonoras. Desta forma, foi possível realizar uma comparação do percentual de redução da pressão sonora com a utilização do ressonador. Estes dados são mostrados na Tabela 3.

Figura 6 - Nível de pressão sonora equivalente sem ressonador



Fonte: O autor (2019)

Figura 7 - Nível de pressão sonora equivalente com ressonador



Fonte: O autor (2019)

A Tabela 3 apresenta a redução do L_{eq} e a redução percentual da pressão sonora na faixa de frequências naturais do sistema de admissão do veículo com o uso do ressonador.

Tabela 3 - Redução do L_{eq} [dB] e do percentual de pressão sonora com o ressonador

RPM	160 Hz		250 Hz	
900	7	55%	2,5	25%
1000	4,9	43%	6	50%
1100	9	65%	8,5	62%
1200	13,5	79%	6,2	51%
1300	3,2	31%	6,8	54%
1400	7,4	57%	5,6	48%
1500	12,8	77%	9,1	65%
1600	12,4	76%	6,2	51%
1700	5,8	49%	7	55%
1800	1,3	14%	4,1	38%
1900	3,8	35%	6,8	54%
2000	6,6	53%	6,5	53%
2100	9,5	67%	6,2	51%
2200	13,6	79%	5,1	44%
2300	15,5	83%	6,6	53%
2400	17,1	86%	6,7	54%
Redução Média	59%		51%	

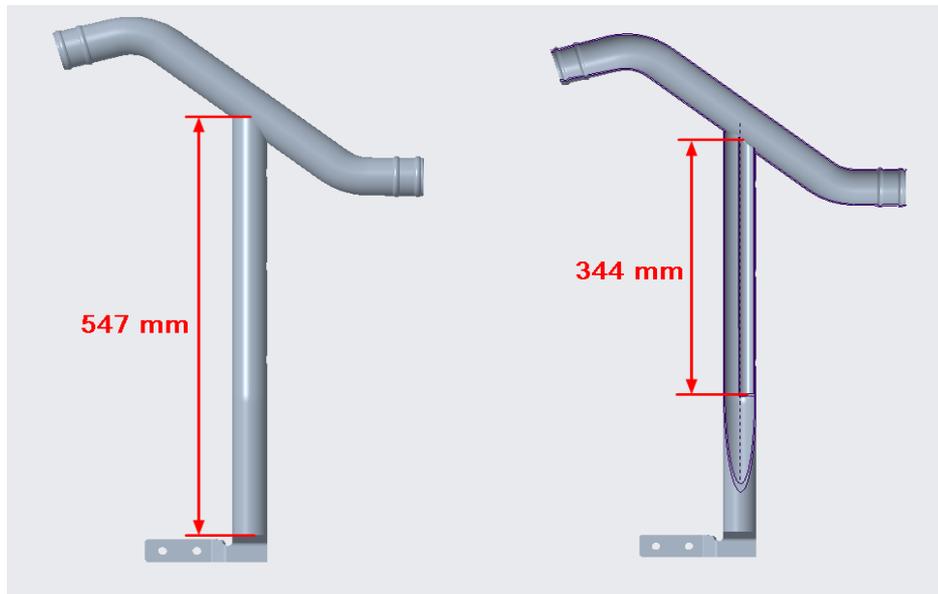
4.2. Projeto e prototipagem do ressonador

Com base nos dados da faixa de frequências naturais do sistema de admissão do veículo, apresentados na Figura 6, foi decidido utilizar um tubo ressonante duplo. Este conceito consiste em um dispositivo composto por dois tubos, em que cada tubo é projetado para atenuar o ruído em uma faixa de frequências.

O projeto dos tubos do ressonador consistiu no cálculo do comprimento necessário para atenuação do ruído nos extremos da faixa de frequências naturais do sistema (160 a 250 Hz). Para isso, utilizou-se a Equação 4 e foram obtidos os valores de 547 mm para 160 Hz e 344 mm para 250 Hz.

Por se mostrar a região com maior disponibilidade de espaço, o ressonador foi projetado para ser montado entre o turbocompressor e o resfriador de ar do trator. Devido à grande limitação no espaço disponível, os tubos foram projetados para que fossem soldados dentro do outro. Neste caso, as equações utilizadas continuam sendo as mesmas, visto que o comprimento dos tubos permanece inalterado, apenas perde-se um pouco de eficiência no tubo externo devido à utilização de parte de seu volume para alocar o interno. A Figura 8 mostra a configuração e o dimensional do ressonador.

Figura 8 – Comprimento do tubo ressonante duplo



Fonte: O autor (2019)

Devido à configuração escolhida e apresentada na Figura 8, observa-se a necessidade dos tubos apresentarem diâmetros diferentes. Como consequência, a efetividade na atenuação do ruído também é diferente entre eles, sendo maior para o tubo de maior diâmetro. Esta afirmação é confirmada ao observar-se a atenuação obtida por cada um dos tubos na Tabela 3.

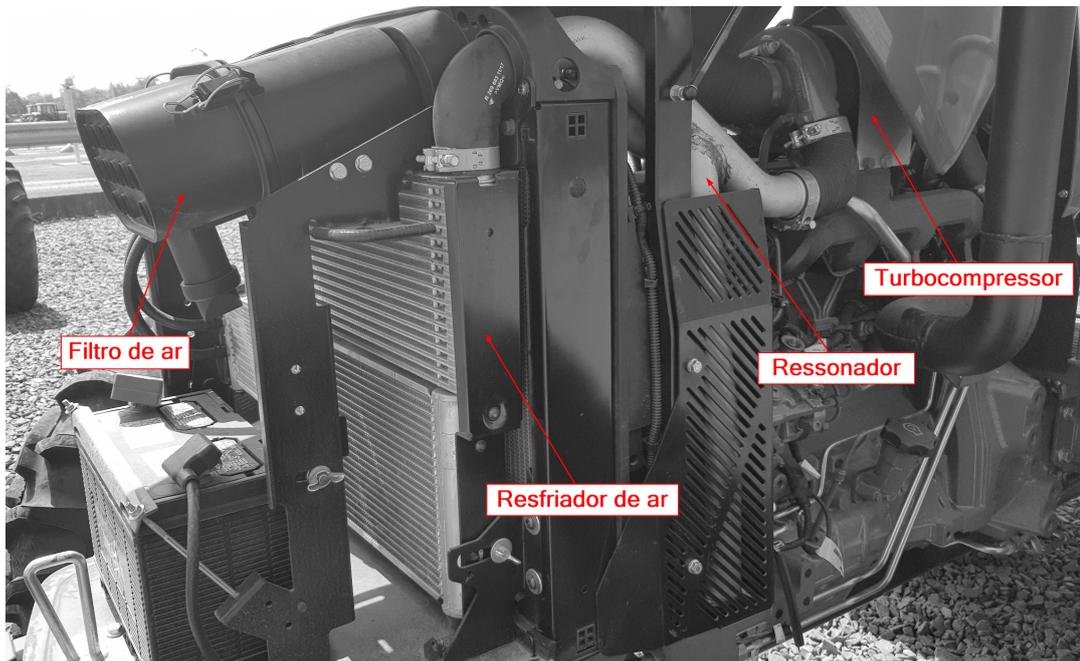
Uma vez projetado, um protótipo do tubo ressonante foi fabricado em oficina através do corte e soldagem de tubos e chapas. A Figura 9 mostra o protótipo final utilizado neste estudo, enquanto a Figura 10 mostra este protótipo já montado no sistema de admissão do trator.

Figura 9 - Protótipo do ressonador



Fonte: O autor (2019)

Figura 10 - Protótipo montado no trator



Fonte: O autor (2019)

4.3. Nível de pressão sonora na posição do operador (Partes A2 e B2)

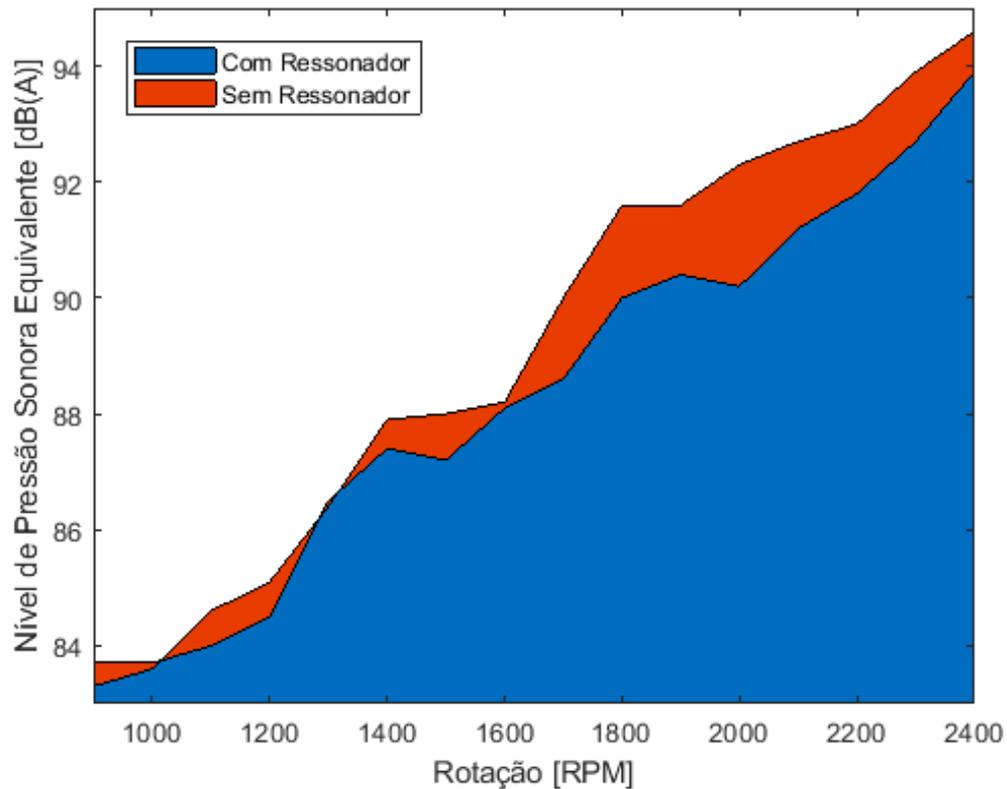
A Tabela 4 mostra o resultado das medições do ruído na posição do operador e a Figura 11 ilustra estes valores. É possível observar uma significativa redução no L_{eq} com o uso do ressonador em quase todo o espectro de rotações do motor.

Pode-se inferir que a redução se mostra maior em algumas rotações devido à interferência sonora de outros sistemas do veículo, que se mostram ressonantes em algumas rotações e aumentam o ruído.

Tabela 4 – Nível de pressão sonora na posição do operador e redução com ressonador

RPM	Leq sem ressonador [dBA]	Leq com ressonador [dBA]	Redução Percentual da Pressão Sonora
900	83,7	83,3	4,5%
1000	83,6	83,7	-1,2%
1100	84,6	84,0	6,7%
1200	85,1	84,5	6,7%
1300	86,4	86,5	-1,2%
1400	87,9	87,4	5,6%
1500	88,0	87,2	8,8%
1600	88,2	88,1	1,2%
1700	90,0	88,6	14,9%
1800	91,6	90,0	16,8%
1900	91,6	90,4	12,9%
2000	92,3	90,2	21,5%
2100	92,7	91,2	15,9%
2200	93,0	91,8	12,9%
2300	93,9	92,7	12,7%
2400	94,6	93,9	7,7%
Redução Percentual Média			9,2%

Figura 9 - Nível de pressão sonora equivalente na posição do operador



Fonte: O autor (2019)

O ruído ambiente obtido antes das medições foi de 53,2 dB(A) estando, portanto, de acordo com o indicado pela norma ISO 5131 (2015).

4.4. Impacto na saúde ocupacional do operador

Com base nos dados experimentais obtidos na Parte B deste trabalho e sabendo que os tratores costumam operar em rotação constante entre 1800 RPM e 2400 RPM, foi possível mensurar o acréscimo na máxima exposição diária, conforme a NR-15 (1978), com a utilização do ressonador projetado. Estes resultados são mostrados na Tabela 5.

Tabela 5 - Nível de ruído e máxima exposição diária com e sem ressonador

RPM	Máxima Exposição Diária sem Ressonador	Máxima Exposição Diária com Ressonador
1800	3 horas	4 horas
1900	3 horas	3,5 horas
2000	2,7 horas	3,5 horas
2100	2,7 horas	3 horas
2200	2,7 horas	3 horas
2300	2 horas	2,7 horas
2400	2 horas	2,3 horas

5. CONCLUSÃO

Os resultados obtidos no presente trabalho demonstraram a efetividade do uso de um tubo ressonante montado no sistema de admissão de um trator agrícola na atenuação do ruído. As condições de análise permitiram o mapeamento do ruído através do espectro de frequências e de rotações do motor, abrangendo todas as possíveis faixas de operação do veículo no campo.

O ressonador foi projetado e prototipado no contexto deste estudo para as frequências de 160 Hz e 250 Hz, identificadas como as frequências naturais do sistema de admissão do veículo. O equipamento atingiu o nível de atenuação médio da pressão sonora de 59% e 51% para cada uma das frequências, respectivamente. Nas medições realizadas na posição do operador para avaliação da sua saúde ocupacional, conforme normas ISO 5131 (2015) e NR-15 (1978), essa redução representou uma atenuação média de 9,2% na pressão sonora de exposição, indicando uma importante melhoria nas condições de trabalho do operador.

Desta forma, conclui-se que o ressonador acústico é uma excelente alternativa para redução do ruído no sistema de admissão de tratores agrícolas, atingindo níveis significativos de atenuação do nível de pressão sonora observado pelo operador e, conseqüentemente, reduzindo a insalubridade no ambiente de trabalho.

A partir destes resultados, sugere-se que trabalhos futuros investiguem como outros fatores, como a posição de montagem e diâmetro do ressonador afetam sua capacidade de atenuação. Além disso, é sugerido comparar os resultados obtidos no presente trabalho com os obtidos utilizando outros tipos de ressonadores no mesmo veículo, permitindo uma avaliação objetiva da efetividade de cada modelo de equipamento.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALVES, Aline Dantas da Silva et al. Níveis de potência sonora emitidos por trator agrícola em condições estáticas e dinâmicas. **Pesquisa Agropecuária Tropical**, Goiânia, v. 41, n. 1, p. 110-119, Março 2011.
- AYBEK, Ali; KAMER, H. Atil; ARSIAN, Selçuk. Personal noise exposures of operators of agricultural tractors. **Applied Ergonomics**, [s. l.], v. 41, n. 2, Março 2010.
- Baesso, Murilo; Martins, G.A.; Modolo, Alcir; Baesso, R.C.E.; Brandeleiro, E.M. Nível de Ruído Emitido por Tratores Agrícolas em Conformidade com a Norma Regulamentadora NR 15. **Revista Engenharia na Agricultura - REVENG**. 2014
- BIES, David A.; HANSEN, Colin H. **Engineering Noise Control: Theory and Practice**. 4. ed. [S. l.]: CRC Press, 2009. ISBN 978-0415487078.
- BISTAFA, Sylvio R. **Acústica Aplicada ao Controle do Ruído**. 2. ed. [S. l.]: Blucher, [2011]. ISBN 9788521205814.
- CAI, Chenzhi; MAK, Cheuk Ming. Hybrid noise control in a duct using a periodic dual Helmholtz resonator array. **Applied Acoustics**, [s. l.], v. 134, Maio 2018.
- CUNHA, João Paulo Arantes Rodrigues da; VIANA DUARTE, Marcus Antonio; DE SOUZA, Cristiano Márcio Alves. Vibração e ruído emitidos por dois tratores agrícolas. **Idesia**, Arica, v. 30, n. 1, p. 25-34, Abril 2012.
- SIMONE, Mario de. **El tractor agrícola. : Fundamentos para su selección y uso**. [S. l.]: INTA, 2006. ISBN 987-521-211-3.
- FRANCO, L. Low frequency noise control in car cabin by means of the luggage compartment resonator. **Applied Acoustics**, [s. l.], v. 32, n. 1, 1991.
- FUNDACENTRO. **Norma de Higiene Ocupacional – Procedimento Técnico – Avaliação da Exposição Ocupacional ao Ruído – NHO 01**. 2001.
- GERGES, Samir N. Y. **Ruído: Fundamentos e Controle**. 2. ed. [S. l.]: NR Consultoria e Treinamento, 2000. ISBN 978-8587550026.
- HARRISON, Matthew. **Vehicle Refinement: Controlling Noise and Vibration in Road Vehicles**. 1. ed. [S. l.]: SAE, 03/09/2004. ISBN 978-0768015058.
- HOWARD, Carl; CRAIG, Richard A. Noise Reduction Using a Quarter Wave Tube with Different Orifice Geometries. **Applied Acoustics**, [s. l.], 3 ago. 2014.
- INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 5353:1995**. Earth-moving machinery, and tractors and machinery for agriculture and forestry — Seat index point. 1995.
- INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 5131:2015**. Tractors for agriculture and forestry — Measurement of noise at the operator's position. 2015.

KHATAVKAR, Sagar; SAWANT, Omkar; PEDNEKAR, Shubham; RAUT, Vinit; PATIL, Viraj. A Review on Reduction of Intake Noise in an I.C. Engine. **International Journal of Research in Engineering, Science and Management**, [s. l.], v. 1, n. 10, out. 2018.

KUMAR, Adarsh et al. Effect of tractor driving on hearing loss in farmers in India. **American Journal of Industrial Medicine**, [s. l.], Abril 2005.

MINISTERIO DO TRABALHO. **Norma Regulamentadora 15 – NR 15**. Atividades e operações insalubres. Portaria N° 1.084, 1978.

NETO, João Amato. A indústria de máquinas agrícolas no Brasil - origens e evolução. **Revista de Administração de Empresas**, Brasil, v. 25, n. 3, 1985.

OCUPATIONAL SAFETY AND HEALTH ADMINISTRATION. **OSHA 1910.95** - Occupational noise exposure. EUA. 1970.

PARK, Jongwoo; YANG, Byungmo; CHO, Haengmuk. Air Intake Noise Reduction of using a Turbocharger Engine in Vehicles. **International Journal of Applied Engineering Research**, [s. l.], v. 11, n. 24, 2016.

ROWLEY, Douglas W. **Control of Farm Tractor Intake and Exhaust Noise**. SAE International, [S. l.]. Fevereiro 1966. 50th Anniversary SAE Tractor Meeting.

SALIBA, Tuffi Messias. **Manual Prático de Avaliação e Controle do Ruído**. 10. ed. [S. l.]: LTR, 2018. ISBN 9788536194899.

SELAMET, A.; KOTHAMASU, V.; NOVAK, J.M. Insertion loss of a Helmholtz resonator in the intake system of internal combustion engines: an experimental and computational investigation. **Applied Acoustics**, [s. l.], v. 62, n. 4, 2001.

SOHN, Chae Hoon; PARK, Ju Hyun. A comparative study on acoustic damping induced by half-wave, quarter-wave, and Helmholtz resonators. **Aerospace Science and Technology**, [s. l.], v. 15, n. 8, Dezembro 2011.

SONG, Ho Seop; CHO, Haeng Muk. A Study on Duct Integrated Resonator of Automobile Intake System. **International Journal of Applied Engineering Research**, [s. l.], 2017.

SOUZA, Luiz Henrique de; FERNANDES, Haroldo Carlos; VITORIA, Edney Leandro da. Avaliação do nível de ruído causado por diferentes conjuntos mecanizados. **Revista Brasileira de Saúde Ocupacional**, São Paulo, v. 28, n. 105-106, p. 21-30, 2003.

XU, Changchun; CHO, Haengmuk. Analysis on the Noise Reduction of Engine with Air Intake Resonator in Engine Intake System. **International Journal of Engineering and Technology**, [s. l.], Fevereiro 2018.

YANG, Liang; CHU, Zhigang; ZHAO, Dong; HE, Yansong; CHEN, Xi. Analysis and Control for the Intake Noise of a Vehicle. **Acoustics Australia**, [s. l.], v. 46, n. 2, 2018.

ANEXO

Figura A.1 – Máxima exposição diária permissível segundo NR-15

NÍVEL DE RUÍDO dB (A)	MÁXIMA EXPOSIÇÃO DIÁRIA PERMISSÍVEL
85	8 horas
86	7 horas
87	6 horas
88	5 horas
89	4 horas e 30 minutos
90	4 horas
91	3 horas e 30 minutos
92	3 horas
93	2 horas e 40 minutos
94	2 horas e 15 minutos
95	2 horas
96	1 hora e 45 minutos
98	1 hora e 15 minutos
100	1 hora
102	45 minutos
104	35 minutos
105	30 minutos
106	25 minutos
108	20 minutos
110	15 minutos
112	10 minutos
114	8 minutos
115	7 minutos

Fonte: NR-15 (1978)

APÊNDICE

Figura A.2 – Tubo de admissão sem ressonador



Fonte: O autor (2019)

Figura A.3 – Trator utilizado nos testes



Fonte: O autor (2019)

Figura A.4 – Nível de pressão sonora equivalente no sistema de admissão sem ressonador

Hz/RPM	Nível de Pressão Sonora Equivalente, dB(z)															
	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400
25	74.9	68.7	63.7	65	68.7	71.4	71.8	68.6	62.8	74.1	75.2	68.6	77.8	78.7	81.4	86.8
31.5	94.3	94.2	82.4	73.2	69.7	69.5	65.3	72.9	62.3	67.7	70	66.7	80.5	78.5	78.9	73.1
40	75.8	87.5	95.3	96.3	95.7	86.7	79.5	76.7	71.3	73.6	67.6	70	76.1	83.1	70.5	81.9
50	77.4	70	71.6	81	90.2	99.3	100	100.6	95.3	87.2	82.3	80.2	80.9	80.2	79.3	70.8
63	96.6	93.8	81.7	74.1	72.3	76.1	81.9	92.7	99.9	101.2	101.6	102.5	101.2	94.6	87.4	82.3
80	82.4	87.5	94.5	96.4	95.4	86	81.4	80	80.3	81.1	84.1	90.5	99	103.2	102.8	103.7
100	93.2	93.2	90.1	84.5	89.6	97.8	99.8	100.6	95.6	87.9	84.9	83.8	84.1	85.4	83	86.2
125	89.3	90.4	91.2	94.4	94.1	95.4	88	92.3	99.6	101	101.7	102.5	102	95	88.9	88.3
160	91.7	94.1	94.6	96.4	96.8	96.2	99.3	100.3	101.3	98.3	92.1	93.2	99.1	102.5	102.7	105
200	95.3	92.2	97.9	94	96	100.6	99.9	98.4	98.1	102.4	102.8	103.8	102	100.3	98.6	95.7
250	93.1	94.7	96.5	95.1	95.3	100.2	99.2	95.8	101.2	102.2	101.5	100.6	96.8	96.8	104.1	105.9
315	82.3	82.3	81.7	83.2	85.3	84.9	87.3	86.8	88.5	88.5	92.3	92.6	93.6	92.9	93.6	94.5
400	80.7	81.5	82.6	83.7	83.7	87.5	88.6	91.7	91.1	92	92.9	92.4	92.9	94.6	95.7	93.8
500	77.6	77.7	81.2	80.7	81.4	83.5	85.2	85.6	87.2	89.8	91.4	93.3	93.3	94.7	96.7	97.3
630	75.5	74	76.5	78.6	79	81.2	82.3	83.4	84.2	85.5	86.7	87.9	88.7	90.9	92.5	93
800	75.8	76.2	78	79.5	81.5	83.4	84.7	86.8	87.5	88.2	90.3	89.2	92.2	91.9	93.2	95.2
1000	76.4	76.4	76.5	77.5	79.2	80.4	81.4	82.2	83.4	84.9	86.6	86.4	87.7	89.6	89.5	91.3
1250	79.5	79.8	81.6	83.2	82.8	83.3	83.6	85.2	85.9	86.8	88	89.1	89.7	90.7	90.7	92.2
1600	76.6	76.4	77.2	78.1	79.5	80.5	81.5	81.8	84.4	85.2	87.5	86.6	88.3	90.3	90.4	91.2
2000	76	74.7	75.8	76.3	77.6	78.1	79.2	79.3	81.3	83.3	84.1	84.4	85.8	87.3	87.6	89.3
2500	73.6	73.7	75.1	75.5	76.7	77	78	78.9	80.4	81.9	83.3	83.3	84.5	86.1	86.9	88.3
3150	71.6	71.4	73.2	74.7	75.5	77	78	78.7	79.5	80.9	81.8	82.2	83.7	85.5	85.8	87.7
4000	71.3	69.1	69.6	71.6	72.4	73.9	73.8	75.5	77.2	77.8	79.2	80	80.8	82.3	83.2	84.5
5000	70.1	68.9	70	70.8	71.5	71.5	73	73.3	74.5	75.6	76.2	77	78.2	79.3	80.4	82.4
6300	69	63.3	66.1	67.6	68.5	69.7	69.7	71.1	72.5	73.6	74.4	74.9	76	77.6	78.4	79.5
8000	64.9	61.4	63.9	64.5	66	67.5	68.4	70.7	71.2	70.9	71.7	72.6	73.7	75	76	77.9
10000	63.9	62	63.9	64.5	64.6	66.2	67.3	67.9	68.9	70.2	71.5	72.4	73.3	73.9	74.3	75.5
12500	60.8	61.1	62.3	62.9	63.3	64.7	66	66.7	67.3	68.1	69.8	70.5	71.4	72.4	72.9	73.9
16000	57.4	58.5	60.2	60.6	61.9	62.4	63	64.4	65.1	66.1	67.3	68.2	68.3	69.7	70.1	71
20000	51.8	53.1	55.1	56	56.7	56.8	57.5	59.4	59.8	60.9	62.7	63.1	63.1	64.4	64.1	65.2

Fonte: O autor (2019)

Figura A.5 – Nível de pressão sonora equivalente no sistema de admissão com ressonador

Hz/RPM	Nível de Pressão Sonora Equivalente, dB(Z)																	
	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400	2500	2600
25	71.3	70.5	69	62	62.1	67.2	76.7	70.9	69.8	66.3	63.9	67.6	70.6	78.6	84.8	73.7	69.9	71.1
31.5	93.1	92.6	85	74.8	69.7	69.2	70.2	66	71.7	71.3	73.3	74.1	75.6	71.9	68.3	67.9	67.4	74.9
40	77.3	83.6	93.7	95.2	96.4	88.5	79.8	74.3	72.7	69.4	67.5	71.1	72.9	77.3	77.7	74.2	72.4	71.8
50	71.2	68.7	69.9	77	91.6	98.5	100	99	95.9	86.7	80.2	77	75.4	72.8	75.3	70.1	68.8	74
63	92	91.9	85.1	74.7	72.5	73.7	81.2	89	97.4	99.5	99.7	99.2	97.9	92.5	84.9	81.1	78.5	78.7
80	80.1	83.5	93.3	94.2	97.1	89.1	81.1	78.2	79.4	80.9	82.9	86.7	95.1	100	100.5	101.2	101.3	101.4
100	93.3	90.4	90.8	81.9	91.5	97.9	96.8	97.4	93.9	84.4	83.7	80.3	80.3	85.6	84.5	86.1	88.1	93.9
125	82.1	81.9	85.1	87.9	89.7	87.4	80.8	86.7	94.5	93.1	92.8	93.2	87.7	83.4	82.8	82	82.9	84.4
160	84.7	89.2	85.6	82.9	93.6	88.8	86.5	87.9	95.5	97	88.3	86.6	89.6	88.9	87.2	87.9	93.3	97.7
200	90	88	93.1	90.2	92.7	97.4	94.9	91.2	93.2	99	100.3	100.1	97.1	96.9	94	90.8	90.3	92.5
250	90.6	88.7	88	88.9	88.5	94.6	90.1	89.6	94.2	98.1	94.7	94.1	90.6	91.7	97.5	99.2	94.6	96.7
315	80.8	79.1	80.4	80.1	84.2	83.5	86.7	87.7	86.7	87.4	91.8	89.1	90.1	90.3	91.9	93.8	91.7	93.2
400	80.6	81.5	80.9	81.4	84.3	86.7	87.1	89.9	89.6	90.4	93.3	91	92.1	92.7	94.4	94.1	93.2	94.3
500	78.5	76.8	80	79.5	81.3	82.4	83.9	85.2	86.9	89.5	90.9	91.8	93	93.1	94.8	95.6	96	95.1
630	74.8	74.2	74.6	76.6	78.8	79.4	80.9	82.2	83.2	84.1	86.5	87.1	88	89.6	91	92	92.4	92.1
800	74.1	74.7	76.5	79.4	80.7	81.5	84.4	86.3	86.7	88.4	89.2	88.5	92	92.2	92.9	94.4	96.5	96.5
1000	73.4	74	74.6	77.3	78.7	79.9	81.3	82.5	83.3	84.7	87.7	86.1	88.4	90.1	90	91	91.4	92.2
1250	78.7	79.2	79.1	80.8	81.5	82.2	82	83.1	84.9	85.4	87.2	87.9	88	89	89.4	91	92.1	92.7
1600	75	74.8	75.6	77.1	78.3	78.6	79.9	81.1	82.4	82.9	84.8	85.2	86.4	86.8	86.9	88.3	89.2	90.3
2000	74.6	74.3	75.7	75.8	77.6	78.1	78.6	79.6	81.1	82.7	83.8	84.6	85.5	86.7	86.9	88.3	89.2	90.1
2500	74	72.7	73.4	74.9	75.6	76.5	76.6	77.9	78.8	80.5	82.3	82.6	84.2	84.8	85.4	86.8	87.7	88
3150	71.2	70.4	71.8	73.8	74.8	74.9	76.8	79.2	78.6	79.8	81.4	82.3	83	84.7	85.5	86.5	87.5	87.4
4000	68	68.3	68.4	70	71.8	72.2	73.5	74.8	75.9	77.5	78.4	79.8	80.8	81.7	82.3	83.2	84.4	85
5000	66.6	68.9	68.5	69.4	70.6	70.4	71.6	73	73.3	74.9	76	77.1	77.7	79.1	79.6	80.5	82.2	82.5
6300	62.3	63.2	64.3	66.6	67.9	68.3	68.8	70.3	71.2	72.5	74.2	75.2	75.6	76.8	77.4	78	79.1	79.7
8000	61	60.6	62.9	64	65.1	66.5	67	69.6	69.2	70.7	71.9	72.7	74	74.5	75.3	76.8	77.7	77.9
10000	60.6	61.2	62.4	63.3	64.3	64.9	66.5	66.8	68	69.2	71.3	73.2	73.5	73.4	73.7	74	75.2	75.8
12500	58.7	59.3	61.5	62.2	63.2	63.6	64.5	65.8	66.2	67.3	68.6	70.2	71.4	72.6	72.3	72.9	75.3	73.9
16000	56.6	57	59	60.5	61.5	61.5	62.3	62.7	63.8	65.7	66.7	67.9	69.2	69.5	69.3	70.2	71.1	71
20000	51.6	51.9	53.8	55.4	56.4	56.7	56.6	57.3	59.1	60.9	62.7	64	63.5	64	63.6	63.9	65.5	65.7

Fonte: O autor (2019)