UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

CENTRO TECNOLÓGICO

ENGENHARIA MECÂNICA

FELIPE ROQUE ROSSI

INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DO EFEITO DA GEOMETRIA DOS ORIFÍCIOS DE LINERS NA SUA IMPEDÂNCIA ACÚSTICA

FLORIANÓPOLIS

2026

Felipe Roque Rossi

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina, como requisito parcial para a obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Júlio A. Cordioli, Dr. Eng

Co-orientador: Lucas Araujo Bonomo, Dr. Eng.

Florianópolis

2026

Roque Rossi, Felipe
Investigação experimental do efeito da geometria dos orifícios de liners na sua impedância acústica / Felipe Roque Rossi ; orientador, Júlio Apolinário Cordioli, coorientador, Lucas Araujo Bonomo, 2026.
78 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2026.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Aero acústica . 3. Acústica de dutos. 4. Liner. 5. Geometria de orifício de linee. I. Apolinário Cordioli, Júlio. II. Araujo Bonomo, Lucas. III. Universidade Federal de Santa Catarina. Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

Felipe Roque Rossi

Investigação experimental do efeito da geometria dos orifícios de liners na sua impedância acústica

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de Engenheiro Mecânico e aprovado em sua forma final pelo Curso de Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 02 de abril de 2026.

Documento assinado digitalmente
Antonio Carlos Valdiero
Data: 09/04/2026 15:04:20-0300
CPF: ***.227.377-**
Verifique as assinaturas em https://v.ufsc.br

Prof. Antonio Carlos Valdiero, Dr. Eng.
Coordenador do Curso

Banca examinadora

Documento assinado digitalmente
Julio Apolinario Cordioli
Data: 07/04/2026 22:11:59-0300
CPF: ***.276.989-**
Verifique as assinaturas em https://v.ufsc.br

Prof. Júlio A. Cordioli, Dr. Eng.
Orientador

Prof.Jonny Carlos da Silva, Dr.Eng.

Prof. Andrey Ricardo da Silva, Dr.Eng.

Florianópolis, 2026

AGRADECIMENTOS

A toda a minha família, por estarem sempre ao meu lado ao longo de toda a minha trajetória. Aos meus pais, por todo o esforço, apoio e incentivo aos estudos desde o início, e por tudo o que fizeram para que eu chegasse até aqui. Aos meus irmãos, pela amizade, companheirismo e por sempre poder contar com eles em qualquer situação.

Ao Prof. Júlio Cordioli, pela orientação deste trabalho e por todo o suporte desde a minha entrada no LVA. Agradeço pelas conversas, pelos ensinamentos e pela confiança ao longo desse período, que foram fundamentais para o meu desenvolvimento.

Ao Lucas Bonomo, pela coorientação e por toda a ajuda ao longo deste trabalho. Agradeço especialmente pela paciência nas discussões, pelas explicações sobre a bancada experimental e pelos conhecimentos compartilhados em aeroacústica, que foram essenciais para a realização deste estudo. Também pela amizade construída nesse tempo.

À minha namorada, pelo apoio, pela compreensão e por estar ao meu lado durante todo esse período. Obrigado pela paciência, pelo incentivo e por tornar essa caminhada melhor.

Aos amigos e colegas do LVA, pela ajuda no dia a dia, pelas discussões e por tornarem o ambiente de trabalho mais leve. Levo comigo não só o aprendizado, mas também as amizades que surgiram nesse período.

Aos meus amigos da graduação e do Baja, por todos esses anos de convivência, pelos trabalhos em grupo, pelos desafios enfrentados juntos e pelos momentos fora da sala de aula. A experiência no Baja, em especial, teve um papel importante na minha formação, tanto técnica quanto pessoal.

À Universidade Federal de Santa Catarina, em especial ao Departamento de Engenharia Mecânica, pela estrutura e pela formação que me proporcionou.

A todos os professores que fizeram parte da minha graduação, pelos ensinamentos e pela contribuição na minha formação acadêmica. Aos membros da banca examinadora, por aceitarem o convite e pela disponibilidade em contribuir com este trabalho.

RESUMO

O ruído gerado pelo fan dos motores de aeronaves do tipo turbofan constitui uma das principais fontes de ruído em voos comerciais. Esse ruído apresenta uma componente tonal associada à frequência de passagem das pás, cujo componente, sem a devida atenuação, é responsável por grande incômodo acústico. Para mitigá-lo, *acoustic liners* são instalados nas paredes da nacele dos motores turbofan. A construção mais comum de liners para turbofan consiste em uma estrutura do tipo colmeia posicionada entre uma placa rígida (*backplate*) e outra perfurada (*face sheet*), onde os liners têm sua caracterização acústica descrita pela impedância acústica, que depende diretamente das características geométricas de seus componentes. Portanto, a caracterização da impedância acústica de liners deve ser realizada em condições de operação similares às encontradas em motores turbofan. Técnicas experimentais foram desenvolvidas pela comunidade científica para, por meio de bancadas de testes dedicadas a esses ensaios, obter a impedância acústica de liners, sendo essas técnicas comumente chamadas na literatura de métodos de edução de impedância. Embora muitos fatores que influenciam a impedância acústica de *liners* já tenham sido identificados, o tema ainda é objeto de intensa investigação, com diversas questões em aberto. O objetivo do presente estudo é investigar experimentalmente, utilizando a bancada de edução de impedância da UFSC, a influência da geometria dos orifícios da *face sheet* na impedância acústica. Para isso, foram manufaturadas duas amostras de *liner*, nas quais a *face sheet* e o núcleo constituem uma única peça, além de quatro amostras com *face sheet* separada, permitindo analisar um total de cinco geometrias distintas de orifícios. Para garantir a conformidade com a geometria projetada, realizou-se uma análise dimensional utilizando tomografia e estereoscopia, possibilitando avaliar a geometria real das amostras. Por fim, as diferentes geometrias foram submetidas a ensaios sob distintas condições de escoamento e excitação sonora. Algumas geometrias apresentaram desvios em relação ao projeto devido ao processo de fabricação; ainda assim, os resultados acústicos mostraram-se coerentes com as geometrias reais, permitindo uma análise robusta da influência da geometria dos orifícios.

Palavras-chave: Liner. Acústica de dutos. Edução de Impedância. Geometria. Orifício.

ABSTRACT

Noise generated by the fan of turbofan aircraft engines is one of the main sources of noise in commercial aviation. This noise contains a tonal component associated with the blade passing frequency, which, if not properly attenuated, is responsible for significant acoustic discomfort. To mitigate it, *acoustic liners* are installed on the inner walls of turbofan engine nacelles. The most common liner configuration consists of a honeycomb structure placed between a rigid plate (*backplate*) and a perforated plate (*face sheet*). The acoustic behavior of liners is characterized by their acoustic impedance, which depends directly on the geometric properties of their components. Therefore, the characterization of liner acoustic impedance must be carried out under operating conditions similar to those found in turbofan engines. Experimental techniques have been developed by the scientific community to obtain liner acoustic impedance using dedicated test rigs, commonly referred to in the literature as impedance eduction methods. Although many factors influencing liner acoustic impedance have already been identified, the topic remains an active field of research, with several open questions. The objective of the present study is to experimentally investigate, using the impedance eduction facility at UFSC, the influence of face sheet orifice geometry on acoustic impedance. For this purpose, two liner samples were manufactured with a monolithic configuration, in which the face sheet and the core form a single piece, in addition to four samples with a separate face sheet, allowing the analysis of a total of five distinct orifice geometries. To ensure compliance with the designed geometry, a dimensional analysis was performed using tomography and stereoscopy, enabling the assessment of the actual geometry of the samples. Finally, the different geometries were tested under various flow and acoustic excitation conditions. Although some geometries exhibited deviations from the design due to manufacturing processes, the acoustic results were consistent with the actual geometries, allowing for a robust analysis of the influence of orifice geometry.

Keywords: Liner. Duct acoustics. Impedance eduction. Geometry. Orifice.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Níveis máximos de ruído percebido por peso máximo de decolagem . . 16
Figura 2 – Esquemático de motor *turbofan* 17
Figura 3 – Estrutura de *liner* SDOF 22
Figura 4 – Estruturas de outros modelos de liner 23
Figura 5 – Duto de referência 24
Figura 6 – Esquemático da bancada no plano xz 26
Figura 7 – Fluxograma do método inverso 30
Figura 8 – Fluxograma do método direto 33
Figura 9 – Geometrias de estudo numérico. Adaptado de: Avallone et al. (2025) 34
Figura 10 – Geometrias dos furos consideradas neste trabalho. 35
Figura 11 – Dimensões principais das amostras. 36
Figura 12 – Grupo de amostras de *liners* fabricadas. 37
Figura 13 – Amostras de liner maciça, vista de frontal e traseira sem *backplate* . . . 38
Figura 14 – Resultado do escaneamento da amostra sólida 39
Figura 15 – Medição dos parâmetros de geometria do orifício por tomografia 40
Figura 16 – Estereoscópio utilizado nas medições. 40
Figura 17 – Orifícios observados no estereoscópio. 41
Figura 18 – Orifícios das amostras de duas peças. 43
Figura 19 – Bancada de edução de impedância. 44
Figura 20 – Sistema de alimentação de escoamento. 45
Figura 21 – Resultados das amostras maciças, 130 dB, sem escoamento e configuração *upstream* 47
Figura 22 – Resultados das amostras maciças, 145 dB, sem escoamento e configuração *upstream* 48
Figura 23 – Resultados das amostras maciças, 145 dB, Mach 0,32 e configuração *upstream* 48
Figura 24 – Resultados das amostras maciças, 145 dB, Mach 0,32 e configuração *downstream* 49
Figura 25 – Resultados das amostras maciças, 145 dB, Mach 0,5 e configuração *upstream* 49

Figura 26 – Resultados das amostras maciças, 145 dB, Mach 0,5 e configuração *downstream* 49
Figura 27 – Comparação entre amostras sólidas e de duas peças, 145 dB, sem escoamento, configuração *upstream* e MMM. 51
Figura 28 – Comparação entre amostras sólidas e de duas peças, 145 dB, Mach 0,32, configuração *upstream* e MMM. 51
Figura 29 – Comparação entre amostras sólidas e de duas peças, 145 dB, Mach 0,32, configuração *downstream* e MMM. 52
Figura 30 – Comparação entre amostras sólidas e de duas peças, 145 dB, Mach 0,5, configuração *upstream* e MMM. 52
Figura 31 – Comparação entre amostras sólidas e de duas peças, 145 dB, Mach 0,5, configuração *downstream* e MMM. 53
Figura 32 – Resultados das amostras de duas peças, 145 dB, sem escoamento, configuração *upstream* e MMM. 53
Figura 33 – Resultados das amostras de duas peças, 145 dB, Mach 0,32, configuração *upstream* e MMM. 54
Figura 34 – Resultados das amostras de duas peças, 145 dB, Mach 0,32, configuração *downstream* e MMM. 55
Figura 35 – Resultados das amostras de duas peças, 145 dB, Mach 0,5, configuração *upstream* e MMM. 55
Figura 36 – Resultados das amostras de duas peças, 145 dB, Mach 0,5, configuração *downstream* e MMM. 56
Figura 37 – Distribuição dos pontos de medição do escoamento. 66
Figura 38 – Curva de calibração de fase dos alto-falantes. 67
Figura 39 – Resultados das amostras maciças, 130 dB, sem escoamento e configuração *upstream* 68
Figura 40 – Resultados das amostras maciças, 130 dB, sem escoamento e configuração *downstream* 68
Figura 41 – Resultados das amostras maciças, 145 dB, sem escoamento e configuração *upstream* 69
Figura 42 – Resultados das amostras maciças, 145 dB, sem escoamento e configuração *downstream* 69

Figura 43 – Resultados das amostras maciças, 130 dB, Mach 0,32 e configuração *upstream* 69
Figura 44 – Resultados das amostras maciças, 130 dB, Mach 0,32 e configuração *downstream* 70
Figura 45 – Resultados das amostras maciças, 145 dB, Mach 0,32 e configuração *upstream* 70
Figura 46 – Resultados das amostras maciças, 145 dB, Mach 0,32 e configuração *downstream* 70
Figura 47 – Resultados das amostras maciças, 145 dB, Mach 0,5 e configuração *upstream* 71
Figura 48 – Resultados das amostras maciças, 145 dB, Mach 0,5 e configuração *downstream* 71
Figura 49 – Resultados das amostras, 130 dB, sem escoamento, configuração *upstream* e KT. 71
Figura 50 – Resultados das amostras, 130 dB, sem escoamento, configuração *downstream* e KT. 72
Figura 51 – Resultados das amostras, 145 dB, sem escoamento, configuração *upstream* e KT. 72
Figura 52 – Resultados das amostras, 145 dB, sem escoamento, configuração *downstream* e KT. 72
Figura 53 – Resultados das amostras, 130 dB, Mach 0,32, configuração *upstream* e KT. 73
Figura 54 – Resultados das amostras, 130 dB, Mach 0,32, configuração *downstream* e KT. 73
Figura 55 – Resultados das amostras, 145 dB, Mach 0,32, configuração *upstream* e KT. 73
Figura 56 – Resultados das amostras, 145 dB, Mach 0,32, configuração *downstream* e KT. 74
Figura 57 – Resultados das amostras, 145 dB, Mach 0,5, configuração *upstream* e KT. 74
Figura 58 – Resultados das amostras, 145 dB, Mach 0,5, configuração *downstream* e KT. 74
Figura 59 – Resultados das amostras, 130 dB, sem escoamento, configuração *upstream* e MMM. 75

Figura 60 – Resultados das amostras, 130 dB, sem escoamento, configuração *downstream* e MMM. 75
Figura 61 – Resultados das amostras, 145 dB, sem escoamento, configuração *upstream* e MMM. 76
Figura 62 – Resultados das amostras, 145 dB, sem escoamento, configuração *downstream* e MMM. 76
Figura 63 – Resultados das amostras, 130 dB, Mach 0,32, configuração *upstream* e MMM. 76
Figura 64 – Resultados das amostras, 130 dB, Mach 0,32, configuração *downstream* e MMM. 77
Figura 65 – Resultados das amostras, 145 dB, Mach 0,32, configuração *upstream* e MMM. 77
Figura 66 – Resultados das amostras, 145 dB, Mach 0,32, configuração *downstream* e MMM. 77
Figura 67 – Resultados das amostras, 145 dB, Mach 0,5, configuração *upstream* e MMM. 78
Figura 68 – Resultados das amostras, 145 dB, Mach 0,5, configuração *downstream* e MMM. 78

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Geometria dos orifícios das amostras de liner. 35
Tabela 2 – Parâmetros geométricos medidos por tomografia. 40
Tabela 3 – Parâmetros estereoscópicos para o furo chanfrado da amostra sólida. . 41
Tabela 4 – Parâmetros estereoscópicos para amostras de duas partes 42
Tabela 5 – Ordem de tamanho dos diâmetros internos. 43
Tabela 6 – Ordem de tamanho dos diâmetros externos. 43
Tabela 7 – Distribuição dos pontos de medição. 65

SUMÁRIO

RESUMO **7**

ABSTRACT **8**

1 INTRODUÇÃO **16**

1.1 OBJETIVOS 19

1.1.1 Objetivos Específicos **19**

1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO 19

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA **21**

2.1 LINERS 21

2.2 ACÚSTICA DE DUTOS 24

2.3 MÉTODOS DE EDUÇÃO DE IMPEDÂNCIA 26

2.3.1 Método inverso **26**

2.3.2 Metodo direto **30**

2.4 REVISÃO DE BIBLIOGRAFIA RELACIONADA A GEOMETRIA DE ORIFICIO DE LINER 32

3 METODOLOGIA **35**

3.1 AMOSTRAS DE LINERS 35

3.1.1 Fabricacao das amostras **36**

3.2 CARACTERIZAÇÃO GEOMETRICA DAS AMOSTRAS 38

3.2.1 Escaneamento 3D **39**

3.2.2 Caracterização com estereoscopio **40**

3.3 BANCADA DE EDUÇÃO DE IMPEDÂNCIA 43

3.3.1 Sistema de alimentação de escoamento **45**

3.4 MATRIZ DE TESTE 46

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO **47**

4.1 AMOSTRAS MACIÇAS 47

4.2 COMPARAÇÃO ENTRE DOIS GRUPOS DE AMOSTRAS 50

4.3 AMOSTRAS DE DUAS PEÇAS 52

5 CONCLUSÃO 57
5.1 TRABALHOS FUTUROS 58

REFERÊNCIAS 60

A MODELO DE IMPEDÂNCIA DE LINER 63

B PROCESSOS DE CALIBRACAO E AJUSTE DA BANCADA 65
B.1 DETERMINAÇÃO DA VELOCIDADE MÉDIA DO ESCOAMENTO . 65
B.2 CALIBRAÇÃO DOS ALTO-FALANTES 65
B.2.1 Ajuste de fase 66
B.2.2 Ajuste de amplitude 66

C RESULTADOS ACÚSTICOS 68
C.1 RESULTADOS AMOSTRAS SÓLIDAS 68
C.2 RESULTADOS KT - AMOSTRAS DE DUAS PEÇAS 71
C.3 RESULTADOS MMM - AMOSTRAS DE DUAS PEÇAS 75

1 INTRODUÇÃO

O ruído gerado por aeronaves é um fator de preocupação para a população em geral, visto que, além de causar incômodo às comunidades próximas aos aeroportos, está associado a diversos problemas de saúde, incluindo doenças cardiovasculares, distúrbios do sono, prejuízos cognitivos em crianças, entre outros (CLARK, 2015; Civil Aviation Authority, 2016). Considerando esses impactos, a Organização Internacional de Aviação Civil (ICAO) estabeleceu normas que definem os limites toleráveis de ruído (ICAO, 2016), os quais têm se tornado progressivamente mais rigorosos ao longo dos anos devido ao avanço tecnológico, conforme ilustrado na Figura 1.

A percepção sonora varia mesmo para sons que possuem o mesmo nível de pressão sonora, por isso, a ICAO adota como métrica o *Effective Perceived Noise Level* (EPNL), Nível de Ruído Percebido Efetivo em português, isto é, o nível efetivo de ruído percebido, que incorpora o tempo de duração do evento sonoro e correções relacionadas à presença de componentes tonais (NöDING; BERTSCH, 2021). Durante os procedimentos de decolagem e aterrissagem, o ruído torna-se um elemento crítico para a certificação das aeronaves, podendo ser classificado em duas categorias principais: ruído da fuselagem e ruído da propulsão. Em aeronaves equipadas com motores do tipo *turbofan*, o ruído associado ao motor tende a ser dominante (SUTLIFF, 2019).

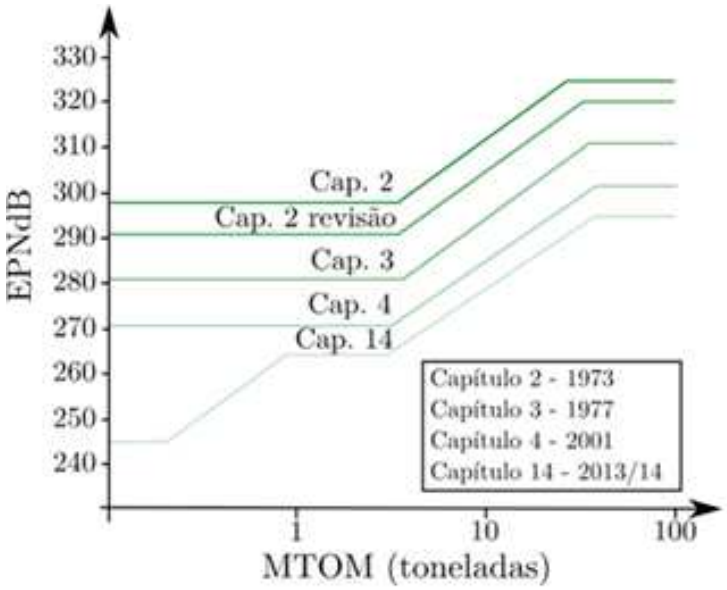


Figura 1 – Níveis máximos de ruído percebido por peso máximo de decolagem

Para motores do tipo *turbofan*, o ruído é composto por componentes de banda larga

e por componentes tonais. As componentes de banda larga resultam da interação do jato com a estrutura, enquanto as componentes tonais são geradas pelo *fan*, produzindo um componente tonal associado à frequência de passagem das pás, dada por

$$\mathrm{BPF} = \frac{n_{\text{pás}} \cdot \mathrm{RPM}}{60}. \tag{1.1}$$

Como componentes tonais tendem a causar maior incômodo perceptivo, elas recebem penalizações mais severas no cálculo do EPNL (NöDING; BERTSCH, 2021). Além disso, em configurações modernas com elevada razão de *bypass*, o ruído gerado pela *fan* constitui uma das principais contribuições acústicas do motor durante pouso e decolagem. Dessa forma, a mitigação desse ruído tornou-se um objetivo central no desenvolvimento das novas geração de motores *turbofan*.

O tratamento acústico mais comumente empregado para a mitigação da componente tonal do ruído de motores turbofan é baseado no uso de estruturas denominadas liners acústicos. Esses liners são utilizados como revestimentos instalados tanto no duto de admissão quanto no duto de *bypass* da nacele, conforme ilustrado na Figura 2. Esses componentes geralmente consistem em uma placa perfurada apoiada sobre uma estrutura do tipo colmeia (*honeycomb*). Essa configuração típica de *liners*, funciona de maneira análoga a um conjunto de ressonadores de Helmholtz, sendo capaz de promover elevada atenuação em faixas estreitas de frequência, com particular eficácia no controle de componentes tonais na frequência de BPF.

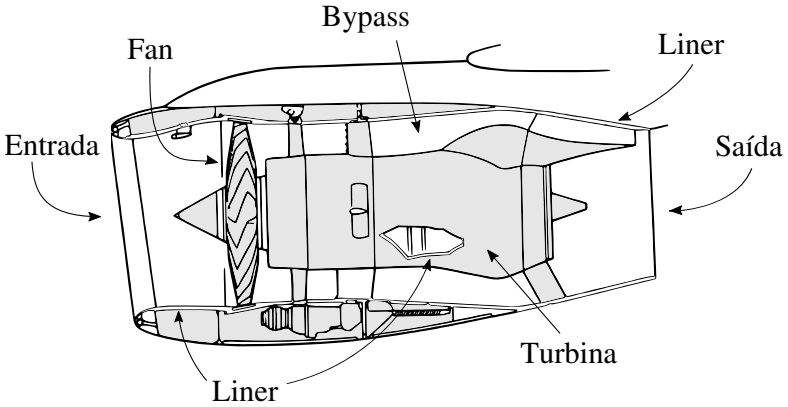


Figura 2 – Esquemático de motor *turbofan*

A performance acústica desses liners acústicos depende diretamente de sua geometria, do material de fabricação e das condições de operação (MURRAY; ASTLEY, 2012; SPILLERE; MEDEIROS; CORDIOLI, 2018), sendo os liners caracterizados por sua impedância acústica. Na ausência de escoamento, a impedância acústica é definida como a

razão entre a pressão sonora e a velocidade de partícula normal à superfície. Na presença de escoamento, a impedância é alterada por efeitos convectivos, exigindo o uso de condições de contorno que considerem as interações entre o escoamento e as paredes do liner. Dessa forma, a condição de contorno de Ingard–Myers (INGARD, 1959) é amplamente utilizada para uma representação física do liner, levando em conta os efeitos convectivos sobre a parede do liner.

Embora existam diversos modelos preditivos para estimar a impedância de liners, a caracterização experimental continua essencial, pois os modelos ainda não conseguem reproduzir com precisão o comportamento real desses revestimentos, devido ao grande número de variáveis envolvidas (WATSON; JONES, 2013). Na ausência de escoamento, a impedância pode ser obtida experimentalmente por meio de tubos de incidência normal (BURGMAYER; KOHLENBERG; KNOBLOCH, 2024). Porém, na presença de escoamento, as diversas variáveis associadas às condições de operação tornam o processo de obtenção da impedância mais complexo. Dessa forma, foram desenvolvidos métodos experimentais que reproduzem condições de escoamento próximas às encontradas em motores aeronáuticos (WATSON; JONES, 2013), em estruturas de ensaio chamadas bancadas de edução de impedância.

Uma bancada de edução de impedância típica consiste em um duto no qual é estabelecido um campo acústico sobreposto a um escoamento interno, gerado por fontes sonoras e pelo sistema de fluxo da instalação. Nesse duto, instala-se uma amostra de *liner* em uma seção específica, onde ela é submetida às condições acústicas e de escoamento desejadas. Microfones distribuídos ao longo do duto realizam a medição do campo acústico resultante e, a partir desses sinais, aplicam-se técnicas de edução de impedância para determinar a impedância acústica da amostra, técnicas que serão detalhadas ao longo deste trabalho. Neste estudo, será utilizada a bancada de edução de impedância do Laboratório de Vibrações e Acústica da UFSC, desenvolvida em 2014 (SERRANO, 2014) e continuamente aprimorada desde então.

Um dos principais fatores que governam a impedância do liner é a sua geometria, onde o formato e as dimensões da placa perfurada e das cavidades *honeycombs*, junto com as condições de operação, são responsáveis pela impedância. Em estudos recentes, compararam a impedância acústica obtida por meio de simulações numéricas de dois *liners* com geometrias quase idênticas, diferenciando-se apenas pela geometria dos orifícios na *face sheet*: um com bordas retas e outro com borda arredondada (PEREIRA, 2023). Os

resultados mostraram diferença significativa nos valores da impedâcia, indicando que o formato do orifício exerce influência relevante sobre a impedância acústica, no entanto, esse aspecto ainda é pouco estudado e carece de validação experimental. Assim, o presente trabalho busca investigar experimentalmente a influência da geometria do orifício na impedância acústica de liners.

1.1 OBJETIVOS

O objetivo principal deste trabalho é avaliar a influência da geometria do orifício de amostras de liners acústicos na impedância acústica, com ênfase na resistência. Para isso, diferentes geometrias de orifício são comparadas em dois grupos distintos, cada um caracterizado por um tipo específico de montagem. Além disso, realiza-se uma comparação entre amostras de mesma geometria pertencentes a diferentes grupos de montagem, de modo a investigar a influência do processo de fabricação tanto nos resultados geométricos quanto no comportamento acústico.

1.1.1 Objetivos Específicos

- Definição de amostras e processos de fabricação que permitam produzir diferentes geometrias.
- Caracterização de geometrias reais e comparação com dimensões projetadas.
- Comparação dos resultados de impedância das amostras de liner para cada método de medição utilizado.
- Comparação de amostras com geometrias semelhantes, porém com processos de fabricação e montagem distintos.

1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO

O restante deste documento é organizado como segue. O Capítulo 2 apresenta o referencial teórico que fundamenta este trabalho. Inicialmente, são introduzidos os principais conceitos sobre liners acústicos, as equações fundamentais de acústica de dutos com escoamento e o desenvolvimento matemático dos métodos de edução de impedância (*impedance eduction*). Em seguida, realiza-se uma revisão de estudos que investigam a geometria dos orifícios e a impedância acústica de liners.

O Capítulo 3 apresenta a metodologia adotada no presente trabalho. São descritos os processos de caracterização geométrica das amostras de liners, bem como a bancada de edução de impedância da UFSC, incluindo seu sistema de alimentação e controle de escoamento.

O Capítulo 4 apresenta os resultados obtidos experimentalmente. São exibidos os resultados correspondentes a cada grupo de amostras, além de uma comparação entre grupos distintos para amostras de mesma geometria, possibilitando uma discussão aprofundada dos efeitos observados. Finalmente, o Capítulo 5 sumariza as conclusões obtidas com o desenvolvimento do presente trabalho.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A presente revisão bibliográfica tem como objetivo contextualizar os principais conceitos e equações relacionados ao comportamento acústico de liners aplicados a condições de escoamento. Inicialmente, são apresentados os conceitos básicos sobre liners, bem como a definição e interpretação da impedância acústica. Em seguida, discute-se as equações de acústica de dutos fundamentais para o desenvolviemnto do trablho. Posteriormente, são abordadas as técnicas experimentais de edução de impedância. Por fim, são revisados estudos que investigam a influência de parâmetros geométricos, especialmente da geometria dos orifícios da *face sheet*, sobre a impedância acústica.

2.1 LINERS

O ruído gerado por motores *turbofan* representa uma das principais fontes de ruído na indústria aeronáutica. A aplicação de atenuadores sonoros nesses motores deve suportar condições ambientais severas (SMITH, 1989), incluindo temperaturas que variam de –50 °C a 500 °C, correspondentes ao ar de admissão em altas altitudes e aos gases quentes de exaustão. Dessa forma, a atenuação tem que ser realizada por meio de componentes capazes de suportar essas condições e que a ao mesmo sejam eficientes, ocorrendo por meio dos liners, que podem ser instalados tanto na entrada e no *bypass*, para reduzir o ruído do ventilador, quanto no núcleo do motor, para atenuar o ruído proveniente do compressor, da combustão e da turbina.

Liners comumente são construídos por estruturas relativamente simples, sendo que uma das configurações mais utilizadas é o modelo SDOF (*Single Degree Of Freedom*). Essa configuração consiste em uma estrutura do tipo colmeia posicionada entre uma placa rígida e uma placa perfurada voltada para o interior da nacele, conforme ilustrado na Figura 3. O termo “um grau de liberdade” decorre do fato de que cada cavidade do *liner* se comporta similarmente a um ressonador de Helmholtz: o ar nos orifícios atua como um elemento de massa, enquanto o ar dentro da cavidade funciona como um elemento de rigidez. Como resultado, ocorre elevada atenuação em uma faixa estreita de frequências.

Outras modelos podem ser vistas na Figura 4, como o 2DOF (*two degrees of freedom*), *linear liner* e *bulk absorber*. O *liner* de dois graus de liberdade é uma extensão do SDOF, apresentando duas estruturas tipo colmeia separadas por uma malha metálica, o que

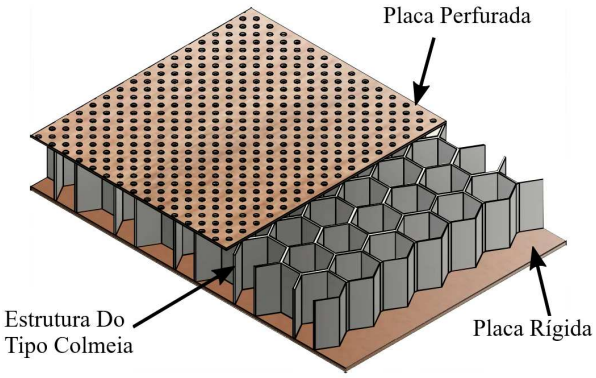


Figura 3 – Estrutura de *liner* SDOF

proporciona uma faixa de redução de ruído mais ampla, podendo ser aplicado na atenuação de banda larga, especialmente no *bypass* (DREVON, 2004). O modelo *linear liner* consiste em envolver a placa perfurada com uma malha metálica, tornando suas características acústicas menos dependentes do escoamento e do nível de pressão sonora. Por fim, o *bulk absorber*, no qual a estrutura tipo colmeia é substituída por um material poroso, oferece uma faixa de atenuação ainda maior que a dos *liners* 2DOF (MOTSINGER; KRAFT, 1991).

Apesar dessas variações, o ruído predominante é o tonal associado à frequência de passagem de pás, para o qual o liner *SDOF* apresenta excelente desempenho. Assim, não apenas pela sua eficiência na redução de ruído, mas também por seu baixo peso, boa rigidez estrutural e processo de fabricação relativamente simples, essa configuração tornou-se a preferência para atender aos principais requisitos da indústria aeronáutica (SMITH, 1989).

Como dito anteriormente, a caracterização acústica do liner ocorre por meio da medição de sua impedância acústica, uma vez que o coeficiente de absorção e a perda de transmissão sonora, que são grandezas acústicas mais palpáveis, dependem das geometrias do duto e das condições de escoamento. Por sua vez, a impedância acústica pode ser definida pela razão entre a pressão sonora e a velocidade de partícula normal à superfície da placa perfurada, dada por

$$\frac{Z(\omega)}{\rho_0 c_0} = \frac{p(\omega)}{\mathbf{v}(\omega) \cdot \mathbf{n}}, \tag{2.1}$$

onde $Z(\omega)$ é a impedância acústica, ρ_0 é a densidade do meio, c_0 é a velocidade do som, ω é a frequência, $p(\omega)$ é a pressão acústica complexa, $\mathbf{v}(\omega)$ é o vetor velocidade de partícula, e $\mathbf{n}$ é o vetor normal à superfície.

Como a impedância acústica é uma grandeza complexa, ela é composta por uma parte

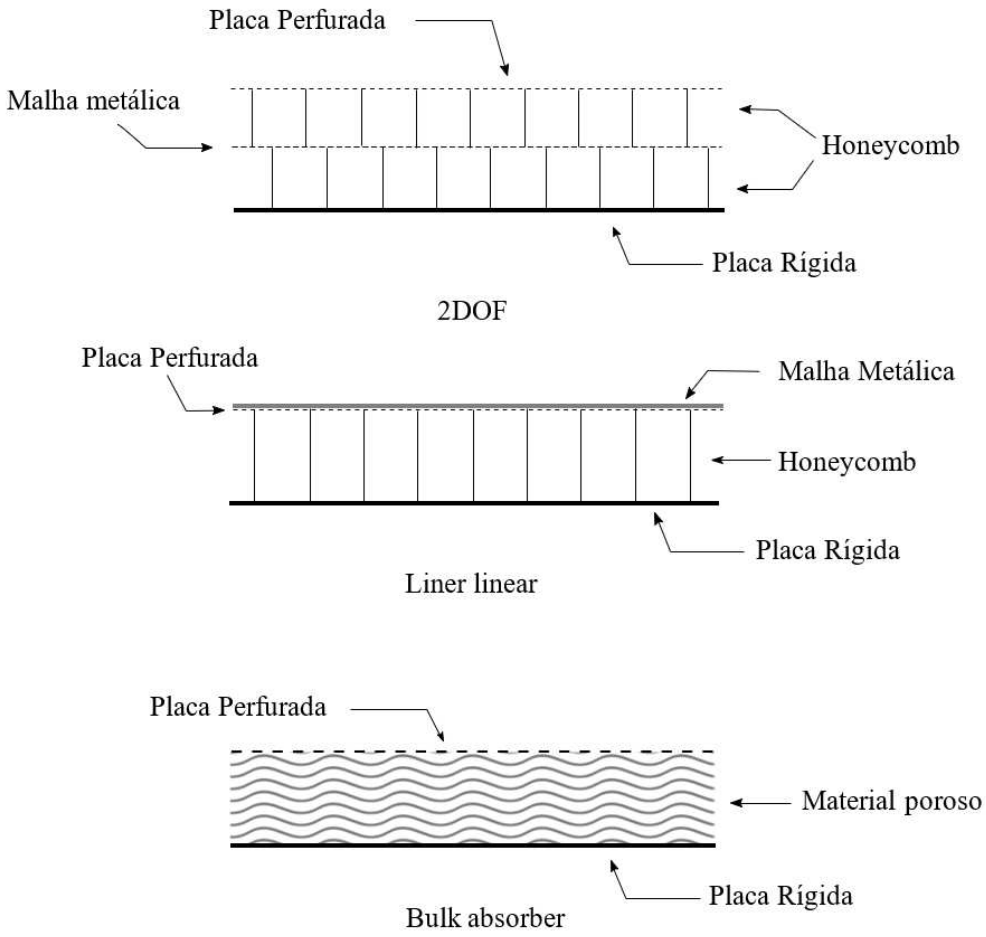


Figura 4 – Estruturas de outros modelos de liner

real, denominada resistência, e uma parte imaginária, chamada reatância. A resistência acústica está associada aos efeitos dissipativos e é governada pelas propriedades da placa perfurada (*face sheet*), enquanto a reatância está relacionada aos efeitos inerciais, determinados principalmente pelas cavidades da estrutura *honeycombs* e pela massa de ar presente nos orifícios (MOTSINGER; KRAFT, 1991). A partir da impedância acústica, torna-se possível determinar parâmetros como a absorção sonora e a perda por transmissão, tanto para diferentes geometrias de dutos quanto para distintas condições de operação (SPILLERE, 2017).

Entretanto, assumindo um escoamento uniforme, a Eq. 2.1 só é válida quando a velocidade do escoamento no meio onde o liner está instalado é próxima de zero, uma vez que a presença de escoamento tangencial modifica a capacidade de absorção sonora e, consequentemente, sua impedância efetiva (EVERSMAN, 1970; ARMSTRONG; BECKEMEYER; OLSEN, 1974).

Dessa forma, os modelos de propagação acústica devem levar em consideração os efeitos da camada limite viscosa, o que geralmente é feito através de condições de contorno que introduzem uma impedância acústica efetiva. A condição de contorno mais amplamente utilizada para *liners* é a condição de Ingard–Myers (INGARD, 1959), que assume uma camada limite infinitesimal com escoamento uniforme, impondo a continuidade da pressão e do deslocamento das partículas. Para dutos retangulares, essa condição é expressa por

$$\mathrm{i}\omega \mathbf{v}(\omega) \cdot \mathbf{n} = \left(\mathrm{i}\omega + M\frac{\partial}{\partial z}\right)\left(\frac{p(\omega)}{Z(\omega)}\right), \tag{2.2}$$

onde z é a direção axial do duto e $M = U/c_0$ é o número de Mach do escoamento, sendo U a velocidade do escoamento.

2.2 ACÚSTICA DE DUTOS

Os métodos experimentais considerados neste trabalho são baseados em modelos de propagação acústica com escoamento. A Figura 5 apresenta um esquema do duto de teste da bancada de edução, com largura b e altura h. Ele é dividido em três partes: as seções 1 e 3, constituídas por paredes rígidas, e a seção 2, com comprimento L, cuja parede localizada em $x = 0$ possui impedância acústica Z.

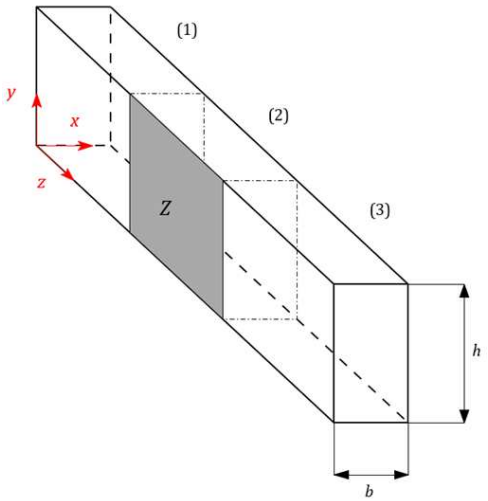


Figura 5 – Duto de referência

Assumindo escoamento uniforme na direção z, a propagação acústica pode ser descrita pela equação de Helmholtz convectiva (RIENSTRA, 2015), escrita no sistema cartesiano como:

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\omega^2}{c_0^2}\right)\hat{p} - k_z\left(\frac{2\omega M}{c_0}\right)\hat{p} - k_z^2(1 - M^2)\hat{p} = 0, \tag{2.3}$$

onde k_z é o número de onda axial e $\hat{p}(x, y)$ é a forma modal do campo de pressão acústica.

A solução geral da Eq. (2.3) consiste no somatório dos modos que se propagam nas direções a montante e a jusante, representados por termos do tipo $\exp(-ik_z z)$, ou seja,

$$\begin{aligned} p(x, y, z) = & \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} A_{m,n}^{+} \hat{p}_m^{\pm}(x, y) \exp\left(-ik_{z_{m,n}}^{+} z\right) \\ & + \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} A_{m,n}^{-} \hat{p}_m^{\pm}(x, y) \exp\left(-ik_{z_{m,n}}^{-} z\right), \end{aligned} \tag{2.4}$$

em que m e n são as ordens modais, A são as amplitudes e k_z os números de onda axiais correspondentes. Os sinais $+$ e $-$ indicam propagação a jusante e a montante, respectivamente.

Para particularizar essa solução, aplicam-se condições de contorno nas paredes do duto. Nas paredes rígidas, presentes nas seções 1 e 3 e na parede oposta ao liner na seção 2, a velocidade de partícula normal é nula, o que implica:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial p}{\partial y} = 0, \quad \text{em paredes rígidas.} \tag{2.5}$$

Da condição acima resultam, para as seções 1 e 3, os números de onda transversais:

$$\begin{aligned} k_{x,m} &= \frac{\pi m}{b}, \\ k_{y,n} &= \frac{\pi n}{h}, \end{aligned} \tag{2.6}$$

com k_x e k_y representando os números de onda nas direções x e y. O número de onda axial k_z satisfaz a relação de dispersão:

$$k_x^2 + k_y^2 + k_z^2 = (k_0 - M k_z)^2, \tag{2.7}$$

onde $k_0 = \omega / c_0$ é o número de onda em campo livre. Isolando k_z:

$$k_z^{\pm} = \frac{-k_0 M \pm \sqrt{k_0^2 - (1 - M^2)(k_x^2 + k_y^2)}}{1 - M^2}, \tag{2.8}$$

Na seção 2 do duto apresentado na Figura 5, a direção y continua a obedecer à condição de parede rígida, de modo que os números de onda transversais seguem a Eq. (2.6). Entretanto, é necessário impor uma condição adicional na parede onde se encontra o liner. Para isso, utiliza-se a condição de contorno de Ingard–Myers, combinada às condições rígidas da seção, procedimento que será detalhado na Seção 2.3.1.

2.3 MÉTODOS DE EDUÇÃO DE IMPEDÂNCIA

A bancada de edução de impedância do LVA dispõe atualmente de três métodos de medição, cujo foram implementados em trabalhos posteriores no próprio laboratório (BONOMO et al., 2022): a técnica *in-situ*, o método inverso de acoplamento modal e o método direto baseado no algoritmo KT. Neste trabalho, porém, apenas duas dessas técnicas foram empregadas. Para simplificar o modelo matemático, o duto é representado em duas dimensões, no plano xy, já que essa aproximação é capaz de reproduzir o comportamento de um escoamento uniforme tridimensional (SPILLERE, 2022). Assim, a bancada é representada pelo esquema da Figura 6, onde fontes acústicas estão posicionadas a montante e a jusante. Os microfones dessas regiões são utilizados no método de acoplamento modal, enquanto os instalados na parede oposta à amostra são empregados no método baseado no algoritmo KT.

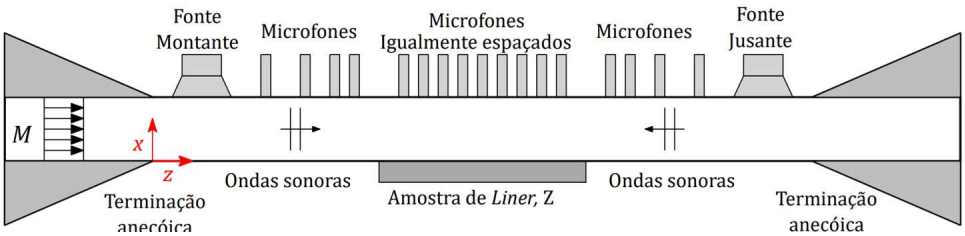


Figura 6 – Esquemático da bancada no plano xz

2.3.1 Método inverso

O método de acoplamento modal foi inicialmente desenvolvido por (ELNADY; BODÉN; ELHADIDI, 2009). Nele, o campo acústico medido pelos microfones a montante e a jusante da amostra é comparado com um campo calculado analiticamente. Essa comparação é feita por meio de uma função custo, apresentada na Eq. 2.9, na qual a impedância do liner é uma das variáveis de entrada e é ajustada de forma a minimizar o erro entre os resultados experimentais e numéricos.

$$\mathcal{F}_{\text{cost}}(Z,\omega) = \sum_{q=1}^{N} \left| \frac{p_q^{\text{exp}} - p_q^{\text{num}}(Z,\omega)}{p_q^{\text{exp}}} \right| \tag{2.9}$$

onde q é o índice do microfone, N é o número total de sensores, p^{exp} é a pressão medida experimentalmente e p^{num} é a pressão calculada pelo modelo modal.

Neste trabalho, utiliza-se uma variante do método original, denominada *Straight forward* (ZHOU; BODÉN, 2015), na qual somente a propagação de onda plana é conside-

rada. Assume-se ainda continuidade de massa e quantidade de movimento em todas as interfaces de parede, sejam tratadas ou rígidas (GABARD; ASTLEY, 2008).

As entradas do método são as amplitudes modais associadas aos modos excitados no plano da fonte e às reflexões na extremidade oposta, representadas por A_1^+ e A_3^-. Essas amplitudes são obtidas por meio da decomposição de onda plana (SPILLERE, 2022). A partir das pressões medidas, das posições dos microfones e do número de onda axial calculado pelas Equações 2.6 e 2.8, determinam-se A^+ e A^- por meio do sistema:

$$\begin{bmatrix} \exp(-ik_z^+ z_1) & \exp(-ik_z^- z_1) \\ \exp(-ik_z^+ z_2) & \exp(-ik_z^- z_2) \\ \exp(-ik_z^+ z_3) & \exp(-ik_z^- z_3) \\ \exp(-ik_z^+ z_4) & \exp(-ik_z^- z_4) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A^+ \\ A^- \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ p_3 \\ p_4 \end{bmatrix}, \tag{2.10}$$

Outra entrada necessária é a estimativa inicial de impedância, obtida a partir das propriedades do escoamento e do modelo semi-empírico de liner proposto por Yu, Ruiz e Kwan (2008), detalhado no Apêndice A.

Com a impedância estimada, determina-se o número de onda axial e transversal na seção do liner, resolvendo-se a equação de Helmholtz convectiva. Para isso, aplica-se o método pseudo-espectral (BOYD, 2001; TREFETHEN, 2000), juntamente com as condições de contorno de Ingard-Myers. No plano xz, a formulação matricial transforma o sistema quadrático em k da Eq. (2.3) em um sistema linear aumentado (Eq. (2.11)), simplificando a solução do problema de autovalores.

$$A\Phi = k_z B\Phi, \tag{2.11}$$

onde

$$A = \begin{bmatrix} D^2 + \omega^2 I & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 2M\omega I & (1-M^2)I \\ I & 0 \end{bmatrix}, \quad \Phi = \begin{bmatrix} \hat{p} \\ k_z \hat{p} \end{bmatrix}. \tag{2.12}$$

Nesse sistema, D representa a matriz de diferenciação obtida pelo método pseudo-espectral, utilizada para calcular autovalores e autovetores com elevada precisão. Os termos de D são definidos por:

$$D_{ij} = \begin{cases} \dfrac{2N^2+1}{6}, & \text{se } i = j = 0, \\ -\dfrac{2N^2+1}{6}, & \text{se } i = j = N, \\ -\dfrac{x_j}{2(1-x_j^2)}, & \text{se } i = j,\ 1 < j < N-1, \\ \dfrac{c_i(-1)^{i+j}}{c_j(x_i - x_j)}, & \text{se } i \neq j. \end{cases} \tag{2.13}$$

Os pontos de Chebyshev são dados por:

$$x_i = \cos\left(\frac{\pi i}{N}\right), \qquad i = 0, \ldots, N, \tag{2.14}$$

e os coeficientes associados são definidos como:

$$c_0 = c_N = 2, \qquad c_i = 1 \text{ para } 1 \leq i \leq N-1. \tag{2.15}$$

Os números de onda axiais na seção tratada são então obtidos resolvendo o problema de autovalor da Eq. (2.11), com a imposição das condições de contorno de Ingard–Myers. Já os modos transversais seguem diretamente da relação de dispersão (2.7). Para as seções rígidas (1 e 3), os modos transversais e axiais são calculados pelas Eqs. (2.6) e (2.8).

As condições nas interfaces entre as regiões tratada e rígida são estabelecidas a partir da continuidade de massa e quantidade de movimento. Sejam $p^{(1)}$ e $p^{(3)}$ as pressões sonoras, e $u^{(1)}$ e $u^{(3)}$ as velocidades axiais nas seções rígidas, $p^{(2)}$ e $u^{(2)}$ as grandezas correspondentes na seção tratada. Para um duto bidimensional, a aplicação das condições de continuidade na interface a montante resulta em:

$$\int_0^b W(p^{(2)} - p^{(1)})\,dx - \frac{M^2}{ik(1-M^2)}\left(\frac{Z_0}{Z} W_b p_b^{(2)}\right) = 0, \tag{2.16}$$

$$\rho_0 c_0 \int_0^b W(u^{(2)} - u^{(1)})\,dx + \frac{M}{ik(1-M^2)}\left(\frac{Z_0}{Z} W_b p_b^{(2)}\right) = 0, \tag{2.17}$$

$$\rho_0 c_0 \int_0^b W(p^{(3)} - p^{(2)})\,dx + \frac{M^2}{ik(1-M^2)}\left(\frac{Z_0}{Z} W_b p_b^{(2)}\right) = 0, \tag{2.18}$$

$$\rho_0 c_0 \int_0^b W(u^{(3)} - u^{(2)})\,dx - \frac{M}{ik(1-M^2)}\left(\frac{Z_0}{Z} W_b p_b^{(2)}\right) = 0, \tag{2.19}$$

Sendo W uma função teste, define-se o complexo conjugado e os valores na entrada como $W_b \equiv W(x=0)$, $W_t \equiv W(x=b)$, $p_b \equiv p(x=0)$ e $p_t \equiv p(x=b)$. A velocidade de

partícula axial é proporcional à pressão sonora de acordo com $\rho_0 c_0 u_n^{\pm} = k_{z_n}^{\pm} p_n^{\pm}/(k_0 - M k_{z_n}^{\pm})$, cujas podem ser manipuladas e escritas na forma matricial:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{P}_1^+ & -\mathbf{P}_2^- \\ \mathbf{M}_1^+ & -\mathbf{M}_2^- \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{A}_1^+ \\ \mathbf{A}_2^- \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{P}_1^+ & -\mathbf{P}_2^- \\ \mathbf{M}_1^+ & -\mathbf{M}_2^- \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{E}_1^+(z_1 - z_0) & 0 \\ 0 & \mathbf{E}_2^-(z_2 - z_1) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{A}_1^+ \\ \mathbf{A}_2^- \end{bmatrix}, \tag{2.20}$$

$$\begin{bmatrix} -\mathbf{P}_2^+ & \mathbf{P}_3^- \\ -\mathbf{M}_2^+ & \mathbf{M}_3^- \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{A}_2^+ \\ \mathbf{A}_3^- \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\mathbf{P}_2^+ & \mathbf{P}_3^- \\ -\mathbf{M}_2^+ & \mathbf{M}_3^- \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{E}_2^+(z_2 - z_1) & 0 \\ 0 & \mathbf{E}_3^-(z_3 - z_2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{A}_2^+ \\ \mathbf{A}_3^- \end{bmatrix}, \tag{2.21}$$

onde $E_i^{\pm}(z)_{nn} = \exp\Big(-ik_{z_n}^{(i)\pm} z\Big)$ são as matrizes de propagação, z_0 e z_3 são planos de referência arbitrários, e z_1 e z_2 definem os limites da seção tratada.

Os elementos das matrizes $P_q^{\pm}$ e $M_q^{\pm}$ são definidos por:

$$(\mathbf{P}_q)_{mn}^{\pm} = (1 - M^2) \int_0^b W_m^{(1)} \hat{p}_n^{(1)\pm}\, dx + \frac{iM^2}{\omega - M k_{x_n}^{(q)\pm}} \left(W_{b,m} \frac{\hat{p}_{b,n}^{(q)\pm}}{Z_{\text{eff},b,n}^{(q)\pm}} + W_{t,m} \frac{\hat{p}_{t,n}^{(q)\pm}}{Z_{\text{eff},t,n}^{(q)\pm}} \right) \tag{2.22}$$

$$(\mathbf{M}_q^t)_{mn}^{\pm} = \frac{(1 - M^2) k_{z_n}^{(q)\pm}}{\omega - M k_{z_n}^{(q)\pm}} \int_0^b W_m^{(1)} \hat{p}_n^{(1)\pm}\, dx - \frac{iM}{\omega - M k_{z_n}^{(q)\pm}} \left(W_{b,m} \frac{\hat{p}_{b,n}^{(q)\pm}}{Z_{\text{eff},b,n}^{(q)\pm}} + W_{t,m} \frac{\hat{p}_{t,n}^{(q)\pm}}{Z_{\text{eff},t,n}^{(q)\pm}} \right) \tag{2.23}$$

As formas modais $\hat{p}_n(x)$ admitem solução analítica dada por:

$$\hat{p}_n^{\pm}(x) = \exp\Big(-ik_{x_n}^{\pm}(x/b - 0,5)\Big) + C_n^{\pm} \exp\Big(ik_{x_n}^{\pm}(x/b - 0,5)\Big) \tag{2.24}$$

$$C_n^{\pm} = \exp\Big(-i2k_{x_n}^{\pm}\Big) \tag{2.25}$$

onde Z_{eff} é a impedância efetiva da parede de liner.

Utilizando os modos de parede rígida como funções teste W_m, obtêm-se expressões analíticas fechadas para as seções rígidas (1 e 3):

$$\int_{-1}^{1} W_m \hat{p}_n^{(1,3)\pm}\, dx = \begin{cases} 8, & \text{se } n = m = 1, \\ 4, & \text{se } n = m \neq 1, \\ 0, & \text{se } n \neq m. \end{cases} \tag{2.26}$$

Para a seção tratada (região 2), a integral correspondente assume a forma:

$$\int_0^b W_m \hat{p}_n^{(2)\pm}\, dx = \frac{2\sin\left(k_{x_m} - k_{x_n}^{(2)\pm}\right)}{k_{x_m} - k_{x_n}^{(2)\pm}} \left(1 + \exp\left(i\, 2k_{x_n}^{(2)\pm}\right) C_n^{(2)\pm}\right) + \frac{2\sin\left(k_{x_m} + k_{x_n}^{(2)\pm}\right)}{k_{x_m} + k_{x_n}^{(2)\pm}} \left(\exp(i\, 2k_{x_m}) + C_n^{(2)\pm}\right) \tag{2.27}$$

Ao assumir condição de deslizamento na superfície do liner, as condições de contorno para impedância são modificadas ao considerar os efeitos refrativos (SPILLERE, 2022). Dessa forma, é conveniente introduzir uma impedância efetiva na parede, onde para condição de contorno de Ingard-Myers obtém-se a seguinte impedância efetiva,

$$Z_{\text{eff}} = \frac{\omega Z}{\omega - M k_z}. \tag{2.28}$$

Com todas as matrizes montadas e fornecendo como entrada as amplitudes A_1^+ e A_3^-, é possível determinar todas as amplitudes modais. Em seguida, o campo acústico é reconstruído pela soma modal usando a Eq. (2.4). De forma geral, o método pode ser resumido pelo fluxograma dado pela Figura 7

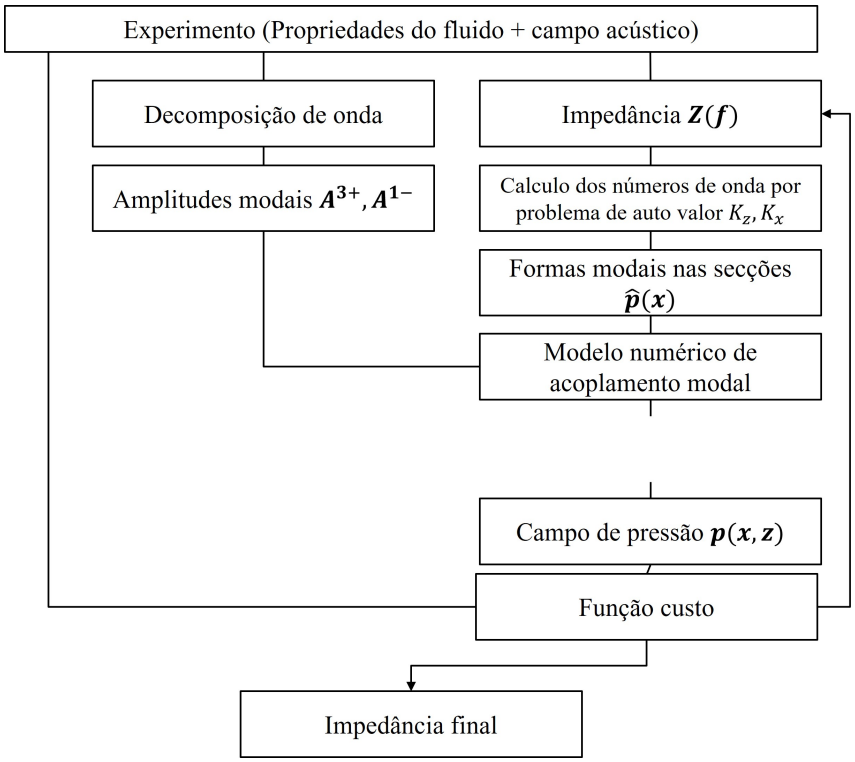


Figura 7 – Fluxograma do método inverso

2.3.2 Metodo direto

Para o método direto, utiliza-se o método KT (KUMARESAN; TUFTS, 1982), uma variante do algoritmo de Prony. Nesse procedimento, o número de onda é extraído

diretamente das medições realizadas pelos microfones igualmente espaçados na parede oposta ao liner, eliminando a necessidade de otimizar uma função custo. Considerando um duto bidimensional no plano xz, a equação de Euler na direção x assume a forma:

$$\mathrm{i}(\omega - Mk)\,\hat{u}_x + \frac{\mathrm{d}\hat{p}}{\mathrm{d}x} = 0, \tag{2.29}$$

Ao substituir as formas modais da Eq. (2.24), aplicar as condições de Ingard–Myers e realizar manipulações algébricas, obtém-se uma expressão para isolar a impedância, apresentada na Eq. (2.30). Assim, o método KT deve fornecer o número de onda experimental a ser utilizado:

$$Z = \frac{\mathrm{i}}{\omega}\frac{(\omega - Mk_x^{\exp})^2}{k_x \tan(2k_x)}, \tag{2.30}$$

A pressão em cada microfone é modelada como a soma dos modos acústicos axiais e do ruído medido. Para $\mathcal{M}$ microfones igualmente espaçados, com amplitude modal A_n, fatores de propagação $V_n = \exp(-\mathrm{i}k_n\Delta z)$ e número de onda axial k_{z_n}, a pressão p_i no i-ésimo microfone pode ser descrita por:

Mesmo existindo infinitos modos, apenas um número reduzido $\mathcal{N}$ é significativo. Desprezando o ruído e escolhendo um parâmetro $\mathcal{L}$ tal que $\mathcal{N} \leq \mathcal{L} \leq \mathcal{M} - \mathcal{N}$, obtém-se:

$$p_{i+r} = \sum_{n=1}^{\mathcal{L}} A_n V_n^{(i+r)}, \quad r = 0, \ldots, \mathcal{M} - \mathcal{L} - 1, \quad i = 0, \ldots, \mathcal{M} - 1. \tag{2.31}$$

Definindo a_i como os coeficientes do polinômio característico associado, tem-se:

$$\sum_{i=0}^{\mathcal{L}} a_i V^i = 0, \tag{2.32}$$

e, consequentemente,

$$\sum_{i=0}^{\mathcal{L}} a_i p_{i+r} = 0. \tag{2.33}$$

Na forma matricial, essa relação pode ser escrita como:

$$\mathbf{Ha} = -\mathbf{b}, \tag{2.34}$$

onde:

$$\mathbf{H} = \begin{bmatrix} p_1 & p_2 & \cdots & p_{\mathcal{L}} \\ p_2 & p_3 & \cdots & p_{\mathcal{L}+1} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ p_{\mathcal{M}-\mathcal{L}} & p_{\mathcal{M}-\mathcal{L}+1} & \cdots & p_{\mathcal{M}-1} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{a} = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ \vdots \\ a_{\mathcal{L}} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{b} = \begin{bmatrix} p_0 \\ p_1 \\ \vdots \\ p_{\mathcal{M}-\mathcal{L}-1} \end{bmatrix}. \tag{2.35}$$

O sistema da Eq. (2.34) é resolvido para os coeficientes a_i usando mínimos quadrados. As raízes do polinômio da Eq. (2.32), assumindo $a_0 = 1$, fornecem os valores de V_n. Por fim, os números de onda axiais k_n são recuperados a partir de V_n.

$$k_n = \frac{\ln(V_n)}{-\mathrm{i}\,\Delta z}. \tag{2.36}$$

A escolha do número de modos educidos, $\mathcal{L}$, é um passo essencial para a correta aplicação do algoritmo. No método original de Prony, adota-se $\mathcal{L} = \mathcal{M}/2$, o que torna o sistema de equações da Eq. (2.34) exatamente determinado. Quando um número menor de modos é utilizado, o sistema torna-se sobredeterminado, o que tende a aumentar a precisão dos resultados. Contudo, se $\mathcal{L}$ for muito pequeno, os polos estimados podem ser significativamente afetados pelo ruído das medições. Conforme proposto para o método KT, uma escolha adequada é $\mathcal{L} = 3\mathcal{M}/8$, valor adotado neste trabalho.

Com o número de onda axial, o número de Mach, o número e o espaçamento dos microfones, é possível calcular a impedância da amostra, encontrando os números de onda transversais pela Eq. (2.7) e a impedância do liner pela Eq. (2.30). De forma geral, o método pode ser resumido pelo fluxograma dado pela Figura 8

2.4 REVISÃO DE BIBLIOGRAFIA RELACIONADA A GEOMETRIA DE ORIFICIO DE LINER

Já é amplamente estabelecido na literatura que diversos fatores geométricos influenciam a impedância acústica de liners. Aspectos associados à geometria da *face sheet*, como a espessura da placa e o percentual de área aberta, estão principalmente relacionados à resistência do liner. Por outro lado, parâmetros geométricos da cavidade afetam majoritariamente a reatância (MOTSINGER; KRAFT, 1991). Além disso, diferentes processos de manufatura podem modificar de forma significativa a impedância acústica (MELLING, 1973), uma vez que podem alterar as dimensões reais da geometria, especialmente dos orifícios da *face sheet*.

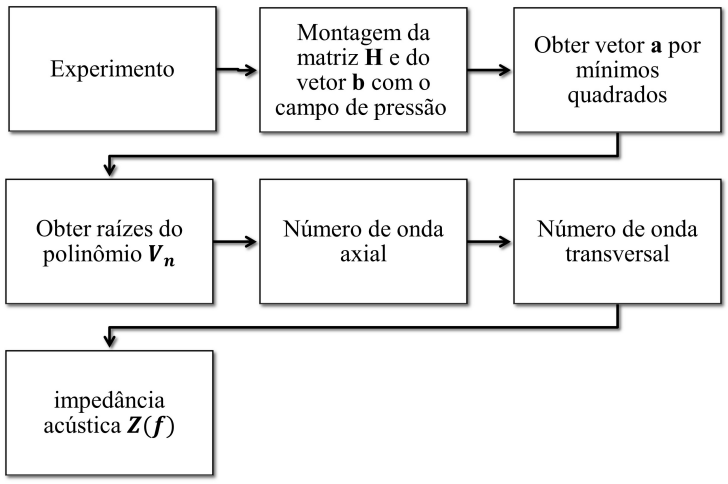


Figura 8 – Fluxograma do método direto

Outro fator relevante para a determinação da impedância é o coeficiente de descarga, C_D, o qual pode ser interpretado como uma área efetiva para a propagação acústica através do orifício, resultante da contração do fluido durante o escoamento (SPILLERE, 2022). De modo geral, C_D é comumente aproximado por 0,76 (MOTSINGER; KRAFT, 1991). Entretanto, diferentes geometrias de orifícios podem modificar esse coeficiente: orifícios com bordas em ângulo reto tendem a apresentar valores menores de C_D quando comparados a orifícios com bordas chanfradas, o que implica em uma resistência acústica maior (MELLING, 1973; INIGO; MORGANS, 2022).

Considerando esses fatores, um estudo numérico conduzido por (PEREIRA, 2023) comparou duas amostras de *liners* cujas únicas diferenças estavam na geometria dos orifícios, uma com borda reta e outra com borda arrendonda. Os resultados indicaram que a geometria de borda reta apresentou resistência superior, tanto na presença quanto na ausência de escoamento.

Um estudo computacional mais recente, que investigou o impacto de imprecisões de fabricação nas geometrias dos orifícios da *face sheet* sobre a impedância acústica (AVALLONE et al., 2025), avaliou quatro geometrias distintas: borda reta, borda arredondada, borda chanfrada em ambos os lados e borda chanfrada apenas no lado externo, conforme ilustrado na Figura 9. As simulações revelaram que geometrias com bordas vivas apresentam maior resistência acústica e maior absorção quando comparadas a geometrias com bordas mais suaves. Em contrapartida, as geometrias com bordas arredondadas e com

duplo chanfro apresentaram uma redução da componente resistiva da impedância de até 28%, resultando, consequentemente, em uma diminuição do coeficiente de absorção. Assim, o presente estudo tem como objetivo fornecer uma validação experimental da influência da geometria do orifício na impedância acústica do liner.

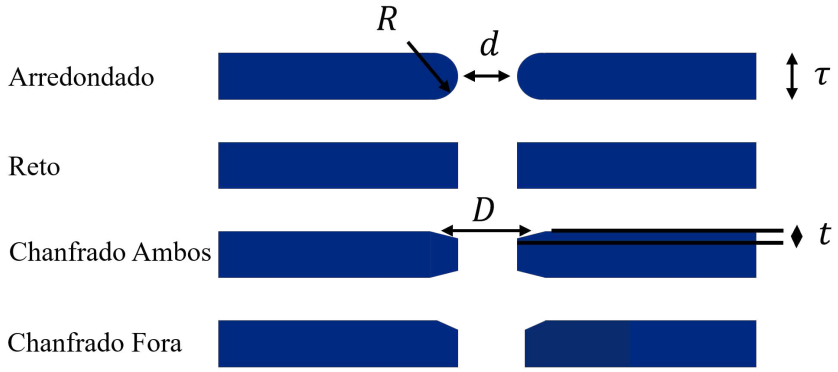


Figura 9 – Geometrias de estudo numérico.
Adaptado de: Avallone et al. (2025)

3 METODOLOGIA

3.1 AMOSTRAS DE LINERS

Como proposta de objetos de estudo para este trabalho, foram projetadas amostras com diferentes geometrias de furo, avaliando cada configuração em condições de operação. Para isso, foram definidas cinco geometrias: (I) furo com borda reta, (II) furo com chanfro externo, (III) furo com chanfro interno, (IV) furo com chanfro em ambos os lados e (V) furo cônico. As diferentes configurações podem ser vistas esquematicamente na Figura 10, onde os parâmetros relevantes para cada uma delas são apresentados. Na Tabela 1, são apresentados os valores nominais considerados para a fabricação.

Como apenas a geometria dos furos varia entre as amostras, o objetivo principal é analisar a alteração da resistência acústica, uma vez que a reatância não deve sofrer variações significativas, já que a geometria do núcleo permanecem constantes, sendo ela o principal parametro responsável pela reatância dos liners (MOTSINGER; KRAFT, 1991).

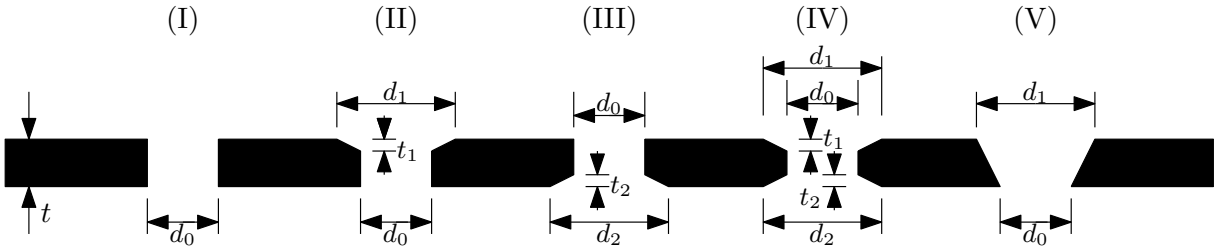


Figura 10 – Geometrias dos furos consideradas neste trabalho.

	Geometria [mm]	t	t_1	t_2	d_0	d_1	d_2
I	Borda reta	0,635			1,000		
II	Chanfro superior	0,635	0,100		1,000	1,200	
III	Chanfro inferior	0,635		0,100	1,000		1,200
IV	Ambos os chanfros	0,635	0,100	0,100	1,000	1,200	1,200
V	Cônico	0,635			1,000	1,200	

Tabela 1 – Geometria dos orifícios das amostras de liner.

A geometria reta consiste em um furo perpendicular de 1 mm de diâmetro. Já o chanfro externo (II) apresenta um ângulo de 45° e profundidade de 0,1 mm, resultando em um diâmetro superficial de 1,2 mm. As geometrias III e IV utilizam o mesmo padrão de chanfro, variando apenas a posição (interno ou ambos os lados). A geometria cônica (V) inicia com diâmetro de 1,2 mm no lado externo e reduz para 1 mm no lado interno.

As amostras possuem 210 mm de comprimento, 150 mm de altura e 38,735 mm de profundidade. A estrutura interna é composta por câmaras dispostas em uma matriz de 8 × 16 células, cada uma contendo oito furos, conforme ilustrado na Figura 11.

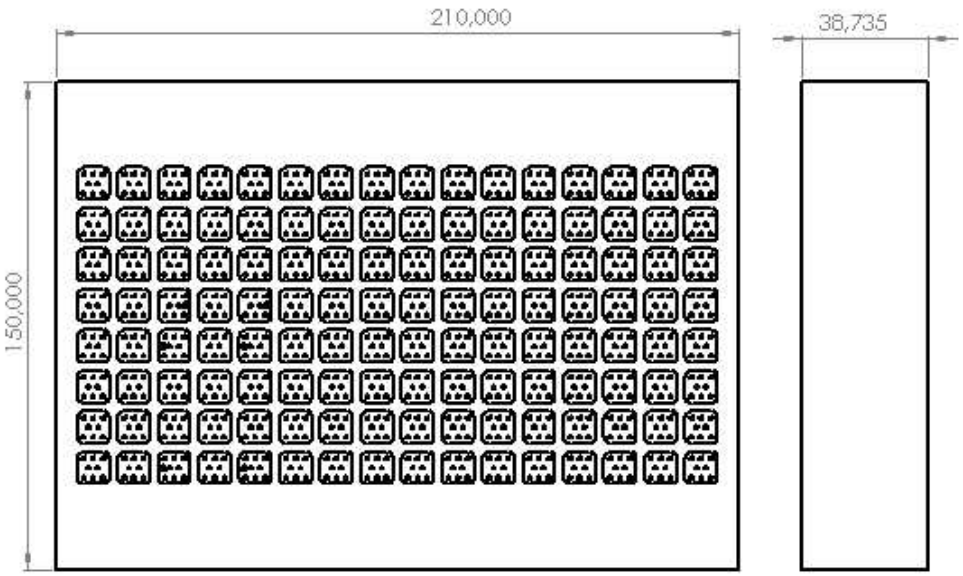


Figura 11 – Dimensões principais das amostras.

Cada câmara possui formato quadrado com quinas arredondadas, dimensões de 9,9 × 9,9 mm^2 e filetes de raio 2 mm, facilitando a manufatura. A profundidade da câmara é de 38,1 mm, resultando em uma *face sheet* com espessura de 0,635 mm. O menor diâmetro de furo considerado entre todas as geometrias é 1 mm, o que gera um percentual de área aberta de 3.35%, desconsiderando eventuais chanfros.

3.1.1 Fabricacao das amostras

Inicialmente, verificou-se que a fabricação de geometrias com chanfros internos em amostras totalmente maciças seria pouco viável, devido ao elevado custo e à dificuldade de garantir fidelidade geométrica, pois a ferramenta necessária para o escareamento é maior que a dimensão da câmara, impossibilitando a operação sem interferir em outras regiões da amostra. Assim, optou-se pela produção de duas categorias de amostras: (i) um grupo com amostras maciças, no qual a *face sheet* e o núcleo são fabricados em peça única; e (ii) um grupo com o núcleo e a *face sheet* produzidos separadamente, permitindo a manufatura de geometrias mais complexas, conforme ilustrado na Figura 12.

O grupo maciço é composto apenas pelas geometrias (I) e (II), funcionando como

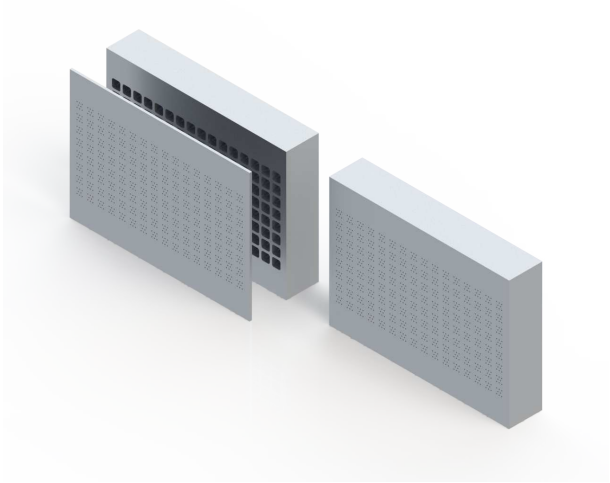


Figura 12 – Grupo de amostras de *liners* fabricadas.

linha de base e referência inicial. Ambas as amostras foram usinadas a partir de um único bloco metálico, incorporando o núcleo e a *face sheet*.

Diante disso, adotou-se um processo de manufatura alternativo no segundo grupo, separando as amostras em duas peças, uma sendo o núcleo (com as câmaras) usinado separadamente, enquanto as *face sheets* foram cortadas a partir de chapas metálicas, permitindo a fabricação de todas as cinco geometrias. As geometrias (II) e (III) utilizam a mesma placa, bastando inverter sua orientação no momento da montagem. No total, foram produzidas 2 amostras maciças, 1 núcleo separado e 4 *face sheets* distintas.

O processo de fabricação dos dois grupos de amostras foi realizado externamente ao laboratório, sendo ambos produzidos pela mesma empresa e com métodos semelhantes, de modo a minimizar variações entre as peças. A fabricação do núcleo das amostras maciças e das amostras constituídas por duas partes segue o mesmo procedimento. Cada amostra sólida, apresentada na Figura 13, é obtida a partir de um bloco de alumínio e passa pelas etapas descritas a seguir:

1. Corte inicial do bloco de alumínio, buscando dimensões aproximadas das finais;

2. Faceamento das seis faces, garantindo a obtenção das dimensões definidas e assegurando paralelismo e perpendicularidade;

3. Furação preliminar das câmaras utilizando brocas. Para as amostras separadas, a furação é passante, nas amostras maciças, a furação não atravessa totalmente, preservando a região destinada à *face sheet*;

4. Fresamento das câmaras até a obtenção das dimensões e do formato especificados no projeto;

5. Retificação das superfícies para eliminação de imperfeições.

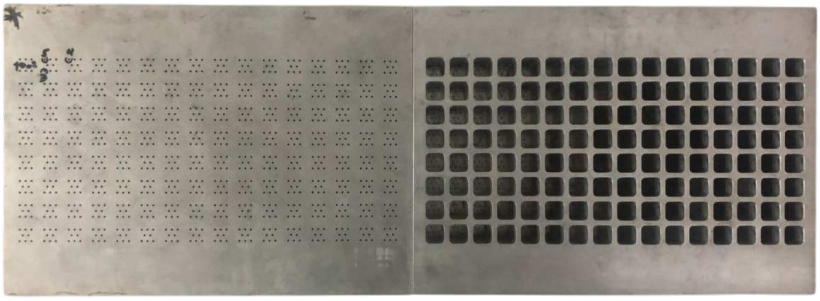


Figura 13 – Amostras de liner maciça, vista de frontal e traseira sem *backplate*

No caso da *face sheet*, o processo apresenta algumas diferenças. Nas amostras maciças, a *face sheet* faz parte do mesmo bloco de alumínio. Para as amostras maciças, a furação e o fresamento ocorrem de forma a deixar uma parede correspondente a *face sheet*, posteriormente foram realizados os furos de 1 mm correspondentes aos orifícios de cada câmara, por fim aplicou-se o escareamento nas amostras que apresentam geometrias com chanfro.

Já para as amostras compostas por duas peças a furação e o fresamento das cavidades do núcleo foram passantes, enquanto para a face sheet foi necessário a utilização de chapas de aço, permitindo a fixação magnética na fresadora e garantindo a manutenção do sistema de coordenadas durante a usinagem. Após o faceamento das chapas à dimensão correta, foram realizados os furos de 1 mm, em seguida, aplicou-se o escareamento nas amostras que apresentam geometrias com chanfro, concluindo o processo de usinagem.

3.2 CARACTERIZAÇÃO GEOMETRICA DAS AMOSTRAS

Uma etapa essencial é a validação da geometria real das amostras, dado que pequenas variações podem afetar significativamente os resultados. Foram aplicados dois métodos de caracterização: escaneamento 3D por tomografia computadorizada industrial e análise óptica por estereoscopia.

3.2.1 Escaneamento 3D

Após a fabricação das amostras maciças, realizou-se a caracterização geométrica utilizando tomografia computadorizada industrial, técnica amplamente empregada para inspeção dimensional não-destrutiva. Essa abordagem já havia sido aplicada anteriormente no laboratório para análise de liners, permitindo avaliar a qualidade de fabricação sem danificar a peça.

O escaneamento foi realizado na Fundação CERTI (UFSC), utilizando o equipamento ZEISS METROTOM, adequado para inspeção de peças pequenas. A Figura 14 apresenta um exemplo do resultado obtido.

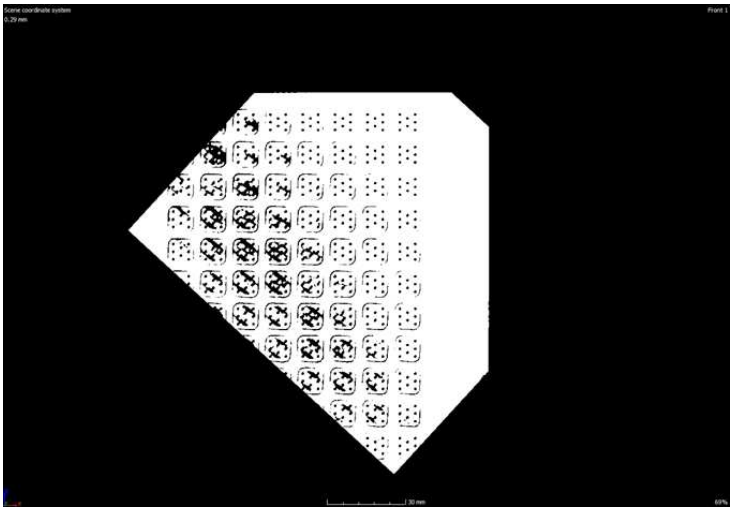


Figura 14 – Resultado do escaneamento da amostra sólida

Embora a tomografia permita visualizar regiões internas da peça, sua precisão pode ser afetada por diferenças de densidade e composição do material. Essas variações alteram a atenuação dos raios X, prejudicando a definição dos limites entre material e ar e introduzindo ruído na reconstrução (PIRILLO et al., 2024). Como consequência, a resolução atingida (voxel de 0,14 mm) não foi suficiente para caracterizar com precisão detalhes finos, como o chanfro projetado de 0,1 mm. Além disso, certas regiões não puderam ser completamente escaneadas devido à baixa espessura da *face sheet* e às paredes internas das células.

Apesar dessas limitações, obteve-se o modelo digitalizado da peça, permitindo a análise geométrica no software MyVGL 3.0. Para cada amostra, 31 furos distribuídos em diferentes regiões foram medidos, avaliando-se os diâmetros interno, médio e externo, além da espessura da *face sheet*. Os resultados são apresentados na Tabela 2.

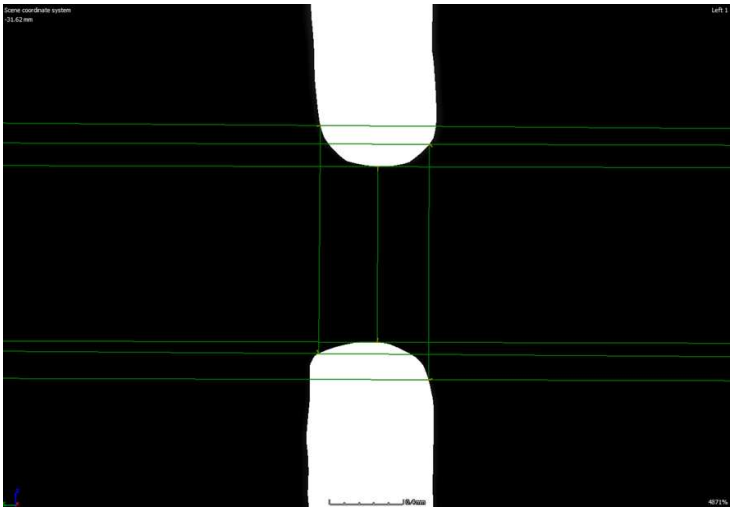


Figura 15 – Medição dos parâmetros de geometria do orifício por tomografia

Geometria	Média [mm]	Desvio Padrão [mm]
Reta	0,993	0,029
Chanfrada (diâmetro interno)	1,037	0,041
Chanfrada (diâmetro externo)	1,189	0,089

Tabela 2 – Parâmetros geométricos medidos por tomografia.

3.2.2 Caracterização com estereoscopio

Diante das limitações observadas na análise por tomografia, tornou-se necessária a utilização de um método com menor incerteza para avaliar as geometrias dos orifícios. Assim, empregou-se uma análise óptica por meio de um estereoscópio, capaz de fornecer medições mais precisas.

A caracterização foi realizada utilizando um estereoscópio Zeiss Stemi SV8 (Figura 16), instrumento amplamente utilizado em aplicações científicas e industriais. O equipamento oferece ampliações entre 7x e 50x, iluminação ajustável por dois braços flexíveis e compatibilidade com uma câmera Leica, permitindo registro e a documentação das imagens.



Figura 16 – Estereoscópio utilizado nas medições.

As medições foram realizadas inicialmente nas amostras sólidas, seguidas pelas *face sheets* das amostras de duas peças. Para cada amostra, selecionaram-se aleatoriamente quinze orifícios, nos quais foram obtidas as seguintes dimensões:

- **Diâmetro interno**: menor diâmetro do orifício ou diâmetro na região média no caso de geometria cônica, d_0;
- **Diâmetro externo**: maior diâmetro do chanfro, d_1, ou diâmetro observado na parede da placa, d_2.

Nas amostras de duas peças, pôde-se registrar medições em ambos os lados da placa, o que não foi possível nas amostras sólidas. Os resultados para as amostras sólidas encontram-se na Tabela 3.

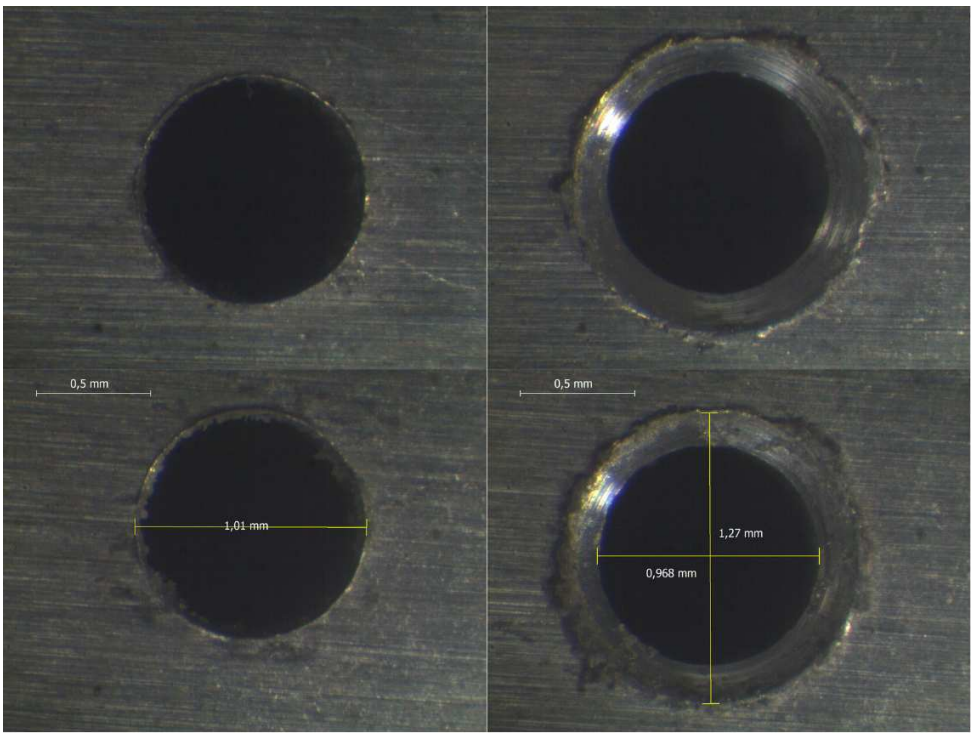


Figura 17 – Orifícios observados no estereoscópio.

Geometria	Média [mm]	Desvio Padrão [mm]
Reta	1,000	0,009
Chanfrada (diâmetro interno)	0,966	0,006
Chanfrada (diâmetro interno)	1,294	0,007

Tabela 3 – Parâmetros estereoscópicos para o furo chanfrado da amostra sólida.

A geometria reta apresentou excelente conformidade com o projetado. Já a geometria chanfrada apresentou diâmetro externo maior e diâmetro interno menor que o especificado, o que é plausivelmente explicado pelo acúmulo de rebarbas durante o processo de usinagem.

A Tabela 4 apresenta os valores obtidos para cada geometria.

Geometria	Média [mm]	Desvio Padrão [mm]
Diâmetro interno		
Reta	0,953	0,010
Chanfrada	0,842	0,021
Chanfrada (lado de dentro)	1,003	0,009
Chanfrada ambos	0,791	0,055
Chanfrada ambos (lado de dentro)	0,815	0,033
Cônico	1,134	0,009
Diâmetro externo		
Chanfrada	1,306	0,014
Chanfrada ambos	1,238	0,035
Chanfrada ambos (lado de dentro)	1,291	0,017
Cônico	0,945	0,016

Tabela 4 – Parâmetros estereoscópicos para amostras de duas partes

Após a análise das amostras de duas peças, calcularam-se as médias dos diâmetros obtidos para cada geometria. Observou-se que:

- a geometria chanfrada apresentou sempre o menor diâmetro interno, em ambos os lados da placa;
- a geometria reta apresentou o maior diâmetro interno, uma vez que não passa por processo de chanfro e, portanto, tende a gerar menos rebarbas;
- na geometria com chanfro unilateral, o maior diâmetro externo foi registrado no lado do chanfro, enquanto a geometria afiada apresentou o menor diâmetro na parede;
- nas amostras de duas peças, pôde-se medir os dois lados da *face sheet*, revelando variações adicionais devido ao processo de separação.

As inconsistências observadas nas amostras sólidas com chanfro também apareceram nas amostras de duas peças, porém de forma mais pronunciada. O lado chanfrado apresentou diâmetro externo acima do projetado e diâmetro interno reduzido, enquanto o lado reto permaneceu mais próximo das dimensões especificadas. Esses resultados reforçam que o acúmulo de rebarbas é o principal responsável pelas discrepâncias e que elas são

intensificadas pela maior ductilidade do aço utilizado nas amostras separadas, além da menor qualidade de acabamento quando comparado às amostras sólidas, como evidenciado na Figura 18. De maneira resumida, a ordem de tamanho dos diâmetros internos e externos podem ser visto pelas seguintes Tabelas 5 e 6, respectivamente.

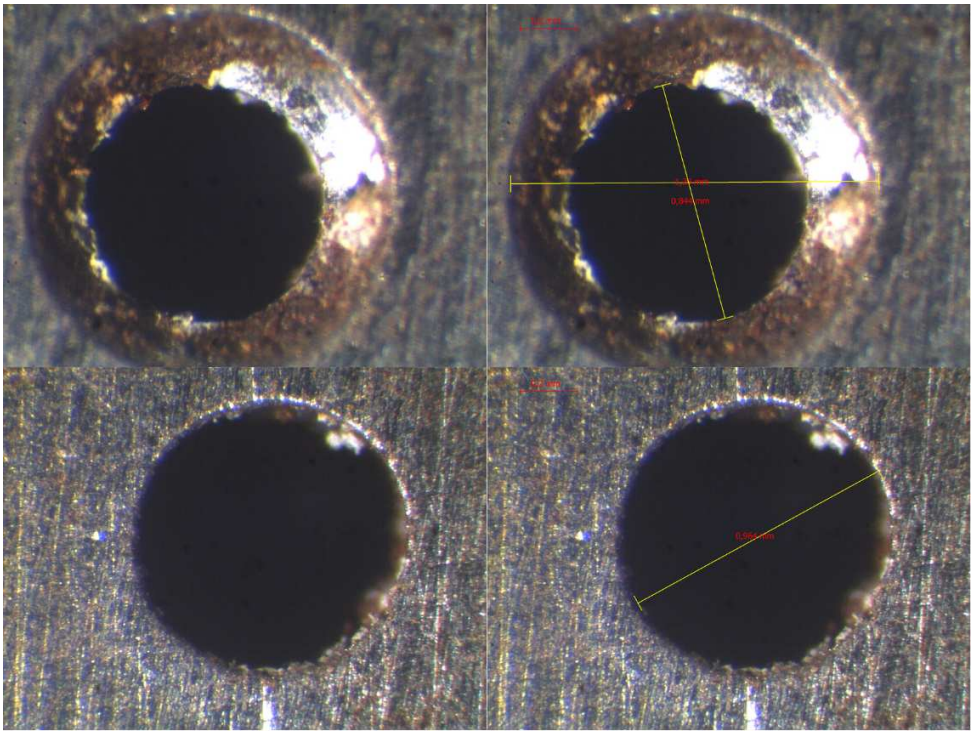


Figura 18 – Orifícios das amostras de duas peças.

Menor						Maior
Chanfro em ambos os lados	Chanfro fora	Cônico	Reta	Chanfrada maciça	Reta maciça	Chanfro dentro

Tabela 5 – Ordem de tamanho dos diâmetros internos.

Menor						Maior
Reta	Reta maciça	Chanfro dentro	Cônico	Chanfro em ambos os lados	Chanfrada maciça	Chanfro fora

Tabela 6 – Ordem de tamanho dos diâmetros externos.

3.3 BANCADA DE EDUÇÃO DE IMPEDÂNCIA

Para a caracterização acústica, utilizou-se uma bancada de edução de impedância desenvolvida no Laboratório de Vibrações e Acústica da UFSC, cujo desenvolvimento inicial é descrito em Serrano (2014). Como mostrado na Figura 19, o sistema inicia-se em uma transição de duto circular para retangular, sendo composto por módulos de seção interna de $40 \times 100\,\mathrm{mm}^2$.

A excitação sonora é fornecida por oito alto-falantes Beyma CP-855nD, distribuídos a montante e a jusante do suporte da amostra, próximos às terminações anecoicas. Essa configuração permite gerar campos acústicos de até 150 dB, propagando-se tanto a favor quanto contra o escoamento. O escoamento é regulado por um transdutor de pressão diferencial KIMO CP-115, acoplado a um tubo de Pitot de 2 mm localizado na entrada da bancada, juntamente com um transdutor de temperatura KIMO TM-110. Para reduzir reflexões indesejadas, são instaladas terminações quase-anecóicas nas extremidades do sistema.

A medição da impedância acústica é realizada por microfones distribuídos em três seções ao longo da bancada. Duas dessas seções, situadas antes e depois da amostra, possuem quatro microfones B&K DeltaTron 4944 de 1/4". Na seção da amostra, são instalados oito microfones adicionais, totalizando dezesseis sensores. Todos os microfones são posicionados na parede oposta ao liner, possibilitando a aplicação de ambos os métodos de edução. Os sinais são adquiridos por um módulo National Instruments PXIe-4499, operando a $25,6$ kHz.

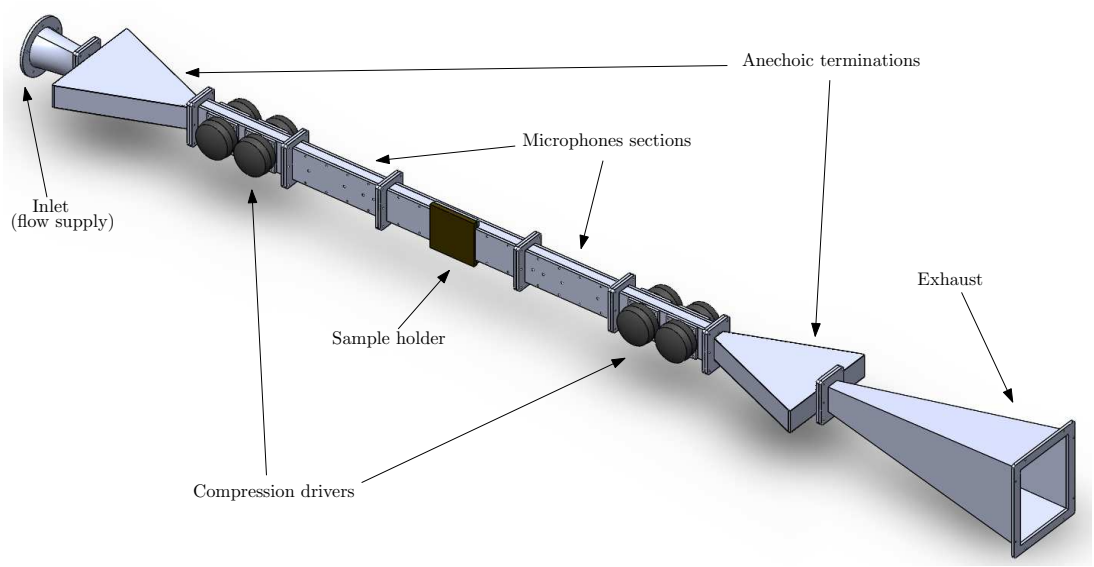


Figura 19 – Bancada de edução de impedância.

O processamento dos sinais é realizado por codigo Python desenvolvido dentro do próprio laboratório utilizando a biblioteca SciPy, que também controla o hardware. O espectro é obtido pelo método de Welch (SHIN; HAMMOND, 2008), utilizando 30 médias de 25.600 amostras, sobreposição de 75% e janela *flattop*, reduzindo distorções espectrais para o ruído do tipo tonal.

A calibração dos microfones ocorre em duas etapas: (i) calibração de amplitude com

um calibrador Brüel & Kjær 4231, que fornece 94 dB a 1000 Hz; e (ii) calibração relativa de fase e amplitude por meio da função de transferência entre microfones expostos ao mesmo campo acústico, procedimento apresentado por Bonomo (2021) e descrito no Apêndice B.

3.3.1 Sistema de alimentação de escoamento

A linha de ar comprimido é composta por um conjunto de equipamentos responsáveis pelo fornecimento e controle do fluxo de ar até a bancada experimental. Esse sistema inclui compressores, filtros, desumidificadores, válvulas de bloqueio, um vaso de pressão, uma válvula reguladora e um *plenum*, que realiza a transição do tubo circular para o perfil retangular da bancada.

O ar comprimido é gerado por um compressor industrial S-Energy 7500 (Sullair), capaz de operar com pressão de até 12 bar e potência de 75 kW. Contudo, devido ao risco de interferências na rede elétrica, o compressor é utilizado de forma intermitente: inicialmente, o vaso de pressão é carregado; em seguida, o equipamento é desligado para evitar ruído elétrico que possa afetar a excitação sonora dos alto-falantes. A pressão armazenada é então utilizada para manter o escoamento durante as medições.

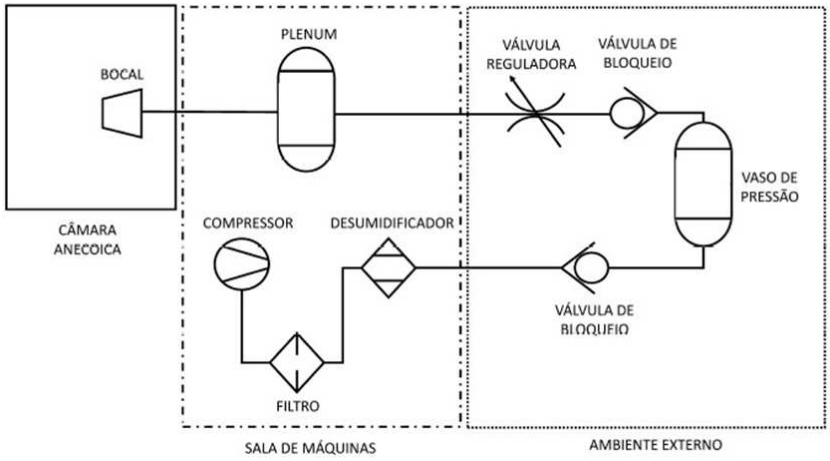


Figura 20 – Sistema de alimentação de escoamento.

A velocidade do escoamento é controlada pela abertura de uma válvula, ajustada por códigos desenvolvidos no laboratório. Esses códigos utilizam como entrada as leituras dos transdutores de pressão e temperatura da bancada de impedância.

Antes de atingir a bancada, o escoamento passa por um cilindro do tipo *plenum*, onde o fluido atinge condição de estagnação. O interior desse dispositivo é revestido com material acústico, responsável por atenuar ruídos provenientes da linha de ar e garantir

maior qualidade nas medições. Com essa configuração, é possível realizar experimentos com números de Mach médios de até 0,7.

3.4 MATRIZ DE TESTE

Definiram-se três condições de escoamento para os ensaios acústicos: medições sem escoamento, medições com número de Mach máximo igual a 0,32 e medições com Mach máximo igual a 0,5 [1], com o Mach médio 0,272 e 0,436; respectivamente, obtidos através do procedimento descrito no Apêndice B.1. Para cada condição, aplicaram-se ambas as técnicas de edução de impedância, realizando medições com os alto-falantes posicionados a montante e a jusante, *upstream* e *downstream* respectivamente. Na ausência de escoamento, não se espera diferença entre as duas configurações de excitação, uma vez que não há efeito convectivo sobre a propagação acústica. Os níveis de pressão sonora foram ajustados para 130 dBe 145 dB, exceto para Mach 0,5, condição na qual apenas 145 dBfoi utilizado devido ao elevado ruído associado ao escoamento, que inviabilizaria medições em 130 dBcom nível de relação sinal-ruído satisfatório.

Ensaiaram-se todas as combinações de condições, totalizando 10 configurações distintas. Cada amostra foi avaliada na faixa de 500 a 3000 Hz, com passo de 100 Hz. Para cada condição de escoamento, procederam-se aos ajustes de fase e calibração de potência dos alto-falantes, conforme descrito no Apêndice B.

[1] Por conta do desenvolvimento do perfil, o Mach máximo ocorre na linha central do duto ($x = b/2$ $y = h/2$).

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesta seção são apresentados os resultados acústicos obtidos para as amostras ensaiadas. Primeiramente, discutem-se os resultados do primeiro grupo de amostras, incluindo a comparação entre os valores experimentais e os previstos. Em seguida, apresentam-se os resultados do segundo grupo, composto por uma maior variedade de geometrias, e, por fim, realiza-se uma comparação entre ambos os conjuntos.

4.1 AMOSTRAS MACIÇAS

Para a condição sem escoamento e 130 dB, conforme ilustrado na Figura 39, os resultados das duas amostras apresentaram comportamento semelhante no nível de 130 dBcom os alto-falantes posicionados tanto a montante quanto a jusante. Entretanto já é possível observar pequenas diferenças na resistência acústica associadas às geometrias dos furos.

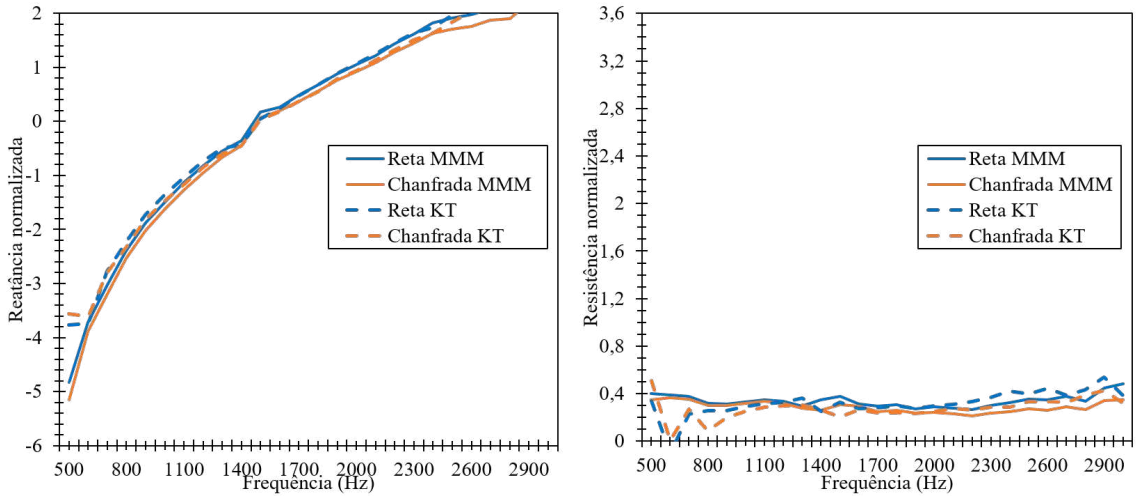


Figura 21 – Resultados das amostras maciças, 130 dB, sem escoamento e configuração *upstream*

Para o NPS de 145 dB, como mostrado na Figura 41, as diferenças entre as geometrias tornam-se mais evidentes. Em todas as frequências, a resistência acústica difere entre as amostras, comportamento coerente com os resultados esperados e apresentados em Pereira (2023). Segundo o autor, furos com bordas retas tendem a apresentar maior resistência do que furos chanfrados, devido ao menor percentual de área aberta. Em ambas as geometrias, observou-se comportamento não-linear da resistência.

Conforme mostram as Figuras 45 e 46 para Mach 0,32 o padrão observado permanece consistente, reforçando a influência da geometria dos furos na presença de escoamento. Em

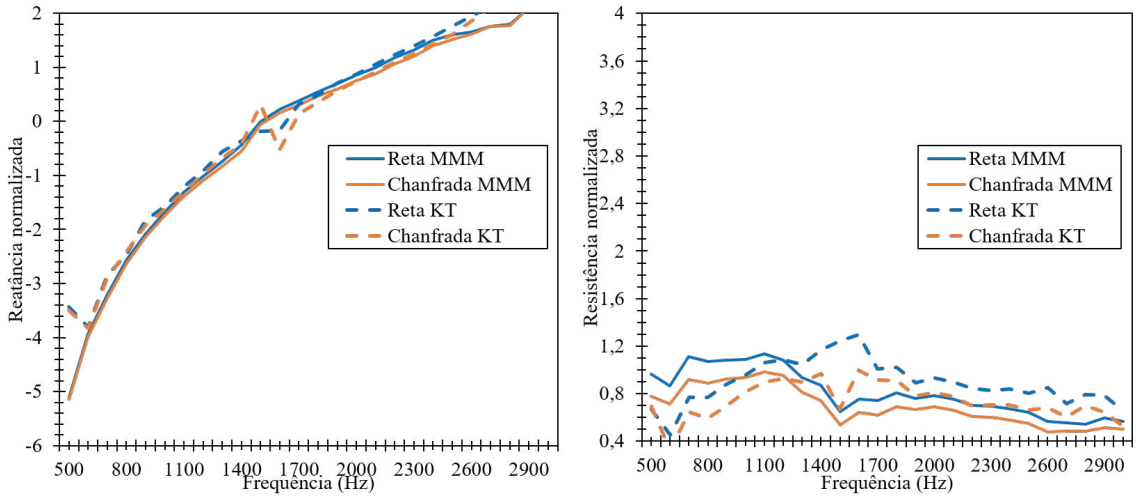


Figura 22 – Resultados das amostras maciças, 145 dB, sem escoamento e configuração *upstream*

todas as frequências e em ambas as configurações (*upstream* e *downstream*), as resistências diferem entre as amostras. A diferença entre as geometrias mantém-se praticamente constante ao longo da faixa de frequências, variando entre 0,4 e 0,8.

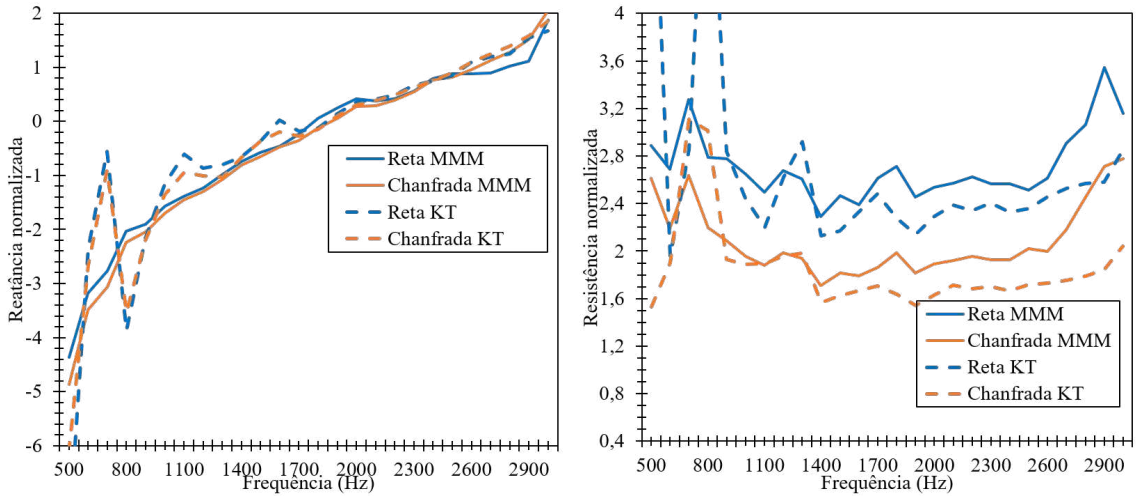


Figura 23 – Resultados das amostras maciças, 145 dB, Mach 0,32 e configuração *upstream*

Por fim, para Mach 0,5, como mostram as Figuras 25 e 48 os resultados seguem o mesmo comportamento observado para Mach 0,32, mantendo coerência entre as amostras. Contudo, o aumento da velocidade resulta em maior ruído de escoamento, como evidentemente percebido nas medições.

Embora os resultados obtidos com as amostras maciças tenham sido consistentes com as expectativas, o método KT apresentou inconsistências em frequências mais baixas, especialmente nas condições com escoamento. Essas discrepâncias são atribuídas ao tamanho reduzido da amostra, que limita a distância entre os microfones e reduz a

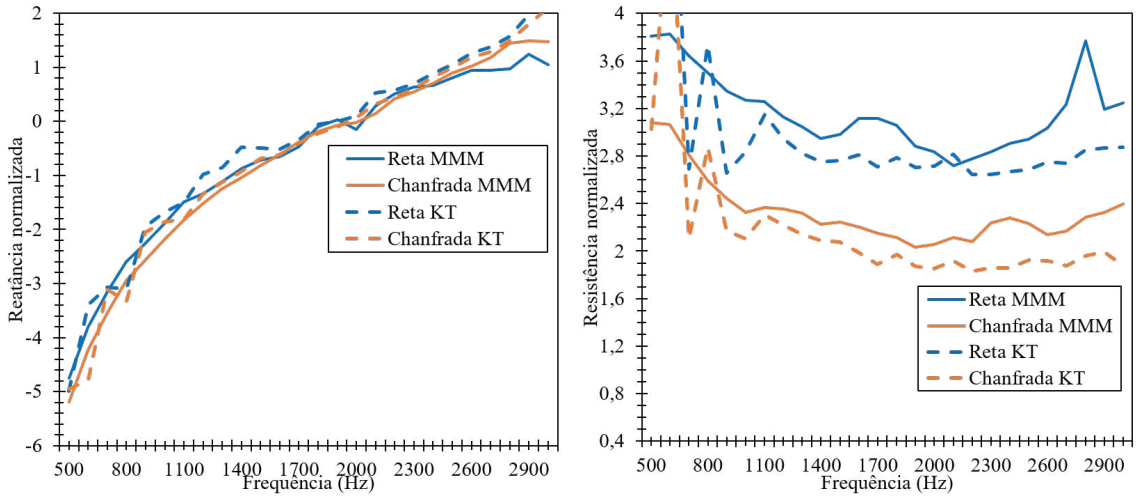


Figura 24 – Resultados das amostras maciças, 145 dB, Mach 0,32 e configuração *downstream*

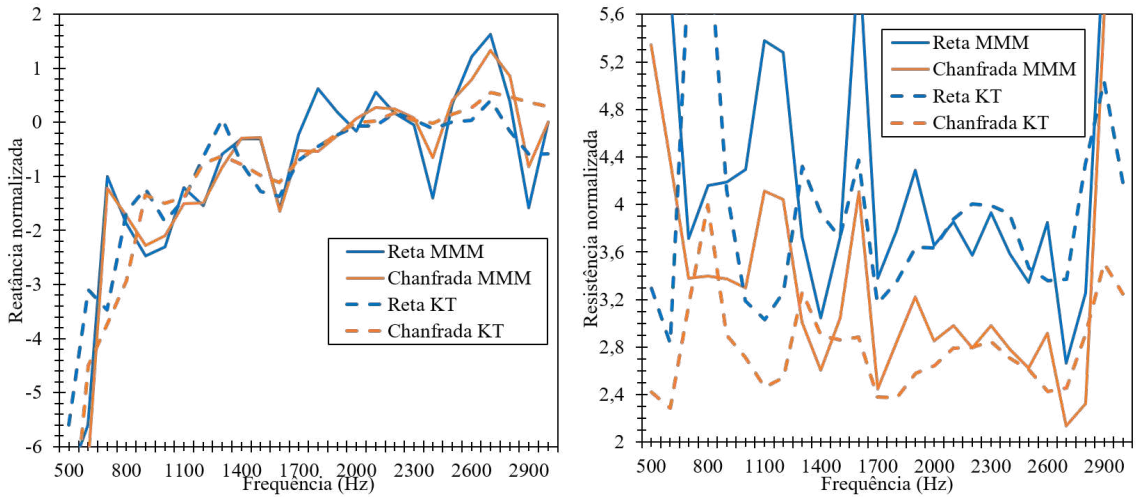


Figura 25 – Resultados das amostras maciças, 145 dB, Mach 0,5 e configuração *upstream*

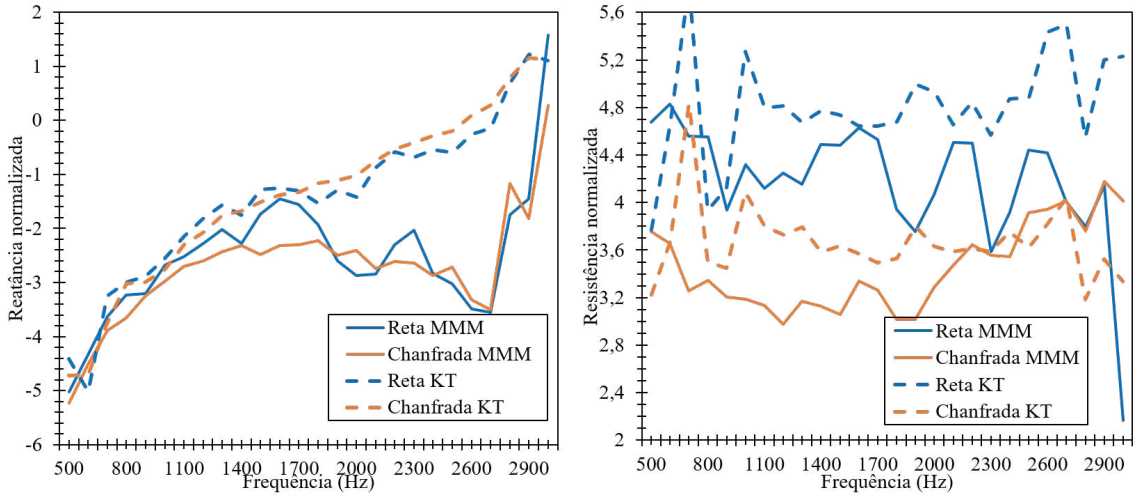


Figura 26 – Resultados das amostras maciças, 145 dB, Mach 0,5 e configuração *downstream*

atenuação necessária para os números de onda associados às baixas frequências (BONOMO; SPILLERE; CORDIOLI, 2020).

Devido ao elevado número de resultados obtidos para as amostras de duas peças, decorrente das diversas combinações possíveis de condição de escoamento, posição das fontes sonoras, nível de pressão sonora e método de edução, optou-se por apresentar, a partir desse ponto, apenas os resultados correspondentes ao nível de pressão sonora incidente de 145 dB apenas pelo método de acoplamento modal, os restantes dos resultados serão dispostos no Apêndice C. Conforme discutido anteriormente, nesse nível os efeitos associados à resistência acústica tornam-se mais pronunciados, permitindo uma análise mais clara e consistente dentro do escopo do trabalho, além de que ambos os métodos apresentam resultados coerentes entre si.

4.2 COMPARAÇÃO ENTRE DOIS GRUPOS DE AMOSTRAS

Nesta etapa, realizou-se a comparação entre os resultados obtidos para as amostras sólidas e para as amostras de duas peças com geometrias equivalentes, especificamente as configurações de borda reta e de chanfro voltado para fora. O objetivo foi relacionar os resultados acústicos às geometrias reais dos furos, avaliando a influência do processo construtivo sobre a impedância e, principalmente, avaliar a viabilidade e influencia forma de fixação da placa perfurada, uma vez que esta é presa por grampos não havendo um processo de união entre a *face sheet* e o núcleo.

A análise dimensional dos orifícios revelou que a amostra de duas peças com chanfro para fora apresenta um diâmetro interno menor, enquanto as demais amostras exibem diâmetros internos praticamente idênticos. Conforme ilustrado nas Figura 27, a amostra de duas peças chanfrada apresenta a maior resistência acústica em condições sem escoamento podendo ser explicado por essa diferença no diâmetro interno. Em contraste, as duas amostras com borda reta apresentaram valores de resistência muito próximos entre si, enquanto a amostra sólida chanfrada exibiu a menor resistência. Esses resultados reforçam que, na ausência de escoamento, o diâmetro interno é o fator dominante no comportamento da resistência acústica. Ainda assim, observa-se que a geometria do chanfro exerce influência adicional, embora menos pronunciada do que sob condições com escoamento.

Em condições de escoamento com Mach 0,32, conforme mostrado nas Figuras 28 e 29, a comparação entre amostras sólidas e de duas peças apresentou comportamento

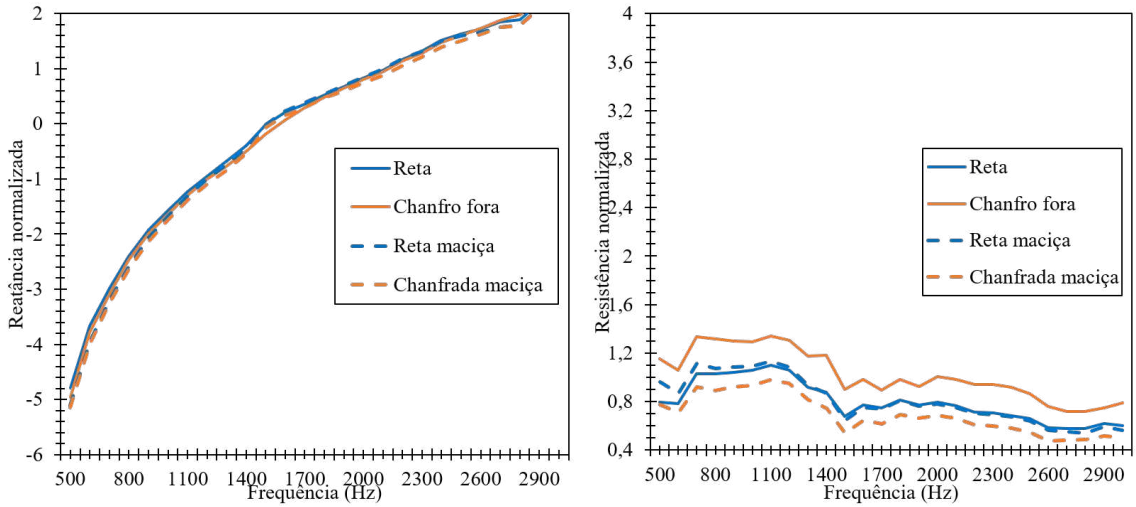


Figura 27 – Comparação entre amostras sólidas e de duas peças, 145 dB, sem escoamento, configuração *upstream* e MMM.

alinhado com as expectativas físicas. As geometrias com borda afiada exibiram maiores valores de resistência em comparação com as geometrias chanfradas, enquanto as amostras sólidas mostraram boa concordância com suas contrapartes de duas peças, ainda que com pequenas divergências entre os grupos. Esse resultado indica que, na presença de escoamento, a geometria do chanfro exerce influência mais significativa sobre a impedância acústica do que pequenas variações no diâmetro interno.

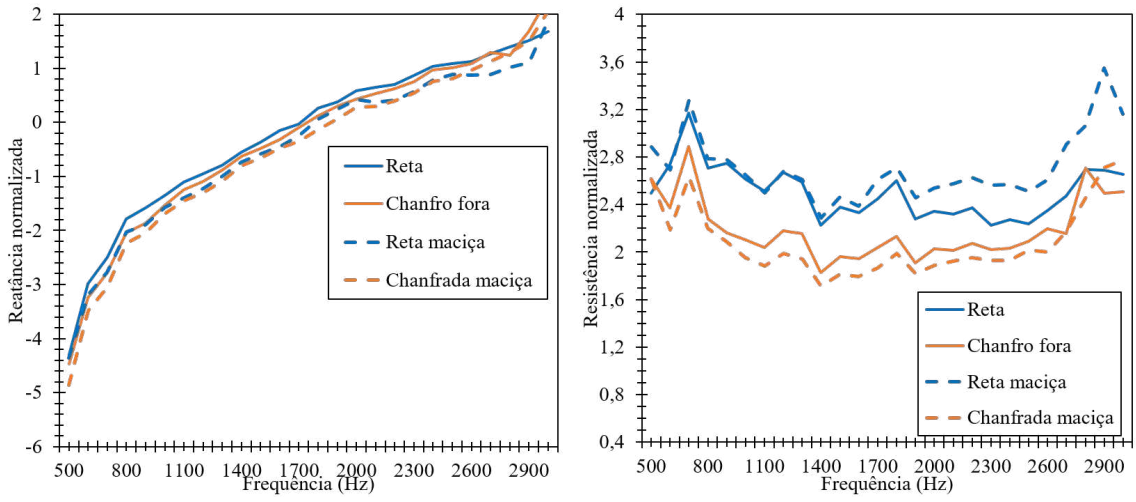


Figura 28 – Comparação entre amostras sólidas e de duas peças, 145 dB, Mach 0,32, configuração *upstream* e MMM.

Para o escoamento em Mach 0,5, observou-se nas Figuras 30 e 31 que manteve-se as mesmas tendências identificadas em Mach 0,32, porém com uma separação ainda mais pronunciada entre os grupos de amostras. O aumento dessa diferença de resistência indica que o aumento da velocidade do escoamento intensifica os efeitos geométricos sobre a

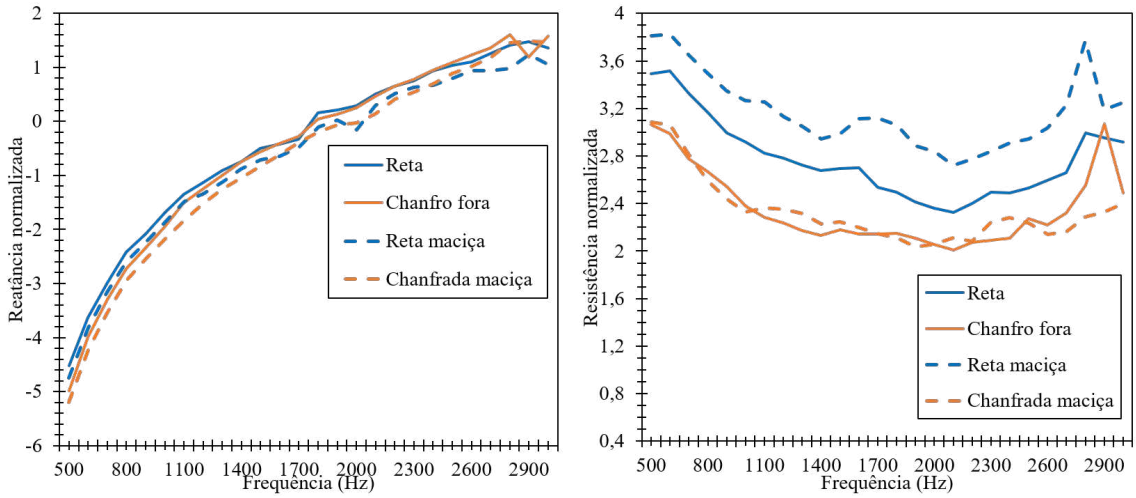


Figura 29 – Comparação entre amostras sólidas e de duas peças, 145 dB, Mach 0,32, configuração *downstream* e MMM.

resistência acústica.

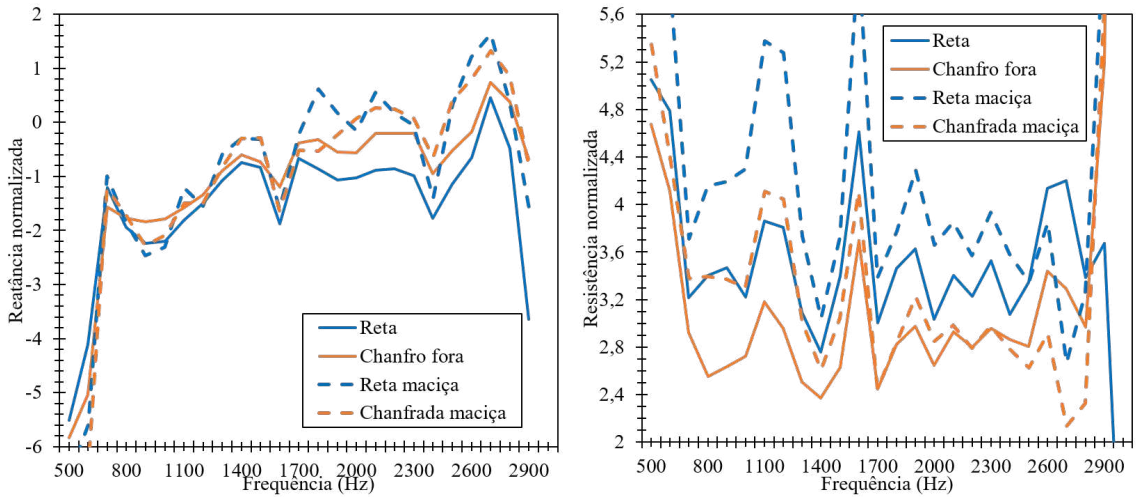


Figura 30 – Comparação entre amostras sólidas e de duas peças, 145 dB, Mach 0,5, configuração *upstream* e MMM.

Apesar das diferenças nos resultados devido às dimensões médias dos diâmetros dos orifícios, a tendência obtida pelos dois métodos de fabricação manteve-se semelhante. Assim, é validada a realização de uma análise completa de todas as geometrias, a qual será descrita na seção seguinte.

4.3 AMOSTRAS DE DUAS PEÇAS

Para as condições sem escoamento, os resultados diferiram significativamente das expectativas. A Figura 32, obtida pelo método de acoplamento modal (MMM), mostra que não apenas as respostas das amostras não coincidiram entre si, mas também a tendência

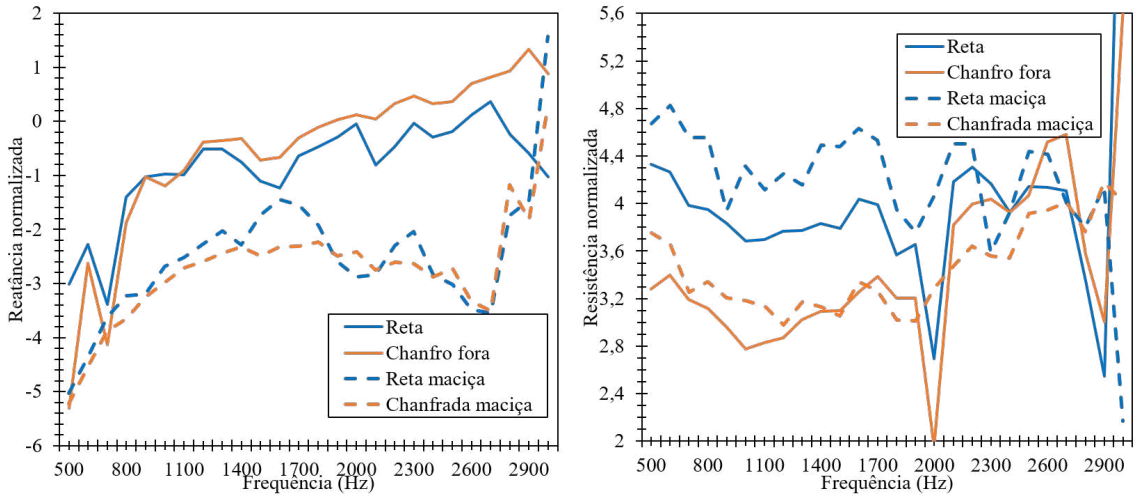


Figura 31 – Comparação entre amostras sólidas e de duas peças, 145 dB, Mach 0,5, configuração *downstream* e MMM.

antecipada não foi observada. Esperava-se que as amostras com maiores diâmetros externos, como as geometrias cônica e chanfradas, apresentassem menor resistência acústica, no entanto, observou-se comportamento oposto: a amostra com chanfro em ambos os lados apresentou a maior resistência, enquanto a amostra com borda reta exibiu a menor resistência. Esses resultados contrastam com aqueles obtidos para as amostras maciças e, consequentemente, com o comportamento esperado.

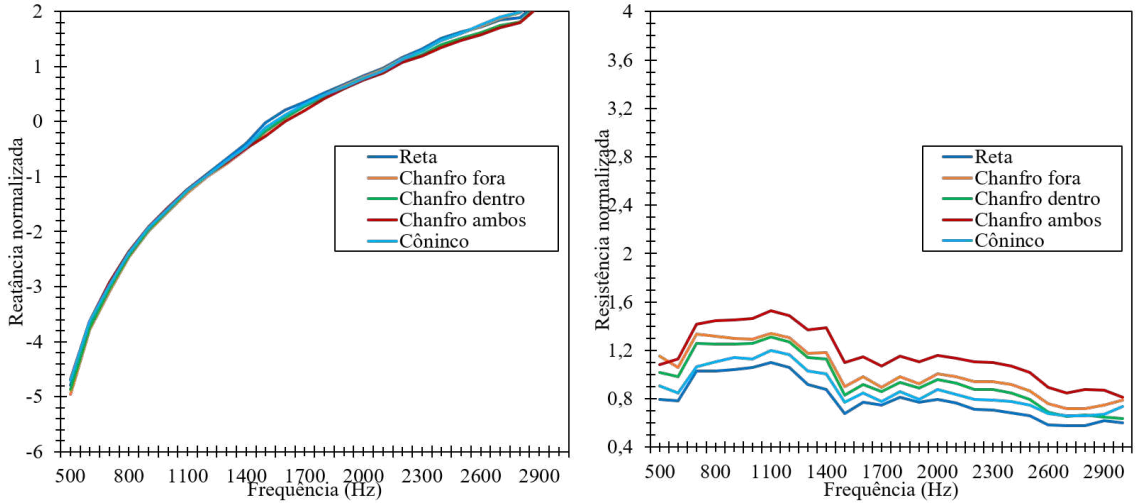


Figura 32 – Resultados das amostras de duas peças, 145 dB, sem escoamento, configuração *upstream* e MMM.

A análise utilizando o método direto (KT) apresentou o mesmo padrão, apresentado no Apêndice C. A partir da avaliação conjunta de todas as medições sem escoamento, concluiu-se que o diâmetro interno desempenha papel mais relevante do que o diâmetro externo nessas condições: menores diâmetros internos resultam diretamente em maiores

valores de resistência acústica. Essa relação torna-se evidente ao comparar os valores de diâmetro interno apresentados na Seção 3.2.2 com os resultados das Figura 32, onde a ordem dos diâmetros internos corresponde exatamente à ordem dos valores de resistência.

Após a conclusão das medições sem escoamento, realizaram-se ensaios com escoamento em Mach 0,32, obtendo os resultados das Figuras 33, 34. Nessa condição, os resultados passaram a apresentar comportamento consistente com as expectativas relacionadas às geometrias dos furos. As amostras que exibiram maior resistência foram aquelas com borda reta voltada para o escoamento, isto é, aquelas com menor diâmetro externo na superfície exposta ao fluxo. Em contrapartida, a menor resistência foi observada na configuração com chanfro voltado para fora, correspondente à geometria com maior diâmetro externo. As geometrias cônica e com chanfro em ambos os lados também apresentaram resistência inferior àquelas com bordas afiadas diretamente expostas ao escoamento.

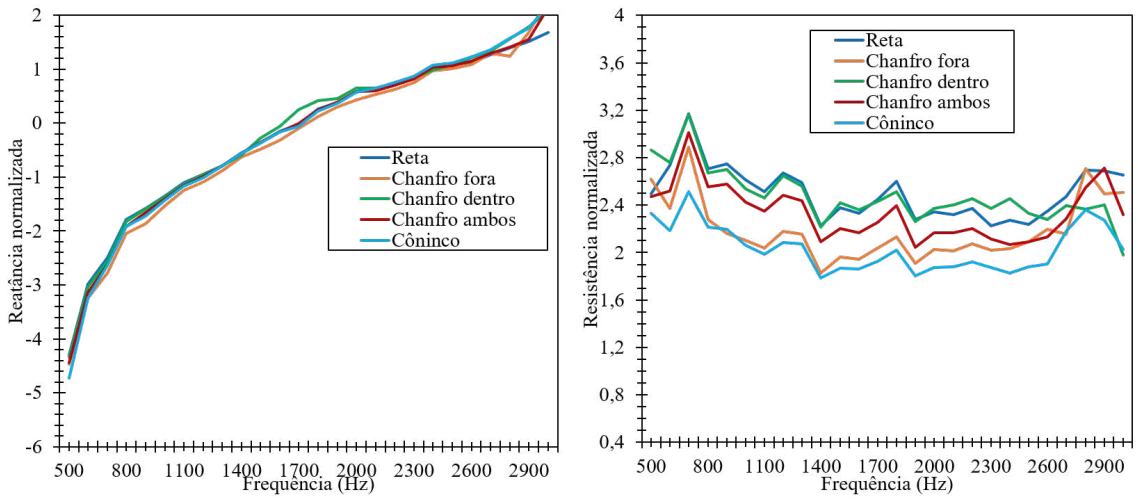


Figura 33 – Resultados das amostras de duas peças, 145 dB, Mach 0,32, configuração *upstream* e MMM.

Embora o padrão geral seja menos evidente por conta da variação dos diâmetros resultante do processo de fabricação, ainda é possível identificar tendências claras. Comparando-se os diâmetros externos apresentados na Tabela 6, com os resultados obtidos, como evidenciado na Figura 34, observa-se que a magnitude da resistência acompanha, de forma aproximada, a ordem dos diâmetros externos das amostras. Entretanto, mesmo com o domínio do diâmetro externo na presença de escoamento, a influência do diâmetro interno permanece evidente, uma vez que amostras com diâmetros externos semelhantes apresentam diferenças de resistência associadas às variações do diâmetro interno.

Para Mach 0,5, conforme ilustrado nas Figuras 35 e 36, os resultados de impedância

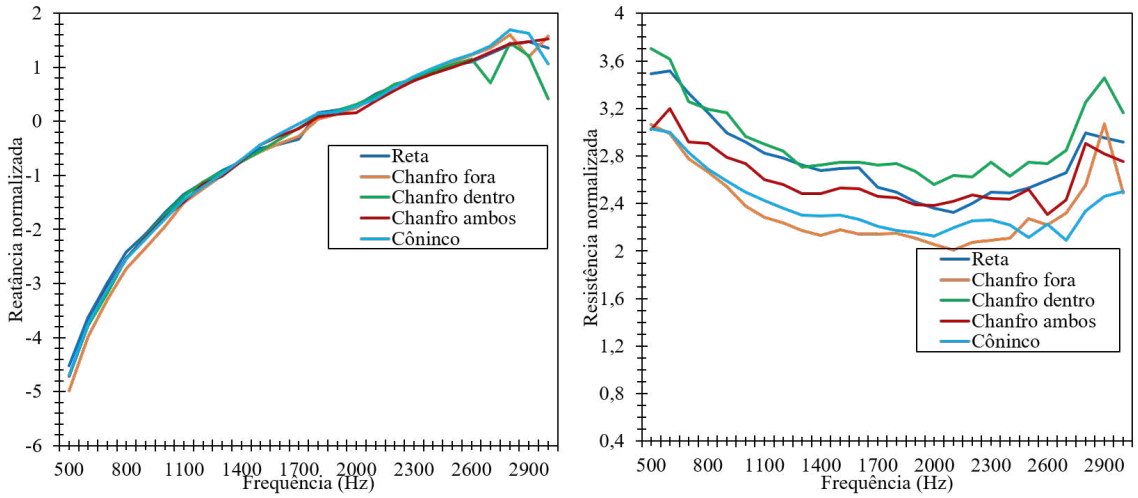


Figura 34 – Resultados das amostras de duas peças, 145 dB, Mach 0,32, configuração *downstream* e MMM.

tornaram-se menos estáveis, apresentando oscilações mais intensas devido ao aumento do ruído induzido pelo escoamento. Apesar dessa maior incerteza, a tendência observada em Mach 0,32 não apenas se manteve, como também se intensificou. As geometrias com borda reta voltadas para o escoamento apresentaram divergência ainda maior em relação às demais, indicando uma diferença crescente do coeficiente de descarga C_D entre as geometrias com o aumento da velocidade do escoamento.

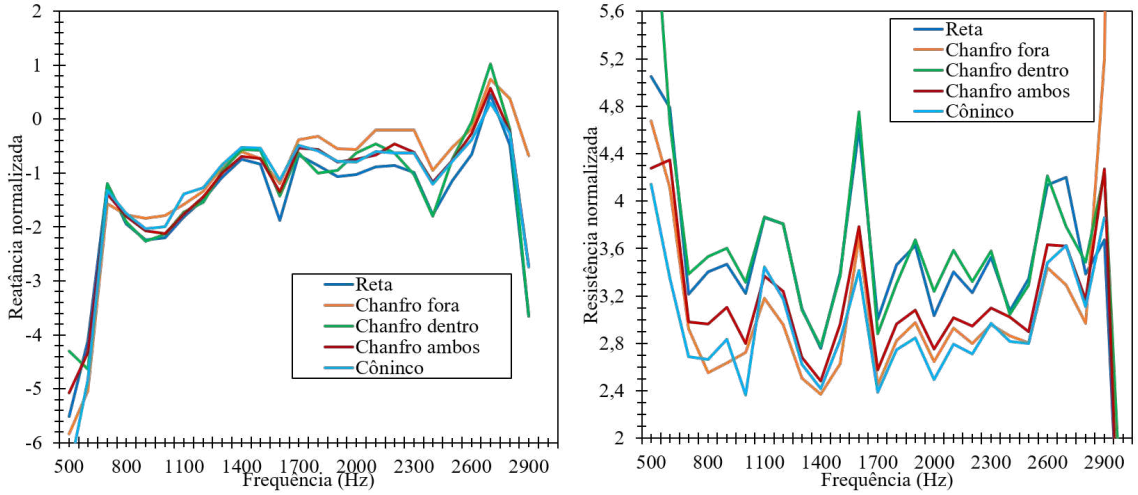


Figura 35 – Resultados das amostras de duas peças, 145 dB, Mach 0,5, configuração *upstream* e MMM.

De forma geral, observou-se que a geometria dos furos afeta significativamente a resistência acústica na presença de escoamento, sendo que maiores diâmetros externos resultam diretamente em menores valores de resistência. Embora tenha sido mostrado anteriormente que a geometria também influencia a resistência na ausência de escoamento,

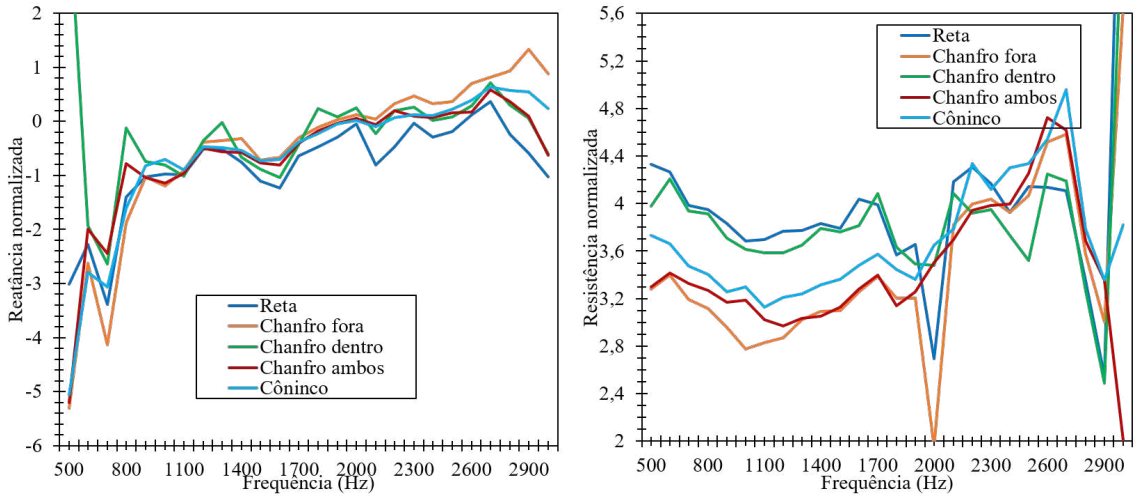


Figura 36 – Resultados das amostras de duas peças, 145 dB, Mach 0,5, configuração *downstream* e MMM.

onde nessa condição percentual de área aberta (POA) emerge como um fator dominante para a impedância acústica, uma vez que a resistência cresce à medida que o POA diminui (JONES et al.,).

5 CONCLUSÃO

O presente trabalho teve como objetivo central a caracterização da impedância acústica de *liners* com diferentes geometrias de orifícios, visando compreender a influência de parâmetros geométricos e das condições de escoamento sobre o comportamento acústico desses materiais. Inicialmente, realizou-se uma caracterização geométrica detalhada das amostras. A análise tomográfica, originalmente prevista como método principal, mostrou-se incapaz de fornecer resultados confiáveis em função de limitações de resolução e contraste, decorrentes do material e das dimensões reduzidas das amostras. Diante dessa limitação, optou-se pela caracterização óptica por meio de estereoscópio, que possibilitou a mensuração mais precisa das dimensões reais dos orifícios. Essa etapa revelou-se fundamental para a identificação de discrepâncias entre a geometria projetada e a efetivamente construída, especialmente no grupo de amostras compostas por duas partes, cujas tolerâncias de fabricação impactaram significativamente a porcentagem de área aberta resultante.

Na sequência, aplicaram-se os métodos de edução de impedância nas bancadas experimentais dedicadas, permitindo a avaliação do comportamento acústico das amostras sob diferentes condições de operação. Os métodos empregados, o método direto KT e o método de acoplamento modal, apresentaram desempenho globalmente coerente com o reportado na literatura. Entretanto, observou-se que o método KT apresentou menor clareza nos resultados em baixas frequências na presença de escoamento, indicando a necessidade de cautela na interpretação desses dados sob tais condições.

Os resultados obtidos permitiram avaliar de forma consistente o impacto da geometria dos orifícios e da porcentagem de área aberta (POA) na impedância acústica. Para o grupo de amostras sólidas, os valores medidos mostraram-se estáveis e reprodutíveis, refletindo a boa conformidade geométrica dessas peças. Em contrapartida, o grupo de amostras constituídas por duas partes apresentou maior dispersão nos valores de impedância, diretamente associada às variações geométricas observadas experimentalmente. Ainda assim, foi possível identificar tendências claras: na ausência de escoamento, a porcentagem de área aberta mostrou-se o parâmetro dominante no comportamento da resistência acústica; já na presença de escoamento, pequenas variações na geometria local dos orifícios tornaram-se determinantes, influenciando de maneira significativa a componente resistiva da impedância.

A comparação entre os dois grupos de amostras reforçou esses padrões, evidenciando

claramente a distinção entre regimes dominados pela área aberta e regimes dominados por efeitos aerodinâmicos associados à geometria do orifício. De modo geral, os resultados acústicos apresentaram boa concordância com o comportamento esperado, apesar das limitações geométricas identificadas ao longo do estudo.

Dessa forma, conclui-se que o trabalho atingiu seus objetivos, contribuindo para um entendimento mais aprofundado dos efeitos combinados da geometria, da porcentagem de área aberta e do escoamento sobre a impedância acústica de liners. Os resultados obtidos fornecem subsídios relevantes para o aprimoramento de futuros projetos de tratamento acústico, particularmente em aplicações aeronáuticas.

5.1 TRABALHOS FUTUROS

Recomenda-se, portanto, a realização de novos ensaios com amostras cuja geometria esteja mais fielmente alinhada ao projeto original, a fim de possibilitar uma análise ainda mais refinada da influência isolada de cada parâmetro. Nesse contexto, propõe-se a fabricação de novas amostras de *liner* contemplando as geometrias (III), com chanfro para dentro, e (IV), com chanfro em ambos os lados. Essas geometrias foram selecionadas devido à sua relevância nos resultados obtidos e ao potencial de fornecer uma melhor compreensão dos efeitos associados à modificação do escoamento e das perdas acústicas na região dos orifícios.

As novas amostras serão manufaturadas em duas partes, porém com uma configuração distinta da adotada no presente trabalho. Diferentemente do grupo atual, o núcleo será dividido em duas seções: uma porção principal constituída apenas pelo núcleo e uma porção menor na qual o núcleo estará acoplado à *face sheet*. Essa abordagem permitirá que a região contendo a *face sheet* seja fabricada a partir de um bloco maciço de alumínio, o que tende a reduzir imperfeições geométricas associadas aos processos de manufatura e melhorar a fidelidade das dimensões críticas dos orifícios.

Após a fabricação, as novas amostras serão submetidas a uma caracterização geométrica detalhada, utilizando técnicas adequadas para a avaliação das dimensões reais dos orifícios e do núcleo. Em seguida, serão realizados ensaios acústicos nas mesmas condições experimentais adotadas neste trabalho, possibilitando a comparação direta com o grupo de amostras maciças previamente estudado. Espera-se, com isso, avaliar de forma mais precisa o impacto da geometria dos orifícios e validar as tendências observadas, contribuindo para

o avanço do entendimento do comportamento acústico de *liners*.

REFERÊNCIAS

AVALLONE, F. et al. On the impact of the orifice geometrical features on the performance of an acoustic liner. In: . [S.l.: s.n.], 2025.

CLARK, C. **Noise: aircraft noise effects on health**. [S.l.], 2015.

Civil Aviation Authority. **Aircraft noise and health effects: Recent findings**. [S.l.], 2016.

ICAO Environmental Report. On Board: A Sustainble Future. Montreal, Canadá, 2016.

NöDING, M.; BERTSCH, L. Application of noise certification regulations within conceptual aircraft design. **Aerospace**, v. 8, p. 1–23, 08 2021.

SUTLIFF, D. A 20 year retrospective of the advanced noise control fan – contributions to turbofan noise research. In: . [S.l.: s.n.], 2019.

MURRAY, P.; ASTLEY, R. J. Development of a single degree of freedom perforate impedance model under grazing flow and high SPL. In: **18th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (33rd AIAA Aeroacoustics Conference)**. Colorado Springs, Colorado: American Institute of Aeronautics and Astronautics, AIAA Paper 2012-2294, 2012. ISBN 978-1-60086-932-7.

SPILLERE, A. M.; MEDEIROS, A. A.; CORDIOLI, J. A. An improved impedance eduction technique based on impedance models and the mode matching method. **Applied Acoustics**, Elsevier, v. 129, p. 322–334, jan. 2018. ISSN 0003-682X.

INGARD, U. Influence of fluid motion past a plane boundary on sound reflection, absorption, and transmission. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 31, n. 7, p. 1035–1036, 1959. ISSN 0001-4966.

WATSON, W. R.; JONES, M. G. A comparative study of four impedance eduction methodologies using several test liners. In: **19th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference**. Berlin, Germany: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2013.

BURGMAYER, R.; KOHLENBERG, H.-F.; KNOBLOCH, K. Ifar benchmark challenge #4. In: **30th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference**. [S.l.: s.n.], 2024. p. 3301.

SERRANO, P. G. **Desenvolvimento de Uma Bancada de Determinação de Impedância Acústica Na Presença de Escoamento Tangencial**. Tese (Dissertação de Mestrado. Mestrado Em Engenharia Mecânica.) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2014.

PEREIRA, L. M. **High-Fidelity Numerical Simulations of Acoustic Liners Under Grazing Flow**. 162 p. Tese (Master thesis in Mechanical) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2023.

SMITH, M. J. T. **Aircraft Noise**. [S.l.]: Cambridge University Press, 1989. 382 p. ISBN 978-0-511-58452-7.

DREVON, E. **Measurement Methods and Devices Applied to A380 Nacelle Double Degree-Of-Freedom Acoustic Liner Development**. [s.n.], 2004. Disponível em: <https://arc.aiaa.org/doi/abs/10.2514/6.2004-2907>.

MOTSINGER, R.; KRAFT, R. Design and performance of duct acoustic treatment. In: HUBBARD, H. H. (Org.). **Aeroacoustics of Flight Vehicles**: Theory and practice. [S.l.]: NASA Office of Management, Scientific and Technical Information Program, 1991. v. 2, cap. 14.

SPILLERE, A. M. N. **Towards Optimal Design of Acoustic Liners in Turbofan Aero-Engines**. Dissertação (Dissertação de Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2017. Mestrado em Engenharia Mecânica.

EVERSMAN, W. The effect of mach number on the tuning of an acoustic lining in a flow duct. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 48, n. 2A, p. 425–428, 1970.

ARMSTRONG, D. L.; BECKEMEYER, R.; OLSEN, R. F. Impedance measurements of acoustic duct liners with grazing flow. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 55, n. S1, p. S59, 1974. ISSN 0001-4966.

RIENSTRA, S. W. **Fundamentals of Duct Acoustics**. [S.l.], 2015.

BONOMO, L. A. et al. A Comparison of In-Situ and Impedance Eduction Experimental Techniques for Acoustic Liners with Grazing Flow and High SPL. In: **28th AIAA/CEAS Aeroacoustics 2022 Conference**. [S.l.]: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2022.

SPILLERE, A. **Boundary layer effects on acoustic liners for turbofan engines: from experimental methods to optimization techniques**. Tese (Doutorado), 01 2022.

ELNADY, T.; BODÉN, H.; ELHADIDI, B. Validation of an inverse semi-analytical technique to educe liner impedance. **AIAA Journal**, v. 47, n. 12, p. 2836–2844, 2009. ISSN 0001-1452.

ZHOU, L.; BODÉN, H. A systematic uncertainty analysis for liner impedance eduction technology. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier, v. 356, p. 86–99, 2015. ISSN 10958568.

GABARD, G.; ASTLEY, R. A computational mode-matching approach for sound propagation in three-dimensional ducts with flow. **Journal of Sound and Vibration**, v. 315, n. 4, p. 1103–1124, 2008. ISSN 0022-460X.

YU, J.; RUIZ, M.; KWAN, H. W. Validation of goodrich perforate liner impedance model using nasa langley test data. In: **14th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (29th AIAA Aeroacoustics Conference)**. [S.l.]: American Institute of Aeronautics and Astronautics, AIAA Paper 2008-2930, 2008. ISBN 9781563479397.

BOYD, J. **Chebyshev and Fourier Spectral Methods**. 2. ed. [S.l.]: Dover Publications, 2001. (Dover Books on Mathematics).

TREFETHEN, L. **Spectral Methods in MATLAB**. [S.l.]: Society for Industrial and Applied Mathematics, 2000. (Software, Environments, and Tools). ISBN 978-0-89871-465-4.

KUMARESAN, R.; TUFTS, D. Estimating the parameters of exponentially damped sinusoids and pole-zero modeling in noise. **IEEE Transactions on Acoustics, Speech, and Signal Processing**, v. 30, n. 6, p. 833–840, 12 1982. ISSN 0096-3518.

MELLING, T. H. The acoustic impendance of perforates at medium and high sound pressure levels. **Journal of Sound and Vibration**, v. 29, n. 1, p. 1–65, jul. 1973. ISSN 0022-460X.

INIGO, J. G. G.; MORGANS, A. Influence of the shape of a short circular hole with bias flow on its acoustic response. In: _____. **28th AIAA/CEAS Aeroacoustics 2022 Conference**. [S.l.: s.n.], 2022.

PIRILLO, F. et al. A surface determination technique for dimensional and geometrical analysis in industrial x-ray computed tomography. **Nanomanufacturing and Metrology**, Springer, v. 7, 2024.

SHIN, K.; HAMMOND, J. **Fundamentals of Signal Processing for Sound and Vibration Engineers**. 1. ed. Chichester, Inglaterra: John Wiley and Sons, 2008.

BONOMO, L. A. **Análises de Incertezas e de Sensibilidade Global para Edução de Impedância Acústica**. Dissertação (Dissertação de Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2021.

BONOMO, L. A.; SPILLERE, A. M.; CORDIOLI, J. A. Parametric Uncertainty Analysis for Impedance Eduction Based on Prony's Method. **AIAA Journal**, American Institute of Aeronautics and Astronautics, v. 58, n. 8, p. 3625–3638, abr. 2020. ISSN 00011452.

JONES, M. et al. Effects of liner geometry on acoustic impedance. In: _____. **8th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference & Exhibit**. [s.n.]. Disponível em: <https://arc.aiaa.org/doi/abs/10.2514/6.2002-2446>.

A MODELO DE IMPEDÂNCIA DE LINER

O modelo semi-empíricos utilizado como chute inicial no trabalho foi desenvolvido por Yu, Ruiz e Kwan (2008), cujo a impedância acústica total de uma placa perfurada submetida a escoamento pode ser representada pela combinação de diferentes contribuições físicas. Ela compreende a impedância intrínseca da placa, efeitos não lineares associados à resistência, a resistência adicional causada pelo escoamento tangencial e a reatância modificada pela cavidade. Assim, a impedância é expressa por

$$Z = Z_{0f} + S_r u_0 + R_{cm} + i\left(S_m u_0 - \cot(kh)\right), \tag{A.1}$$

onde Z_{0f} é a impedância da placa perfurada, S_r representa o termo não linear da resistência, u_0 é a velocidade RMS da partícula acústica, R_{cm} corresponde à resistência acústica normalizada devido ao escoamento tangencial, S_m é o termo não linear da reatância, k é o número de onda e h é a altura da cavidade.

A impedância própria da placa perfurada é calculada por

$$Z_{0f} = i\omega\frac{(t+\varepsilon_d)F(k_s d/2)}{c_0\sigma}, \tag{A.2}$$

em que t é a espessura da placa, d é o diâmetro do orifício, σ a porcentagem de área aberta e $F(k_s d/2)$ a velocidade média na seção transversal do furo, obtida a partir da solução clássica de Crandall (YU; RUIZ; KWAN, 2008). O termo ε_d representa a correção de massa efetiva e é definido por

$$\varepsilon_d = \frac{d(1-0.7\sqrt{\sigma})}{1+305M^3}, \tag{A.3}$$

onde M é o número de Mach do escoamento.

A função $F(k_s d/2)$, responsável por capturar efeitos viscosos no orifício, é dada por

$$F(k_s d/2) = 1 - \frac{2J_1(k_s d/2)}{k_s(d/2)J_0(k_s d/2)}, \tag{A.4}$$

sendo J_0 e J_1 as funções de Bessel de primeira espécie. O número de onda viscoso de Stokes é expresso por

$$k_s^2 = -i\frac{\omega\rho}{\mu}, \tag{A.5}$$

onde ρ é a densidade do ar e μ sua viscosidade dinâmica.

A resistência não linear associada ao escoamento no orifício é descrita por

$$S_r = 1.336541\left(\frac{1-\sigma^2}{2C_d^2\sigma^2}\right), \tag{A.6}$$

em que C_d é o coeficiente de descarga, definido para $t/d \leq 1$ como

$$C_d = 0.80695\sqrt{\frac{\sigma^{0,1}}{\exp[-0,5072(t/d)]}}. \tag{A.7}$$

A resistência acústica normalizada proveniente do escoamento tangencial sobre o liner é dada por

$$R_{cm} = \frac{M}{\sigma\left(2 + 1,256\,\frac{\delta^*}{d}\right)}, \tag{A.8}$$

onde δ^* corresponde à espessura de deslocamento da camada limite.

Por fim, a reatância não linear da placa perfurada é definida por

$$S_m = -0.0000207\frac{k}{\sigma^2}. \tag{A.9}$$

B PROCESSOS DE CALIBRACAO E AJUSTE DA BANCADA

Antes da realização dos experimentos, é necessário executar procedimentos de ajuste e calibração. Em particular, deve-se determinar o número de Mach médio da seção de testes, utilizado nos métodos de edução de impedância, e calibrar os alto-falantes para garantir o nível de pressão sonora desejado em cada condição experimental.

B.1 DETERMINAÇÃO DA VELOCIDADE MÉDIA DO ESCOAMENTO

A determinação do número de Mach médio na seção da porta amostra, onde os *liners* são instalados, é realizada por meio de um tubo de Pitot montado em uma mesa micrométrica. Esse sistema permite medir a velocidade em pontos específicos ao longo das duas direções da seção transversal.

O procedimento segue a norma ISO 3966:2008 — Medição de vazão em condutos fechados por método velocimétrico utilizando tubos de Pitot estático. A norma estabelece um método aritmético baseado em perfis de velocidade predefinidos, nos quais a velocidade média é obtida pela combinação linear das velocidades medidas em posições determinadas.

Adotou-se a distribuição Log–Chebyshev, utilizando cinco posições em cada direção, totalizando 25 pontos de medição (Tabela 7), ilustrados na Figura 37.

Tabela 7 – Distribuição dos pontos de medição.

Altura [mm]	-42,6	-21,2	0	21,2	42,6
Largura [mm]	-17,04	-8,48	0	8,48	17,04

Como os coeficientes de ponderação da norma são iguais, a velocidade média é dada pela média aritmética das 25 velocidades medidas. Assim, para condições alvo com Mach centrais de 0,32 e 0,50, obtiveram-se valores médios de 0,272 e 0,436, respectivamente.

B.2 CALIBRAÇÃO DOS ALTO-FALANTES

A calibração dos alto-falantes é necessária para assegurar níveis de pressão sonora incidentes de 130 e 145 dB, conforme as condições experimentais. O procedimento é dividido em duas etapas: ajuste de fase e ajuste de amplitude.

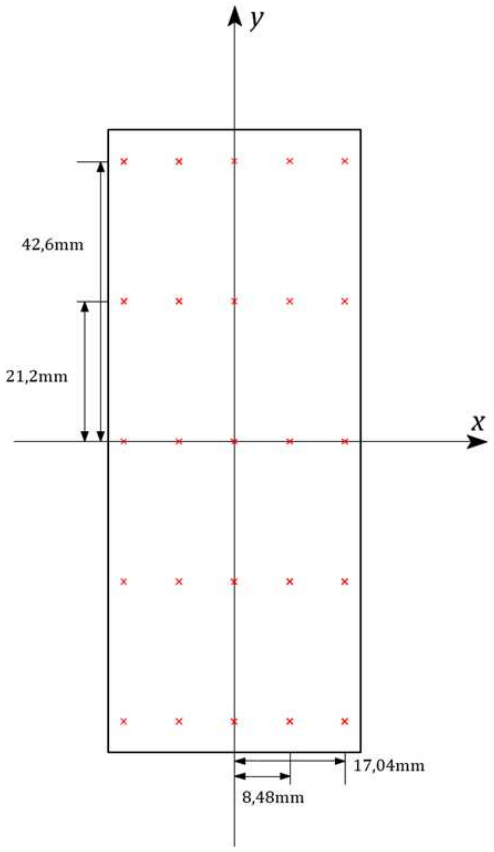


Figura 37 – Distribuição dos pontos de medição do escoamento.

B.2.1 Ajuste de fase

O ajuste de fase corrige diferenças entre os centros sonoros de cada par de alto-falantes, maximizando a interferência construtiva das ondas incidentes. Para isso, realizam-se quatro medições com quatro fases distintas. Em cada uma, aplica-se a decomposição de onda plana para obter a amplitude dos modos propagantes e o nível de pressão sonora incidente.

Com os dados obtidos em todas as frequências, utiliza-se um algoritmo de mínimos quadrados, implementado em Python no laboratório, para ajustar a seguinte função:

$$f(\theta) = \left| A \cdot \cos\left(\frac{\theta}{2} + \phi\right) \right| + C, \tag{B.1}$$

em que A é a amplitude normalizada, C o valor médio e ϕ a fase ótima. A curva ajustada permite identificar a fase que maximiza o nível de pressão sonora incidente (Figura 38).

B.2.2 Ajuste de amplitude

Após o ajuste de fase, realiza-se uma medição inicial com uma tensão de entrada pré-definida, determinando o NPS incidente no liner. A tensão necessária para atingir o

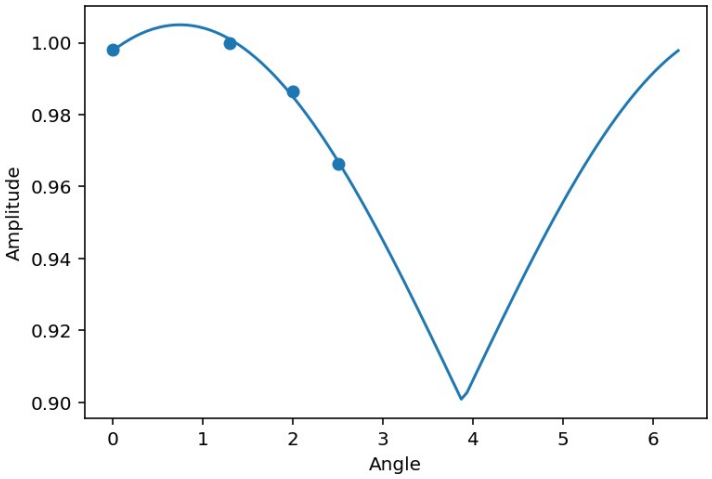


Figura 38 – Curva de calibração de fase dos alto-falantes.

nível de pressão desejado é calculada por:

$$V_f = V_i \cdot 10^{\frac{NPS_f - NPS_i}{20}}, \tag{B.2}$$

onde V_f é a tensão final, V_i a tensão inicial, NPS_f o NPS desejado e NPS_i o NPS medido.

C RESULTADOS ACÚSTICOS

C.1 RESULTADOS AMOSTRAS SÓLIDAS

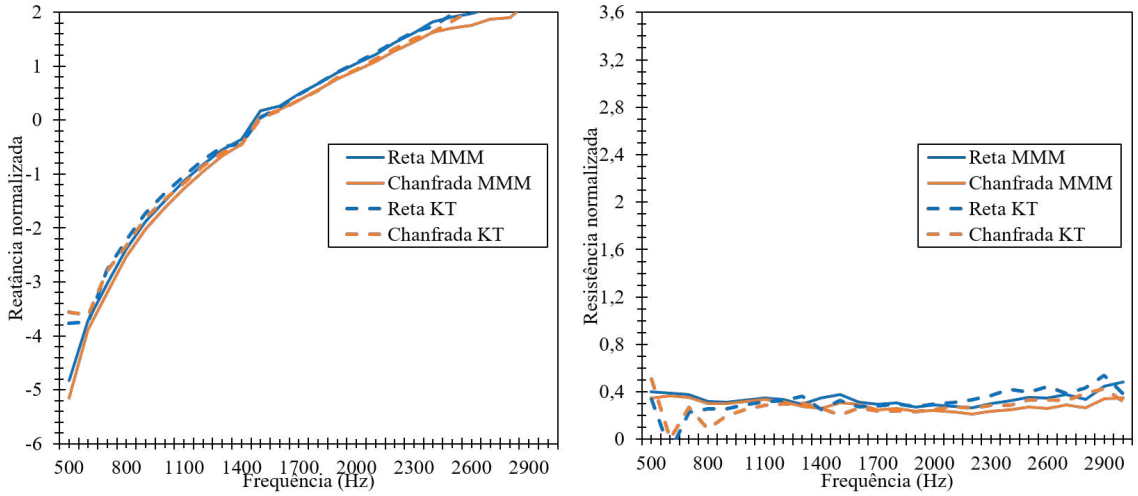


Figura 39 – Resultados das amostras maciças, 130 dB, sem escoamento e configuração *upstream*

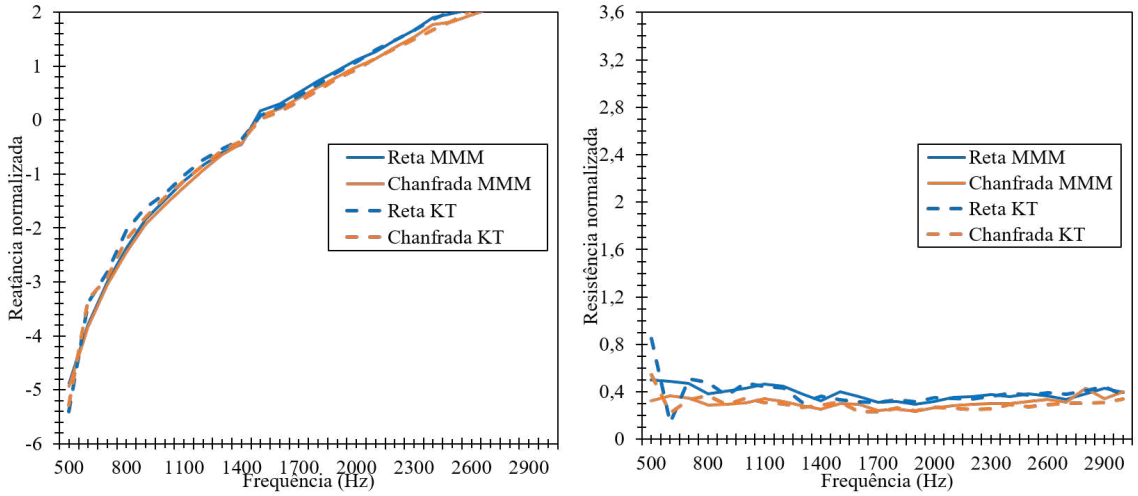


Figura 40 – Resultados das amostras maciças, 130 dB, sem escoamento e configuração *downstream*

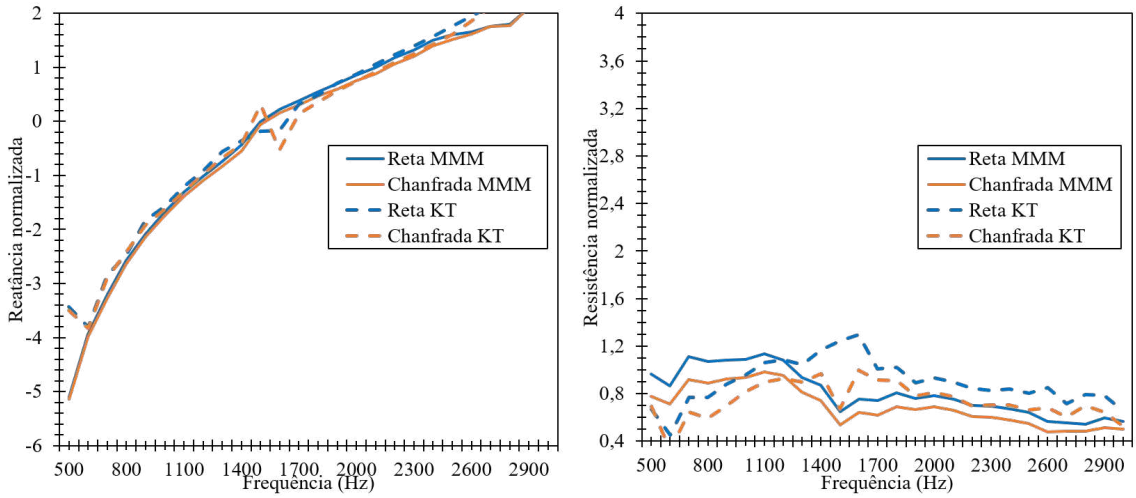


Figura 41 – Resultados das amostras maciças, 145 dB, sem escoamento e configuração *upstream*

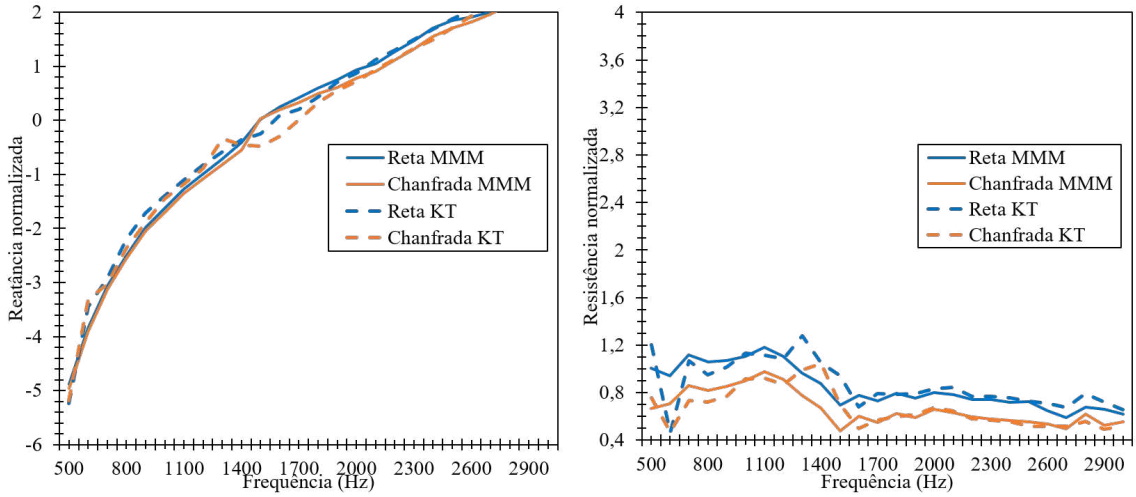


Figura 42 – Resultados das amostras maciças, 145 dB, sem escoamento e configuração *downstream*

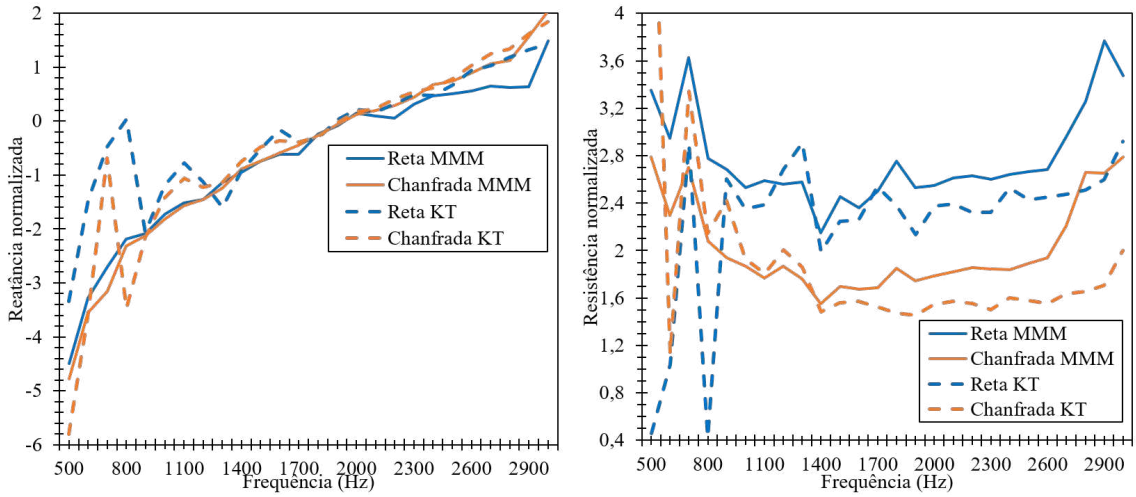


Figura 43 – Resultados das amostras maciças, 130 dB, Mach 0,32 e configuração *upstream*

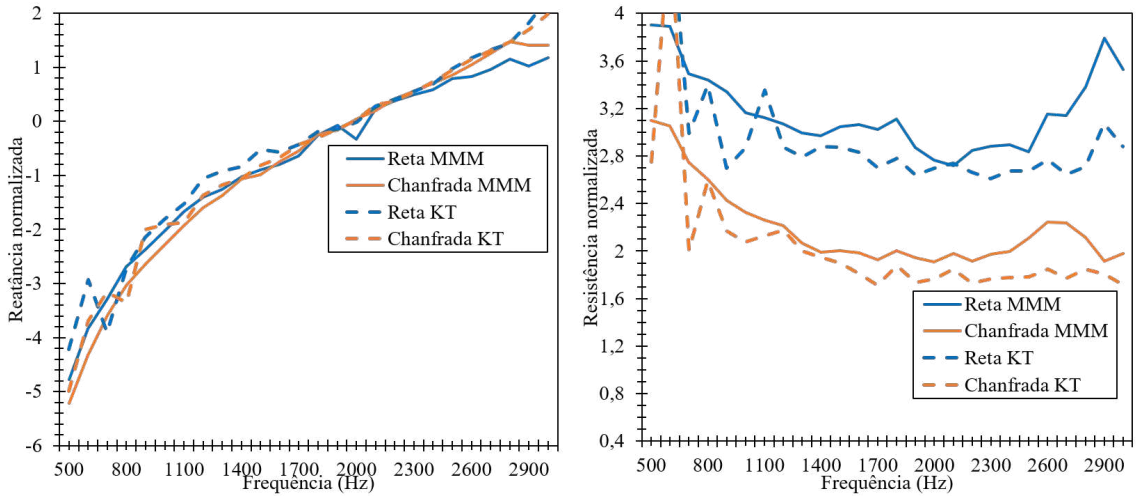


Figura 44 – Resultados das amostras maciças, 130 dB, Mach 0,32 e configuração *downstream*

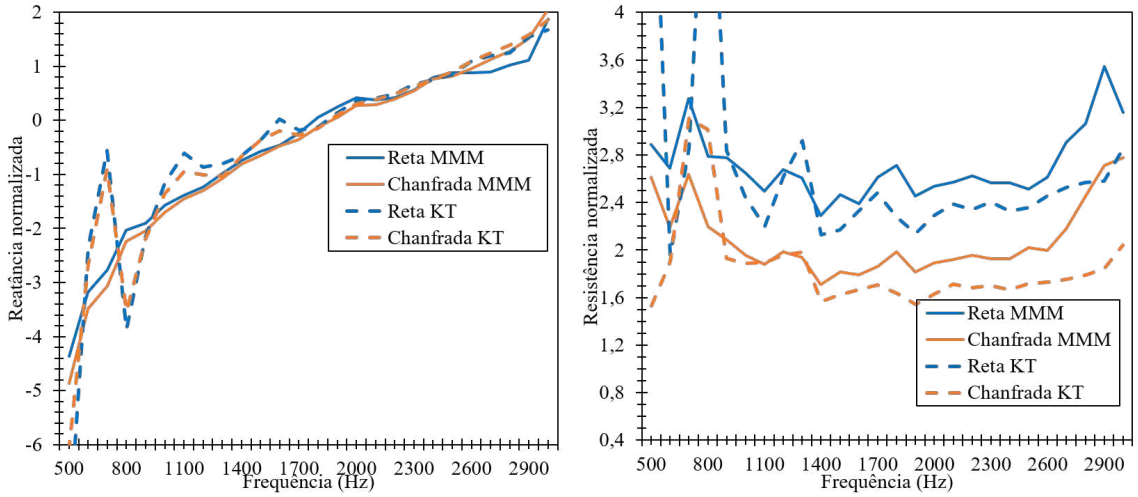


Figura 45 – Resultados das amostras maciças, 145 dB, Mach 0,32 e configuração *upstream*

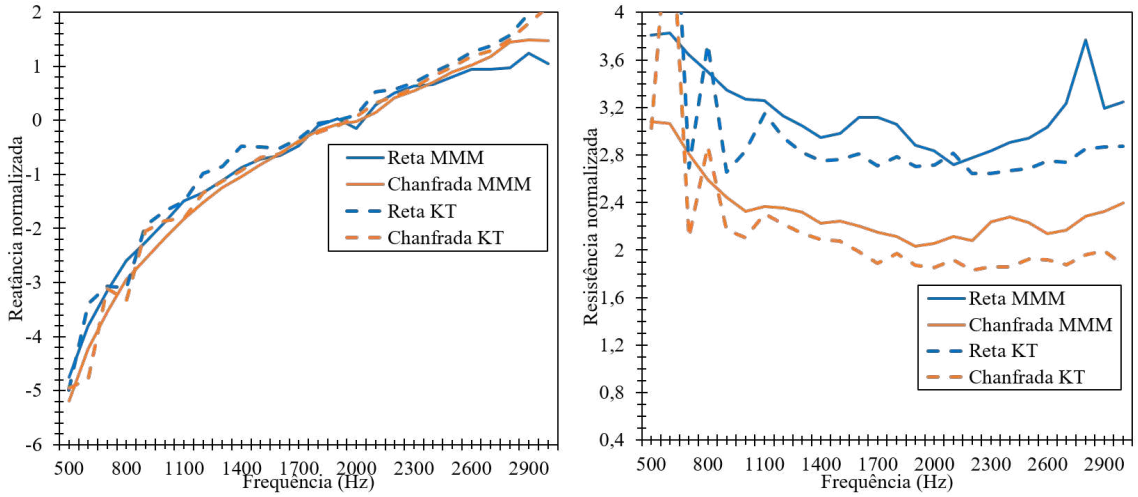


Figura 46 – Resultados das amostras maciças, 145 dB, Mach 0,32 e configuração *downstream*

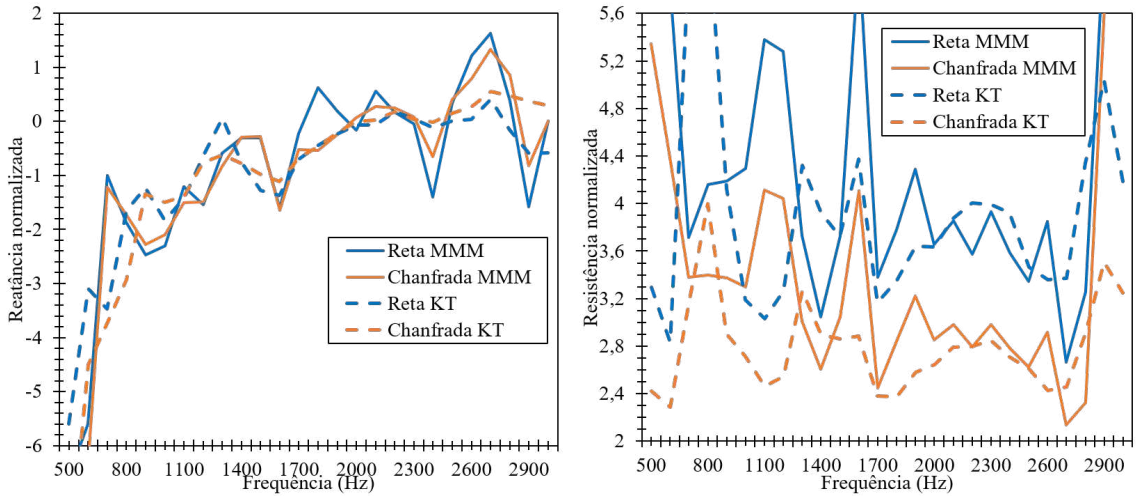


Figura 47 – Resultados das amostras maciças, 145 dB, Mach 0,5 e configuração *upstream*

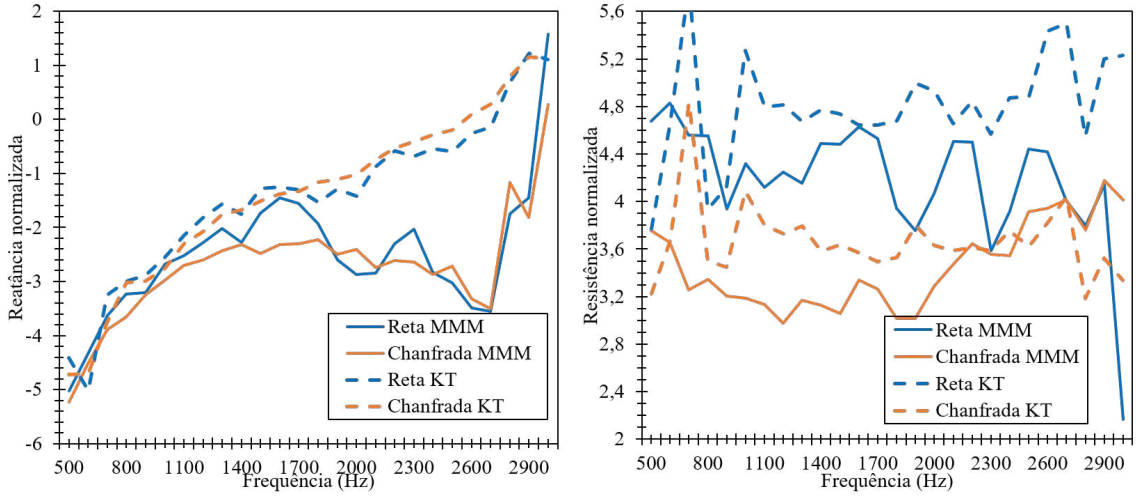


Figura 48 – Resultados das amostras maciças, 145 dB, Mach 0,5 e configuração *downstream*

C.2 RESULTADOS KT - AMOSTRAS DE DUAS PEÇAS

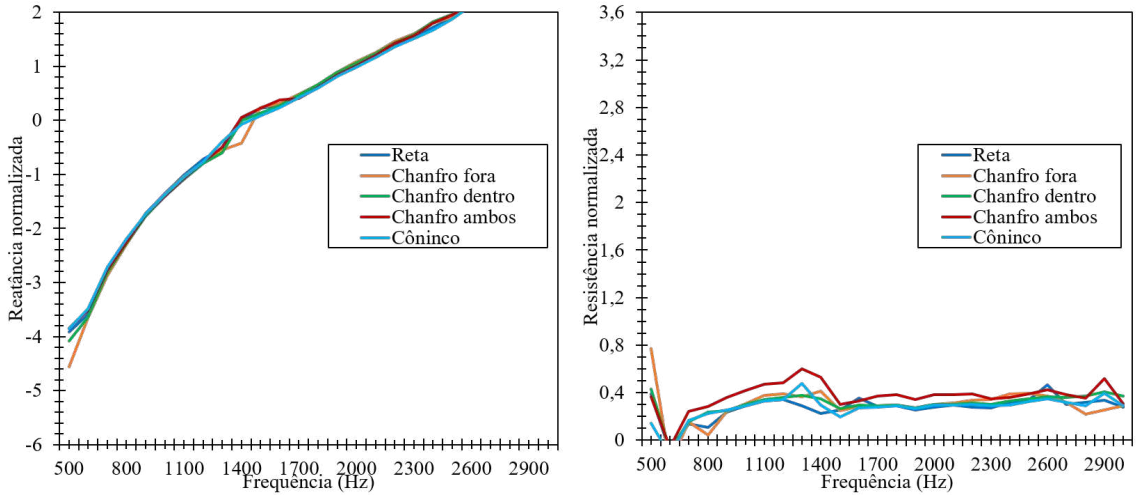


Figura 49 – Resultados das amostras, 130 dB, sem escoamento, configuração *upstream* e KT.

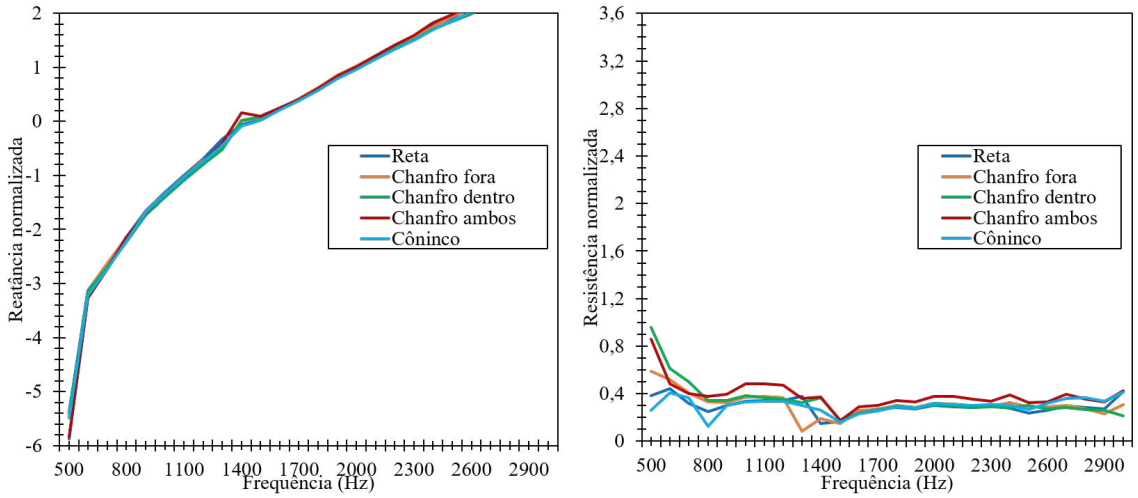


Figura 50 – Resultados das amostras, 130 dB, sem escoamento, configuração *downstream* e KT.

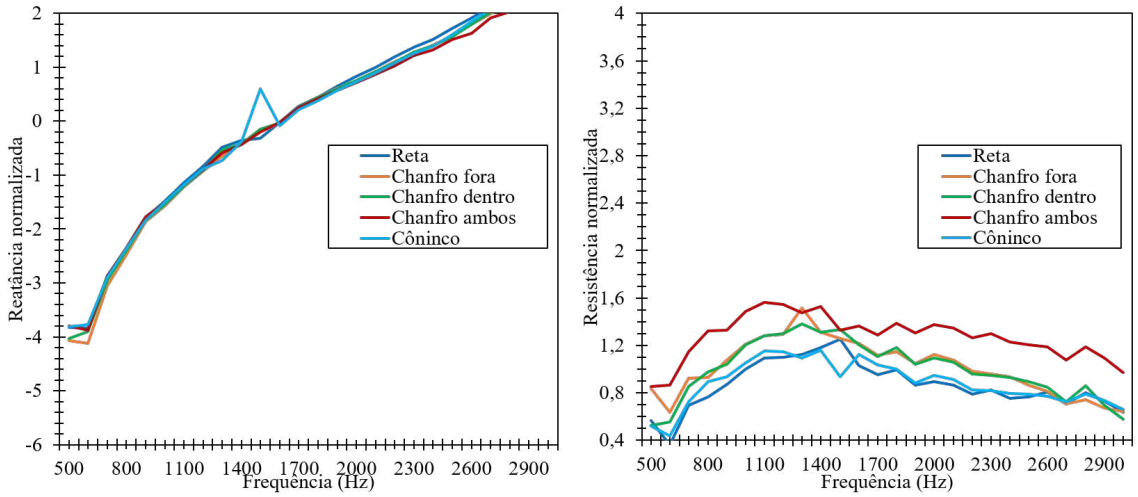


Figura 51 – Resultados das amostras, 145 dB, sem escoamento, configuração *upstream* e KT.

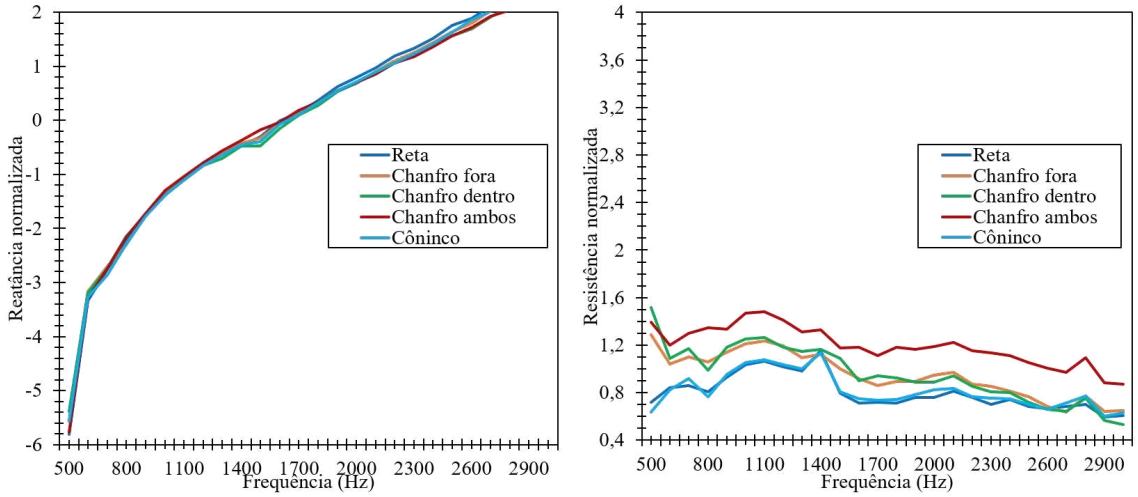


Figura 52 – Resultados das amostras, 145 dB, sem escoamento, configuração *downstream* e KT.

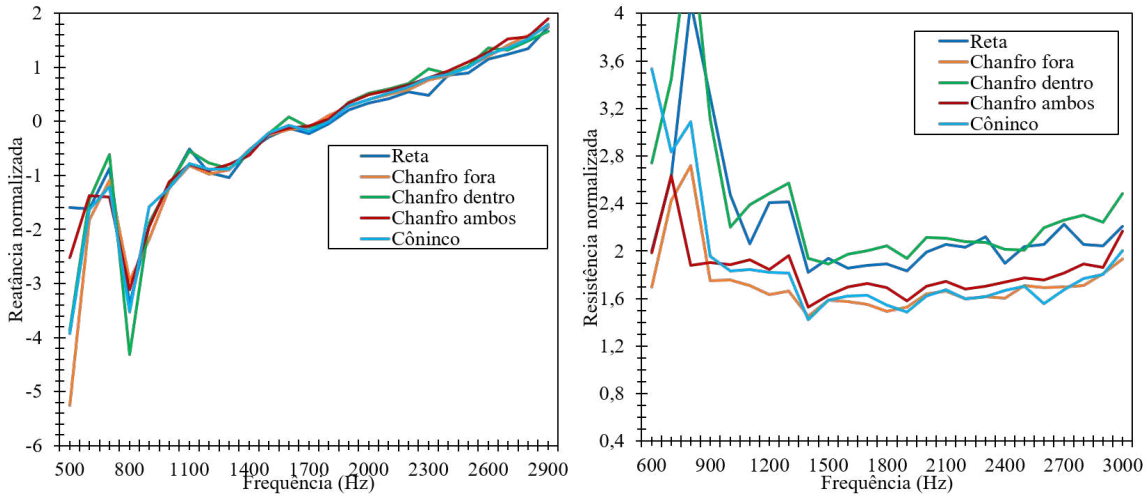


Figura 53 – Resultados das amostras, 130 dB, Mach 0,32, configuração *upstream* e KT.

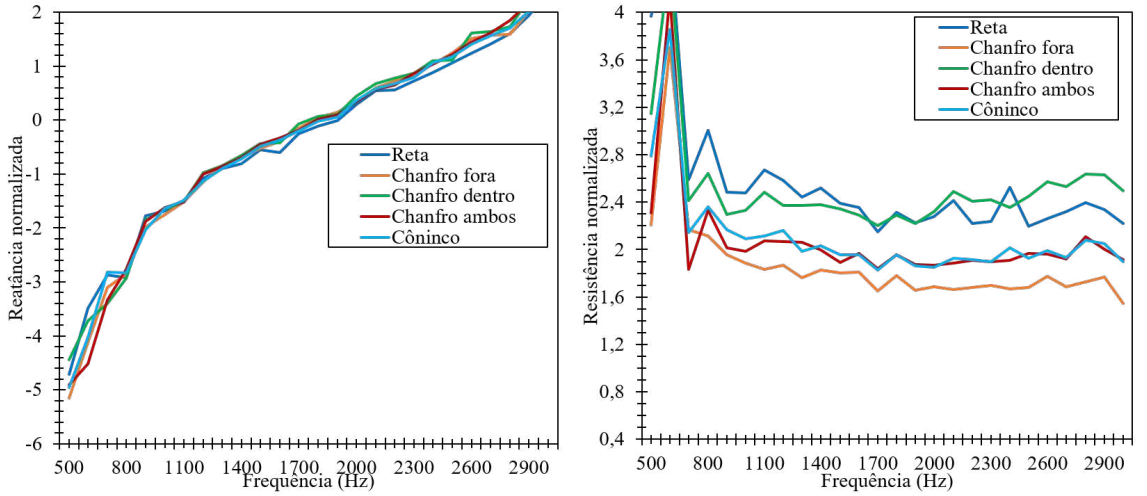


Figura 54 – Resultados das amostras, 130 dB, Mach 0,32, configuração *downstream* e KT.

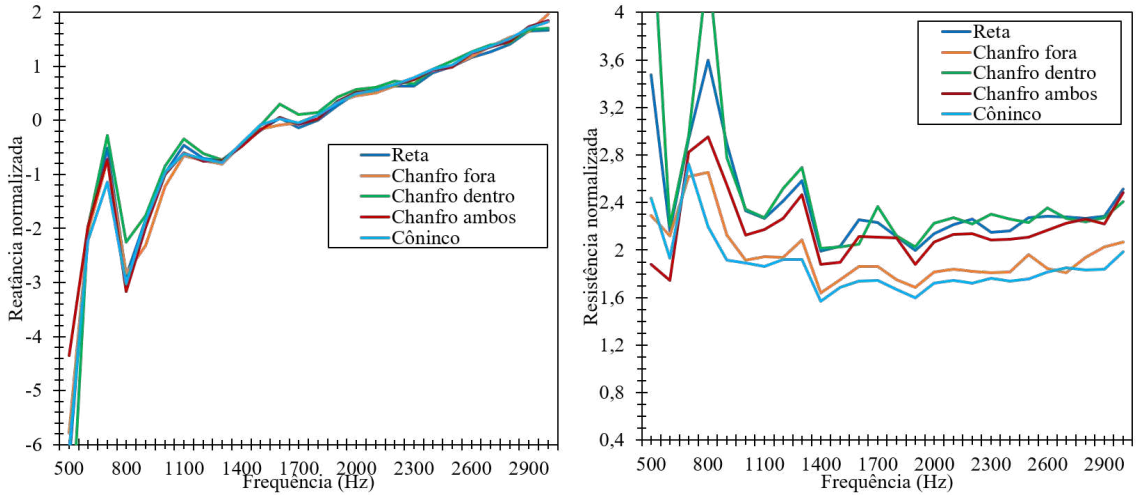


Figura 55 – Resultados das amostras, 145 dB, Mach 0,32, configuração *upstream* e KT.

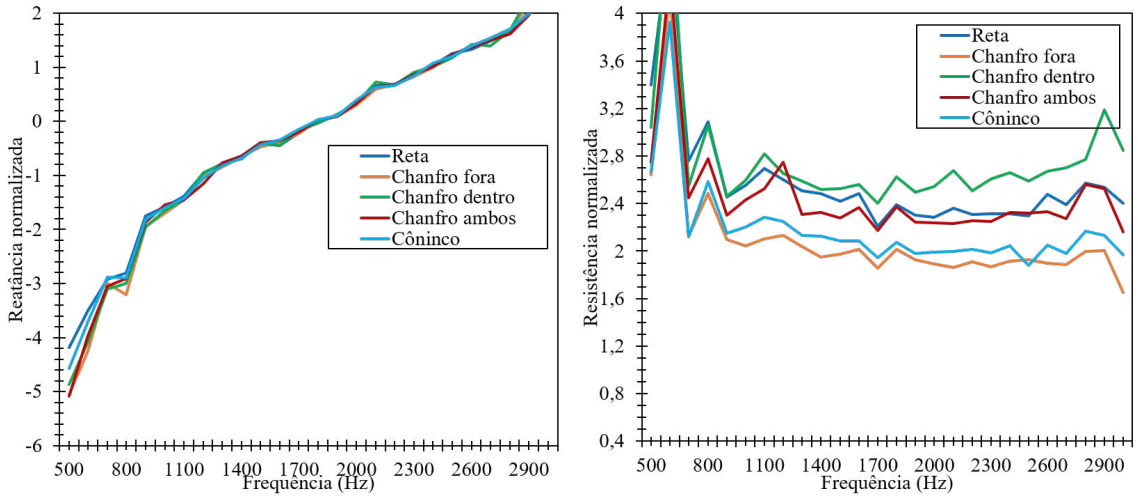


Figura 56 – Resultados das amostras, 145 dB, Mach 0,32, configuração *downstream* e KT.

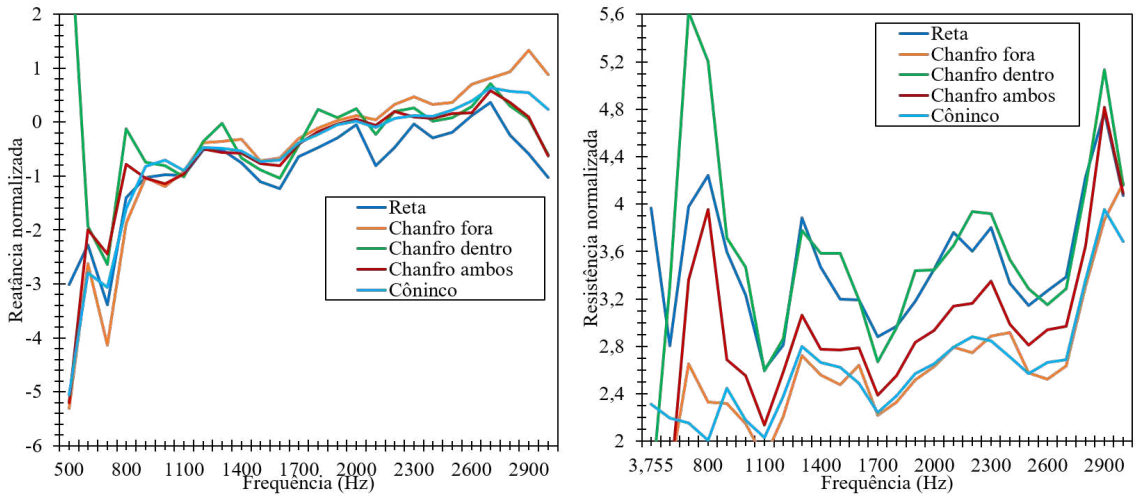


Figura 57 – Resultados das amostras, 145 dB, Mach 0,5, configuração *upstream* e KT.

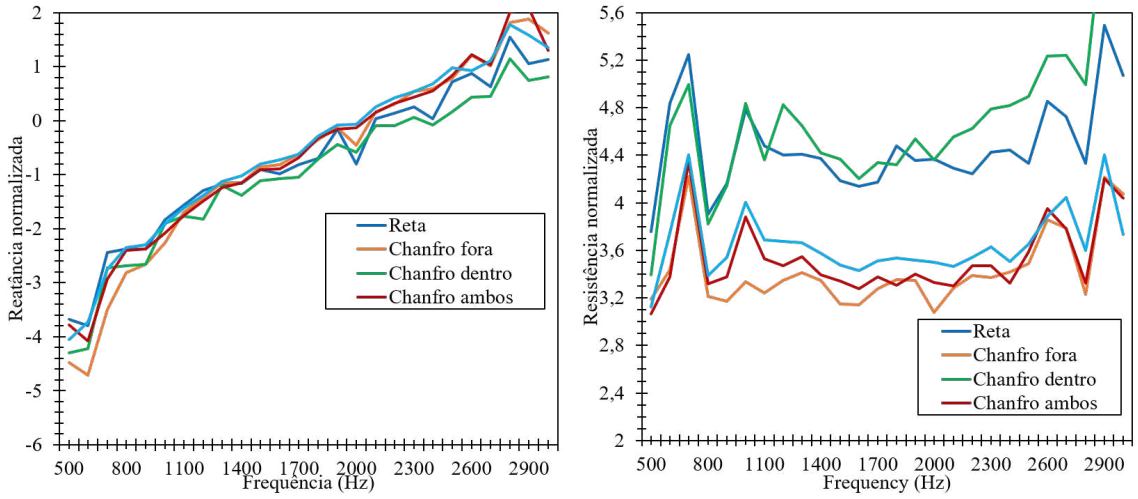


Figura 58 – Resultados das amostras, 145 dB, Mach 0,5, configuração *downstream* e KT.

C.3 RESULTADOS MMM - AMOSTRAS DE DUAS PEÇAS

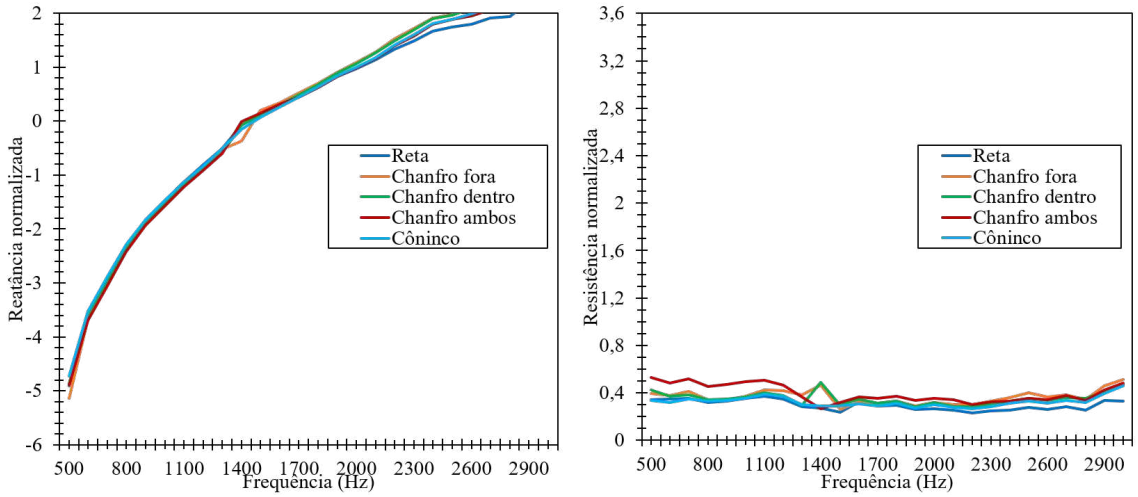


Figura 59 – Resultados das amostras, 130 dB, sem escoamento, configuração *upstream* e MMM.

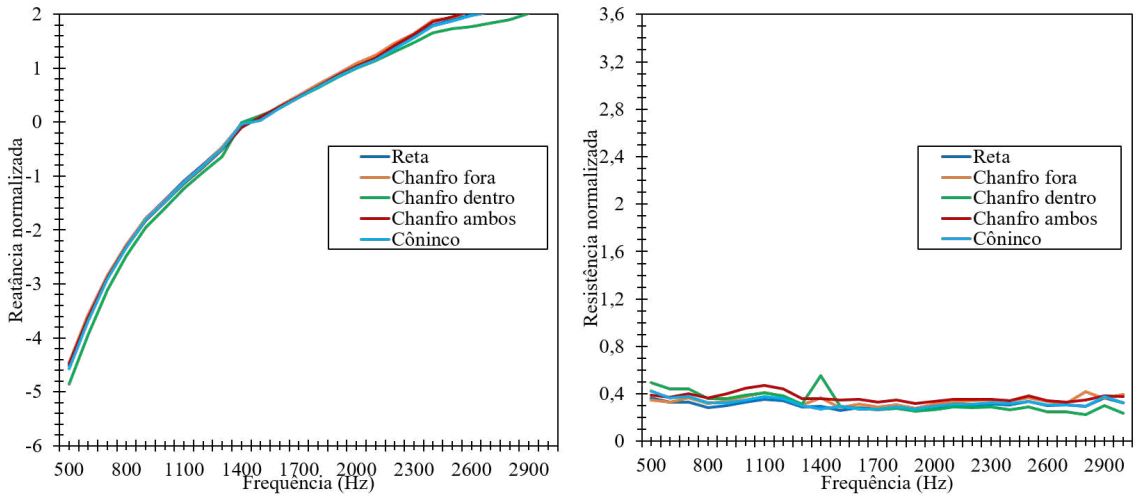


Figura 60 – Resultados das amostras, 130 dB, sem escoamento, configuração *downstream* e MMM.

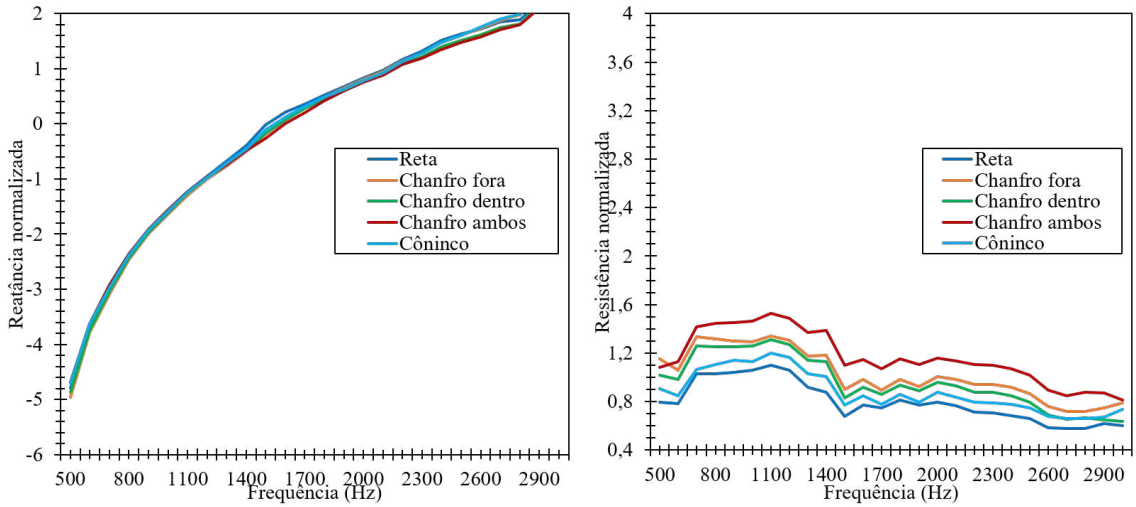


Figura 61 – Resultados das amostras, 145 dB, sem escoamento, configuração *upstream* e MMM.

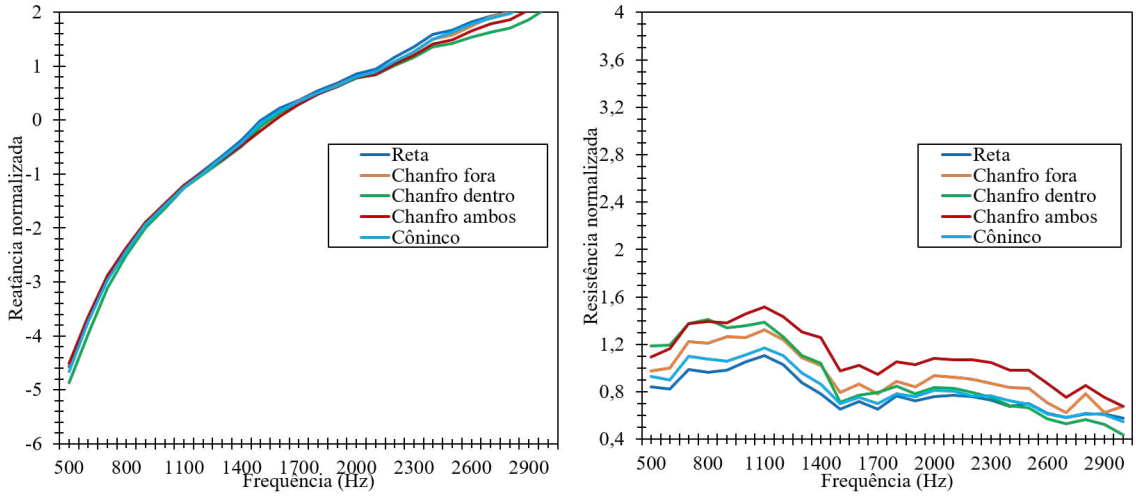


Figura 62 – Resultados das amostras, 145 dB, sem escoamento, configuração *downstream* e MMM.

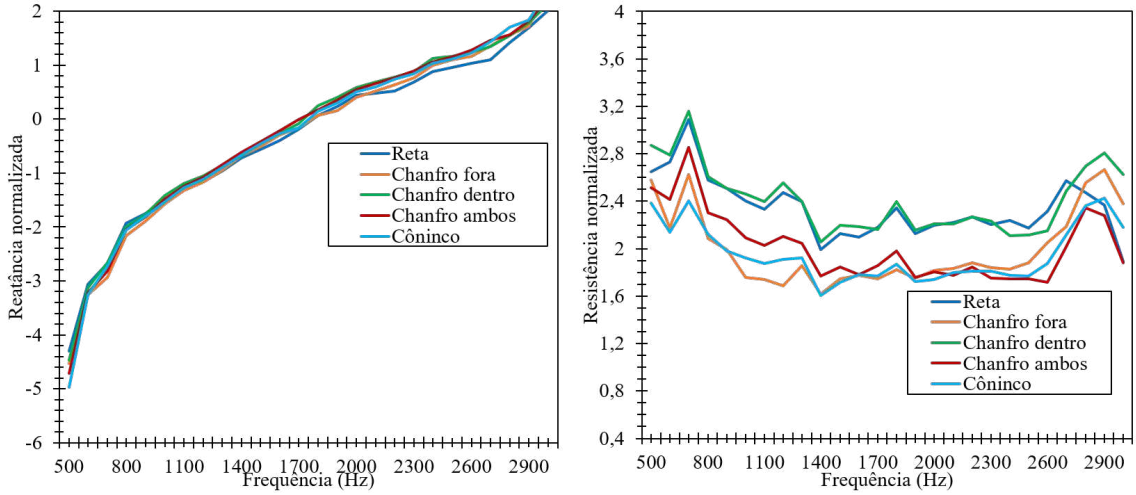


Figura 63 – Resultados das amostras, 130 dB, Mach 0,32, configuração *upstream* e MMM.

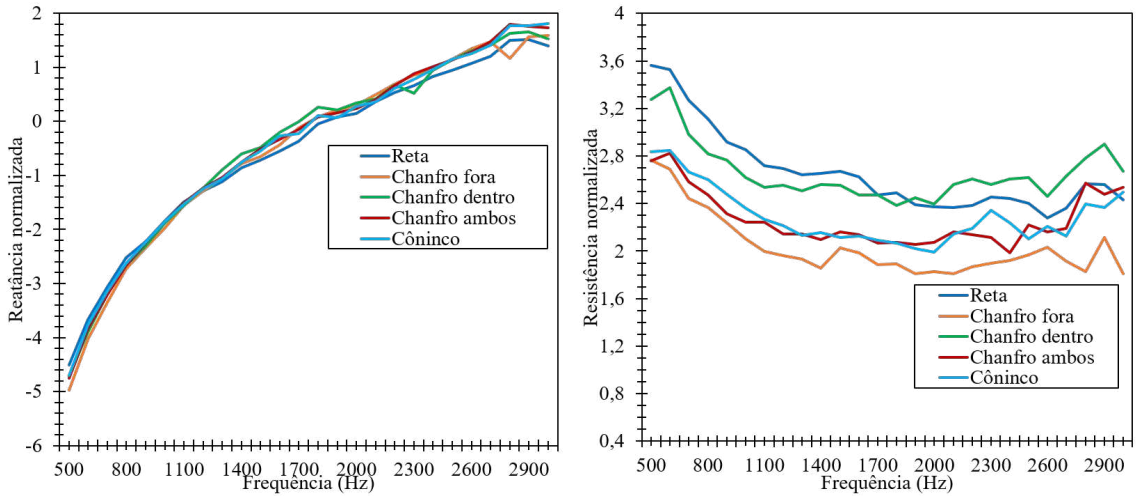


Figura 64 – Resultados das amostras, 130 dB, Mach 0,32, configuração *downstream* e MMM.

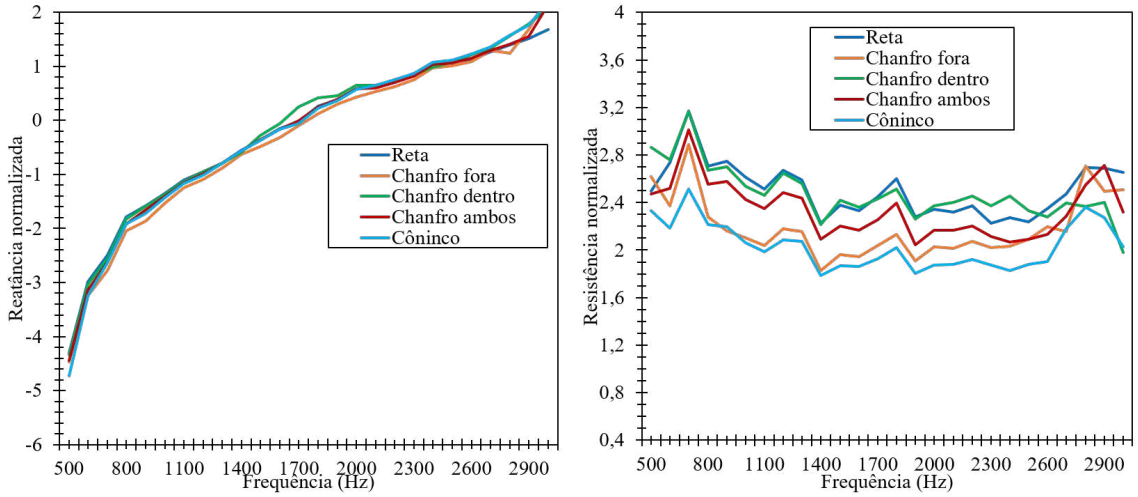


Figura 65 – Resultados das amostras, 145 dB, Mach 0,32, configuração *upstream* e MMM.

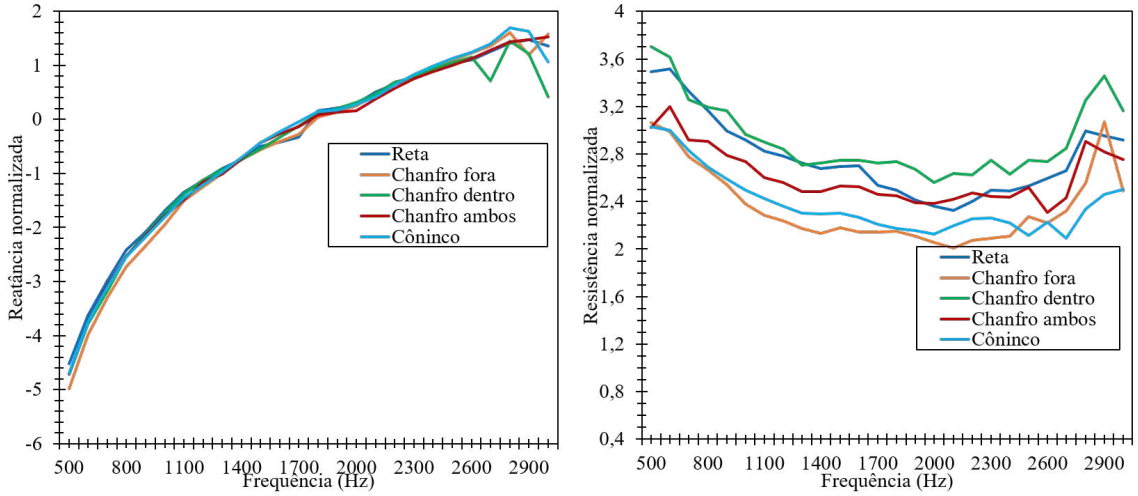


Figura 66 – Resultados das amostras, 145 dB, Mach 0,32, configuração *downstream* e MMM.

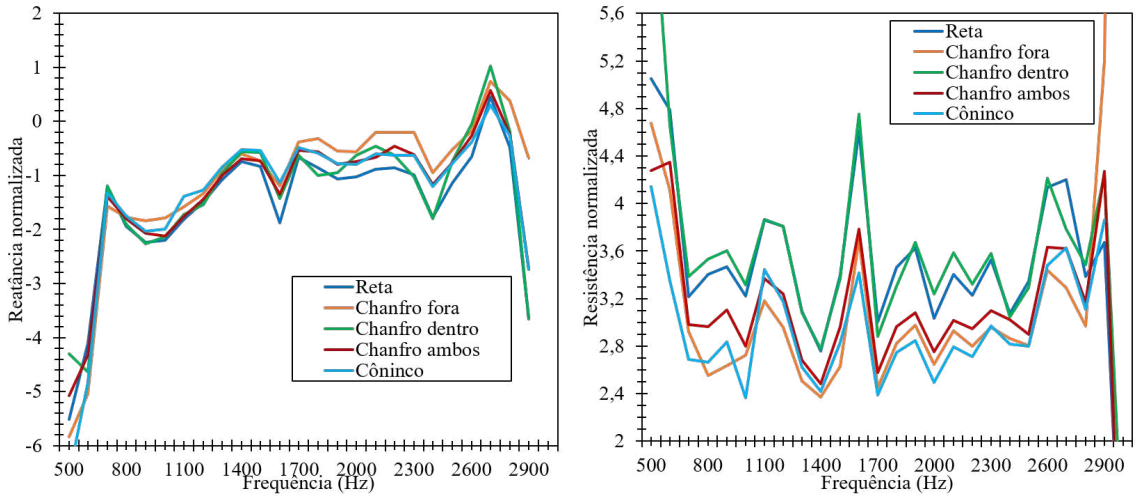


Figura 67 – Resultados das amostras, 145 dB, Mach 0,5, configuração *upstream* e MMM.

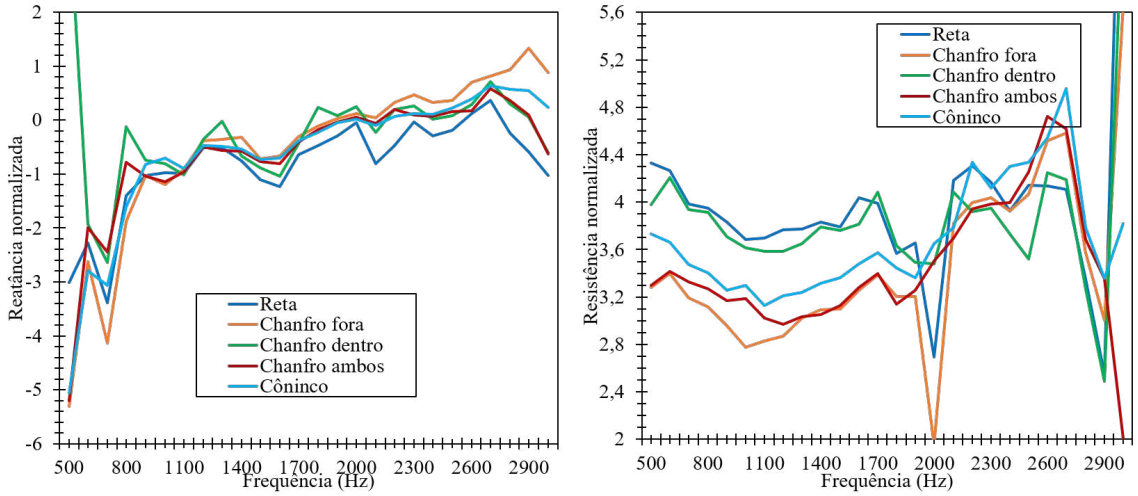


Figura 68 – Resultados das amostras, 145 dB, Mach 0,5, configuração *downstream* e MMM.