

**UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS - UNISINOS
UNIDADE ACADÊMICA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ARQUITETURA E URBANISMO
NÍVEL MESTRADO**

TAÍS JACI FELIPETTO

**ATENUADORES PARA CONTROLE DE RUÍDO EM SISTEMAS DE AR
CONDICIONADO: estudo de caso com a utilização de materiais
fonoabsorventes reaproveitados**

São Leopoldo

2019

TAÍS JACI FELIPETTO

**ATENUADORES PARA CONTROLE DE RUÍDO EM SISTEMAS DE AR
CONDICIONADO: estudo de caso com a utilização de materiais
fonoabsorventes reaproveitados**

Exame de banca apresentado como requisito final para obtenção do título de Mestre em Arquitetura e urbanismo, pelo Programa de Pós-Graduação em Arquitetura e urbanismo da Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS

Orientadora: Prof^a. Dr^a. Maria Fernanda de Oliveira

São Leopoldo

2019

F315a Felipetto, Taís Jaci

Atenuadores para controle de ruído em sistemas de ar condicionado : estudo de caso com a utilização de materiais fonoabsorventes reaproveitados / por Taís Jaci Felipetto. – 2019.

91 f. : il., 30 cm.

Dissertação (mestrado) — Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Programa de Pós-Graduação em Arquitetura e Urbanismo, 2019.

Catálogo na Fonte:

Bibliotecária Vanessa Borges Nunes - CRB 10/1556

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Níveis de limiar de audibilidade.....	12
Figura 2 – Mudança de configuração para alterar faixa de frequência emitida	14
Figura 3 – Relação entre distância e frequências	15
Figura 4 – Comportamentos típicos da absorção sonora dos tipos de materiais acústicos	22
Figura 5 – Zonas quentes as quais são indicadas o uso de refrigeração artificial.....	23
Figura 6 – Ar condicionado tipo janela	25
Figura 7 – Ar condicionado tipo <i>split</i>	26
Figura 8 – Ar condicionado tipo <i>self-contained</i>	26
Figura 9 – Sistema de ar condicionado VRF	28
Figura 10 – Sistema de ar condicionado <i>Fan-coil / Chiller ou Boiler</i>	28
Figura 11 – Sistemas com dutos de ar condicionado HVAC	29
Figura 12 – Sistema de fluxo axial	31
Figura 13 – Sistema de fluxo centrífugo	31
Figura 14 – AHU e seus problemas acústicos.....	32
Figura 15 – Meios de transmissão do som em uma edificação com AHU	34
Figura 16 – Característica dos ruídos em dutos de ar.....	35
Figura 17 – Curvas em ramais de ar condicionado central	37
Figura 18 – Reduções em ramais de ar condicionado central.....	38
Figura 19 – Silenciadores acoplados ao sistema HVAC	40
Figura 20 – Atenuador retangular e atenuador circular	41
Figura 21 – Configuração de atenuadores acústicos conforme bandas de frequência	42
Figura 22 – Exemplo de utilização de silenciador combinado	44
Figura 23 – Exemplo de câmaras utilizadas para absorção	46
Figura 24 – Fluxograma das etapas de planejamento da pesquisa experimental.....	50
Figura 25 – Célula absorvedora e célula combinada absorvedora/refletiva	55
Figura 26 – Painel perfurado que compõe a Célula 4 e Célula 5	55
Figura 27 – Microfone e fonte sonora utilizados em ensaio	59
Figura 28 – Posições de fonte sonora e de microfone durante ensaio de absorção	60
Figura 29 – Vista superior e cortes do atenuador padrão 60 x 25 x 131 cm	61
Figura 30 – Sistema para ensaio de nível de atenuação	62

Figura 31 – Câmara 1, duto de ligação e câmara 2	63
Figura 32 – Posição 1 e posição 2 de microfone durante ensaio de atenuação	64
Figura 33 – Fabricação da célula atenuadora com retalhos de Isosound	65
Figura 34 – Resultados de absorção sonora da Célula 1	68
Figura 35 – Resultados de absorção sonora da Célula 2.....	69
Figura 36 – Resultados de absorção sonora da Célula 3.....	70
Figura 37 – Resultados de absorção sonora da Célula 4.....	71
Figura 38 – Resultados de absorção sonora da Célula 5.....	72
Figura 39 – Resultados de absorção sonora da Célula 6.....	73
Figura 40 – Resultados de absorção sonora da Célula 7.....	74
Figura 41 – Resultados de absorção sonora da Célula 8.....	75
Figura 42 – Resultados comparativos por bandas de oitava.....	76
Figura 43 – Representação gráfica dos coeficientes de absorção ponderados das células	76
Figura 44 – Resultados de ruídos de recepção - interior do duto - sem silenciador..	78
Figura 45 – Resultados de ruídos de recepção - exterior ao duto - sem silenciador.	79
Figura 46 – Resultados de ruídos de recepção - interior do duto - com silenciador..	80
Figura 47 – Resultados de ruídos de recepção - exterior ao duto - com silenciador.	80
Figura 48 – Gráfico de comparação de resultados entre etapas 1 e 2.....	81
Figura 49 – Comparativo entre etapa 1 e etapa 2 nas duas posições de microfone.	82
Figura 50 – Resultados de ruídos de recepção - interior ao duto - com silenciador proposto	83
Figura 51 – Resultados de ruídos de recepção - exterior ao duto - com silenciador proposto	84
Figura 52 – Gráfico de comparação de resultados entre etapas 1, 2 e 3.....	85
Figura 53 – Comparativo entre etapa 1, etapa 2 e etapa 3 nas duas posições de microfone.....	86
Figura 54 – Resultados dos ensaios de nível de atenuação na posição 1 de microfone.....	87
Figura 55 – Resultados dos ensaios de nível de atenuação na posição 2 de microfone.....	87

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Faixas de frequências e tipos de sons	13
Tabela 2 – Tipos de métodos de controle de ruído	18
Tabela 3 – Tabela de tipos de materiais acústicos.....	20
Tabela 4 – Cálculo de frequência para ressonadores de Helmholtz	21
Tabela 5 – Cálculo dimensão de abertura para ressonadores de Helmholtz	21
Tabela 6 – Classificação das categorias de silenciadores	43
Tabela 7 – Atenuação sonora em dutos retilíneos (dB/oit/m).....	45
Tabela 8 – Materiais que compõe as células propostas.....	53
Tabela 9 – Resultados das células atenuadoras propostas	56
Tabela 10 – Etapas de ensaio de nível de atenuação.....	65
Tabela 11 – Descrição dos itens que compõe o ensaio de nível de atenuação	66
Tabela 12 – Composição das 08 células ensaiadas	67
Tabela 13 – Comparação de resultados entre etapas 1 e 2.....	81
Tabela 14 – Comparação de resultados entre etapas 1, 2 e 3.....	84

LISTA DE SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AHU	<i>Air-Handling Unit</i> Unidade de tratamento de ar
ASBRAV	Associação Sul Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Aquecimento e Ventilação
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers</i> Sociedade americana de engenheiros de aquecimento, refrigeração e ar condicionado
CIBSE	<i>The Chartered Institution of Building Services Engineers London</i> Instituição de engenheiros de serviços de edificações de Londres
HVAC	<i>Heating, Ventilation and Air Conditioning</i> Aquecimento, ventilação e ar condicionado
INCE	<i>Institute of Noise Control Engineering</i> Instituto de Engenharia de Controle de Ruído
NWS	Nível de potência sonora
SC	Simulação Computacional
VRF	<i>Variable Refrigerant Flow</i> Volume de refrigerante variável

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	8
1.1 Tema e delimitação	9
1.3 Justificativa do tema	9
1.4 Problema	10
1.5 Objetivos	10
1.5.1 Objetivo geral	11
1.5.2 Objetivos específicos.....	11
2 CONTROLE DE RUÍDOS	12
2.1 Aspectos gerais do controle de ruídos	16
2.2 Absorção sonora no controle de ruídos	19
2.3 Ruídos em sistemas de condicionadores de ar	23
2.3.1 Ruídos em sistemas HVAC	30
2.3.2 Atenuadores acústicos para sistemas HVAC	39
2.4 Uso de materiais reaproveitados	47
3 MÉTODO.....	50
3.1 Ensaio de absorção sonora.....	51
3.2 Ensaio de nível de atenuação	60
4 ANÁLISE.....	67
4.1 Resultados das células atenuadoras.....	67
4.2 Resultados dos atenuadores	77
5 CONCLUSÃO	89
6 REFERENCIAL BIBLIOGRÁFICO	91

1 INTRODUÇÃO

Os sistemas centrais de ar condicionado, ventilação e exaustão projetados para empreendimentos multifuncionais são eficazes e essenciais para o conforto térmico dos usuários. Entretanto, esses sistemas emitem e propagam ruídos significativos durante seu funcionamento e necessitam da implantação de atenuadores acústicos posicionados estrategicamente ao longo dos ramais de distribuição do ar com o intuito de atenuar as ondas sonoras irradiadas e proporcionar maior conforto acústico.

Comumente são verificadas reclamações decorrentes do excesso de ruído percebido pelas pessoas no seu dia a dia, sendo a poluição sonora indicada como uma das causas de problemas de saúde pública (WHO, 2011). Entretanto a falta de consciência e de atenção com a geração de ruído pode ser requisitada pelos incomodados devido à legislação vigente que traz parâmetros e tolerâncias a serem respeitados. As preocupações emergentes relacionadas ao ruído passaram a ser assunto de interesse comum e diretamente ligado à preservação da qualidade de vida cotidiana (PATRÍCIO, 2018).

Os potenciais problemas de ruído dos sistemas *Heating, Ventilation and Air Conditioning* – HVAC - são evidenciados pelos profissionais da área que buscam soluções a cada novo projeto. Neste sentido, podem-se diferenciar duas formas de atuação: os engenheiros estão especificando equipamentos e materiais fonoabsorventes e isoladores de vibração, enquanto os arquitetos estão propondo paredes e lajes condizentes aos parâmetros de redução da transmissão de ruído (SCHAFFER, 2011).

No contexto atual, os equipamentos de atenuação acústica seguem as dimensões dos dutos que direcionam o fluido para ambientes desejados e possuem células internas de um formato padrão. Contudo, entendendo que a relação espacial, volume e formas impactam sobre a capacidade de atenuação das células fonoabsorventes (EGAN, 2014), faz-se necessário um estudo aprofundado sobre o tema.

1.1 Tema e delimitação

Este trabalho tem como tema o controle de ruído em sistemas de ar condicionado central, sendo sua delimitação o uso de atenuadores acústicos para redução de ruídos em sistemas de ar condicionado.

Neste trabalho não será abordada a perda de pressão ocasionada pela instalação de atenuadores acústicos no sistema de ar condicionado.

1.3 Justificativa do tema

O sistema de ventilação e exaustão do ar condicionado central está presente na maioria das edificações de grande porte, entretanto, quando os espaços determinados à instalação dos equipamentos desse sistema estão localizados em ambientes de permanência de pessoas, podem gerar desconforto acústico para os ocupantes dessas áreas.

As máquinas que condicionam o ar provocam sons durante seu funcionamento, devido aos itens que as compõem e a movimentação de fluido ao longo dos ramais que distribuem o ar. Esses ruídos, quando intensos, ocasionam desgaste físico e mental nas pessoas, dependendo do nível emitido pelos aparelhos. Como estão presentes no cotidiano de inúmeros trabalhadores e estudantes, torna-se necessário um controle sonoro rígido a fim de não haver prejuízos causados por sua intensidade.

Para respeitar um nível de ruído admissível ao ouvido humano torna-se indispensável cumprir os parâmetros exigidos nas normas brasileiras, trazendo aos locais e equipamentos ruidosos a implantação de dispositivos que atenuem os ruídos excessivos. Atualmente, a aplicação mais usual em sistemas fechados é de dispositivos que reduzem ruído em ambientes e máquinas.

A demanda de atenuadores acústicos é atendida por projetistas especializados que dimensionam os equipamentos conforme seu propósito. Entretanto a grande escala de produção desses atenuadores trouxe questionamentos e aumentou a necessidade de variações que não são contempladas nos projetos, com dificuldade na agilidade das alterações, tornando os projetos pouco adaptáveis à situações mais específicas. Somado a isto, há a

concentração de materiais classificados como refugo no sistema produtivo, ocupando espaço útil da produção e gerando custos com logística reversa.

Os sistemas de ar condicionado são compostos por diferentes materiais que podem ter seu dimensionamento diversificado em função de algumas variáveis de projeto. Nos atenuadores de ruído, o uso de materiais fonoabsorventes representa uma considerável parcela do custo, pois além do valor de aquisição propriamente dito do material, os retalhos decorrentes do corte das placas têm ainda o custo da logística reversa ou do descarte em aterros sanitários.

1.4 Problema

Relativamente novos no mercado nacional devido à exigências normativas recentes, os atenuadores acústicos são indicados em projetos de ar condicionado central, com uma especificação completa, mas pouco flexível, já que no Brasil os fabricantes são regionais e pouco acessíveis. A utilização de métodos que possibilitem maior agilidade no trabalho com as possíveis variações que esses atenuadores podem sofrer garantem a resposta de uma demanda solicitada pelo mercado atual, contribuindo positivamente para o desenvolvimento deste setor.

Entendendo que a fabricação de atenuadores acústicos nacionais possui um método pouco flexível e restrito, pretende-se estudar diferentes arranjos de construção deste mecanismo, a partir de análises possíveis de serem realizadas com a simulação computacional, buscando criar alternativas de produção que aproveitem melhor os materiais aplicados e respondam a questão levantada: “Como atender os parâmetros exigidos na fabricação de atenuadores acústicos para sistemas de ar condicionado central alterando seu dimensionamento e reaproveitando materiais fonoabsorventes?”.

1.5 Objetivos

Os objetivos deste trabalho estão divididos em geral e específicos para melhor entendimento dos mesmos.

1.5.1 Objetivo geral

O objetivo deste trabalho consiste em identificar alterações em atenuadores acústicos empregados em sistemas de HVAC para a incorporação de materiais fonoabsorventes reaproveitados.

1.5.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos desta dissertação são:

- a) identificar variáveis que indicam a eficiência de atenuadores acústicos para sistemas de ar condicionado;
- b) caracterizar as principais formas de emissão e propagação do som em termos de níveis de pressão sonora e composição espectral de um sistema típico de HVAC;
- c) classificar os materiais fonoabsorventes utilizados em sistemas HVAC conforme seu coeficiente de absorção;
- d) identificar um método de fabricação com uma melhor distribuição e aproveitamento dos materiais aplicados.

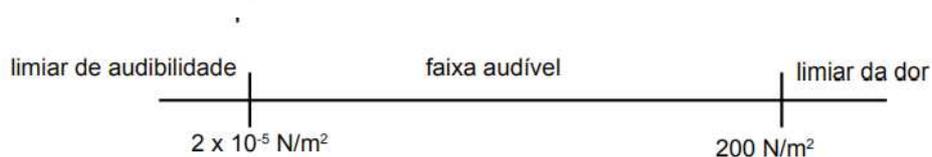
2 CONTROLE DE RUÍDOS

Os estudos que englobam a acústica requerem uma compreensão clara dos aspectos físicos do som e de sua propagação, buscando analisar as vibrações e as ondas mecânicas nos meios materiais (PATRÍCIO, 2018). Toda aplicação da acústica precisa ser estudada conforme a necessidade do local e do usuário, entendendo que existem materiais e meios específicos para cada caso e modo de uso (SOUZA; ALMEIDA; BRAGANÇA, 2006).

A ação mecânica que altera os valores das variáveis de estado de um meio material origina oscilações que, ao se propagarem, excitam o sistema auditivo e, conforme as frequências destas ondas, o som torna-se audível (PATRÍCIO, 2018). Uma vibração mecânica audível, resalta Saliba (2016), pode ser considerada uma onda sonora quando atende as seguintes condições:

- a) A frequência, que é o número de vibrações (oscilações ou ciclos) na unidade de tempo (período), a qual se situa entre 20 e 20.000 Hz;
- b) A variação de pressão precisa ter um valor mínimo para atingir o limiar de audibilidade, que varia de $0,00002 \text{ N/m}^2$ (0 dB) até 200 N/m^2 (140 dB), destacado na Figura 1;

Figura 1 – Níveis de limiar de audibilidade



Fonte: Saliba (2016, p. 11).

Sendo passível de ser detectada pelo ouvido humano, a onda mecânica gerada por um corpo vibrante requer um meio sólido, líquido ou gasoso para se propagar, não podendo ser reproduzida no vácuo (CARVALHO, 2010). A amplitude da onda mecânica representa o volume da mesma é medido em decibéis (dB) (MCQUAY, 2004).

Carvalho (2010) salienta que a frequência pode ser dividida em três faixas distintas: baixa, média ou alta, medida em Hertz (Hz). A Tabela 1 traz esta divisão.

Tabela 1 – Faixas de frequências e tipos de sons

Frequência	Parâmetro	Tipo de som
Infrassons	Abaixo de 20 Hz	Não perceptível ao ouvido humano
Baixas frequências	De 20 a 200 Hz	Sons graves
Médias frequências	De 200 Hz a 2.000 Hz	Sons médios
Altas frequências	De 2.000 Hz e 20.000 Hz	Sons agudos
Ultrassons	Acima de 20.000 Hz	Não perceptível ao ouvido humano

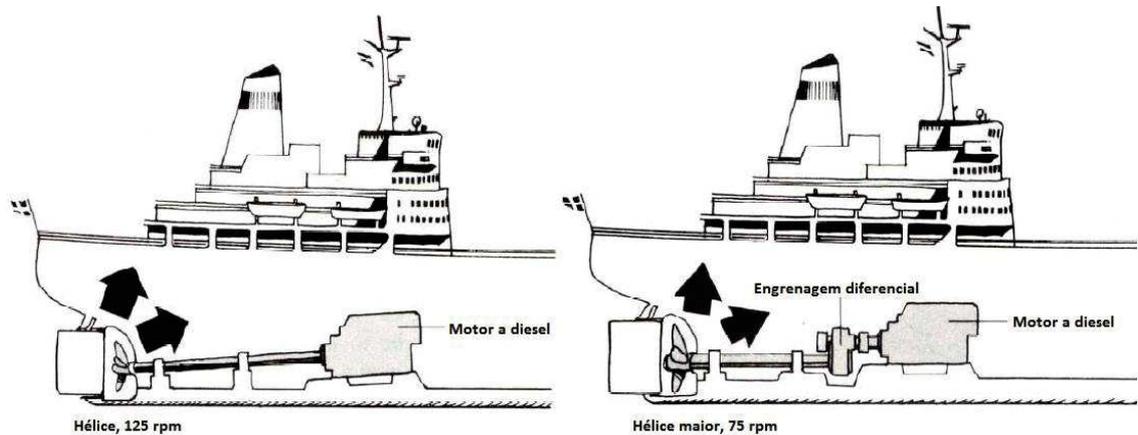
Fonte: Adaptado pela autora (EGAN, 2014, p. 33).

Nas faixas de frequência entre 2.000 e 5.000 Hz o ouvido humano é mais sensível e o ruído soa como um zunido ou assobio (EGAN, 2014). Já nas frequências extremas, tanto baixa, inferiores a 50 Hz, quanto altas, superiores a 20.000 Hz, o ouvido humano é menos sensível (SALIBA, 2016). Sabendo disso, quando os equipamentos emitem ruídos nas faixas de altas frequências, deve-se estudar maneiras de alterar esta faixa para surtir menos efeito do ruído em relação aos indivíduos (INCE, 2000).

Os agentes sonoros impactam diretamente o sistema nervoso humano, visto que o aparelho auditivo está ligado a numerosas formações nervosas e ao córtex cerebral (GERGES, 2000). Portanto é essencial um controle em relação aos ruídos percebidos pelo homem.

A Figura 2 exibe a alteração de funcionamento de uma hélice de navio com motor a diesel com a velocidade de 125 rpm emitindo sons de alta frequência, que poderia ser sentida pelos tripulantes da navegação. Com a inserção de uma engrenagem diferencial e a aplicação de uma hélice mais robusta conseguiu-se transformar a emissão de ruído de altas para baixas frequências, 75 rpm, com menor impacto na audição humana (INCE, 2000).

Figura 2 – Mudança de configuração para alterar faixa de frequência emitida



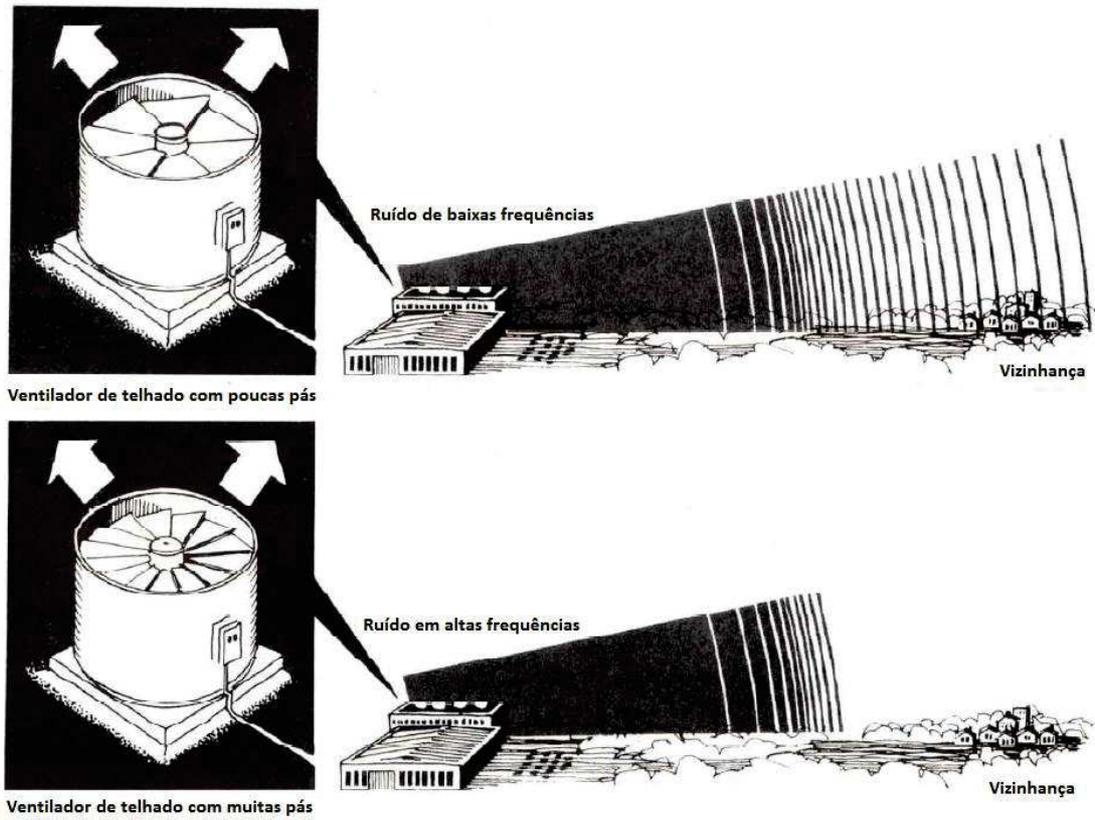
Fonte: Adaptado pela autora (INCE, 2000, p. 17).

Todo som indesejável é considerado um ruído, segundo a NBR 16313 (ABNT, 2014), sendo desagradável para a percepção humana seja pela sua amplitude, frequência ou duração (GUEDES, 2006). É comprovado que os ruídos insólitos ou intensos provocam inconstância dos reflexos, níveis de vigilância e tensões no organismo humano, propiciando respostas agressivas aos fatos cotidianos e vem sendo apontado como uma das principais causas da deterioração da qualidade de vida (BISTAFA, 2018).

Em relação à distância percorrida pelo som no ar, as altas frequências são reduzidas mais efetivamente que as baixas frequências (INCE, 2000), como revela a ilustração da Figura 3.

Quando a fonte de ruído está localizada em um local distante de um receptor que possa ser afetado, as altas frequências serão atenuadas de forma eficiente pela distância. Caso seja uma fonte de ruído em baixas frequências, a alteração da composição espectral para altas frequências reduzirá significativamente o problema. No exemplo (Figura 3), adicionando-se mais pás ao ventilador de telhado apresentado é possível fazer essa alteração na componente espectral emitida, com maior facilidade de redução do som no ponto de localização do receptor (INCE, 2000).

Figura 3 – Relação entre distância e frequências



Fonte: Adaptado pela autora (INCE, 2000, p. 15).

Com relação à propagação sonora, Guedes (2006) descreve em seu trabalho, dois caminhos distintos na área industrial: propagação aérea, sendo o som disseminado pelo ar (ruído aéreo) e propagação estrutural, sendo o som disseminado pela estrutura (ruído estrutural). Essa classificação segundo a forma de propagação sonora, também é utilizada por outros autores como Murgel (2007) e Carvalho (2010).

Visando minimizar desgastes pessoais e materiais, se faz necessário um acompanhamento nos níveis sonoros a fim de buscar meios que tornem o ambiente saudável e agradável para sua convivência (WHO, 2011), sabendo que o limite superior de audição que o tímpano pode suportar sem que ocorram lesões físicas permanentes é de 130 dB (PATRÍCIO, 2018).

O desconforto proveniente da exposição ao ruído acarreta em dificuldade de comunicação e perda da produtividade, visto que aqueles que não se sentem confortáveis em seus ambientes de trabalho não são totalmente eficazes (LEVENTHALL, 2002). Diversas pesquisas realizadas em meios industriais mostram

que a redução sonora no espaço de trabalho acarreta em melhorias no rendimento, diminuição dos erros durante a execução das atividades, e conseqüentemente, ocasionam baixos índices de absenteísmo e acidentes de trabalho (GERGES, 2000).

A Organização Mundial da Saúde (WHO, 2011) relata em seus estudos que muitos anos de vida saudável são perdidos devido ao ruído relacionado com o meio em que se vive. Sendo assim, os ambientes internos precisam apresentar uma perfeita interação entre homem e o meio ambiente, com o intuito de proporcionar conforto acústico (BERTOLI; OITICICA, 2011).

O ruído começa a ser considerado como ponto importante para o bem-estar físico e psíquico dos indivíduos (PATRÍCIO, 2018), entretanto há vários equipamentos mecânicos em espaços cada vez mais confinados e próximos da presença humana, criando-se um ambiente crítico com relação aos aspectos relacionados ao ruído (GUEDES, 2006). Dessa forma, torna-se essencial um controle efetivo dos ruídos emitidos e propagados.

2.1 Aspectos gerais do controle de ruídos

A poluição sonora, o ruído de fundo contudente, residual da movimentação cotidiana, é considerada a mais irritante de todas as formas de poluição (GERGES, 2000). Entretanto, o ruído tem uma componente subjetiva, visto que para um piloto de Harley o som do escapamento é considerado música para seus ouvidos, mas para um pedestre que passa na rua pode se tornar o som mais estridente do dia (BALLOU, 2009). Mesmo assim, é consensual que a capacidade de concentração é afetada com o ruído, com conseqüências no desempenho de diversas atividades que requerem concentração (SALIBA, 2016).

Os problemas recorrentes no controle sonoro não visam suprimir totalmente o ruído, mas mantê-lo dentro dos limites toleráveis ao ouvido humano, de forma confortável (ASBRAV, 2017). Para isso, o entendimento do princípio físico e da dinâmica de cada fonte geradora de ruído, aliado a técnicas de controle convenientes a cada caso, tornam-se pontos importantes para definição da melhor ferramenta para a atenuação (GERGES, 2000).

As soluções para o tratamento dos problemas relacionados ao ruído excessivo implicam em dispêndios financeiros e os valores envolvidos devem ser

estudados em paralelo para a viabilidade de implantação dessas soluções (SCHAFFER, 2011). Em algumas situações, os sons indesejados podem ser tratados com a substituição de formas diferentes de se realizar o mesmo processo (INCE, 2000), entretanto nem sempre algumas soluções são viáveis na prática (MURGEL, 2007).

Buscando reduzir custos desnecessários após a implantação dos sistemas de ar condicionado e demais sistemas ruidosos nas edificações, Souza, Almeida e Bragança (2006) destacam que é essencial seguir cada etapa do projeto visando às questões acústicas, a fim de não ter gastos posteriores para atenuação de ruído, considerando-se que um problema de ruído geralmente custa muito mais do que prevenir um (LEVENTHALL, 2002). As etapas são:

- a) seleção do local, integração e verificação do impacto no entorno;
- b) escolha de sua forma e sua relação com os demais componentes;
- c) distribuição dos espaços internos e suas formas, considerando soluções construtivas;
- d) escolha dos materiais e detalhes construtivos;
- e) implantação do projeto com atenção a execução de todas as fases.

Projetar o espaço de acordo com o seu uso se torna essencial para permanecer dentro do escopo da obra (CARVALHO, 2010). Em geral, o custo extra com a prevenção de emissão e propagação de ruídos gira em torno de 1% a 2% do valor total investido no sistema HVAC da edificação em questão (LEVENTHALL, 2002).

Em relação aos sistemas de condicionamento de ar, Gerges (2000), destaca que os ventiladores ou exaustores do sistema HVAC precisam funcionar próximo ao ponto de eficiência máxima, buscando assim uma curva de desempenho favorável com a correta definição dos parâmetros de funcionamento (velocidade, tipo de rotor, diâmetro, entre outros) e um baixo nível de geração de ruído, além da economia de energia.

Egan (2014) também salienta a questão financeira e comenta que os requisitos acústicos devem ser considerados principalmente na fase de planejamento, mesmo que correções futuras possam ser realizadas, pois geralmente torna-se complexo alterar relações espaciais e orçamentárias para aplicação de soluções. Quando o projeto está sendo definido, o ideal é especificar um equipamento com menor emissão de sons durante seu funcionamento e adicionar

materiais que possibilitem o controle de ruído à proposta do sistema HVAC (LEVENTHALL, 2002).

Todavia, quando o projeto já foi implantado e as situações de ruído estão presentes no ambiente, é necessário controlar os sons excessivos. Evidencia-se, então, três maneiras distintas de controle, descritas por Saliba (2016), que são na fonte, na trajetória e no receptor. Carvalho (2010) e Patrício (2018) também identificam estas diferentes formas de controle, sendo que Egan (2014) ainda acrescenta que estas são as três partes que compõe praticamente todas as situações acústicas. Destacam-se estes métodos, seu período de estudo, seu nível de prioridade e suas alternativas de controle na Tabela 2.

Tabela 2 – Tipos de métodos de controle de ruído

Método	Quando	Prioridade	Alternativas de Controle
Controle na Fonte	Fase de Planejamento	Mais recomendado	<ul style="list-style-type: none"> * Aplicar materiais para atenuar as vibrações; * Substituição do equipamento; * Balanceamento e equilíbrio partes móveis; * Lubrificação rolamentos e mancais; * Substituir sistemas pneumáticos por hidráulicos; * Substituir peças metálicas por plásticas; * Programação com menor número de equipamentos em funcionamento; * Instalar abafadores (silenciosos).
Controle no Meio	Fase de Planejamento	Segunda opção	<ul style="list-style-type: none"> * Evitar a propagação por meio de isolamento; * Produzir perdas energéticas por absorção.
Controle no Receptor	Não há viabilidade técnica dos demais métodos	Último recurso	<ul style="list-style-type: none"> * Limitação do tempo de exposição; * Uso de equipamentos de proteção individual.

Fonte: Adaptado pela autora (SALIBA, 2016, p. 75).

Quando possível, a opção mais eficiente é atuar nos três métodos apresentados, pois somente um pode não ser eficaz para determinadas fontes sonoras (EGAN, 2014). Como as formas de controle variam conforme a distância entre o equipamento ruidoso e o receptor, os materiais (e suas propriedades físicas) implementados no projeto e a componente espectral do ruído gerado pela fonte, não

é possível generalizar uma modelagem padrão para todas as fontes e situações quando se deseja atenuar o ruído (GUEDES, 2006).

2.2 Absorção sonora no controle de ruídos

A capacidade de absorção sonora é uma característica presente em todos os materiais que compõe uma construção, um equipamento ou um objeto, diferenciando-se entre eles o grau com que absorvem e a maneira com que promovem a absorção (SOUZA; ALMEIDA; BRAGANÇA, 2006). A soma da absorção sonora conferida a cada elemento que compõe um ambiente, como revestimentos, mobiliários e objetos decorativos ou funcionais, é que indicará a capacidade de dissipação de energia sonora do recinto, determinando o tempo de reverberação (PATRÍCIO, 2018).

O coeficiente de absorção sonora de um determinado material pode variar de 0 (menos absorventes) a 1 (mais absorventes), sendo o coeficiente variável para sons graves, médios e agudos. Quanto maior a absorção dos materiais, menor a reflexão de raios sonoros no ambiente (SOUZA; ALMEIDA; BRAGANÇA, 2006). A eficiência dos materiais absorvedores de som também é impactada pela forma em que os mesmos são distribuídos pelo espaço, tendo maiores níveis de absorção quando há desconformidade na ordenação do material, devido à difração de energia sonora (EGAN, 2014). A eficiência de painéis absorvedores, por exemplo, se dá proporcionalmente ao aumento da área de superfície.

Os materiais com maior coeficiente de absorção sonora são conhecidos como materiais fonoabsorventes, e conforme a maneira com que a energia sonora é absorvida, podem ser divididos em grupos distintos: materiais porosos ou fibrosos, painel ou membrana vibratória e ressonadores de Helmholtz (SOUZA; ALMEIDA; BRAGANÇA, 2006). Podendo esses serem utilizados individualmente ou em conjunto, conforme a necessidade e projeto.

A Tabela 3 traz a configuração como cada um desses materiais se apresenta, bem como a forma como a absorção sonora ocorre (quando a energia sonora é absorvida pela superfície do material), as frequências indicadas para o uso, exemplos de materiais disponíveis no mercado e cuidados que se devem ter com tais componentes para que estes não percam suas propriedades ou tenham as mesmas alteradas.

Tabela 3 – Tabela de tipos de materiais acústicos

Tipos de Materiais Acústicos	Configuração	Como se dá a absorção	Aplicação	Exemplos	Cuidados
Material Poroso	Rede de poros interligados	Energia sonora convertida em calor pela fricção das partículas de ar com as paredes do poro	Altas frequências	Fibra de vidro, feltro, lã mineral, lã de rocha	Pintura da superfície pode prejudicar a absorção
Painel ou Membrana Vibratória	Superfície aplicada sobre outra superfície sólida	Energia sonora impacta sobre a membrana do painel, deformando-o	Baixas frequências	Painel suspenso de gesso, vidros de janelas, madeira	Qualquer material aplicado sobre outra superfície mantendo um espaçamento de ar funciona
Ressonadores de Helmholtz	Cavidades que contêm ar confinado, conectados ao ambiente por pequena abertura	Energia sonora se propaga pelo ar da abertura, vibrando o ar contido na cavidade, que promove a fricção com a parede da cavidade	Médias e baixas frequências	Painel com uma cavidade, painel perfurado, elemento espaçado	Tamanho dos furos, espaçamento entre elementos, câmara de ar na cavidade e material aplicado atrás influem na faixa de frequência absorvida

Fonte: Adaptado pela autora (SOUZA; ALMEIDA; BRAGANÇA, 2006, p. 130).

O efeito da absorção sonora ocorre basicamente pela transformação da energia sonora em energia térmica por partículas de ar que se movem por espaços abertos, mesmo estreitos ou profundos (BALLOU, 2009). Os materiais porosos são caracterizados pelo volume de ar passante pelo material e por sua espessura e são ideais para altas frequências.

Os painéis ou membranas vibratórias devem ser dispostos a uma distância calculada em frente a uma parede rígida, de modo que a retirada de energia do campo sonoro na região da frequência de ressonância vibre agindo como um

absorvedor de som (SOUZA; ALMEIDA; BRAGANÇA, 2006). Essa vibração produz uma ação de mola entre o ar e a membrana. A atenuação também dependerá do material que compõe a membrana, bem como a distância entre o painel e a superfície de instalação (BALLOU, 2009).

Os ressonadores de Helmholtz são amplamente utilizados para baixas frequências e sua vantagem em relação às membranas vibratórias está na variabilidade em relação à frequência de ressonância e ao coeficiente de absorção sonora, bem como na utilização de cavidades estruturais existentes, que não precisam necessariamente estar claramente visíveis (EGAN, 2014). Esse sistema também funciona como sistema de mola acústica que depende do volume do ressonador (BALLOU, 2009). Para cálculos de dimensões de aberturas circulares e frequência de ressonância utilizam-se as fórmulas indicadas nas Tabela 4 e Tabela 5.

Tabela 4 – Cálculo de frequência para ressonadores de Helmholtz

	Frequência de ressonância
Fórmula	$f_r = \frac{c}{2\pi} \frac{\sqrt{S}}{V(I + 2\Delta I)}$
Descrição	<p>c = velocidade do som no ar</p> <p>S = área da seção transversal do ressonador</p> <p>V = volume do ressonador</p> <p>I = distância do ressonador</p>

Fonte: Adaptado pela autora (BALLOU, 2009, p. 186).

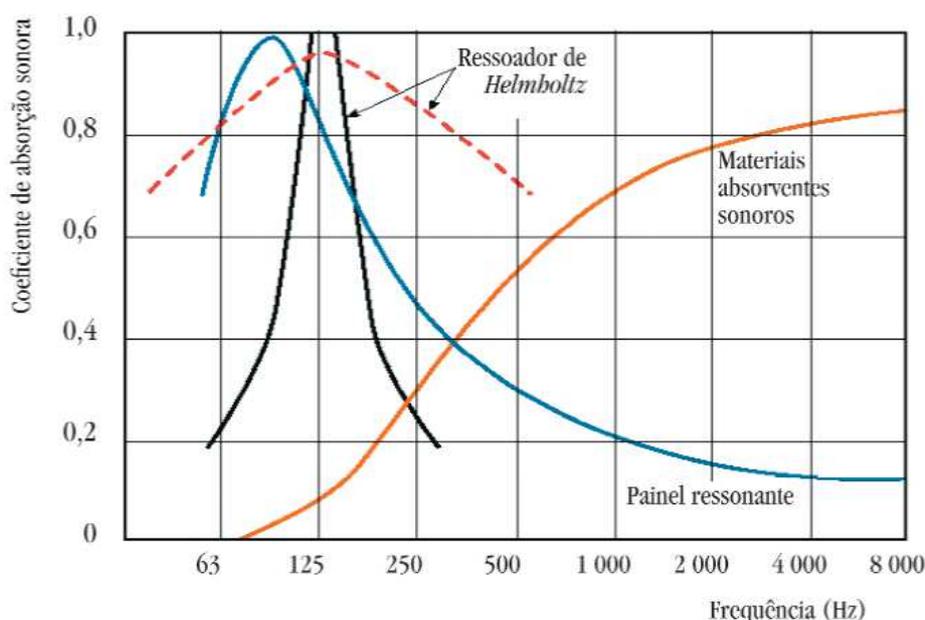
Tabela 5 – Cálculo dimensão de abertura para ressonadores de Helmholtz

	Dimensão de abertura
Fórmula	$f_r = \frac{100 \times R}{\sqrt{V(I + 1.6 R)}}$
Descrição	<p>R = raio da abertura circular</p> <p>V = volume do ressonador</p> <p>I = distância do ressonador</p>

Fonte: Adaptado pela autora (BALLOU, 2009, p. 186).

Patrício (2018) traz em sua literatura um gráfico que relaciona os tipos de materiais acústicos, com os índices de absorção em suas bandas de frequência, como mostra a Figura 4.

Figura 4 – Comportamentos típicos da absorção sonora dos tipos de materiais acústicos



Fonte: Patrício (2018, p. 143).

A presença de materiais de absorção aplicados no interior de cavidades de estruturas atuam como meio de passagem de fluxo de ar, garantindo uma transmissão menor das ondas sonoras (BERTOLI; OITICICA, 2011). A espessura do material, sua densidade, bem como a presença de cavidade entre o material e a superfície aplicada são as propriedades que expressarão o desempenho de absorção de cada material (OITICICA, 2010). Sabendo o coeficiente de absorção desses materiais, é possível determinar a absorção da superfície proposta em virtude de sua área (SOUZA; ALMEIDA; BRAGANÇA, 2006).

Quando os dados de absorção sonora são disponibilizados pelo fornecedor do material fonoabsorvente é importante atentar para a descrição do método de montagem usado durante o teste, visto que se o método aplicado para determinada fabricação for diferente, as propriedades do material podem ser alteradas (EGAN, 2014). Sendo assim, esquema de preparações e/ou aplicações não podem ser omitidos (OITICICA, 2010).

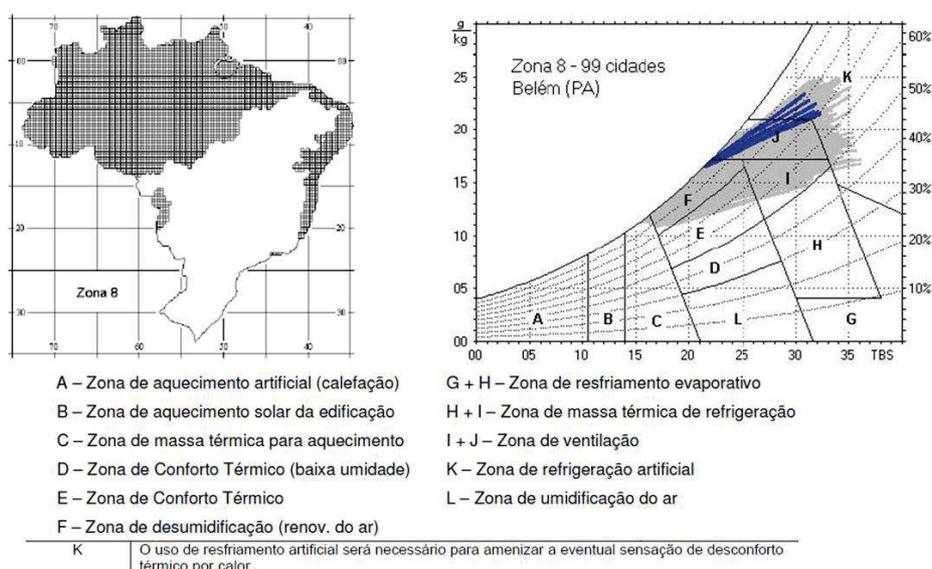
Com a aplicação de materiais que auxiliam no âmbito da qualidade acústica dos edifícios, consegue-se atingir uma das exigências essenciais a ser considerada que é a minimização do ruído de equipamentos e de instalações (PATRÍCIO, 2018). As demais exigências são interligação urbanística, isolamentos sonoros e qualidade acústica de espaços fechados.

2.3 Ruídos em sistemas de condicionadores de ar

Os sistemas de ar condicionado têm por função proporcionar um ambiente com conforto térmico e qualidade do ar interno e, por isto, tornam-se essenciais para diversos locais de trabalho, estudo e convívio. Porém, junto a seus benefícios, está a emissão de ruído e, portanto, a necessidade de compatibilização da dicotomia climatização e isolamento acústico (MACIEL, 2014).

Segundo as estratégias apresentadas na NBR 15220-3 (ABNT, 2005) a partir de dados de cartas psicrométricas o ar condicionado é indicado para as zonas quentes (temperatura média de 35°C) e úmidas (umidade relativa do ar em torno de 50%) como item de resfriamento artificial para amenizar o possível desconforto que o calor excessivo pode gerar. Pela norma essas zonas quentes, que representam 53,7% do território nacional, são classificadas como Zona 8, de acordo com os gráficos da Figura 5.

Figura 5 – Zonas quentes as quais são indicadas o uso de refrigeração artificial



Fonte: Adaptado pela autora (NBR 15220-3, ABNT, 2005, p.8).

Entretanto, o ar condicionado é utilizado além da zona indicada, quando se faz necessário um controle adequado da qualidade do ar ambiente (áreas hospitalares, áreas laboratoriais) ou quando se pretende manter um nível constante de temperatura (locais de trabalho, áreas de instalação de equipamentos eletrônicos).

Há motores, turbinas, tubulações de cobre, ventiladores e serpentinas de cobre/alumínio que compõem os condicionadores de ar e durante seu funcionamento podem produzir ruídos, podendo ainda aumentar a intensidade sonora emitida com o passar do tempo (ASBRAV, 2017). Os equipamentos de climatização compactos são fonte de sons de baixa frequência, que facilmente são reverberados através dos seus componentes (MCQUAY, 2004).

Os principais tipos de ar condicionado disponíveis no mercado hoje são (CREDER, 2004, ASBRAV, 2017):

- a) ar condicionado tipo janela – funcionamento com sistema de expansão direta, em que a troca de calor é feita entre o fluido refrigerante e o ar a ser condicionado; equipamento autônomo, compacto e construído em uma única peça que une condensadora e evaporadora;
- b) ar condicionado tipo *split* – funcionamento com sistema de expansão direta; equipamento compacto e dividido em duas partes: condensadora (unidade externa) e evaporadora (unidade interna), instalados separadamente; possuem quatro modelos comerciais: *Hi Wall* (condensadora fixada na parede, tubo capilar simples como dispositivo de expansão, para equipamentos com baixas vazões refrigerantes, até 30.000 Btu/h); *Cassete* (condensadora embutida no teto, equipamento com melhor distribuição de ar, atende capacidades de 12 a 60.000 Btu/h); *Piso Teto* (condensadora fixada na parede, pistão como dispositivo de expansão, para equipamentos com maior vazão, de 18 a 80.000 Btu/h); *Roof Top* (condensadora projetada para ser instalada ao tempo, sobre a cobertura, para equipamentos com maior vazão, de 30 a 80.000 Btu/h);
- c) ar condicionado tipo *self-contained* - funcionamento com sistema de expansão direta, equipamento autônomo, com condensadora e evaporadora em um único gabinete e sua distribuição de ar é feita através de rede de dutos (insuflação dutada) ou grelhas difusas diretamente no

ambiente (insuflação direta), atendendo capacidades de 36 a 60.000 Btu/h;

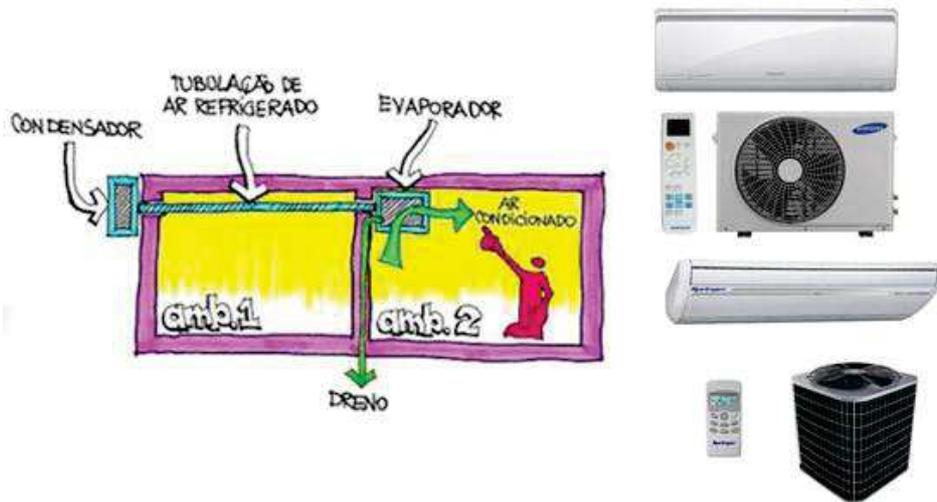
O ar condicionado tipo janela é o equipamento que produz maiores níveis de ruído, uma vez que todos os componentes do equipamento estão presentes no ambiente a ser climatizado, conforme ilustrado na Figura 6, que apresenta um esquema da instalação do equipamento, bem como um modelo comercial do lado direito. O ar a ser tratado com esse tipo de equipamento pode ser uma mistura com o ar interno ou ser totalmente retirado do ambiente externo (LAMBERTS; DUTRA; PEREIRA, 2014).

Figura 6 – Ar condicionado tipo janela



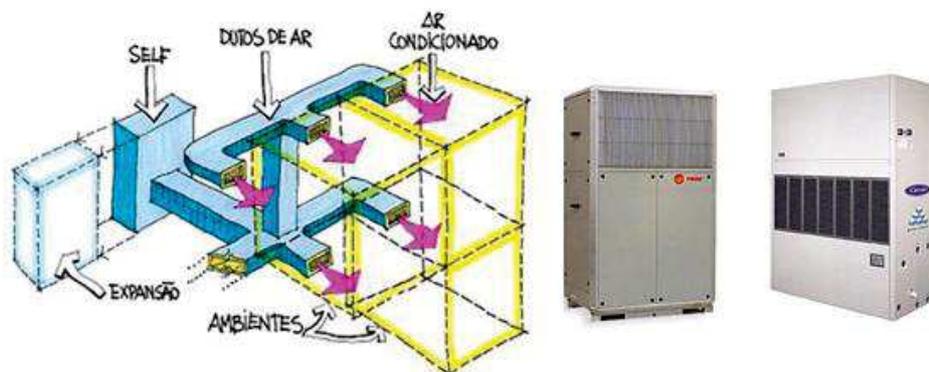
Fonte: LAMBERTS; DUTRA; PEREIRA (2014, p. 250).

Já os condicionadores de ar tipo *split* são separados em duas unidades, a interna (evaporadora) e a externa (condensadora), sendo essa segunda unidade, a maior fonte de barulho, instalada com uma distância favorável para que os sons emitidos não sejam perceptíveis no ambiente climatizado. O aumento da distância entre a fonte e o receptor é a técnica mais elementar para se minimizar o som, utilizando-se o princípio da lei do inverso do quadrado da distância (BISTAFA, 2018). A condensadora e a evaporadora podem estar afastadas em até 30 m, sendo que o equipamento externo deve ser instalado em um local bem ventilado e sem exposição de radiação solar (LAMBERTS; DUTRA; PEREIRA, 2014). A Figura 7 mostra um esboço do modo de instalação do modelo *split*, bem como os modelos comerciais *Hi Wall* (acima) e *Piso Teto* (abaixo).

Figura 7 – Ar condicionado tipo *split*

Fonte: LAMBERTS; DUTRA; PEREIRA (2014, p. 251).

O ar condicionado tipo *self-contained* é um equipamento indicado para climatização de mais de um ambiente em um mesmo pavimento, orientado para rede de dutos, sendo principalmente trifásico (LAMBERTS; DUTRA; PEREIRA, 2014). Ou seja, esse tipo de ar condicionado é utilizado quando se deseja climatizar um andar de uma edificação com um equipamento interno e compacto. A Figura 8 traz uma representação gráfica da forma de funcionamento deste modelo, bem como um modelo comercial ao lado direito.

Figura 8 – Ar condicionado tipo *self-contained*

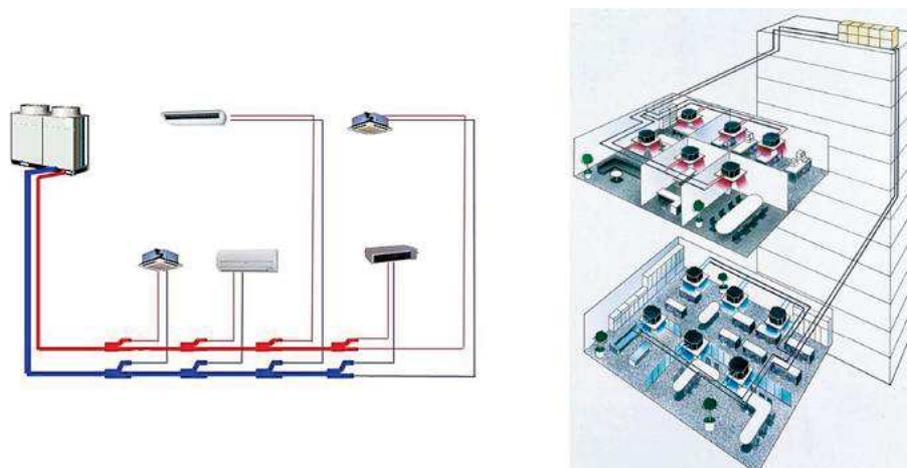
Fonte: LAMBERTS; DUTRA; PEREIRA (2014, p. 252).

No momento em que há necessidade de uma quantidade maior de equipamentos de climatização, indica-se a utilização de um sistema de ar condicionado que, atenda médias e grandes capacidades. Os principais tipos de sistemas de ar condicionado disponíveis no mercado hoje são (ASBRAV, 2017):

- a) ar condicionado VRF (*Variable Refrigerant Flow*) – funcionamento com sistema de expansão direta com volume de refrigerante variável; equipamento de ar condicionado central, em que uma condensadora central supre duas ou mais evaporadoras independentes, ramificando o sistema refrigerado ou aquecido por tubulações de cobre ou alumínio; a unidade condensadora é instalada externamente e as unidades evaporadoras instaladas internamente;
- b) ar condicionado *Fan-coil / Chiller ou Boiler* - funcionamento com sistema de expansão indireta, que utiliza um fluido intermediário (normalmente água) é responsável pela climatização do sistema, podendo servir como acumulador de água gelada ou gelo; um equipamento de ar condicionado central para grandes capacidades com distribuição do ar condicionado por dutos e grelhas;

Uma central de ar condicionado é dividida em dois grupos: VRF ou *Fan-coil / Chiller ou Boiler*. O sistema VRF é composto por uma unidade externa e duas ou mais unidades internas. A unidade condensadora varia o fluxo do gás refrigerante, distribuindo o ar de acordo com a capacidade solicitada em cada evaporadora. Não necessita de dutos ou casas de máquinas, somente dos aparelhos *splits* tradicionais. Na Figura 9 verifica-se como o sistema VRF pode ser composto e instalado em uma edificação.

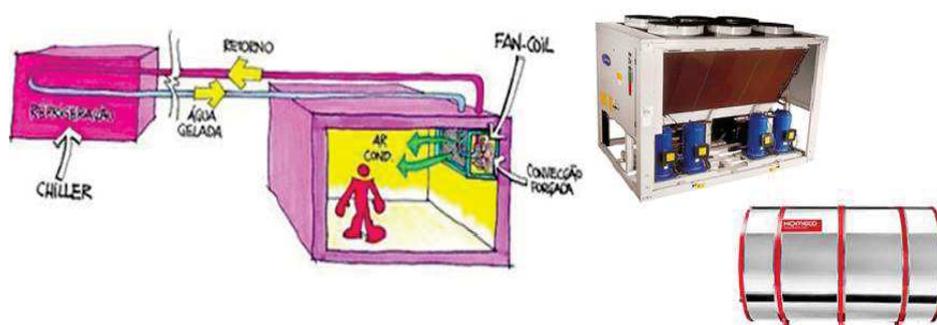
Figura 9 – Sistema de ar condicionado VRF



Fonte: Adaptado pela autora (ASBRAV, 2017).

O sistema *Fan-Coil / Chiller ou Boiler* é composto por equipamentos de resfriamento (*chiller*) ou aquecimento (*boiler*) que geram fluidos climatizados que são enviados para o sistema através de ventiladores (*fan-coils*). Os ventiladores movimentam o ar climatizado para o ambiente requerido através de dutos para distribuição uniforme desse ar.

O dimensionamento e a instalação deste tipo de sistemas requerem projetos detalhados e profissionais habilitados, tornando o mesmo bastante complexo (LAMBERTS; DUTRA; PEREIRA, 2014). Devido à carga térmica elevada, as tubulações usadas ao longo do sistema permitem atender a vários ambientes simultaneamente. A Figura 10 mostra uma representação gráfica de como funciona o sistema por *Fan-coil / Chiller*, bem como os equipamentos comercializados.

Figura 10 – Sistema de ar condicionado *Fan-coil / Chiller ou Boiler*

Fonte: LAMBERTS; DUTRA; PEREIRA (2014, p. 253).

Os sistemas que possuem aquecimento, ventilação e refrigeração são conhecidos como sistemas HVAC, considerados mais completos, e utilizam sempre ramais de dutos de distribuição. Os sistemas de ar condicionado com dutos estão presentes em empreendimentos diversos, principalmente de grande porte. A Figura 11 apresenta dois sistemas de: sem isolamento térmico no final de seu ramal, com as saídas de ar para o ambiente externo, e outro sistema com dutos isolados termicamente na ligação dos dutos com as evaporadoras.

Figura 11 – Sistemas com dutos de ar condicionado HVAC



Fonte: Adaptado pela autora (ASBRAV, 2017).

Os sistemas HVAC apresentam proporcionalmente os menores níveis de ruído quando comparados aos sistemas anteriormente mostrados, entretanto necessitam grandes estruturas, amplos ramais de distribuição de ar e inúmeros componentes. Alguns ventiladores que integram este sistema podem produzir ruídos intensos e contínuos com níveis sonoros que podem variar entre 80 dB a 100 dB (MURGEL, 2007).

Ruídos em sistemas de HVAC são comuns e conhecidos pelos profissionais que atuam na área de climatização, mas podem ser foco de grande decepção quando uma sala de máquinas nova é posta em serviço pela incompatibilidade entre o projeto e a aplicação (BALLOU, 2009). Sendo assim é vital estudar e projetar corretamente para relacionar sistemas HVAC com formas de controle de ruído, principalmente com a implantação de equipamentos atenuadores de ruído.

Mesmo quando o ruído é notado pelos receptores como um som costumeiro, em alguns casos, essa convivência pacífica pode ser determinada por uma gradual

e irrecuperável perda auditiva, que poderá acarretar em prejuízos aos usuários de ambientes com sistemas HVAC (ASBRAV, 2017).

2.3.1 Ruídos em sistemas HVAC

De acordo com a ABNT NBR 16401-1 (ABNT, 2008) os níveis de ruído decorrentes da operação de sistemas de ar-condicionado devem ser considerados sob os seguintes aspectos:

- a) ruído nos ambientes internos às edificações;
- b) ruído transmitido à vizinhança;
- c) ruído nas salas de máquinas do sistema.

Em relação ao ruído nos ambientes internos às edificações, grande parte dos ruídos provenientes dos sistemas de climatização central e todos seus componentes instalados na unidade edificada se devem a choques e impactos causados pela variação brusca de aceleração do equipamento e deformações dos elementos (BISTAFA, 2018). Além disto, as emissões sonoras podem propagar-se tanto por via aérea como por via estrutural, originando situações de incômodo (PATRÍCIO, 2018).

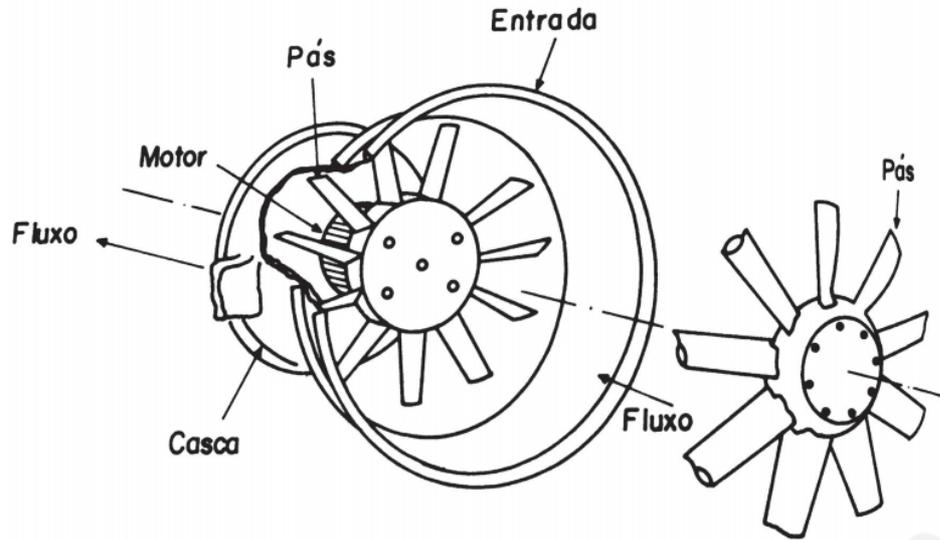
Conforme descrito pela CIBSE, qualquer equipamento que seja projetado para movimentar um fluido (água ou ar) ou fornecer aquecimento ou resfriamento deve ser considerado uma fonte de ruído no sistema HVAC (LEVENTHALL, 2002). Especificamente em ventiladores ou exaustores, os principais mecanismos de geração de ruído que salientam o barulho na máquina em si durante seu funcionamento são (GERGES, 2000):

- d) ruído aerodinâmico causado pela presença de elementos estacionários no campo rotativo do ventilador ou exaustor, tais como suportes próximos às lâminas ou pás, gerando turbulência;
- e) ruído de origem mecânica emitido por vibrações dos componentes estruturais e das próprias pás do equipamento.

A maioria dos ruídos percebidos em um sistema HVAC são gerados pelo próprio equipamento (MCQUAY, 2004), sendo esses equipamentos responsáveis pela movimentação do ar e característicos por emitirem sons em frequências distintas no início de sua estrutura (EGAN, 2014). Há dois tipos principais de rotores usados para condicionadores de ar que geram essa frequência:

- a) Sistema de fluxo axial utiliza o sistema de tubo axial, conforme ilustrado na Figura 12, nesta categoria;

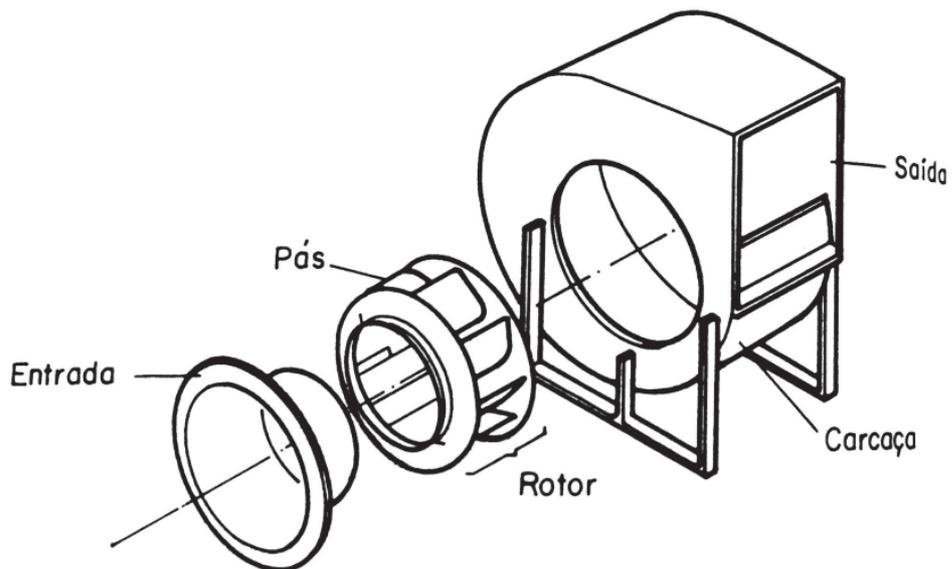
Figura 12 – Sistema de fluxo axial



Fonte: Gerges (2000, p. 494).

- b) Sistema de fluxo centrífugo (Figura 13), tem seu funcionamento caracterizado a partir de sistemas de pás curvadas para frente, curvadas para trás e de pás *airfoil*.

Figura 13 – Sistema de fluxo centrífugo

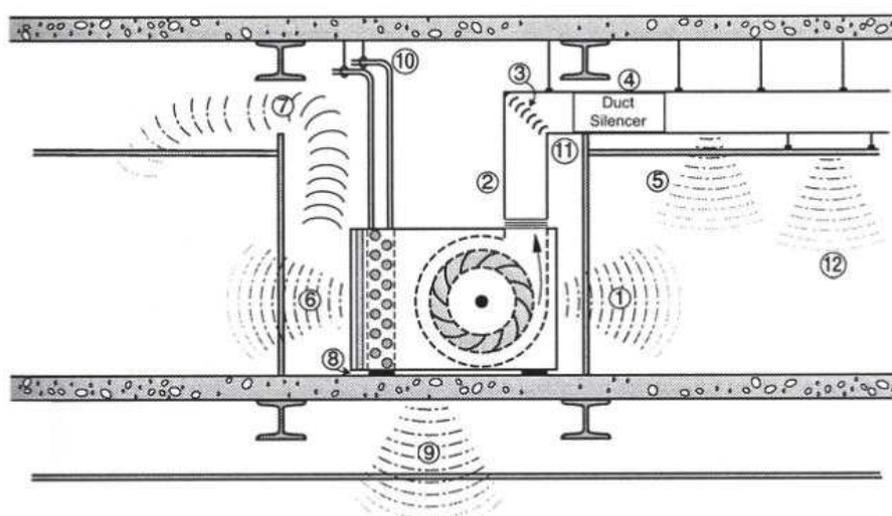


Fonte: Gerges (2000, p. 496).

Dentre os itens que compõem o sistema HVAC o equipamento principal (ventilador ou exaustor) é responsável pelas maiores emissões sonoras (LEVENTHALL, 2002). Sendo assim, o primeiro passo para projetar um sistema central silencioso é definir um local de instalação do equipamento principal o mais afastado possível das zonas definidas como áreas sensíveis ao ruído (EVEREST; POHLMANN, 2014).

Entretanto há outros componentes que contribuem para emissão e propagação do som. Em uma *Air Handling Unit* – AHU – podem ser identificados 12 problemas acústicos, conforme indicados pela ASHRAE (2015), ilustrados na Figura 14:

Figura 14 – AHU e seus problemas acústicos



Fonte: Schaffer (2011, p. 10).

Problema 1 – Instalação da máquina ruidosa próximo a estruturas leves, como uma parede de gesso, por exemplo, permitindo a passagem de som de baixa frequência;

Problema 2 – Uso de equipamento com descarga vertical, que faz com que a rotação do ventilador no sentido anti-horário seja forçada quando encontra uma conexão do tipo cotovelo a jusante da carcaça do equipamento, gerando turbulência, fluxo instável, queda de pressão e conseqüentemente ruídos;

Problema 3 – Agravamento do problema 2 quando esse cotovelo não tiver bordas longas para corrigir o fluxo de ar e controlar a turbulência;

Problema 4 – Instalação do atenuador acústico (*duct silencer*) muito próximo de uma curva, amplificando o problema da turbulência;

Problema 5 – Subdimensionamento do atenuador acústico, permitindo que a turbulência do fluxo seja transmitida pelos ramais de dutos retangulares;

Problema 6 – Entrada de ar da AHU instalada próxima a uma parede, causando operação instável do ventilador, com a geração de mais ruído e exposição direta do ruído de entrada à parede do ambiente;

Problema 7 – Falta de instalação de atenuador acústico na abertura de ar de retorno;

Problema 8 – Utilização de isoladores muito rígidos para apoiar a AHU, podendo ocorrer vibrações e, conseqüentemente, transmissão de ruídos;

Problema 9 – A oitava situação agrava-se quando a AHU está sob uma laje de baixa espessura, sem suporte estrutural e sem massa suficiente, permitindo que a vibração, e o ruído, sejam transmitidos pela laje;

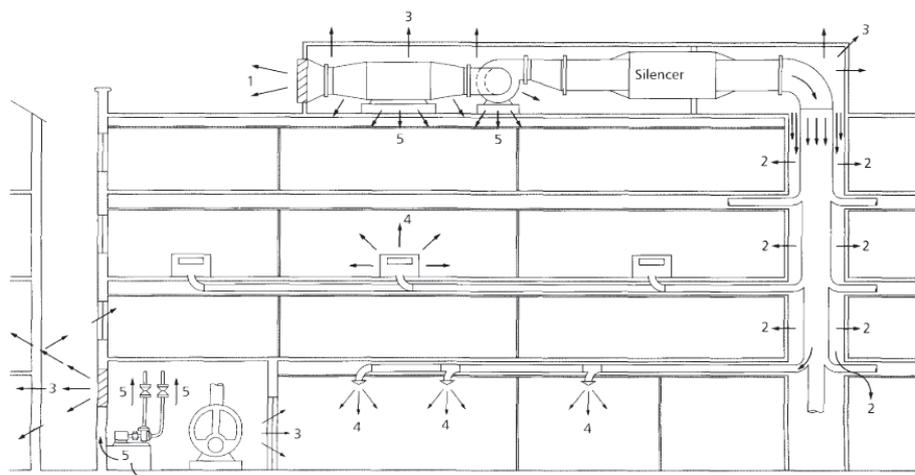
Problema 10 – Tubulação de água gelada fixada com uma conexão rígida à laje acima, com a conseqüente irradiação da vibração, e transmissão do ruído pela laje;

Problema 11 – Duto de ar conectado à divisória que separa os espaços, sendo que, através dessa ligação o ruído de baixa frequência pode ser transmitido para os ambientes ocupados;

Problema 12 – Duto de ar fixado no teto com possibilidade de transmissão do ruído gerado internamente.

A CIBSE (2002) identifica os meios de transmissão do som em um edifício, conforme ilustrado na Figura 15, com uma AHU no topo da edificação e as trajetórias que o ruído pode seguir até o nível do solo, resumidas em 5 meios de transmissão.

Figura 15 – Meios de transmissão do som em uma edificação com AHU



Fonte: Leventhall (2002, p. 4).

O meio de transmissão 4 demonstra a irradiação do ruído propagada pelas unidades com ligação direta ao ambiente de permanência de pessoas. Já os meios de transmissão 1, 2, 3, e 5, equivalem-se aos problemas indicados pela ASHRAE (2015) 7, 5, 1 e 9, respectivamente.

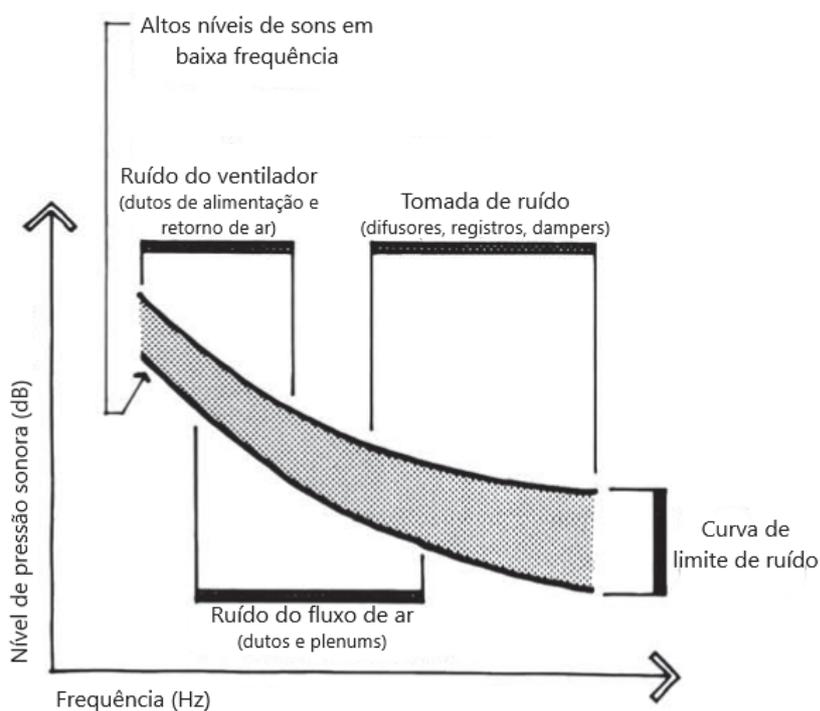
Ressalta-se que os problemas apontados, são solucionáveis de forma mais simples quando são previstos na etapa de projeto e quando as soluções são planejadas antecipadamente à instalação dos equipamentos (SOUZA; ALMEIDA; BRAGANÇA, 2006).

Nesse sentido, a ABNT NBR 16401-1 (ABNT, 2008) indica que após realizado o dimensionamento da rede de dutos, deve-se calcular o nível de pressão sonora resultante nos ambientes internos, considerando-se a potência sonora do ventilador, que deve ser informada pelo fabricante, a atenuação sonora ao longo dos diversos ramais e os requisitos de acústica desses ambientes. Ainda segundo a referida norma, se o cálculo indicar que o nível de ruído ultrapassa o recomendado pela ABNT NBR 10152 (2017), deve-se prever a instalação de revestimento acústico nos ramais afetados, ou o uso de atenuador de ruído. Deve-se dar particular atenção ao ruído de baixa frequência produzido por ventiladores centrífugos, que é considerado mais difícil de se controlar.

A componente espectral de um sistema HVAC depende da localização da fonte sonora no equipamento. O som do ventilador é normalmente emitido em frequências baixas, sendo particularmente crítico nas faixas de frequência entre 125

e 250 Hz (BERLINERLUFT, 2017), e o som de saída de ar é emitido em médias frequências, acima de 1.000 Hz, conforme Figura 16 (EGAN, 2014). A potência sonora é dada pela descarga e admissão do ar e depende das características de cada ventilador (BISTAFA, 2018). Como o ruído do ventilador aumenta com a pressão estática, os sistemas de distribuição de ar devem ser projetados para ter resistência mínima ao fluxo de ar.

Figura 16 – Característica dos ruídos em dutos de ar



Fonte: Adaptado pela autora (Egan, 2014, p. 288).

A situação ideal consiste em projetar várias tomadas ou saídas de ar pequenas próximo aos ventiladores, ao invés de uma grande. Assim é possível se alcançar uma redução na transmissão de sons nas faixas de baixas frequências (INCE, 2000).

Ruídos de baixa frequência também podem ser causados pela turbulência do ar que afeta as paredes dos dutos (EGAN, 2014), quando os ramais que distribuem o ar não possuem tratamento adequado (AZEVEDO, 1990). O ruído do fluxo de ar devido à turbulência geralmente ocorre em bandas de frequências médias de 250 a 2.000 Hz (EGAN, 2014).

O som é reverberado ao longo dos ramais de dutos de alimentação e retorno de ar, independentemente da direção do fluxo. Dessa maneira, silenciadores e revestimentos atenuadores de ruído são dimensionados no decorrer da distribuição do fluido como forma de minimizar a propagação do som (EGAN, 2014). Em edifícios onde há espaços críticos, é exigida a adoção de bases elastoméricas apropriadas que permitem isolar ruídos de impacto (AZEVEDO, 1990), além da instalação de grandes silenciadores e revestimentos acústicos que são inseridos aos dutos principais, sendo dimensionados para adequação as normas vigentes (EGAN, 2014).

Dessa forma, os espaços destinados à instalação dos equipamentos de ar condicionado central (salas de máquinas) devem ser projetados distantes das áreas úteis das edificações, quando há espaço suficiente para isso (EGAN, 2014). “Concetrar as fontes mais ruidosas tão longe quanto possível das áreas sensíveis é uma alternativa que deve ser sempre considerada” (BISTAFA, 2018, p. 283). Caso espaço nesses locais seja exíguo para a dissipação do ruído, se faz necessária a aplicação de elementos fonoabsorventes no teto e nas paredes da sala de máquinas para minimizar a propagação do ruído (EGAN, 2014).

Dentre as formas que possibilitam a minimização do ruído transmitido pelo duto de condicionamento de ar central, Egan (2014) enuncia as seguintes:

- a) aplicação de curvas, reduções e desmembramentos suaves e simples;
- b) uso de silenciadores acústicos, preferencialmente de seção retangular e em curva, com revestimento absorvente com espessura maior que 1”;
- c) uso de grandes seções transversais de duto a fim de evitar altas velocidades;
- d) afastamento das saídas de ar, distanciando a fonte de ruído dos prováveis receptores;
- e) uso de dutos com proporções baixas, em relação da profundidade do duto com sua largura;
- f) uso de várias saídas menores, ao invés de poucas maiores.

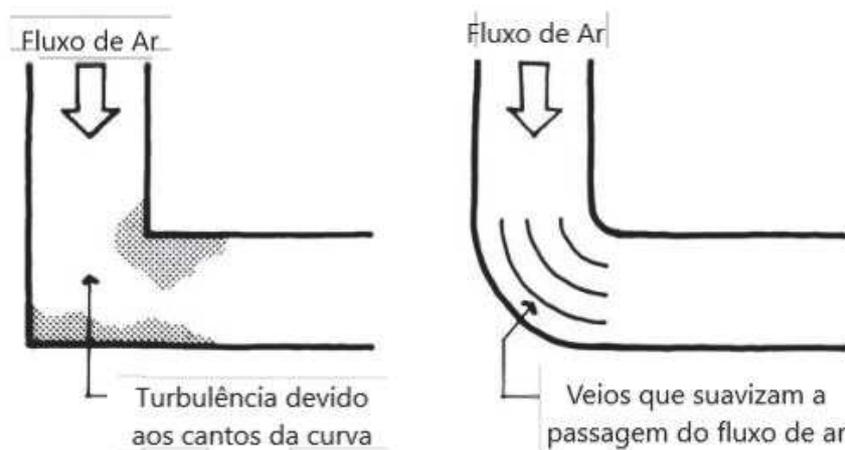
Ballou (2009), também considera que o ruído do fluxo de ar é gerado em conexões dos tipos tees e cotovelos, além de transformações que ocorrem ao longo dos dutos. O autor sugere que estas conexões que geram ruído devam ser espaçadas adequadamente para a atenuação pela distância entre esses pontos de emissão. Dessa forma, o somatório do som emitido em cada conexão pode ser

minimizado. Egan (2014) complementa ressaltando que as bifurcações a serem feitas no ramal de distribuição de ar não devem ser próximas aos ventiladores centrais devido ao elevado fluxo de ar. Em altas velocidades de ar, qualquer alteração indireta resulta em turbulência, e conseqüentemente, em ruído.

As paredes dos dutos de HVAC são excitadas pelo escoamento perturbado por singularidades, como curvas, reduções e desmembramentos delineados ao longo da distribuição do fluido (BISTAFA, 2018). Estes são pontos críticos ao longo dos ramais de ar condicionado central, visto que, quando não projetados corretamente, concentram o fluxo de ar e ocasionam no aumento de ruído no interior do duto.

Uma curva, por exemplo, precisa ser suave e distante o suficiente para não perturbar o fluxo que está se dissipando ao longo do ramal, além de possuir veios, ou rugosidade, para suavizar a passagem de ar, como mostra a Figura 17 (EGAN, 2014). Quando viável, é preferível utilizar duas curvas de 45° distantes o quanto for possível, do que aplicar uma única curva 90° para desvio do fluxo (INCE, 2000).

Figura 17 – Curvas em ramais de ar condicionado central



Fonte: Adaptado pela autora (Egan, 2014, p. 290).

Além disso, uma curva revestida corretamente em ambos os lados com material fonoabsorvente pode reduzir de 3 a 10 dB, nas bandas de frequência de 250 a 8.000 Hz (EGAN, 2014).

A utilização de uma conexão do tipo “redução”, com ângulo maior que 8°, em um ramal de ar condicionado central, provoca concentração do fluxo de ar e

consequentemente amplifica o ruído gerado pelo sistema, conforme Figura 18 (EGAN, 2014).

Figura 18 – Reduções em ramais de ar condicionado central



Fonte: Adaptado pela autora (Egan, 2014, p. 291).

Os desmembramentos dispostos ao longo dos dutos de distribuição devem seguir as mesmas premissas das curvas e reduções, evitando turbulências pelo acúmulo de fluido e propiciando o escoamento do ar (EGAN, 2014).

Quando ocorre a redução de seção dos dutos de ar, por inserção de uma curva, transformação, bifurcação ou por diferentes espessuras de materiais ao longo do ramal, ocorre à atenuação relativa devido à redução de transmissão de som. Parte da energia sonora é refletida de volta a fonte de ruído e esta propriedade pode ser aproveitada durante o projeto do sistema de tubulação, com o intuito de atenuar o nível de ruído (SÃO LUIZ, 2014). A reflexão da energia sonora também é uma forma de amortecer o ruído (INCE, 2000), entretanto, Bistafa (2018) considera que para esses pontos críticos, a solução mais eficaz é o revestimento interno das peças (curvas, reduções e bifurcações) com material fonoabsorvente, assim como está indicado na ABNT NBR 16401-1 (ABNT, 2008).

Ainda segundo Bistafa (2018) a utilização de material poroso, como espuma de poliuretano, apresenta melhores resultados de atenuação comparando-se com a lã de vidro ou de rocha, devido a maior possibilidade de moldagem do material. A CIBSE (2002) considera a opção do material poroso quando o material fibroso não é permitido. Qualquer que seja a escolha do material a ser utilizado no isolamento acústico, selagem e/ou vedação nos dutos, deve-se seguir os critérios do índice de propagação superficial de chama “Ip” inferior a 25 (classe A), de acordo com a ABNT NBR 9442, e do índice de densidade óptica máxima de fumaça “Dm” inferior ou igual a 450, de acordo com a ASTM E 662-06, conforme recomendações da ABNT NBR

16401-1 (ABNT, 2008). Materiais que desprendam vapores tóxicos em presença de chama não são aceitáveis.

A variação de energia aplicada nos equipamentos de refrigeração também pode criar ruídos, devido à diferença de pressão de um equipamento instalado inadequadamente (HAINES; HITTLE, 2006). Sendo assim, a instalação correta do equipamento é fundamental para emissão mínima de sons.

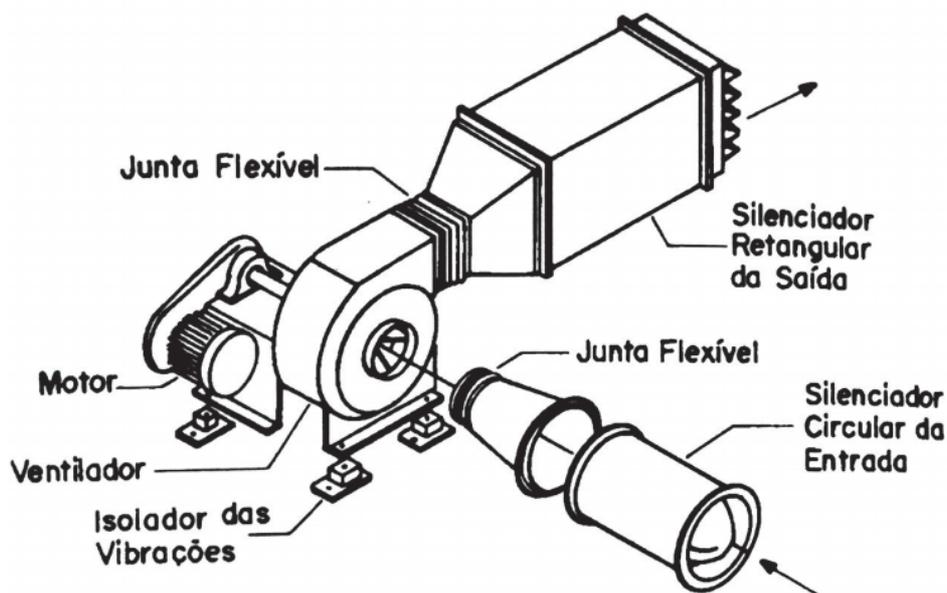
A implantação de atenuadores acústicos aos sistemas HVAC é considerada uma medida de aumento na eficiência conforto acústico dos usuários, mas precisa estar adequadamente integrada ao restante do projeto do sistema para que não ocorra uma redução no desempenho e na eficiência energética do sistema (LEVENTHALL, 2002). Esta situação pode ser evidenciada a partir dos problemas indicados anteriormente (Figura 14), como, por exemplo, o mal posicionamento (Problema 4) ou a falta de atenuadores acústicos (Problema 7) podem se tornar meios de transmissão de ruído ao invés de ser uma das soluções às questões acústicas.

2.3.2 Atenuadores acústicos para sistemas HVAC

Os atenuadores acústicos se fazem necessários em um sistema de ventilação e ar condicionado central devido ao ruído emitido e irradiado durante o seu funcionamento. Esses equipamentos, também conhecidos como silenciadores, atuam como barreiras que vibram sob a influência do som, sendo parte da energia absorvida e parte difundida (BALLOU, 2009). Segundo Gerges (2000), a solução clássica para problemas de ruído em sistemas HVAC é a instalação de atenuadores.

Geralmente, na saída e/ou entrada de cada máquina ruidosa, instala-se um atenuador, conforme Figura 19, com o intuito de evitar que o som se propague a partir da fonte emissora e afete os demais elementos (SALIBA, 2016). O som direto pode ser controlado apenas adicionando um atenuador eficiente ao sistema (ASHRAE, 2015), até porque um silenciador pode ser efetivo para uma ampla gama de bandas de frequências (INCE, 2000).

Figura 19 – Silenciadores acoplados ao sistema HVAC



Fonte: Gerges (2000, p. 506).

Da mesma forma que os dutos, os atenuadores de ruído são fabricados com chapa de aço galvanizada, podendo ser em formato retangular ou circular, (GERGES, 2000; BERLINERLUFT, 2017), conforme Figura 20, sendo a espessura da chapa a ser utilizada definida pela ABNT NBR 16401-1 (ABNT, 2008), que apresenta tabelas que relacionam pressão de ar interna com as dimensões de fabricação do duto. A conexão dos atenuadores com o ramal dos dutos é feita por meio de flanges nas suas extremidades, conforme detalhes indicados na ABNT NBR 16401-1 (ABNT, 2008). Suas dimensões são de acordo com a frequência de som que se deseja atenuar e a forma mais simples de projeto é um duto revestido internamente com material fonoabsorvente (INCE, 2000), sendo a espessura deste material maior se a frequência do som a ser atenuado for menor (SÃO LUIZ, 2014).

Figura 20 – Atenuador retangular e atenuador circular



Fonte: Indústrias Tosi (2018, p. 3).

O invólucro aplicado dentro do duto é comumente composto por material poroso, como espumas e fibras, e tem o propósito de atenuar a transmissão do ruído (CAVALHEIRO, 2015). Considerando-se os três tipos de controle de ruído indicados na Tabela 2, na fonte, no meio e no receptor, o uso de atenuadores de ruído é considerado com a segunda opção de maior eficiência no controle de ruído, já que os equipamentos são classificados como itens empregados na trajetória do som. A opção é a atuação na fonte e a última, no receptor. (BISTAFA, 2018).

Ainda sobre posicionamento do atenuador, Ballou (2009) reforça que a própria inserção deste no ramal de dutos pode gerar ruído devido à turbulência ocasionada e por isso deve-se ter como regra, após o local de instalação de um atenuador de ruído, continuar com dutos lineares por um comprimento de pelo menos 10 vezes a seção maior do duto, a fim de recuperar um fluxo regular.

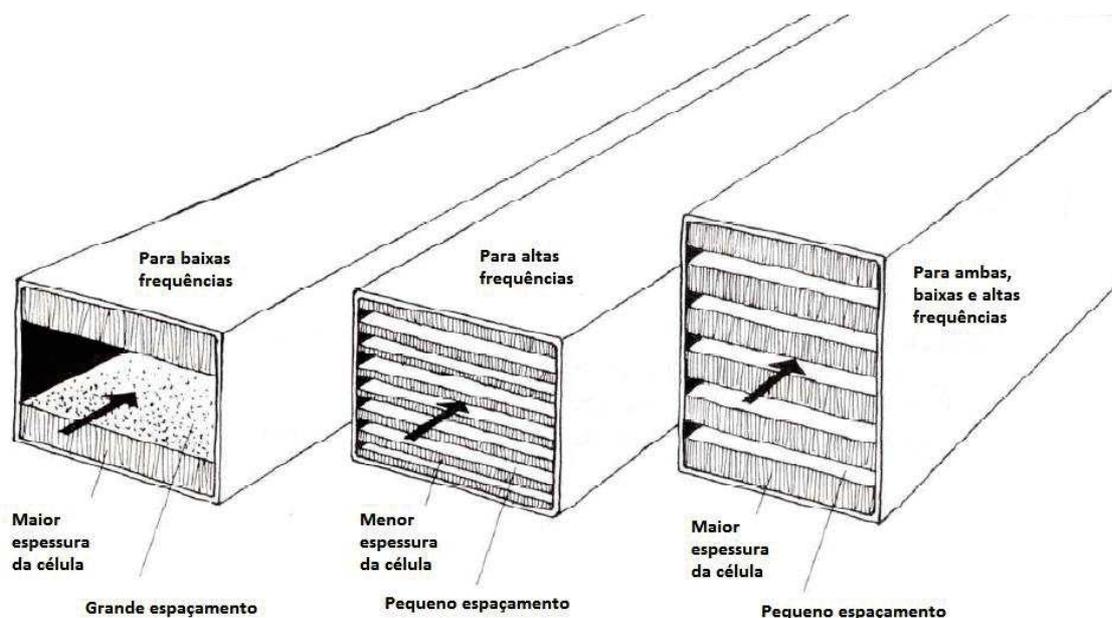
Caso o atenuador seja grande para o espaço a que está destinado, o mesmo pode ser subdividido em atenuadores menores (SÃO LUIZ, 2014). Além disso, os atenuadores de ruído podem ser instalados em AHU, cabines acústicas e espaços livres, como vão e aberturas, de alvenaria ou de concreto (BERLINERLUFT, 2017).

Os atenuadores acústicos são projetados para atenuar a energia sonora que se propaga durante o escoamento de um fluido. (BALLOU, 2009; BISTAFA, 2018)., podendo proporcionar atenuações de até 30 dB (SÃO LUIZ, 2014; BERLINERLUFT, 2017; INDÚSTRIAS TOSI, 2018). O equipamento é revestido internamente por um elemento fonoabsorvente poroso, incombustível, quimicamente inerte e repelente à água, distribuído em forma de células igualmente divididas e perfiladas, com a

finalidade de absorção do som transmitido pelo meio (BERLINERLUFT, 2017). As células possibilitam que uma maior parte da energia sonora entre em contato com o material fonoabsorvente (GERGES, 2000). Como forma de proteção contra abrasão e principalmente contra o desprendimento das fibras do material fonoabsorvente, sua superfície pode ser revestida por um revestimento de véu de vidro.

Para o Instituto de Engenharia de Controle de Ruído (INCE) quando se quer reduzir o som nas altas frequências é necessário que o espaço entre as células atenuadoras seja menor e subdividido no maior número de células internas. Já para atingir as baixas frequências é preciso ter um espaçamento maior entre as células e uma espessura maior das mesmas. A combinação para se alcançar mais bandas de frequências é um espaçamento menor, com maior espessura das células, como mostra a Figura 21 (INCE, 2000).

Figura 21 – Configuração de atenuadores acústicos conforme bandas de frequência



Fonte: Adaptado pela autora (INCE, 2000, p. 66).

Mesmo com muitas configurações, os atenuadores acústicos podem ser divididos em três categorias fundamentais que são (BISTAFA, 2018):

- a) reativo (ou reflexivo);
- b) resistivo (ou dissipativo);
- c) combinado (reativo/resistivo).

A Tabela 6 descreve resumidamente cada uma das categorias apontadas por Bistafa (2018), trazendo a composição de cada um dos tipos de silenciadores, bem como o mecanismo de atenuação desses, para quais faixas de frequência são indicados e quais cuidados devem ser tomados para que os atenuadores sejam eficientes e não percam suas propriedades.

Tabela 6 – Classificação das categorias de silenciadores

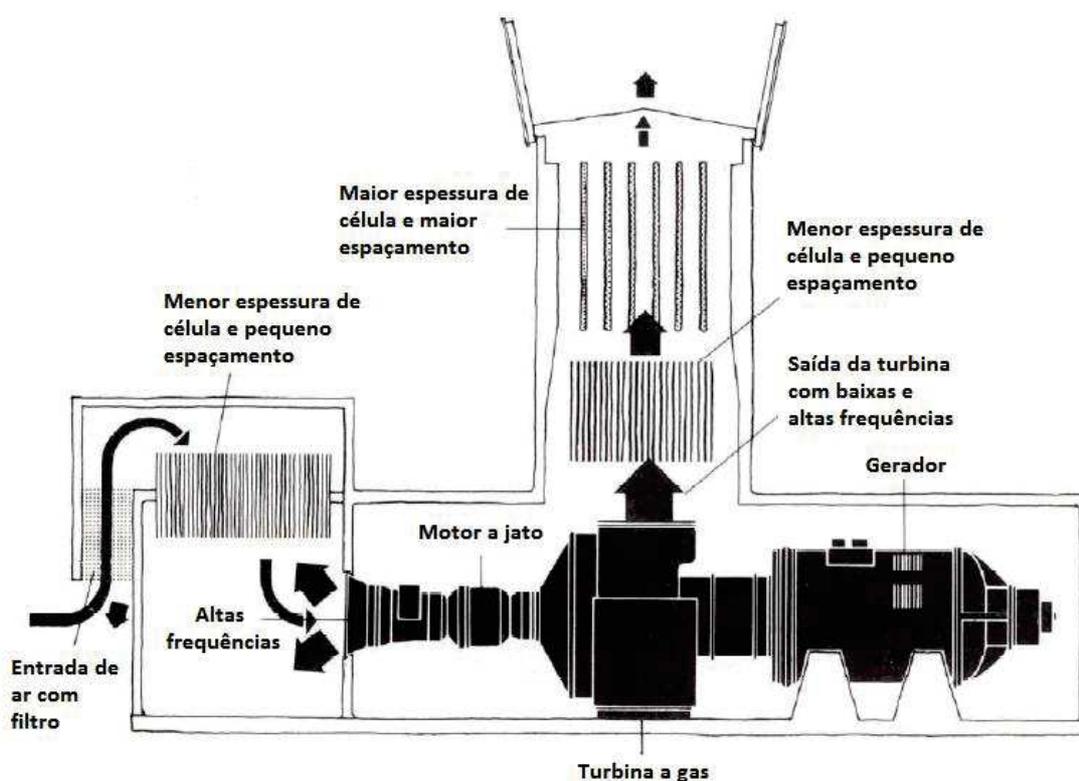
Categorias	Composição	Mecanismo de Atenuação	Indicação	Cuidados
Silenciador Reativo	Câmaras de expansão, ressonadores em ramificações e tubos perfurados	Devido à descontinuidade de sua geometria interna, ocorre a separação de impedâncias para as ondas sonoras propagadas e conseqüentemente a reflexão dessas, sendo a energia sonora dissipada pelas reflexões e pela absorção na fonte	Baixas frequências, tons puros e exaustão de gases agressivos e quentes	Quando sintonizados para tons puros, haverá frequências sem atenuação
Silenciador Resistivo	Câmara revestida internamente com material absorvente poroso ou fibroso	Devido ao atrito das partículas oscilantes do gás nos poros do material absorvente, ocorre a conversão de energia sonora em calor e conseqüentemente sua atenuação.	Médias e altas frequências, saída e/ou entrada de ventiladores e exaustores	Significativa queda de pressão e ruído autogerado (depende da velocidade de escoamento)
Silenciador Combinado	Silenciadores reativos e silenciadores resistivos	Ambos os mecanismos descritos anteriormente	Aplicações que necessitam cobrir uma maior faixa de frequências atenuadas, exaustão de motores de combustão interna	

Fonte: Elaborado pela autora (Bistafa, 2018).

Gerges (2000) afirma que para sistemas HVAC os atenuadores acústicos que devem ser instalados são do tipo resistivo, sendo utilizados na saída e/ou entradas dos equipamentos ruidosos, para redução de médias e altas frequências.

Em circunstâncias específicas em que se pretende atender atenuações maiores, de até 70 dB, compreendendo uma faixa mais ampla de frequências, utiliza-se silenciadores combinados, como indicado na Figura 22. Neste exemplo, são utilizados diferentes atenuadores, sendo um para atender as baixas frequências e outro para atender as altas frequências.

Figura 22 – Exemplo de utilização de silenciador combinado



Fonte: Adaptado pela autora (INCE, 2000, p. 67).

Patrício (2018) indica que para dutos retilíneos os valores de atenuação sonora correspondem a cada situação conforme Tabela 7 abaixo, sendo a primeira descrição para dutos circulares e a segunda descrição para dutos de secção retangular.

Tabela 7 – Atenuação sonora em dutos retilíneos (dB/oit/m)

Dimensão (mm)	Frequência Central da Banda de Oitava (Hz)						
	63	125	250	500	1k	2k	4k
75 – 200	0,07	0,10	0,10	0,16	0,33	0,33	0,33
200 – 400	0,07	0,10	0,10	0,16	0,23	0,23	0,23
400 – 800	0,07	0,07	0,07	0,10	0,16	0,16	0,16
800 - 1500	0,03	0,03	0,03	0,07	0,07	0,07	0,07
Dimensão (mm)	Frequência Central da Banda de Oitava (Hz)						
	63	125	250	500	1k	2k	4k
75 – 200	0,16	0,33	0,49	0,33	0,33	0,33	0,33
200 – 400	0,49	0,66	0,49	0,33	0,23	0,23	0,23
400 – 800	0,82	0,66	0,33	0,16	0,16	0,16	0,16
800 - 1500	0,66	0,33	0,16	0,10	0,07	0,07	0,07

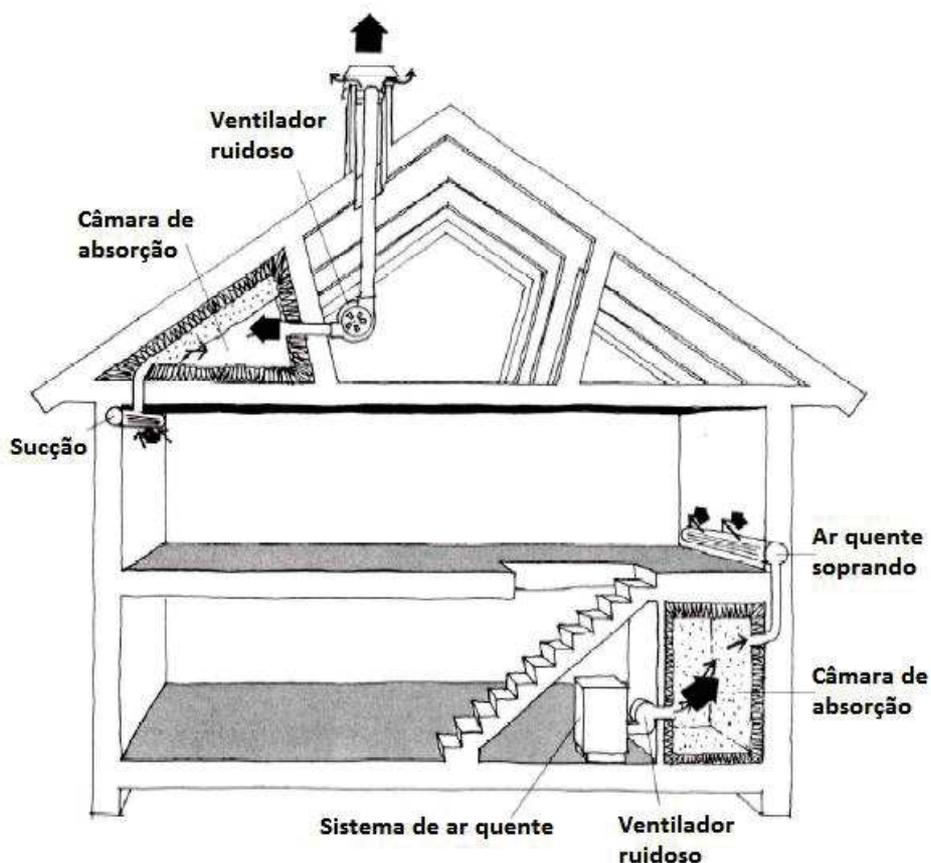
Fonte: Elaborado pela autora (Patrício, 2018, p. 159).

A eficiência de um atenuador de ruído em sistemas HVAC depende dos seguintes fatores (GERGES, 2000):

- a) características acústicas dos materiais de revestimento utilizados na produção do atenuador, bem como sua fixação e proteção contra desprendimento de partículas;
- b) espessura e comprimento dos materiais fonoabsorventes aplicados;
- c) forma e dimensão dos espaços de passagem do ar devido a aplicação dos materiais fonoabsorventes.

Os espaços existentes entre o local de instalação dos equipamentos HVAC e os ambientes que se pretende climatizar também podem servir como pequenas câmaras de absorção, se forem zonas não aproveitadas. Esses espaços podem se tornar úteis com a aplicação de materiais fonoabsorventes em suas paredes internas, como mostra a ilustração da Figura 23 (INCE, 2000).

Figura 23 – Exemplo de câmaras utilizadas para absorção



Fonte: Adaptado pela autora (INCE, 2000, p. 73).

A propriedade física fundamental de qualquer fonte sonora é o nível de potência (NWS) da mesma, independente do ambiente instalado ou da distância ao ponto de medição (GERGES, 2000). É o nível de potência sonora que permite calcular o nível de pressão sonora (NPS), este dependente da distância e do ambiente.

Para definição do nível de pressão sonora adequado para um ambiente interno é realizado uma avaliação sonora do espaço de acordo com suas finalidades de uso, utilizando-se como parâmetro descritor L_{Aeq} (PATRÍCIO, 2018). Considerando as perturbações do sono e a inteligibilidade da fala, baseado em dados de laboratório e campo, é recomendado L_{Aeq} de 50 dB para que grande parte das pessoas não sejam moderadamente incomodadas pelo ruído (WHO, 1999). O nível de pressão sonora equivalente ponderada em A em escritórios coletivos de trabalho é de 45 dB, segundo a NBR 10152 (ABNT, 2017).

Atualmente, as novas tecnologias desenvolvidas exponencialmente auxiliam e agilizam os projetos em andamento. Nas últimas décadas, os equipamentos mecânicos somados a inúmeros experimentos eram fundamentais para a evolução de um estudo. Hoje, a utilização de componentes lógicos de um sistema de processamento de dados, como um software, é o método que agrega confiabilidade e contemporaneidade ao trabalho elaborado (HAINES; HITTLE, 2006).

A crescente capacidade computacional, tanto de processamento de dados quanto à memória destes equipamentos, torna a análise de atenuadores resistivos cada vez mais atrativa, trazendo como vantagens para os estudos (CAVALHEIRO, 2015).

Segundo a ASHRAE (2015), para projetar um atenuador de ruído para ventiladores, se faz necessário alguns dados importantes que alimentarão o plano de construção deste:

- a) velocidade e direção do fluxo de ar e número de ventiladores operacionais;
- b) classificação máxima de dB na ponderação A ou curvas NC aceitáveis dos ambientes climatizados pelo sistema e requisitos locais exigidos de limite de ruídos;
- c) locais de entrada e saída do ventilador;
- d) especificação dos materiais que compõe o atenuador, atendendo as normas locais de resistência ao fogo;
- e) demais dados fornecidos pelo fabricante do ventilador que auxiliem no projeto acústico do sistema.

Lembrando que os dados apontados pelos fornecedores de cada parte do sistema são previsões sólidas baseadas em experimentos individuais, podendo apresentar diferentes resultados quando há interação entre as partes (ASHRAE, 2015).

Dentro do processo produtivo dos atenuadores acústicos destaca-se o refugo excessivo de materiais, sendo assim, torna-se essencial buscar alternativas que minimizem esta geração de resíduo.

2.4 Uso de materiais reaproveitados

No sistema produtivo de atenuadores, as placas de material fonoabsorvente apresentam dimensões padrão e divergem das medidas solicitadas em cada novo

projeto, trazendo a cada produção uma quantidade significativa de materiais residuais. A geração de resíduos torna-se muitas vezes inevitável e a destinação mais comum desses materiais é a disposição em aterros sanitários (ANTUNES; PIERONI, 2013).

É importante ressaltar o Princípio dos 3R's abordados pelo Ministério do Meio Ambiente. Reduzir, consumir menos e preferir aqueles que ofereçam menor geração de resíduos; Reutilizar, usar novamente o que já foi utilizado pela cadeia produtiva; e Reciclar, quando há transformação dos resíduos para utilização em outros setores produtivos.

A lã de vidro utilizada na fabricação das células fonoabsorventes de um atenuador acústico é composta por areia natural (sílica) e vidro (normalmente reciclado). A transformação da mistura desses materiais em fibras ocorre através do processo de centrifugação e sopro, além da adição de resinas (SCHIAVONI et al., 2016). Essa lã de vidro pode ser reciclada pelos fabricantes, devido a sua composição simples (BERLINERLUFT, 2017).

Dentro deste contexto, a reincorporação da lã de vidro, residual das indústrias consumidoras, ao ciclo de processamento desse material otimiza a relação produtiva e meio ambiente, com o melhor aproveitamento dos recursos, tanto materiais quanto energéticos (COLARES; NEVES; SAGRILLHO, 2014).

Nos últimos anos, consta a publicação de estudos com aplicações distintas para o reaproveitamento da lã de vidro. Borges (2007) traz a utilização de resíduos de lã de vidro para a fabricação do concreto, no qual, mesmo com o aumento da trabalhabilidade e redução da propriedade de resistência à compressão, pode-se afirmar que o resíduo atua como superplastificante, viabilizando sua reutilização. Antunes e Pieroni (2013) também alcançaram resultados satisfatórios com o aproveitamento de resíduos desse material em placas de gesso, concluindo que com a incorporação de retalhos de lã de vidro proporcionou um bom isolamento acústico, além da economia de matéria-prima.

Colares, Neves e Sagrillo (2014) estudaram a composição química e física dos resíduos de lã de vidro e propuseram sua reutilização para obtenção de vitrocerâmicos. Determinando que as características dos produtos são similares e propícias para este reaproveitamento, concluiu-se que essa é uma nova aplicação para o resíduo de lã de vidro.

A reciclagem é o item mais abordados, como mostram os estudos apresentados, visto que o resíduo já está presente e há a necessidade de destiná-lo da maneira menos impactante ao meio ambiente possível.

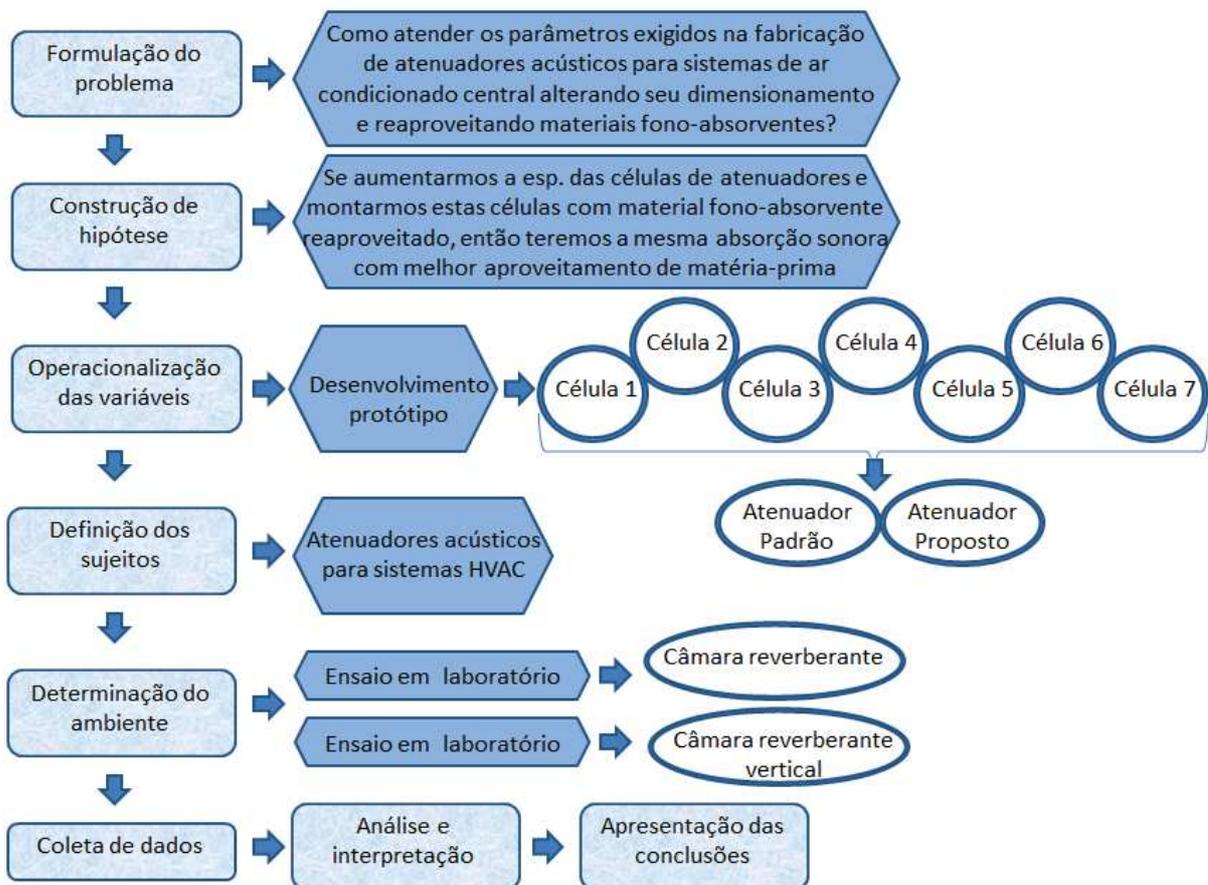
O conceito de repensar completa ainda mais esta abordagem, trazendo a possibilidade de refletir sobre nosso consumo e o influência do mesmo sobre o meio ambiente. Assim, o estudo torna-se uma forma de repensar a utilização da matéria prima, reduzindo o consumo atual, visto que somente placas inteiras de material fonoabsorvente são utilizadas para produção das células que compõe o atenuador acústico.

3 MÉTODO

Este trabalho tem como cerne identificar os fatores que determinam ou que contribuem para a absorção sonora em atenuadores acústicos, sendo esta averiguação característica clara de uma pesquisa explicativa (GIL, 2010). O embasamento teórico apresentado anteriormente norteará a abordagem metodológica.

Quando há manipulação do comportamento de forma direta, precisa e sistematicamente como, por exemplo, em um laboratório onde se tem controle sobre as variáveis, deve-se aplicar a estratégia de pesquisa baseada no experimento (YIN, 2015). O planejamento de uma pesquisa experimental segue alguns passos importantes para o seu desenvolvimento, segundo Gil (2010). A Figura 24 relaciona estes passos com o estudo de que se trata, interligando-os em um fluxograma:

Figura 24 – Fluxograma das etapas de planejamento da pesquisa experimental



Fonte: Elaborado pela autora (Gil, 2010, p. 93).

A primeira etapa do planejamento da pesquisa experimental traz o problema em questão deste trabalho: “Como atender os parâmetros exigidos na fabricação de atenuadores acústicos para sistemas de ar condicionado central alterando seu dimensionamento e reaproveitando materiais fonoabsorventes?”. A geração de resíduos é combatida por campanhas de conscientização que impactam o mundo e deve ser administrada desde a menor cadeia produtiva, por isso, se faz tão significativo este e outros estudos que realocam refugos, reaproveitando-os.

A segunda etapa trata de organizar o estudo focando o mesmo no pressuposto de que “se a espessura das células dos atenuadores for mantida e as células construídas com material fonoabsorvente reaproveitado, então a capacidade de absorção sonora será a mesma, com melhor aproveitamento de matéria prima”. Sendo assim, foram testadas diferentes espessuras de células e a aplicação de materiais reaproveitados verificando a absorção sonora destas amostras.

Após as duas primeiras etapas bem definidas, a terceira etapa, desenvolvimento de protótipo, ocorreu em dois momentos. Inicialmente foram feitos testes em diferentes tipos de células que compõe o atenuador acústico e, posteriormente, executadas algumas possibilidades de atenuadores alterando o posicionamento das células e sua espessura. Por fim, foi definido um atenuador acústico ideal que também foi testado, da assim como o atenuador padrão. A coleta de dados ocorreu durante todo o processo de execução do protótipo e ensaios, com a posterior análise comparativa.

3.1 Ensaio de absorção sonora

Nos ensaios em laboratório, o primeiro momento tem por finalidade a determinação do coeficiente de absorção sonora dos diferentes materiais que compõe as células. Foram ensaiadas sete possíveis composições para as células dos atenuadores acústicos. Os ensaios foram realizados no laboratório de acústica do Itt Performance/Unisinos, em câmara reverberante, seguindo os procedimentos prescritos na norma ISO 354:2003 – *Acoustics – Measurement of sound absorption in a reverberation room*, e os cálculos orientados pelas normas ISO 354:2003 e ISO 11654:1997 – *Acoustics – Sound absorbers for use in buildings – Rating of sound absorption*.

Sabendo que a frequência emitida pelos equipamentos HVAC é baixa (125 a 250 Hz) e considerando que ao longo dos ramais de dutos o fluxo de ar pode alcançar frequências médias de até as bandas de 2.000 Hz, faz-se necessário uma avaliação nessa gama de frequências. Sendo assim, para análise dos dados foram selecionadas as faixas de frequência por banda de oitavas (63 Hz, 125 Hz, 250 Hz, 500 Hz, 1.000 Hz e 2.000 Hz). Os resultados foram expressos nestes parâmetros.

As propostas de células seguem conforme os materiais utilizados atualmente na fabricação destes equipamentos, bem como a aplicação de materiais que são descartados ou até novos materiais que poderão contribuir para os resultados de atenuação acústica ou substituir materiais onerosos utilizados hoje.

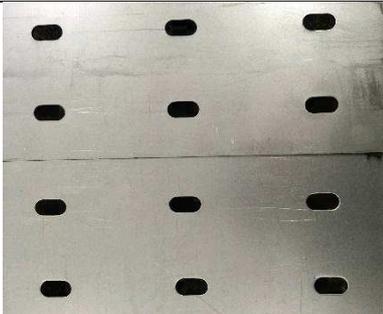
Todas as células foram estruturadas por perfis metálicos aplicados ao longo do perímetro de cada célula de modo que a superfície lateral de cada amostra de material não fique exposta durante o ensaio. Serão 07 composições de célula:

- a) Célula 1 – Composta de material fonoabsorvente, painel de lã de vidro com véu de vidro em uma das faces, comercialmente conhecido como “Isosound”, espessura de 50 mm e densidade de 40 kg/m³;
- b) Célula 2 – Composta de material fonoabsorvente, painel de lã de vidro com véu de vidro em uma das faces, espessura de 50 mm e densidade de 40 kg/m³ (Isosound) e chapa zincada com 0,65 mm de espessura (chapa 24) em 50% da sua superfície;
- c) Célula 3 – Composta de material fonoabsorvente reaproveitado, retalhos de lã de vidro com véu de vidro em uma das faces, espessura de 50 mm e densidade de 40 kg/m³ (Isosound) e tecido TNT em sua superfície;
- d) Célula 4 – Composta de material fonoabsorvente, painel de lã de vidro com véu de vidro em uma das faces, espessura de 50 mm e densidade de 40 kg/m³ (Isosound) e painel perfurado em chapa galvanizada em 50% de sua superfície;
- e) Célula 5 – Composta de material fonoabsorvente, painel de lã de vidro com véu de vidro em uma das faces, espessura de 50 mm e densidade de 40 kg/m³ (Isosound) e painel perfurado em chapa galvanizada em 100% de sua superfície;
- f) Célula 6 – Composta de material reaproveitado, retalhos de lã de vidro com uma das faces com uma fina camada de alumínio espessura de 38 mm e densidade de 30 kg/m³ e tecido TNT em sua superfície;

- g) Célula 7 - Composta de material reaproveitado, retalhos de painéis rígidos de lã de vidro, comercial conhecido como “Climaver”, espessura de 25 mm e densidade de 80 kg/m³;
- h) Célula 8 - Composta de material reaproveitado, retalhos de espuma elastomérica de espessura de 25 mm;

Na Tabela 8 é possível verificar os materiais que compõe cada uma das células propostas.

Tabela 8 – Materiais que compõe as células propostas

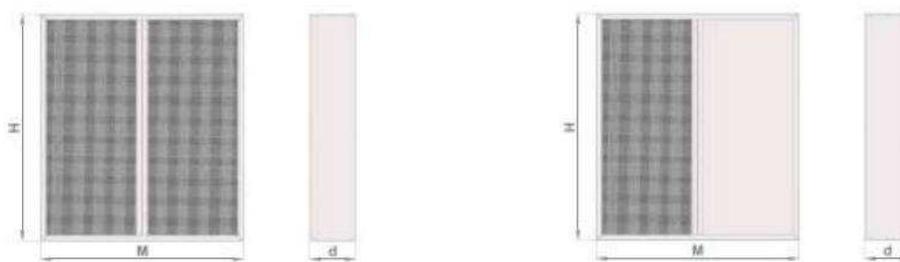
	Materiais de composição	
Célula 1		
Célula 2		 +
Célula 3		 +
Célula 4 e 5		 +

Célula 5	
Célula 6	
Célula 7	

Fonte: Elaborado pela autora.

A Célula 1 é a composição padrão utilizada atualmente pelos fabricantes de atenuadores acústicos em todo Brasil. A Célula 2 é produzida por alguns fabricantes quando o atenuador apresenta grandes dimensões, acima de 1 metro de comprimento, deixando o material fonoabsorvente da célula parcialmente exposto e parcialmente coberto pela chapa zincada. Na Figura 25 é possível verificar dois exemplos de fabricação de célula, do lado esquerdo uma célula totalmente absorvedora, sem membrana refletiva e do lado direito uma célula dividida de forma centralizada sendo uma combinação de célula absorvedora e refletiva.

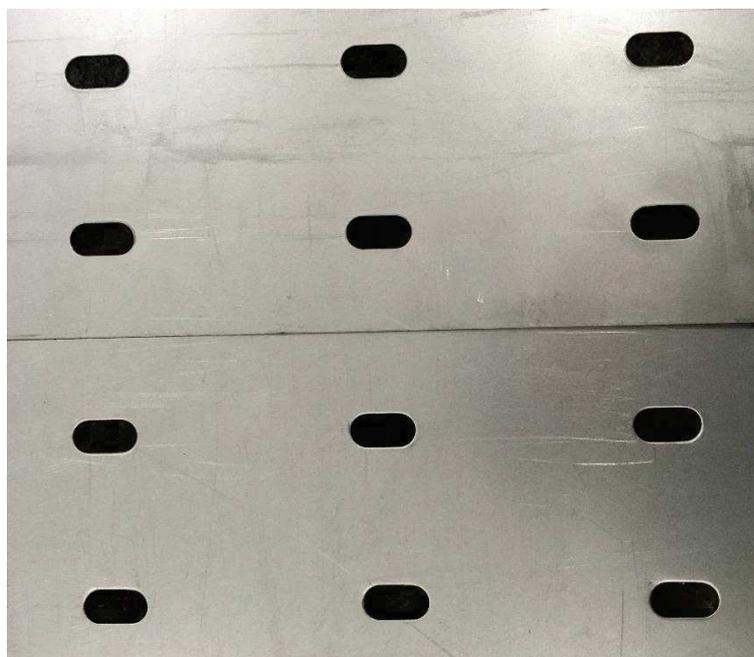
Figura 25 – Célula absorvedora e célula combinada absorvedora/refletiva



Fonte: Berlinerluft (2017, p. 3).

A Célula 3 foi testada como forma de aplicar os materiais fonoabsorventes de menor dimensão, que atualmente são descartados, com revestimento de tecido TNT, para evitar o desprendimento de partículas de material. A Célula 4 tem como base a composição padrão, com o uso de um painel perfurado na superfície do material fonoabsorvente, com a finalidade de produzir o efeito de ressonador de Helmholtz para a atenuação dos sons em bandas de baixa frequência. Conforme cálculos teóricos (Tabela 4), utilizou-se uma punção oblonga de 05 x 10 mm com distância de 07 cm entre os furos tanto horizontalmente como verticalmente. A Figura 26 mostra o painel perfurado utilizado nos ensaios.

Figura 26 – Painel perfurado que compõe a Célula 4 e Célula 5



Fonte: Elaborado pela autora.

Ainda sobre a Célula 4, também foi disposto o painel perfurado em toda a superfície da lã de vidro a fim de verificar esta influência. Será a mesma composição de material, mas disposto de forma diferente. Com 100% da superfície coberta pelo painel perfurado ficou a Célula 5.

Por fim, as Células 6, 7 e 8 foram testadas com o intuito de utilizar os retalhos de lã de vidro aluminizado, Climaver e a espuma elastomérica aplicadas em isolamento externo dos dutos de ar condicionado central e que também sofrem descartes.

Para cada uma das células propostas preparou-se a câmara reverberante conforme instruções da norma ISO 354 (ISO, 2003) e uma imagem de cada ensaio segue exibido na Tabela 9.

Tabela 9 – Resultados das células atenuadoras propostas

	Composição	Imagem ensaio
Célula 1	Isosound	
Célula 2	Isosound + Chapa	
Célula 3	Retalhos Isosound + TNT	

Célula 4	Isosound + Painel Perfurado Parcial	
Célula 5	Isosound + Painel Perfurado Inteiro	
Célula 5	Lã de vidro fina	
Célula 6	Climaver	
Célula 7	Espuma Elastomérica	

Fonte: Elaborado pela autora.

A câmara reverberante possui 200,33 m³ e sua geometria é irregular, com superfícies não paralelas entre si, para garantir um campo sonoro difuso. Além disto, são distribuídos 17 painéis difusores de acrílico, em formato côncavo, suspensos no teto da câmara, com área total de 15,35 m² de difusores, para uma propagação sonora adequada.

Como as amostras dos materiais testados são planas, devem ocupar uma área de no mínimo 10 m² dentro da câmara reverberante para aplicação dos ensaios, com proporção entre 0,7 a 1,0 de comprimento em relação à profundidade. Todas as amostras de materiais foram constituídas por mais de uma peça para compor a área mínima estipulada, assim sendo, empregou-se fita crepe de 18 mm de largura entre as juntas de materiais de cada amostra.

As células foram montadas diretamente sobre o chão da câmara, que possui 59,80 m² de área interna, não considerando irregularidades no piso da mesma. Atentou-se para que nenhuma borda da amostra de teste ficasse a menos de 1 m de distância de qualquer superfície adjacente e que ficasse de forma não paralela às paredes da câmara. Os equipamentos empregados para realização dos ensaios de absorção sonora foram:

- a) fonte sonora dodecaédrica B&K modelo 4292 L;
- b) amplificador sonoro B&K modelo 2734-A;
- c) analisador sonoro ACOEM 01 dB Fusion;;
- d) microfone Gras modelo 40 AO;
- e) calibrador do microfone B&K modelo 4231.

A Figura 27 exhibe a fonte sonora (a) posicionada no chão da câmara e o microfone (d) posicionado sobre o tripé, ambos equipamentos utilizados nos ensaios de absorção sonora das células, além dos demais listados anteriormente.

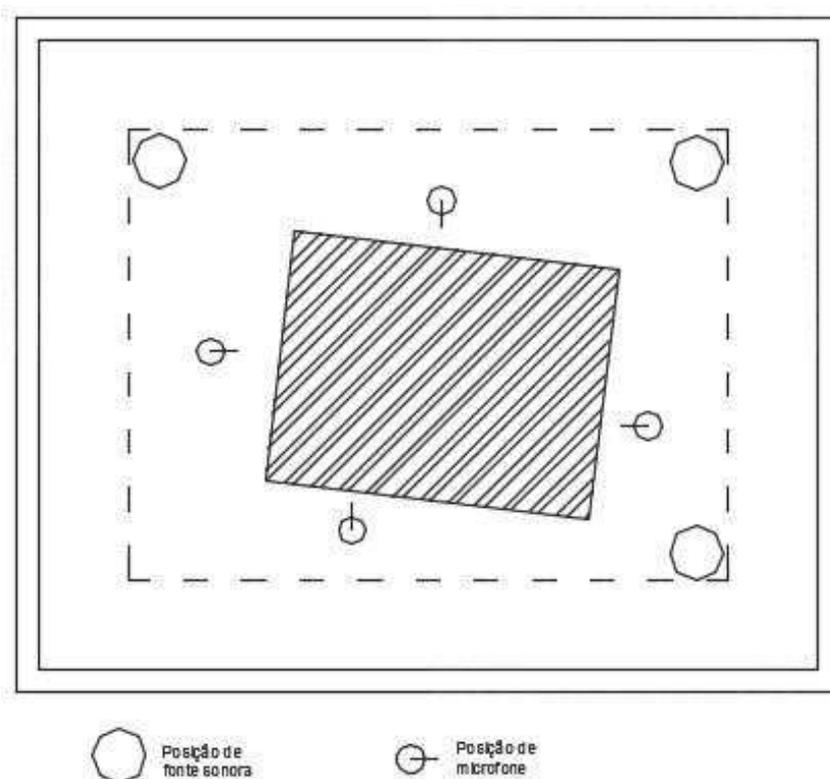
Figura 27 – Microfone e fonte sonora utilizados em ensaio



Fonte: Elaborado pela autora.

Foram realizados testes com 12 posições de microfone, em três posições diferentes de disposição de fonte sonora, ou seja, quatro disposições distintas de microfone para cada ponto estabelecido para a fonte sonora dentro da câmara reverberante. Todos os posicionamentos da fonte sonora e do microfone atenderam as distâncias especificadas pela ISO 354 (ISO, 2003). Na Figura 28 é possível verificar as posições utilizadas.

Figura 28 – Posições de fonte sonora e de microfone durante ensaio de absorção



Fonte: itt Performance (2019, p. 2).

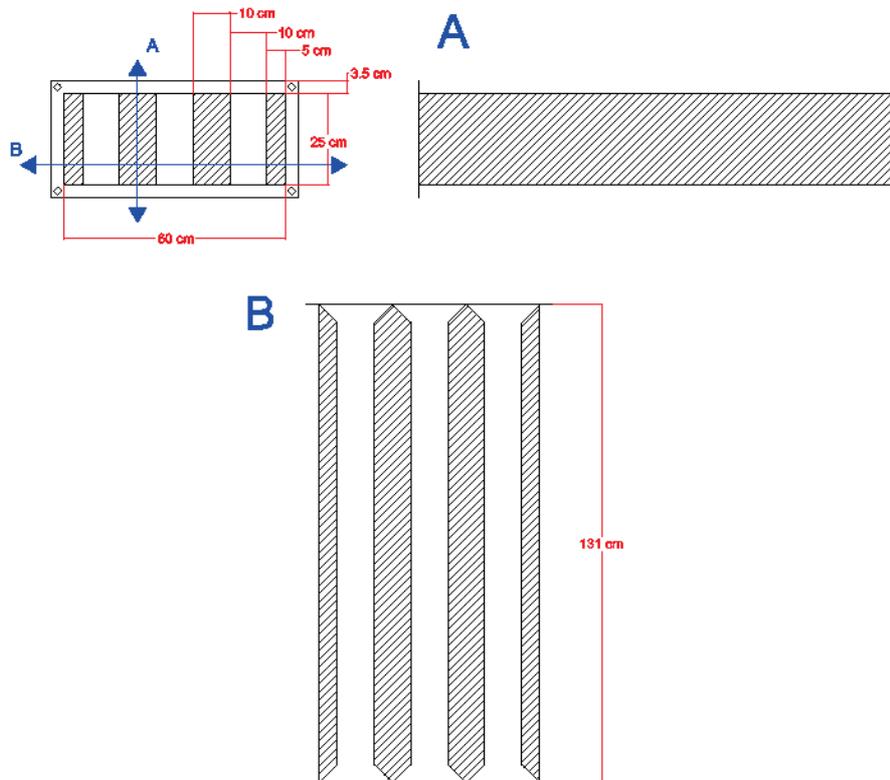
Os resultados serviram como dados para definição da composição do atenuador a ser testado no ensaio de nível de atenuação.

3.2 Ensaio de nível de atenuação

Os primeiros ensaios em laboratório foram realizados nas células que compõem os atenuadores acústicos com o intuito determinar o coeficiente de absorção dos materiais utilizados atualmente para fabricação destes equipamentos e novos materiais propostos.

Foram realizados outros ensaios em laboratório, em um segundo momento, para caracterização dos níveis de atenuação sonora do silenciador padrão. Para este ensaio foi disponibilizado um atenuador de seção 60 cm por 25 cm e 131 cm de comprimento em chapa galvanizada conforme a ABNT NBR 16401-1 (ABNT, 2008). O mesmo é representado na Figura 29 na vista superior e cortes.

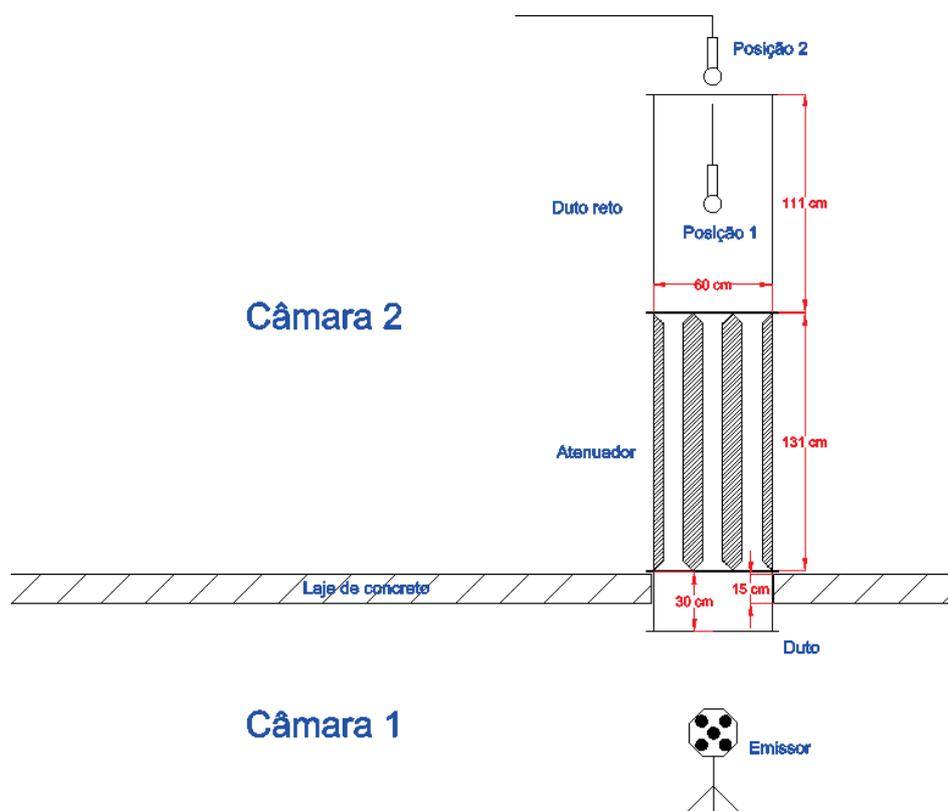
Figura 29 – Vista superior e cortes do atenuador padrão 60 x 25 x 131 cm



Fonte: Elaborado pela autora.

Em câmaras reverberantes verticais instalou-se um sistema com dutos padrão com dimensões idênticas ao atenuador, mas com variação de comprimento de cada duto. Este sistema, ilustrado na Figura 30, foi composto por uma fonte sonora dodecaédrica (emissor) disposta sobre um tripé padrão do equipamento na câmara 1, livre de obstáculos próximos, com o intuito de minimizar a propagação de ruídos por meios não interessantes ao ensaio.

Figura 30 – Sistema para ensaio de nível de atenuação



Fonte: Elaborado pela autora.

Na sequência, foi instalado um duto com 30 cm de comprimento entre as câmaras, junto a laje de concreto, com as dimensões do sistema (60x25 cm) e, assim, servindo como duto de ligação entre o emissor de ruído, disposto na laje inferior, e o objeto de estudo, disposto na laje superior. Para fixação desse duto empregou-se um adesivo epóxi de média fluidez e alto desempenho, a base de dois componentes que misturados garantiram a aderência entre o elemento metálico (duto) e o elemento estrutural (laje). O vão entre o duto e a laje foi preenchido com lã de pet, para compor o isolamento do tipo “massa/mola/massa”.

O atenuador foi acoplado na sequência no sistema, medindo 131 cm de comprimento e composto por quatro células de lã de vidro, e, por fim, acrescentou-se um duto de mesma seção com 111 cm de comprimento para que o microfone pudesse mensurar também a quantidade de som interno ao ramal de dutos. Todos os dutos utilizados possuem acabamento TDC com 32 mm de largura e para fixação entre estes, aplicou-se uma fita elastomérica com 19 mm de espessura ao redor do perímetro de contato entre os dutos com intuito de minorar as vibrações dos

materiais rígidos atrelados, e em cada canto TDC colocou-se um parafuso francês 5/16" x 1" zincado branco rosca total e uma porca 5/16", ou seja, quatro parafusos entre dois dutos. Estes acessórios de ligação entre os dutos são utilizados usualmente em instalações de dutos HVAC. A Figura 31 mostra imagens das câmaras e duto de ligação durante o ensaio.

Figura 31 – Câmara 1, duto de ligação e câmara 2



Fonte: Elaborado pela autora.

O ensaio do atenuador seguiu as premissas preconizadas pela norma EN ISO 7235 (ISO, 2009), na qual são apontados como equipamentos necessários para teste acústico de silenciadores os seguintes itens:

- a) equipamento de fonte sonora;
- b) objeto de teste;
- c) equipamento receptor de som.

Conforme a norma é recomendável usar transições retas para realização do ensaio, tentando evitar ressonâncias no duto em frente ao objeto de teste. O ensaio deve ser realizado inicialmente com um duto oco, com mesmas dimensões do objeto de teste, para verificação dos níveis sonoros do sistema. Dessa forma, o equipamento de fonte sonora é usado para excitar um campo sonoro em frente ao objeto de teste. O equipamento receptor deve permitir medições de nível de pressão sonora para determinar a perda pela inserção do objeto de teste.

Os ensaios foram realizados em câmaras com condições de interferência mínima, divididas por uma laje de concreto com 13 cm de espessura. Para que a transmissão do ruído ocorresse exclusivamente pela passagem de ar do sistema de dutos e não houvesse desvio de som aéreo pelos flancos. A aplicação do adesivo

epóxi entre o primeiro duto do sistema e a laje evitou o vazamento acústico por este meio.

O sistema foi caracterizado acusticamente para bandas de um terço de oitava e o microfone foi posicionado em dois pontos distintos para quantificação dos resultados, posição 1 e posição 2, conforme representado na Figura 30. A Figura 32 mostra imagens das posições do microfone adotadas nos ensaios. A primeira posição foi definida de forma central ao duto subsequente ao objeto de teste, sendo a posição interior do duto, e a segunda posição foi definida logo após a saída do duto subsequente, sendo a posição exterior ao duto, com a intenção de mensurar o ruído aéreo do meio.

Figura 32 – Posição 1 e posição 2 de microfone durante ensaio de atenuação



Posição 1

Posição 2

Fonte: Elaborado pela autora.

Os ensaios dos níveis de atenuação sonora ocorreram em 03 etapas distintas, sendo que a fonte emissora permaneceu no mesmo local em todas as etapas. O primeiro ensaio foi realizado com um duto oco acoplado entre o duto de ligação e o duto subsequente, onde o receptor sonoro foi inserido nas posições 1 e 2. Posteriormente o duto oco foi substituído pelo atenuador padrão para repetição do teste, agora com o objeto de estudo, também nas posições 1 e 2 de microfone. Por fim, foi executado o mesmo ensaio com o atenuador proposto posicionado no local

onde antes havia sido colocado o duto oco e o atenuador padrão. Sendo assim, os três itens (duto oco, atenuador padrão e atenuador proposto) ocuparam o mesmo posicionamento, cada um em seu ensaio. A Tabela 10 apresenta uma descrição simplificada das etapas deste ensaio.

Tabela 10 – Etapas de ensaio de nível de atenuação

	Descrição dos itens que compõe cada ensaio
Etapa 1	Fonte sonora + Duto oco + Receptor
Etapa 2	Fonte sonora + Atenuador padrão + Receptor
Etapa 3	Fonte sonora + Atenuador proposto + Receptor

Fonte: Elaborado pela autora.

O duto oco é um duto de livre passagem de fluido internamente, sem interferência por não ter algum material acoplado. O atenuador padrão possui quatro células internas de lã de vidro com véu de vidro Isosound fabricadas com painel primário, dispostas como mostra a Figura 29. Por fim, o atenuador proposto possui as quatro células dispostas como o atenuador padrão, entretanto fabricadas com retalhos de lã de vidro com véu de vidro Isosound e entre cada uma destas células foi fixado um painel perfurado (Figura 26). A Figura 33 indica como foi realizada a fabricação da célula atenuadora com retalhos de Isosound.

Figura 33 – Fabricação da célula atenuadora com retalhos de Isosound

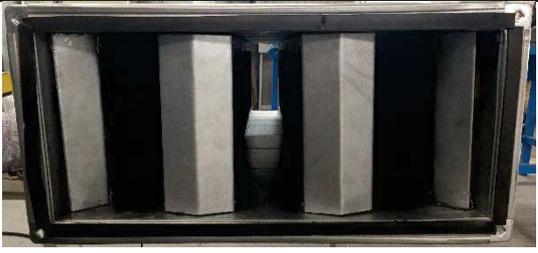


Fonte: Elaborado pela autora.

Os três itens são fabricados com chapa zincada de 0,65mm de espessura, flanges em ambas as pontas de TDC 32 mm, isolados externamente com manta térmica, dimensões de 60 x 25 cm e comprimento de 131 cm. A Tabela 11 indica a

composição dos itens ensaiados para verificação de nível de atenuação e traz uma imagem de cada ensaio.

Tabela 11 – Descrição dos itens que compõe o ensaio de nível de atenuação

	Composição	Imagem ensaio
Duto oco	Nenhum material interno	
Atenuador padrão	04 células Isosound	
Atenuador proposto	04 células retalho Isosound + 03 painéis perfurados	

Fonte: Elaborado pela autora.

As análises e conclusões são restritas a parâmetros comparativos conforme as delimitações que o estudo apresentou.

4 ANÁLISE

Concluída as duas fases de testes em laboratório, compilaram-se os dados para que uma análise global dos parâmetros levantados fosse realizada, expondo os dados de absorção sonora das células propostas, bem como os níveis de atenuação proporcionados pelo atenuador padrão e pelo atenuador idealizado.

Inicia-se com a análise dos resultados de absorção sonora das células propostas.

4.1 Resultados das células atenuadoras

Os primeiros ensaios em laboratório foram idealizados com os materiais aplicados atualmente para fabricação de atenuadores acústicos que são instalados em sistemas de ar condicionado central. O desconhecimento frente ao comportamento dos elementos que compõem este equipamento, cada vez mais presente em projetos de diferentes setores, trouxe a concepção de novas células acústicas para testes. Segue na Tabela 12 a descrição simplificada das células ensaiadas em laboratório.

Tabela 12 – Composição das 08 células ensaiadas

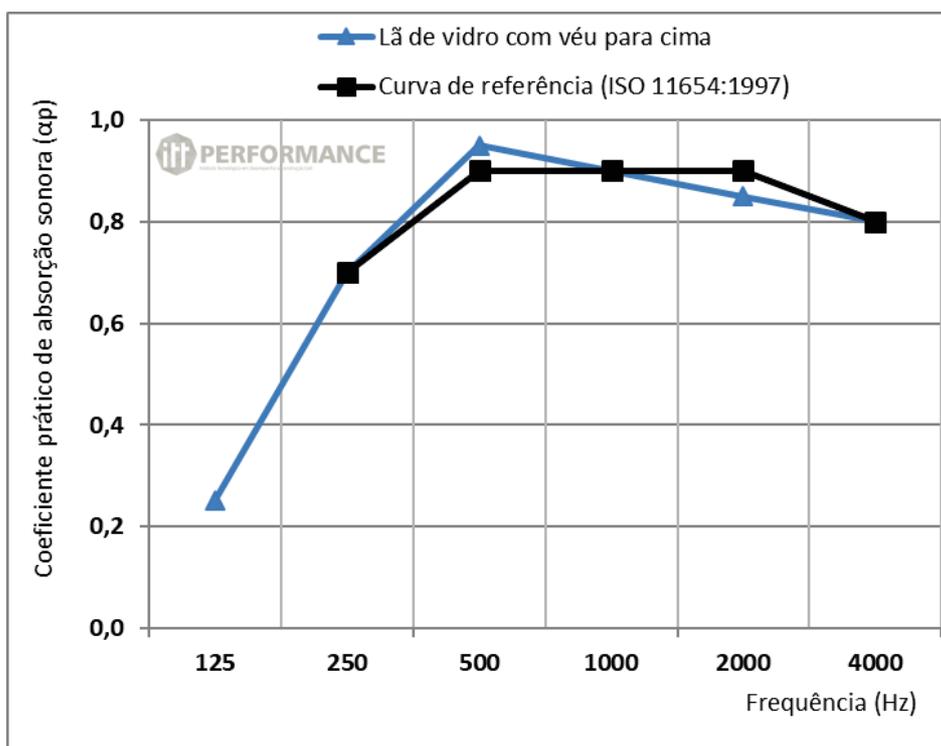
	Composição
Célula 1	Lã de vidro padrão Isosound
Célula 2	Lã de vidro padrão Isosound + Chapa zincada em 50% da área
Célula 3	Retalhos de lã de vidro padrão Isosound + TNT
Célula 4	Lã de vidro padrão Isosound + Pannel Perfurado em 50% da área
Célula 5	Lã de vidro padrão Isosound + Pannel Perfurado em 100% da área
Célula 6	Retalhos de lã de vidro fina
Célula 7	Lã de vidro Climaver
Célula 8	Espuma elastomérica

Fonte: Elaborado pela autora.

A Célula 1 é composta pelo material indicado nos projetos atuais, lã de vidro com véu de vidro em uma das faces, sendo sua espessura 50 mm, entendendo assim, ser o melhor material disponível hoje no mercado. Nos testes de absorção sonora o material 1 apresentou elevada absorção sonora, sendo categorizado como classe A com coeficiente de absorção (α_w) de 0,90. A maior absorção foi na banda

de 500 Hz com coeficiente de 0,95, mas apresentou um coeficiente baixo para a banda de frequência de 125 Hz, no valor de 0,25. Sendo assim, mostrou-se uma célula atenuadora eficiente para frequências acima da banda de 250 Hz. A Figura 34 traz os resultados da Célula 1.

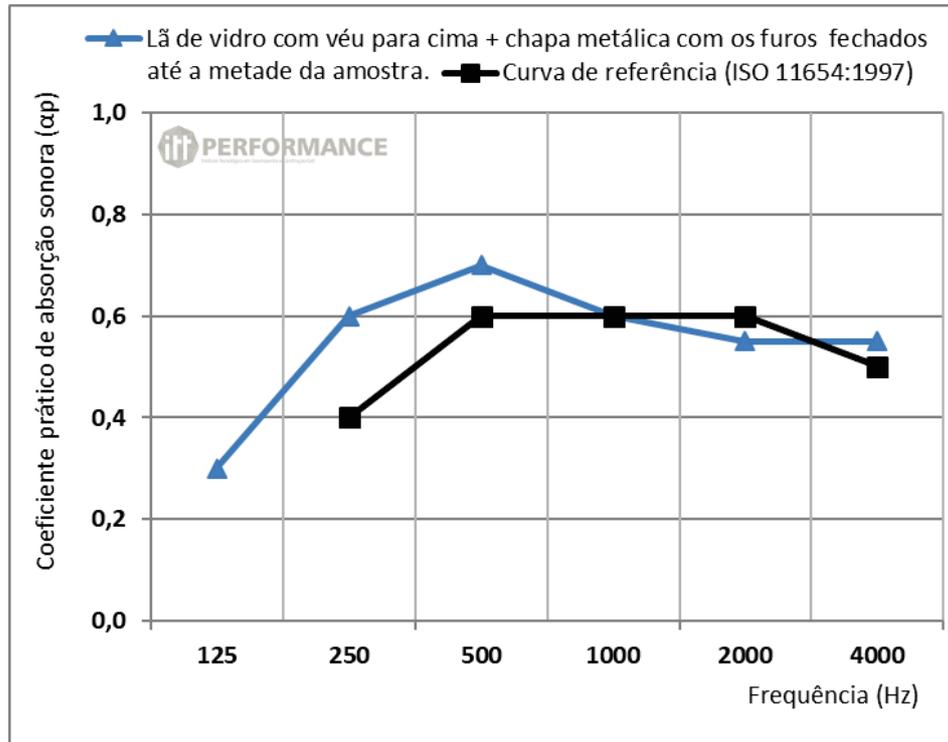
Figura 34 – Resultados de absorção sonora da Célula 1



Fonte: Elaborado pela autora.

A Célula 2 é composta por lã de vidro com véu de vidro em uma das faces, como na célula anterior, entretanto em 50% de sua superfície é aplicada uma chapa zincada acima da lã de vidro, impedindo o contato dessa parte da lã com o fluido corrente. Nos testes de absorção sonora o material 2 apresentou resultados intermediários, sendo classificado como classe C com coeficiente de absorção (α_w) de 0,60. A maior absorção foi na banda de 500 Hz com coeficiente de 0,70, mas apresentou coeficientes menores para a banda de frequência de 125 Hz, no valor de 0,30. Dessa forma, mostrou-se uma célula atenuadora menos eficiente em relação à Célula 1 em função do uso da chapa metálica refletora. A Figura 35 traz os resultados da Célula 2.

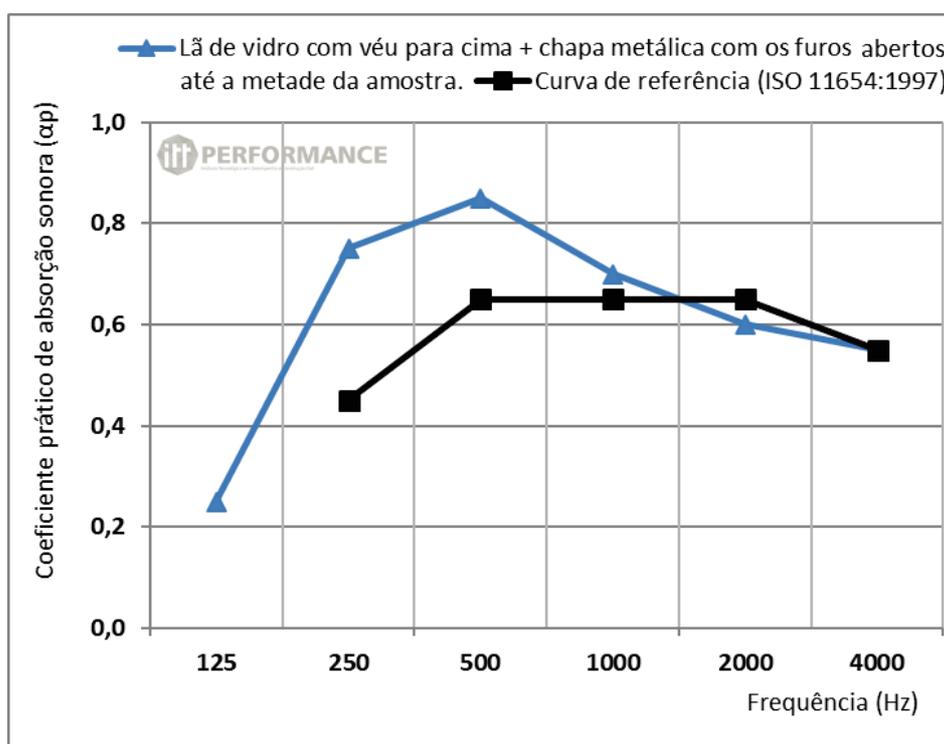
Figura 35 – Resultados de absorção sonora da Célula 2



Fonte: Elaborado pela autora.

A Célula 3 é composta por lã de vidro com véu de vidro em uma das faces, como na célula 1, contudo a lã de vidro está cortada em pedaços menores e não painéis inteiros de 1200 x 600 mm como é comercializada. Por ser em partes menores, aplicou-se uma câmara de TNT para manter a integridade do material. Nos testes de absorção sonora o material 3 apresentou resultados intermediários, sendo categorizado como classe B com coeficiente de absorção (α_w) de 0,85. Sua maior absorção foi na banda de 500 Hz com coeficiente de 0,90, mas apresentou coeficientes menores na banda de frequência de 125 Hz, no valor de 0,25. Logo, mostrou-se uma célula atenuadora eficiente, próximo ao coeficiente de absorção apresentado pela Célula 1. A Figura 36 traz os resultados da Célula 3.

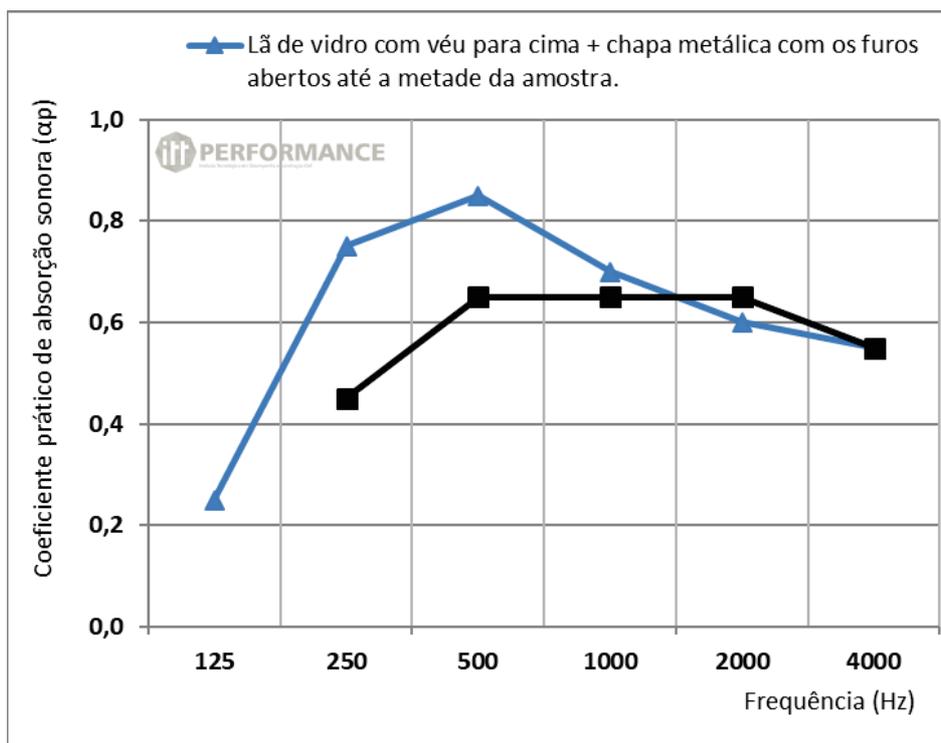
Figura 36 – Resultados de absorção sonora da Célula 3



Fonte: Elaborado pela autora.

A Célula 4 é composta por lã de vidro com véu de vidro em uma das faces, como a Célula 1, porém 50% de sua superfície foi preenchida com painel perfurado. Ao invés de chapa zincada, como na Célula 2, usou-se um painel perfurado projetado para atender as baixas frequências, já que esses parâmetros não são atendidos pelo material padrão utilizado hoje na fabricação dos atenuadores acústicos. Nos testes de absorção sonora o material 4 apresentou resultados intermediários, sendo especificado como classe C com coeficiente de absorção (α_w) de 0,65. A maior absorção foi na banda de 500 Hz com coeficiente de 0,85, mas apresentou um coeficiente menor para a banda de frequência 125 Hz, no valor de 0,25. Assim, mostrou-se uma célula atenuadora melhor que a Célula 2, já que apresentou maiores índices nas baixas frequências para as bandas de 125 Hz e 250 Hz. Nessas bandas de frequência os ventiladores de sistemas de ar condicionado central operam. A Figura 37 traz os resultados da Célula 4.

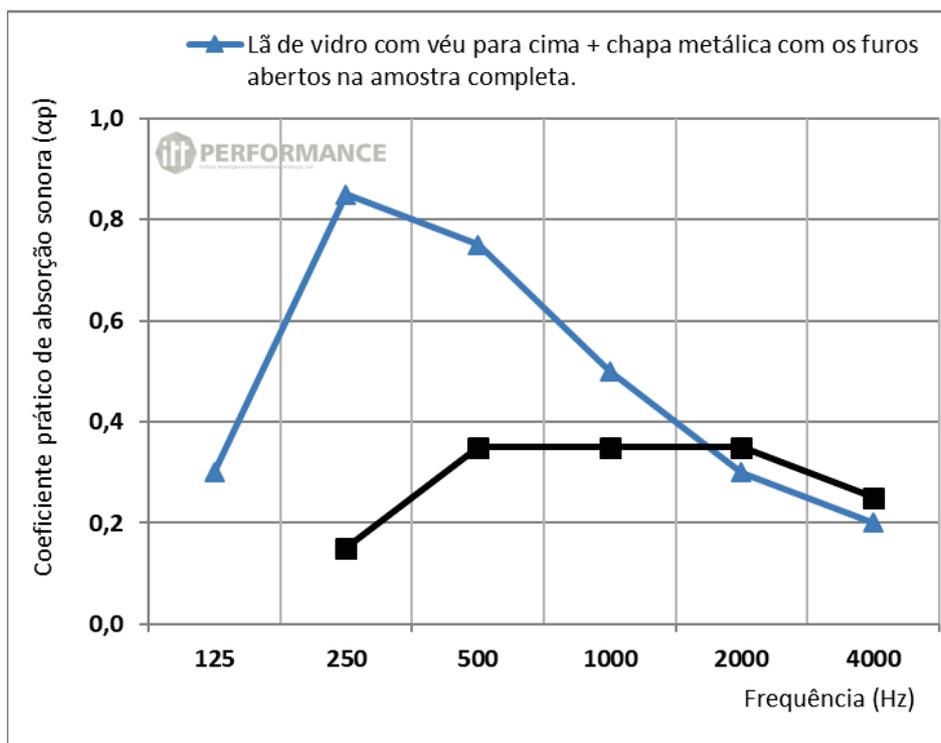
Figura 37 – Resultados de absorção sonora da Célula 4



Fonte: Elaborado pela autora.

A Célula 4 ainda foi testada com a aplicação do painel perfurado sobre 100% da superfície da lã para verificação de resultados, sendo nomeado este material como 5. Nos testes de absorção sonora o material 5 apresentou resultados intermediários, sendo especificado como classe D com coeficiente de absorção (α_w) de 0,35. A maior absorção ocorreu na banda de 250 Hz com coeficiente de 0,85, mas apresentou um coeficiente baixo para a banda de frequência 4.000 Hz, no valor de 0,20. Percebe-se que esta célula atenuadora não possui um coeficiente de absorção alto, mas apresenta resultados com maiores valores de absorção sonora na banda de 125 Hz, justamente as frequências que não são bem atendidas pelo material Isosound utilizado atualmente na fabricação de atenuadores acústicos para sistemas HVAC. A Figura 38 mostra os resultados da Célula 5.

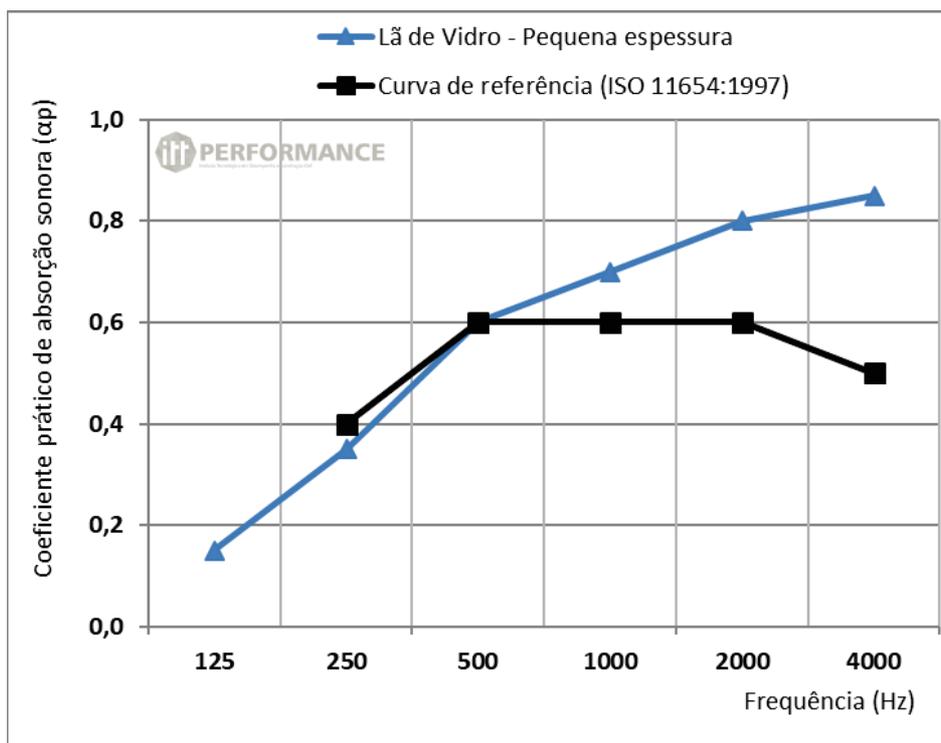
Figura 38 – Resultados de absorção sonora da Célula 5



Fonte: Elaborado pela autora.

A Célula 6 é construída por retalhos de lã de vidro de 38 mm de espessura e com uma das faces coberta por uma camada de alumínio. Este material é utilizado para isolamento térmico como barreira radiante dos dutos de ar condicionado central e a quantidade de sobras é significativa, tendo que passar pelo mesmo processo de logística reversa dos retalhos da Célula 3. Nos testes de absorção sonora o material 6 apresentou resultados intermediários, sendo categorizado como classe C com coeficiente de absorção (α_w) de 0,60. Na banda de 4.000 Hz foi verificada a maior absorção sonora, com coeficiente de 0,85, mas apresentou o menor índice para a banda de frequência de 125 Hz, no valor de 0,15, dentre as demais células testadas. Portanto, apresentou-se uma célula atenuadora ineficiente em relação à Célula 3 que também reutiliza retalhos e garantiu maiores resultados de absorção sonora. A Figura 39 traz os resultados da Célula 6.

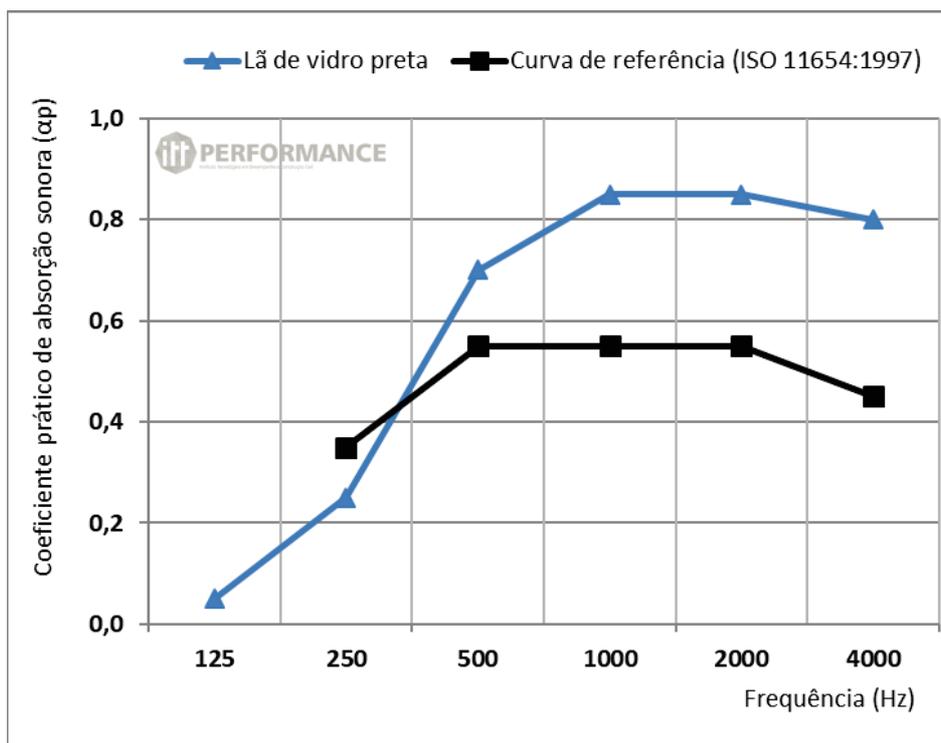
Figura 39 – Resultados de absorção sonora da Célula 6



Fonte: Elaborado pela autora.

A Célula 7 contém a lã de vidro rígida de alta densidade com uma das faces coberta por uma camada de alumínio, comercialmente conhecida como Climaver. Este produto foi lançado no mercado com o intuito de substituir a composição chapa zincada + lã de vidro em um único produto. A aplicação desse produto vem crescendo frente a alguns setores e é necessário o conhecimento de seu potencial acústico. Nos testes de absorção sonora o material 7 apresentou resultados intermediários, sendo identificado como classe D com coeficiente de absorção (α_w) de 0,55. A maior absorção foi verificada nas bandas de 1.000 Hz e 2.000 Hz com coeficiente de 0,85, mas apresentou coeficientes muito baixos para a banda de frequência de 125 Hz, no valor de 0,05. Dessa forma, mostrou-se uma célula atenuadora pouco atrativa visto que é um material com alto valor de mercado e apresenta coeficientes de absorção sonora inferiores ao material padrão da Célula 1. A Figura 40 traz os resultados da Célula 7.

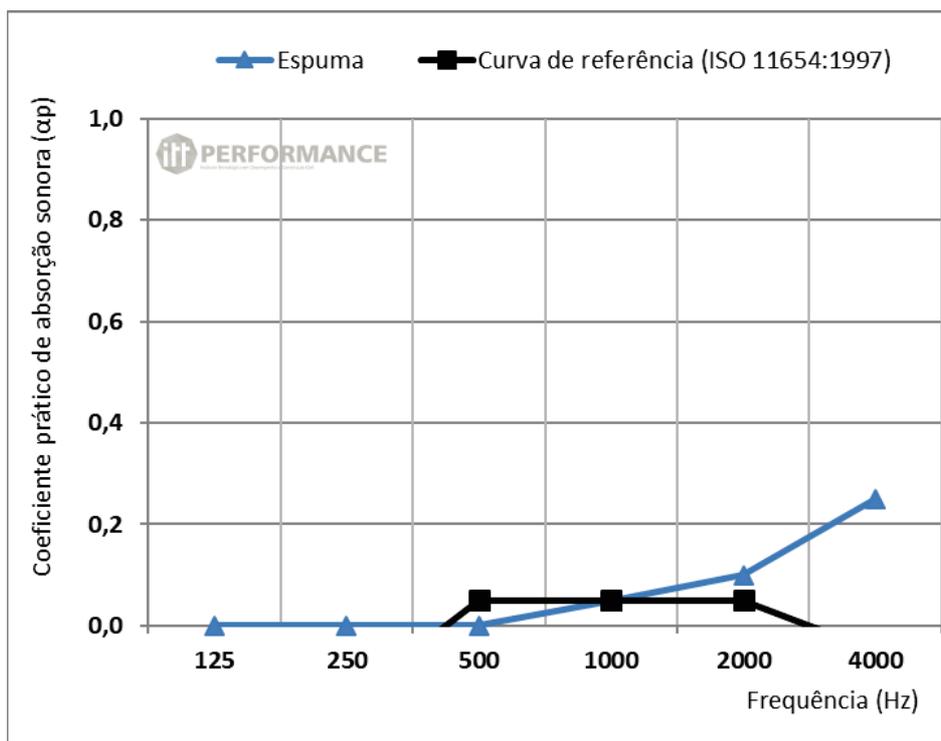
Figura 40 – Resultados de absorção sonora da Célula 7



Fonte: Elaborado pela autora.

A Célula 8 é composta por espuma elastomérica de 15 mm de espessura em sua composição. Esse material vem sendo aplicado em dutos HVAC quando há necessidade de recapeamento dos dutos com chapa, no caso de locais abertos, sendo essa espuma inserida entre as chapas zincadas. Esse também é um produto novo dentre os materiais disponíveis na parte de refrigeração central e torna-se interessante conhecer mais sobre suas características de absorção sonora. Nos testes de absorção sonora o material 8 apresentou resultados baixos, não atendendo níveis mínimos de absorção para ser classificado. Seu coeficiente de absorção (α_w) foi de 0,05. Em bandas de frequências até 500 Hz a absorção foi considerada nula, sendo caracterizado como um material tipicamente de reflexão acústica. O maior coeficiente de absorção foi verificado na banda de 4.000 Hz, com 0,25. Logo, mostrou-se uma célula atenuadora sem influência da absorção do material de sua composição. A Figura 41 mostra os resultados da Célula 8.

Figura 41 – Resultados de absorção sonora da Célula 8

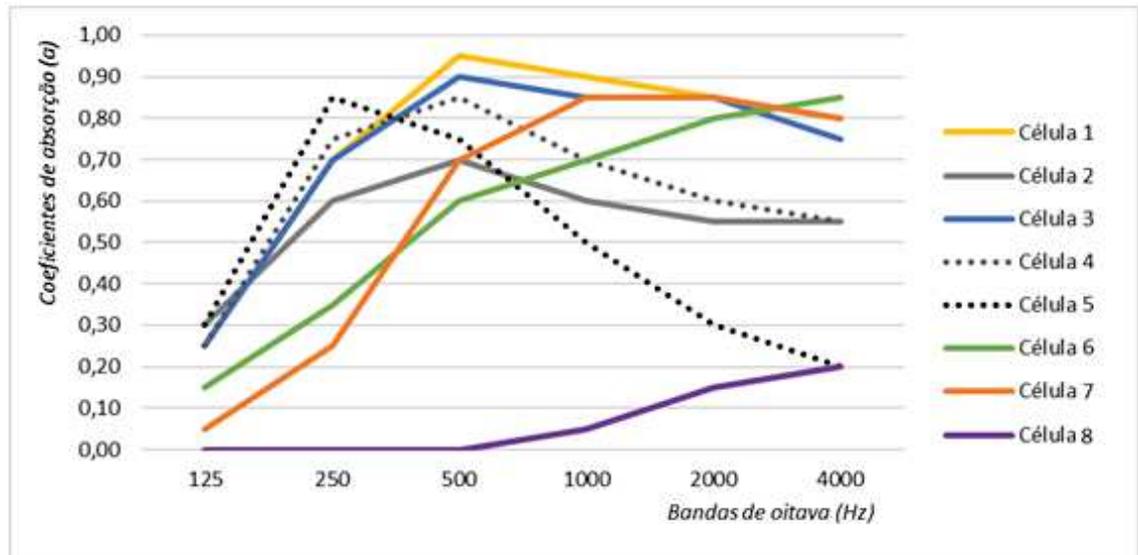


Fonte: Elaborado pela autora.

A comparação das características de absorção sonora por bandas de oitava dos materiais testados pode ser analisada a partir dos resultados da Figura 42. As Células 1 e 7 com a exposição da face com a lã de vidro fibroso apresentam um comportamento típico de material fibroso com maior absorção sonora nas médias e altas frequências, pouca absorção nas baixas frequências, caracterizadas nas bandas de 125 Hz e 250 Hz. Pode-se afirmar que a adição de TNT não alterou significativamente as características de absorção do material, sendo verificado o mesmo perfil gráfico para as Células 1 e 3. Por outro lado, a adição da chapa zincada em 50% da área da amostra ensaiada reduziu os coeficientes de absorção, representando um bloqueio para a incidência das ondas sonoras no material fibroso. Também foi verificada a redução dos coeficientes com o uso da espuma elastomérica na Célula 8, com valores que caracterizam o material como de reflexão acústica. A maior eficiência na absorção dos sons graves foi verificada com o uso de chapas perfuradas nas Células 4 e 5, sendo notado um comportamento típico de um ressonador de Helmholtz (BRANDÃO, 2016; PATRÍCIO, 2018). Em relação ao uso dos retalhos de lã de vidro fina na Célula 6, pode-se afirmar que as características típicas de um material fibroso foram preservadas, mas ocorreu a redução nos

coeficientes de absorção para todas as bandas de frequência analisadas, devido a menor espessura e densidade da lã.

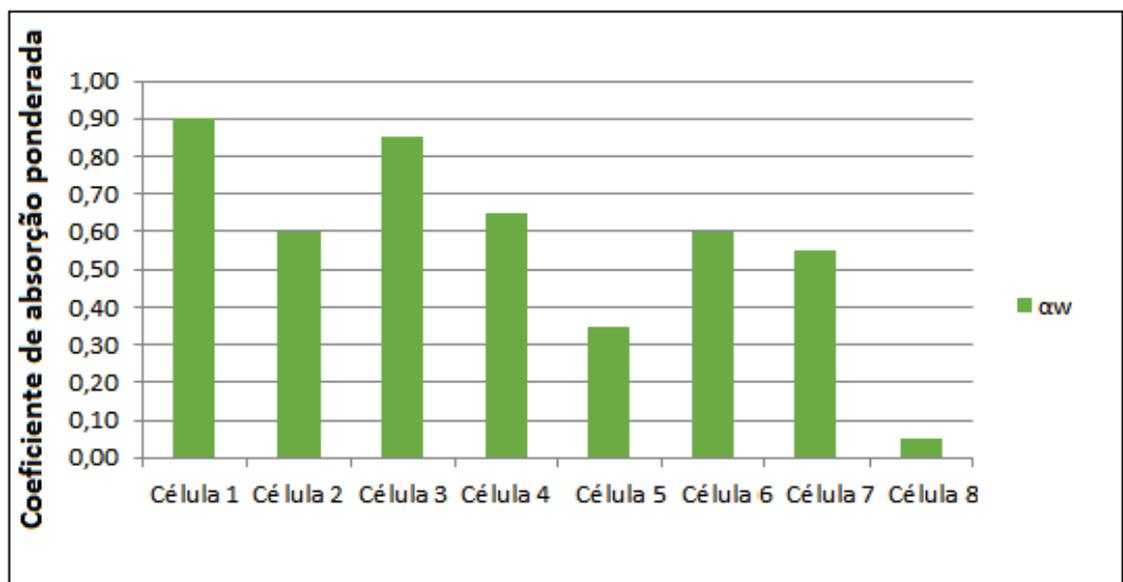
Figura 42 – Resultados comparativos por bandas de oitava



Fonte: Elaborado pela autora.

Reunindo todos os dados apresentados pelos ensaios realizados nas células atenuadoras propostas, apresenta-se a Figura 43 com a representação gráfica dos coeficientes de absorção sonora ponderados de cada uma das células testadas.

Figura 43 – Representação gráfica dos coeficientes de absorção ponderados das células



Fonte: Elaborado pela autora.

Com a Figura 43 fica evidente que o material com melhor coeficiente de absorção sonora é a lã de vidro com véu de vidro Isosound já utilizada atualmente para produção dos silenciadores para sistemas HVAC. A utilização de retalhos do mesmo material com aplicação de TNT é o segundo melhor resultado, com valor muito próximo ao coeficiente de absorção.

Já a Célula 2 que também é utilizada em projetos atuais não apresentou os bons resultados esperados. A concepção da Célula 4 é inovadora e trouxe resultados mais positivos, principalmente nas baixas frequências, que não são atendidas de forma satisfatória pelo Isosound.

Explorando as informações obtidas com os ensaios das células atenuadoras, nota-se que a Célula 1, com lã de vidro padrão Isosound é a célula com maior coeficiente de absorção sonora ponderado, entretanto a Célula 3 composta por retalhos de Isosound coberto por TNT também apresenta um índice de absorção elevado e próximo aos parâmetros do material primário, tornando seu uso um projeto viável e promissor.

Além disso, os coeficientes de absorção apresentados pela Célula 5 nas baixas frequências são relevantes, uma vez que essas são as frequências não atendidas de forma aceitável atualmente. Sendo assim, entende-se que a composição da Célula 3 e da Célula 5 seja uma alternativa interessante para atender a intenção de reaproveitamento dos retalhos gerados hoje, além de otimizar os índices de absorção atendidos, buscando melhores resultados também nas baixas frequências.

O atenuador proposto, então, será composto por retalhos de lã de vidro padrão Isosound + TNT + painéis perfurados na extensão total do comprimento das células atenuadoras que compõe o atenuador.

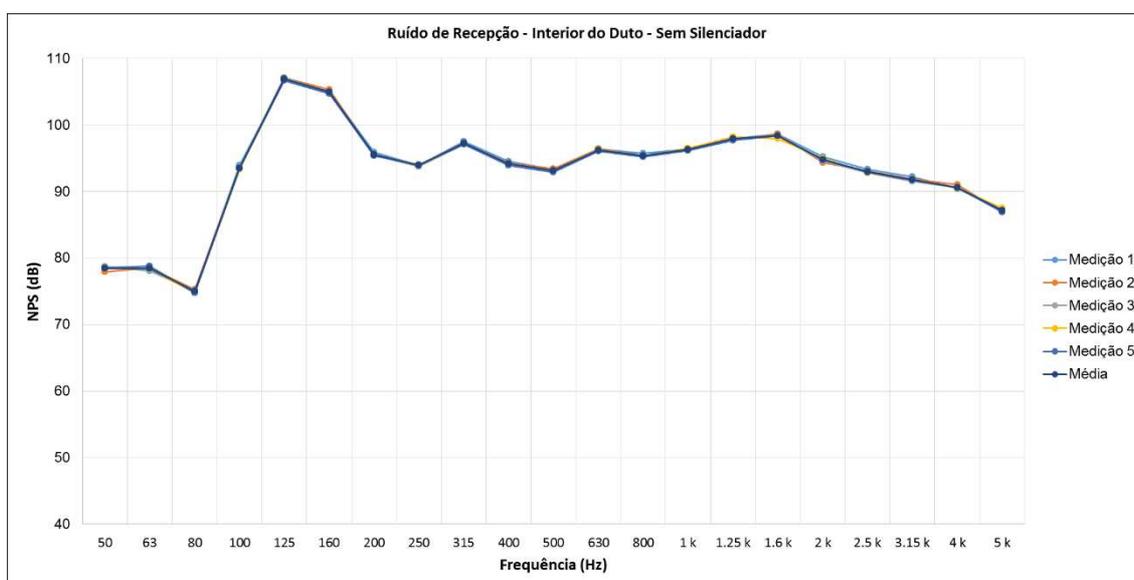
4.2 Resultados dos atenuadores

Os ensaios nos atenuadores acústicos foram idealizados com o intuito de verificar a quantidade de som absorvido pelo atenuador padrão, analisando as bandas frequências por terço de oitava e coeficientes de absorção que o

equipamento indicado para uso atual proporciona. Foram executadas 05 medições por posição em 03 etapas diferentes

A etapa 1 foi realizada com um duto oco para verificação do ruído gerado pelo sistema. Na posição 1, interior do duto, o maior nível de pressão sonora foi de 104,97 dB na frequência de 160 Hz. Já o menor nível foi mensurado aos 80 Hz com 75 dB. A Figura 44 traz os resultados dos níveis de ruído de recepção no interior do duto sem silenciador.

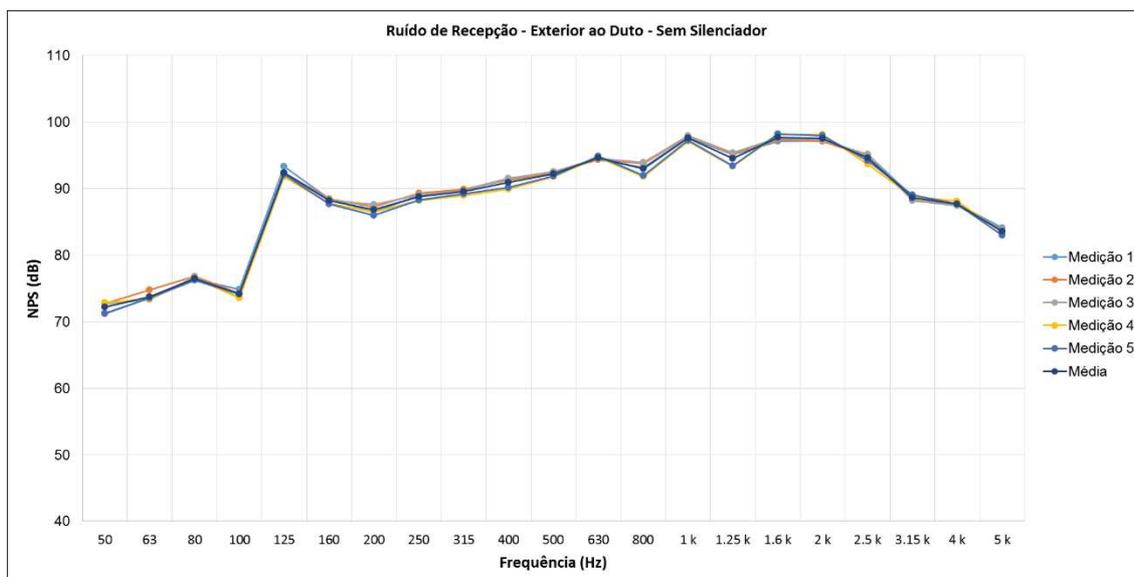
Figura 44 – Resultados de ruídos de recepção - interior do duto - sem silenciador



Fonte: Elaborado pela autora.

Na posição 2, exterior ao duto, da etapa 1, o maior nível de pressão sonora foi de 97,61 dB na banda de frequência de 1.000 Hz. Já o menor nível foi mensurado na faixa de 50 Hz com 72,22 dB. A Figura 45 traz os resultados dos níveis de ruído de recepção no ponto exterior ao duto sem silenciador.

Figura 45 – Resultados de ruídos de recepção - exterior ao duto - sem silenciador

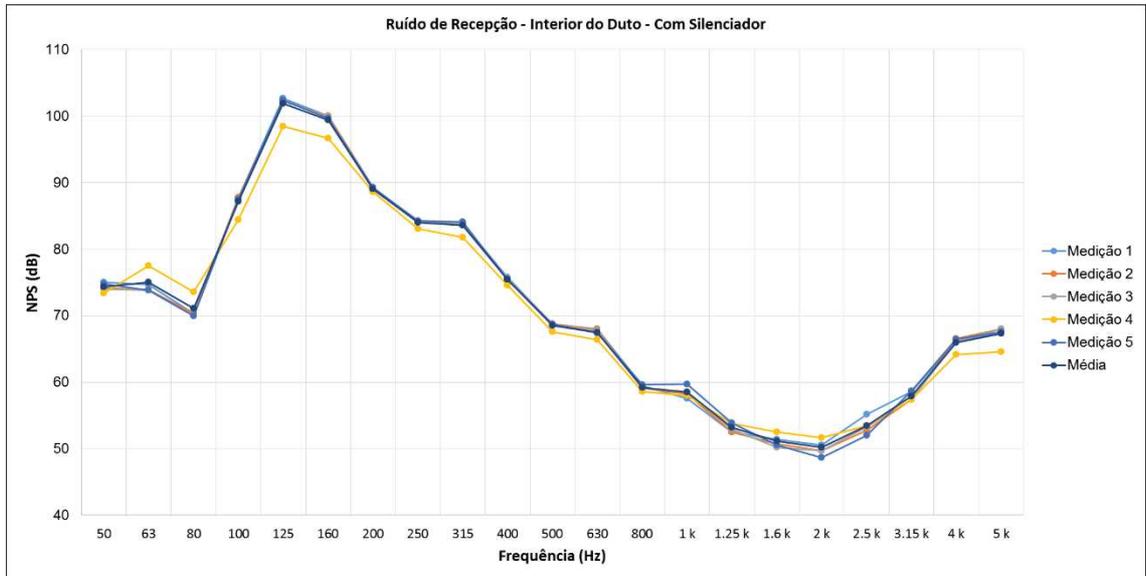


Fonte: Elaborado pela autora.

Pode-se perceber que os níveis sonoros são próximos nos dois pontos definidos, porém os picos de maiores níveis mensurados variam nas baixas frequências para as médias frequências, no interior e exterior ao duto respectivamente.

A etapa 2 foi preparada com o atenuador padrão, afim de verificar os níveis de atenuação alcançados com a implantação deste no sistema. A revisão bibliográfica aponta 30 dB de atenuação com o uso dos silenciadores (SÃO LUIZ, 2014; BERLINERLUFT, 2017; INDÚSTRIAS TOSI, 2018). Na posição 1, interior do duto, o maior nível de pressão sonora foi de 101,86 dB na banda de 125 Hz. Já o menor nível foi mensurado aos 2000 Hz com 50,2 dB. A Figura 46 mostra os resultados dos níveis de ruído de recepção no interior do duto com silenciador.

Figura 46 – Resultados de ruídos de recepção - interior do duto - com silenciador

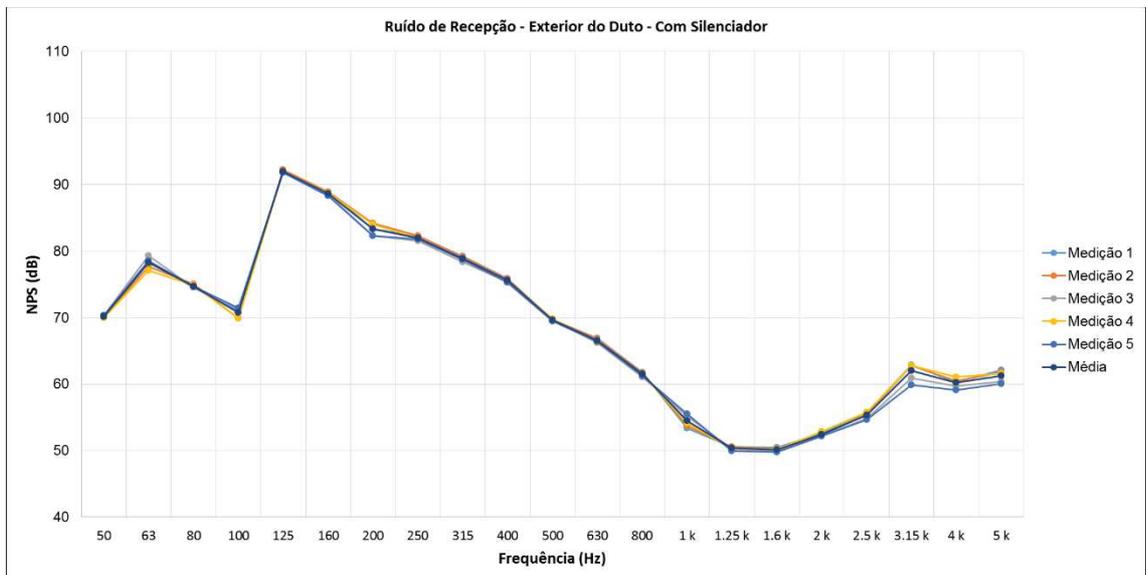


Fonte: Elaborado pela autora.

Nesta primeira parte da etapa 2 já é possível perceber que a aplicação do atenuador acústico no sistema HVAC traz reduções sonoras superiores aos apontados na revisão literária.

Na posição 2, exterior ao duto, da etapa 2, o maior nível de pressão sonora foi de 91,98 dB na banda de frequência de 125 Hz. Já o menor nível foi mensurado aos 1600 Hz com 50,14 dB. A Figura 47 traz os resultados dos níveis de ruído de recepção no ponto exterior ao duto com silenciador.

Figura 47 – Resultados de ruídos de recepção - exterior ao duto - com silenciador



Fonte: Elaborado pela autora.

Comparando as etapas 1 e 2 do ensaio de atenuação sonora pode-se notar que em ambas as posições de microfone os níveis de atenuação alcançadas com a inserção do atenuador acústico na etapa 2 é muito significativa. Alcançou-se uma redução de até 47,56 dB, conforme apresentado na Tabela 13. As bandas de frequências selecionadas foram as de menor resultados na etapa 2.

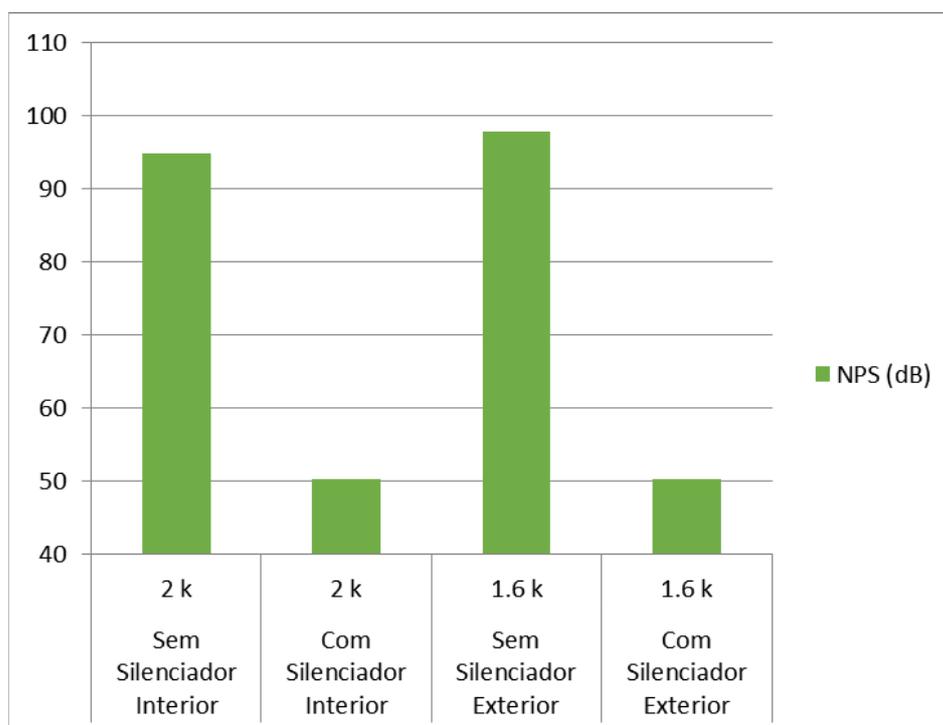
Tabela 13 – Comparação de resultados entre etapas 1 e 2

	Medição Hz / dB	
	Posição 1	Posição 2
Etapa 1	2000 Hz / 94,80 dB	1600 Hz / 97,70 dB
Etapa 2	2000 Hz / 50,20 dB	1600 Hz / 50,14 dB
Diferença Etapa 1 e Etapa 2	2000 Hz / 44,60 dB	1600 Hz / 47,56 dB

Fonte: Elaborado pela autora.

Ainda comparando as etapas 1 e 2, segue um gráfico de barras na Figura 48 que caracteriza os dados descritos na Tabela 13.

Figura 48 – Gráfico de comparação de resultados entre etapas 1 e 2



Fonte: Elaborado pela autora.

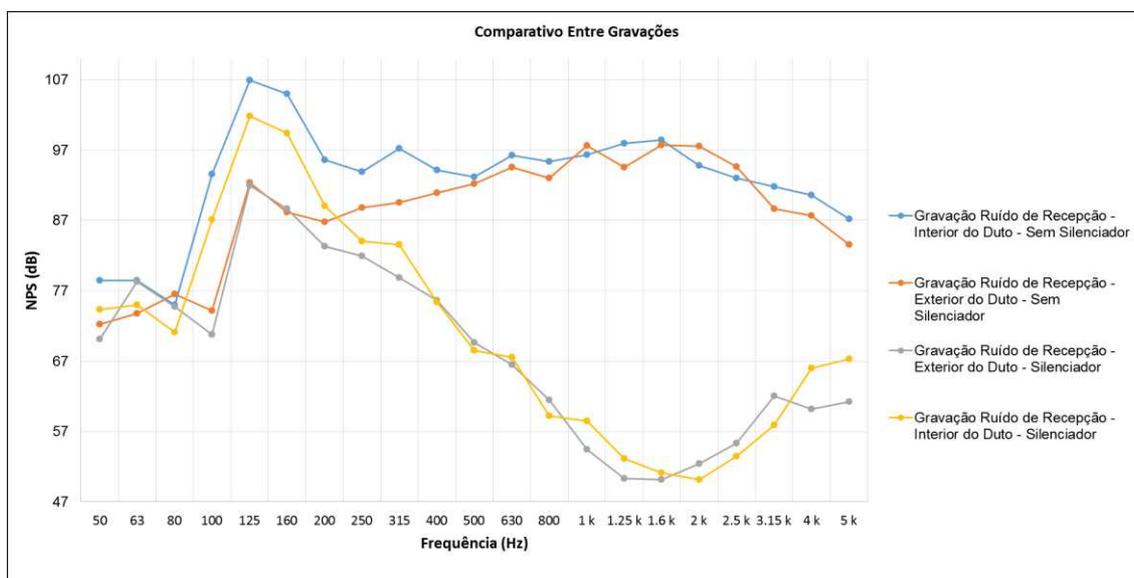
Conforme o gráfico da Figura 49 com as duas etapas (1 e 2) nas duas posições (1 e 2) apresenta a diferença entre cada momento mensurado. Nota-se

que na posição 1, interior do duto, os ruídos atingem um maior nível tanto na etapa 1 como na etapa 2, apontando que o fluido interno ao sistema é o mais percebido quando o conjunto é rígido e sem vazamentos.

Também é perceptível que na etapa 2, com a implantação do atenuador acústico padrão, os níveis sonoros foram reduzidos gradualmente a partir dos 250 Hz, tendo os resultados máximos nos 1.600 Hz e 2.000 Hz, ou seja, em médias e altas frequências a etapa 2 atende de forma eficiente a atenuação necessária atingindo o nível de pressão sonora adequado para um ambiente interno de 50 dB para que grande parte das pessoas não sejam moderadamente incomodadas pelo ruído. Mesmo assim, ainda não atende a exigência da norma ABNT NBR 10152 (ABNT, 2017) que requer um nível de pressão sonora de 45 dB em escritórios coletivos de trabalho, caso esta fosse a situação.

Embora os níveis de pressão sonora em altas frequências sejam mais sentidos pelo ouvido humano, as baixas frequências, que não estão sendo atendidas pela etapa 2 também podem prejudicar a audição e causar incômodos, sendo necessária uma solução para estas frequências. Como mostra a revisão bibliográfica, para baixas frequências é indicada a aplicação de ressonadores de Helmholtz no projeto. Sabendo dos bons resultados apresentados na Célula 5, com painel perfurado, inseriu-se esta composição junto a composição da Célula 3, retalhos de lã de vidro com véu de vidro Isosound, que é a ideia principal deste trabalho, para idealização do atenuador ideal proposto.

Figura 49 – Comparativo entre etapa 1 e etapa 2 nas duas posições de microfone

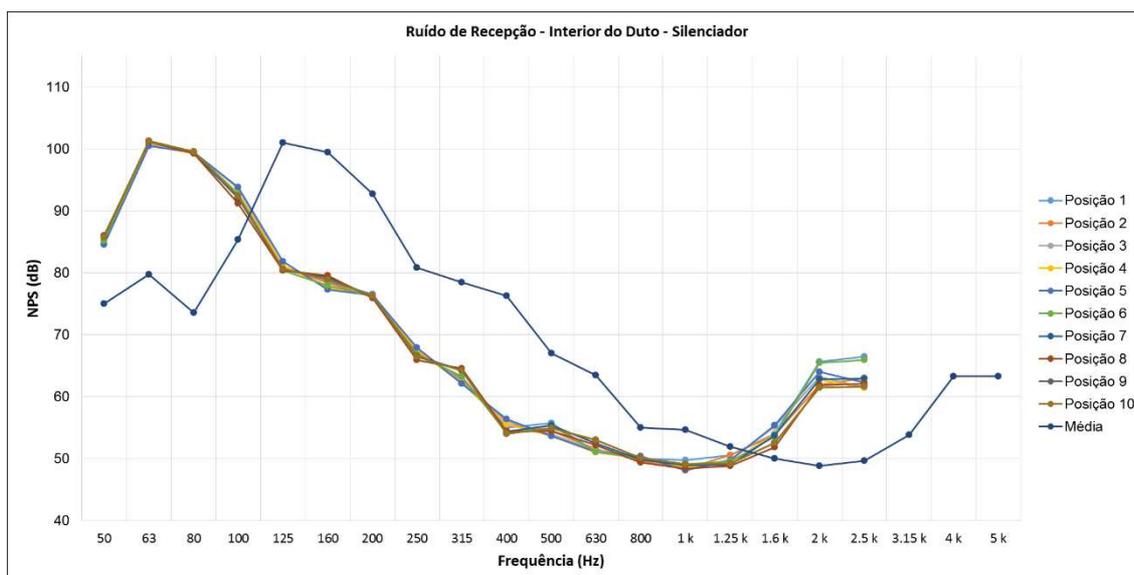


Fonte: Elaborado pela autora.

A etapa 3 foi realizada com o atenuador proposto, composto por retalhos de lã de vidro padrão Isosound e TNT, formando as células atenuadoras, e por painéis perfurados na extensão total do comprimento do duto, fixadas entre as células atenuadoras no ponto central entre elas. Ou seja, a cinco centímetros de distância de cada célula atenuadora, foi instalado um painel perfurado. Nesta última etapa, foram realizadas dez medições.

Na posição 1, interior do duto, o maior nível de pressão sonora foi de 101,031 dB na frequência de 125 Hz. Já o menor nível foi mensurado aos 2.000 Hz com 48,77 dB. A Figura 50 traz os resultados dos níveis de ruído de recepção no interior do duto sem silenciador.

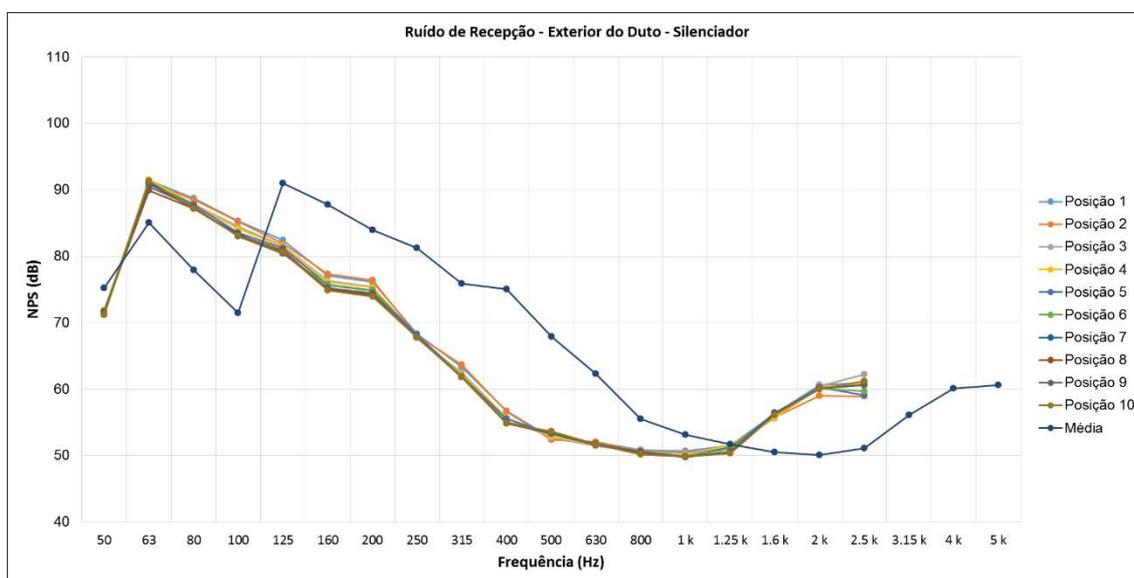
Figura 50 – Resultados de ruídos de recepção - interior ao duto - com silenciador proposto



Fonte: Elaborado pela autora.

Na posição 2, exterior ao duto, da etapa 3, o maior nível de pressão sonora foi de 90,98 dB na banda de frequência de 125 Hz. Já o menor nível foi mensurado aos 1.600 Hz com 50,05 dB. A Figura 51 traz os resultados dos níveis de ruído de recepção no ponto exterior ao duto com silenciador.

Figura 51 – Resultados de ruídos de recepção - exterior ao duto - com silenciador proposto



Fonte: Elaborado pela autora.

Comparando as etapas 1, 2 e 3 do ensaio de atenuação sonora pode-se notar que em ambas as posições de microfone os níveis de atenuação alcançadas com a o atenuador proposto se caracterizam de forma similar aos resultados do atenuador padrão. Alcançou-se uma redução de até 47,65 dB, conforme apresentado na Tabela 14. As bandas de frequências selecionadas foram as de menor resultados na etapa 2.

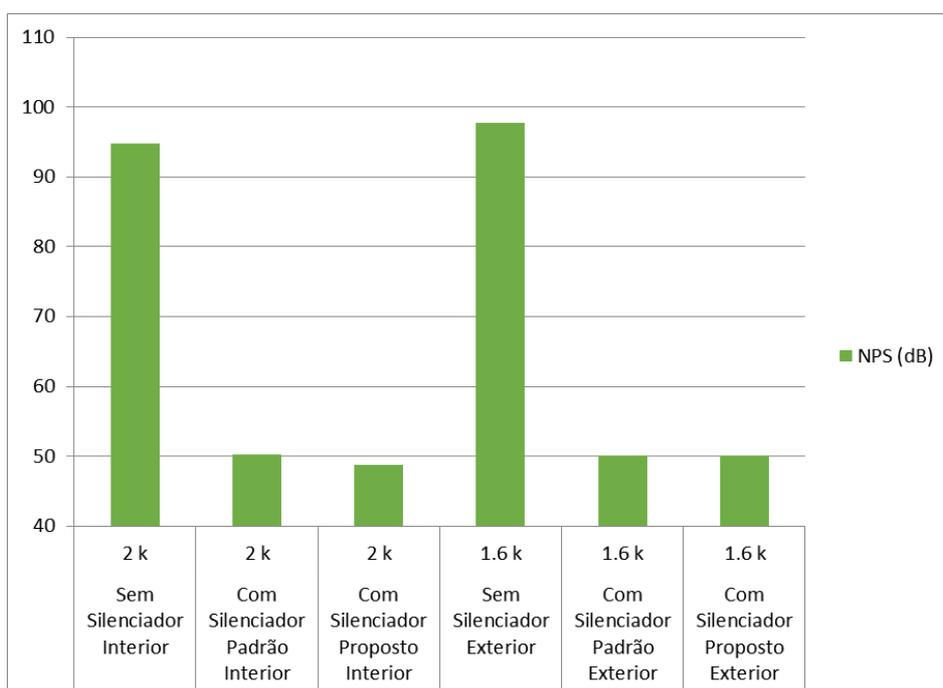
Tabela 14 – Comparação de resultados entre etapas 1, 2 e 3

	Medição Hz / dB	
	Posição 1	Posição 2
Etapa 1	2000 Hz / 94,80 dB	1600 Hz / 97,70 dB
Etapa 2	2000 Hz / 50,20 dB	1600 Hz / 50,14 dB
Etapa 3	2000 Hz / 48,77 dB	1600 Hz / 50,05 dB
Diferença Etapa 1 e Etapa 3	2000 Hz / 46,03 dB	1600 Hz / 47,65 dB

Fonte: Elaborado pela autora.

Ainda comparando as etapas 1, 2 e 3, segue um gráfico de barras na Figura 52 que caracteriza os dados descritos na Tabela 14.

Figura 52 – Gráfico de comparação de resultados entre etapas 1, 2 e 3



Fonte: Elaborado pela autora.

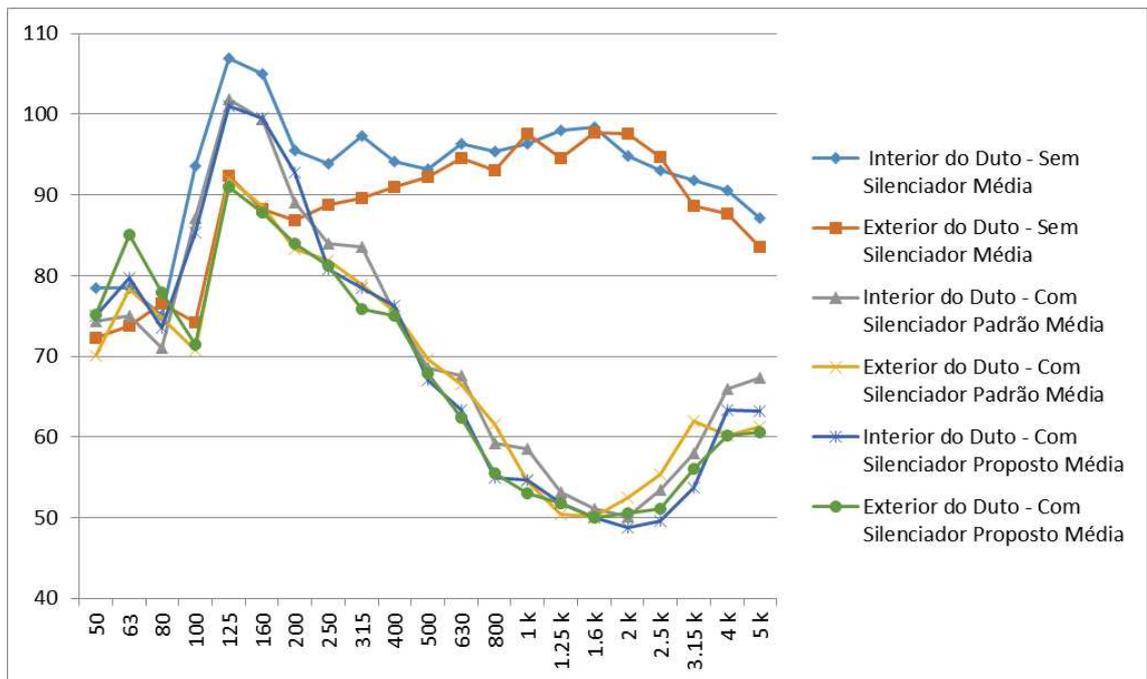
Visualizando o gráfico da Figura 53 com as três etapas (1, 2 e 3) nas duas posições (1 e 2) verifica-se a diferença entre cada momento mensurado. Conforme já analisado, na posição 1, interior do duto, o atenuador proposto também apresenta maiores níveis de ruídos em relação a posição 2, exterior do duto. Assim, destaca-se que mesmo com a alteração o conjunto continua rígido e sem vazamentos.

Nota-se também que na etapa 3, com a implantação do atenuador acústico proposto, os níveis sonoros foram reduzidos gradualmente a partir dos 125 Hz, tendo os resultados máximos de atenuação nos 1.600 Hz e 2.000 Hz, seguindo a eficiência nas bandas de médias e altas frequências também apresentada na etapa 2, com o atenuador acústico padrão. Nas bandas de baixa frequência, esperavam-se resultados com maior nível de atenuação na etapa 3 já que o atenuador proposto possui painéis perfurados em sua composição. Entretanto os resultados da etapa 3 em relação a etapa 2 foram quase similares. O benefício é que para a construção do atenuador proposto, foram utilizados materiais fonoabsorventes reaproveitados, e mesmo assim, garantiu-se uma atenuação eficiente com este novo atenuador.

A solução pensada para as bandas de baixa frequência não foi efetiva, mesmo tendo um pequeno ganho de atenuação nestas bandas de frequência, relacionando as etapas 2 e 3, mas os materiais fonoabsorventes reaproveitados

apresentaram bons resultados e são eficientes da mesma forma que o material de primeira produção, sendo viável a reutilização dos retalhos resultantes da produção de atenuadores acústicos.

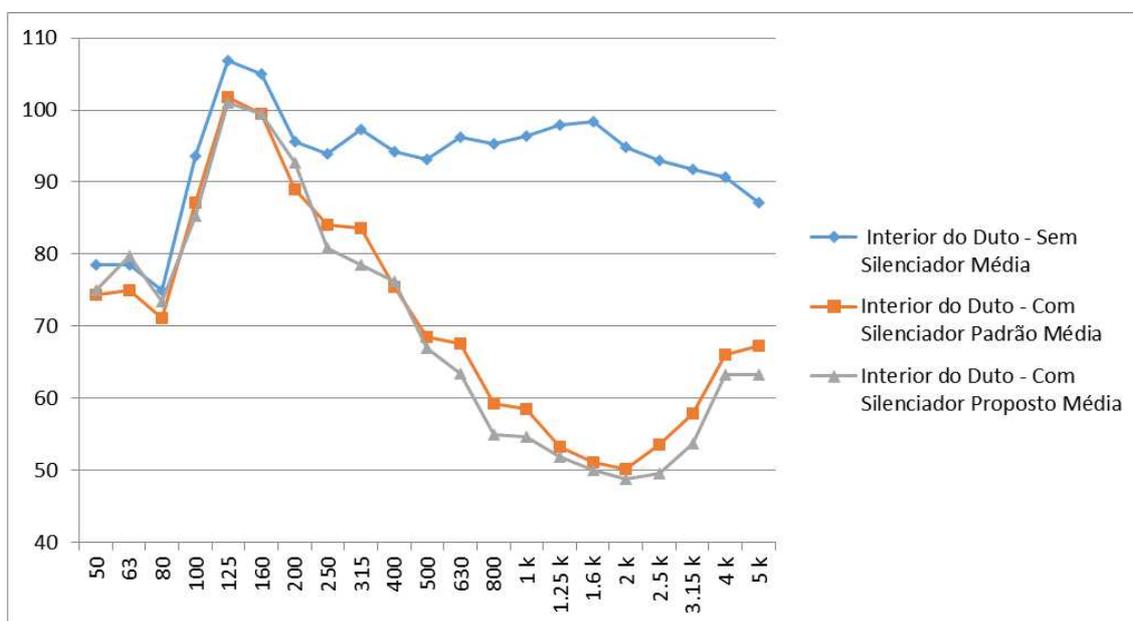
Figura 53 – Comparativo entre etapa 1, etapa 2 e etapa 3 nas duas posições de microfone



Fonte: Elaborado pela autora.

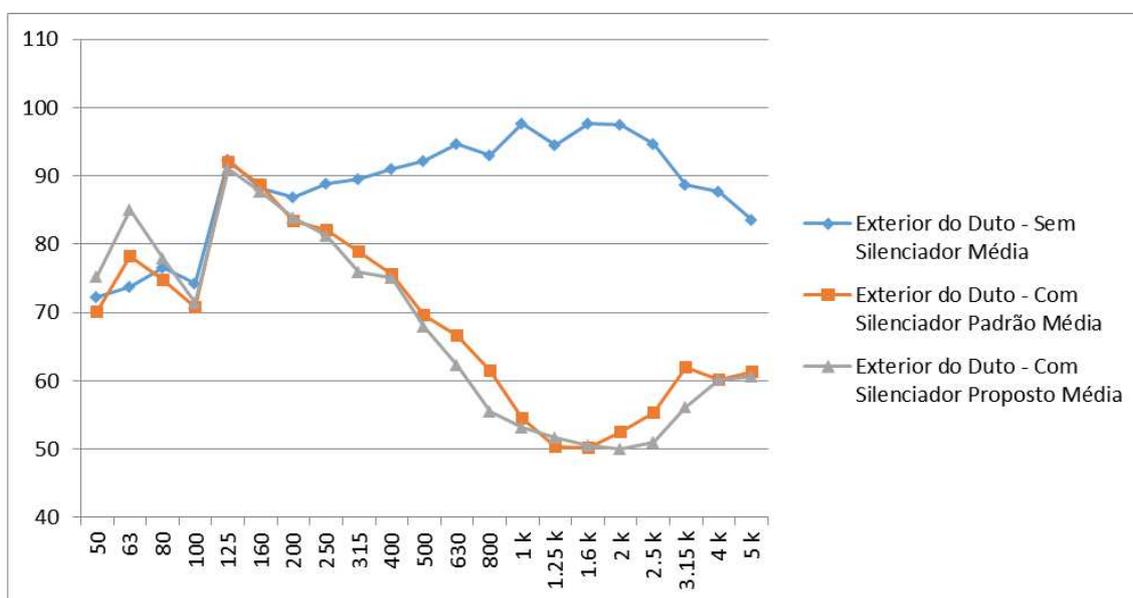
Com o intuito de trazer uma visualização mais clara dos resultados, os gráficos da Figura 54 e da Figura 55 mostram as respostas das três etapas ensaiadas nos testes de nível de atenuação na posição 1 de microfone, interior do duto, e na posição 2 de microfone, exterior do duto, respectivamente.

Figura 54 – Resultados dos ensaios de nível de atenuação na posição 1 de microfone



Fonte: Elaborado pela autora.

Figura 55 – Resultados dos ensaios de nível de atenuação na posição 2 de microfone



Fonte: Elaborado pela autora.

Percebe-se um nível de atenuação um pouco maior com o atenuador proposto, da etapa 3, em ambas as posições de microfone, em relação ao atenuador padrão, da etapa 2. Ambas as etapas são muito eficientes em relação à etapa 1.

Somando todos os resultados obtidos nas duas fases de ensaio propostas durante este trabalho é possível verificar que o material fonoabsorvente Isosound utilizado atualmente na produção dos atenuadores acústicos para sistemas HVAC é o material com maior nível de absorção sonora. Sobretudo, o Isosound pode ser modelado junto a outros materiais de forma a atingir um número maior de faixas sonoras, contemplando não somente as médias e altas frequências, conforme as características deste material, mas também atingindo as faixas de baixa frequência.

O equilíbrio entre materiais que atinjam diferentes faixas de frequência, agregando a inclusão de materiais tidos como resíduo oneroso, traz benefícios para toda a cadeia produtiva dos atenuadores acústicos.

5 CONCLUSÃO

O conhecimento adequado é um dos fatores que influenciam no aumento da eficiência na aplicação e especificação de produtos, entretanto informações parciais muitas vezes são insuficientes para o gerenciamento diário de uma produção. O objetivo geral deste trabalho consistiu em entender quais as alterações que podem ser aplicadas na fabricação de atenuadores acústicos para sistemas de ar condicionado central com o intuito de incorporar materiais fonoabsorventes reaproveitados, já que a logística reversa presente hoje é dispendiosa.

A revisão bibliográfica trouxe a compreensão de que a composição do material fonoabsorvente, bem como sua espessura, distância e forma de instalação influenciam diretamente no coeficiente de absorção do material. Estes quesitos foram trazidos para a idealização do primeiro ensaio em laboratório realizado, o qual conferiu o coeficiente de absorção de 08 células atenuadoras distintas.

As formas de emissão e propagação do som em termos de níveis de pressão sonora e composição espectral de um sistema típico HVAC auxiliaram na elaboração dos ensaios de nível de atenuação sonora pelos silenciadores. As frequências de cada parte do sistema bem como as formas de instalação e posicionamento dos equipamentos influam diretamente no desempenho dos atenuadores acústicos implantados no sistema de ar condicionado central.

Os resultados dos ensaios de absorção sonora indicaram que o material usado nos projetos atuais apresenta o maior coeficiente de absorção, mas não atende as baixas frequências que também estão presentes nos sistemas HVAC devido ao ruído gerado pelos equipamentos que compõe o conjunto formado por ventiladores. A utilização de retalhos da lã de vidro com véu de vidro Isosound apresentou resultados de absorção muito próximos ao material primário, o que indicou que seu uso é eficiente e pode ser aplicado junto com a camada de TNT sem perder as características acústicas. Assim, o material considerado refugo torna-se matéria prima novamente e o material fonoabsorvente é reaproveitado.

Destacaram-se os resultados obtidos com os painéis perfurados dispostos sobre a lã de vidro com véu de vidro Isosound que apresentaram um bom desempenho de baixas frequências.

Os resultados dos ensaios de nível de atenuação indicaram que o atenuador padrão utilizado hoje apresenta bons resultados e consegue atingir até 47,56 dB de

atenuação quando implantado no sistema de rede de dutos de ar condicionado central. Porém estes níveis de atenuação, como nos testes de absorção sonora, estão presentes nas médias e altas frequências. A incorporação de atenuador proposto, composto por materiais fonoabsorventes de baixas, médias e altas frequências, já que possui retalhos de lã de vidro com véu de vidro, TNT e o painel perfurado, teve resultados similares ao atenuador padrão alcançando reduções de até 47,65 dB. Mesmo agregando o material fonoabsorvente indicado para bandas de baixa frequência, não se conseguiu bons resultados nesta faixa.

Assim, conclui-se que com o uso de materiais fonoabsorventes reaproveitados é possível ter coeficientes de absorção muito próximos aos resultados de materiais primários, além de conseguir maiores níveis de atenuação com a agregação de materiais fonoabsorventes que atendem diferentes bandas de frequência.

Para estudos futuros indicasse verificar a aplicação de atenuadores acústicos circulares para sistemas HVAC e o uso de silenciadores do tipo combinado, tendo em vista que o ideal é atender um maior número de bandas de frequências.

6 REFERENCIAL BIBLIOGRÁFICO

AMERICAN SOCIETY OF HEATING , REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS (ASHRAE). Handbook HVAC Applications SI Edition. **Manual da ASHRAE** – Atlanta, Amer Society of Heating, 2015.

ANTUNES, M. L. P.; PIERONI, B. B. V. Aproveitamento de resíduo de lã de vidro em placas de gesso. In: **4th International Workshop Advances In Cleaner Production – 2013**. São Paulo, Brasil.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR 10152**: Acústica – Níveis de pressão sonora em ambientes internos a edificações. Rio de Janeiro, 2017.

_____.**NBR 12179**: Tratamento acústico em recintos fechados. Rio de Janeiro, 1992.

_____.**NBR 15220-3**: Desempenho térmico das edificações – Parte 3: Zoneamento bioclimático brasileiro e diretrizes construtivas para habitações unifamiliares de interesse social. Rio de Janeiro, 2005.

_____.**NBR 16313**: Acústica - Terminologia. Rio de Janeiro, 2014.

_____.**NBR 16401-1**: Instalações de ar-condicionado – Sistemas centrais e unitários – Parte1: Projetos das instalações. Rio de Janeiro, 2008.

ASSOCIAÇÃO SUL BRASILEIRA DE REFRIGERAÇÃO, AR CONDICIONADO, AQUECIMENTO E VENTILALAÇÃO. Menos barulho mais conforto – Cada vez mais em evidência, conforto acústico cresce em importância no segmento HVAC. **Revista da ASBRAV – Edição 27** – Novembro e Dezembro 2017 – Ano IV – Porto Alegre, Gráfica Odisséia, 2017.

BALLOU, Glen M. **Handbook for sound engineers**. 4ª Edição. Burlington, MA: Elsevier Inc, 2009.

BERLINERLUFT. Catálogo do site de fabricante de atenuadores acústicos, 2017. Disponível em: <http://www.berlinerluft.com.br/files/file_592739b8b34c0.pdf>

BERTOLI, S. R; OITICICA, M. L. G. da R. Contribuição acústica de materiais absorvedores aplicados na parede da edificação de peitoris ventilados fabricados com materiais refletores. In: **XI Encontro Nacional de Conforto no Ambiente Construído – ENCAC 2011**. Búzios, Brasil.

BISTAFA, Sylvio R. **Acústica aplicada ao controle do ruído**. 3ª Edição. São Paulo: Blucher, 2018.

BORGES, Paulo Roberto. **Utilização de resíduos de lã de vidro em fabricação de concreto**, 2007. 129f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Materiais) - Programa de Pós-Graduação da Universidade Federal de Ouro Preto (UFOP/REDEMAT), Ouro Preto, 2007.

BRITISH STANDARD INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 7235**: Acoustics – Laboratory measurement procedures for ducted silencers and air-terminal units – Insertion loss, flow noise and total pressure loss. 2009.

CARVALHO, Régis P. **Acústica Arquitetônica**. 2ª Edição. Brasília: Thesaurus, 2010.

CAVALHEIRO, Thiago. **Avaliação de atenuadores acústicos dissipativo de dutos de sistemas de ar-condicionado de aeronaves**, 2015. 229f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Programa de Pós-Graduação da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), Florianópolis, 2015.

COLARES, Camila O.; NEVES, Daniele D.; SANGRILLO, Viviana P. D. Estudo da caracterização e reaproveitamento de lã de vidro na obtenção de materiais vitrocerâmicos. In: ENCONTRO NACIONAL DE ESTUDANTES DE ENGENHARIA METALÚRGICA, DE MATERIAIS E DE MINAS, 2014, São Paulo. **Anais...** São Paulo (SP), 2014.

EGAN, M. David. **Architectural acoustics**. Four Lauderdale, Florida: J Ross Publishing, 2014.

EVEREST, A. F; POHLMANN K. C. **Master Handbook of Acoustics**. 6ª Edição. New York: McGraw-Hill Education, 2014.

GERGES, Samir N. Y. **Ruído: fundamentos e controle**. 2ª Edição. Florianópolis: NR Editora, 2000.

GIL, Antônio C. **Como Elaborar Projetos de Pesquisa**. 5ª Edição. São Paulo: Atlas, 2010.

GUEDES, Fernando P. **Controle Ativo de Ruído em Dutos de Ventilação: Um experimento para aplicação em unidades offshore**, 2006, 98f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Oceânica) – Programa de Pós-Graduação da Universidade Federal do Rio de Janeiro (COPPE), Rio de Janeiro, 2006.

HAINES, R. W; HITTLE, D. C. **Control Systems for Heating, Ventilating, and Air Conditioning**. 6ª Edição. New York, NY: Springer Science, 2006.

- INDÚSTRIAS TOSI. Catálogo do site de fabricantes de atenuadores acústicos, 2018. Disponível em: <<http://www.industriastosi.com.br/index.php/catalogos/tropical/>>
- INSTITUTE OF NOISE CONTROL ENGINEERING (INCE). Noise & Vibration Control – Principles and Applications. **Revista da INCE Foundation** – Virgínia, EUA, Gráfica Ingemansson, 2000.
- INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION (ISO). **ISO 11654: Acoustics – Sound absorbers for use in buildings – Rating of sound absorption**. 1997.
- INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION (ISO). **ISO 354: Acoustics – Measurement of sound absorption in a reverberation room**. 2003.
- LAMBERTS, Roberto; DUTRA, Luciano; PEREIRA, Fernando O. R. **Eficiência Energética na Arquitetura**. 3ª Edição. Rio de Janeiro: Eletrobras/Procel, 2014.
- LEVENTHALL, Geoff. **Noise and vibration control for HVAC – CIBSE Guide B5**. The Chartered Institution of Building Services Engineers London, 2002.
- MACIEL, M. A. **Controle ativo de ruído aplicado a venezianas acústicas**, 2014, 137f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação da Universidade Federal de Uberlândia (UFU), Uberlândia, 2014.
- MCQUAY International (800) 432-1342. **Application Guide AG 31-010, HVAC Acoustic Fundamentals, Engineered for flexibility and performance**, 2004. Disponível em: <<http://www.vibrationdata.com/tutorials2/AG31-010lo.pdf>>
- MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE (MMA). **Princípio dos 3R's**. Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/responsabilidade-socioambiental/producao-e-consumo-sustentavel/consumo-consciente-de-embalagem/principio-dos-3rs.html>>
- MURGEL, Eduardo. **Fundamentos de acústica ambiental**. São Paulo: Editora Senac São Paulo, 2007.
- OITICICA, Maria L. G. da R. **Desempenho acústico de diferentes tipologias de peitoris ventilados**, 2010. 240f. Dissertação (Doutorado em Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo). Programa de Pós-Graduação da Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP), São Paulo, 2010.
- PATRÍCIO, Jorge. **Acústica nos edifícios**. 7ª Edição. Engebook. Lisboa, 2018.
- SALIBA, Tuffi M. **Manual prático de avaliação e controle do ruído**. 9ª Edição. São Paulo: LTr, 2016.
- SÃO LUIZ. Catálogo do site de fabricantes de atenuadores acústicos, 2014. Disponível em: <<http://www.acusticasaoluiz.com.br/produto/atenuadores-de-ruído/>>

SHAFFER, M. E. **A practical guide to noise and vibration control for HVAC systems**. American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, 2011.

SCHIAVONI, S.; D'ALESSANDRO, F.; BIANCHI, F.; ASDRUBALI, F. Insulation materials for the building sector: A review and comparative analysis. In: RENEWABLE AND SUSTAINABLE ENERGY REVIEWS, 62, 2016, 988-1011. **Anais...** Roma, 2016.

SOARES, Fabiano S.; OLIVEIRA, Maria F.; HEISSLER, Rafael F.; SOUZA, Camila F. N. Caracterização da absorção sonora de painéis metálicos perfurados para uso em barreiras acústicas. In: ENCONTRO DA SOCIEDADE BRASILEIRA DE ACÚSTICA, 18., 2018, Porto alegre. **Anais...** Porto Alegre (RS), 2018.

SOUZA, Léa C. L. de.; ALMEIDA, Manuela G. de; BRAGANÇA, Luís. **Bê-á-bá da Acústica Arquitetônica: Ouvindo a Arquitetura**. 1ª Edição. São Carlos: EdUFSCar, 2006.

YIN, Robert K. **Estudo de caso: planejamento e métodos**. 5ª Edição. Porto Alegre: Bookman, 2015.

WORLD HEALTH ORGANIZATION (WHO). **Guidelines for community noise**. 1999.

WORLD HEALTH ORGANIZATION (WHO). **Burden of disease from environmental noise**. 2011.