

INSTITUTO FEDERAL DE SANTA CATARINA

EDUARDO HENRIQUE PERTILE

DIMENSIONAMENTO DE UM ATENUADOR DE RUÍDO CILÍNDRICO

Xanxerê

2025

EDUARDO HENRIQUE PERTILE

DIMENSIONAMENTO DE UM ATENUADOR DE RUÍDO CILÍNDRICO

Monografia apresentada ao
Curso de Engenharia
Mecânica do Instituto Federal
de Santa Catarina Campus de
Xanxerê para a obtenção do
diploma de bacharel em
Engenharia Mecânica

Orientador: Dr. Marcelo André
Toso.

Xanxerê

2025

P469d Pertile, Eduardo Henrique.
Dimensionamento de um atenuador de ruído cilíndrico / Eduardo Henrique Pertile. – Xanxerê, 2025.
46 p. : il.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação). Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina, Câmpus Xanxerê. Curso de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientação: Marcelo André Toso.

Inclui referências.

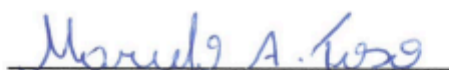
1. Atenuador. 2. Ruído. 3. Máquinas. I. Toso, Marcelo André. II. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina. III. Título.

EDUARDO HENRIQUE PERTILE

DIMENSIONAMENTO DE UM ATENUADOR DE RUÍDO CILÍNDRICO

Este trabalho foi julgado adequado para obtenção do título em bacharel em Engenharia Mecânica, pelo Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina, e aprovado na sua forma final pela comissão avaliadora abaixo indicada.

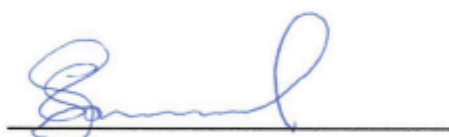
Xanxerê, 17 de fevereiro de 2025.



Prof. Marcelo André Toso, Dr

Orientador

Instituto Federal de Santa Catarina – Câmpus Xanxerê



Prof. Samuel Scheleski, Me.

Avaliador

Instituto Federal de Santa Catarina – Câmpus Xanxerê



Prof. Vanessa Milhomem Schmitt, Me.

Avaliadora

Instituto Federal de Santa Catarina – Câmpus Xanxerê

AGRADECIMENTO

Agradeço a Deus, ao meu pai, à minha mãe, aos meus professores, ao professor orientador, aos meus colegas de faculdade, aos meus colegas de trabalho e à minha família.

Deus foi minha maior força nos momentos de angústia e desespero. Sem Ele, nada disso seria possível. A fé que tenho em ti alimentou meu foco, minha força e minha disciplina. Sou grato pelas bênçãos que recaíram não só sobre mim, mas também sobre todos os amigos e familiares.

Meu orientador, Dr. Marcelo André Toso, sem sua assistência e envolvimento, dedicado em todas as etapas do processo, este projeto nunca teria sido realizado. Gostaria também de agradecer aos membros da banca examinadora.

Minha família. Em especial aos meus queridos e amados pais, Almir e Ivone, minha irmã, Lisiane, e a meus sobrinhos que tanto me apoiaram na realização deste projeto. As palavras não podem expressar o quão grato sou a todos vocês. Suas orações me deram forças para continuar e finalizar este trabalho.

RESUMO

O atenuador de ruído é um equipamento importante para evitar ruídos excessivos em fábricas. É um equipamento de proteção coletiva que proporciona mais salubridade auditiva e conforto aos funcionários. Normalmente este dispositivo é colocado na sequência do caminho de ruído de uma máquina que produz ruído muito alto como um compressor, um motor ou um ventilador centrífugo. Por meio dessa descrição algumas empresas poderão ter um entendimento maior e selecionar a melhor opção para atender as normas que descrevem os limites de decibéis (unidade de medição sonora) permitidos durante um turno de trabalho, visto que algumas máquinas produzem ruídos intensos maiores do que são atenuados pelo uso dos Equipamentos de Proteção Individual. A metodologia utilizada foi de analisar atenuadores de ruídos, suas aplicações e normas, dimensionar, calcular e avaliar o projeto do dispositivo. Os principais resultados são: um atenuador de ruídos cilíndrico com 1,2m de comprimento; 0,4m de diâmetro; que apresenta perda de carga de $2,6 \cdot 10^{-4}$ m; velocidade de entrada 0,058m/s; e escoamento laminar.

Palavras-chave: Atenuador; Ruído; Máquinas.

ABSTRACT

The noise attenuator is an important equipment for preventing excessive noise in factories. It is a piece of collective protection equipment that provides employees with better hearing health and comfort. It is usually placed in the noise path of a machine that produces very loud noise, such as a compressor, motor or centrifugal fan. Through this description, some companies will be able to have a better understanding and select the best option to meet the standards that describe the decibel limits (sound measurement unit) allowed during a work shift, since some machines produce intense noises that are greater than those attenuated by the use of Personal Protective Equipment. The methodology used was to analyze noise attenuators, their applications and standards, size and calculate and evaluate the design made and describe it. The main results were the design of a cylindrical noise attenuator with a length of 1.2m, a diameter of 0.4m, a pressure drop of $2.6 \cdot 10^{-4}$ m, an inlet velocity of 0.058m/s and laminar flow.

Keywords: Attenuator; Noise; Machinery.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Atenuador de ruído cilíndrico	14
Figura 2 - Exemplo de um filtro de mangas	17
Figura 3 - Representação de tipos de atenuadores	19
Figura 4 - Atenuador de ruído tipo caixa	20
Figura 5 - Dimensões de uma atenuador de ruído do tipo caixa	24
Figura 6 - Dimensões de uma atenuador de ruído do tipo cilindro	26
Figura 7 - Fluxograma do processo metodológico utilizado neste trabalho	37
Figura 8: O projeto 3D do atenuador de ruídos	39
Figura 9: O detalhamento 2D do atenuador de ruídos com todos os valores em mm	40

LISTA DE TABELAS

Quadro 1: Dimensionamento de um atenuador tipo caixa	25
Quadro 2: Dimensionamento de um atenuador tipo cilindro	26
Quadro 3: Limites de tolerância	34

Sumário

1 INTRODUÇÃO	10
1.1 Justificativa	11
1.2 Problemática da Pesquisa	12
1.3 Objetivos	13
1.3.1 Objetivos gerais	13
1.3.2 Objetivos específicos	13
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	14
2.1 Projetos de atenuadores de ruído	14
2.2 Aplicações de atenuadores de ruído	16
2.3 Funcionamento do atenuador de ruído	18
2.4 Classificação dos atenuadores de ruído	19
2.5 Materiais	21
2.6 Dimensionamento de atenuador de ruído cilíndrico	21
2.6.1 Coeficiente de Absorção	22
2.6.2 Área de Absorção	22
2.6.3 Silenciadores cilíndricos	23
2.6.4 Atenuadores Ativos	23
2.6.5 Perda de carga	29
2.7 Conceitos e legislações sobre ruído	33
3 METODOLOGIA	37
3.1 Características do atenuador de ruído	38
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	39
4.1 Resultado de perda de carga	40
4.2 Intensidade sonora de saída por frequência sonora atenuada	42
4.3 As atenuações de Intensidades sonoras estimadas e as áreas recomendadas	43
4.4 A área projetada para a superfície de contato da lã de rocha com o fluxo de ar	44
4.5 O número de Reynolds e o tipo de escoamento	44
5 CONCLUSÕES	46
REFERÊNCIAS	47

1 INTRODUÇÃO

Segundo Rocha *et al*, 2018, p.2: os atenuadores de ruído são desenvolvidos e projetados para corresponder a determinadas necessidades e ambientes. O objetivo da utilização destes sistemas acústicos é, basicamente, reduzir o ruído provocado pelo funcionamento de um aparelho. Pode-se ter em consideração o escoamento de ar necessário ao bom funcionamento do equipamento, sendo por isso fundamental, minimizar a perda de carga feita pelo atenuador.

Um atenuador de ruído é um equipamento que conta com mecanismos de atenuação de ruído, normalmente por ter um material poroso ou por ter muitas curvas que atenuam as vibrações das ondas sonoras do ruído emitido. Segundo Nascimento, 2019, atenuadores de ruído são equipamentos cuja finalidade é permitir que o ar passe de forma a garantir o bom funcionamento da máquina, cujo ruído está sendo atenuado, entretanto, sem permitir que os ruídos sonoros prejudiquem o meio ambiente. Desta forma, observa-se que estes equipamentos deixam o ar passar sem prejudicar o funcionamento da máquina que está tendo o ruído atenuado, contudo este ruído é absorvido ou atenuado pelos sistemas internos ao atenuador de ruídos.

Confirmando a afirmação sobre o que é um atenuador de ruído tem-se que Rocha, 2018, p.3: Um atenuador de ruído é um conduto contendo uma ou mais passagens de ar intercaladas com algum material poroso. Para a proteção do material poroso é comum usar uma chapa metálica perfurada entre a passagem de ar e cada cavidade contendo material poroso, aqui chamado de septo. Estes equipamentos normalmente são fabricados sob encomenda, sendo posteriormente dimensionados para o nível de atenuação desejado. Alguns dos parâmetros que comumente são considerados no dimensionamento de um atenuador de ruído são: a dimensão e a geometria do conduto (circular ou retangular); os tipos de ambientes (exterior ou interior); o número de passagens de ar e septos; dimensões dos septos; tipo de material compondo os septos (lã de vidro, lã de rocha entre outros); tipo de mobilidade dos septos (fixos ou removíveis).

Segundo Bistafa *apud* Felipetto *et al*, 2021, p.83: O uso dos atenuadores de ruído é considerado como sendo a segunda opção de maior eficiência no controle sonoro, já que esses equipamentos costumam ser empregados na trajetória do som. A primeira opção é a atuação direto na fonte do ruído, e a última, no receptor do

ruído. Logo, um atenuador de ruídos servirá como um dispositivo para suavizar e atenuar sons excessivos.

Dada a importância nos dias atuais das empresas estarem em conformidade com as Normas Regulamentadoras (NR's), e com um ambiente laborativo saudável, faz-se necessário controlar os ruídos emitidos nas empresas. As NR's 7 e 15 estabelecem medidas de proteção para os trabalhadores. Inclusive a NR15 define o tempo de exposição do trabalhador e as intensidades permitidas em decibéis. Para tanto uma descrição adequada de como funciona um atenuador de ruído, dos modelos existentes e de como é a construção de um desses modelos ajudará e será de grande valia para as empresas e grupos empresariais que precisam se adequar às normas previamente citadas.

Sobre as preocupações acerca da saúde dos trabalhadores verifica-se historicamente em Ganime et al, ano 2010, p.1: Os primeiros estudos sobre a saúde dos trabalhadores datam do século XVI, mas o principal marco ocorreu no século XVIII com a publicação da obra *De morbis artificum diatriba*, de Bernardino Ramazzini. A partir daquele momento, os estudos evoluíram muito, principalmente após a Revolução Industrial, quando surgiram as primeiras leis trabalhistas que visavam proteger o trabalhador de acidentes e possíveis doenças ocupacionais em suas relações de trabalho. Esta citação demonstra um breve histórico sobre a preocupação com a saúde do trabalhador. O que sabe-se que é fundamental melhorar a qualidade de vida da população envolvida e para que a produtividade dos trabalhadores se mantenha. Como também saúde mental e física como será visto mais adiante neste trabalho.

Este trabalho visa projetar um atenuador de ruído cilíndrico. O atenuador será projetado para ser instalado em um filtro de mangas de 160 mangas, máquina a qual assemelha-se em função a um aspirador de pó gigante, o exemplo sugerido é de um caso real de um filtro de mangas instalado em uma empresa cerealista, que tem a preocupação de fazer o desempoeiramento eficientemente na área de descarregamento de caminhões de grãos.

1.1 Justificativa

Este trabalho desenvolve-se sob a perspectiva de atenuadores de ruídos, apresentando como tema central, atenuadores de ruído cilindros. Justificando-se

pela importância do dimensionamento adequado de um atenuador de ruído, na qual suaviza vibrações sonoras de alta intensidade, garantindo segurança e conforto para os trabalhadores e demais pessoas próximas as empresas onde estiverem as máquinas que necessitam de um atenuador de ruídos, propiciando uma maior qualidade de vida e salubridade às pessoas e maior segurança ambiental por evitar a poluição sonora.

Além disso, justifica-se a importância e necessidade da realização de uma análise descritiva dos projetos de atenuadores de ruído bem como o seu correto projeto mecânico estrutural, considerando suas aplicações, formas e capacidades de atenuação.

1.2 Problemática da Pesquisa

Tendo em vista a importância de um dimensionamento adequado, o qual garanta a segurança e a eficiência dos mecanismos de atenuamento do atenuador de ruídos, além de respeitar as normas vigentes, faz-se necessário um estudo elaborado quanto aos formatos e capacidades aos quais um atenuador estará sendo empregado. Mas como criar um atenuador de ruídos que atende aos requisitos e as normas técnicas?

Possivelmente, na grande maioria das empresas de pequeno porte, os atenuadores não são uma preocupação ou são inexistentes, inclusive quando necessários. Isso ocorre muitas vezes devido a falta de recursos financeiros para investir nos materiais e equipamentos necessários ou até mesmo, ausência de fiscalização dos órgãos de controle.

Outro motivo é a empresa, sendo pequena ou não, tentar burlar métodos de fiscalização, como já ocorrido e noticiado com frequência.

Segundo Vieira, p.2-3: “[...] empresa poluidora do ambiente, emissora de ruídos acima dos níveis permitidos.” e mais adiante “devem ser combatidas [...] à poluição sonora, este último um problema gravíssimo, que hoje tanto atormenta as pessoas”. Nessas citações observa-se uma descrição breve de uma empresa que não se preocupava com o atenuamento de ruídos e no referido documento, consta a legitimidade de uma ação civil pública, acerca da degradação do meio ambiente por meio de pó de ferro e ruídos intensos que afetaram as proximidades de uma empresa.

Algumas vezes optando-se pelo mais simples, mesmo quando, um modelo mais bem elaborado, de maior capacidade de atenuamento é recomendável, muitas vezes sendo desconsiderados os critérios técnicos para o seu dimensionamento, suas aplicações, sua fabricação, e sua montagem.

Desse modo, o presente trabalho busca dimensionar um atenuador de ruído, respeitando e atendendo as normas técnicas e embasado na literatura disponível, para assim, demonstrar a confiabilidade do sistema e assegurar a viabilidade de sua aplicação.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo geral

O objetivo geral deste trabalho consiste em dimensionar um atenuador de ruído cilíndrico para ser instalado em um filtro de mangas com 160 mangas.

1.3.2 Objetivos específicos

- Discriminar alguns tipos de atenuadores de ruído e as suas aplicações.
- Contrastar algumas das formas de projetar os modelos de atenuadores de ruído.
- Analisar as normas regulamentadoras que tratam de saúde ocupacional e insalubridade.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção do trabalho são apresentados os principais conceitos e estudos relacionados ao tema abordado. Em primeiro lugar com a apresentação de trabalhos relevantes sobre atenuadores de ruído e os tipos de atenuadores existentes. Tais conceitos servem de base para a fase metodológica deste trabalho. Para discriminar os atenuadores de ruído segue-se o que a literatura consultada indica como atenuador de ruído e um pouco das diferenças entre os atenuadores tipo caixa e os atenuadores cilíndricos.

2.1 Projetos de atenuadores de ruído

O que é um atenuador de ruído? Segundo Lagemann sar 2024: O atenuador de ruído é projetado para conter o ruído quando há passagem de fluxo de ar e desenvolvido para cada situação, levando em consideração vazão de ar necessária para o perfeito funcionamento do equipamento e o nível de atenuação de ruído desejado. A Figura 1 apresenta um atenuador de ruído do tipo cilíndrico.

Figura 1 - Atenuador de ruído cilíndrico.



Fonte: Adaptado de Trox.

Como atenuar o ruído? Segundo P.K.O., 2023: Utilizar materiais com alta capacidade de absorção sonora, como painéis de lã mineral ou espumas acústicas, ajuda a diminuir a propagação do som e reduzir os níveis de ruído. Esses materiais podem ser aplicados nas paredes, tetos e pisos, contribuindo para o conforto acústico de determinado ambiente.

Em 2020 Melo e Papini fizeram uma análise numérico-analítica para o dimensionamento de um conjunto de discos atenuadores em dutos visando o controle de ruído industrial, no qual foi aplicado o método da matriz de transferência aliado ao método dos elementos finitos e do método dos volumes finitos. Os autores utilizaram a simulação computacional de fluidodinâmica e o cálculo do desempenho acústico por meio do parâmetro de Perda por Transmissão. O resultado da pesquisa foi de que o ruído de choque, que ocorre em máquinas que produzem ruídos muito intensos, poderia ser extinguido caso houvesse uma expansão perfeita. (PAPINI, 2007).

Sopchaki, Barreiros e Catai realizaram em 2013 uma análise dos níveis de ruído em betoneiras, assim como uma proposta de atenuação de ruído. Os autores realizaram a atenuação com dois materiais diferentes: o EVA e o Látex Líquido. O resultado foi que obtiveram um atenuamento de ruído no qual o ruído ficou abaixo do nível estabelecido por normas como perigoso, para uma jornada de trabalho superior a oito horas.

Felipetto et al construíram em 2021 um atenuador de ruído para controle de ruídos em sistemas de ar condicionado utilizando materiais reaproveitados. A pesquisa demonstrou com clareza como sistemas de aquecimento, ventilação e ar condicionado produzem bastante ruído. A proposta dos autores foi desde o início usar materiais reaproveitados na construção do atenuador de ruídos. O resultado foi uma excelente atenuação de ruídos.

Pedrozo e Quintas em 2019, realizaram um levantamento do nível de pressão sonora em uma estação de tratamento de esgoto e avaliação da dosagem de ruído. Os autores se preocuparam em como atender as normas e como medir e calcular a pressão, dosagem e intensidade dos ruídos. O resultado foi um material bem completo sobre o assunto ruído e mostra como são intensos os ruídos gerados nas estações de tratamento de esgoto.

Rocha, Oliveira e Cunha em 2018 apresentaram o projeto de atenuadores acústicos industriais. Discorreram sobre a importância para a saúde e sobre como reduzir o ruído provocado por unidades de aquecimento, ventilação e ar-condicionado.

2.2 Aplicações de atenuadores de ruído

A partir desse momento já estão discriminados o que são atenuadores de ruídos e passa-se a explorar o contraste dos diferentes tipos de atenuadores de ruído tendo principal viés as aplicações possíveis.

Segundo Somax, p.2, as aplicações dos atenuadores de ruído são diversas, dentre elas: os atenuadores são indicados para uso no tratamento de ruídos de origem tanto comercial como industrial, com ampla faixa de utilização para projetos de engenharia de grande responsabilidade e comprometimento com a qualidade. As principais aplicações que podem ser destacadas são: Sistemas de movimentação de ar industrial; Sistemas de ar condicionado e de ar do processo produtivo; Tratamento de ruído das turbinas, dos motores, dos moto-geradores de energia, dos geradores e dos sistemas de co-geração; Sistemas de ventilação de túneis e estações; Sistemas de tratamento de ar em usinas; Sistemas de ventilação de túneis e estações e; Tratamento acústico de sistemas de ar condicionado e ventilação.

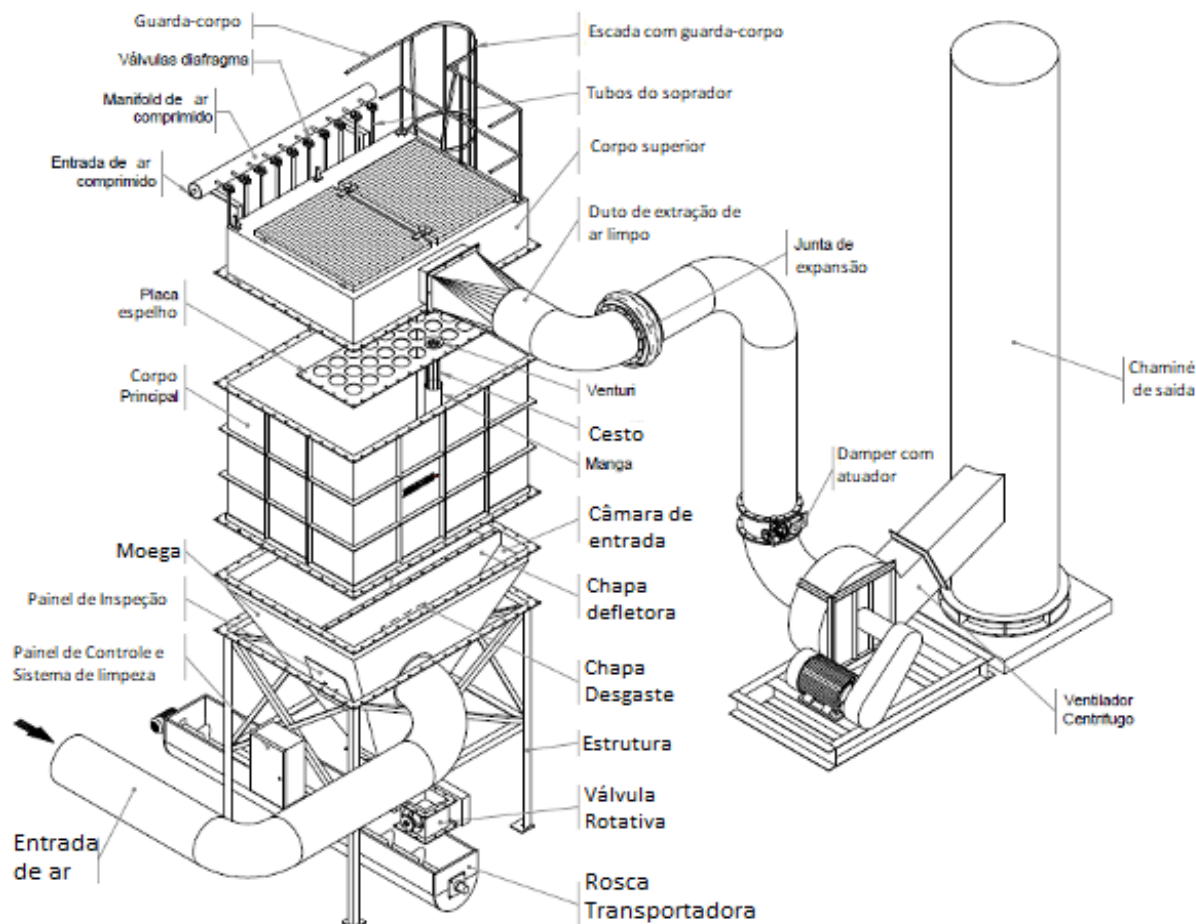
Como pode-se observar na citação anterior existem várias aplicações para atenuadores de ruído. Principalmente para atender as Normas de Saúde e Segurança do Trabalho a respeito do nível de ruído permitido. Mas também é possível ir além, pois há empresas que desejam investir em atenuadores de ruído não somente para cumprir as normas, mas pela responsabilidade ética-ambiental respeitando a saúde auditiva dos funcionários e das populações vizinhas à localidade e entorno das instalações da empresa.

Existem vários tipos de silenciadores, os mais comuns são os passíveis resistivos que se caracterizam pelo uso de material absorvente nas paredes internas do duto. Podem ser retangular, de descarga ou axial

Os silenciadores reativos são universalmente utilizados como silenciadores de automóveis. Segundo Araújo e Bertoldi no entanto, a tecnologia desenvolvida para esse tipo de silenciador não pode ser diretamente utilizada em dutos de ventilação, em parte pelo tamanho dos dutos de escape de automóveis que são bem menores que dutos de ventilação de máquinas e em parte pela pressão que um silenciador de automóvel pode tolerar, que é bem maior que um sistema de ventilação de máquina pode suportar.

Como a aplicação sugerida para este projeto é atenuar os ruídos de um exaustor de um filtro de mangas, a Figura 2 mostra um exemplo de como é um filtro de mangas.

Figura 2 - Exemplo de um filtro de mangas.



Fonte: Adaptado de Ziebtex (2021).

No projeto usado como base, considera-se o desempoeiramento do espaço destinado ao descarregamento de grãos. Como foi projetado para um local dentro do barracão da empresa, sugeriu-se fazer sem a chaminé, sem o damper e sem a junta de expansão, colocando-se logo após o duto de extração de ar limpo o ventilador centrífugo e em seguida conectado por flanges o atenuador de ruídos.

Alguns elementos do filtro de mangas permanecem como, por exemplo, a entrada de ar, a rosca extratora para retirar e ensacar o pó que cair das mangas filtrantes; a moega em formato de tronco de pirâmide com base menor para baixo continua apresentando a mesma geometria para facilitar a caída do pó até a rosca transportadora; o corpo principal contendo as mangas filtrantes com uma gaiola da manga dentro de cada manga para dar a sustentação e o formato correto para os

elementos filtrantes. As gaiolas de mangas contém cada uma um bocal na entrada que faz a função de um tubo de venturi e, segundo os autores consultados, esse formato permite o filtro de mangas sugar o ar para cima deixando o pó preso nas mangas, para isso utilizam-se os sopradores de ar e o ar do reservatório, para que o fluxo de ar interno as mangas seja filtrado por elas e suba para o corpo principal apenas o ar limpo. Uma consideração sobre as saídas do reservatório de ar é que elas estejam em pontos mais altos do reservatório de ar. Caso ficassem mais baixas iriam deixar entrar a umidade e a oleosidade que tende a se formar no fundo de qualquer reservatório de ar.

As mangas, que são o elemento filtrante, normalmente são feitas de poliéster com gaiolas de aço galvanizado dentro e suspensas em uma chapa chamada chapa espelho. Acima do corpo superior do filtro de mangas tem as tampas para a realização das limpezas semanais e das manutenções periódicas. Normalmente é recomendado limpar as mangas uma vez por semana com jatos de ar ou outra forma de limpar e fazer cair o pó acumulado. Para acessar a parte acima do filtro de mangas existe uma escada com guarda corpo. E acima do filtro de mangas existem corrimões e guarda-corpos em todo o entorno. Nesse projeto o ar que passa pelo corpo superior é sugado pelo exaustor para o duto de saída, logo após passar pelo exaustor passa pelo atenuador de ruído e finalmente o ar limpo sai da máquina.

2.3 Funcionamento do atenuador de ruído

Segundo Berliner Luft, 2013, os atenuadores de ruídos usam os efeitos da absorção acústica de um elemento absorvente poroso. A lã mineral, por exemplo, absorve o som, acondicionada, nas assim chamadas, células. O ar passará pelos vãos formados entre as células ou pela carcaça. A partir dessa citação vê-se que as células do silenciador atenuam as vibrações das ondas sonoras

Segundo Felipetto *et al*, 2021, p.81 as máquinas que condicionam o ar: [...] produzem sons durante todo o seu funcionamento, devido aos itens que as compõem e as movimentações de fluídos ao longo dos ramais que distribuem o ar. Estes ruídos, quando são intensos, geram desgastes físicos e/ou mentais nos indivíduos e organismos vivos, a depender, é claro, do nível de ruído emitido pelos aparelhos. A partir daí compreende-se melhor que a composição do material

presente no atenuador de ruído é de grande importância, além dos formatos e dimensionamento do equipamento.

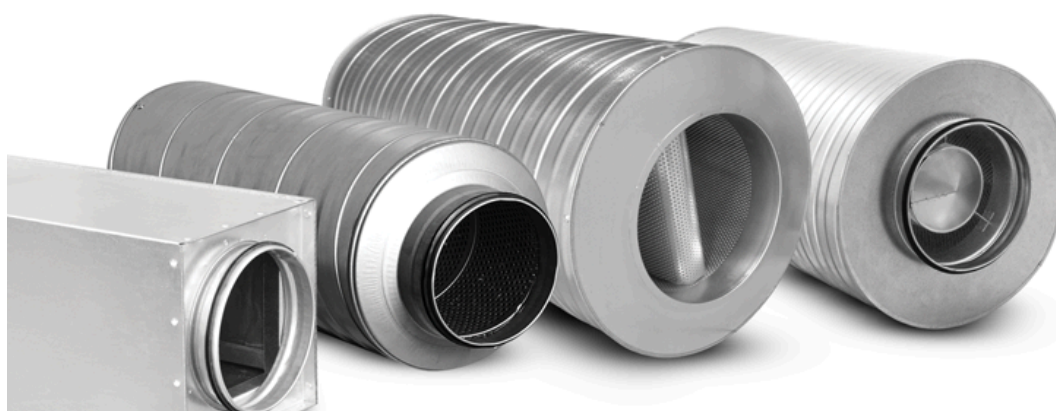
Ainda segundo Felipetto et al. 2021, p.81, sobre a necessidade de pesquisar sobre atenuadores de ruído: Como estão presentes no dia-a-dia de inúmeros trabalhadores e estudantes, torna-se, assim, necessário um controle sonoro mais rigoroso a fim de reduzir os prejuízos causados pela sua intensidade.

Vê-se que um controle sonoro maior sobre a intensidade de ruído dos equipamentos mais presentes do dia-a-dia também é importantíssimo. Segundo Önder; 2012 *apud* Oliveira, 2018, p.2: Apesar de ser um tipo de poluição que é menos frequentemente considerado um tipo de poluição ambiental, o ruído, como poluição sonora, tem um impacto muito negativo na qualidade de vida de todas as cidades, deixando uma parte grande das populações urbanas mais vulnerável a vários problemas de saúde, oriundos do ruído. Assim, ainda é comum as pessoas não darem importância para a poluição sonora.

2.4 Classificação dos atenuadores de ruído

Os atenuadores podem ser classificados como cilíndricos ou de caixa. Os atenuadores cilíndricos são melhores aplicados em dutos e saídas de ar ou saída de geradores. Já os tipo caixa são mais aplicados em lugares onde pode se ter uma área e um volume maior de espaço sendo usado pelo atenuador de ruído. A Figura 3 apresenta os atenuadores do tipo cilíndrico e caixa.

Figura 3 - Representação de tipos de atenuadores.



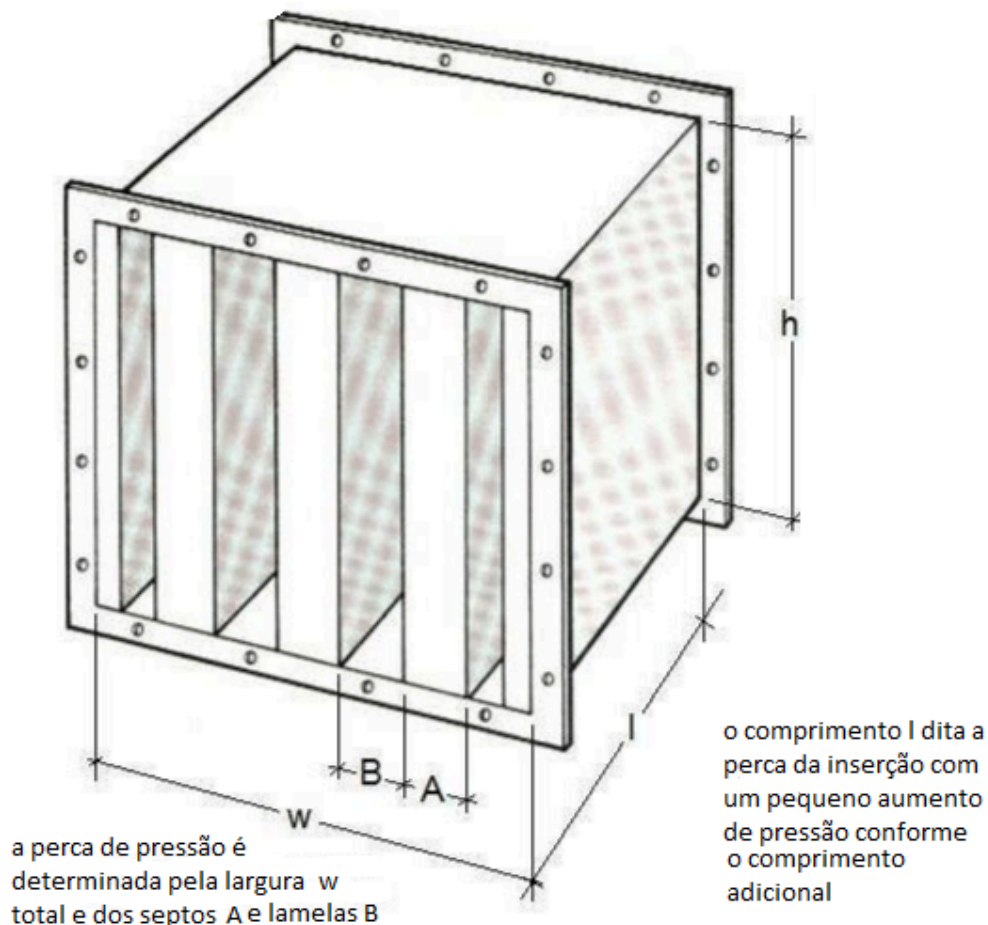
Fonte: Adaptado de Alnor (2024).

O modo de se projetar atenuadores de ruído é diferente entre os cilíndricos

nos quais utilizam-se diâmetros e comprimentos e os tipo caixa onde são usadas medidas de larguras, comprimentos e alturas.

A Figura 4 apresenta um atenuador de ruídos tipo caixa e algumas características do mesmo. Onde, h é a altura, W é a largura total, l é o comprimento, B são as lamelas e A são os septos.

Figura 4 - Atenuador de ruído tipo caixa.



Fonte: Adaptado de Cahill (2011)

Conforme visto na Figura 4 no atenuador tipo caixa a largura dos septos e lamelas juntamente com a largura total influenciam a perda de carga de um atenuador de ruídos tipo caixa enquanto o comprimento adiciona pressão e a perda da inserção.

2.5 Materiais

Sobre como é formada a lã de rocha observa-se em Bellei *et al* que: A lã de rocha provém de fibras minerais de rochas vulcânicas (basalto e calcário), ela é um material usado como isolante térmico que é ao mesmo tempo flexível. Aquecidas a temperaturas em torno de 1500 °C, as pedras se fundem e transformam-se em filamentos. As fibras são aglomeradas com resinas orgânicas e óleos impermeabilizantes resultando numa massa semelhante à lã que, conforme o tratamento final e dependendo do grau de compactação, poderá ser flexível ou rígida. Durante o processo de produção as fibras são prensadas com a densidade e espessura de acordo com o objetivo. Elas podem se tornar placas rígidas ou semi-rígidas, feltros ou flocos, que podem depois converter-se em outros materiais como forros, tubos, porta corta-fogo, também fazem papel importante no isolamento acústico. Já a lã de vidro vem da fibra de vidro com areia tem propriedades semelhantes à lã de rocha, porém costuma ser mais leve com baixa densidade.

Os Atenuadores de Ruídos são normalmente construídos em aço galvanizado e material fono-absorvedor incombustível, com uma estrutura auto-portante e células atenuadoras fixas ou removíveis (tipo gaveta). O diâmetro da tubulação ou da dimensão da área que necessita de fluxo de ar interfere no momento da construção. Dessa forma, sua geometria pode variar entre o cilíndrico e o retangular. O dimensionamento vai depender também do nível de ruído que se deseja atenuar.

2.6 Dimensionamento de atenuador de ruído cilíndrico

A atenuação de ruído é a redução da intensidade do som quando ele passa por um atenuador. A atenuação é geralmente expressa em decibéis (dB) e pode ser calculada usando a Equação (1), conforme Neiva (2009):

$$A = 10 \cdot \log(P_{in}/P_{out}) \quad (1)$$

Onde:

A = Atenuação (dB)

P_{in} = Potência do som de entrada

P_{out} = Potência do som de saída

A atenuação de ruído pode variar com a frequência do som e a impedância do sistema. Atenuadores passivos são projetados usando materiais e geometria para reduzir o som. Os principais tipos de atenuadores passivos são os filtros de absorção e os silenciadores. Já os atenuadores de absorção usam materiais que absorvem energia sonora para reduzir o som.

2.6.1 Coeficiente de Absorção

O coeficiente de absorção (α) de um material é uma medida de sua eficácia na absorção de som e é fornecido pela Equação (2), conforme Neiva (2009):

$$\alpha = A_{abs}/A_{inc} \quad (2)$$

Onde:

α = Coeficiente de absorção

A_{abs} = Energia absorvida

A_{inc} = Energia incidente

2.6.2 Área de Absorção

A área necessária para absorver um determinado nível de som pode ser calculada usando a Equação (3), conforme Neiva (2009):

$$A = 10 \cdot \log(S_{in}/S_{out})/\alpha \quad (3)$$

Onde:

A = Área necessária de absorção (m^2)

S_{in} = Nível de pressão sonora de entrada

S_{out} = Nível de pressão sonora de saída

α = Coeficiente de absorção

2.6.3 Silenciadores cilíndricos

Silenciadores são usados para reduzir o ruído em sistemas de dutos e tubos. Existem diferentes tipos, como silenciadores de expansão e silenciadores de absorção. A atenuação proporcionada por um silenciador de expansão pode ser estimada pela Equação (4), conforme Neiva (2009):

$$L_p = 10 \cdot \log(P_{in}/P_{out}) \quad (4)$$

Onde P_{in} e P_{out} são a potência sonora antes e depois do silenciador, respectivamente.

Já a atenuação de um silenciador de absorção é calculada pela Equação (5), conforme Neiva (2009):

$$A = 10 \cdot \log(S_{in}/S_{out}) \quad (5)$$

Onde:

S_{in} e S_{out} são os níveis de pressão sonora de entrada e saída, respectivamente.

2.6.4 Atenuadores Ativos

Atenuadores ativos utilizam circuitos para gerar ondas sonoras que cancelam o ruído. O cancelamento ativo do ruído pode ser baseado na Equação (6), conforme Neiva (2009):

$$P_{total} = P_{ruído} - P_{cancelamento} \quad (6)$$

Onde:

P_{total} = Potência sonora total após o cancelamento

$P_{ruído}$ = Potência do ruído original

$P_{cancelamento}$ = Potência da onda canceladora

Os algoritmos de cancelamento ativo, como o método de mínima média quadrática (*Least Mean Squared-LMS*), podem ser descritos pela equação equação (7), conforme Branco (2016):

$$y(n) = -\sum_{k=0}^{M-1} \mu \cdot x(n-k) \quad (7)$$

Onde:

$y(n)$ = Saída do sistema de cancelamento

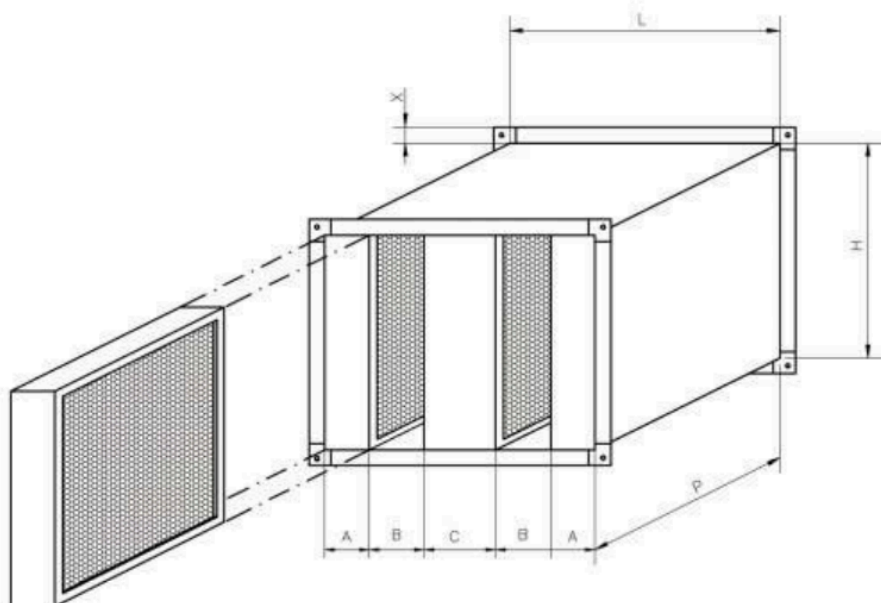
$x(n)$ = Entrada do sistema (ruído)

μ = Taxa de adaptação

M = Ordem do filtro adaptativo

Na Figura 5 tem-se um atenuador de ruído do tipo caixa com as cotas de onde localizar as dimensões L, X, H para a largura, a largura do flange e a altura, respectivamente, e “P” sendo a profundidade ou “comprimento” do atenuador. A dimensão “A” para os septos de atenuação do ruído e, “B” para as cavidades de passagem de ar, e “C” para o septo central do dispositivo.

Figura 5: Dimensões de uma atenuador de ruído do tipo caixa



Fonte: TORK

O Quadro 1 apresenta a perda de carga e vazão de ar com base nas dimensões de um atenuador de ruído do tipo caixa.

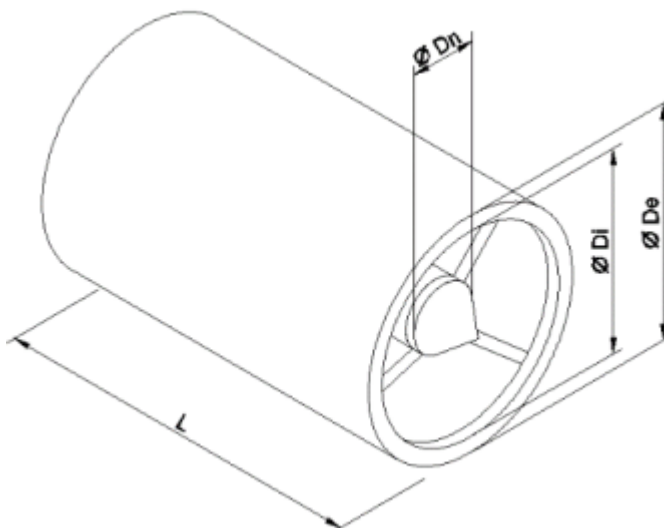
Quadro 1: Dimensionamento de um atenuador tipo caixa.

Dimensões (mm)		Comprimento "P" (mm)	Perda de carga (mmCA)						
A	100	900	0,51	2,03	4,82	8,38	13,20	18,79	33,52
B	250	1500	0,51	2,54	5,33	9,65	14,98	21,59	38,10
C	75	2000	0,76	2,79	5,84	10,66	10,76	24,13	43,18
Lxh (mm)		Área de face (m ²)	Vazão de ar (m ³ /h)						
300x150		0,045	212	425	637	1062	1275	1488	1700
300x300		0,090	425	850	1275	2125	2550	2975	3400
300x450		0,135	637	1275	1912	3187	3825	4462	5100
300x600		0,180	850	1700	2550	4250	5100	5950	6800
300x750		0,225	1062	2125	3187	5355	6375	7437	8500
300x900		0,270	1275	2250	3825	6375	7650	8925	10200
600x450		0,270	1275	2250	3825	6375	7650	8925	10200
600x600		0,360	1700	3400	5100	8500	10200	11900	13600
600x750		0,450	2125	4250	6375	10625	12750	14875	17000

Fonte: Tork

Na Figura 6 L é o comprimento; Di é o diâmetro interno; De é o Diâmetro externo; e Dn é o Diâmetro do núcleo de um atenuador de ruído cilíndrico.

Figura 6: Dimensões de uma atenuador de ruído do tipo cilindro.



Fonte: adaptado de Isar.

Já o Quadro 2 apresenta informações de um atenuador de ruído do tipo cilíndrico.

Quadro 2: Dimensionamento de um atenuador tipo cilindro.

ØDe em mm	ØDi em mm	ØDn em mm
410	310	103
510	410	137
610	510	170
710	610	203
810	710	237
910	810	270

Fonte: adaptado de Isar.

Para uma compreensão básica do dimensionamento do dispositivo é necessário utilizar a equação da frequência Equação (8) e Equação (9), da frequência angular equação (10), e do período Equação (11), conforme Rao (2008):

$$f = 1/T \quad (8)$$

$$f = n/T \quad (9)$$

$$\omega = 2\pi f = 2\pi / T \quad (10)$$

$$T = 1/f \quad (11)$$

onde:

f = frequência

n = número de ciclos

T = período de tempo;

ω = frequência angular;

n = número de vezes que a pressão sonora varia durante uma unidade de tempo.

Assim o número de vezes que um ciclo se repete em um intervalo de tempo pode ser usado para encontrar a frequência em hertz de uma onda sonora ou outra vibração. E também seria possível encontrar a frequência angular.

O comprimento de onda λ é determinado com a distância entre dois picos ou entre dois vales consecutivos. Ele pode ser calculado usando a frequência e a velocidade do som v_s , conforme Equação (12) e Equação (13), conforme Rao (2008):

$$\lambda = v_s / f \quad (12)$$

$$v_s = \lambda f \quad (13)$$

onde:

v_s é a velocidade do som;

f é a frequência;

λ é o comprimento de onda.

A velocidade do som num gás ideal é calculada através de Equação (14), conforme Hibbeler (2016):

$$v_0 = (\gamma R T_k)^{1/2}, \quad (14)$$

sendo:

γ é o coeficiente de expansão adiabática;

R é a constante universal dos gases perfeitos;

T_k é a temperatura absoluta do gás.

Para o coeficiente de expansão adiabática define-se como a razão entre a capacidade térmica a pressão constante, c_p ; e a capacidade térmica a volume constante, c_v ; conforme Equação (15), conforme Moreira (2017):

$$\gamma = c_p/c_v \quad (15)$$

Onde:

γ é o coeficiente de expansão adiabática;

c_p é a capacidade térmica a pressão constante;

c_v é a capacidade térmica a volume constante.

O som se propaga no nível do mar, na temperatura de 25°C com velocidade de aproximadamente 340 m/s ou 1216 km/h. Já a 30°C, o som propaga-se a 350 m/s no ar.

Para a reverberação de ruídos, segundo a teoria de raios acústicos, cujos resultados são válidos a partir da frequência de Schroeder dada pela Equação (16), conforme Rao (2008):

$$f_s = 2000 (T_{60}/V)^{1/2} \quad (16)$$

Onde:

T = tempo de reverberação em segundos;

V = volume da sala em metros cúbicos.

Exemplificando, a frequência de Schroeder para uma sala de 10×5×2,8 m³ com um coeficiente de absorção médio de 10% é de aproximadamente 190 Hz. Isto indica que na banda de 63 a 8000 Hz não haverá problemas na utilização da teoria em grandes galpões e quadras poliesportivas. A limitação em aproximadamente 190Hz para as salas de aula e ambientes pequenos não representam problemas, uma vez que as fontes de ruído não tenham componentes significantes nas bandas centradas entre 63 a 500 Hz.

O dimensionamento do atenuador de ruído na prática baseia-se principalmente em calcular a perda de carga e o diâmetro necessário para que atenda às normas vigentes. Já a impedância característica e o número de onda do material poroso, relativas à secção da passagem de ar, estas propriedades são dadas, respectivamente, pela Equação (17) e Equação (18), conforme Rocha (2018):

$$z_0 = \rho_0 c_0 \quad (17)$$

$$k_0 = \omega c_0 \quad (18)$$

onde:

z_0 = impedância característica do material

k_0 = número de onda

ρ_0 = densidade do fluido que atravessa a conduta;

c_0 = velocidade do som no escoamento que atravessa a conduta.

ω = frequência angular

2.6.5 Perda de carga

O escoamento laminar e turbulento têm um impacto significativo na eficácia de um atenuador de ruído, que é um dispositivo projetado para reduzir o som em sistemas de ventilação, tubulações e outros canais de fluxo de ar. A classificação do escoamento de um fluido é fornecido pela equação de Reynolds, Equação (19), conforme Çengel (2015):

$$Re = \rho v D / \mu = v D / \nu \quad (19)$$

Onde:

ρ = massa específica do fluido

v = velocidade média do escoamento

D = diâmetro interno da tubulação

μ = viscosidade do fluido

De acordo com o número de Reynolds, tem-se:

$Re < 2000$ = escoamento laminar.

$2000 < Re < 4000$ = escoamento de transição, escoamento instável.

$Re > 4000$ = escoamento turbulento.

O escoamento laminar é suave e ordenado, com camadas de fluido que se movem em paralelo sem misturar-se. Ele ocorre geralmente a baixas velocidades e em condições de fluxo muito controladas. O escoamento laminar tende a gerar menos ruído de escoamento em comparação com o turbulento. Isso ocorre porque as camadas de ar não se chocam e se misturam, resultando em menos flutuações e vibrações no fluxo. Em um ambiente de fluxo laminar, um atenuador de ruído pode ser mais eficiente porque o comportamento previsível do fluxo permite que as características acústicas do atenuador sejam mais bem otimizadas. Isso pode levar a um desempenho mais previsível na redução de ruído.

Já o escoamento turbulento é caótico e desordenado, com vórtices e misturas imprevisíveis que ocorrem a altas velocidades e em condições de fluxo menos controladas. O escoamento turbulento gera mais ruído devido à sua natureza caótica e à criação de flutuações de pressão e vibrações no ar. Isso pode adicionar um ruído adicional que pode ser difícil de controlar. Em um fluxo turbulento, o atenuador de ruído pode precisar ser projetado para lidar com um espectro mais amplo de frequências e intensidades de som. Isso pode exigir designs mais complexos e técnicas avançadas para garantir que o atenuador seja eficaz em reduzir o ruído produzido pelo fluxo turbulento.

A escolha de materiais e o design interno do atenuador podem variar dependendo se o fluxo é laminar ou turbulento. Por exemplo, materiais absorventes e estruturas de dissipação de som podem ser ajustados para lidar com as características específicas do fluxo. A posição do atenuador e o modo como ele é integrado no sistema de ventilação ou tubulação também podem influenciar sua eficácia, especialmente em relação ao tipo de escoamento predominante.

A perda de carga, também conhecida como perda de pressão, é um fator importante na operação e eficiência de um atenuador de ruído, especialmente em sistemas de ventilação e tubulação. A perda de carga se refere à redução da

pressão do ar (ou outro fluido) quando ele passa através de um componente, como um atenuador de ruído. Se a perda de carga for muito alta, pode haver um aumento na velocidade do fluxo e turbulência, o que pode interferir na capacidade do atenuador de lidar com o som de maneira eficaz. O projeto do dispositivo precisa equilibrar a redução do ruído com a perda de carga aceitável.

Para minimizar a perda de carga, o atenuador deve ser projetado com dimensões adequadas e configuração interna. Um atenuador muito pequeno pode causar uma perda de carga significativa, enquanto um atenuador muito grande pode ser ineficiente em termos de espaço e custo. O projeto deve garantir que a redução de ruído não venha com um comprometimento excessivo da pressão do sistema.

Os materiais e a estrutura interna do atenuador, como painéis absorventes e perfurações, também afetam a perda de carga. Materiais com alta porosidade podem oferecer boa absorção acústica, mas podem também aumentar a perda de carga. O projeto deve considerar uma combinação de materiais que ofereçam boa atenuação acústica e uma perda de carga gerenciável.

Uma alta perda de carga em um atenuador pode reduzir a eficiência geral do sistema de ventilação ou tubulação, exigindo que os ventiladores ou bombas trabalhem mais para manter o fluxo de ar desejado. Isso pode levar a um aumento nos custos operacionais e manutenção. Se a perda de carga do atenuador for significativa, pode ser necessário ajustar o sistema de ventilação, como aumentar a potência do ventilador ou ajustar as velocidades do fluxo. Isso deve ser considerado durante o projeto para garantir que o sistema continue operando dentro dos parâmetros desejados sem comprometer a eficácia da atenuação do ruído.

Em muitos casos, há um compromisso entre a eficiência da atenuação do ruído e a perda de carga. Projetistas devem encontrar um equilíbrio que ofereça a redução de ruído desejada sem causar uma perda de carga excessiva que possa impactar negativamente o desempenho do sistema.

Uma das expressões mais utilizadas para o cálculo da perda de carga distribuída é a fórmula universal, que relaciona a perda de carga com o fator de atrito, o comprimento da tubulação, o diâmetro da tubulação e a velocidade média

do escoamento, conforme Equação de Darcy-Weisbach (20), conforme Çengel (2015):

$$\Delta P = K(L/D_h) (V^2/2g) \quad (20)$$

Onde:

ΔP = perda de carga distribuída (em Pa)

K = fator de atrito (adimensional)

L é o comprimento da tubulação (m)

D_h é o diâmetro da tubulação (m)

V é a velocidade média do escoamento (m/s)

g é a aceleração da gravidade (m²/s)

Lembrando-se que dependendo da geometria do atenuador e do tipo de fluxo (laminar ou turbulento), o fator de fricção pode ser obtido através de tabelas ou fórmulas específicas.

Pode-se usar a equação de perda de carga usando massa específica sem usar diretamente a gravidade, como vê-se na Equação (21), conforme Çengel (2015):

$$\Delta P = f \cdot (L/D) \cdot (\rho \cdot v^2/2) \quad (21)$$

Onde:

ΔP = perda de carga (Pa),

f = fator de fricção (adimensional),

L = comprimento do atenuador (m),

D = diâmetro ou dimensão característica (m),

ρ = densidade do ar (kg/m³),

v = velocidade do ar (m/s).

2.7 Conceitos e legislações sobre ruído

A NR 7 estabelece as diretrizes da promoção de um Programa de Conservação Auditiva (PCA), o qual é o conjunto de atividades que visa prevenir ou estabilizar as perdas auditivas ocupacionais por meio de um processo dinâmico, com oportunidades de melhoria contínua, o qual desenvolve atividades planejadas e coordenadas entre as diversas áreas envolvidas na organização. Na atualização de 1998 foi adicionado o Anexo I - Diretrizes e Parâmetros Mínimos para Avaliação e Acompanhamento da Audição em Trabalhadores Expostos a Níveis de Pressão Sonora Elevados, no Quadro II da NR-07. Conforme o anexo 2 da NR 7 devem ser submetidos a exames audiométricos de referência e sequenciais todos os empregados que exerçam ou exercerão suas atividades em ambientes cujos níveis de pressão sonora estejam acima dos níveis de ação, conforme informado no PGR da organização, independentemente do uso de protetor auditivo. Ainda no anexo 2 da NR 7 encontram-se informações detalhadas sobre como devem ser feitos os exames audiométricos e quais as frequências de realização dos exames são recomendadas.

A principal norma regulamentadora a tratar sobre o assunto ruído é a NR 15. A qual possui o objetivo de prevenir a perda auditiva do trabalhador e conta com uma tabela sobre tempo máximo de exposição a diferentes intensidades sonoras, conforme mostra o Quadro 3.

Quadro 3: NR 15 - Atividades e operações insalubres. Limites de tolerância para ruído contínuo ou intermitente, nível de ruído dB (A) máxima exposição diária permissível.

Nível de ruído em dB(A)	Máxima exposição diária permissível
85	8h
86	7h
87	6h
88	5h
89	4h e 30 minutos
90	4h
91	3h e 30 minutos
92	3h
93	2h 40 minutos
94	2h 15 minutos
95	2h
96	1h 45 minutos
98	1h 15 minutos
100	1h
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: NR15

Entende-se por Ruído Contínuo ou Intermitente, para os fins de aplicação de Limites de Tolerância, o ruído que não seja ruído de impacto. Os níveis de ruído contínuo ou intermitente devem ser medidos em decibéis (dB) com instrumento de nível de pressão sonora operando no circuito de compensação "A" e circuito de resposta lenta (SLOW). As leituras devem ser feitas próximas ao ouvido do trabalhador.

Os tempos de exposição aos níveis de ruído não devem exceder os limites de tolerância fixados no Quadro 3. Para os valores encontrados de nível de ruído intermediário será considerada a máxima exposição diária permissível relativa ao nível imediatamente mais elevado.

Não é permitida exposição a níveis de ruído acima de 115 dB(A) para indivíduos que não estejam adequadamente protegidos. Se durante a jornada de trabalho ocorrerem dois ou mais períodos de exposição a ruído de diferentes níveis, devem ser considerados os seus efeitos combinados, de forma que, se a soma das seguintes frações: Equação (23) e Equação (24) exceder a unidade, estará acima do limite de tolerância. Essas equações levam em conta o tempo em que o trabalhador fica exposto a um ruído específico e o tempo máximo permitido pela norma. Se essa soma de tempos expostos excede a soma de tempos permitidos, a empresa analisada estará em desacordo com a norma. C1 corresponde a um nível de ruído medido e a seu tempo de exposição, que constado na norma está com um valor que é representado por T1, o qual representa o tempo que esse nível de ruído que é permitido pelo Quadro 3 que também está em anexo na NR15.

C2 e T2 também correspondem, respectivamente a outro nível de ruído medido com seu tempo de exposição, e ao tempo de exposição que a NR15 permite a esse nível de ruído. A mesma correlação se aplica também a medição de nível intensidade sonora de C3 por tempo de exposição e seu respectivo tempo aceito por norma T3. Sendo assim por diante até chegar-se a Cn que corresponde a Tn. a explicação desses valores segue-se logo após a apresentação das Equações (23) e (24) usadas pela NR15.

$$C1 + C2 + C3 \frac{\text{Tempo}}{\text{Tempo}} + Cn \quad (23)$$

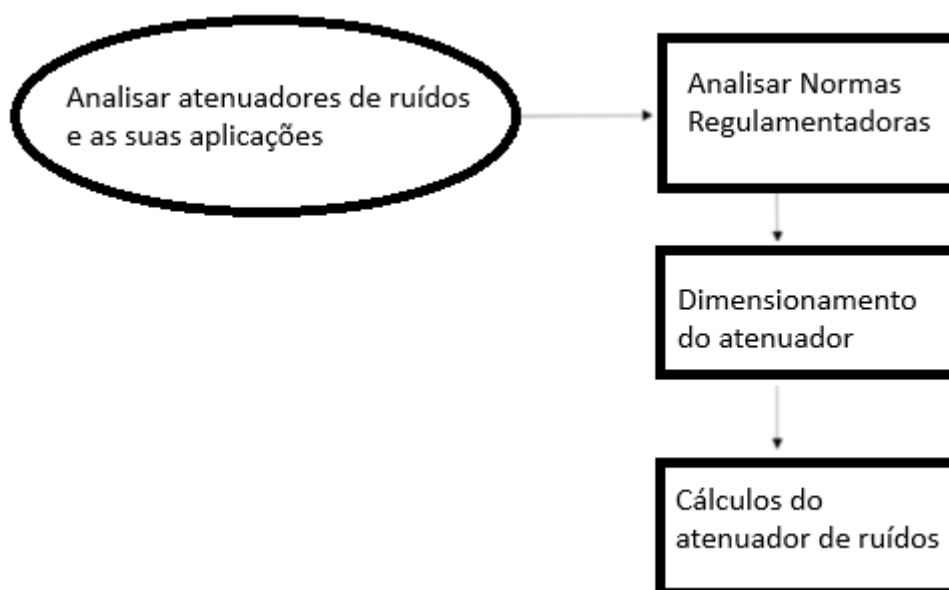
$$T1+ T2+ T3+ Tn \quad (24)$$

Na equação acima, C_n indica o tempo total que o trabalhador fica exposto a um nível de ruído específico, e T_n indica a máxima exposição diária permissível a este nível, segundo o Quadro 3. As atividades ou operações que exponham os trabalhadores a níveis de ruído, contínuo ou intermitente, superiores a 115 dB(A), sem proteção adequada, oferecerão risco grave e iminente.

3 METODOLOGIA

No presente trabalho é realizado o projeto de um atenuador de ruído do tipo cilíndrico. Na sequência, seguindo a metodologia, apresenta-se o dimensionamento do atenuador de ruído. O Fluxograma da Figura 7 apresenta as etapas metodológicas deste trabalho.

Figura 7. Fluxograma do processo metodológico utilizado neste trabalho.



Fonte: autoria própria.

Na fase de análise de atenuadores de ruídos e aplicações foram analisadas as opções de atenuadores de ruídos cilíndricos e atenuadores de ruído tipo caixa. A primeira opção é considerada adequada ao projeto de atenuador de ruídos em um filtro de mangas como o proposto neste trabalho, a outra opção, o atenuador de ruídos tipo caixa é mais interessante em casos onde existe mais espaço disponível. Discriminam-se alguns tipos de atenuadores de ruído e as suas aplicações. Por conseguinte, apresentam-se informações quanto aos materiais necessários e as formas de se projetar os atenuadores de ruído, inclusive usando quadros de padrões já usados por autores consultados para mostrar algumas das principais diferenças. Foram também analisadas as normas regulamentadoras vigentes, dentre as quais o anexo sobre ruídos da NR15 teve uma importância um pouco maior para este trabalho.

3.1 Características do atenuador de ruído cilíndrico

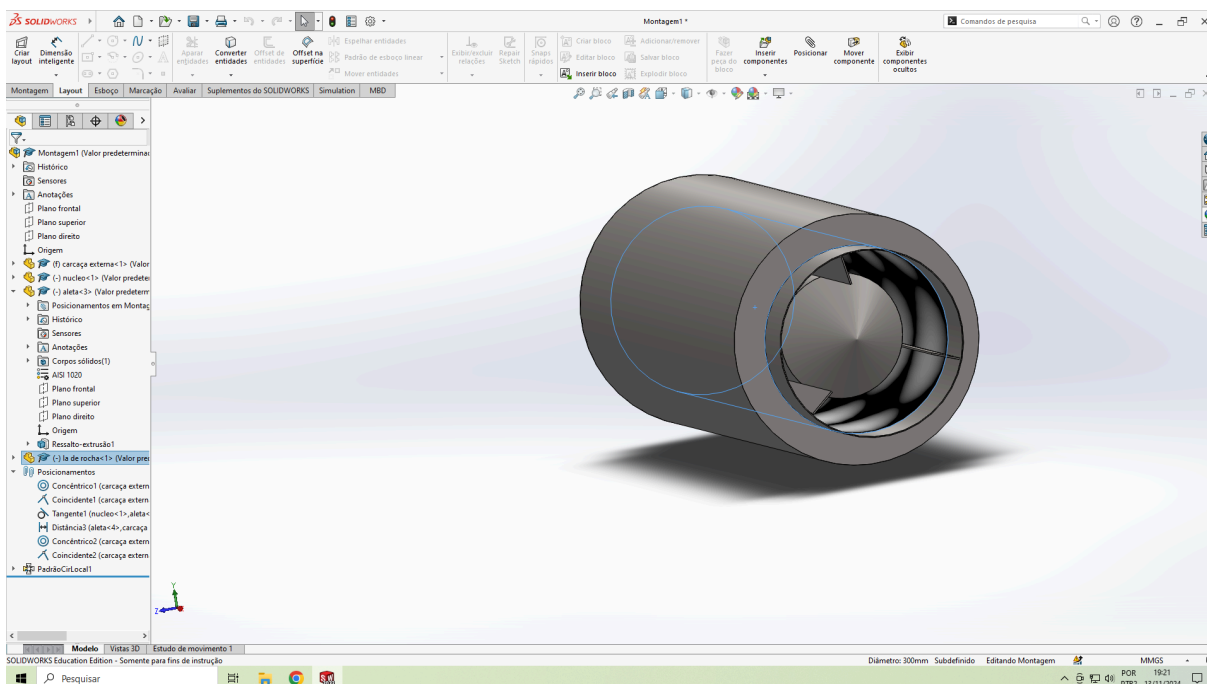
A seguir são apresentadas algumas especificações do atenuador de ruído cilíndrico deste trabalho:

- Material: aço AISI 1020 e lã de rocha;
- Dimensões: 1,2 m de comprimento, 0,4m de diâmetro. Essas dimensões foram arbitradas tendo como base uma interpolação dos valores do Quadro 1 sobre diâmetros e comprimentos já utilizados por outros autores em projetos de atenuadores de ruído.
- Área da Seção transversal: $0,06\text{m}^2$;
- Massa total: 15,61 kg;

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

A Figura 8 apresenta o projeto 3D do atenuador de ruídos proposto neste trabalho.

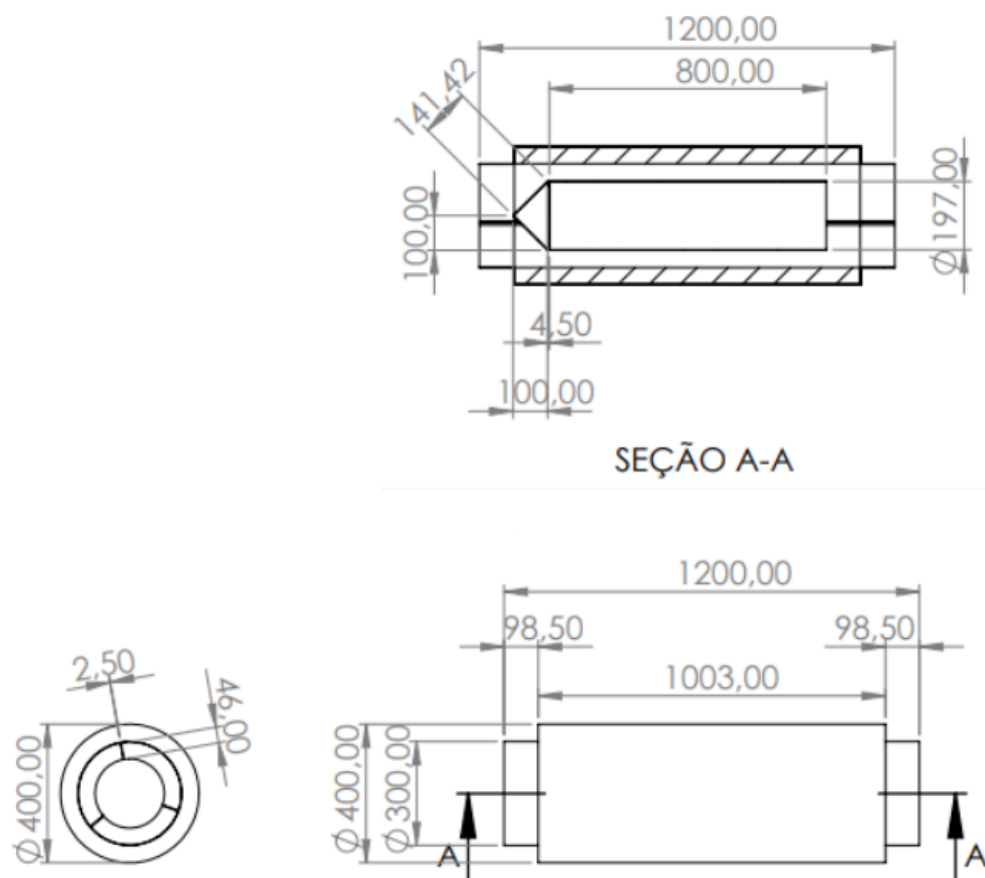
Figura 8: O projeto 3D do atenuador de ruídos.



Fonte: autoria própria.

A Figura 9 apresenta o detalhamento 2D do atenuador de ruídos.

Figura 9: O detalhamento 2D do atenuador de ruídos com todos os valores em mm.



Fonte: autoria própria.

4.1 Resultado de perda de carga

Para o cálculo da perda de carga na equação abaixo tem-se que: atrito = $64/Re = 0,043$; comprimento = 1,2m; diâmetro = 0,4m; massa específica do ar = $1,184\text{kg/m}^3$; velocidade do ar = $0,05833\text{m/s}$. Logo, obtém-se:

$$\Delta P = f \cdot (L/D) \cdot (\rho \cdot v^2/2)$$

$$\Delta P = 0,043 \cdot (1,20/0,400) \cdot (1,184 \cdot 0,05833^2/2)$$

$$\Delta P = 2,5957 \cdot 10^{-4}\text{m}$$

Essa equação da perda de carga é aquela que usa a massa específica como um dos fatores. Enquanto a equação original de Darcy-Weisbach usa a gravidade como um dos fatores, conforme informações abaixo:

$$\Delta P = K(L/D_h) (V^2/2g)$$

$$\Delta P = 0,43(1,20/0,400) (0,05833^2/2 \cdot 9,81)$$

$$\Delta P = 0,43 \cdot (3,0) \cdot (3,4023889 \cdot 10^{-3}/19,62)$$

$$\Delta P = 2,2370 \cdot 10^{-4}m$$

O resultado obtido na primeira equação pode ser arredondado, o qual é uma perda de carga de $2,6 \cdot 10^{-4}m$. Esse resultado significa que a pressão global diminui. Logo, poderá ocorrer aumento de consumo de energia do ventilador centrífugo, e reduzir a vazão de ar. Já o resultado $2,2 \cdot 10^{-4}m$ corresponde a uma aproximação devido a não usar a massa específica como uma das variáveis do dimensionamento.

Considerando o referencial teórico citado anteriormente, observa-se que, alguns autores recomendam usar a fórmula de Hazen-Willians ou a fórmula de Flamant. Porém, Hazen-Willians é recomendada quando se há número de Reynolds acima de $1 \cdot 10^5$ e rugosidade d/ϵ acima de 1×10^3 . Enquanto Flamant é mais interessante para tubos com D entre 12,5mm e 100mm.

Para haver uma perda de carga ainda menor, seria necessário aumentar o diâmetro ou diminuir a velocidade do ar que vem do ventilador centrífugo. Porém, uma perda de carga próxima de $2,6 \cdot 10^{-4}m$ é tolerável em projetos de dispositivos com dimensões similares ao proposto neste trabalho. Ressalta-se que o caso estudado é um filtro de mangas de 160 mangas que é uma máquina grande que ocupará mais de $36m^3$ de um espaço, sem deixar espaço suficiente para um atenuador de diâmetro ainda maior e que, se diminuir a potência e a velocidade do ventilador centrífugo, o mesmo não fará o desempoeiramento completo dos 24 pontos de aspiração nem a filtragem pelas 160 mangas.

4.2 Intensidade sonora de saída por frequência sonora atenuada

O coeficiente de absorção de ruídos para a lã de rocha em uma espessura de 50mm que tenha aproximadamente 40kg/m^3 (nesse material a massa específica pode variar um pouco) na frequência de 500Hz é próximo de $\alpha=0,82$. Logo, obtém-se:

$$\alpha = A_{\text{abs}}/A_{\text{inc}}$$

$$0,82 = A_{\text{abs}}/120$$

$$A_{\text{abs}} = 98,4 \text{ dB}$$

Este resultado indica que a intensidade absorvida é aproximadamente 98dB e na banda de frequências de aproximadamente 500Hz de vibração, ruídos de 120dB são atenuados até aproximadamente 22dB.

Já na frequência de 250Hz o coeficiente de absorção de ruídos para a lã de rocha em uma espessura de 50mm que tenha aproximadamente 40kg/m^3 é próximo de $\alpha = 0,52$, resultando em:

$$\alpha = A_{\text{abs}}/A_{\text{inc}}$$

$$0,52 = A_{\text{abs}}/120$$

$$A_{\text{abs}} = 62,4 \text{ dB}$$

Logo, a intensidade absorvida é aproximadamente 62dB e na banda de frequências de aproximadamente 250Hz de vibração ruídos de 120dB são atenuados até aproximadamente 58dB.

O coeficiente de absorção de ruídos para a lã de rocha em uma espessura de 50mm que tenha aproximadamente 40kg/m^3 na frequência de 125Hz é próximo de $\alpha = 0,16$; resultando em:

$$\alpha = A_{\text{abs}}/A_{\text{inc}}$$

$$0,16 = A_{\text{abs}}/120$$

$$A_{\text{abs}} = 19,20 \text{ dB}$$

Logo, a intensidade absorvida é aproximadamente 19dB e na banda de frequências de aproximadamente 125Hz de vibração, ruídos de 120dB são atenuados até aproximadamente 101dB.

4.3 Atenuações de Intensidades sonoras estimadas e as áreas recomendadas

Para a atenuação estimada nas frequências próximas a 500Hz usa-se a equação descrita abaixo:

$$A_{\text{tn}} = 10 \cdot \log(P_{\text{in}}/P_{\text{out}})$$

$$A_{\text{tn}} = 10 \cdot \log(120/80)$$

$$A_{\text{tn}} = 10 \cdot \log(1,5)$$

$$A_{\text{tn}} = 10 \cdot 0,1760912591$$

$$A_{\text{tn}} = 1,76$$

Para calcular a área de absorção necessária ao longo do material tem-se que:

$$A = 10 \cdot \log(S_{\text{in}}/S_{\text{out}})/\alpha$$

$$A = 10 \cdot \log(120/80)/0,82$$

$$A = 1,76/0,82$$

$$A = 2,15\text{m}^2$$

A área de absorção do atenuador de ruído necessita portanto ser acima de 2,15m². Essa área se difere da área de secção transversal. A área de absorção significa o quanto de área da superfície da lã de rocha deverá se encontrar dentro do atenuador para que o fluxo de ar tenha seus ruídos atenuados ao longo do caminho.

4.4 Área projetada para a superfície de contato da lã de rocha com o fluxo de ar

A área projetada (A_p) pode ser calculada por: $D \cdot 2 \cdot \pi \cdot L$

$$A_p = 400\text{mm} \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 1003\text{mm}.$$

$$A_p = 2520813,945 \text{ mm}^2$$

Essa área é de 2520813,945mm²; podendo ser convertida para metros, a qual resulta em 2,5208m². Para facilitar tem-se que a área é aproximadamente 2,5m². Como 2,5m² é maior que 2,15m², observa-se que a área de absorção do material será suficiente para realizar a absorção estimada em cálculos anteriores. E isso valida inclusive o dimensionamento realizado para as três frequências sonoras escolhidas (125Hz, 250Hz e 500Hz), as quais estão entre as mais prováveis de ocorrerem em um filtro de mangas de 160 mangas.

Máquina esta, que foi utilizada como exemplo pela necessidade de atenuação. Já que o ruído provocado por ela tende a ser próximo de 120dB. Esse ruído costuma a ser mais intenso no ventilador centrífugo (também chamado de exaustor), por isso a escolha comum entre projetistas é colocar um atenuador de ruídos cilíndrico no caminho da passagem de ar que fica em sequência ao ventilador centrífugo.

As frequências sonoras mais comuns em máquinas industriais segundo as obras dos diversos autores consultados, costumam ser entre 100Hz e 500Hz (autores presentes no referencial teórico deste trabalho). Segundo os mesmos autores, são frequências consideradas mais graves dentre as que podem ser captadas pelo ouvido humano.

4.5 O número de Reynolds e o tipo de escoamento

O valor do número de Reynolds foi obtido com a Equação 19. Logo tem-se:

$$Re = \rho \cdot V \cdot D/\mu$$

Onde:

ρ = massa específica do ar = 1,215kg/m³

v = velocidade média do escoamento de ar = 0,05833m/s

D = diâmetro interno da tubulação = 0,4m

μ = viscosidade dinâmica do fluido (a 25°C) = 0,0000186kg/(m · s)

Logo, obtém-se que: $Re = 1,184 \cdot 0,05833 \cdot 0,4 / 0,0000186$;

O Resultado é um número de Reynolds igual a: $Re = 1485,296$. Logo, observa-se que o escoamento é laminar e portanto facilita a atenuação de ruído.

A respeito de como a temperatura altera a viscosidade do fluido, observa-se que, para um filtro de mangas, essa máquina pode chegar próximo dos 100°C, pois é a temperatura na qual a água entra em ebulição. Tal constatação pode ser posta a prova por meio de medições em campo. Segundo Barbosa (2009), a temperatura máxima permitida em um filtro de mangas costuma ser de 230°C. O fator temperatura interfere, pois o aumento de temperatura proporciona um aumento da viscosidade e uma diminuição no número de Reynolds.

Lembrando que: $Re < 2000$ = escoamento é laminar; se $2000 < Re < 4000$ = escoamento de transição, escoamento instável; e se $Re > 4000$ = escoamento turbulento.

5 CONCLUSÕES

A partir deste trabalho observa-se que, o assunto salubridade auditiva é importante, mas parece não ser tratado com a devida importância. Conclui-se também que ao projetar um atenuador de ruídos deve envolver cálculos e considerar alguns fatores, como por exemplo, o espaço disponível para a instalação do atenuador de ruídos, a intensidade e nível sonoro dos ruídos a serem atenuados, o material a ser utilizado e em quais dimensões para que a absorção de ruído ocorra adequadamente, assim como a definição de qual seria a velocidade do ar que deverá passar pelo atenuador de ruídos, o tipo de escoamento, a perda de carga, a pressão, as dimensões e o tipo de atenuador de ruído mais adequado.

O atenuador de ruído cilíndrico projetado neste trabalho apresenta as seguintes características: 1,2m de comprimento; 0,4m de diâmetro; a atenuação de ruído projetada foi de 120dB para 101dB (na faixa de 125Hz), sendo que nos ruídos acima da frequência 250Hz a atenuação será ainda maior (chegando a menos de 80dB, valor recomendado pela norma NR15) do que nos ruídos de aproximadamente 125Hz de frequência sonora, devido a variação do coeficiente de absorção sonora da lã de rocha; a perda de carga calculada é de 1,1m; o escoamento é laminar com número de reynolds $Re=1485,3$; a pressão considerada em projeto é entre 460Pa e 1961Pa. Por fim, observa-se que o dispositivo dimensionado atende as necessidades para as quais foi projetado.

Quanto a trabalhos futuros sugere-se o desenvolvimento de um protótipo para testes práticos; a realização de simulações computacionais aplicadas ao atenuador de ruídos; assim como estudos com diferentes materiais fonoabsorventes para otimizar a eficiência do dispositivo projetado.

REFERÊNCIAS

- ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NBR 10.151 – Acústica – Medição e Avaliação de níveis de pressão sonora em áreas habitadas – Aplicação de uso geral**. Rio de Janeiro: ABNT, 2020.
- ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NBR 10.152 – Níveis de pressão sonora em ambientes internos a edificações**. Rio de Janeiro: ABNT, 2017.
- Aliança Ambiental. **Aliança ambiental Acústica e térmica**. 2024. Disponível em: <<https://aliancaambiental.com.br/atenuadores-de-ruídos/>> Acesso em: 28/02/2024.
- Bellei, P. Fernandes, D. Zardo, C.R. Camargo, A. **Eficiência acústica: lã de vidro e de lã de rocha como isolantes para o sistema drywall**. Anais -Engenharia Civil. V1N°1-2018/1.
- Barbosa, Á. J. M. Behring, R S. Neto, N. S. Silva, G W F. **Aumento da Capacidade Operacional dos Filtros de Mangas dos Moinhos Verticais de Carvão da Samarco Mineração S/A**. ABM. 2009.
- Berliner, L. berlinerluft.com.br. **Atenuadores de Ruído**. Alvorada-RS-Brasil. Disponível em: <<https://bucket-aio.s3.amazonaws.com/20231002222024-6-0-atenuadores-de-ruído-modelos-rsd-rsk-e-ksd.pdf>> Acesso em:28/02/2024.
- Branco, C. A. S. C. Souza, F. C. **Algoritmos adaptativos LMS normalizados proporcionais: proposta de novos algoritmos para a identificação de plantas esparsas**. UFMA. 2016.
- CONAMA – Conselho Nacional do Meio Ambiente. Resolução CONAMA nº 002, de 08 de março de 1990. **Dispõe sobre o Programa Nacional de Educação e Controle da Poluição Sonora – Silêncio**. Disponível em: <http://conama.mma.gov.br/atos-normativos-sistema>. Acesso em: 09 out. 2021.
- Cahill, B. Saher, K. Hill, N. **Carbon critical design considerations in acoustic design**. Disponível em: <https://www.researchgate.net/publication/307922937_CARBON_CRITICAL_DESIGN_CONSIDERATIONS_IN_ACOUSTIC_DESIGN> Acesso em: 13/03/2024.
- Cavalheiro, T. Lenzi, A. **Avaliação de atenuadores acústicos dissipativos de dutos de sistema de ar-condicionado de aeronaves**. UFSC. 2015
- Çengel, Y. A. Cimbala, J. M. Saltara, F. **Mecânica dos Fluidos: Fundamentos e aplicações**.
- Felipetto, T. J.; Oliveira, M. F.; Rossatto, F. C.; Kerber, L. A.; Heissler, R. F. **Revista da sociedade brasileira de acústica (SOBRAC) acústica e vibrações** no. 53, dezembro de 2021. Disponível em: <https://www.researchgate.net/publication/363467820_Atenuadores_para_controle_de_ruido_em_sistemas_de_ar-condicionado_estudos_com_a_utilizacao_de_materiais_reaproveitados> Acesso em:26/02/2024.
- Ganime, J. F. Almeida da Silva, L. Robazzi, M. L do C. C. Valenzuela Sauzo, S. Faleiro, S. A. O ruído como um dos riscos ocupacionais: uma revisão de literatura. **Enfermeria global**. Junho 2010.

Garcia, G. W. Szczupak, A. L. **Estudo e Implementação de Cancelamento Ativo de Ruído Usando um Sistema Microcontrolado**. IFSC. 2018

Helerbrock, R. **Velocidade do som**. Brasil escola. Disponível em: <<https://brasilecola.uol.com.br/fisica/a-velocidade-som.htm>> Acesso em: 13/03/2024.

Hibbeler, R. C. **Mecânica dos fluidos**. Pearson. 2016.

Isar. Isolamentos Termicos e Acusticos LTDA. **Atenuador de Ruídos**. Disponível em: <<https://www.isar.com.br/servicos/acustica-industrial/atenuador-de-ruídos>> Acesso em: 03/03/2024.

Lagemann, C. H. **Análises acústicas para a instalação de sistemas de ar condicionado**. 2008.

Landarin, T. Ferreira. Camargo. Busato. Anjos. Santos. Rutili. **Trabalhadores são Assimétricos RAS - Rectangular Asymmetric Silencer**. **Boletim b027-ps-20 atenuadores RAS**. Rio de Janeiro-RJ-Brasil. Disponível em: <https://www.somaxbrasil.com.br/upload/arquivos/B027-PS-20-ATENUADORES_RA_S.pdf> Acesso em: 03/03/2024.

Vieira, V. M. **Ação civil pública com pedido de liminar**. 2008 Disponível em: <https://www.mpggo.mp.br/portalweb/hp/9/docs/aacp_-_poluicao_sonora_emitida_por_metalurgica.pdf> Acesso em: 18/03/2024.

Wentylacji. **Alnor Systemy Wentylacji**. (2024) Disponível em: <https://www.ventilation-alnor.co.uk/index/support/alnor-knowledge-base/ventilation/a_coustic-silencers-in-ventilation-systems.html> Acesso em: 16/03/2024.

Winck, S.S. Schmid, A.L. **Atenuação de ruído na ventilação forçada em residências: análise experimental de um protótipo inovador**. **Acústica e vibrações** no. 43. Dezembro. 2011. **contratados de forma irregular em Ponta Grossa**. **Periódico UEPG**. 2023.

Nascimento, Y.C. Kodel, K. A. Pagano, T. P. **Experimento de Controle Ativo de Ruídos**. UFRB. 2019.

Neiva, A. C. A. **Atenuadores em L (L Pads): análise e projeto**. 2009

Önder, S. Kockbeker, Z. **Importance of the green belts to reduce noise pollution and determination of roadside noise reduction effectiveness of bushes in Konya, Turkey**. **International Science Index**, Dubai, v. 6, n. 6, p. 373-376, 2012.

Oliveira, J. D.; Biondi, D.; Batista, A. B.; Reis, A. R. N.; Nesi, J. **Atenuação do ruído de tráfego de vias urbanas pela vegetação em Curitiba**.

REVSBAU, Curitiba – PR, v.13, n.2, p. 13-26, 2018. Disponível em: <https://www.researchgate.net/publication/329518589_ATENUACAO_DO_RUIDO_DE_TRAFEGO_DE_VIAS_URBANAS_PELA_VEGETACAO_EM_CURITIBA_-PARANA_BRASIL> Acesso em: 26/02/2024.

Ministério do Trabalho e Emprego. **NR 07 - Programa de Controle Médico de Saúde Ocupacional – PCMSO**. Brasília: Ministério do Trabalho e Emprego, 1996.

Ministério do Trabalho e Emprego. **NR 15 – Atividades e Operações Insalubres**. Brasília: Ministério do Trabalho e Emprego, 2014.

Morreira, J. R. S. **Aplicações da termodinâmica**. USP. 2017.

P.K.O. **Redução de ruídos: 5 soluções para promover conforto acústico aos ambientes**

Disponível

em:

<<https://pkodobrasil.com.br/blog/reducao-de-ruídos-solucoes-para-promover-conforto-acustico-aos-ambientes/>> Acesso em: 12/03/2024.

Rao, S. Vibrações Mecânicas. 4 ed. Pearson. 2009.

Rocha, R. S. A. Oliveira, J. M. G. S. Cunha, F. S. R. P. **Projeto de Atenuadores Acústicos Industriais**. Técnico Lisboa. 2018

SOMAX Ambiental & Acústica Ltda. – Divisão Acústica. Atenuadores de Ruídos Retangulares