

Desenvolvimento e otimização de silenciador automotivo orientado a protótipos Formula Student

Piccini, A.¹ ; Mareze, P. H.² ; Martins, M. E. S.³ ; Fonseca, W. D'A.⁴ 

^{1,2,4} Engenharia Acústica, Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, RS,
{alexandre.piccini, paulo.mareze, will.fonseca}@eac.ufsm.br

³ Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, RS, mario@mecanica.ufsm.br

Resumo

Competições Formula Student/FSAE estipulam limites de ruído para os protótipos veiculares *Formula SAE* de combustão interna, de forma a não agredir a saúde auditiva de participantes. A regulamentação vigente nestas competições estipula limites de nível de pressão sonora de até 103,0 dB(C) em marcha lenta e 110,0 dB(C) em todas as outras faixas de operação do motor, sob determinadas condições de medição. Muitas equipes demonstram dificuldades em atender esses critérios de forma eficaz, visto que estudos de caso de sucesso são raramente documentados. Este trabalho propõe métodos para este fim, discutindo detalhadamente a concepção e a otimização de silenciadores para os casos citados. Formas de caracterização e modelagem do problema são abordadas com base na potência sonora da fonte e na predição de níveis de pressão sonora. Protótipos e o processo de tomada de decisão são propostos e discutidos detalhadamente. Posteriormente, a aplicação de algoritmos genéticos à otimização de silenciadores em baixas frequências aliada ao método de matrizes de transferência é abordada. Além disso, a análise pelo método de elementos finitos é realizada com o propósito de estender o intervalo de frequências estudadas e também verificar os efeitos da aplicação de materiais porosos. Mil gerações, com 50 indivíduos cada, são estimadas, direcionando o projeto em estudo para reduzir o nível de pressão sonora global previsto em 3,3 dB(C), em média. O trabalho resulta em um projeto que atinge seguramente os limites estabelecidos por regulamento. A validação do protótipo construído nas duas condições de avaliação constatou níveis de pressão sonora de 89,9 dB(C) e 108,5 dB(C), respectivamente.

Palavras-chave: silenciador, otimização, algoritmo genético, formula sae, veicular.

PACS: 43.10.Sv, 43.20.Hq, 43.20.Jr, 43.20.Mv, 43.30.Zk, 43.50.-x, 43.50.Gf.

Design and optimization of automotive silencers oriented to Formula Student prototypes

Abstract

Formula Student/FSAE competitions establish noise limits for Formula SAE prototypes powered by internal-combustion engines; thus ensuring auditory protection for all participants. Current regulations establish sound pressure level (SPL) limits of 103,0 dB(C) and 110 dB(C) for idle engine speed and *test speed* conditions, respectively, under specifically determined measurement conditions. Many teams often struggle to comply with such regulations effectively, given that successful case studies are seldom documented. This work proposes a methodology for just such a purpose through detailed discussion of designing and optimizing the construction of such silencers, for the cases cited herein. Characterization and modeling methods are addressed based upon source sound power levels and sound pressure level prediction. The prototypes are proposed and discussed in detail, as well as the decision-making process involved for their selection. Furthermore, the application of Genetic Algorithms to silencer optimization (in the low-frequency range) linked to the transfer matrix method is conducted and discussed. A thousand generations (with 50 individuals each) are studied, directing the case under study to reduce predicted global sound pressure levels by 3,3 dB(C) on average. This study has resulted in a design that safely complies with the limits set by current regulations. With respect to validation, the prototype built under both conditions measured 89,9 dB(C) and 108,5 dB(C), respectively.

Keywords: muffler, optimization, genetic algorithm, formula sae, vehicle.

1. INTRODUÇÃO

O presente trabalho propõe-se a expor a metodologia empregada para a concepção de um silenciador focado para a equipe Formula UFSM, que compete na competição Fórmula SAE Brasil anualmente e, em virtude disso, necessita soluções apropriadas para o controle de ruído do veículo. Serão discutidas as limitações e exigências de tal projeto, abordando o processo de concepção e posterior otimização a luz destas, culminando em um protótipo fabricado e testado, atestando sua efetiva funcionalidade no final do ciclo de projeto.

1.1 FSAE/Formula Student

Formula SAE (ou Formula Student) trata-se de uma competição estudantil proposta pela sociedade dos engenheiros automotivos (SAE – Society of Automotive Engineers), cujo propósito consiste em preparar os estudantes de engenharia para o mercado de trabalho da mobilidade de forma prática e competitiva [1]. As equipes são encarregadas de apresentar protótipos monoposto *open-wheel*¹ projetados, construídos e validados pelos próprios estudantes, com base em diversas regulamentações de segurança e competição vigentes.

Dentro do aspecto de regulamentação em relação à segurança do protótipo, um dos parâmetros técnicos avaliados consiste em limites de ruído estabelecidos para o sistema de exaustão. No regulamento oficial [1], consta que duas condições de teste serão avaliadas para motores de combustão interna:

1. *Marcha lenta*: na velocidade em que o motor estabiliza sem carga, o nível de pressão sonora é limitado a 103 dB em ponderação C, em integração rápida (125 ms); e
2. “*Velocidade de teste*”: na velocidade média de pistão de 914,4 m/min, arredondada para o múltiplo de 500 RPM mais próximo (correspondente a 11000 RPM no motor

¹Do mesmo padrão de veículo utilizado em competições como Formula 1, Formula Indy, Formula Renault e afins.

utilizado), o nível de pressão sonora não deverá ultrapassar 110 dB em ponderação C, em integração rápida (125 ms).

Em todas as outras condições de operação, o limite de 110 dB também não deve ser ultrapassado sob nenhuma circunstância. A medição deve ser executada a 0,5 m do tubo de saída do sistema, na mesma altura, em 45° em relação a direção dos gases.

Outras regulamentações também se aplicam ao sistema, como direcionamento dos gases e exposição de partes quentes a usuários e pessoas próximas, mas que não são relevantes para este trabalho em específico. Estes e demais detalhes estão disponíveis no regulamento oficial [1].

1.2 Caso em estudo

A Universidade Federal de Santa Maria (UFSM) é representada na competição FSAE Brasil pela equipe Formula UFSM, cujo protótipo de 2018 (Figura 1) e o desenvolvimento de seu silenciador será documentado neste estudo. O protótipo denominado *Sefton* é movido por um motor original da motocicleta Honda CBR600RR 2008 [2], cuja velocidade de 11000 RPM representa a velocidade de teste comentada anteriormente. O motor possui quatro cilindros dos quais, no sistema de exaustão, os gases residuais são todos unidos a um único duto em determinado ponto. O sistema de exaustão foi caracterizado em relação à sua potência sonora e composição de gases – detalhes que serão melhor abordados mais adiante.



Figura 1: Protótipo Sefton - Formula UFSM 2018.

2. REVISÃO TEÓRICA

Esta seção retomará tópicos essenciais para a compreensão deste trabalho, de forma a complementar a compreensão dos procedimentos documentados em seções seguintes.

2.1 Fontes acústicas em controle de ruído

Sobre a perspectiva de controle de ruído [3], considera-se como fonte acústica qualquer objeto capaz de produzir potência acústica, de forma a irradiar esta potência no ambiente circundante. Neste sentido, ao procurar o controle de ruído, evidentemente faz-se necessária a redução da potência irradiada (ou recebida) da forma mais apropriada possível. Sendo assim, o controle de ruído de fontes busca metodologias eficazes para produzir tal resultado.

2.2 Filtros passivos

Ao procurar atingir o objetivo recém mencionado, o projetista terá de fazer o uso de dispositivos que possam executar a tarefa da redução de potência a ser irradiada para algum ponto de interesse. De forma livre, denomina-se estes dispositivos como **filtros reativos**, pois são capazes de reter (ou cancelar por alguma outra forma) parte da energia a ser irradiada [3].

Dentro do tema de filtros acústicos são encontrados dois grupos principais possíveis de serem implementados: **passivos** e **ativos**. Filtros passivos utilizam princípios reativos de retenção de energia (por meio de artefatos geométricos) e princípios dissipativos, utilizando-se do fenômeno viscotérmico [4] que materiais porosos podem apresentar a campos sonoros. Filtros ativos, de forma diferente, geralmente utilizam técnicas de controle automatizado em que identificam-se os sistemas [5] que devem ser controlados e produzem-se sinais em fase oposta para o cancelamento (idealmente) total do campo acústico em determinada região do espaço. A denominação de *ativo*, mais exatamente, por definição se deve ao fato de que estes sistemas exigem a introdução de energia externa (em forma elétrica, por exemplo) para seu funcionamento apropriado.

A maioria dos casos de controle de ruído em exaustão de automóveis consiste apenas em filtros passivos por vários motivos, entre eles os custos envolvidos com fabricação e manutenção, assim como a facilidade de implementação e a confiabilidade envolvidas. Da mesma forma, neste trabalho serão abordados assuntos pertinentes ao desenvolvimento e otimização de um filtro *passivo* para o caso em questão [6].

2.3 Perda de transmissão

Foi mencionado anteriormente que procura-se atenuar a potência a ser irradiada por uma fonte acústica em especial. O filtro passivo a ser utilizado pode ser caracterizado por diversos parâmetros. Entre eles, está a *perda de transmissão* (PT), ou ainda *Transmission Loss* (TL), na bibliografia em inglês [6]. A perda de transmissão é definida pela potência perdida em função do filtro isoladamente de outras influências – fator descritor bastante pertinente aos propósitos em foco. Para um silenciador automotivo por exemplo, dada uma potência incidente W_i , a potência transmitida W_o relaciona-se com PT de forma que:

$$PT = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{W_i}{W_o} \right) \text{ [dB]}. \quad (1)$$

2.4 Perda por inserção

A *perda por inserção* (doravante referenciada pela sigla PI), ou *Insertion Loss* [6], é definida pela diferença entre a *potência* radiada *sem* um determinado filtro e *com* o determinado filtro [7]. Ao invés da razão entre a potência de entrada e de saída (Equação 1), trata-se da razão entre a potência radiada *sem* e *com* o filtro:

$$PI = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{W_{sem}}{W_{com}} \right) \text{ [dB]}. \quad (2)$$

Para as aplicações deste trabalho, a diferença crucial entre PI e perda de transmissão PT consiste no fato de que o resultado do PI não é apenas dependente do filtro em si (que é o caso da perda de transmissão), mas também na con-

dição de radiação especificamente. Em termos mais teóricos, quando a impedância de radiação $Z_r \rightarrow \rho_0 c_0$, tem-se que $PI \rightarrow PT$, sendo ρ_0 e c_0 a densidade do ar e velocidade do som no meio, respectivamente, e $\rho_0 c_0$ sendo a *impedância acústica característica*. De fato, medições de PT de filtros acústicos como silenciadores funcionam exatamente desta forma, procurando similar ao máximo uma terminação na forma $\rho_0 c_0$, anecoica, com a utilização de material poroso. Embora esta técnica não assegure exatamente uma impedância de entrada $\rho_0 c_0$, ela exerce uma aproximação devidamente próxima [6].

Em uma radiação de uma terminação tubular para um espaço aberto, algumas interferências consideráveis ocorrem [8]. Isso se deve à impedância de radiação consideravelmente diferente nessa condição. Neste trabalho, o conceito de PI será constantemente preferido em relação a PT, por já considerar os efeitos das terminações utilizadas.

2.5 Método de matrizes de transferência

O método de matrizes de transferência [9] se propõe a modelar sistemas unidimensionais acústicos identificando os diferentes elementos, como tubos, câmaras e ressonadores, e caracterizando-os relacionando a relação entre pressão e velocidade de volume de entrada e saída por meio de uma matriz, seguindo a lógica:

$$\begin{Bmatrix} p_i \\ Q_i \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_o \\ Q_o \end{Bmatrix}, \quad (3)$$

em que p_i e Q_i representam a pressão e velocidade de volume de entrada, p_o e Q_o representam o mesmo, respectivamente, para a saída. Os termos de A a D são específicos ao sistema sendo modelado (os diversos sistemas possíveis são discutidos e quantificáveis em Munjal, 2014 [6]). O método propõe-se a quantificar sistemas acústicos *unidimensionais* e, portanto, apenas é válido para a faixa de frequências em que os sistemas apresentam tais condições. A frequência de corte f_c , em que os primeiros modos transver-

sais e/ou axiais podem-se manifestar em tubos, é dada [6] por

$$f_c = \frac{1,84 c_0}{\pi D}, \quad (4)$$

sendo que c_0 é a velocidade do som no meio e D é o *maior diâmetro* utilizado no arranjo. Apenas abaixo desta frequência pode-se assegurar que será observado um campo acústico unidimensional. Por este motivo, o método das matrizes de transferência só pode ser utilizado confiavelmente até tal faixa.

Convenientemente, uma série de diferentes elementos pode ser considerada como um único elemento multiplicando suas diversas matrizes em ordem adequada, contribuindo para uma matriz geral que correlaciona todo o sistema entre sua saída e entrada [6]. Pela sua simplicidade e eficiência numérica, o método foi utilizado no desenvolvimento deste trabalho, especialmente no que tange otimização, para uma eficiente fase de detalhamento do projeto.

Apesar da simplicidade e a fácil implementação, a determinação das matrizes de elementos de diversos segmentos de um silenciador pode tornar-se uma atividade laboriosa. Além disso, Da Silva, 2016 [10], comenta que a sua aplicação deixa de ser atraente quando a geometria dos tubos e cavidades são irregulares e quando a faixa de frequência de análise ultrapassa a região de ondas planas. Por isso, abordagens por meio de elementos finitos e elementos de contorno têm sido desenvolvidas para estudo de silenciadores e filtros acústicos. Com esse intuito, o método de elementos finitos será brevemente apresentado a seguir, sendo este utilizado ao longo do trabalho para análises em maiores intervalos de frequência. Para maiores detalhes sobre os métodos aqui mencionados com aplicação em filtros acústicos e silenciadores, veja [11–15]. O método de elementos finitos será empregado nesse trabalho com intuito de avaliação e comparação, mas não para otimização.

2.6 Método dos elementos finitos

O *Método dos elementos finitos* (ou FEM²) trata-se de um método pertencente aos métodos de formulações variacionais [16], que permite a resolução numérica de problemas de equações diferenciais de forma flexível e com boa exatidão. O método, quando aplicado para acústica, utiliza-se da forma de Galerkin para reescrever a equação da onda e realizar a integração numérica ao longo do domínio do problema, gerando um sistema matricial que pode ser resolvido por inversão de matrizes. Da equação da onda

$$\nabla^2 \tilde{p} - k^2 \tilde{p} = 0, \quad (5)$$

em que ∇^2 é o Operador Laplaciano, k é o número de onda de interesse e \tilde{p} é a pressão a ser encontrada ($\{\tilde{\cdot}\}$ representa uma grandeza complexa), obtém-se a forma fraca

$$\begin{aligned} & \int_{\Omega_f} [\nabla \delta \tilde{p} \cdot \nabla \tilde{p} - k^2 \delta \tilde{p} \tilde{p}] dV \dots \\ & - \int_{\partial \Omega_{f,N}} \delta \tilde{p} (\rho_0 \omega^2 \bar{U} \cdot \bar{n}) dS \dots \\ & + \int_{\partial \Omega_{f,R}} \delta \tilde{p} (jk\tilde{\beta}) \tilde{p} dS = 0, \end{aligned} \quad (6)$$

considerando a frequência angular ω , o volume V , a área S , a admitância acústica específica normalizada $\tilde{\beta}$, o valor médio do deslocamento de uma face do domínio \bar{U} , o vetor normal \bar{n} , a variação admissível $\delta \tilde{p}$, o domínio³ Ω_f e os contornos⁴ $\partial \Omega_{f,N}$ e $\partial \Omega_{f,R}$ a se aplicar condições de velocidade e admitância, respectivamente. A discretização do domínio computacional, a interpolação nodal e a lógica de integração entre elementos leva a Equação 6 ao sistema matricial, [16]

$$\begin{aligned} W(\tilde{p}, \delta \tilde{p}) = & (\mathbf{H} - \omega^2 \mathbf{Q} \dots \\ & \dots + j\omega \mathbf{A}) \{\tilde{\mathbf{p}}\} - \{\mathbf{f}\} = 0, \end{aligned} \quad (7)$$

composto pela matriz global de rigidez \mathbf{H} , de massa \mathbf{Q} , de admitância \mathbf{A} e pelo vetor global residual $\{\mathbf{f}\}$, em que resolve-se o sistema para o vetor de pressões nodais $\{\tilde{\mathbf{p}}\}$.

Características relevantes a serem consideradas sobre este método consistem em observar o custo computacional envolvido, tanto com relação ao tamanho físico do problema, assim como a faixa de frequências que procura-se estudar. A malha de elementos finitos precisa ser gerada observando que elementos de dimensões exacerbadas irão implicar em inexatidão numérica, também considerando que o aumento da frequência exige a diminuição do tamanho dos elementos para a manutenção da exatidão numérica. Sendo assim, problemas com dimensões grandes e/ou em altas frequências tendem a ser custosos computacionalmente e, eventualmente, inviáveis em virtude do tempo de resolução envolvido. Para este trabalho, portanto, a utilização do FEM será limitada para análises mais pontuais e minuciosas nas fases de conceito e de otimização do projeto. O FEM será usado com o propósito de preencher as lacunas deixadas pela limitação do método de matrizes de transferência, também levando em conta quaisquer complexidades geométricas dos protótipos propostos. Esta flexibilidade e eficácia de modelagem pode ser vista como exemplo em trabalhos como [17–20].

2.7 Algoritmo genético

No campo de pesquisa operacional, o algoritmo genético (GA ou *Genetic Algorithm*) é um processo de otimização inspirado no evolucionismo, que conta com operações como o *crossover*, *mutação* e *seleção* [21]. Idealmente, uma determinada função objetivo $Q(a, b, \dots)$ a ser minimizada, com quaisquer número de variáveis independentes, é testada com valores aleatórios de entrada. Aos valores específicos utilizados dá-se o nome de *indivíduos* e, ao conjunto de valores testados em uma só vez dá-se o nome de *geração*. No final da computação de um conjunto (ou geração), avaliam-se os valores

² *Finite Element Method* em inglês.

³ Sendo f designação de *fluido*.

⁴ Os subíndices N e R significam condições de Neumann e Robin, respectivamente (mais informações em [16]).

mais “adaptados” ao propósito de minimização e *seleciona-se* uma determinada porcentagem dos melhores *indivíduos* (processo devidamente chamado de “seleção”). Dos valores selecionados, um novo rol de *indivíduos* é gerado por meio de mutação e/ou *crossover* (que podem ser melhor compreendidos em Riazzi [22]) e, então, avaliados de acordo com a *função objetivo*. Esse processo iterativo se repete até que uma das condições de parada seja atingida. Estas condições geralmente consistem em

- máximo tempo computacional;
- máximo número de gerações; e
- valor de tolerância para considerar que uma solução *ótima* foi atingida,

sendo que, em tal momento, a computação é encerrada e um resultado otimizado é retornado ao usuário. O pensamento principal circundante ao método baseia-se nos três processos mencionados que, numericamente, convergirão gradativamente para o conjunto de valores *melhor evoluídos* ao mesmo tempo que se exploram regiões com baixa tendência. O *crossover* garante sua natureza estocástica. A mutação garante seu estudo nas proximidades de boas soluções já conhecidas – o que pode ser associado ao comportamento do método das secantes ou tangentes no encontro de zeros em funções [23].

O algoritmo genético será utilizado neste trabalho otimizando exemplos de silenciadores na região de baixas frequências, utilizando o método de matrizes de transferência. Aliando a eficiência computacional do método de matrizes de transferência com a abrangência do GA, procura-se explorar ao máximo as possibilidades a serem encontradas nesta região, que geralmente apresenta difícil trabalho.

3. METODOLOGIA

Considerando os conceitos recém abordados, será possível o desenvolvimento e otimização de um projeto de silenciador automotivo a ser descrito neste trabalho. O processo metodológico será dividido em três partes principais:

1. Fase de caracterização: em que o problema em questão será investigado a fim de averiguar os requerimentos a serem satisfeitos pelo projeto sendo desenvolvido. Formas de utilização dos dados adquiridos também serão abordadas;
2. Fase conceitual: em que diferentes soluções serão propostas e avaliadas, culminando em uma conclusão que melhor atenda as necessidades do projeto anteriormente determinadas; e
3. Fase de otimização: em que o conceito definido na fase anterior será explorado com mais detalhamento por meio das técnicas de otimização abordadas.

3.1 Fase de caracterização

Como já discutido, no que tange às fontes acústicas, essas podem ser majoritariamente descritas pela sua potência acústica – aspecto relevante ao se projetar filtros com base na perda por transmissão, que trata diretamente da perda de potência causada na transmissão entre uma terminação e outra. Sendo assim, a potência da fonte de interesse precisa ser averiguada.

O motor de combustão interna em questão (apresentado na Seção 1.2), pode ser medido de acordo com a norma ISO 3744:2010, “*Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure – Engineering methods for an essentially free field over a reflecting plane*” [24], que define procedimentos para medição de fontes acústicas acima de planos refletores (como, por exemplo, asfalto) – o que se mostra conveniente para o caso em questão. Como discutido na Seção 1.1, existem duas situações principais de interesse em relação à compreensão da potência acústica da fonte: a condição *sem carga* (também conhecida como em *marcha lenta*) e a condição *de teste*, em que estipula-se a velocidade de 11000 RPM para o motor deste trabalho. A fonte em questão foi medida sem silenciador para as duas condições, sendo os resultados expostos na Figura 2.

As medições foram realizadas em 19 pontos dispostos em torno de uma semi-esfera de 4 m, centralizada no tubo de saída da exaustão. O microfone Bruel & Kjaer Type 4189 acoplado ao analisador Bruel & Kjaer Type 2270 foi utilizado para medições de pressão nessas posições. Esta instrumentação é classificada como *Classe 1* em relação à sua precisão⁵. Os dados de pressão foram integrados ao longo de 10 s em cada posição para a condição de marcha lenta, e ao longo de 2 s para a condição de “velocidade de teste”. Esta última condição teve sua integração limitada por razões de segurança do sistema de arrefecimento do protótipo, que permaneceu estacionário durante duas horas de medição. Os dados de NPS⁶ foram utilizados para calcular a potência sonora (mostrada na Figura 2), de acordo com as equações especificadas na norma [24]. Em relação ao ruído de fundo no local de medição, nenhuma banda de terço de oitava na faixa audível necessitou correções, de acordo com o critério da norma. Níveis de ruído de fundo não excederam 64,2 dB durante a medição.

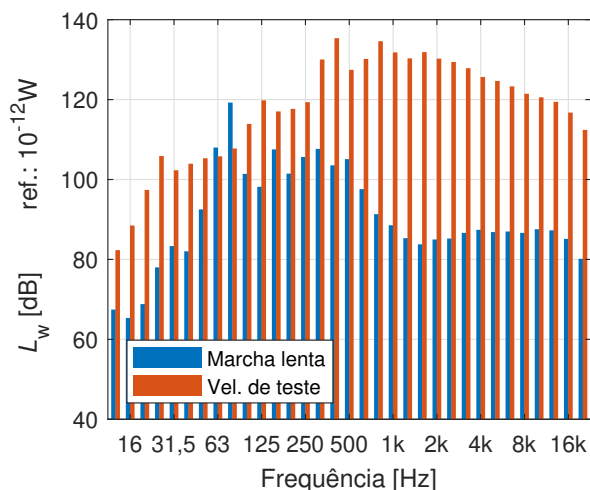


Figura 2: Potência sonora medida de acordo com a norma ISO 3744:2010, nas duas condições de interesse para a fonte em questão (resultados dados em terços de oitava).

⁵ A repetibilidade é garantida dentro de um intervalo de $\pm 0,2$ dB.

⁶ Definido como Nível de Pressão Sonora.

3.1.1 Predição de nível de pressão sonora a partir da potência conhecida

Se assumirá que a direcionalidade da terminação em estudo se manterá a mesma se a velocidade de escoamento manter-se razoavelmente a mesma, assim como o diâmetro da tubulação, antes e após a inserção de um novo filtro. Entende-se por direcionalidade a resposta em intensidade de uma determinada fonte acústica em função da direção de propagação para uma determinada frequência [25].

Também se assumirá a constância de outros parâmetros, como a razão de calores específicos γ , densidade e temperatura do gás. Isso abre o precedente para a comparação direta de resultados de pressão sonora antes-depois com base na medição de potência sonora (que também mediu pressões sonoras). Sendo a direcionalidade e distância inalteradas, espera-se que a mudança na pressão sonora seja proporcional à mudança causada pelo PI do filtro utilizado. Desta forma, o NPS com o filtro $L_{p_{com}}$ pode ser facilmente relacionado ao NPS sem o filtro $L_{p_{sem}}$ e um determinado PI calculado, de forma que

$$L_{p_{com}} = L_{p_{sem}} - PI. \quad (8)$$

De forma alternativa, a predição pode ser abordada de forma mais abrangente se for considerado, para um filtro conhecido, a potência sonora emitida com o filtro $L_{W_{com}}$ (o que levará em consideração a mudança de impedância na fonte), a perda por inserção conhecida deste filtro, e a pressão sonora emitida com este filtro conhecido. Uma função C_W pode ser proposta aqui e calculada de forma a ajustar o resultado previsto para coincidir com o NPS observado. Sendo assim, abrindo os termos da potência sonora com o filtro de acordo com [26], tem-se que

$$L_{p_{com}} = L_{W_{sem}} - PI + K + C_W, \quad (9)$$

em que K é dado por:

$$K = -10 \log_{10}(2\pi r_m^2), \quad (10)$$

para uma condição de radiação em campo livre com um plano horizontal refletor, para uma distância radial de medição r_m . Conduzindo o procedimento descrito, pôde-se obter os resultados apresentados na Figura 3.

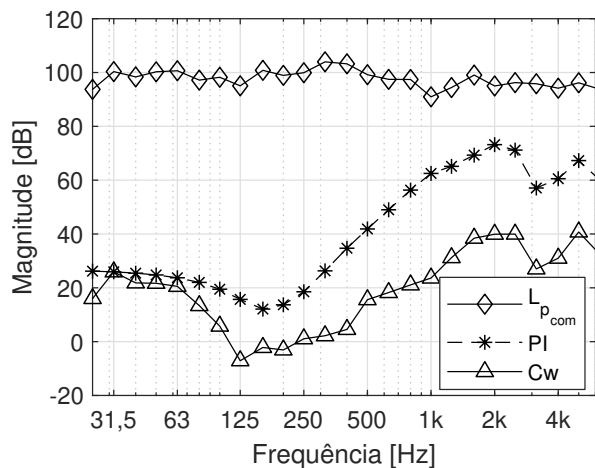


Figura 3: $L_{p,com}$ medido, PI conhecida e C_w para um silenciador.

Portanto, por meio dos dados de potência sonora obtidos e demais dados experimentais disponíveis, faz-se possível elaborar um modelo simples de trabalho para predição de NPS. O tempo de processamento envolvido com o cálculo deste modelo mostrou-se insignificante, pois apenas poucas operações em vetores relativamente pequenos estão envolvidas.

3.1.2 Composição do gás da exaustão do protótipo

Sendo a impedância acústica característica dada por $\rho_0 c_0$, faz-se imperativo compreender a composição do gás presente no sistema de exaustão, que consistirá no domínio acústico de interesse e que, inclusive, influenciará na PI observada. Os dados necessários para a correta caracterização do domínio e predição do PI consistem em temperatura T , razão dos calores específicos γ e densidade ρ_0 . Estes podem ser medidos ou simulados, assumindo-se que haverá determinada inexatidão nos resultados simulados mas que,

em geral, não será substancial a ponto de levar a conclusões equivocadas.

Para este trabalho serão utilizados os dados já adquiridos por simulação em um trabalho prévio [27], desenvolvido sobre o mesmo sistema de exaustão, dispostos na Tabela 1.

Tabela 1: Dados simulados sobre a composição de gás do sistema de interesse.

Propriedade	Valor
Temperatura	1023 K
γ	1,292
Densidade	0,324 kg/m ³
Velocidade do som	618,7 m/s

3.2 Fase conceitual

Em posse das informações obtidas na etapa anterior, é possível delinear possíveis protótipos de silenciadores. Na fase conceitual serão abordadas as propostas de diferentes soluções de silenciamento realizada para o caso em estudo, descrevendo os princípios de concepção e avaliação de cada conceito.

Nas Seções 3.2.1 e 3.2.2 serão detalhados os processos de concepção de protótipos, revisando pontos importantes encontrados na literatura em relação à aplicação da teoria de controle de ruído neste caso específico. Análises preliminares em baixa frequência utilizando o método de matrizes de transferência serão abordadas na Seção 3.2.3, focada em quantificar o desempenho dos protótipos recém propostos por meio de um método computacional de custo baixo. Na Seção 3.2.4 se aprofundarão as análises conduzidas por matrizes de transferência, estendendo o intervalo de frequências estudado por meio do método de elementos finitos (FEM), também considerando a influência de materiais porosos nos protótipos estudados. Por fim, todas as análises feitas até então serão utilizadas na Seção 3.2.6, em que os desempenhos dos protótipos serão comparados entre si. Os que apresentarem os melhores resultados serão selecionados para serem aprimorados na fase de otimização, documentada na Seção 3.3.

3.2.1 Brainstorming: considerações iniciais

Para a realização da fase de *brainstorming* foram consideradas as técnicas tradicionais [28] em silenciadores reativos, como

- câmaras de expansão [18, 19];
- dutos estendidos [6, 28]; e
- ressonadores de quarto de comprimento de onda [28].

Outros dispositivos reativos foram desconsiderados. O ressonador de Helmholtz, por exemplo, pode ser mostrado em diversos trabalhos [29–31] como maléfico à performance acústica do filtro como um todo na presença de escoamento rasante⁷. Existe escassa ou inexistente documentação da aplicação de ressonadores de membrana em aplicações automotivas deste tipo – provavelmente devido à dificuldade de implementação e custos envolvidos na produção em larga escala. Por este motivo, este dispositivo foi desconsiderado no desenvolvimento deste trabalho.

Para além dos dispositivos reativos, foram usados dispositivos dissipativos na concepção dos protótipos, no formato tradicional encontrado em aplicações automotivas. Isto é, um tubo perfurado concêntrico a uma câmara de expansão, confinando na câmara o material poroso e a isolando do escoamento, que passará apenas pelo tubo.

Como pode ser observado no trabalho de Munjal [6], algumas observações pertinentes ao desenvolvimento de conceitos podem ser trazidas a este escopo. Como o autor conclui no Capítulo 8, câmaras de expansão são primordiais como dispositivos para a região de baixas frequências, sendo também uma topologia muito confiável devido a sua redução na velocidade do escoamento (devido a seção transversal muito maior que a de tubos). Estas podem

sempre ser acompanhadas de *tubos estendidos*, uma vez que não existem desvantagens conhecidas no uso solitário da câmara de expansão. Deve-se observar, também, que os picos altamente reativos de ressonadores de quarto de onda e extensões de tubo não serão observados de forma tão proeminente na prática, em virtude dos efeitos aeroacústicos envolvidos no problema [6, 29–31]. Por fim, os diâmetros das câmaras de expansão, assim como a razão entre suas áreas de seção transversal e as áreas de seção transversal dos tubos conectados a elas, devem ser maximizados para a maximização da curva de perda por transmissão (algo principalmente importante nas baixas frequências). Consequentemente, isso levará a projetos com massas elevadas e, portanto, se torna um compromisso entre os objetivos relacionados ao controle de ruído e aos demais objetivos envolvidos no projeto automotivo. Tal compromisso deve ser especificamente encontrado para cada projeto.

3.2.2 Brainstorming: aplicação ao caso estudado

Como pode ser observado na Figura 2, algumas conclusões podem ser realizadas analisando as curvas de potência sonora, a saber:

1. Praticamente todas as bandas de terço de oitava medidas possuem níveis de potência altamente consideráveis, sendo que todas acima de 100 Hz apresentam mais de 115 dB de nível de potência. Portanto, considerando o limite máximo de 110 dB de NPS *global*, qualquer banda que apresente um controle de ruído ineficiente invalidaria o projeto.
2. As soluções puramente reativas tenderão a não apresentar robustez nos seus resultados em altas frequências, devido ao seu comportamento altamente modal. Por este motivo, enfatiza-se a necessidade de uma solução robusta e eficiente para estas regiões, como é o caso da aplicação de materiais porosos no conjunto.

⁷Tradução livre de *grazing flow*, conforme observado nos trabalhos citados.

Ressaltando-se, então, a necessidade de ambos os tipos de técnicas (reativas e dissipativas), concluiu-se que um silenciador híbrido se faz necessário para o caso em estudo. Um total de 12 diferentes propostas foram criadas para o silenciamento do sistema, sendo que apenas cinco destas serão apresentadas a seguir: Conceitos A, B, D, G e H, apresentados nas Figuras 4 a 8.

O Conceito A cria três diferentes discontinuidades de seção transversal em sua primeira câmara, criadas pelas duas extensões de tubos. O tubo comunicando as câmaras 1 e 2 é dimensionado de forma a criar o efeito mencionado anteriormente, assim como sintonizar outro ressonador de quarto de onda na câmara 2 em uma frequência maior do que a frequência de ressonância original da câmara 2. Uma camada dissipativa também foi posicionada no final da segunda câmara de forma a aproveitar os benefícios da incidência normal, o que força a saída a ser posicionada perpendicular à casca do silenciador. A primeira câmara de todos os conceitos estudados utilizou materiais dissipativos em alguma forma para minimizar o risco de ressonância entre a casca e a incidência do campo acústico – que, por sua vez, poderia transformar a estrutura em um segundo radiador; algo que foi observado no passado e evitado com sucesso em virtude desta decisão.

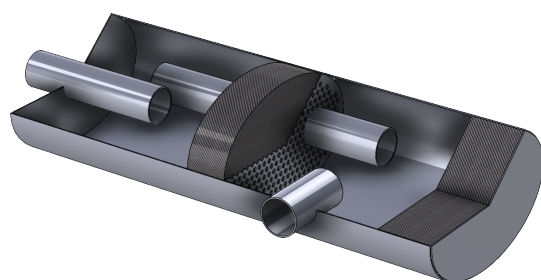


Figura 4: Conceito A - Sentido de escoamento: entrada pela esquerda e saída pelo canto de baixo da figura.

O Conceito B foca em uma abordagem mais minimalista, assumindo que a faixa de baixas frequências não será substancial, mas não a negligenciando completamente. Portanto, apresenta uma casca com propriedades reativas ao mesmo tempo que utiliza materiais porosos em suas terminações. A saída foi posicionada de

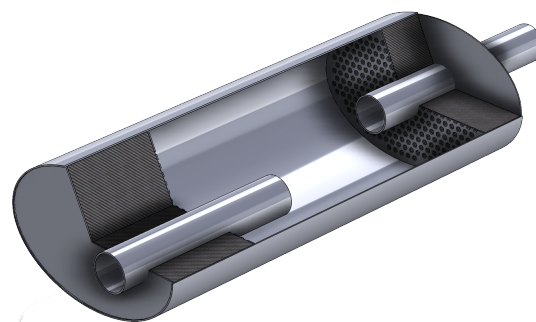


Figura 5: Conceito B - Sentido de escoamento: entrada pelo canto inferior esquerdo e saída pelo canto superior direito da figura.

forma a prevenir a transmissão de muitos dos modos radiais [6, 32].

O Conceito D está focado em, principalmente, aproveitar a máxima eficiência possível das camadas de materiais porosos enquanto se produzem diversos descasamentos de impedância, caracterizando diversos filtros reativos. Também incorpora o conceito de *reversão de escoamento* [32]. Devido ao fato de que esse conceito possui a maioria das suas câmaras sintonizadas para a região das frequências intermediárias, uma casca adicional foi proposta para mitigar as deficiências da região de baixas frequências do espectro. Esta casca é a mesma proposta no Conceito H, a ser apresentado logo a seguir.

O Conceito G segue uma direção similar ao Conceito B, com uma camada de ar adicional no final. Esta camada de ar foi proposta de forma a melhorar a eficiência de montagens com materiais porosos na região de baixa frequência do espectro. Os dutos de saída também procuram manter a mesma área de seção transversal do que a do Conceito B (para não causar maiores perdas de potência ao motor). Contudo, a diferença principal de utilizar diâmetros menores é o benefício obtido em virtude das impedâncias de radiação. Menores diâmetros tendem a reduzir a eficiência de radiação nas mais baixas frequências do espectro (o que pode ser claramente inferido em [33]).

O Conceito H procura atingir um extremo seguro no compromisso entre perda de potência e acréscimo de massa ao protótipo, preferindo manter as decisões ao mínimo restritivas pos-

síveis, permitindo dimensões maiores. Todo o espectro, exceto pela região de baixas frequências, é tratado de forma robusta por meio de uma grande seção de material poroso na primeira câmara. Uma segunda casca funciona como um longo ressonador de tubo estendido, de forma a mitigar a região de baixas frequências ao máximo possível.

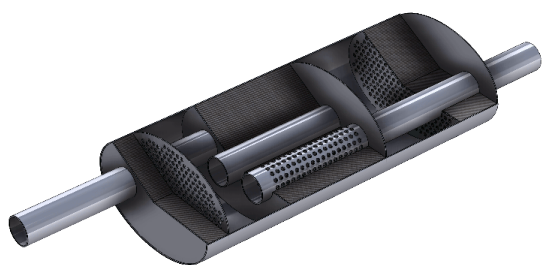


Figura 6: Conceito D - Sentido de escoamento: entrada pela direita e saída pelo canto superior esquerdo da figura.

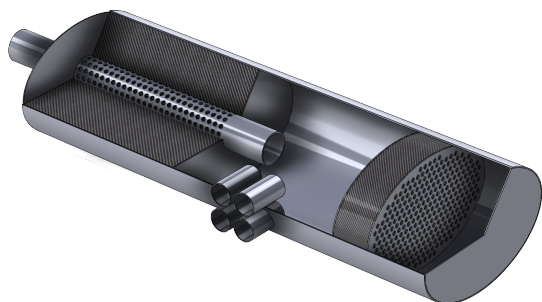


Figura 7: Conceito G - Sentido de escoamento: entrada pelo canto superior esquerdo e saída pelo canto inferior da figura.

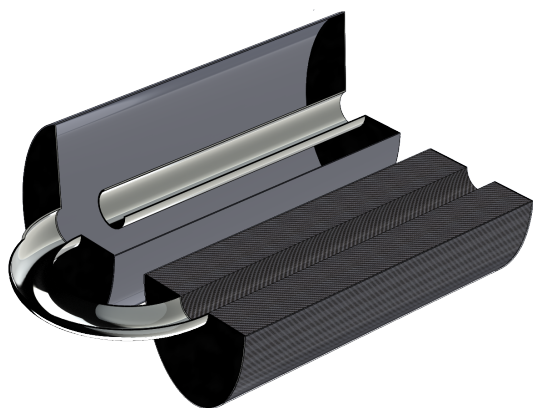


Figura 8: Conceito H - Sentido de escoamento: entrada pela direita (câmara dissipativa) saída pela câmara reativa.

3.2.3 Análise pelo método de matrizes de transferência

Os conceitos propostos até então podem ser avaliados em relação ao seu desempenho como filtros acústicos com o uso de modelos de matrizes de transferência. Esse procedimento se faz conveniente devido ao seu custo computacional extremamente baixo e ótima exatidão na região de baixa frequência, abaixo da frequência de corte. Os conceitos desenvolvidos foram avaliados até a frequência de 500 Hz por meio deste método, pois materiais porosos foram negligenciados no modelo formulado⁸. Como condição de contorno, a impedância de radiação na terminação de saída dos silenciadores é imposta de acordo com o previsto para tubos não-flangeados [6], ao invés da terminação anecoica $\rho_0 c_0$. Isso implica que ao se avaliar a diferença entre o nível de potência incidente e o nível de potência transmitido, avaliam-se os valores de perda **por inserção** dos conceitos avaliados, em vez dos valores de perda **por transmissão**. Os resultados desta avaliação podem ser observados na Figura 9, sendo dispostos na Tabela 2 os resultados de L_p global previstos a partir destas curvas.

Tabela 2: Sumário de valores de L_p previstos a partir dos valores de PI simulados via método de matrizes de transferência.

Conceito	L_p previsto
A	113,5 dB
B	115,6 dB
D	109,2 dB
G	111,5 dB
H	109,1 dB

⁸Devido à maior facilidade de realizar a modelagem sem considerar arranjos com materiais porosos, como em tubos concêntricos à câmaras preenchidas por materiais porosos.

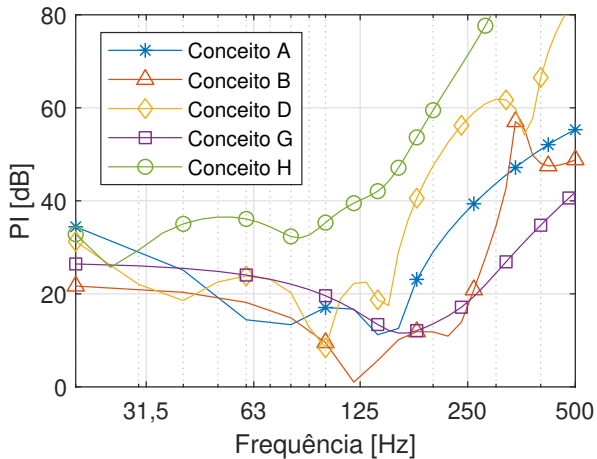


Figura 9: Curvas de PI simuladas através do método de matrizes de transferência.

3.2.4 Análise FEM

O Método dos elementos finitos (FEM) pode ser uma ferramenta confiável para a predição da perda de transmissão ou inserção em silenciadores. Esta análise será realizada com o propósito de estender o intervalo de frequências estudadas, passando a considerar o campo de pressão gerado a partir da frequência de corte de ondas planas, assim como considerar os efeitos causados por materiais porosos nos conceitos estudados, como já mencionado.

A modelagem consiste primariamente em considerar uma superfície de velocidade de volume na entrada dos silenciadores estudados, simulando uma onda plana incidente, enquanto uma condição de impedância $\rho_0 c_0$ é aplicada na superfície de saída do volume. Todos os outros contornos são considerados como *parede rígida*, condição de contorno considerada como “natural” no modelo FEM acústico, em que a derivada parcial da pressão em relação à direção normal da face livre do elemento é nula. Ou, a velocidade de partícula normal à parede é nula.

Em relação aos intervalos no domínio da frequência a serem estudados, pode-se observar na Figura 2 que a parte mais substancial da potência sonora do protótipo está concentrada entre 500 Hz e 8 kHz. Devido ao custo computacional envolvido, a computação será realizada apenas de 20 Hz até 6 kHz, e um va-

lor constante será assumido para frequências superiores, determinado a partir da média dos resultados próximos a 6 kHz. Pode ser observado, em modelos anteriores, que silenciadores com substancial presença de materiais porosos apresentavam a tendência de um crescimento consistente da PI em função da frequência após determinada região da frequência em torno de 3 kHz a 4 kHz. Essa observação, aliada com a presença de menores níveis de potência na parte superior do espectro da Figura 2, indica segurança em adotar a regra prática proposta aqui. Assume-se que qualquer erro gerado por esta decisão não será capaz de causar efeitos substanciais em níveis de pressão sonora globais.

Todas as geometrias foram discretizadas através do *software* Gmsh [34], de livre acesso. A malha criada foi importada em um *software in-house*⁹ de elementos finitos para acústica. Todos os silenciadores, sem exceções, foram discretizados com tetraedros, utilizando condição de simetria quando possível, truncando a geometria pela metade e aplicando condição de parede rígida na interface criada pelo truncamento (assumindo que não haverá modos transversais no eixo perpendicular ao eixo de simetria). Em todos os casos, elementos isoparamétricos lineares foram utilizados, com dimensões máximas $D_{\text{máx}}$ limitadas de acordo com a velocidade do som¹⁰ considerada c_0 e a frequência máxima de análise de 6 kHz, sendo os elementos restritos a $\frac{1}{8}$ do comprimento de onda mínimo em avaliação:

$$D_{\text{máx}} \leq \frac{c_0}{(f_{\text{máx}})(8)} \quad \text{e} \quad (11)$$

$$\frac{600 \text{ m/s}}{(6 \text{ kHz})(8)} = 12,5 \text{ mm}. \quad (12)$$

A Tabela 3 relata, para cada um dos cinco conceitos documentados aqui, o número de elementos e nós, a duração da simulação e o número de passos no domínio da frequência dos mo-

⁹*Software* de desenvolvimento e uso interno de parte dos autores envolvidos no trabalho.

¹⁰O valor de 600 m/s é de conhecimento prévio para o sistema de exaustão em estudo.

delos FEM criados para cada conceito. Adicionalmente, identificam-se os modelos nos quais pôde ser utilizada a condição de contorno de simetria. As simulações foram computadas em um computador pessoal com processador Intel Core i7-7500U com *clock* de 2,90 GHz, 16 GB de memória RAM DDR4, de modelo Lenovo Ideapad 320 - 80YH0000BR. Todas as simulações foram conduzidas sem rodar outros processos de significativo uso de processamento ao mesmo tempo.

3.2.5 Cálculo de PT por meio do FEM

A potência de entrada do modelo é conhecida por ser imposta diretamente, enquanto a potência de saída pode ser deduzida pela decomposição da amplitude das frentes de onda no duto de saída, com posterior cálculo da potência associada com a amplitude das ondas direcionadas à jusante. A decomposição das frentes de onda segue a lógica de que, para um campo acústico unidimensional (como em um tubo e abaixo da frequência de corte), a pressão incidente P_i pode ser deduzida de acordo com a Equação 28 do Anexo A, levando em consideração a velocidade de partícula no eixo \tilde{U} e a pressão acústica total no ponto de interesse \tilde{p} :

$$P_i = \frac{\tilde{p} + \rho_0 c_0 \tilde{U}}{2} \quad (13)$$

O Anexo A fornece mais informações em relação à dedução desta equação e sua aplicação utilizando uma solução FEM. Sendo possível calcular P_i , pode-se calcular a potência de saída W_o associada a P_i no tubo de saída de um silenciador, multiplicando a intensidade acústica [25] pela área de seção transversal S do tubo de

interesse:

$$W_o = \frac{|P_i|^2}{2 \rho_0 c_0} S. \quad (14)$$

A PT pode ser, então, calculada utilizando as potências de entrada W_i e saída W_o ,

$$PT = 10 \log_{10} \left(\frac{W_o}{W_i} \right) \quad (15)$$

Finalmente, tendo dados suficientes para o cálculo da perda por transmissão, a perda por inserção pode ser calculada considerando as influências da impedância de radiação desejada. Estes resultados podem ser analisados na Figura 10.

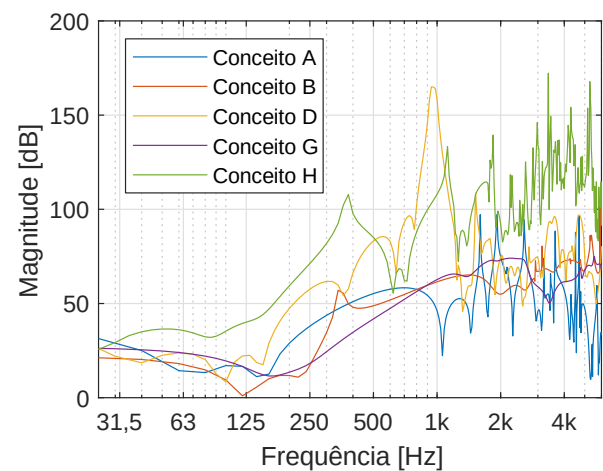


Figura 10: Curvas de PI simuladas por meio do método FEM.

Os resultados após o processamento devido podem ser observados na Tabela 4, na qual os NPSs previstos podem ser consultados.

Tabela 3: Estatísticas referentes aos modelos FEM computados dos cinco conceitos estudados.

Modelo	Elementos	Nós	Simétrico	Duração	Passos de frequência
A	42613	8831	Sim	17m 42s	277
B	32775	7908	Sim	16m 10s	277
D	110630	21873	Não	1h 15m 24s	277
G	42080	8538	Sim	22m 19s	277
H	332428	59721	Não	4h 59m 19s	277

Tabela 4: Sumário de valores de L_p previstos a partir dos ILs simulados via FEM.

Conceito	L_p previsto
A	124,8 dB
B	117,8 dB
D	110,7 dB
G	112,6 dB
H	109,1 dB

3.2.6 Seleção de conceitos para otimização

Para a próxima etapa deste trabalho, relacionada ao processo de otimização, faz-se conveniente analisar os casos estudados até então e, a partir dos dados disponíveis, julgar quais protótipos possuem maior potencial de sucesso em uma possível fase de otimização. As diferentes análises possibilitam traçar conclusões sobre diferentes pontos de vista.

Na primeira análise com o método de matrizes de transferência, foi possível observar o desempenho dos protótipos em baixas frequências apenas. O isolamento desta faixa de frequências, que possui abordagem limitada em relação ao controle de ruído, permite visualizar quais protótipos adaptam-se melhor a esta faixa e, portanto, não exigirão grandes esforços neste sentido em uma possível fase de otimização.

Na segunda, uma visão mais abrangente sobre os protótipos é possibilitada, sendo a influência de materiais porosos prevista de forma mais exata, também incluindo todo o espectro em consideração.

Sendo assim, pela primeira análise pode-se perceber que os protótipos D e H apresentam o melhor comportamento em baixas frequências. Na segunda análise, quando todas as bandas são consideradas, os Conceitos A e B demonstram-se destacadamente péssimos em desempenho. Novamente, os Conceitos D e H apresentam as melhores condições em termos de controle de ruído. A luz destas observações, os Conceitos D e H foram escolhidos para prosseguir às etapas relacionadas à otimização.

3.3 Fase de otimização

A fase de otimização foi dividida em duas etapas principais. A primeira etapa, relacionada com a otimização dos protótipos em baixas frequências, por meio de GA estudando dimensões específicas dos dois conceitos escolhidos pelo método de matrizes de transferência. Esta etapa assegura que o máximo potencial dos protótipos será extraído em relação aos seus desempenhos em baixas frequências. Na segunda etapa, os protótipos serão novamente analisados em elementos finitos para identificar possíveis melhorias pontuais que poderão ser efetuadas.

3.3.1 Algoritmo genético aplicado a matrizes de transferência

Sendo compreendido que o método de matrizes de transferência é bastante eficiente computacionalmente, abre-se o precedente para o seu uso em larga escala de iterações em métodos de otimização, como o método de algoritmos genéticos. Serão estudadas variações de comprimento em câmaras e tubos. Diâmetros, contudo, geralmente são limitados por padrões disponíveis comercialmente e, portanto, raramente podem ser sujeitos ao processo de otimização.

No Conceito D, as dimensões mostradas na Figura 11 foram escolhidas para estudo. Na primeira casca, a primeira câmara C1 foi escolhida por ser a de maior dimensão e, portanto, a que possui o maior potencial para melhorias em baixas frequências. Da mesma forma, na última câmara o seu comprimento C2, assim como o tubo estendido D2 foram sujeitas a otimização, de forma a procurar melhorias em baixas frequências.

No Conceito H, as dimensões mostradas na Figura 12 foram elencadas como sujeitas a otimização. Em baixas frequências, a câmara C3 comporta-se de forma praticamente indiferente ao material poroso e, portanto, pode apresentar grande potencial em baixas frequências. O mesmo raciocínio se aplica às dimensões C4 e C5. A dimensão C4 engloba a soma da câmara que se comunica à casca superior e a camada de material poroso confinada no final do cilindro

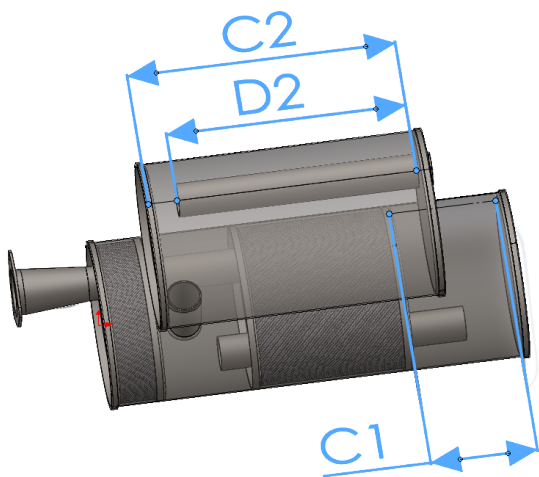


Figura 11: Dimensões sujeitas a otimização no Conceito D.

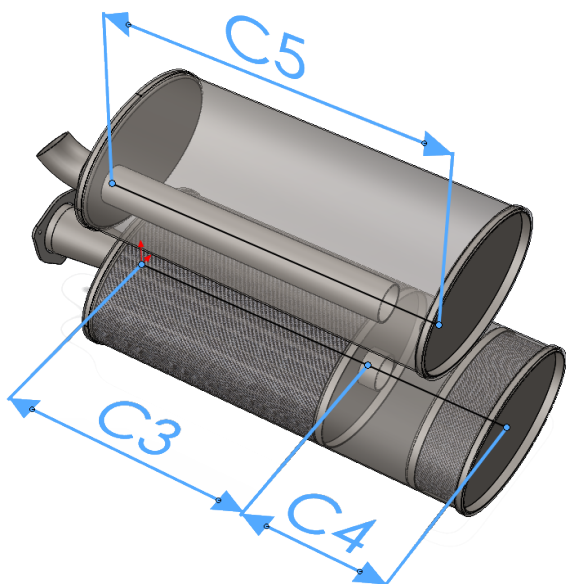


Figura 12: Dimensões sujeitas a otimização no Conceito H.

(de comprimento fixo). Todas as três dizem respeito aos comprimentos de câmaras, sendo que nenhum tubo vem a ser estudado.

O algoritmo genético utilizado foi configurado de forma a estudar a evolução ao longo de 1000 gerações de 50 indivíduos cada, utilizando intervalos de dimensões próximos às dimensões originais, tendo como limite dimensões máximas de projeto e restrições de fabricação. Nas Tabelas 5 e 6 os resultados obtidos podem ser observados. Gerações novas foram criadas com taxa de *crossover* de 80%, procurando minimizar a função objetivo discutida a seguir.

Compreende-se que a proposta desta etapa de

Tabela 5: Resultados da otimização por GA em baixa frequência para o Conceito D. Valores de L_p consideram dados até 500 Hz na velocidade de teste do protótipo.

	C1	C2	D1	L_p
Antes	95 mm	200 mm	140 mm	109,2 dB
Depois	120 mm	301 mm	285 mm	106,2 dB

Tabela 6: Resultados da otimização por GA em baixa frequência para o conceito H. Valores de L_p consideram dados até 500 Hz na velocidade de teste do protótipo.

	C3	C4	C5	L_p
Antes	225 mm	100 mm	300 mm	109,1 dB
Depois	261 mm	150 mm	371 mm	105,6 dB

otimização é de explorar possíveis melhorias na faixa de baixas frequências. Já foi discutido, também, que esta faixa costumeiramente apresenta dificuldades em fornecer melhorias. Como estratégia de otimização, a função objetivo Q a ser otimizada deverá, portanto, ponderar frequências mais baixas considerando-as como mais importantes que frequências mais altas. Para este propósito, foi proposta uma função ponderação $W(f)$ tal que:

$$W(f) = 1 - \frac{f}{f_n}, \quad (16)$$

em que f_n é a máxima frequência de análise. A função objetivo então é dada pela ponderação da PI simulada pela função $W(f)$, integrando o resultado da ponderação na frequência entre 20 Hz e 500 Hz (limites escolhidos para análise), de forma a retornar um único valor:

$$Q = - \int_{20}^{500} PI(f) W(f) df. \quad (17)$$

Em virtude do GA tradicional procurar *minimizar* funções ao invés de *maximizá-las*, o resultado negativo da integral é considerado. A Figura 13 demonstra o efeito que a ponderação $W(f)$ exerce sobre uma curva de PI de exemplo. Destaca-se que, embora o comportamento da função $W(f)$ seja linear, este comportamento não é destacado na figura devido ao eixo logarítmico utilizado. A função obje-

tivo, portanto, é graficamente equivalente à área abaixo da curva cinza no gráfico, que tende a ser pouco alterada por melhorias em frequências mais altas.

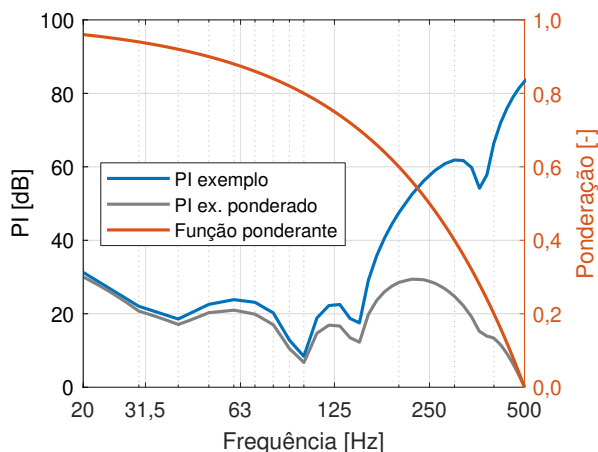


Figura 13: Demonstração da função objetivo utilizada em GA para a otimização da perda por inserção PI em baixas frequências. Uma curva de exemplo é utilizada para demonstrar o efeito da ponderação.

Outros trabalhos como [35] e [36] empregam técnica similar, porém considerando a média dos valores de PI. O objetivo desses trabalhos está direcionado à perda de inserção como um todo, ao contrário do proposto nesta seção. A metodologia, contudo, assemelha-se às dos trabalhos citados.

3.3.2 Reanálise FEM

De forma a verificar a extensão das mudanças realizadas na etapa anterior, as novas configurações foram estudadas novamente utilizando-se FEM, estendendo a análise em frequência até 6 kHz. Neste momento se faz possível reanalisar a utilização de materiais porosos e as dimensões atingidas pelo processo de otimização recém findado. Caso os resultados observados sejam mais eficientes do que o necessário, por exemplo, as dimensões otimizadas podem ser relaxadas de forma a reduzir massa ou reduzir a perda de potência exercida ao motor de combustão interna.

Algumas das principais mudanças realizadas neste processo, de forma iterativa, foram:

- Deficiências nas altas frequências foram detectadas no Conceito D, o que levou ao aumento das dimensões da casca inferior, aumentando a dimensão da câmara com materiais porosos;
- Em geral, bandas de frequência próximas a 100 Hz apresentavam PI insatisfatórias. Para correção, foi realizado o aumento das câmaras superiores em ambos os projetos; e
- Entre outros ajustes.

As respostas de perda de inserção (PI) finais podem ser observadas na Figura 14, sendo os resultados finais previstos para L_p dispostos na Tabela 7.

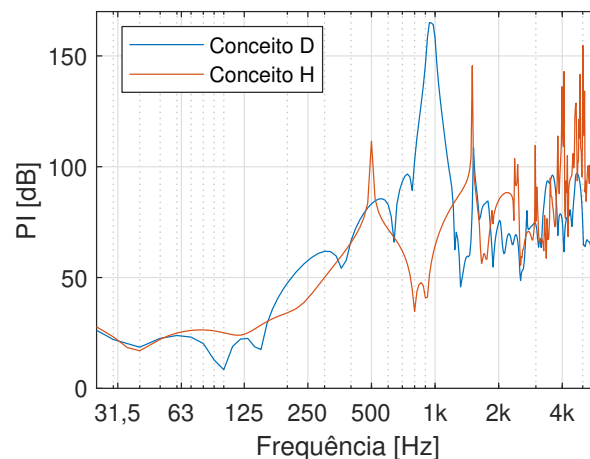


Figura 14: Respostas de PI após o final do processo de otimização e reanálise FEM.

Tabela 7: Sumário do L_p previsto baseado nos últimos valores de PI simulados, dispostos na Figura 14.

	Condição de <i>marcha lenta</i>	Velocidade de teste
Conceito D	83,1 dB	106,2 dB
Conceito H	84,1 dB	105,6 dB

4. DISCUSSÃO DE RESULTADOS

Dos dois conceitos desenvolvidos e aprimorados até o final da fase de otimização, o Conceito H foi escolhido para manufatura e validação devido às suas maiores chances de atingir sucesso em relação aos objetivos do projeto. As Figuras 17 e 18 demonstram o silenciador fabricado e instalado no protótipo Fórmula UFSM.

Medições foram realizadas de acordo com o regulamento vigente, nas duas condições de teste principais. Os resultados obtidos podem ser observados no domínio da frequência (Figuras 15 e 16) sendo comparados com os resultados previstos na Tabela 8.

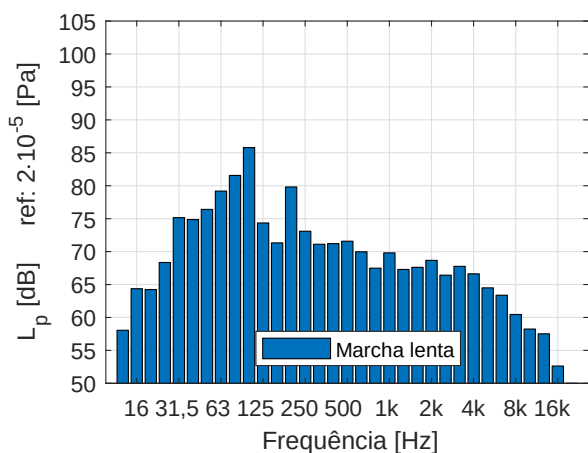


Figura 15: Níveis de pressão sonora por banda de terço de oitava medidos para a condição de teste em *marcha lenta*. NPS global medido em 89,9 dB.

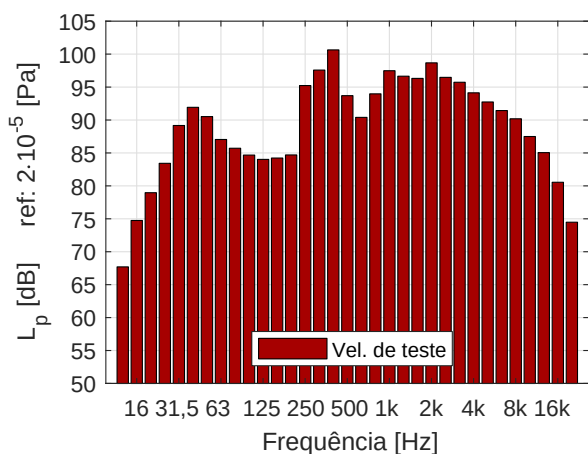


Figura 16: Níveis de pressão sonora por banda de terço de oitava medidos para a condição de *velocidade de teste*. NPS global medido em 108,5 dB.

Tabela 8: Comparação entre valores previstos e medidos de L_p . Resultados medidos abaixo do limite assinalados em azul.

	Previsto	Medido	Limite
<i>Marcha lenta</i>	84,1 dB	89,9 dB	103,0 dB
Velocidade de teste	105,6 dB	108,5 dB	110,0 dB

Uma extensão ao duto de saída teve de ser criada no momento de instalação para assegurar que os gases expelidos não apresentassem riscos ao kit aerodinâmico. Pode-se argumentar, de forma correta, que esta extensão poderia criar deficiências não previstas anteriormente na PI do silenciador, por sintonizar o ressonador de meia-onda criado pelo tubo aberto-aberto para uma frequência mais baixa que anteriormente. Medições de nível de pressão sonora foram realizadas antes e depois da extensão e pode ser constatado que a diferença, se existiu, era imperceptível.

5. CONCLUSÕES

O presente trabalho iniciou-se propondo atingir uma solução eficaz e otimizada para a necessidade de um silenciador para um protótipo de competição Formula SAE. A metodologia adotada abrangeu desde a coleta de dados para a execução do trabalho, à elaboração de propostas de solução, bem como o refinamento dos protótipos escolhidos, buscando o resultado mais refinado possível. Pode-se notar na Seção 3.2.6, por exemplo, que critérios objetivos puderam ser adotados para a seleção dos conceitos com maior potencial de sucesso. Nas etapas adiante, em especial na Seção 3.3.1, evidenciou-se grande melhoria nas previsões já animadoras vistas na Seção 3.2.6, por via do método de otimização utilizado. Na implementação, como indicado por todo o desenvolvimento e previsões realizadas, resultados de sucesso puderam ser observados na prática após a construção do silenciador protótipo, devidamente escolhido e otimizado. Conclui-se, portanto, que a abrangente consideração e avaliação de diferentes conceitos, juntamente com a estratégia de otimização adotada, foram capazes de produzir um projeto eficiente em atender ao seu objetivo principal. Embora abrangendo vários tópicos diferentes, o trabalho foi capaz de unificar uma metodologia para a execução de projetos para determinados fins de forma eficaz.



Figura 17: Conceito H instalado. Apenas a ponta do último tubo é visível com o kit aerodinâmico montado.



Figura 18: Conceito H após etapa de fabricação instalado no protótipo Fórmula UFSM.

REFERÊNCIAS

1. ENGINEERS, Society of Automotive. *Formula SAE Rules 2019*. [S.l.], 2018.
2. MOTORCYCLES, Honda. *Manual do proprietário - Honda CBR600RR*. [S.l.: s.n.], 2008.
3. BERANEK, Leo Leroy; L., Ver I. *Noise and vibration control engineering: principles and applications*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2006. ISBN 9780471449423.
4. ALLAM, S.; ABOM, M. A new type of muffler based on microperforated tubes. *Journal of Vibration and Acoustics*, v. 133, n. 3, 2011, doi: [10.1115/1.4002956](https://doi.org/10.1115/1.4002956).
5. ZORZO, Artur; FONSECA, William D'A. Estudo da técnica de identificação de sistemas implementada em microcontroladores Arduino Due e Teensy 3.6. *Acústica e Vibrações*, v. 32, n. 49, p. 5–14, 2017. ISSN 1983-442X. Disponível em: <http://bit.ly/identificacao-de-sistemas-AeV49>.
6. MUNJAL, M. L. *Acoustics of ducts and mufflers*. [S.l.]: Wiley, 2014. ISBN 978-1118443125.
7. KIM, Hyun-Sil; KIM, Jae-Seung; LEE, Seong-Hyun; SEO, Yun-Ho. A simple formula for insertion loss prediction of large acoustical enclosures using statistical energy analysis method. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, v. 6, n. 4, p. 894–903, 2014. ISSN 2092-6782. doi: [10.2478/IJNAOE-2013-0220](https://doi.org/10.2478/IJNAOE-2013-0220).
8. ATIG, Mérouane; DALMONT, Jean-Pierre; GILBERT, Joël. Termination impedance of open-ended cylindrical tubes at high sound pressure level. *Comptes Rendus Mécanique*, v. 332, n. 4, p. 299–304, 2004. ISSN 1631-0721. doi: [10.1016/j.crme.2004.02.008](https://doi.org/10.1016/j.crme.2004.02.008).

9. VIJAYASREE, N.k.; MUNJAL, M.I. On an integrated transfer matrix method for multiply connected mufflers. *Journal of Sound and Vibration*, v. 331, n. 8, p. 1926–1938, 2012, doi: [10.1016/j.jsv.2011.12.003](https://doi.org/10.1016/j.jsv.2011.12.003).
10. SILVA, Gabriela Cristina Cândido. *Estudo analítico e numérico do desempenho acústico de silenciadores reativos na presença de escoamento médio incompressível*. Tese (Doutorado) — Universidade de Brasília, 2016. Disponível em: <https://repositorio.unb.br/handle/10482/21622>.
11. THIEME, Fábio Alexandre. *Atenuação de ruído em silenciadores automotivos: análise numérica pelo método das matrizes de transferência e verificação experimental*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 2000. Disponível em: <https://repositorio.ufsc.br/xmlui/handle/123456789/78532>.
12. CONZATTI, Alcir Francisco. *Estudo numérico e experimental de filtros acústicos*. Tese (Doutorado) — Dissertação de mestrado. Pontifícia Universidade Católica do Paraná, 2002. Disponível em: http://bdtd.ibict.br/vufind/Record/P_PR_1809cc2b87eb13bfec7a0d225ac76212.
13. LIMA, Key Fonseca de et al. *Metodologia de avaliação de filtros acústicos reativos*. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 2008. Disponível em: <http://repositorio.ufsc.br/xmlui/handle/123456789/91444>.
14. BORIN, Marcel; MAREZE, Paulo; BRANDÃO, Eric; FONSECA, William D'A. Análise acústica de filtros reativos com escoamento de ar. In: *XXVII Encontro da Sociedade Brasileira de Acústica - Sobrac 2017*. Brasília, DF: [s.n.], 2016. Disponível em: <http://bit.ly/filtros-sobrac2017>.
15. CAMPOS, Brenno Victor Lima et al. *Controle de ruído em dutos usando metamateriais do tipo ressonadores de Helmholtz*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, 2018. Disponível em: <http://repositorio.unicamp.br/jspui/handle/REPOSIP/332213>.
16. SGARD, Franck; ATALLA, Nouredine. *Finite Element and Boundary Methods in Structural Acoustics and Vibration*. [S.l.]: CRC Press, 2015. ISBN 978-1466592872.
17. ČERVENKA, M.; BEDNAŘÍK, M. Optimized compact wideband reactive silencers with annular resonators. *Journal of Sound and Vibration*, v. 484, p. 115497, 2020. ISSN 0022-460X. doi: [10.1016/j.jsv.2020.115497](https://doi.org/10.1016/j.jsv.2020.115497).
18. ARSLAN, Hakan; RANJBAR, Mostafa; SECGIN, Erkan; CELIK, Veli. Theoretical and experimental investigation of acoustic performance of multi-chamber reactive silencers. *Applied Acoustics*, v. 157, 2020. ISSN 0003-682X. doi: [10.1016/j.apacoust.2019.07.035](https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2019.07.035).
19. FANG, Z.; JI, Z.I.; LIU, C.y. Acoustic attenuation analysis of silencers with multi-chamber by using coupling method based on subdomain division technique. *Applied Acoustics*, v. 116, p. 152–163, 2017. ISSN 0003-682X. doi: [10.1016/j.apacoust.2016.09.019](https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2016.09.019).
20. FANG, Z.; LIU, C.y. Semi-weak-form mesh-free method for acoustic attenuation analysis of silencers with arbitrary but axially uniform transversal sections. *Journal of Sound and Vibration*, v. 442, p. 752–769, 2019. ISSN 0022-460X. doi: [10.1016/j.jsv.2018.11.033](https://doi.org/10.1016/j.jsv.2018.11.033).
21. SADEGHI, Javad; SADEGHI, Saeid; NI-AKI, Seyed Taghi Akhavan. Optimizing a hybrid vendor-managed inventory and transportation problem with fuzzy demand: An improved particle swarm optimization algorithm. *Information Sciences*, v. 272, p. 126–144, 2014. ISSN 0020-0255. doi: [10.1016/j.ins.2014.02.075](https://doi.org/10.1016/j.ins.2014.02.075).
22. RIAZI, Amin. Genetic algorithm and a double-chromosome implementation to the traveling salesman problem. *SN Applied Sciences*, v. 1, n. 11, 2019. doi: [10.1007/s42452-019-1469-1](https://doi.org/10.1007/s42452-019-1469-1).
23. PRESS, William H.; TEUKOLSKY, Saul A.; VETTERLING, William T. Chapter 9. Root Finding and Nonlinear Sets of Equations. In: _____. *Numerical recipes: the art of scientific*

computing. [S.l.]: Cambridge University Press, 2007. ISBN 978-0521880688.

24. International Organization for Standardization. *Standard ISO 3744:2010 - Acoustics – Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure – Engineering methods for an essentially free field over a reflecting plane*. [S.l.], 2015. Disponível em: <https://www.iso.org/standard/52055.html>.

25. BERANEK, Leo L. *ACOUSTICS: Sound fields, Transducers and Vibration*. [S.l.]: Elsevier Academic Press, 2019. ISBN 978-0123914217.

26. BIES, David A.; HANSEN, Colin H.; HOWARD, Carl Q. *Engineering noise control*. [S.l.]: CRC Press, Taylor & Francis Group, 2018. ISBN 978-1498724050.

27. PICCINI, Alexandre; MAREZE, Paulo H.; FONSECA, William D'A.; FREITAS, Cássio; BALBOM, Felipe; MARTINS, Mario E. S. *Silencer Design Methodology for Motorsport Prototypes*. *SAE Technical Paper Series*, Out. 2019. doi: [10.4271/2019-36-0295](https://doi.org/10.4271/2019-36-0295).

28. JEON, Soohong; KIM, Daehwan; HONG, Chinsuk; JEONG, Weuibong. Acoustic performance of industrial mufflers with CAE modeling and simulation. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, v. 6, n. 4, p. 935–946, 2014. ISSN 2092-6782. doi: [10.2478/IJNAOE-2013-0223](https://doi.org/10.2478/IJNAOE-2013-0223).

29. GHANADI, Farzin; ARJOMANDI, Maziar; CAZZOLATO, Ben; ZANDER, Anthony. Interaction of a flow-excited helmholtz resonator with a grazing turbulent boundary layer. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v. 58, p. 80–92, 2014. ISSN 0894-1777. doi: [10.1016/j.expthermflusci.2014.06.016](https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2014.06.016).

30. GHANADI, Farzin; ARJOMANDI, Maziar; CAZZOLATO, Benjamin; ZANDER, Anthony. Understanding of the flow behaviour on a helmholtz resonator excited by grazing flow. *International Journal of Computational Fluid Dynamics*, v. 28, n. 5, p. 219–231, 2014. ISSN 1061-8562. doi: [10.1080/10618562.2014.922681](https://doi.org/10.1080/10618562.2014.922681).

31. MEISSNER, M. Excitation of Helmholtz resonator by grazing air flow. *Journal of Sound and Vibration*, v. 256, n. 2, p. 382–388, 2002. ISSN 0022-460X. doi: [10.1006/jsvi.2001.4219](https://doi.org/10.1006/jsvi.2001.4219).

32. CHU, C. I.; HUA, H. T.; LIAO, I. C. Effects of three-dimensional modes on acoustic performance of reversal flow mufflers with rectangular cross-section. *Computers & Structures*, 2001. ISSN 0045-7949. doi: [10.1016/S0045-7949\(00\)00184-X](https://doi.org/10.1016/S0045-7949(00)00184-X).

33. SILVA, Andrey R. da; MAREZE, Paulo Henrique; LENZI, Arcanjo. Approximate expressions for the reflection coefficient of ducts terminated by circular flanges. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, v. 34, n. 2, 2012. ISSN 1678-5878. doi: [10.1590/S1678-58782012000200014](https://doi.org/10.1590/S1678-58782012000200014).

34. GEUZAIN, Christophe; REMACLE, Jean-François. Gmsh: A 3-D finite element mesh generator with built-in pre- and post-processing facilities. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, v. 79, n. 11, p. 1309–1331, Out. 2009. doi: [10.1002/nme.2579](https://doi.org/10.1002/nme.2579).

35. BARBIERI, Renato; BARBIERI, Nilson. Finite element acoustic simulation based shape optimization of a muffler. *Applied Acoustics*, v. 67, n. 4, p. 346–357, 2006. ISSN 0003-682X. doi: [10.1016/j.apacoust.2005.06.007](https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2005.06.007).

36. LIMA, Key Fonseca De; LENZI, Arcanjo; BARBIERI, Renato. The study of reactive silencers by shape and parametric optimization techniques. *Applied Acoustics*, v. 72, n. 4, p. 142–150, 2011. ISSN 0003-682X. doi: [10.1016/j.apacoust.2010.11.008](https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2010.11.008).

A. DECOMPOSIÇÃO DE FRENTES DE ONDA EM CAMPOS UNIDIMENSIONAIS

Esta dedução será realizada em etapas separadas por subseções, de forma a unir todos os postulados em um só na subseção final deste anexo.

A.1 Campo acústico assumido

Será assumido que o campo acústico \tilde{p} presente em um duto pode ser descrito por

$$\tilde{p}(x) = \left(P_i e^{-jkx} + P_r e^{+jkx} \right) e^{j\omega t}, \quad (18)$$

em que se assume a simplificação do campo à superposição de duas principais componentes de onda: P_i (incidente, ou a jusante) e P_r (refletida, ou a montante). Se desconsiderada a modulação temporal $e^{j\omega t}$, tendo como interesse os valores em $x = 0$ (ou seja, movendo o início do sistema de coordenadas para qualquer ponto de interesse), tem-se

$$\tilde{p} = P_i + P_r, \quad \text{em } x = 0. \quad (19)$$

A.2 Velocidade de partícula em função do campo assumido

Sabendo que a velocidade de partícula \tilde{u} e o gradiente de pressão $\nabla \tilde{p}$ relacionam-se [3] de acordo com

$$\nabla \tilde{p} = -\rho_0 \frac{d\tilde{u}}{dt}, \quad (20)$$

ou, sendo $\tilde{u} = \tilde{U} e^{j\omega t}$,

$$\nabla \tilde{p} = -\rho_0 j\omega \tilde{U} \quad \text{e} \quad (21)$$

$$\tilde{U} = -\frac{\nabla \tilde{p}}{j\rho_0 \omega}. \quad (22)$$

Tomando o gradiente da Equação 18, ainda considerando $x = 0$,

$$\tilde{U} = -\frac{-jkP_i + jkP_r}{j\rho_0 \omega}, \quad (23)$$

ou,

$$\tilde{U} = -\frac{\omega/c_0 (-P_i + P_r)}{\rho_0 \omega}; \quad (24)$$

logo,

$$\tilde{U} = \frac{P_i - P_r}{\rho_0 c_0}. \quad (25)$$

A.3 Obtenção da expressão para pressão incidente

Observou-se até então que, para $x = 0$,

$$\begin{cases} P_r = \tilde{p} - P_i, & \text{da Equação 19;} \\ \rho_0 c_0 \tilde{U} = (P_i - P_r), & \text{da Equação 25.} \end{cases} \quad (26)$$

Unindo as duas expressões na Equação 26, substituindo a primeira no termo P_r da segunda, observa-se que

$$\rho_0 c_0 \tilde{U} = P_i - \tilde{p} + P_i, \quad (27)$$

assim,

$$P_i = \frac{\tilde{p} + \rho_0 c_0 \tilde{U}}{2}, \quad (28)$$

obtendo a pressão incidente P_i a partir da amplitude de velocidade de partícula \tilde{U} e pressão acústica total \tilde{p} em $x = 0$.

A.4 Obtenção da parcela de pressão incidente em soluções FEM

No método dos elementos finitos (FEM) em acústica linear, a única variável dependente para a qual se resolve diretamente é a pressão acústica complexa. Desta, demais propriedades podem ser obtidas por dedução. A amplitude de velocidade de partícula \tilde{U} , portanto, não é prontamente disponível através da resolução do método. O gradiente de pressão, contudo, pode ser prontamente obtido por três propriedades calculadas pelo método [16]: as pressões

nodais $\{\tilde{\mathbf{p}}^e\}$, o gradiente das funções de forma $\nabla_{\xi} \langle N(\xi) \rangle$, e os Jacobianos $[\mathbf{J}^e]$ de cada elemento de interesse. As duas relacionam-se de forma que

$$\nabla \tilde{p} = [\mathbf{J}^e]^{-1} [\nabla_{\xi} \langle N(\xi) \rangle] \{\tilde{\mathbf{p}}^e\}, \quad (29)$$

e, portanto, em FEM,

$$\nabla \tilde{p} \implies \left\{ \begin{array}{c} \frac{\partial \tilde{p}^e}{\partial x} \\ \frac{\partial \tilde{p}^e}{\partial y} \\ \frac{\partial \tilde{p}^e}{\partial z} \end{array} \right\}. \quad (30)$$

Ou seja, a expressão resultante da Equação 29 será dada em forma vetorial. A Equação 22 pode então ser reescrita de acordo com a expressão da Equação 29, levando a

$$\{\tilde{\mathbf{U}}\} = \left(\frac{-1}{j\rho_0\omega}\right) \cdot [\mathbf{J}^e]^{-1} [\nabla_{\xi} \langle N(\xi) \rangle] \{\tilde{\mathbf{p}}^e\}, \quad (31)$$

em que $(-1/j\rho_0\omega)$ opera ponto a ponto no vetor resultante. Por fim, tem-se que a Equação 28 também pode ser calculada utilizando soluções FEM utilizando:

$$P_i = \frac{\tilde{p}_k^e + \rho_0 c_0 \tilde{U}_x^e}{2}, \quad (32)$$

sendo \tilde{U}_x^e a componente de velocidade de partícula na dimensão x calculada por meio do elemento e , e \tilde{p}_k^e a pressão nodal calculada referente ao nó k do elemento e . A dimensão x é, neste caso, necessariamente a dimensão na qual o domínio unidimensional se caracteriza (embora o domínio computacional em si possa ser, na verdade, bidimensional ou tridimensional).