

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM  
ENGENHARIA MECÂNICA**

**ESTUDO DA GERAÇÃO DE RUÍDO AERODINÂMICO EM SISTEMAS  
DE DISTRIBUIÇÃO DE AR-CONDICIONADO DE AERONAVES**

**Dissertação submetida à**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**

**Para a obtenção do grau de**

**MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**JULIO HENRIQUE LOSSO HERMES**

**Florianópolis, Março de 2011**

Catálogo na fonte elaborada pela biblioteca da  
Universidade Federal de Santa Catarina

H553e Hermes, Julio Henrique Losso

Estudo da geração de ruído aerodinâmico em sistemas de distribuição de ar condicionado de aeronaves [dissertação] / Julio Henrique Losso Hermes ; orientador, Arcanjo Lenzi. - Florianópolis, SC, 2011.

104 p.: il., grafs., tabs.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia mecânica. 2. Ruído aerodinâmico. 3. Ar condicionado - Ventilação. 4. Ruído - Predição. I. Lenzi, Arcanjo. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU 621

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM  
ENGENHARIA MECÂNICA**

**ESTUDO DA GERAÇÃO DE RUÍDO AERODINÂMICO EM SISTEMAS  
DE DISTRIBUIÇÃO DE AR-CONDICIONADO DE AERONAVES**

**JULIO HENRIQUE LOSSO HERMES**

**Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de**

**MESTRE EM ENGENHARIA**

**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA**

**sendo aprovada em sua forma final.**

---

**Prof. Arcanjo Lenzi, Ph.D. - Orientador**

---

**Prof. Eduardo Alberto Fancello, D.Sc. - Coordenador do Curso**

**BANCA EXAMINADORA**

---

**Prof. Roberto Jordan, Dr. Eng. - Presidente**

---

**Prof. Júlio Apolinário Cordioli, Dr. Eng.**

---

**Prof. César José Deschamps, Ph.D.**



## **AGRADECIMENTOS**

Devo agradecer aos meus pais por muitos motivos, porém a lista seria grande demais e não caberia nesta página. Ressalto, então, o apoio, carinho, amor e a educação que me deram. Agradeço também aos meus irmãos, Ricardo e Christian pelo companheirismo e apoio nos momentos em que precisei. Um agradecimento especial à minha esposa Hanna, por todas as felicidades que sempre me traz.

Agradeço ao Prof. Arcanjo Lenzi, pelos ensinamentos, dedicação e amizade, sempre me incentivando a procurar o melhor caminho.

Aos professores e integrantes do LVA pelos conhecimentos prestados e apoio na realização deste trabalho e em minha formação acadêmica.

Aos colegas de laboratório, pela companhia, amizade e muita paciência. Em especial, os amigos Olavo e Paulo, pelo apoio técnico e Guilherme pelos vários dias de trabalho na bancada experimental.

Aos membros da Banca Examinadora, pela disposição em avaliar este trabalho.

Ao corpo docente e ao próprio Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica pelos imensos conhecimentos técnicos a mim transmitidos e a oportunidade.

Ao CNPq, pelo apoio financeiro.

À Embraer, pelo apoio e troca de conhecimentos.

E a todos aqueles que ajudaram de alguma forma, que sabem a quem me refiro.



Those who restrain their desires, do so because  
theirs is weak enough to be restrained.

(William Blake)



## RESUMO

O conforto em aeronaves vem se tornando cada vez mais crítico na competitiva indústria aeronáutica. O ruído interno é de grande interesse para estas empresas, pois pode causar desconforto aos passageiros, interferência na comunicação e fadiga da tripulação. O controle do conforto interno na cabine de aeronaves requer tratamento especial, pois, geralmente, implica em adição de peso, redução do volume da cabine ou redução de desempenho. Parte do ruído interno é causado pelo sistema de ventilação, no qual duas fontes de ruído podem ser identificadas: componentes ativos (ventiladores) e passivos (válvulas, curvas, etc.). O ruído dos componentes ativos é bem conhecido e pode ser resolvido facilmente. Ao projetar um sistema de distribuição, que consta dos componentes passivos, o projetista se depara com uma grande escassez de dados e ferramentas para a predição do ruído gerado pelo próprio sistema. Por vários anos pesquisadores têm procurado estabelecer correlações entre a perda de carga e o ruído gerado por tais componentes. O modelo semi-empírico para um componente simples proposto por Nelson e Morfey tem sido a base para o desenvolvimento de métodos para a predição de ruído aerodinâmico. Entretanto, o que se encontra na literatura é, na sua maioria, desenvolvido para sistemas de ventilação prediais, os quais possuem características diferentes dos sistemas em aeronaves. O presente trabalho provê o estudo, a validação experimental e a adaptação dos métodos de predição de ruído aerodinâmico em sistemas de distribuição de ar condicionado de aeronaves. Os resultados mostram que os métodos aqui propostos são mais precisos do que os métodos utilizados atualmente na indústria aeronáutica. Uma bancada experimental foi construída com o objetivo de validar tais métodos para diferentes componentes e gerar dados para uma ferramenta que utiliza como entrada apenas parâmetros básicos da engenharia de projeto.

**Palavras-chave:** ruído aerodinâmico, sistemas de ventilação, predição de ruído.



## ABSTRACT

The personal comfort in aircrafts is becoming increasingly critical in the competitive aviation industry. The internal noise has become of great interest to those companies, because it can cause discomfort to passengers, interference with communication and crew fatigue. The control of cabin comfort requires special treatment, for it usually involves adding weight, reducing the cabin's volume or performance degradation. Part of the internal noise is caused by the ventilation system in which two noise sources can be identified: active (ie.: fans) and passive (ie.: valves, bends) components. The noise generated by the active components is well known and can be solved easily. When designing a distribution system, which consists of passive components, the designer is faced with a paucity of data and tools to predict the noise generated by the system itself. For several years researchers have sought to correlate the pressure drop in these components and the noise generated by them. The semi-empirical model for a simple component proposed by Nelson and Morfey has been the basis for the development of methods for predicting aerodynamic noise. However, the methods found in literature are mostly developed for ventilation systems in buildings, which have different characteristics compared to aircraft systems. The present work provides the study, experimental validation and adaptation of methods for predicting aerodynamic noise in an aircraft air-conditioning distribution system. The results show that the methods proposed here are more accurate than the ones currently in use. An experimental rig was built in order to validate such methods for different components and generate data for a tool that takes as input only the basic parameters of design engineering.

**Keywords:** aerodynamic noise, ventilation systems, noise prediction.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. 1: Distribuição do ar na cabine de aeronaves. ....	4
Figura 1. 2: Interdependência dos Fatores. ....	5
Figura 2. 1: Fontes aeroacústicas e suas propriedades dimensionais. ....	8
Figura 2. 2: Fontes tipo monopolo, dipolo e quadrupolo sendo geradas.....	8
Figura 2. 3: Ilustração esquemática de fontes sonoras em escoamento interno.....	10
Figura 2. 4: (a) Ilustração das condições de fluxo estimadas; (b) Variação da pressão estática próximo ao spoiler. ....	19
Figura 2. 5: Exemplos da abordagem de Waddington e Oldham para <i>spoiler</i> tipo tira.....	21
Figura 2. 6: Padrão de fluxo para uma curva mitrada.....	23
Figura 2. 7: Simulação em CFD para as linhas de fluxo em uma junção 90°. ..	24
Figura 2. 8: Esquema do duto imaginário. ....	24
Figura 2. 9: Padrão do fluxo na região de uma variação de área de um duto demonstrando uma constrição do fluxo. ....	26
Figura 3. 1: Ruído de fundo na câmara reverberante. ....	32
Figura 3. 2: Esquema da bancada de ruído aerodinâmico.....	33
Figura 3. 3: Silenciador do tipo câmara de expansão.....	34
Figura 3. 4: Curva de atenuação do Muffler 1. ....	35
Figura 3. 5: Segundo e quarto silenciador (tipo in-line). ....	35
Figura 3. 6: Terceiro silenciador (tipo cotovelo 90°). ....	36
Figura 3. 7: Curvas de atenuação dos Muffler 2,3 e 4. ....	36
Figura 3. 8: Quinto silenciador. ....	36
Figura 3. 9: Curvas características de ventiladores e sistemas de distribuição. ....	37
Figura 3. 10: Curva de pressão vs. vazão dos ventiladores IBRAM-VTI. ....	39
Figura 3. 11: Terminaçã tipo bocal dentado.....	40
Figura 3. 12: Homogeneizador de fluxo tipo Etoile.....	42
Figura 3. 13: Esquema de instalação do medidor e do homogeneizador. ....	42
Figura 3. 14: Calibração da velocidade.....	43
Figura 3. 15: Esquema do circuito de controle da vazão. ....	44
Figura 3. 16: Esquema para medição do diferencial de pressão.....	45
Figura 3. 17: Conexões utilizadas na tomada de pressão. ....	45
Figura 3. 18: Equipamento de teste para o método dos dois microfones. ....	48
Figura 3. 19: Comparação entre coeficiente de reflexão experimental vs. modelo aproximado de Davies <i>et al</i> (1980). ....	50
Figura 3. 20: Comparação entre ruído de fundo e do sistema. ....	51
Figura 4. 1: <i>SWLD</i> para válvulas borboleta - $D = 3"$ , $\alpha = 20^\circ$ .....	54
Figura 4. 2: <i>SWLD</i> para válvulas borboleta - $D = 3"$ , $\alpha = 25^\circ$ .....	55
Figura 4. 3: <i>SWLD</i> para válvulas borboleta - $D = 6"$ , $\alpha = 15^\circ$ .....	55
Figura 4. 4: <i>SWLD</i> para válvulas borboleta - $D = 6"$ , $\alpha = 25^\circ$ .....	55
Figura 4. 5: Picos de ressonância para a válvula de 3 polegadas. ....	56

Figura 4. 6: Medição em frequências discretizadas com picos em detalhes, para a válvula de 6 polegadas. ....	57
Figura 4. 7: Picos de ressonância estrutural da válvula de 6".....	57
Figura 4. 8: Curva normalizada em bandas de 1/3 de oitava para válvulas borboleta.....	58
Figura 4. 9: Comparação com as curvas obtidas por Nelson e Morfeý (1981).....	58
Figura 4. 10: Comparação entre predição (linha) e medição (*) para a válvula borboleta de 6" com 25°.....	59
Figura 4. 11: Comparação entre predição (linha) x medição (*) com dados experimentais utilizando função <i>smooth</i> .....	60
Figura 4. 12: <i>SWLD</i> para placa de orifício - $D1 = 72$ e $D2 = 45$ .....	61
Figura 4. 13: <i>SWLD</i> para placa de orifício - $D1 = 72$ e $D2 = 38$ .....	62
Figura 4. 14: <i>SWLD</i> para placa de orifício - $D1 = 145$ e $D2 = 65$ .....	62
Figura 4. 15: <i>SWLD</i> para placa de orifício - $D1 = 145$ e $D2 = 45$ .....	62
Figura 4. 16: Comparação com as curvas obtidas para placas de orifício.....	63
Figura 4. 17: Comparação com as curvas obtidas para placas de orifício e válvulas borboleta.....	64
Figura 4. 18: Comparação Predição (linha) x Experimental (*). ....	64
Figura 4. 19: <i>SWLD</i> para joelho - $D = 6"$ , $\alpha = 90^\circ$ e $R/D = 0,5$ .....	66
Figura 4. 20: <i>SWLD</i> para joelho - $D = 3"$ , $\alpha = 90^\circ$ e $R/D = 0,5$ .....	66
Figura 4. 21: <i>SWLD</i> para joelho - $D = 6"$ , $\alpha = 45^\circ$ e $R/D = 0,5$ .....	66
Figura 4. 22: <i>SWLD</i> para joelho - $D = 3"$ , $\alpha = 45^\circ$ e $R/D = 0,5$ .....	67
Figura 4. 23: <i>SWLD</i> para joelho - $D = 4"$ , $\alpha = 90^\circ$ e $R/D = 0,85$ .....	67
Figura 4. 24: <i>SWLD</i> para joelho - $D = 3"$ , $\alpha = 90^\circ$ e $R/D = 0,85$ .....	67
Figura 4. 25: Curva normalizada em bandas de 1/3 de oitava para joelhos de $90^\circ$ com razão $R/D=0,5$ .....	68
Figura 4. 26: Curva normalizada em bandas de 1/3 de oitava para joelhos de $45^\circ$ com razão $R/D=0,5$ .....	69
Figura 4. 27: Curva normalizada em bandas de 1/3 de oitava para curvas de $90^\circ$ com razão $R/D=0,85$ .....	69
Figura 4. 28: Comparação entre joelho $45^\circ$ e joelho $90^\circ$ , ambos com razão $R/D=0,5$ .....	70
Figura 4. 29: Comparação entre joelho $90^\circ$ ( $R/D=0,5$ ) e curva $90^\circ$ ( $R/D=0,85$ ).....	70
Figura 4. 30: Comparação entre joelho $45^\circ$ ( $R/D=0,5$ ) e curva $90^\circ$ ( $R/D=0,85$ ).....	70
Figura 4. 31: Comparação entre os valores obtidos para a curva $90^\circ$ ( $R/D=0,85$ ) e os valores publicados por Waddington e Oldham (2000).....	71
Figura 4. 32: Comparação Predição (linha) x Experimental (*). ....	72
Figura 4. 33: Níveis de SWL para ramificação tipo T $90^\circ$ $6'' \times 6''$ .....	73
Figura 4. 34: Níveis de SWL para ramificação tipo T $90^\circ$ $6'' \times 4''$ .....	74
Figura 4. 35: Níveis de SWL para ramificação tipo Y $45^\circ$ $6'' \times 6''$ .....	74
Figura 4. 36: Níveis de SWL para ramificação tipo Y $45^\circ$ $6'' \times 4''$ .....	74
Figura 4. 37: Níveis de SWL para ramificação tipo T $90^\circ$ $3'' \times 3''$ .....	75

Figura 4. 38: Níveis de SWL para ramificação tipo Y 45° 3" x 3".....	75
Figura 4. 39: Níveis de SWL para ramificação tipo T 90° 3" x 2".....	75
Figura 4. 40: Níveis de SWL para ramificação tipo Y 45°3" x 2".....	76
Figura 4. 41: Curva normalizada em bandas de 1/3 de oitava para T 90°.....	77
Figura 4. 42: Curva normalizada em bandas de 1/3 de oitava para Y 45°.....	77
Figura 4. 43: Curva normalizada em bandas de 1/3 de oitava para ramificações.....	77
Figura 4. 44: Comparação com dados publicados anteriormente (WADDINGTON; OLDHAM, 2008). .....	78
Figura 4. 45: Comparação Predição (linha) x Experimental (*). .....	79
Figura 4. 46: Níveis de SWL para transição cônica 6" – 4".....	80
Figura 4. 47: Níveis de SWL para transição cônica 6" – 3".....	80
Figura 4. 48: Níveis de SWL para transição cônica 6" – 2".....	80
Figura 4. 49: Níveis de SWL para transição cônica 4" – 2".....	81
Figura 4. 50: Curva normalizada em bandas de 1/3 de oitava para transições cônicas.....	81
Figura 4. 51: Comparação Predição (linha) x Experimental (*). .....	82
Figura 4. 52: ESDU 81043 (linha) x medição (*) para válvulas borboleta.....	83
Figura 4. 53: ESDU 81043 (linha) x medição (*) para curva. ....	83
Figura 4. 54: ESDU 81043 (linha) x medição (*) para ramificações.....	84



## LISTA DE TABELAS

Tabela 3. 1: Incerteza de calibração da fonte sonora. ....	48
Tabela 4. 1: Configuração de válvulas utilizadas.....	54
Tabela 4. 2: Configuração de placas de orifício utilizados. ....	61
Tabela 4. 3: Configurações de curvas/joelhos medidos. ....	65
Tabela 4. 4: Configurações de curvas/joelhos medidos. ....	72
Tabela 4. 5: Configurações de transições convergentes.....	79
Tabela II. 1: Valores de atenuação por reflexão. ....	101
Tabela II. 2: Valores do fator $K_{SWL}$ obtidos experimentalmente.....	101
Tabela III. 1: Impacto causado por erros na medição de velocidade e perda de carga.....	103
Tabela III. 2: Fontes de incertezas das medições.....	104



## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AMCA	<i>Air Movement and Control Association</i>
ANSI	<i>American National Standards Institute</i>
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>
BNL	<i>Brookhaven National Laboratory</i>
CFD	<i>Dinâmica dos Fluidos Computacional (Computational Fluid Dynamics)</i>
CIBSE	<i>Chartered Institution of Building Services Engineering</i>
ECS	<i>Sistema de Controle Ambiental (Environmental Control System)</i>
ESDU	<i>Engineering Science Data Unit</i>
ISO	<i>International Organization of Standardization</i>
MKS	<i>Metre-kilogram-second</i>
NASA	<i>National Aeronautics and Space Administration</i>
PID	Proporcional Integral Derivativo
PVC	Cloreto de Polivinila
SPL	Nível de Pressão Sonora
SWL	Nível de Potência Sonora
TBL	<i>Camada Limite Turbulenta (Turbulent Boundary Layer)</i>
USB	<i>Universal Serial Bus</i>



## LISTA DE SÍMBOLOS

### Alfabeto Latino

$a$	raio do tubo
$A$	área da seção circular do duto
$A_c$	área de contração
$A_e$	área efetiva
$A_i$	área do duto imaginário
$A_s$	área da superfície do <i>spoiler</i>
$B$	pressão barométrica
$c_0$	velocidade do som no ar
$C_D$	coeficiente de arrasto
$C_L$	coeficiente de perda de carga
$C_{m,d,q}$	constante de proporcionalidade relativa às fontes monopolo, dipolo e quadrupolo
$d$	dimensão característica do componente
$f_0$	frequência de corte do duto
$f_c$	frequência central
$f_i$	força por unidade de massa
$F_i$	força total
$h, b$	dimensões do duto retangular
$\tilde{H}_{12}$	função transferência entre microfones 1 e 2
$h_s$	altura do <i>spoiler</i>
$K$	constante da câmara reverberante
$k$	número de onda
$K(St)$	constante dependente do número de Strouhal;
$l$	correção de saída
$l_c$	escala de comprimento do escoamento
$M$	número de Mach
$p_{ij}$	tensor de tensões compressão
$P_j$	pressão estática (j=1,2,3)
$PT_R$	Perda de transmissão causada pela reflexão
$Q$	vazão de escoamento
$Q_{mn}$	integral de volume da fonte modal
$R$	módulo amplitude coeficient de reflexão
$\hat{R}_t$	coeficiente de reflexão
$s$	distância entre microfones
$S$	superfície que engloba a fonte
$S_c$	área total de absorção sonora
$S_F$	densidade espectral da força total flutuante
$S_{mn}$	densidade espectral da integral volumétrica da fonte

$SPL_r$	nível de pressão sonora da fonte referência
$SPL_m$	nível de pressão sonora medida
$St$	número de Strouhal
$SWL_d$	nível potência sonora no duto
$SWL_r$	nível de potência sonora da fonte referência
$SWL_m$	nível de potência sonora medido
$t$	tempo
$T_{ij}$	tensor de tensões de turbulência de Lighthill
$T_r$	tempo de reverberação da câmara reverberante
$U$	velocidade média do escoamento
$U_c$	máxima velocidade efetiva do fluxo
$u_i$	componente da velocidade de partícula na direção xi (i=1,2,3)
$u_j$	componente da velocidade de partícula na direção xj
$V$	volume que contém a região da fonte
$V_c$	volume da câmara reverberante
$w$	largura do spoiler
$W_{m,q,d}$	potência sonora irradiada por uma fonte mono,di, quadrupolo
$x_j$	vetor normal direcionado ao interior

## Alfabeto Grego

$\delta_{ij}$	delta de Kronecker
$\Delta P$	diferencial de pressão entre dois pontos
$\Delta f$	banda de frequência
$\theta$	fase
$\lambda$	comprimento de onda
$\mu$	coeficiente de viscosidade
$\rho$	flutuação da densidade
$\rho_0$	densidade do ar
$\sigma$	razão de área aberta
$\psi_{mn}$	função característica modal
$\omega$	frequência angular
$\omega_c$	frequência angular central
$\omega_{mn}$	frequência angular modal

# SUMÁRIO

<b>RESUMO</b>	<b>i</b>
<b>ABSTRACT</b>	<b>iii</b>
<b>LISTA DE FIGURAS</b>	<b>v</b>
<b>LISTA DE TABELAS</b>	<b>ix</b>
<b>LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS</b>	<b>xi</b>
<b>LISTA DE SÍMBOLOS</b>	<b>xiii</b>
<b>1. INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
1.1 CONTEXTO	1
1.2 RUÍDO INTERNO DE AERONAVES	1
1.2.1 Sistema de Controle Ambiental de Aeronaves	3
1.3 MOTIVAÇÃO	5
1.4 OBJETIVOS	6
1.5 ESTRUTURA DO TRABALHO	6
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>7</b>
2.1 PRINCÍPIOS DA GERAÇÃO DE RUÍDO AERODINÂMICO	7
2.1.1 Fontes de Ruído Aerodinâmico	7
2.1.2 Geração de Ruído Aerodinâmico e a Analogia Acústica	11
2.1.3 O Efeito de Contornos Sólidos	13
2.2 GERAÇÃO DE RUÍDO AERODINÂMICO EM DUTOS	15
2.2.1 Predição de Ruído Gerado por <i>Spoiler</i>	15
2.2.1.1 Determinação da Razão de Área Aberta ( $\sigma$ )	19
2.2.1.2 Determinação da Dimensão Característica ( $d$ )	21
2.2.3 Predição de Ruído Gerado por Curvas	22
2.2.4 Predição de Ruído Gerado por Ramificações	23
2.3 PROPAGAÇÃO DE RUÍDO EM DUTOS DE VENTILAÇÃO	28
2.3.1 Radiação e Reflexão na Extremidade Aberta de Tubos	28
2.4 SÍNTESE DO CAPÍTULO	30
<b>3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL</b>	<b>31</b>
3.1 DESCRIÇÃO DA BANCADA	31
3.1.1 Limites de Operação	31
3.1.2 Dimensionamento e Especificação de Componentes	32
3.1.2.1 Silenciadores ( <i>muffler</i> )	33
3.1.2.2 Especificação do Ventilador	37

3.1.2.3	Terminação	40
3.1.3	Medição da Velocidade Média	40
3.1.3.1	Controle da Vazão	43
3.1.4	Medição da Pressão Diferencial	44
3.1.5	Medição do Nível de Potência Sonora	45
3.1.6	Medição do Coeficiente de Reflexão	48
3.2	TESTES INICIAIS	51
3.4	SÍNTESE DO CAPÍTULO	52
<b>4.</b>	<b>RESULTADOS</b>	<b>53</b>
4.1	VÁLVULAS BORBOLETA	53
4.1.1	Obtenção das Curvas Normalizadas	57
4.1.2	Predição do Ruído Aerodinâmico	59
4.2	PLACAS DE ORIFÍCIO	60
4.2.1	Obtenção das Curvas Normalizadas	63
4.2.2	Predição do Ruído Aerodinâmico	64
4.3	JOELHOS E CURVAS	65
4.3.1	Obtenção das Curvas Normalizadas	68
4.3.2	Predição do Ruído Aerodinâmico	71
4.4	RAMIFICAÇÕES	72
4.4.1	Obtenção das Curvas Normalizadas	76
4.4.2	Predição do Ruído Aerodinâmico	78
4.5	TRANSIÇÕES	79
4.5.1	Obtenção das Curvas Normalizadas	81
4.5.2	Predição do Ruído Aerodinâmico	82
4.6	AVALIAÇÃO DO MÉTODO UTILIZADO ATUALMENTE	82
<b>5.</b>	<b>CONCLUSÕES</b>	<b>85</b>
	<b>REFERÊNCIAS</b>	<b>87</b>
	<b>APÊNDICE I: Desenvolvimento do modelo de Nelson e Morfey</b>	<b>93</b>
	<b>APÊNDICE II: Tabelas para cálculo de SWL</b>	<b>101</b>
	<b>APÊNDICE III: Avaliação das Incertezas</b>	<b>103</b>

# CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 CONTEXTO

O sistema de transporte aéreo é vital para o crescimento da economia mundial e para a integração dos países, sendo que a indústria de manufatura aeronáutica possui participação significativa nas principais economias do planeta.

A competitividade entre as empresas aeronáuticas gera objetivos comuns como a redução de custos, redução de tempo de execução de projetos, redução de manutenção, aumento do número de passageiros, redução da duração das viagens, melhora em serviços de cabine e melhora do conforto.

Quanto ao conforto interno dos passageiros e tripulantes, o ruído tem se tornado de grande interesse das empresas aeronáuticas, pois este pode ser de tal intensidade que chega a causar desconforto aos passageiros, interferência na comunicação e fadiga da tripulação. O controle do conforto interno na cabine de aeronaves requer tratamento especial, pois, geralmente, implica em adição de peso, redução do volume da cabine ou redução de desempenho.

Inicialmente os níveis de ruído em cabines de aeronaves eram causados, principalmente, pelos motores e camada limite turbulenta. O desenvolvimento de motores mais silenciosos e a otimização do tratamento acústico resultaram na melhoria significativa do conforto acústico interno. Porém, à medida em que as fontes externas são reduzidas, a atenção volta-se ao sistema de controle ambiental (ECS - *Environmental Control System*), o qual pode se tornar um forte contribuinte para o ruído total na cabine.

## 1.2 RUÍDO INTERNO DE AERONAVES

As principais fontes de ruído e vibração em aeronaves, em condições de cruzeiro, podem ser resumidas conforme a relação abaixo:

### 1. Fontes Primárias

- a) Ruído e vibração dos motores;
- b) Camada limite turbulenta (TBL – *Turbulent Boundary Layer*).

## 2. Fontes Secundárias

- a) Equipamentos auxiliares: hidráulicos, elétricos;
- b) Sistema de condicionamento de ar.

A primeira das fontes primárias é a parcela de ruído proveniente dos motores. A preocupação com tal fonte tornou-se ainda maior com o advento dos motores a jato, uma vez que a interação do fluido no bocal de saída do motor produz altos níveis de pressão sonora. No entanto, os motores de propulsão a jato sofreram inúmeras modificações que possibilitaram torná-los mais eficientes, tanto em desempenho quanto na minimização do ruído gerado. Os motores tipo *turbofan*, por serem estruturas extremamente complexas, apresentam inúmeros componentes e fenômenos capazes de produzir ruído. No entanto, identificam-se a hélice e o jato expelido no bocal de combustão como as principais fontes geradoras de ruído.

Observa-se na vibração dos motores de aviões de propulsão tipo *turbofan* a presença de componentes tonais associados à frequência de rotação dos motores. Estes componentes geralmente localizam-se em baixas frequências e estão diretamente relacionados ao desbalanceamento dos elementos rotativos dos motores. Por tratarem-se de componentes tonais, a percepção subjetiva é mais pronunciada que outras fontes de banda larga. A transmissão estrutural da vibração é uma característica das propriedades geométricas e estruturais da aeronave, sendo ainda mais preocupante no caso de motores instalados na parte traseira da fuselagem, uma vez que a atenuação proporcionada pela estrutura da asa não está presente (WILBY, 1996).

A camada limite turbulenta (TBL – *Turbulent Boundary Layer*), induz vibrações no painel de fuselagem, o qual irradia ruído para o interior da cabine. O ruído é produzido diretamente por fontes aerodinâmicas geradas pelo fluxo e indiretamente pela difração de modos estruturais em descontinuidades nas paredes excitadas pela camada limite turbulenta (VÉR; BERANEK, 2006). Em condições de cruzeiro, torna-se uma das principais fontes de ruído e tem sido o foco de um grande número de trabalhos na área aeroespacial. Para aviação comercial, Wilby (1996) demonstrou que o ruído gerado por camadas

limite turbulentas é um grande contribuinte para ruídos de médias e altas frequências em cabines de aeronaves.

As fontes secundárias são caracterizadas pelo nível de ruído gerado relativamente baixo em comparação às fontes primárias, entretanto, no interior das cabines, podem se tornar de grande desconforto se não forem tratadas.

O condicionamento e distribuição de ar faz parte do sistema de controle ambiental, o qual é responsável pelo conforto da cabine (temperatura, pressão e umidade). Tal sistema possui como característica fluxos de baixa velocidade ( $M < 0,1$ ). Componentes como ventiladores e compressores geram altos níveis de ruído que, se não forem devidamente atenuados, propagam-se através do sistema de distribuição até a cabine. Estes componentes são geralmente os primeiros a serem controlados. Componentes como válvulas, bocais convergentes, cotovelos e difusores geram níveis de ruído menores que os componentes ativos, porém, por não serem atenuados, tornam-se inconvenientes. Praticamente não existem trabalhos na literatura sobre ruído gerado por componentes do sistema de distribuição do ar condicionado em aeronaves.

### **1.2.1 Sistema de Controle Ambiental de Aeronaves**

O sistema de controle ambiental providencia não só condições de sobrevivência dos passageiros e tripulantes, mas também conforto. Devido ao ambiente físico em que as atuais aeronaves a jato operam, estas condições requerem o controle de vários fatores interdependentes. O ambiente interno de cabines de aeronaves são únicos quando comparados a outros ambientes fechados devido à combinação de altitude, baixa umidade, alta densidade de passageiros, tempo prolongado em posições desconfortáveis dos passageiros e o voo em zonas de fuso horário (DECHOW; NURCOMBE, 2005).

Tal sistema engloba os pacotes de ar condicionado, consistentes de trocadores de calor, compressores, extratores de água e turbina, o sistema de distribuição de ar, recirculação e sistemas de pressurização, incluindo ventiladores, válvulas e tubulações.

O sistema de ar condicionado provê a pressurização, o controle de temperatura, a ventilação e o controle de umidade da cabine. Tal sistema é dividido em partes de alta e baixa pressão. A parte de alta pressão trabalha com altas temperaturas e velocidades, enquanto a parte de baixa

pressão, da qual consiste o sistema de distribuição, trabalha com baixas temperaturas e velocidades.

O sistema de sangria entrega ar quente proveniente dos motores, unidades de potência auxiliares ou fontes externas para o ECS, enquanto um sistema de separação drena parte deste ar quente antes de passar através do pacote de ar condicionado a ser adicionado ao ar recirculante nas tubulações de distribuição para o controle de temperatura.

O ar, então condicionado, adentra a cabine pelos dutos de distribuição situados sob o piso, entre a fuselagem e paredes laterais, através de grelhas superiores e saídas sob os bancos, e sai por grelhas e dutos de captação, conforme demonstrado na Figura 1.1. Parte deste ar é descarregado para fora da aeronave através de uma válvula de escape, e parte é tomada por ventiladores através de filtros e recirculado.

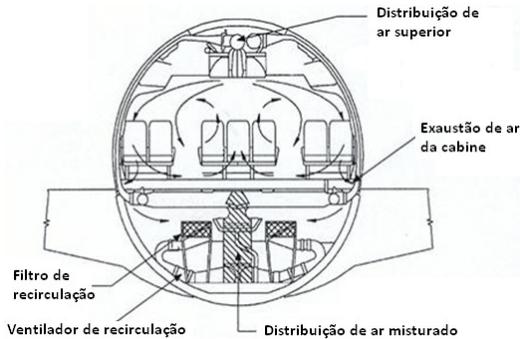


Figura 1.1: Distribuição do ar na cabine de aeronaves. Fonte: Martínez (2010).

Segundo Dechow e Nurcombe (2005), ao considerar parâmetros de projeto para o ECS, vários fatores devem ser tomados em conta. Alguns desses fatores estão demonstrados na Figura 1.2. Entretanto, a percepção humana de conforto não está ligada somente a uma soma de variáveis. A maioria dos fatores demonstrados influenciam uns aos outros. Ainda, o que torna a questão mais complicada é o fato de que a percepção do ambiente da cabine não somente influenciado pelos fatores controlados pelos sistemas da aeronave. Vários fatores pessoais, fisiológicos e ergonômicos possuem influência significativa na percepção global de conforto.

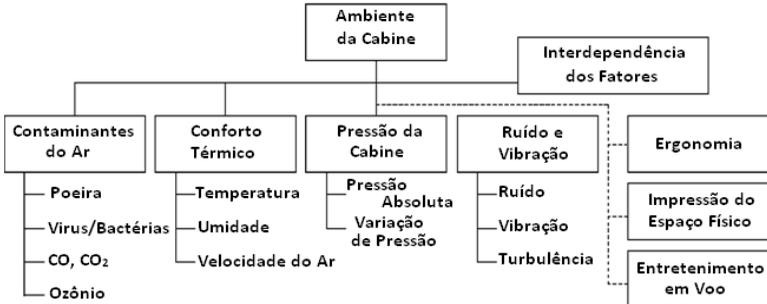


Figura 1.2: Interdependência dos Fatores. Fonte: Dechow e Nurcombe (2005)

### 1.3 MOTIVAÇÃO

O sistema de distribuição de ar condicionado de aeronaves, contém componentes ativos, como ventiladores, e componentes passivos, como válvulas e restrições. Os componentes ativos geram níveis de ruído maiores que os passivos e são os primeiros a receber algum tipo de controle. Devido à limitações de peso e espaço, o controle de ruído em componentes passivos é raramente utilizado na indústria aeronáutica, o que os tornam importantes fontes de ruído no interior das cabines.

Os atuais guias e normas de projeto em utilização por fabricantes de sistemas de ventilação, como os guias CIBSE C4 (*Chartered Institution of Building Services Engineers*. CIBSE C4, 1986) e ESDU 81043 (*Engineering Sciences Data Unit*. ESDU 81043, 1981) e o manual da ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*. ASHRAE Handbook, 2003), providenciam métodos de predição do ruído aerodinâmico em sistemas internos (dutos). Porém, além de terem sido desenvolvidos para sistemas prediais, são baseados em trabalhos experimentais realizados em uma faixa bastante limitada de tipos e dimensões de componentes. Um exemplo é o guia ESDU 81043 (*Engineering Sciences Data Unit*. ESDU 81043, 1981), que possui somente dados para dutos retangulares. Apesar das limitações encontradas nesses métodos, muitos engenheiros e projetistas os utilizam na prática por falta de alternativas mais específicas, extrapolando os procedimentos de forma a poderem aplicá-los em seus sistemas.

Por vários anos pesquisadores têm procurado estabelecer correlações entre a perda de carga em componentes e o ruído gerado por eles. O método semi-empírico para um componente simples proposto por Nelson e Morfey (1981) tem sido a base para o desenvolvimento de metodologias para a predição de ruído aerodinâmico em diferentes tipos de componentes. Entretanto, os dados encontrados na literatura foram, na sua maioria, obtidos para sistemas prediais de ventilação, os quais possuem características diferentes dos sistemas em aeronaves.

## 1.4 OBJETIVOS

O presente trabalho tem por objetivo o estudo, a validação experimental e a adaptação dos métodos de predição de ruído aerodinâmico em dutos, com o intuito de desenvolver uma ferramenta que utiliza como entrada apenas parâmetros básicos da engenharia de projeto.

## 1.5 ESTRUTURA DO TRABALHO

Este trabalho está subdividido em 5 capítulos. No Capítulo 2 são apresentados, de forma sumária, os princípios teóricos da aeroacústica. Também são descritos os métodos de predição de ruído aerodinâmico baseados na perda de carga de componentes.

O Capítulo 3 descreve os equipamentos, métodos e procedimentos utilizados para a realização das medições de ruído aerodinâmico. Constam também neste capítulo as etapas de projeto, montagem, calibração, e testes iniciais da bancada experimental.

O Capítulo 4 apresenta os resultados experimentais obtidos com a bancada. Detalha, ainda, a implementação do método de predição sobre os resultados, a fim de obter curvas generalizadas para cada componente. Também são apresentadas comparações entre os dados obtidos por outros autores com diferentes tipos e tamanhos de componentes. O capítulo finaliza com a comparação dos resultados obtidos com os métodos utilizados atualmente na indústria aeronáutica.

Por fim, no Capítulo 5 são apresentadas as conclusões do trabalho e algumas sugestões para trabalhos futuros.

## CAPÍTULO 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 PRINCÍPIOS DA GERAÇÃO DE RUÍDO AERODINÂMICO

Devido à não linearidade das equações, é muito difícil prever a geração de ruído aerodinâmico. Esta, tipicamente ocorre em fluxos de alta velocidade, para os quais os termos inerciais não-lineares na equação de movimento são muito maiores do que os termos viscosos (altos números de Reynolds). Como a geração sonora representa apenas uma fração muito pequena da energia no fluxo, a sua previsão direta é extremamente complexa. O fato de que o campo sonoro é, em certo sentido, uma pequena perturbação do fluxo, pode, no entanto, ser utilizado para obter soluções aproximadas (HIRSCHBERG; RIENSTRA, 2004).

A aeroacústica fornece tais aproximações e, ao mesmo tempo, uma definição do campo acústico como uma extrapolação de um escoamento de referência ideal são fornecidos pela aeroacústica. A diferença entre o fluxo real e o de referência é identificado como uma fonte sonora. Esta idéia foi introduzida por Lightill (1952), que a chamou de "analogia acústica".

Neste tópico são revisados de forma sumária os princípios básicos da geração de ruído aerodinâmico. Inicialmente, são descritos os tipos de fontes aerodinâmicas para uma melhor compreensão.

#### 2.1.1 Fontes de Ruído Aerodinâmico

Fontes de ruído produzidas por escoamentos e suas interações com objetos sólidos são comumente encontradas na maioria dos processos industriais, através de estruturas de jatos livres ou sistemas de tubulações. Para a compreensão dos mecanismos de geração e propagação de ruído em sistemas de ventilação, deve-se estudar as fontes para escoamentos com baixas velocidades, ou seja, número de Mach baixo ( $M < 0,1$ ).

Para tais escoamentos, o ruído aerodinâmico é atribuído a três tipos de fontes: monopolo, dipolo e quadripolo (LIGHTHILL, 1952). A

Figura 2.1 ilustra os três tipos de fontes, suas características de fase, padrão de diretividade e relação de potência radiada.

Tipo de Fonte	Radiação Característica		Padrão de Diretividade	Potência radiada é proporcional a:
	Diferença de Fase de 180°			
I. Monopolo				$\rho L^2 \frac{v^4}{c}$
II. Dipolo				$\rho L^2 \frac{v^6}{c^3}$
III. Quadripolo				$\rho L^2 \frac{v^8}{c^5}$

Figura 2.1: Fontes aeroacústicas e suas propriedades dimensionais.  
Fonte: Vér e Beranek (2006).

Uma forma simples de visualizar as fontes aerodinâmicas de ruído, apresentada por Rienstra e Hirschberb (2008), é demonstrada na Figura 2.2, na qual são consideradas ondas geradas por um barco na superfícies aquática, como uma analogia ao campo acústico gerado por diferentes fontes. No primeiro caso, é considerada uma pessoa pulando verticalmente no barco, a qual produz flutuações de fluxo mássico gera um campo de onda tipo monopolo ao redor do barco. Agora, para duas pessoas situadas nos extremos do barco, jogando uma bola para a outra, irá exercer no barco uma força de reação cada vez que jogar e pegar a bola. Estes movimentos resultam em uma força oscilatória horizontal, o qual gera um campo de ondas tipo dipolo. No terceiro caso, considera-se dois indivíduos brigando, em movimentos verticais e horizontais, gerando um campo de onda tipo quadrupolo. Pode-se notar que a distribuição do campo acústico pelas fontes do tipo quadrupolo será, em geral, menos eficiente que os outros tipos.

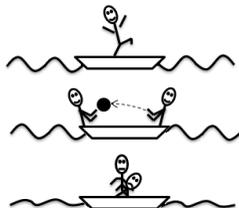


Figura 2.2: Fontes tipo monopolo, dipolo e quadrupolo sendo geradas.

Segundo Reethof (1978), as flutuações de fluxo mássico com flutuações de pressão e densidade em fase resultam em fontes monopolo omnidirecionais. É a fonte equivalente, para um fluido quiescente, a uma esfera pulsante. Quando tal fonte é gerada aerodinamicamente, sua relação dimensional entre a potência sonora irradiada e os parâmetros de fluxo é dada por:

$$W_m = C_m \rho_0 U^2 l_c^3 \left(\frac{U}{c_0}\right) \left(\frac{U}{d}\right), \quad (2.1)$$

onde  $C_m$  é uma constante de proporcionalidade relativa à fonte monopolo,  $\rho_0$  é a densidade do ar,  $c_0$  é a velocidade do som no ar,  $d$  é a dimensão característica da região,  $U$  a velocidade média do escoamento na região da fonte e  $l_c$  a escala de comprimento do escoamento na região da fonte. A potência acústica é, portanto, proporcional à quarta potência da velocidade e a eficiência acústica é da ordem de  $U/c_0$ .

Fontes do tipo dipolo consistem de dois termos do tipo monopolo, onde um é associado à injeção de quantidade de movimento no fluido e o outro à extração desta variável. Fontes dipolo não são geradas sem a ação de uma força externa (RIENSTRA; HIRSCHBERG, 2004). Tal fonte é equivalente a um par de fontes monopolo de igual magnitude e fases opostas separadas por uma distância bem menor do que o comprimento de onda. Em um fluido com densidade uniforme, a dependência dimensional da potência acústica de um dipolo aerodinâmico é dado por:

$$W_d = C_d \rho_0 U^2 l_c^3 \left(\frac{U}{c_0}\right)^3 \left(\frac{U}{d}\right), \quad (2.2)$$

onde  $C_d$  é uma constante de proporcionalidade relativa à fonte dipolo.

A radiação do tipo quadrupolo é produzida por tensões de Reynolds em um fluxo turbulento sem a presença de descontinuidades, ou seja, são relacionados unicamente ao escoamento. Tais fontes são equivalentes à duas fontes dipolo iguais e opostas, (vide Figura 2.1). Sua dependência dimensional é dada por:

$$W_q = C_q \rho_0 U^2 l_c^3 \left(\frac{U}{c_0}\right)^5 \left(\frac{U}{d}\right), \quad (2.3)$$

onde  $C_q$  é uma constante de proporcionalidade relativa à fonte quadrupolo.

Segundo Vér e Beranek (2006), os valores das constantes de proporcionalidade para cada tipo de fonte depende do mecanismo de geração sonora e as características do fluxo.

Em escoamentos internos, a geração de ruído pode ser atribuída aos três tipos de fonte, conforme ilustrado na Figura 2.3.

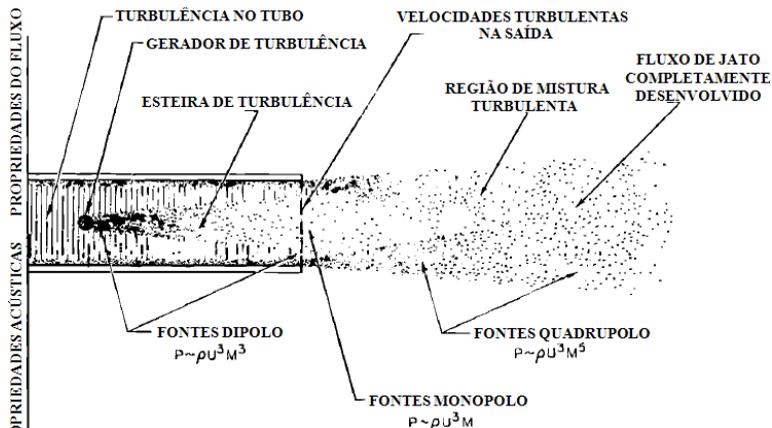


Figura 2.3: Ilustração esquemática de fontes sonoras em escoamento interno.  
Fonte: Gordon (1967).

Nota-se que para jatos, a fonte dominante é do tipo quadrupolo, porém, para baixas velocidades de exaustão, o ruído gerado por discontinuidades e pelas bordas (tipo dipolo) pode se tornar dominante. Ainda, uma terceira fonte pode surgir se qualquer fluxo mássico instável ocorre como resultado da turbulência na exaustão (GORDON, 1967). Pela diferença no expoente de velocidade de cada mecanismo, pode-se esperar que, à medida que a velocidade diminui, a dominância do ruído gerado passa de quadrupolo para dipolo e/ou monopolo.

Ao analisar somente o escoamento interno, nota-se a predominância de termos fonte tipo dipolo. Isto é devido à existência de vórtices na discontinuidade, cujo campo acústico associado é determinado pela presença de uma força externa (RIENSTRA; HIRSCHBERG, 2008).

## 2.1.2 Geração de Ruído Aerodinâmico e a Analogia Acústica

Lighthill (1952) introduziu sua analogia acústica para o problema de ruído de jatos, gerando a teoria geral de aeroacústica (GOLDSTEIN, 1976). A analogia é aplicada ao estudo de som gerado por fluxos não-estacionários nos quais os efeitos de contornos rígidos não são considerados. Sua abordagem foi desenvolvida para calcular a radiação acústica de regiões relativamente pequenas de fluxo turbulento incorporado em um fluido infinito e homogêneo no qual a velocidade do som  $c_0$  e a densidade do meio  $\rho_0$  são constantes. Ao realizar que as flutuações de densidade  $\rho' \equiv \rho - \rho_0$ , em longas distâncias da região turbulenta devem comportar-se como ondas acústicas em tais fluxos, Lighthill utilizou as equações exatas da conservação da massa e da quantidade de movimento, e comparou com as equações de propagação sonora (equação da onda e relações básicas em acústica linear) para um meio estacionário. Os desenvolvimentos da equação da onda e relações básicas da acústica linear foram extensamente descritos na literatura e portanto não serão tratados neste trabalho<sup>1</sup>.

A propagação sonora em um meio uniforme e estacionário é governado pelas seguintes equações:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0, \quad (2.4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho u_i + c_0^2 \frac{\partial}{\partial x_i} \rho = 0, \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - c_0^2 \nabla^2 \rho = 0, \quad (2.6)$$

respectivamente, a equação exata da conservação da massa, a equação aproximada da conservação da quantidade de movimento e a equação homogênea da onda, onde  $u_i$  é a velocidade na direção  $x_i$  ( $i = 1,2,3$ ).

A equação exata da quantidade de movimento em um meio contínuo arbitrário sem atuação de forças externas, conhecida por ser a forma primeiramente usada por Reynolds, é dada por:

---

<sup>1</sup> Recomenda-se, como leitura fundamental: Temkin (2001), Ingard e Morse (1968), Rienstra e Hirschberg (2008).

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho u_i + \frac{\partial}{\partial x_j} (p_{ij} + \rho u_i u_j) = 0, \quad (2.7)$$

onde  $p_{ij}$  é o tensor de tensões de compressão, representando a força na direção  $x_i$  atuante em uma porção de fluido, por unidade de área de superfície com seu vetor normal direcionado ao interior na direção  $x_j$ . O componente  $\rho u_i$  aparece duas vezes, pois representa ambos a densidade de fluxo mássico e a densidade da quantidade de movimento. Esta equação pode ser obtida pela equação da conservação da quantidade de movimento conhecida como equação de Euler, adicionando um múltiplo da equação da conservação da massa.

Para fluidos stokesianos, o tensor de tensões  $p_{ij}$  é dado em termos do campo de velocidade pela equação:

$$p_{ij} = p \delta_{ij} + \mu \left\{ -\frac{\partial u_i}{\partial x_i} - \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \frac{2}{3} \left( \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \right\}, \quad (2.8)$$

onde  $\mu$  é o coeficiente de viscosidade,  $\delta_{ij}$  é o delta de Kronecker, e a pressão  $p$  é relacionada às outras variáveis termodinâmicas para o fluido estacionário. Na prática, ar atmosférico pode ser considerado um gás stokesiano (LIGHTHILL, 1952).

Multiplicando a equação da continuidade por  $u_i$ , adicionando o resultado à equação exata da quantidade de movimento e combinando os termos, tem-se:

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + c_0^2 \frac{\partial \rho}{\partial x_i} = -\frac{\partial T_{ij}}{\partial x_j}, \quad (2.9)$$

onde  $T_{ij} = \rho u_i u_j - p_{ij} - c_0^2 \rho \delta_{ij}$  é o tensor de tensão de turbulência de Lighthill. Desta forma, reformulam-se as equações para o movimento arbitrário de um fluido, como as equações da propagação sonora em um meio quiescente devido a tensões flutuantes externamente aplicadas, obtendo-se então a equação de Lighthill, na forma:

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - c_0^2 \nabla^2 \rho = \frac{\partial^2 (T_{ij})}{\partial x_i \partial x_j}. \quad (2.10)$$

A equação (2.10) possui, claramente, a mesma forma da equação da onda com um termo fonte que governa um campo acústico produzido

por uma distribuição quadrupolo em um fluido estacionário referência, mais precisamente, uma distribuição de tensões equivalentes  $T_{ij}$  correspondente a um campo de força externo por unidade de volume,  $f = -\nabla \cdot T$ . Assim, a analogia acústica trata as flutuações de densidade no fluido real como se fossem devidas às ondas acústicas em um fluido quiescente excitado por um campo de tensões flutuantes externamente aplicado. Portanto, tem-se uma analogia exata entre as flutuações de densidade que ocorrem no fluido real e as flutuações de baixa amplitude que seriam produzidas por uma distribuição de fontes quadrupolo de força  $T_{ij}$  em um fluido estacionário fictício com velocidade do som  $c_0$ .

A solução obtida por Lighthill, sem os efeitos causados por contornos sólidos, para a equação (2.10), é a seguinte:

$$\rho(x, t) = \frac{1}{4\pi c_0^2} \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \int \frac{T_{ij} \left( \mathbf{y}, t - \frac{r}{c_0} \right)}{r} d\mathbf{y}, \quad (2.11)$$

onde  $r = |\mathbf{x} - \mathbf{y}|$  é a distância desde a fonte, com  $\mathbf{y}$  tomado sobre o volume  $V$  que contém a região fonte e  $T_{ij}$  é avaliado pelo tempo de atraso  $t - \frac{r}{c_0}$ .

Segundo Howe (1997), a utilidade da equação de Lighthill é suportada pela hipótese de que os efeitos de compressibilidade no fluido em movimento podem ser ignorados. Assim, previsões do campo sonoro gerado aerodinamicamente são obtidas ao tomar por  $T_{ij}$  uma estimativa baseada nas equações de movimento de um fluido incompressível. Esta aproximação pode ser aceita para baixos números de Mach ( $M^2 \ll 1$ ).

### 2.1.3 O Efeito de Contornos Sólidos

Curle (1955) estendeu a teoria geral da aeroacústica de Lighthill considerando a influência de contornos sólidos no campo sonoro. Seu argumento é que, fisicamente, contornos sólidos causam os seguintes efeitos:

- I. o som gerado por quadrupolos, seguindo a teoria de Lighthill, são refletidos e difratados pelos contornos;
- II. os quadrupolos não seriam distribuídos por todo o espaço, mas somente através da região externa aos contornos sólidos, e

então uma distribuição de dipolos, ou até mesmo monopolos, estaria presente nos mesmos. Mais provavelmente dipolos, pois estes correspondem a forças aplicadas externamente, e, tais forças, estão presentes na interação entre fluido e superfícies sólidas.

Para provar isto, derivou uma solução formal da equação de Lighthill na região infinita  $V$  ao redor de uma superfície  $S$  fixa interna, definida pela equação:

$$f(\mathbf{x}) = 0, \quad \text{onde } \begin{cases} f(\mathbf{x}) > 0 & \text{para } \mathbf{x} \text{ em } V \\ f(\mathbf{x}) < 0 & \text{para } \mathbf{x} \text{ no interior de } S \end{cases} \quad (2.12)$$

e obteve, após manipulações algébricas<sup>2</sup>:

$$c_0^2(\rho - \rho_0) = \int_S \left[ \frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i n_i) \right] \frac{dS}{4\pi r} - \frac{\partial}{\partial x_i} \int_S [(\rho u_i u_j + p_{ij}) n_j] \frac{dS}{4\pi r} \quad (2.13)$$

$$+ \frac{d^2}{\partial x_i \partial x_j} \int_V \frac{[T_{ij}]}{4\pi r} dr,$$

onde  $(n_1, n_2, n_3)$  são os cossenos direcionais do vetor normal apontado pra fora de  $S$  e a notação de colchetes implica avaliação no tempo de atraso  $t - \frac{r}{c_0}$ . A equação implica que o campo acústico é o resultado de três contribuições distintas:

- I. da distribuição de fontes monopolo na superfície  $S$  devido ao fluxo mássico através da mesma;
- II. da distribuição de fontes dipolo na superfície  $S$  causada por tensões flutuantes locais ocasionadas pela superfície no fluido adjacente;
- III. da distribuição volumétrica de fontes quadrupolo definidas por  $T_{ij}$ .

---

<sup>2</sup> Maiores detalhes sobre o desenvolvimento desta solução pode ser encontrado em: Curle (1955), Howe (2003).

## 2.2 GERAÇÃO DE RUÍDO AERODINÂMICO EM DUTOS

Ruído em sistemas de tubulação geralmente é atribuído a válvulas de controle e máquinas de fluxo. Entretanto, sob certas circunstâncias, o ruído induzido por fluxo através de descontinuidades existentes no sistema (curvas, cotovelos, junções, transições, entre outros), pode ser significativo.

O escoamento em um duto, ao encontrar uma descontinuidade, sofre um distúrbio do qual resulta a geração de turbulência localizada. O trabalho requerido para gerar esta turbulência manifesta-se em uma queda de pressão através da descontinuidade. Parte da energia da turbulência é convertida em energia sonora. Um dos conceitos para a predição de ruído aerodinâmico mais utilizados por pesquisadores da área é baseado em medições desta queda de pressão estática nas descontinuidades.

Nesta seção são descritas abordagens semi-empíricas de como estimar o ruído gerado pela interação entre o escoamento e estes componentes.

### 2.2.1 Predição de Ruído Gerado por *Spoiler*

Um conceito para tal predição que vem se demonstrado promissor é baseado na queda de pressão do sistema causado por um componente simples, comumente chamado de *spoiler*<sup>3</sup>. Este componente é instalado dentro do duto com objetivo de simular obstruções e causar um distúrbio no fluxo de ar. Vários modelos para outros tipos de descontinuidades foram desenvolvidos a partir deste.

Com o objetivo de realizar uma predição mais precisa do ruído gerado aerodinamicamente, vários pesquisadores desenvolveram métodos baseados em relações semi-empíricas. Iudin (*apud* OLDHAM; UKPOHO, 1990) derivou o primeiro modelo de predição deduzida de análises dimensionais e experimentos realizados em vários tipos de componentes (válvulas, difusores, grades, etc.) Suas conclusões indicam que a potência sonora é proporcional ao cubo da perda de carga gerada pelo elemento e ao quadrado das dimensões geométricas. Seu trabalho

---

<sup>3</sup> Pela tradução literal, "o que estraga", ou seja, que causa um distúrbio no fluxo.

foi simplesmente negligenciado por pesquisadores da área, e maior atenção foi dada ao trabalho de Gordon (1967).

Gordon (1967) estudou, através de uma série de experimentos, o ruído gerado por uma variedade de *spoilers* e produziu leis de escala para normalizar curvas de potência sonora em um espectro generalizado, apresentando um esquema de correlação para ruídos gerados por estes componentes e a perda de carga ocorrida através deles. Entretanto, seus experimentos eram baseados em problemas associados a motores de aeronaves e, conseqüentemente, trabalhava com velocidades e perdas de carga bem acima daquelas encontradas em sistemas de ventilação normais.

Baseados no trabalho de Gordon, Nelson e Morfey (1981) desenvolveram um método para dutos de baixa velocidade que permite a predição de ruído gerado por fluxo de ar em *spoilers*, e que requer apenas conhecimentos de parâmetros básicos de engenharia. A base de sua teoria, derivada da modificação de Curle (1955) para a analogia acústica de Lighthill (1952), sugere que a potência sonora irradiada por tal componente é relacionada à força de arrasto flutuante atuante no mesmo. Por ser impossível predizer as forças flutuantes, eles desenvolveram um modelo assumindo que estas eram proporcionais às forças de arrasto estacionárias em termos do coeficiente de arrasto dos *spoilers*. Esta é a mesma hipótese utilizada por Gordon (1967), a qual foi validada pelos experimentos de Heller e Widnall (1970). O coeficiente de arrasto ( $C_d$ ) pode ser obtido com medições de queda de pressão estática através dos componentes.

Nelson e Morfey, com base em seu modelo, obtiveram curvas normalizadas a partir dos dados obtidos com algumas configurações diferentes de *spoilers*. Para cada configuração, as curvas apresentaram entre si baixas variações, de forma a poderem utilizar, dentro de uma certa tolerância, uma mesma linha de tendência. Em princípio, essas curvas podem ser usadas em reverso para predizer a geração de ruído por fluxo em *spoilers* para dutos com baixas velocidades. Tais curvas possuem uma forma de tendência similar, porém quando colocadas juntas pode-se notar uma pequena diferença. Isto sugere que dificilmente poderá existir uma curva universal aplicável a todas as configurações de componentes e descontinuidades, porém, configurações específicas podem possuir sua própria curva.

Eles desenvolveram duas equações para a determinação da potência sonora gerada aerodinamicamente por *spoilers* em dutos retangulares irradiada em uma dada banda de frequência. A primeira correspondente às frequências abaixo da frequência de corte do duto e a

segunda correspondente às frequências acima. Estas equações estão demonstradas abaixo, e seu desenvolvimento se encontra no Apêndice I:

para  $f_c < f_0$ :

$$120 + 20\log K(St) = SWL_D - 10\log \left[ \frac{\rho_0 A \{\sigma^2 (1 - \sigma)\} C_D^2 U_c^4}{16c_0} \right], \quad (2.14)$$

para  $f_c > f_0$ :

$$120 + 20\log K(St) = SWL_D - 10\log \left\{ 1 + \left( \frac{3\pi c_0}{4\omega_c} \right) (h + b) / A \right\} - 10\log \left\{ \frac{\rho_0 \pi A^2 (St)^2 [\sigma^2 (1 - \sigma)]^2 C_D^2 U_c^6}{24c_0^3 d^2} \right\}, \quad (2.15)$$

onde  $SWL_D$ : é o nível potência sonora no duto;

$C_D$ : é o coeficiente de arrasto;

$\sigma$ : é a razão de área aberta,  $\sigma = A/A_c$ ;

$U_c = U/\sigma$ : máxima velocidade efetiva do fluxo;

$St$ : número de Strouhal, dado por  $St = f_c d / U_c$ ;

$K(St)$ : constante dependente do número de Strouhal;

$f_0$ : frequência de corte do duto;

$f_c$ : frequência central;

$A$ : área da seção transversal do duto;

$h$ : altura do duto;

$b$ : largura do duto;

$d$ : dimensão característica do duto;

Nelson e Morfey (1981) aplicaram em seu modelo os dados experimentais obtidos para diferentes configurações de *spoiler*, para obter o valor de uma constante de proporcionalidade em função do número de Strouhal,  $K(St)$ . Seus procedimentos experimentais consistiram na medição da potência sonora gerada pelo fluxo de ar ao passar por *spoilers* tipo placa plana. Sete geometrias diferentes de *spoilers* foram testadas para quatro vazões diferentes. Estes resultados indicam que pode haver uma constante de proporcionalidade generalizada aplicável entre as forças estacionárias e flutuantes atuantes no fluxo devido à descontinuidade. Esta constante de proporcionalidade pode ser usada como base para uma metodologia para predições de

ruído gerado por componentes semelhantes em dutos de baixas velocidades.

Oldham e Ukpo (1990) relatam que os testes de Nelson e Morfey foram realizados usando tipos muito simples de *spoilers*, os quais não são usualmente relacionados aos elementos típicos encontrados em sistemas reais de ventilação. Eles descrevem uma tentativa para validar as equações (2.14) e (2.15) quando aplicadas a configurações diferentes de *spoilers*, através de medições de potência sonora gerada pela interação entre o fluxo de ar e várias configurações de *dampers* (usados para controle de vazão) e vários diâmetros de placas de orifício. Seus resultados levaram a sugerir que estas equações poderiam formar a base de um método generalizado para a predição de ruído gerado por fluxo de ar em sistemas de ventilação. No mesmo trabalho eles reescreveram as equações (2.14) e (2.15) em termos do coeficiente de perda de carga, o qual é um parâmetro muito mais utilizado em projetos de sistemas de ventilação do que o coeficiente de arrasto:

para  $f_c < f_0$ :

$$120 + 20\log K(St) = SWL_D - 10\log [\rho_0 A \sigma^2 C_L^2 U_c^4 / 16c_0], \quad (2.16)$$

para  $f_c > f_0$ :

$$120 + 20\log K(St) = SWL_D - 10\log [\rho_0 \pi A^2 (St)^2 \sigma^4 C_L^2 U_c^6 / 24c_0^3 d^2] - 10\log [1 + (3\pi c_0 / 4\omega_c)(h + b)/A], \quad (2.17)$$

onde  $C_L$  é o coeficiente de perda de carga.

Para dutos de seção circular, apenas o último termo da equação (2.17) muda para  $(10\log [1 + 3c_0/8af_c])$ , onde  $a$  é o raio do tubo.

Com os tipos de *spoilers* simples utilizados por Nelson e Morfey, os valores de  $\sigma$  e  $d$  são facilmente determinados, porém, para aplicar a teoria para outras descontinuidades é necessário obter os valores apropriados destes parâmetros.

### 2.2.1.1 Determinação da Razão de Área Aberta ( $\sigma$ )

Um valor aproximado da razão de área aberta ( $\sigma$ ) pode ser obtido de medições da perda de carga estática através do elemento. A Figura 2.4 ilustra padrões de fluxo em *spoilers* em dutos. Na Figura 2.4 (a) o *spoiler* é demonstrado como uma simples tira e em forma de placa de orifício.

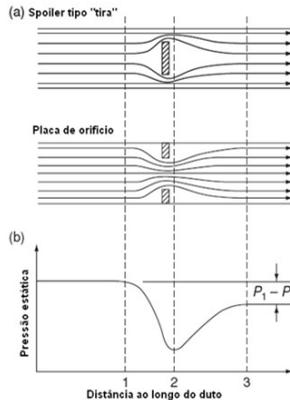


Figura 2.4: (a) Ilustração das condições de fluxo estimadas; (b) Variação da pressão estática próximo ao spoiler. Fonte: Oldham e Ukpoho (1990).

Em ambos os casos pode ser notado que o efeito do *spoiler* é restringir o fluxo e, com o aumento de velocidade (velocidade de contração), o ruído gerado surgirá da interação do escoamento turbulento, associado à região de alta velocidade, com as superfícies sólidas. Baseados nesta observação, Oldham e Ukpoho (1990) utilizaram as seguintes hipóteses simplificadoras:

- o *spoiler* pode ser considerado apenas como um simples componente no duto com padrão de pressão estática, como mostrado na Figura 2.4 (b);
- a pressão estática em um plano, suficientemente longe a montante do *spoiler* é constante através do duto (plano 1: pressão estática  $P_1$ , área do escoamento  $A$ );
- a pressão estática em um plano a jusante próximo ao *spoiler* é constante na seção transversal do duto (plano 2: pressão estática  $P_2$ , área de contração  $A_c$ );

d) a pressão estática é recuperada e esta recuperação é representada pela pressão estática  $P_j$  constante sobre a área de fluxo  $A$  (plano 3).

Para uma vazão de  $Q$ , aplicando-se a equação de Bernoulli entre os planos 1 e 2 e ignorando perdas pela contração, tem-se:

$$P_1 - P_2 = \frac{1}{2} \rho_0 \frac{Q^2}{A^2} \left( \frac{A^2}{A_c^2} - 1 \right). \quad (2.18)$$

A lei da conservação da quantidade de movimento pode ser aplicada entre planos 2 e 3 baseando-se nas seguintes hipóteses:

- a) a pressão estática é constante na seção do duto;
- b) a quantidade de movimento líquida na região de separação é igual a zero;
- c) as perdas por atrito são pequenas.

Assim,

$$P_2 A + (\rho_0 Q) \left( \frac{Q}{A_c} \right) = P_3 A + (\rho_0 Q) \left( \frac{Q}{A} \right), \quad (2.19)$$

e conseqüentemente:

$$P_2 - P_3 = \left( \rho_0 \frac{Q^2}{A^2} \right) \left( 1 - \frac{A}{A_c} \right). \quad (2.20)$$

Combinando as equações (2.18) e (2.20) tem-se:

$$P_1 - P_3 = \left( \frac{\rho_0 Q^2}{2A^2} \right) \left( \frac{A^2}{A_c^2} + 1 - \frac{2A}{A_c} \right). \quad (2.21)$$

Isto representa a perda na pressão estática ( $\Delta P$ ), entre os planos 1 e 3. O coeficiente de perda de carga é definido como:

$$C_L = \Delta P / \frac{1}{2} \rho_0 U^2. \quad (2.22)$$

Reescrevendo a equação (2.21) tem-se:

$$C_L = \left(\frac{1}{\sigma^2}\right) - \left(\frac{2}{\sigma}\right) + 1. \quad (2.23)$$

Assim,

$$\sigma = (C_L^{0.5} - 1)/(C_L - 1). \quad (2.24)$$

A velocidade máxima efetiva é dada por:

$$U_c = \frac{U}{\sigma}. \quad (2.25)$$

### 2.2.1.2 Determinação da Dimensão Característica ( $d$ )

Para a utilização do modelo de predição de ruído gerado em *spoilers*, é necessário saber determinar um valor apropriado para a dimensão característica ( $d$ ), usada para calcular o número de Strouhal. Para calcular a dimensão representativa dos *spoilers* é necessário utilizar hipóteses com relação à forma efetiva da obstrução (OLDHAM; UKPOHO, 1990).

Inicialmente, deve-se classificar o elemento em estilos do tipo “tira” (região central, dividindo o fluxo em dois - Figura 2.5a) ou “placa de orifício” (região de contorno, constringindo o fluxo - Figura 2.5b).

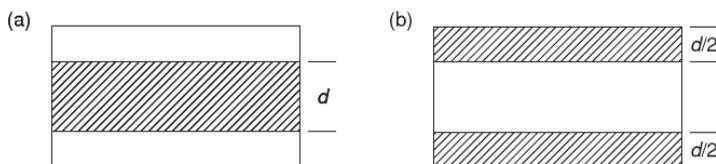


Figura 2.5: Exemplos da abordagem de Waddington e Oldham para *spoiler* tipo tira. Fonte: Waddington e Oldham (2007).

Para o caso de *spoiler* tipo "tira", Nelson e Morfey (1981) assumiram a dimensão característica como sendo a largura do próprio componente. Para *spoilers* tipo “placa de orifício”, usaram duas vezes a largura do mesmo.

Para um *spoiler* de tira simples em um duto retangular, como demonstrado na Figura 2.5, sua área efetiva é dada por:

$$A_e = A(1 - \sigma), \quad (2.26)$$

assim,

$$A_e = dw, \quad (2.27)$$

onde  $w$  é a largura do *spoiler*. Tem-se então, a dimensão característica:

$$d = \frac{A(1 - \sigma)}{w}. \quad (2.28)$$

A equação (2.28) é derivada da representação simplificada na Figura 2.5 para um duto retangular. Para todas as configurações de *spoilers* em dutos circulares, o valor de  $w$  é simplesmente o diâmetro do duto, porém, para obstruções muito grandes, que raramente ocorrem, isto não deve ser considerado (OLDHAM; UKPOHO, 1990).

### 2.2.3 Predição de Ruído Gerado por Curvas

Waddington e Oldham (2007) aplicaram a teoria proposta por Nelson e Morfey (1981) sobre os dados obtidos por Atkins Research Group (1977) em uma série de experimentos realizados com diferentes tipos de curvas utilizadas em sistemas de ventilação.

Da mesma forma que a Figura 2.4, a Figura 2.6 mostra o padrão de fluxo em uma simples curva e o diagrama de pressão estática. Pode-se notar que embora esta configuração seja diferente das outras duas consideradas anteriormente (*spoiler* e placa de orifício), ainda existe uma região de constrição de fluxo e, conseqüentemente, um aumento localizado na velocidade e um potencial para a criação de turbulência. Verifica-se também que o padrão de fluxo da curva é do tipo “placa de orifício”. Assim, a base teórica utilizada é idêntica à utilizada para *spoilers*.

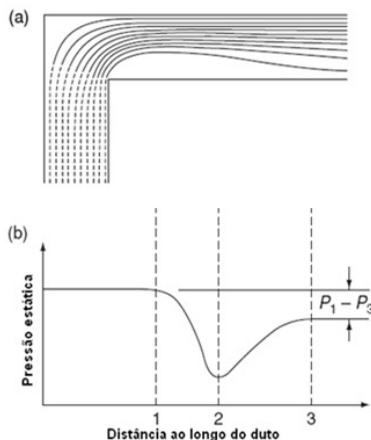


Figura 2.6: Padrão de fluxo para uma curva mitrada. Fonte: Waddington e Oldham (2007).

## 2.2.4 Predição de Ruído Gerado por Ramificações

Embora as junções possuam algumas semelhanças com joelhos e curvas, existe uma diferença fundamental consequente de uma divergência de fluxo na junção. A perda de pressão entre um ponto a montante da ramificação e um ponto na ramificação a jusante da junção será uma função das velocidades do ar, tanto do duto principal quanto na ramificação.

Waddington e Oldham (2008) adaptaram o método de Nelson e Morfey (1981) para ramificações utilizando a velocidade de fluxo do duto ramificado como a velocidade média de fluxo na parte desobstruída do componente. Os dados experimentais utilizados em seu trabalho foram obtidos por Atkins Research Group (1977) em uma série de experimentos realizados com diferentes tipos de ramificações.

A aplicação do método revisado por Oldham e Ukpoho (1990) envolve encontrar uma estimativa para o índice de área livre ou a razão da área de restrição através do qual o ar flui para a área desobstruída do duto. Ao lidar com uma junção, há duas diferenças importantes entre uma simples descontinuidade, como uma curva. A primeira é que o fluxo volumétrico ao longo do duto principal a montante da junção não é igual ao fluxo após a junção em ambos o duto principal e a ramificação.

A segunda é que há, frequentemente, uma redução da área transversal da ramificação em relação à do duto principal. Isto é mostrado pelas linhas de fluxo na Figura 2.7, obtidas a partir de uma simulação em CFD do fluxo de ar na região de uma simples junção abrupta com 90°. É, portanto, necessário alterar a abordagem desenvolvida por Oldham e Ukpoho. Para alcançar isso, uma abordagem em duas fases é seguida, primeiro considerando o efeito de diferentes fluxos a montante e a jusante e, por outro, considerando o efeito de uma mudança na área transversal ao longo do duto.

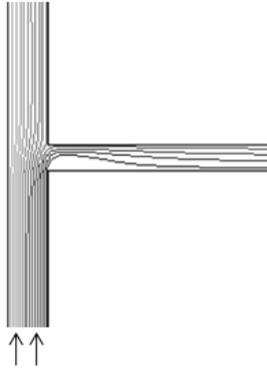


Figura 2.7: Simulação em CFD para as linhas de fluxo em uma junção 90°.  
Fonte: Waddington e Oldham (2008).

A Figura 2.8 mostra um esquema da abordagem utilizada para lidar com o fluxo deixando o duto principal e adentrando a ramificação, na qual deve-se considerar que existe uma parede do duto imaginária, indicada pela linha tracejada, separando o ar adentrando a ramificação daquele que continua no duto principal. A validade desta abordagem é sustentada pela Figura 2.9.

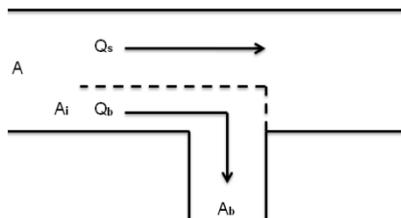


Figura 2.8: Esquema do duto imaginário.

As condições de fluxo no duto imaginário antes da junção são as mesmas que no resto do duto principal, de forma que o fluxo volumétrico ( $Q_i$ ) é dado por:

$$Q_i = A_i U, \quad (2.29)$$

onde  $A_i$ : área transversal efetiva do duto imaginário;  
 $U_i$ : velocidade do escoamento no duto principal.

Da mesma forma, o fluxo volumétrico na ramificação é:

$$Q_b = A_b U_b, \quad (2.30)$$

onde  $A_b$ : área transversal da ramificação;  
 $U_b$ : velocidade do escoamento na ramificação.

Igualando estes dois fluxos obtém-se a seguinte expressão para a área transversal efetiva do duto imaginário:

$$A_i = \frac{A_b U_b}{U}. \quad (2.31)$$

Considerando o efeito da variação na direção do escoamento, uma abordagem similar à utilizada no trabalho de Oldham e Upokho (1990) é seguida, a qual trata cotovelos como uma descontinuidade em linha que resulta em uma restrição no padrão do escoamento.

No entanto, a situação é complexa devido à possibilidade de haver uma redução na área do duto a jusante da obstrução. A Figura 2.9 mostra um esquema do fluxo de um duto no qual há uma redução da área transversal. Tal como acontece com as configurações estudadas para *spoilers*, há uma região onde o fluxo é muito restrito, resultando em um aumento na velocidade acompanhada do desprendimento de vórtices turbulentos (WADDINGTON; OLDHAM, 2008). Esta região de restrição do fluxo pode ser visto nas linhas de fluxo da Figura 2.9.

Para a estimativa da razão de área aberta ( $\sigma$ ), Waddington e Oldham (2008) utilizaram as hipóteses simplificativas similares às de Oldham e Ukpho (1990), e adaptaram-nas conforme o seguinte:

- I. o *spoiler* pode ser considerado como uma simples restrição no duto;

- II. a pressão estática em um plano suficientemente longe a montante do *spoiler*, é constante através do duto (plano 1: pressão estática  $P_1$ , área do escoamento  $A_1$ ). No caso de uma junção, em seguida,  $A_1$  é equivalente ao  $A_i$  como discutido acima;
- III. a pressão estática no plano da constrição do fluxo é constante na seção transversal do duto (plano 2: pressão estática  $P_2$ , área do escoamento  $A_2$ );
- IV. a pressão estática é recuperada e esta recuperação é representada por uma pressão estática  $P_3$  constante ao longo do fluxo de área  $A_3$  (plano 3).

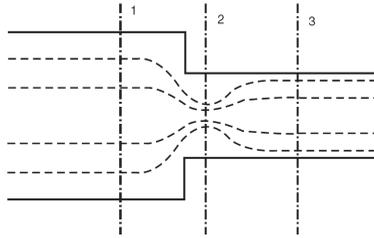


Figura 2.9: Padrão do fluxo na região de uma variação de área de um duto demonstrando uma constrição do fluxo. Fonte: Waddington e Oldham (2008).

Para um fluxo  $Q$ , aplicando a equação de Bernoulli entre os planos 1 e 2 e ignorando perdas pela contração, tem-se:

$$P_1 - P_2 = \frac{1}{2} \rho_0 \frac{Q^2}{A_1^2} \left( \frac{A_1^2}{A_2^2} - 1 \right). \quad (2.32)$$

Como a área no plano 3 é uma fração simples da área no plano 1, como  $A_3/A_1 = k_1$ , a equação (2.29) pode ser reescrita como:

$$P_1 - P_2 = \frac{1}{2} \rho_0 \frac{Q^2}{A_3^2} \left( \frac{A_3^2}{A_2^2} - k_1^2 \right). \quad (2.33)$$

Portanto, tem-se:

$$P_1 - P_2 = \frac{1}{2} \rho_0 \frac{Q^2}{A_1^2} \left( \frac{1}{\sigma^2} - k_1^2 \right). \quad (2.34)$$

A lei da conservação da quantidade de movimento pode ser aplicada entre os planos 2 e 3 baseada nas seguintes hipóteses:

- a) a pressão estática é constante na seção transversal do duto;
- b) a quantidade de movimento líquida na região de separação é igual a zero;
- c) as perdas por atrito são pequenas.

Assim,

$$P_2 A_3 + (\rho_0 Q) \left( \frac{Q}{A_2} \right) = P_3 A_3 + (\rho_0 Q) \left( \frac{Q}{A_3} \right). \quad (2.35)$$

Por isso,

$$P_2 - P_3 = (\rho_0 \frac{Q^2}{A_3^2}) \left( 1 - \frac{A_3}{A_2} \right), \quad (2.36)$$

que pode ser reescrita como:

$$P_2 - P_3 = \rho_0 \frac{Q^2}{A_3^2} \left( 1 - \frac{1}{\sigma} \right). \quad (2.37)$$

Combinando as equações (2.34) e (2.37), obtém-se:

$$P_1 - P_3 = \left( \frac{\rho_0 Q^2}{2 A_3^2} \right) \left( \frac{1}{\sigma^2} + 2 - k_1^2 - \frac{2}{\sigma} \right). \quad (2.38)$$

Esta equação representa a queda na pressão estática ( $\Delta P$ ), entre os planos 1 e 3. O coeficiente de perda de carga para a junção é definido por:

$$C_L = \Delta P / \frac{1}{2} \rho_0 U_b^2, \quad (2.39)$$

onde  $U_b$  é a velocidade média do fluxo na porção não obstruída do duto. Deve ser notado que  $k = A_b / A_i$ , assim, da equação (2.31),  $k = U_c / U_b$ . Segundo Waddington e Oldham (2008), para altos valores do coeficiente de perda de carga, ou para razões de velocidade entre ramificação e duto principal próximos à unidade, a equação (2.39) é idêntica em forma com

a equação (2.23) para uma descontinuidade em um duto de área constante. Pode-se utilizar então as equações (2.24) para a razão de área aberta e (2.25) para a velocidade efetiva.

Para a obtenção da dimensão característica, Waddington e Oldham utilizaram a mesma relação para *spoilers* simples, apenas modificando o valor de  $w$  para o valor do diâmetro menor da tubulação.

## 2.3 PROPAGAÇÃO DE RUÍDO EM DUTOS DE VENTILAÇÃO

Vários pesquisadores produziram trabalhos importantes sobre propagação de ruído em tubulações com fluxo (REETHOF, 1978; MUNJAL, 1987; DAVIES, 1992; PARRONDO *et al*, 2006; entre outros). Parrondo *et al* (2006), comentam que as velocidades médias utilizadas em seus testes correspondem às velocidades normalmente encontradas em dutos de ventilação, e, portanto, em muitos casos, os efeitos não serão maiores do que em seu estudo. Em conseqüência, pode ser aceitável, do ponto de vista da engenharia, não considerar o efeito do fluxo de ar para o cálculo da transmissão de ruído através de uma junção ramificada. Este resultado está em conformidade com as conclusões de estudos anteriores sobre as propriedades acústicas de cotovelos (BODEN; GLAV; TER-RIET; 1999) e de terminais de dutos (RÄMMAL; ABOM, 2007).

Devido a esta simplificação, o estudo bibliográfico pertinente ao assunto não será revisado, pois este encontra-se amplamente explanado na literatura e pode ser encontrado em uma grande variedade de livros didáticos de acústica<sup>4</sup>.

Neste item serão revisadas apenas as condições de propagação sonora na extremidade aberta de tubos.

### 2.3.1 Radiação e Reflexão na Extremidade Aberta de Tubos

Segundo Davies *et al* (1980), a predição do campo acústico interno e a irradiação acústica de uma terminação de um duto não-

---

<sup>4</sup> Recomenda-se como leitura complementar: Ingard e Morse (1968), Munjal (1987), Temkin (2001), Rienstra e Hirschberg (2008).

flangeado é de interesse em muitas aplicações práticas e requer uma descrição quantitativa das condições de contorno na abertura.

Considerando-se uma onda plana em propagação e os componentes de pressão incidente e refletida, dados por  $p^+$  e  $p^-$ , respectivamente, então as condições de contorno necessárias são descritas pelo valor do coeficiente de reflexão  $\hat{R}_t = p^-/p^+$ . Pode-se definir este coeficiente também como:

$$\hat{R}_t = Re^{(i\theta)} = -Re^{(izkl)}, \quad (2.40)$$

onde  $R$  é o módulo,  $\theta$  é a fase,  $k$  é o número de onda e  $l$  é a correção de extremidade aberta. Em geral  $R$  e  $\theta$  são ambos em função do número de onda adimensional  $ka$ , onde  $a$  é o raio do duto, e o número de Mach.

Levine e Schwinger (1948) publicaram um desenvolvimento analítico para ambos  $R$  e  $l$  para propagação sem fluxo. Seu desenvolvimento é moroso e complexo, porém, segundo Davies *et al* (1980) um ajuste empírico em seus resultados pode ser utilizado, seguindo os valores:

$$l/a = 0,6133 - 0,1168(ka)^2, \quad \text{para } ka < 0,5 \quad (2.41a)$$

e

$$l/a = 0,6393 - 0,11048ka, \quad \text{para } 0,5 < ka < 2. \quad (2.41b)$$

Utilizando-se destas relações, Davies *et al* (1980) propuseram uma aproximação para a dependência de  $R$  com  $ka$  para a faixa de  $0 < ka < 1,8$ :

$$R = 1 + 0,01336ka - 0,59079(ka)^2 + 0,033576(ka)^3 - 0,06432(ka)^4. \quad (2.42)$$

Neste trabalho, tal fator foi utilizado para corrigir a perda de transmissão sonora ocorrida na terminação aberta dos dutos, de forma que possam ser considerados os valores de potência sonora gerados e propagados apenas internamente.

## 2.4 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Neste capítulo foram demonstrados os princípios básicos da geração de ruído aerodinâmico, incluindo os tipos de fontes aeroacústicas. Foi apresentado o modelo semi-empírico de Nelson e Morfey para a predição de ruído aerodinâmico em componentes simples (*spoilers*) para baixas velocidades baseado na adaptação de Curle (1955) para a analogia de Lighthill, utilizando fontes dipolo. Adaptação deste modelo para diferentes tubulações e componentes foram realizadas por alguns pesquisadores, como Oldham e Ukpoho (1990) para válvulas e placas de orifício; Waddington e Oldham (2007) para curvas; Waddington e Oldham (2008) para ramificações, os quais obtiveram resultados satisfatórios. Para finalizar, uma equação aproximada, proposta por Davies *et al* (1980), para o cálculo do coeficiente de reflexão, o qual será utilizado para calcular o ruído interno da tubulação, foi apresentada.

## CAPÍTULO 3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Com o objetivo de validar o método proposto e gerar novas curvas normalizadas para a predição de ruído aerodinâmico, uma bancada com vazão variável e baixo nível de ruído foi projetada.

Com base nas equações (2.16) e (2.17), as grandezas a serem medidas são: velocidade média na tubulação ( $U$ ), nível de potência sonora dentro da tubulação ( $SWL_D$ ) e a perda de carga induzida pelo componente ( $\Delta P$ ). Intrínseca à medição de tais grandezas, torna-se necessária a medição da temperatura ambiente e da pressão atmosférica.

As medições de potência sonora foram realizadas em uma câmara reverberante para facilitar os ensaios e garantir uma melhor representação da situação prática.

Esta seção apresenta os equipamentos e procedimentos utilizados para a realização das medições da geração interna de ruído aerodinâmico em componentes de sistemas de ventilação.

### 3.1 DESCRIÇÃO DA BANCADA

A bancada possui como requisitos básicos na região de testes, fluxo uniformemente distribuído e “quieto”, ou seja, com baixo nível de ruído de fundo na tubulação. Segundo a norma ISO 7235 (*International Organization for Standardization, ISO 7235, 2003*), o ruído aerodinâmico gerado por um componente deve estar pelo menos 6 dB acima do ruído do sistema e 10 dB acima do ruído de fundo da câmara.

#### 3.1.1 Limites de Operação

Para estabelecer os limites de operação da bancada, realizou-se um levantamento dos sistemas de ventilação de aeronaves, já que o objetivo é de que a mesma possa atuar em uma variada gama de aplicações práticas.

A mínima vazão de ar encontrada foi de aproximadamente 12 m<sup>3</sup>/h, valor para tubulações de diâmetro interno de 45,5 mm (equivalente a 2 polegadas de diâmetro externo) para uma velocidade

mínima de 2 m/s. O limite máximo de vazão de ar foi estabelecido pelas tubulações de diâmetro interno de 145 mm (equivalente a 6 polegadas de diâmetro externo) com velocidade máxima de 15 m/s, encontrando um valor aproximado de 892 m<sup>3</sup>/h. Para se ter uma maior margem de operação, as vazões mínima e máxima da bancada foram estabelecidas como 0 e 1.000 m<sup>3</sup>/h.

Um dos limites essenciais ao projeto é o limite mínimo de ruído aerodinâmico gerado nos componentes. Este deve ser de pelo menos 10 dB acima do nível de ruído de fundo da câmara. Testes preliminares foram realizados em uma câmara reverberante, cujo ruído de fundo está demonstrado na Figura 3.1 em SPL e em bandas de oitava.

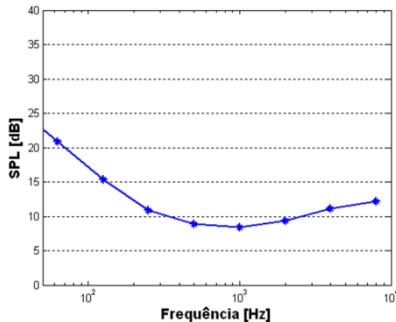


Figura 3.1: Ruído de fundo na câmara reverberante.

Para a seleção adequada dos instrumentos de medição e especificação de um ventilador que atenda às condições de operação da bancada, a máxima perda de carga e o limite de pressão estática do ventilador precisam ser determinados. Tais parâmetros serão demonstrados nos próximos itens.

### 3.1.2 Dimensionamento e Especificação de Componentes

O layout da bancada está demonstrado na Figura 3.2. O ventilador gera fluxo de ar, com vazão controlada através de um inversor de frequência. O fluxo é, então, condicionado por um homogeneizador de fluxo a fim de obter um perfil de velocidades desenvolvido para que se possa medir a vazão com maior precisão. Tanto o homogeneizador de fluxo quanto o medidor de vazão geram ruído aerodinâmico, porém este é ínfimo em comparação ao ruído

gerado pelo ventilador. O primeiro silenciador (*muffler*) serve como um atenuador do ventilador e atua em uma larga faixa de frequência. Uma transição conecta o primeiro silenciador ao segundo. Esta transição é suave o suficiente para não causar ruído em excesso. O segundo, terceiro e quarto silenciadores atuam sobre o ruído que o primeiro não pôde atenuar completamente e sobre o ruído gerado pelo fluxo de ar nos componentes do sistema. Um quinto silenciador atua como transição entre área de seção quadrada e circular sem promover nova geração sonora. O fluxo chega, então, na região de testes com baixo ruído e perfil completamente desenvolvido. Finalmente, o ruído gerado na seção de testes se propaga, através de uma tubulação de PVC, até a Câmara 2, na qual são realizadas as medições de potência sonora.

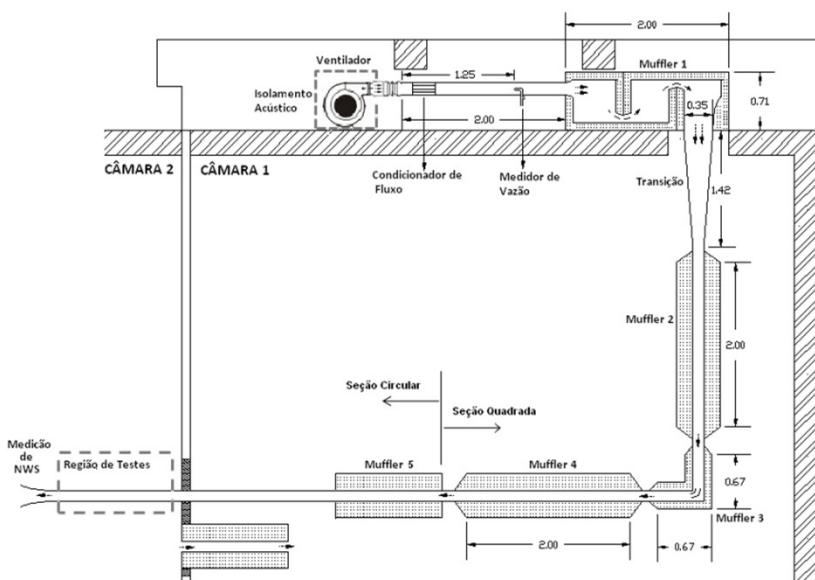


Figura 3.2: Esquema da bancada de ruído aerodinâmico.

### 3.1.2.1 Silenciadores (*mufflers*)

Uma grande dificuldade para projetar tal bancada são os altos níveis de ruído de fundo gerado pela mesma, como o ruído do ventilador, de vibrações estruturais e o próprio ruído aerodinâmico induzido pelos vários componentes do sistema. Estes, se não forem

corretamente tratados, podem facilmente mascarar as medições a serem realizadas.

Como base de projeto, o nível de ruído de fundo da câmara foi utilizado, de forma que o nível de ruído da bancada deva ser equivalente ao nível de ruído de fundo já existente (da câmara e sistema de aquisição de dados).

Além da atenuação necessária por silenciador, deve-se verificar a perda de carga gerada por eles, pois quanto maior a perda de carga no sistema mais potente deve ser o ventilador, e, conseqüentemente, maior o ruído gerado por ele. Assim, o processo de projetar um silenciador e especificar e selecionar um ventilador deve ser realizado simultaneamente e de forma iterativa. Os dados de perda de carga calculados estão descritos no próximo item.

O primeiro silenciador foi projetado com intuito de atenuar o ruído do ventilador, ou seja, considerando altos níveis de potência sonora em uma larga faixa de frequência. Tal silenciador possui forma de uma câmara de expansão de três passagens. Todas as faces internas foram revestidas com lã de rocha de 100 mm de espessura, com densidade de  $128 \text{ kg/m}^3$  e resistência ao fluxo de  $20.000 \text{ MKS rayl/m}$ . Para causar maior atenuação, as duas paredes internas possuem uma placa de aço de 2 mm. As paredes externas são constituídas de duas placas de compensado de 15 mm. Tal espessura foi designada para que não permita a entrada de ruído externo. O material de absorção nas curvas internas possui pontas arredondadas a fim de evitar ruído gerado por separação de fluxo. Um esquema deste silenciador está ilustrado na Figura 3.3.

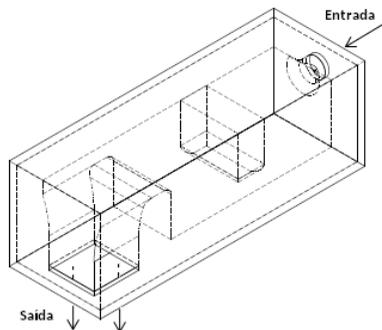


Figura 3.3: Silenciador do tipo câmara de expansão.

Para obter a atenuação causada pelo primeiro silenciador, uma simulação de FEM (método dos elementos finitos) foi realizada no software comercial SYSNOISE 5.5. Como condições de contorno foram utilizadas uma impedância relativa ao material de absorção nas paredes internas, pressão unitária na face de entrada e impedância de tubulação infinita ( $\rho_0 c_0$ ) na saída. A curva de comparação entre ruído gerado pelo ventilador e atenuação deste silenciador está demonstrada na Figura 3.4, em bandas de uma oitava.

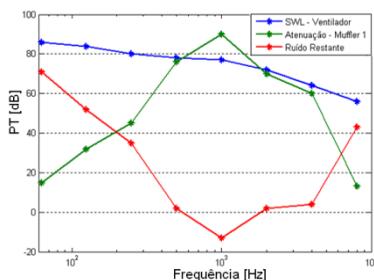


Figura 3.4: Curva de atenuação do Muffler 1.

O segundo, terceiro e quarto silenciadores foram projetados com o objetivo de não gerar ruído adicional e atenuar o ruído remanescente do primeiro. A Figura 3.5 ilustra o segundo e quarto silenciador e a Figura 3.6 ilustra o terceiro. O segundo e quarto silenciadores são idênticos e foram projetados de forma a atenuarem também uma larga faixa de frequências. As faces internas são revestidas com lã de rocha de 200 mm de espessura. A casca externa é de aço galvanizado de 1 mm de espessura.

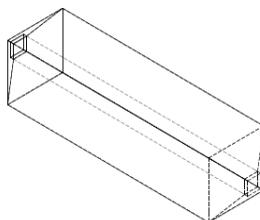


Figura 3.5: Segundo e quarto silenciador (tipo in-line).

O terceiro silenciador possui canaletas que conduzem o fluxo, minimizando o ruído gerado pela curva. Devido ao seu formato, atua mais nas frequências acima de 1000 Hz. As faces internas são revestidas com lã de rocha de 100 mm de espessura.

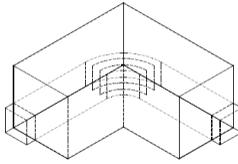


Figura 3.6: Terceiro silenciador (tipo cotovelo 90°).

As curvas de atenuação do segundo e quarto silenciadores foram obtidos por métodos semi-empíricos da literatura (BIES; HANSEN, 1998). Por simulação numérica foi obtida a curva de atenuação do terceiro silenciador. As curvas de atenuação destes silenciadores estão ilustradas na Figura 3.7.

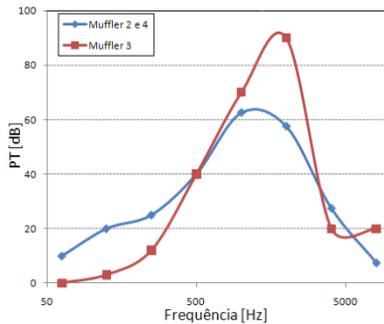


Figura 3.7: Curvas de atenuação dos silenciadores 2,3 e 4.

Um quinto silenciador foi adicionado de forma a agir como uma transição de seção quadrada para circular. Todas as faces internas foram revestidas com lã de rocha de 100 mm de espessura, com densidade de  $128 \text{ kg/m}^3$  e resistência ao fluxo de 20.000 MKS rayl/m. As paredes constituem de uma placa de compensado de 15 mm. A Figura 3.8 ilustra o quinto silenciador.

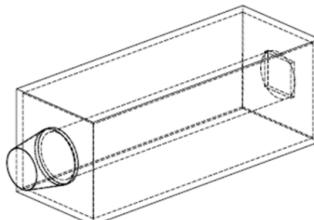


Figura 3.8: Quinto silenciador.

Um dos requisitos necessários da câmara de medição é que possua saída para o ar que está sendo insuflado, porém o ruído externo não deve adentrar a câmara. Para tal fim, um silenciador foi projetado de forma ao fluxo poder sair sem gerar ruído e sem que o ruído externo interfira nas medições. Este silenciador é do tipo “duto revestido”, com 10 cm de lâ de rocha na parte interna, com 1,5 m de comprimento e abertura de 20 x 20 cm. Este situa-se na divisória entre as duas câmaras, adentrando a câmara 1, de forma que o ar insuflado para a Câmara 2 pela bancada sai pela Câmara 1, sem que haja ruído de fundo interferindo nas medições (vide Figura 3.2).

### 3.1.2.2 Especificação do Ventilador

Num sistema de ventilação, formado por ventiladores, dutos, silenciadores e acessórios, tanto a pressão estática do ventilador quanto a perda de carga imposta ao mesmo são dependentes da vazão de ar. A Figura 3.9 mostra curvas típicas de pressão estática (“ $\Delta p$ ”) vs. vazão para um ventilador e de perda de carga (“ $\Delta p$ ”) vs. vazão para um sistema de ventilação. No caso do ventilador, quanto maior a pressão menor será a vazão de ar disponibilizada por ele. Por outro lado, quando se trata de um sistema de distribuição, quanto maior a vazão de ar, maior a perda de carga.

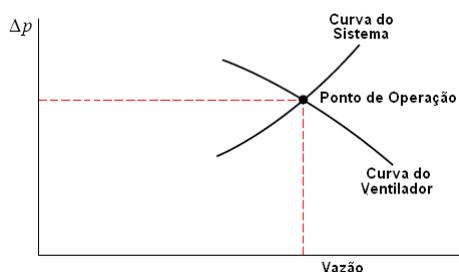


Figura 3.9: Curvas características de ventiladores e sistemas de distribuição.

A seleção de um ventilador deve ser realizada a partir das especificações de vazão de ar e da pressão estática. A pressão estática necessária ao ventilador é obtida a partir da perda de carga total imposta a ele, pois o valor da primeira deve ser igual ou superior ao valor da

segunda, no ponto de vazão de ar dimensionado para o sistema de distribuição.

Por sua vez, a perda de carga total é resultado das perdas provocadas no sistema por silenciadores, por recirculações oriundas da montagem, corpos de prova, etc. Para a estimativa dessa perda de carga total, normalmente considera-se apenas àquela imposta pelos componentes principais, neste caso os silenciadores e corpos de prova, a qual é geralmente obtida por meio de softwares de simulação, correlações experimentais e/ou cálculos analíticos aproximados.

Uma outra forma de especificar um ventilador é através de curvas de pressão pela vazão do sistema e do ventilador. Quando estas curvas estão disponíveis é possível representá-las em um mesmo gráfico e, por consequência, obter o ponto teórico de operação, que é a intersecção entre as duas curvas (vide Figura 3.9). Se a vazão de ar no ponto teórico de operação for igual ou superior à vazão de ar necessária ao sistema, considera-se o ventilador adequado.

O ventilador foi especificado de acordo com a faixa de vazão de ar ( $0 \text{ m}^3/\text{h}$  a  $1.000 \text{ m}^3/\text{h}$ ) e com a máxima perda de carga proporcionada pelo sistema. Tal faixa de vazão é atendida com um controle efetivo da rotação do ventilador através de um inversor de frequência.

Definidas as faixas de vazão de trabalho, o passo seguinte é a obtenção de uma estimativa da perda de carga máxima no sistema. Esta perda foi dividida em perdas individuais para cada componente do sistema. Todas as perdas de carga foram calculadas para a máxima vazão ( $1000 \text{ m}^3/\text{h}$ ).

A perda de carga nos homogeneizadores de fluxo (tipo *Etoile*, vide Item 3.1.2.3) foi estimado em 45 Pa, valor extraído da literatura técnica (MILLER, 1983).

A perda de carga causada no segundo e quarto silenciadores foi estimada em 75,0 Pa cada (BIES;HANSEN, 1998).

Para o terceiro silenciador, foi utilizada uma correlação entre o método analítico proposto por Bies e Hansen (1998) para silenciadores do tipo tubo revestido e cálculos para curvas de  $90^\circ$ , obtendo também um valor de 75,0 Pa de perda de pressão.

Para o primeiro silenciador, por possuir um dimensionamento complexo, foi calculada a perda de carga através do software comercial Ansys CFX de simulação de dinâmica dos fluidos computacional (CFD - *Computational Fluid Dynamics*), obtendo um valor aproximado de 250 Pa.

Para os componentes, foi calculada a perda de carga para o corpo de prova mais crítico, a válvula borboleta, na tubulação de 3 polegadas e

velocidade média de 25 m/s, obtendo um valor de 1109 Pa (FRIED; IDELCHIK, 1989).

Segundo estes critérios, foi selecionado um ventilador centrífugo da marca IBRAM, modelo VTI-300, cuja vazão e pressão estática máximas são de, respectivamente, 2280 m<sup>3</sup>/h e 3118 Pa. A Figura 3.10 mostra o gráfico de pressão versus vazão de ar disponibilizado pelo fabricante. Este ventilador atinge aproximadamente 3000 Pa em 1000 m<sup>3</sup>/h na máxima rotação. Para se trabalhar com vazões mais baixas, pode-se reduzir a rotação através do inversor de frequência.

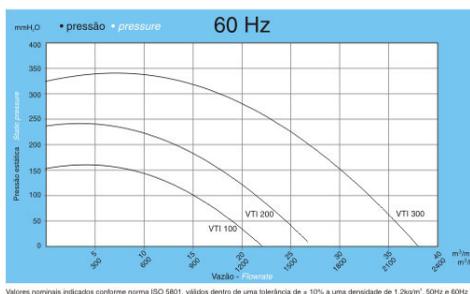


Figura 3.10: Curva de pressão vs. vazão dos ventiladores IBRAM - VTI.

Fonte: [www.ibram.ind.br](http://www.ibram.ind.br) (2009).

No catálogo do fabricante, é informado o nível de ruído global de 83 dB para saída livre, porém não possui mais nenhuma informação quanto à potência acústica gerada. O ruído externo do ventilador pode vir a influenciar o ruído de fundo da câmara, portanto, uma medição do ruído total do ventilador torna-se necessária. Tal medição está demonstrada na Figura 3.4.

Um isolamento acústico foi construído para que este ruído não interferisse nas medições. Este dispositivo foi construído em forma de um cubo utilizando compensado de 30 mm de espessura, revestido com 100 mm de lã de rocha em cada parede interna e com tecido-não-tecido (TNT) como suporte para o revestimento. Foram feitas duas aberturas de ar de 10 x 74 cm na parte superior e inferior, de forma que o ar que adentra a caixa arrefece o motor do ventilador.

O duto flexível entre o ventilador e a tubulação é constituído de um material têxtil, chamado de lona naval, o qual conduz o fluido sem perdas e atenua as vibrações geradas pelo ventilador. Tal componente é importante, pois estas vibrações podem ser transmitidas ao longo do duto e mascarar as medições a serem realizadas.

### 3.1.2.3 Terminação

A terminação, ou elemento de transmissão, que conecta a área de teste e a câmara de medição, deve ser concebida de forma a minimizar o ruído gerado na saída do jato e atenuar o mínimo possível o ruído aerodinâmico produzido pelo corpo de prova.

O tipo de terminação utilizada segue um conceito de bocal utilizado atualmente na indústria aeronáutica, chamado de bocal dentado (*chevron nozzle*). Tal componente foi selecionado, pois suas pontas em formato de serra aumentam a mistura dos fluxos na saída e modificam as características turbulentas do jato, reduzindo o ruído gerado pelo mesmo (*National Aeronautics and Space Administration, NASA/CR-2000-210039, 2000*).

A terminação utilizada foi feita na própria tubulação de PVC. A Figura 3.11 ilustra este componente.



Figura 3.11: Terminação tipo bocal dentado.

As características de reflexão obtidas neste componente foram determinadas experimentalmente, conforme demonstrado no Item 3.1.6.

### 3.1.3 Medição da Velocidade Média

A escolha de um medidor de vazão e/ou velocidade é influenciado pela precisão requerida, faixa de uso, custo, complicação de uso, aquisição de dados e vida útil. Dentre tais fatores, pode-se destacar para o presente caso:

- a) faixa de vazão determinada (10 a 1.000 m<sup>3</sup>/h);
- b) possuir perda de carga desprezível para tal faixa;

- c) a precisão, segundo a norma ISO 5167: 2003 (*International Organization for Standardization*. ISO 5167:2003, 2003) deve ser de  $\pm 2,5\%$  para a faixa de  $25 < Q < 250 \text{ m}^3/\text{h}$ , e  $\pm 5\%$  para  $Q > 250 \text{ m}^3/\text{h}$ ;
- d) fácil instalação e baixo custo.

Considerando tais fatores, foi selecionado um medidor do tipo Pitot transverso, fabricado pela *Dwyer Instruments Inc.*, modelo DS-300-6". O princípio deste dispositivo é calcular a velocidade média através da medição de vários pontos de velocidade através do diferencial de pressão. Segundo Fox e McDonald (1999), para realizar a medição de vazão utilizando o método transverso, deve-se considerar a divisão conceitual da seção transversal do duto em segmentos de áreas iguais. A velocidade é medida no centro de cada segmento de área usando um tubo de pitot. A vazão de cada segmento é aproximada pelo produto da velocidade medida e sua área. A vazão total no duto é então obtida pela soma das vazões de cada segmento.

Em conjunto com o medidor, foi especificado um transdutor de pressão diferencial digital do mesmo fabricante, modelo DH-006, que atua em uma faixa de pressão de 0 a 1245 Pa e possui erro de  $\pm 0,5\%$  (em 25°C). Este transdutor de pressão diferencial é recomendado pelo fabricante para a utilização em conjunto com o medidor selecionado, pois, através da inserção de alguns parâmetros (tipo de duto, diâmetro, fator do medidor para o perfil de velocidade e faixa de vazão), calcula a velocidade média do fluxo, o diferencial de pressão e/ou a vazão. Segundo o fabricante, desconsiderando os erros de instalação, a precisão do medidor corresponde à do transdutor de pressão.

A fim de condicionar o fluxo gerado pelo ventilador e garantir um perfil de velocidades desenvolvido, um homogeneizador de fluxo foi adicionado a montante do plano do medidor. Este dispositivo, em adição a suprir os requerimentos de remover ou significativamente reduzir o redemoinho gerado pelo ventilador, é também designado para redistribuir o perfil de velocidade para produzir condições de fluxo condicionadas para as medições.

O homogeneizador de fluxo selecionado foi do tipo *Etoile*, atualmente recomendado pela norma ISO 5167: 2003 (*International Organization for Standardization*. ISO 5167:2003, 2003). Tal dispositivo consiste de quatro placas separadas igualmente na direção angular com comprimento igual a duas vezes o diâmetro do duto, conforme ilustrado na Figura 3.12.

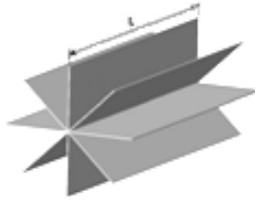


Figura 3.12: Homogeneizador de fluxo tipo Etoile.

A norma ANSI/AMCA 210 (*American National Standards Institute e Air Movement and Control Association - ANSI/AMCA - 210, 1999*) define que o duto que contém o medidor deve ser de, no mínimo, 10 vezes o diâmetro da tubulação com o plano do sensor em 8,5 vezes o diâmetro. Tais medidas foram respeitadas no presente trabalho. A Figura 3.13 ilustra o esquema de instalação do medidor e do homogeneizador, em metros.

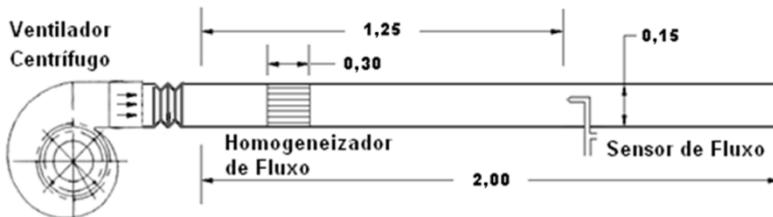


Figura 3.13: Esquema de instalação do medidor e do homogeneizador.

Devido à separação no fluxo causada pela ramificação, a medição das velocidades em tal componente não pode ser realizada pelo método descrito acima. Para tal fim, foi utilizado um anemômetro de fio quente da marca *Instrutherm*, modelo TAFR-180, que engloba a faixa de 0,2 a 25 m/s com precisão de  $\pm 3\%$ . O procedimento de medição foi realizado segundo o guia BNL IH62470 (*Brookhaven National Laboratory, BNL IH62470, 2005*).

Tal procedimento consiste em fazer medições em 12 pontos específicos do duto e realizar a média destes pontos. A Figura 3.14 ilustra o procedimento e a divisão dos pontos a serem medidos.

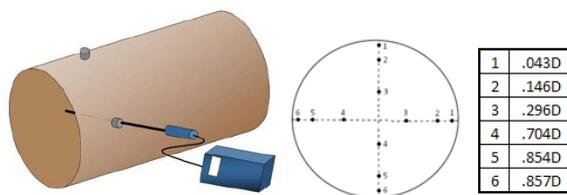


Figura 3.14: Medição de velocidade em dutos. Fonte: BNL IH62470 (2005).

Devido à natureza do tipo de fluxo gerado pelo ventilador, a qual possui pequenas variações com o tempo, três médias foram realizadas para três diferentes velocidades, 5, 15 e 20 m/s. A máxima variação encontrada foi de 0,2 m/s para 5 e 10 m/s e 0,3m/s para 20 m/s. Tais desvios estão dentro da precisão do anemômetro e causam pouca variação no cálculo final (vide Apêndice III).

### 3.1.3.1 Controle da Vazão

O controle da vazão foi realizada através da rotação do ventilador. Esta é controlada através de um sistema de controle fechado, conforme ilustrado na Figura 3.15. Num sistema de malha fechada, o sinal atuante de erro, que é a diferença entre o sinal de entrada e o sinal de retroação (que pode ser o próprio sinal de saída ou uma função do sinal de saída e de suas derivadas e/ou integrais), excita o controlador de modo a reduzir o erro e trazer o valor do sinal de saída para o valor desejado (OGATA, 1997). O medidor de vazão, acoplado à tubulação, gera um sinal de corrente (analogico) proporcional à vazão provida pelo ventilador (acoplado ao motor). A corrente é convertida em sinal digital através de uma placa de aquisição. Este sinal é então lido por um software de controle e a vazão é calculada baseada no sinal de corrente. O software calcula a diferença entre a vazão desejada (definida pelo usuário) e a vazão lida. Esta diferença é o erro de vazão, o qual serve de entrada para o algoritmo de controle proporcional integral derivativo (PID - *Proportional Integral Derivative*). Este algoritmo transforma o erro de vazão em um sinal digital de tensão, o qual é aplicado ao sistema. Este sinal é então convertido em um sinal analógico através da placa de aquisição e aplicado na entrada do inversor de frequência, que gera uma frequência de saída proporcional à tensão aplicada. A rotação

do motor é proporcional à frequência de saída do inversor. Assim, o ventilador gera uma determinada vazão de acordo com a frequência.

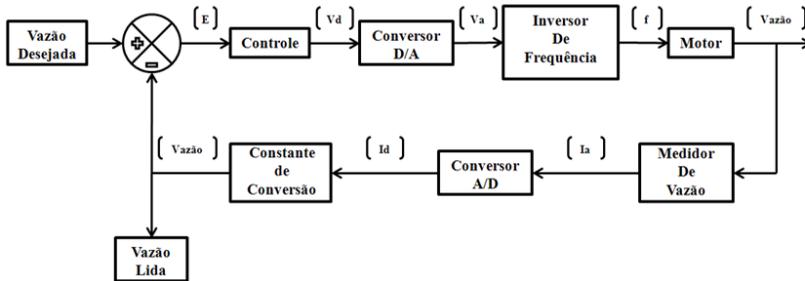


Figura 3.15: Esquema do circuito de controle da vazão.

A rotação do ventilador foi controlada por um inversor de frequência modelo CFW08 fabricado pela WEG Automação.

A placa de aquisição utilizada é fabricada pela *National Instruments*, modelo USB 6009, a qual possui embutidos os terminais de conexão e se comunica ao computador via USB. O software utilizado foi o *Labview* da própria *National Instruments*.

### 3.1.4 Medição da Pressão Diferencial

As medições de pressão diferencial foram realizadas segundo a norma ISO 7235:2003 (*International Organization for Standardization*, ISO 7235:2003, 2003), conforme a Figura 3.16, onde  $l_1 = D$  e  $l_2 = 6D$ .

A Figura 3.17 mostra as conexões utilizadas na tomada de pressão. Para cada ponto de pressão a ser medido são utilizadas quatro tomadas de pressão, uma para cada face do duto, formando um anel piezométrico, segundo a norma ANSI/AMCA 210 (*American National Standards Institute e Air Movement and Control Association - ANSI/AMCA - 210, 1999*). Para a tubulação, foram utilizados tubos flexíveis de 6 mm de diâmetro. Tal norma ainda especifica que, para temperaturas entre 14°C e 26°C e elevações de até 1500 m, as correções de temperatura podem ser omitidas.

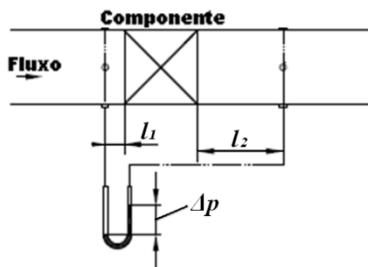


Figura 3.16: Esquema para medição do diferencial de pressão.

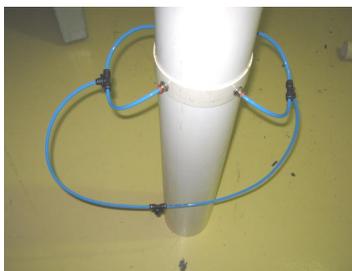


Figura 3.17: Conexões utilizadas na tomada de pressão.

O transdutor utilizado para a medição de pressão diferencial é fabricado pela Rücken Instrumentação e Automação Industrial Ltda., modelo RTD-420-DIF e possui uma faixa de medição de pressão de 0 a 1960 Pa com erro de até  $\pm 1\%$ , o qual encontra-se na faixa indicada pela norma ISO 7235 (*International Organization for Standardization*, ISO 7235, 2003).

### 3.1.5 Medição do Nível de Potência Sonora

O nível de potência sonora gerada pelo ruído aerodinâmico em função da velocidade do ar no duto foi determinado pelo método da comparação, descrito na norma ISO 3741 (*International Organization for Standardization*, ISO 3741, 1999), em câmaras reverberantes (campo difuso).

A câmara reverberante utilizada para a determinação da potência sonora irradiada pela tubulação deve seguir algumas características, a fim de proporcionar resultados com menores incertezas:

- a relação entre a máxima e a mínima dimensão da câmara não deve exceder a proporção 3:1;
- a precisão da medição depende da uniformidade do campo difuso. Por isso, é importante que exista um grau mínimo de inclinação entre, pelo menos, duas paredes paralelas das câmaras, contribuindo para que as ondas se propaguem em todas as direções e não haja concentração de energia acústica;
- o ruído de fundo para a câmara reverberante deverá ser 6 dB menor (preferencialmente 10 dB) que o nível de pressão sonora medido em cada banda de frequência, dentro da faixa de interesse;
- o volume da câmara reverberante, juntamente com a absorção interna, determina a frequência de corte da mesma. A maioria dos projetos de pesquisa, no entanto, envolve produtos onde a faixa de frequência de interesse é superior a 100 Hz. Sendo assim, o volume mínimo da câmara deve ser 200 m<sup>3</sup>.

O método da comparação, para campo difuso, fornece medidas absolutas, pois utiliza uma fonte sonora de referência, do tipo aerodinâmica, a qual possui um nível de potência sonora ( $SWL_r$ ) constante e fornecido pelo fabricante, para cada faixa de frequência. A fonte de referência utilizada para os ensaios foi fabricada pela Brüel & Kjaer, modelo 4204.

A relação entre a potência sonora (fornecida pelo fabricante) e o nível de pressão média espacial, em dB, é dada pela expressão (*International Organization for Standardization*. ISO 3741:1999, 1999)

$$SWL_r = SPL_r - 10\log(T_r) + 10\log(V_c) + 10\log\left(1 + \frac{S_c\lambda}{8V_c}\right) - 10\log\left(\frac{B}{1000}\right) - 14, \quad (3.1)$$

onde  $SPL_r$  é a pressão sonora média em cada banda, corrigida de acordo com o ruído de fundo;

$V_c$ , volume da câmara;

$T_r$ , tempo de reverberação;

$\lambda$ , comprimento de onda na frequência central;

$S_c$ , área total de absorção do som;

$B$ , pressão barométrica.

Considerando a pressão barométrica constante, para uma mesma câmara pode-se escrever:

$$SWL_r = SPL_r + K, \quad (3.2)$$

onde  $K$  é a constante da câmara.

Nesta expressão, o nível de pressão sonora ( $SPL_r$ ) representa o valor do nível de pressão sonora média espacial (em dB) na forma:

$$SPL_r = 10 \log \left( \frac{|\bar{p}^2|}{p_{ref}^2} \right), \quad (3.3)$$

onde  $p_{ref}$  é a pressão de referência ( $p_{ref} = 2.10^{-5}$  Pa).

A medição pelo método da comparação consiste na repetição da medição de pressão sonora média espacial e temporal, após a substituição da fonte de referência pela fonte sonora cuja potência se deseja determinar. Desta forma, a potência sonora a ser medida ( $SWL_m$ ) pode ser determinada pela seguinte expressão:

$$SWL_m = SWL_r + SPL_m - SPL_r, \quad (3.4)$$

onde  $SPL_m$  é o nível de pressão sonora medido na câmara.

A instrumentação utilizada para a obtenção de potência sonora na câmara inclui os seguintes equipamentos:

- microfone pré-polarizado de campo difuso, marca Brüel & Kjaer, modelo 4942;
- suporte móvel com rotação constante, chamado *rotating microphone boom*, para a obtenção da média espacial e temporal da pressão, fabricado pela Brüel & Kjaer;
- analisador de sinais LMS SCADAS III, com software LMS Test Lab v8, módulo *spectral testing*;
- calibrador de microfone Brüel & Kjaer 4231;
- fonte sonora de referência Brüel & Kjaer 4202.

As análises foram realizadas com filtro de bandas de um terço de oitava entre 100 e 10000 Hz. Visto que as medições do nível de pressão são absolutas, calibrações foram realizadas diariamente durante o período de ensaios. O mesmo microfone foi utilizado para todas as medições, limitando as incertezas de medição de nível de potência

sonora apenas para os erros relacionados à calibração da fonte referênciada, demonstrados na Tabela 3.1:

Tabela 3. 1: Incerteza de calibração da fonte sonora.  
Fonte: Manual Brüel & Kjaer 4204 (1978)

Faixa de Frequência [Hz]	Incerteza [dB]
100 - 160	$\pm 1.0$
200 - 4000	$\pm 0.5$
5000 - 10000	$\pm 1.0$

### 3.1.6 Medição do Coeficiente de Reflexão

Com o intuito de obter os coeficientes de reflexão na saída dos dutos para cada configuração de terminação, o método dos dois microfones apresentado por Chung e Blaser (1980) foi aplicado. A teoria na qual este método se baseia envolve a decomposição de um sinal aleatório estacionário, gerado por um alto falante, em seus componentes incidentes e refletidos, utilizando uma função de transferência entre as pressões acústicas obtidas em duas localidades na parede do duto, conforme a Figura 3.18. O coeficiente de reflexão complexo é obtido por (CHUNG e BLASER, 1980):

$$\hat{R}_t = - \left\{ \frac{\hat{H}_{12} - e^{-jks}}{\hat{H}_{12} - e^{jks}} \right\}, \quad (3.5)$$

onde  $\hat{H}_{12} = \hat{p}_2 / \hat{p}_1$  é a função transferência entre as pressões sonoras obtidas pelos microfones 1 e 2, e  $s$  é a distância entre eles.

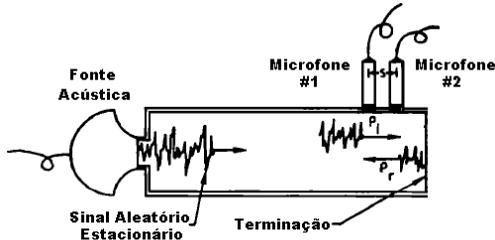


Figura 3.18: Equipamento de teste para o método dos dois microfones. Fonte: Chung e Blaser (1980).

Segundo Holland e Davies, (2000), alguns cuidados devem ser tomados ao realizar a medição do coeficiente de reflexão pelo método dos dois microfones:

- o método obtém resultados ruins quando a distância entre os microfones é próxima a múltiplos da metade da comprimento de onda. Recomenda-se manter o espaçamento entre os microfones próximo a meio comprimento de onda da maior frequência de interesse;
- os microfones devem estar montados bem rentes à parede do duto;
- recomenda-se que o microfone mais próximo da saída deva se situar a, pelo menos, três vezes o diâmetro do duto de qualquer descontinuidade;

Para obter a função transferência de forma precisa, é necessária a calibração de fase do sistema de medição. O método de calibração proposto por Chung e Blaser (1980) foi escolhido por ser muito prático. Primeiramente, realiza-se a medição da função transferência ( $H_{12}^a$ ) conforme a Figura 3.18. Invertem-se, então, os dois microfones, incluindo todo o sinal de medição (canal do analisador, amplificador, etc.), repetindo a medição e obtendo a nova função transferência ( $H_{12}^b$ ). A função transferência calibrada é, então, obtida da forma:

$$\hat{H}_{12} = (H_{12}^a)^{0,5}(H_{12}^b)^{0,5}. \quad (3.6)$$

A instrumentação utilizada para a obtenção do coeficiente de reflexão inclui os seguintes equipamentos.

- microfones pré-polarizados de campo livre, marca Brüel & Kjaer, modelo 4189;
- analisador e gerador de sinais Pulse LAN XI, com *software* PULSE LABSHOP v12;
- amplificador de potência Brüel & Kjaer, modelo 2706;
- caixa acústica.

As medições foram realizadas em faixas de bandas estreitas, até o primeiro modo transversal do duto ( $ka \sim 1,84$ ).

A Figura 3.19 ilustra a medição realizada para a coroa na tubulação de 150 mm de diâmetro, em comparação à equação (2.42).

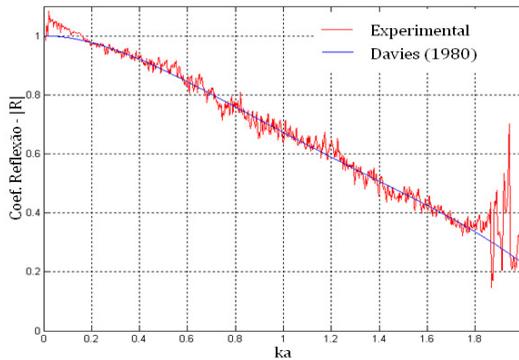


Figura 3.19: Comparação entre coeficiente de reflexão experimental vs. modelo aproximado de Davies *et al* (1980).

Nota-se que na faixa  $0,18 < ka < 1,84$ , a medição se comporta conforme o modelo aproximado proposto por Davies *et al* (1980). As divergências para baixas frequências ( $ka < 0,18$ ) são atribuídas à reflexão causada pela própria câmara. As grandes variações para  $ka > 0,18$  dá-se ao fato de que em  $ka \sim 1,84$  surge o primeiro modo transversal do tubo. Para valores de  $ka > 1,8$  a atenuação tende a zero, e, portanto, é desprezada.

Para poder aplicar o coeficiente de reflexão como uma atenuação na terminação do duto em bandas de um teço de oitava, deve-se realizar uma média por banda dos valores obtidos em banda estreita. A perda de transmissão causada pela reflexão, em dB, é dada por:

$$PT_R = -10 \log \left( 1 - \left| \hat{R}_t \right|^2 \right). \quad (3.7)$$

Utilizando o método dos 2 microfones foi possível obter o coeficiente de reflexão sonora para a terminação utilizada em um meio estacionário, ou seja, sem fluxo. Alguns estudos realizados (CHUNG; BLASER, 1980; HOLLAND; DAVIES, 2000) demonstram que, à medida em que a velocidade de fluxo aumenta, o coeficiente de reflexão na terminação é significativamente reduzido. Entretanto, Bechert (1980) demonstrou que mesmo que a energia sonora de uma fonte interna do duto não seja “refletida”, esta não alcança o campo livre, pois é “absorvida” pelo fluxo. O nível desta absorção é similar em magnitude e dependência na frequência à reflexão normalmente produzida sob condição de fluxo zero.

Munt (1990) demonstrou que o resultado líquido destes efeitos é produzir uma redução global na potência sonora transmitida ao campo livre. Esta redução é bastante similar à produzida pelas correções de terminação sob condição de fluxo zero. Pode-se, então, assumir que as correções de terminação em dutos sem fluxo podem ser utilizadas, para relacionar a potência sonora atenuada nas terminações de dutos com fluxo.

### 3.2 TESTES INICIAIS

Os requisitos básicos para os testes são fluxo uniformemente distribuído e “quieto”, ou seja, com baixo ruído de fundo na tubulação a ser entregue na seção de testes para então ser descarregado na câmara reverberante. Segundo a norma ISO 7235 (*International Organization for Standardization, ISO 7235, 2003*), o ruído aerodinâmico gerado por um componente deve estar pelo menos 6 dB acima do ruído do sistema e 10 dB acima do ruído de fundo da câmara. A Figura 3.20 ilustra uma comparação entre o ruído de fundo da câmara (sem fluxo), o ruído de fundo da tubulação (com fluxo) e um ensaio utilizando um componente com baixa geração de ruído, para uma velocidade média de 15 m/s.

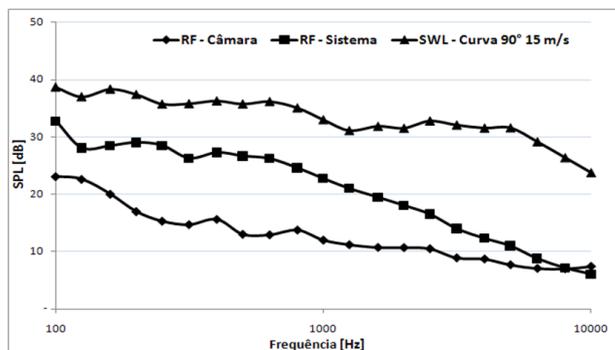


Figura 3.20: Comparação entre ruído de fundo e do sistema.

Nota-se que, em relação ao ruído de fundo da câmara, o ruído aerodinâmico é bem superior a 10 dB. Porém, entre o ruído do sistema e o ruído medido no componente, a diferença varia entre 7 a 20 dB. À medida em que a velocidade diminui, o ruído aerodinâmico tende a

diminuir, o que leva a sofrer uma maior influência do ruído externo nas medições.

### 3.4 SÍNTESE DO CAPÍTULO

A utilização do método de Nelson e Morfey (1981) depende de dados experimentais do nível de potência sonora gerado por fluxo em componentes de sistemas de ventilação. Uma bancada de ruído aerodinâmico foi então projetada e construída com o intuito de validar tal método para tipos e dimensões de componentes existentes em sistemas de distribuição de aeronaves. Esta bancada deve, então, avaliar o nível de potência sonora gerado em função da perda de carga causada por tais componentes.

Neste capítulo foram descritas as etapas de projeto, montagem e testes iniciais da bancada. Também foram revistos os métodos e procedimentos experimentais associados aos ensaios de ruído aerodinâmico (perda de carga, coeficiente de reflexão e nível de potência sonora).

Os testes iniciais demonstraram resultados satisfatórios quanto aos níveis de ruído aerodinâmico em comparação aos ruídos de fundo, tanto da própria bancada, quanto da câmara.

## CAPÍTULO 4 RESULTADOS

Neste capítulo estão apresentados os resultados de acordo com o componente, diâmetro do duto e velocidades. Os corpos de prova foram escolhidos de forma a englobar uma ampla faixa de componentes utilizados em aeronaves: válvula borboleta (*single-vane damper*), placa de orifício, joelhos/curvas, ramificações e bocais convergentes.

Cada teste consistiu na medição da média espacial do nível de pressão sonora na câmara reverberante em bandas de um terço de oitava entre 100 e 10000 Hz. O nível de potência sonora foi calculado através do método da comparação. Aplicou-se, então, a correção para o efeito de reflexão na saída, conforme Item 3.1.2.3. Após as medições de ruído aerodinâmico, seguiram-se os ensaios de perda de carga para cada velocidade testada.

Com os valores de nível de potência sonora corrigidos, e os valores da perda de carga medidos através dos componentes, pode-se então aplicar o modelo proposto por Nelson e Morfey (1981), para obter os valores de  $120 + 20\log K(\text{St})$ .

### 4.1 VÁLVULAS BORBOLETA

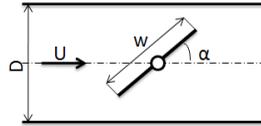
As válvulas borboleta têm por função a regulagem e bloqueio do fluxo em uma tubulação. São, geralmente, os componentes que causam maior perda de carga e, conseqüentemente, geram maiores níveis de ruído aerodinâmico.

As válvulas utilizadas foram construídas com um disco de PVC de 2 mm de espessura, parafusado a um suporte de metal preso à própria tubulação da bancada.

A Tabela 4.1 mostra as configurações de dimensões, ângulos, velocidades e perda de carga ( $\Delta P$ ) medidos.

Tabela 4.1: Configuração de válvulas utilizadas.

<b>D = W [mm]</b>	<b>Ângulo [°]</b>	<b>Velocidade [m/s]</b>	<b><math>\Delta P</math> [Pa]</b>
72 ou 3"	20	25	750
		20	480
		15	280
		10	140
	28	22	1000
		20	865
		15	480
		10	210
145 ou 6"	12	15	140
		12	90
		9	50
		6	24
	25	15	274
		12	186
		9	108
		6	49



As Figuras 4.1 a 4.4, demonstram os valores medidos de nível de potência sonora dentro do duto devido ao ruído gerado por fluxo nas válvulas borboleta.

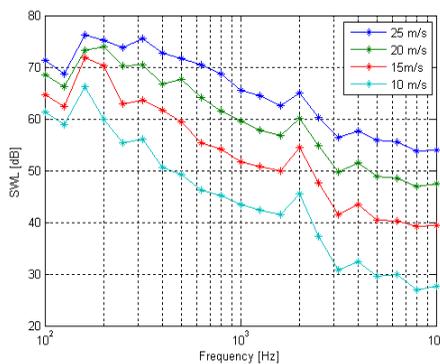


Figura 4.1:  $SWL_D$  para válvulas borboleta -  $D = 3''$ ,  $\alpha = 20^\circ$ .

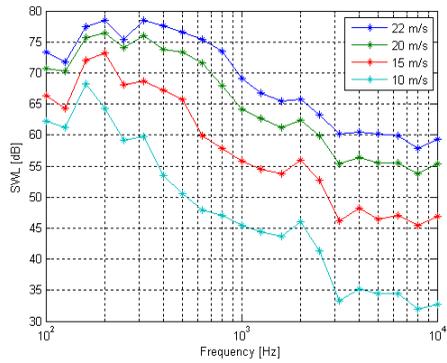


Figura 4.2:  $SWL_D$  para válvulas borboleta -  $D = 3''$ ,  $\alpha = 28^\circ$ .

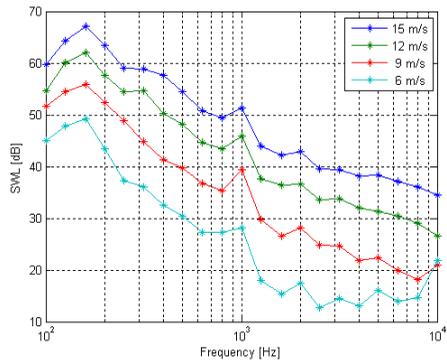


Figura 4.3:  $SWL_D$  para válvulas borboleta -  $D = 6''$ ,  $\alpha = 12^\circ$ .

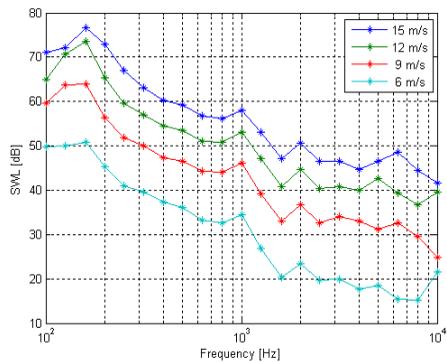


Figura 4.4:  $SWL_D$  para válvulas borboleta -  $D = 6''$ ,  $\alpha = 25^\circ$ .

Os resultados demonstram características típicas de ruído aerodinâmico, como altos níveis em baixas frequências e o decréscimo devido ao seu aumento. Pode-se notar também que o aumento do nível de potência com a velocidade é maior nas frequências acima da frequência de corte do duto do que abaixo. Isso condiz com o modelo de Nelson e Morfey, o qual prediz uma dependência na quarta potência da velocidade para a potência sonora abaixo da frequência de corte e uma dependência na sexta potência acima.

Cada curva exibe alguns picos onde a frequência é constante com a variação de velocidade. Estes picos são resultados de ressonâncias estruturais da própria válvula e portanto devem ser ignorados. A Figura 4.5 ilustra as ressonâncias estruturais da válvula, obtidas de uma simulação em FEM utilizando o software comercial Ansys para a válvula de 3 polegadas. A Figura 4.6 ilustra o espectro do ruído em frequências discretizadas para a válvula de 6 polegadas, para poder comparar com a Figura 4.7 que demonstra as ressonâncias estruturais da mesma, obtidas por simulação numérica. Nota-se nesta comparação que os picos aparecem nas mesmas frequências, podendo-se então afirmar que são devidos as ressonâncias estruturais do componente.

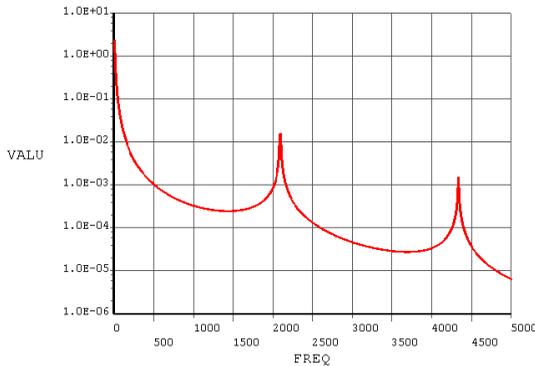


Figura 4.5: Picos de ressonância para a válvula de 3 polegadas.

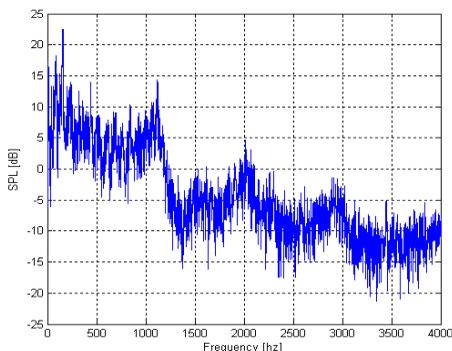


Figura 4.6: Medição em frequências discretizadas com picos em detalhes, para a válvula de 6 polegadas.

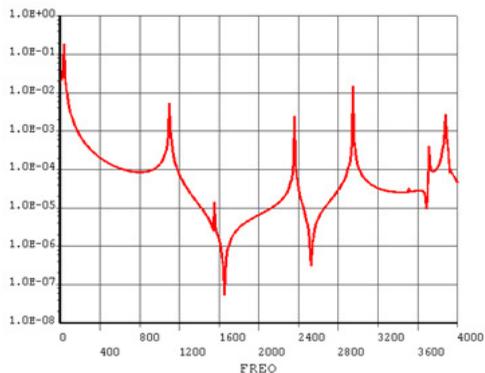


Figura 4.7: Picos de ressonância estrutural da válvula de 6".

#### 4.1.1 Obtenção das Curvas Normalizadas

Aplicando os resultados obtidos (Figuras 4.1 a 4.4), e os parâmetros demonstrados na Tabela 4.1, nas equações (2.16) e (2.17), obtêm-se os dados normalizados para válvulas borboleta, demonstrados na Figura 4.8. Os dados são demonstrados em função do número de Strouhal, para  $120+20\log(K(St))$ , em decibéis, para melhor visualização.

As curvas, em geral, demonstram um comportamento similar. Os valores mais discrepantes são ocasionados pelos picos de ressonância demonstrados acima. Uma forma de contornar tais valores é aplicando métodos de ajuste de curvas, ou apenas uma linha de tendência geral.

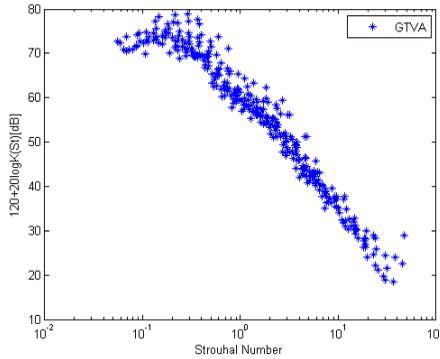


Figura 4.8: Curva normalizada em bandas de 1/3 de oitava para válvulas borboleta.

A Figura 4.9 ilustra a comparação direta entre os resultados aqui obtidos e os resultados de Nelson e Morfey (1981). Os valores para a comparação foram obtidos do artigo, com medições de *spoilers* em uma tubulação retangular de 0.3 x 0.3 m. Isto demonstra que uma curva generalizada pode ser utilizada para a predição de ruído aerodinâmico para componentes similares a *spoilers* e válvulas borboleta, tanto em dutos retangulares quanto circulares.

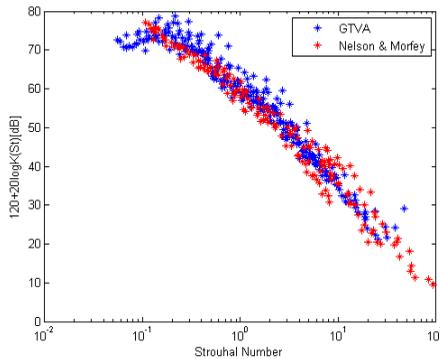


Figura 4.9: Comparação com as curvas obtidas por Nelson e Morfey (1981).

Vale a pena ressaltar que as curvas obtidas por Nelson e Morfey (1981) foram publicadas com erro vertical em + 6 dB, o que foi

corrigido posteriormente por uma errata (NELSON; MORFEY, 2009). Portanto, ao utilizar os dados publicados neste artigo, deve-se decrescer 6 dB das curvas de  $120 + 20\log K(\text{St})$ .

A comparação entre as curvas de  $K(\text{St})$  é a melhor forma de verificar o nível de concordância entre os dados, pois, consegue-se visualizar que ambas as curvas possuem, dentro de uma certa tolerância, uma mesma linha de tendência.

#### 4.1.2 Predição do Ruído Aerodinâmico

O método proposto por Nelson e Morfey consiste em utilizar a linha de tendência das curvas generalizadas (Figuras 4.8 e 4.9) ao reverso, ou seja, aplicar as curvas normalizadas da constante  $K(\text{St})$  nas equações (2.16) e (2.17) para obter o nível de potência sonora gerado aerodinamicamente em um componente similar. Para a predição, é necessário conhecer apenas os parâmetros básicos relacionados ao componente e ao fluxo - velocidade média, perda de carga e dimensões (diâmetro ou, para dutos retangulares, largura e altura).

A Figura 4.10 demonstra a comparação entre a predição do ruído utilizando a interpolação dos dados de Nelson e Morfey (1981) e dados experimentais obtidos neste trabalho para válvula borboleta de  $D = 6''$  e  $\alpha = 25^\circ$ .

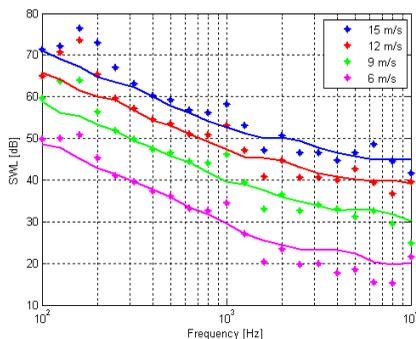


Figura 4.10: Comparação entre predição (linha) e medição (\*) para a válvula borboleta de  $D = 6''$  e  $\alpha = 25^\circ$ .

Pode-se notar uma boa concordância entre os resultados, com uma divergência máxima de aproximadamente 10 dB em 160 Hz, e de aproximadamente 5 dB em 1000 Hz, equivalentes aos picos de

ressonância demonstrados. Nota-se também uma divergência de aproximadamente 4 dB para a velocidade de 6 m/s para frequências acima de 2500 Hz. Esta última ocorre devido aos baixos níveis de ruído gerado com essa velocidade, os quais possuem interferência do ruído de fundo da câmara.

A Figura 4.11 demonstra a mesma comparação, porém com os dados experimentais ajustados conforme a função *smooth* do software comercial MATLAB, que suaviza a variação da curva em função da linha de tendência. Esta é apenas uma forma simplificada de demonstrar como contornar o problema dos picos de ressonância.

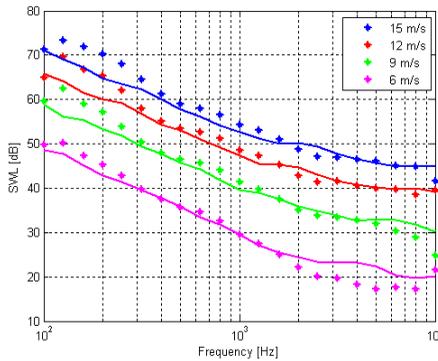


Figura 4.11: Comparação entre predição (linha) x medição (\*) com dados experimentais utilizando função *smooth*.

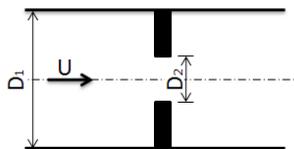
## 4.2 PLACAS DE ORIFÍCIO

A placa de orifício consiste em um disco com um orifício concêntrico ao eixo central da tubulação. Tal dispositivo é, normalmente, utilizado para causar reduções de pressão ao longo da tubulação.

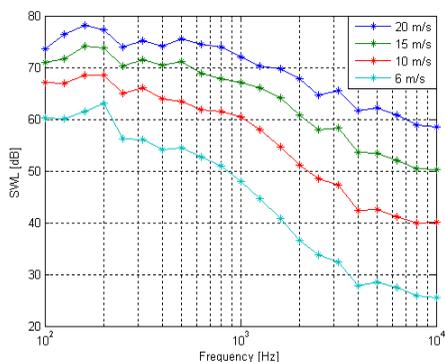
As placas utilizadas constituem-se de um disco de compensado de 15 mm parafusado à própria tubulação da bancada. A Tabela 4.2 mostra as configurações de dimensões, velocidades e perda de carga ( $\Delta P$ ) medidos.

Tabela 4.2: Configuração das placas de orifício utilizadas.

D1 [mm]	D2 [mm]	Velocidade [m/s]	$\Delta P$ [Pa]
72 ou 3"	45	20	950
		15	570
		10	290
		6	100
	38	15	1750
		12	1230
		10	880
		6	350
145 ou 6"	65	8	850
		6	520
		4	250
		2	98
	45	5	1500
		4	1047
		3	680
		2	380



As Figuras 4.12 a 4.15, mostram os valores medidos de nível de potência sonora dentro do duto devido ao ruído gerado por fluxo nas placas. As curvas obtidas, em geral, demonstram um comportamento similar. Os resultados demonstram características similares às da válvula borboleta. Isto é devido ao tipo de restrição ser similar entre estes componentes (OLDHAM; UKPOHO, 1990).

Figura 4.12:  $SWL_D$  para placa de orifício -  $D_1 = 72$  e  $D_2 = 45$ .

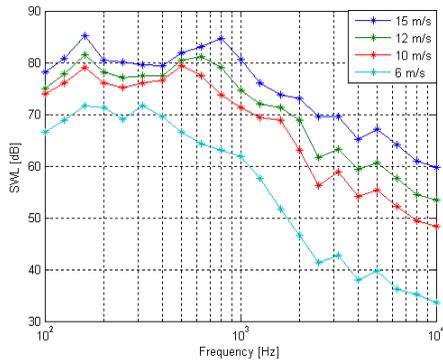


Figura 4.13:  $SWL_D$  para placa de orifício -  $D_1 = 72$  e  $D_2 = 38$ .

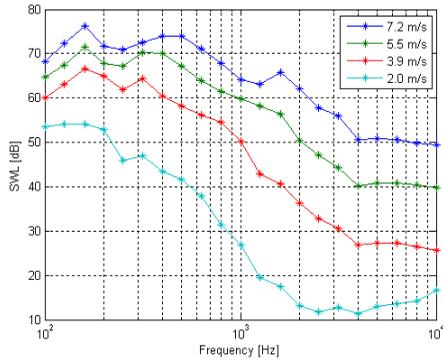


Figura 4.14:  $SWL_D$  para placa de orifício -  $D_1 = 145$  e  $D_2 = 65$ .

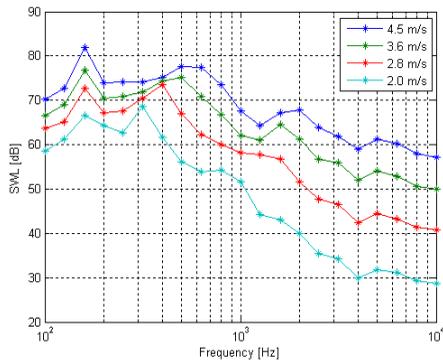


Figura 4.15:  $SWL_D$  para placa de orifício -  $D_1 = 145$  e  $D_2 = 45$ .

### 4.2.1 Obtenção das Curvas Normalizadas

A Figura 4.16 representa a curva normalizada para as placas de orifício. Nota-se uma separação nos dados para valores de número de Strouhal ( $St < 1$ ), sendo que os valores superiores foram obtidos nas tubulações de 3" e os inferiores nas tubulações de 6". A causa para tal comportamento é desconhecida. Uma maneira de se obterem estes dados para baixos valores de Strouhal é realizando medições de potência sonora para velocidades mais altas, o que não pôde ser feito no presente trabalho devido às limitações do ventilador. A solução adotada foi obter os valores para baixos números de Strouhal utilizando a tubulação de 3", onde tais valores estão associados com frequências mais altas (acima da frequência de corte da câmara) e velocidades mais altas (dentro do limite de vazão máxima da bancada).

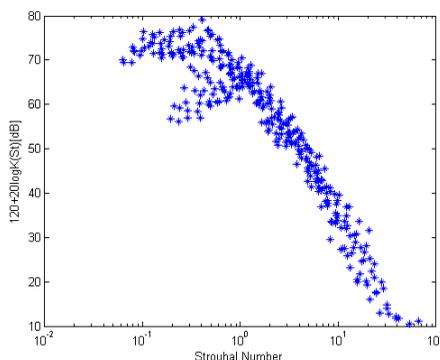


Figura 4.16: Comparação com as curvas obtidas para placas de orifício.

Uma comparação direta entre os dados obtidos para válvulas borboleta e placas de orifício está demonstrada na Figura 4.17. Nota-se uma boa concordância nos dados, de forma que, dentro de uma certa tolerância, pode-se utilizar uma mesma curva normalizada para a predição de ruído de válvulas borboleta e placas de orifício. Pode-se notar também que a separação causada para baixos valores de  $St$ , relacionada aos dados da tubulação de 6 polegadas, não se equivalem aos dados da válvula borboleta.

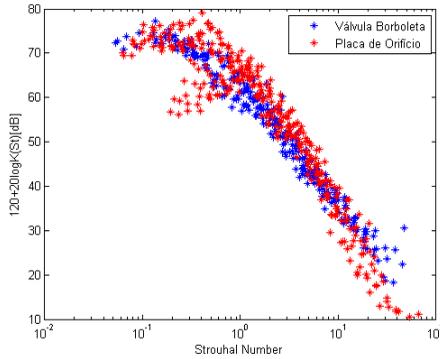


Figura 4.17: Comparação com as curvas obtidas para placas de orifício e válvulas borboleta.

#### 4.2.2 Predição do Ruído Aerodinâmico

A Figura 4.18 demonstra uma comparação entre os valores medidos e calculados para placa de orifício com  $D_1 = 72$  mm e  $D_2 = 45$  mm, utilizando os dados da Figura 4.16 ajustados conforme a função *smooth* do software comercial MATLAB.

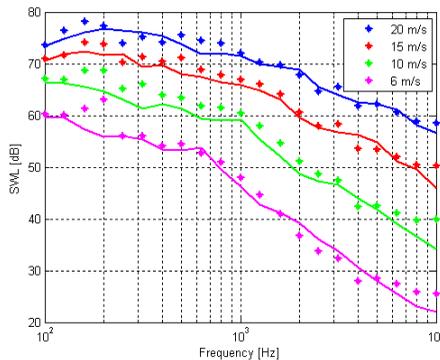


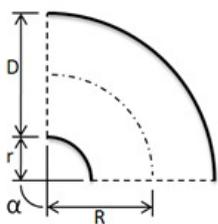
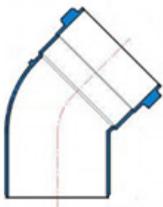
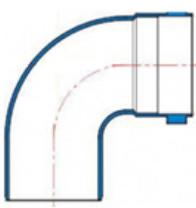
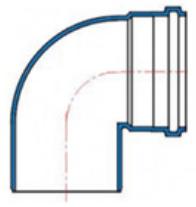
Figura 4.18: Comparação Predição (linha) x Experimental (\*).

Pode-se notar uma boa concordância dos resultados para a maioria do espectro de frequência.

### 4.3 JOELHOS E CURVAS

As curvas utilizadas são fabricadas pela Tigre S/A em PVC. A Tabela 4.3 mostra as configurações de dimensões, ângulos, velocidades e perda de carga ( $\Delta P$ ) medidos para cada tipo de curva utilizada, onde: (a) joelho 45°, (b) curva 90° e (c) joelho 90°.

Tabela 4.3: Configurações de curvas/joelhos medidos.

D [mm]	Ângulo [°]	R/D [-]	Velocidade [m/s]	$\Delta P$ [Pa]		
145 ou 6"	90	0,5	15	163		
			12	105		
			9	59		
	45		15	98		
			12	63		
			9	35		
100 ou 4"	90	0,85	22	99		
			19	82		
			14	40		
			9	17		
72 ou 3"	90	0,5	40	1161		
			35	890		
			30	654		
			25	454		
		0,85	21	321		
			17	210		
			12	105		
			40	226		
	45	0,5	0,5	35	174	
				30	128	
				25	90	
				20	58	
				17	42	
				12	21	
				45	696	
				40	533	
35	392					
30	272					
25	192					
21	126					
17	63					
12	163					

As Figuras 4.19 a 4.24 mostram os valores medidos de nível de potência sonora dentro do duto devido ao ruído gerado por fluxo nas curvas.

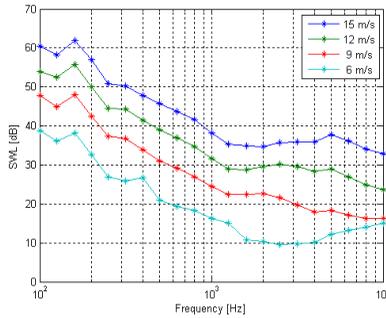


Figura 4.19:  $SWL_D$  para joelho -  $D = 6''$ ,  $\alpha = 90^\circ$  e  $R/D = 0,5$ .

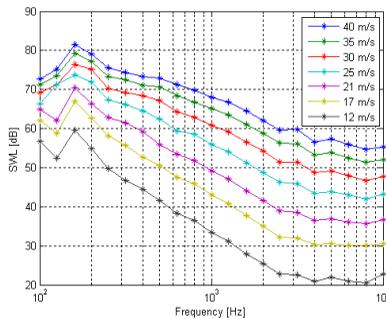


Figura 4.20:  $SWL_D$  para joelho -  $D = 3''$ ,  $\alpha = 90^\circ$  e  $R/D = 0,5$ .

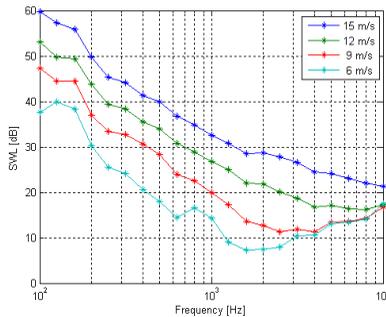


Figura 4.21:  $SWL_D$  para joelho -  $D = 6''$ ,  $\alpha = 45^\circ$  e  $R/D = 0,5$ .

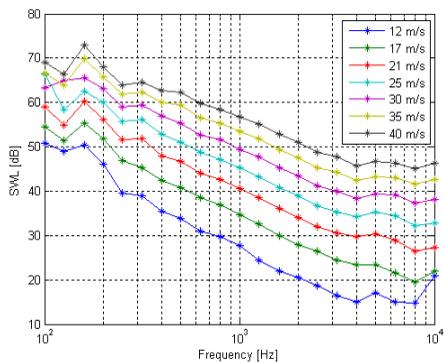


Figura 4.22:  $SWL_D$  para joelho -  $D = 3''$ ,  $\alpha = 45^\circ$  e  $R/D = 0,5$ .

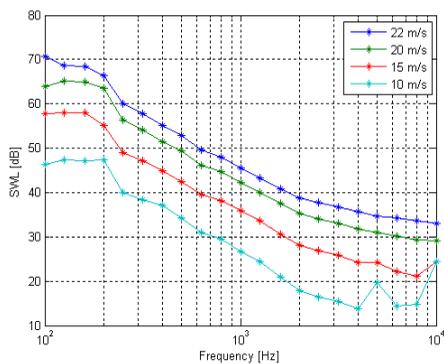


Figura 4.23:  $SWL_D$  para joelho -  $D = 4''$ ,  $\alpha = 90^\circ$  e  $R/D = 0,85$ .

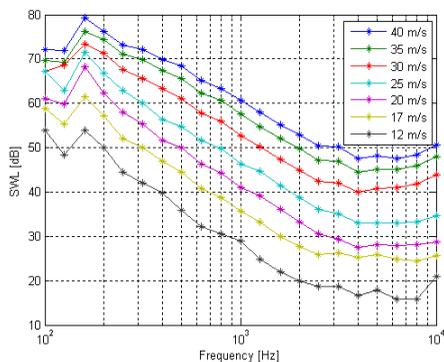


Figura 4.24:  $SWL_D$  para joelho -  $D = 3''$ ,  $\alpha = 90^\circ$  e  $R/D = 0,85$ .

Para as medições anteriores, principalmente para os tubos de 3 polegadas, é notado um pico na banda centralizada em 160 Hz. Este é atribuído a uma ressonância do duto e o seu valor deve ser descartado. O problema é contornado ao utilizar uma linha de tendência nas curvas normalizadas.

### 4.3.1 Obtenção das Curvas Normalizadas

As Figuras 4.25, 4.26 e 4.27 ilustram as curvas normalizadas para os valores de  $120+20\log_{10}(K(St))$  pelo número de Strouhal para as três configurações medidas, respectivamente, joelho  $90^\circ$  ( $R/D = 0,5$ ), joelho  $45^\circ$  ( $R/D = 0,5$ ) e curva  $90^\circ$  ( $R/D = 0,5$ ). As curvas, em geral, demonstram um comportamento similar.

Os valores mais discrepantes são ocasionados pelos picos de ressonância em 160 Hz e pela influência do ruído de fundo quando o sistema possui baixas velocidades. Pode-se notar estas discrepâncias para baixos valores de Strouhal ( $St < 0,2$ ) e altos ( $St > 20$ ).

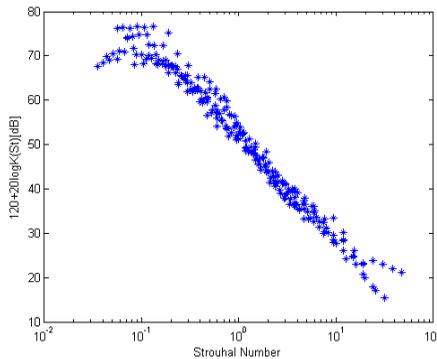


Figura 4.25: Curva normalizada em bandas de 1/3 de oitava para joelhos de  $90^\circ$  com razão  $R/D=0,5$ .

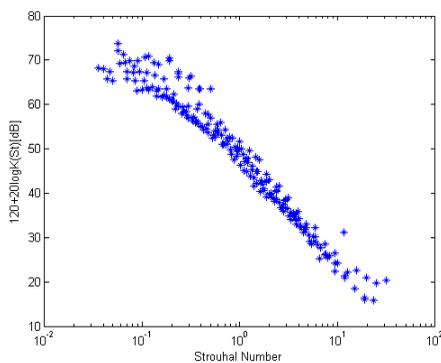


Figura 4.26: Curva normalizada em bandas de 1/3 de oitava para joelhos de  $45^\circ$  com razão  $R/D=0,5$ .

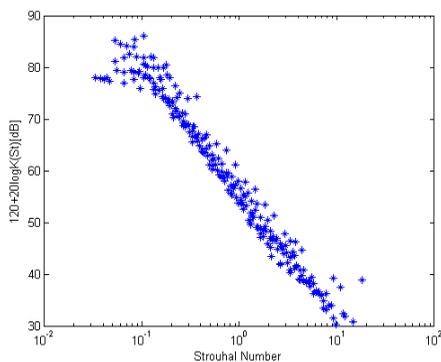


Figura 4.27: Curva normalizada em bandas de 1/3 de oitava para curvas de  $90^\circ$  com razão  $R/D=0,85$ .

As Figuras 4.28, 4.29 e 4.30 ilustram as comparações entre as curvas normalizadas das três diferentes configurações de curvas/joelhos medidas. Pode-se verificar que não existe uma curva generalizada para todas as configurações. No entanto, utilizando uma linha de tendência para um componente semelhante (ângulos diferentes com mesma razão  $R/D$ , ou mesmo ângulo e razão  $R/D$  diferente), podem-se obter resultados satisfatórios ( $\pm 5$  dB) para números de Strouhal maiores que 0,2.

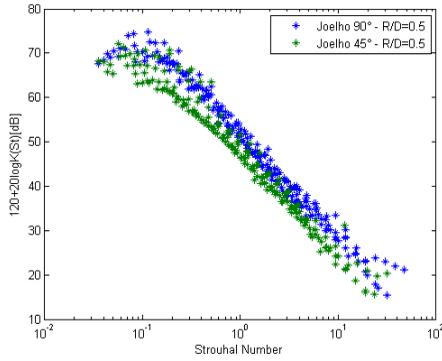


Figura 4.28: Comparação entre joelho  $45^\circ$  e joelho  $90^\circ$ , ambos com razão  $R/D=0,5$ .

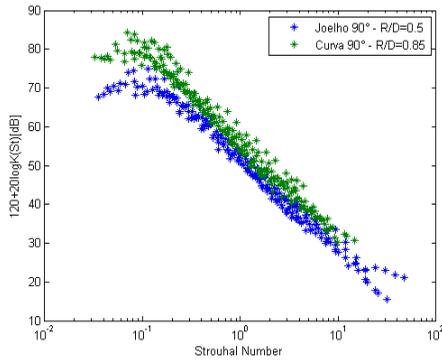


Figura 4.29: Comparação entre joelho  $90^\circ$  ( $R/D=0,5$ ) e curva  $90^\circ$  ( $R/D=0,85$ ).

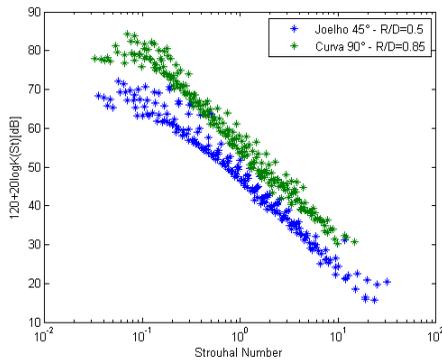


Figura 4.30: Comparação entre joelho  $45^\circ$  ( $R/D=0,5$ ) e curva  $90^\circ$  ( $R/D=0,85$ ).

A Figura 4.31 ilustra a comparação direta entre os resultados aqui obtidos e os resultados demonstrados em Waddington e Oldham (2000). Os valores obtidos para a comparação foram publicados anteriormente por Willson e Hills (1980) com curvas de diâmetros maiores em comparação aos deste trabalho (250, 400 e 600 mm). No mesmo artigo, os dados de perda de carga não foram demonstrados, porém foram publicados em um trabalho posterior (WADDINGTON; OLDHAM, 2007) como fatores de perda para cada diâmetro, os quais foram obtidos do guia CIBSE C4 (*Chartered Institution of Building Services Engineering*. CIBSE C4, 1986). Assim, sabendo que a relação R/D do componente é desconhecido, e, a variação desta característica causa grandes modificações nos cálculos de perda de carga e, conseqüentemente, grande variação nas curvas normalizadas. Portanto, não é possível saber a precisão com a qual estes valores foram obtidos.

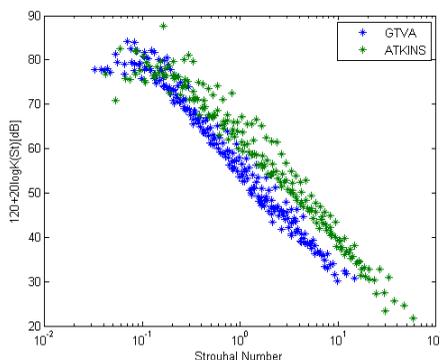


Figura 4.31: Comparação entre os valores obtidos para a curva 90° (R/D=0,85) e os valores publicados por Waddington e Oldham (2000).

### 4.3.2 Predição do Ruído Aerodinâmico

A Figura 4.32 demonstra uma comparação entre os valores medidos e calculados para joelho com as características  $D = 6''$ ,  $\alpha = 90^\circ$  e  $R/D = 0,5$ , utilizando os dados da Figura 4.25 ajustados conforme a função *smooth* do software comercial MATLAB.

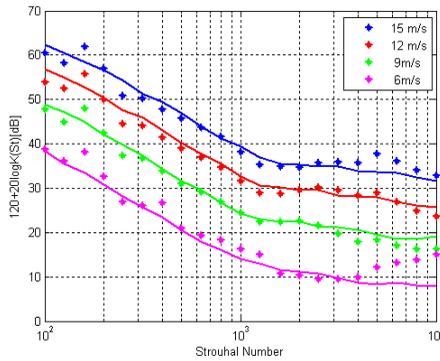


Figura 4.32: Comparação Predição (linha) x Experimental (\*).

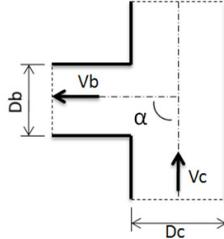
As discrepâncias encontradas nas altas frequências para a velocidade de 6 m/s é causada pelo ruído de fundo da câmara.

#### 4.4 RAMIFICAÇÕES

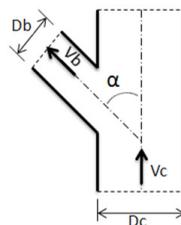
As ramificações utilizadas são fabricadas pela Tigre S/A em PVC. A Tabela 4.4 mostra as configurações de dimensões, ângulos, velocidades e perda de carga ( $\Delta P$ ) medidos.

Tabela 4.4: Configurações de curvas/joelhos medidos.

Dc [mm]	Db [mm]	Ângulo [°]	Vc [m/s]	Vb [m/s]	$\Delta P$ [Pa]	
145 ou 6"	145 ou 6"	90	15,1	2,8	109	
			12,0	2,2	69	
			9,5	1,8	44	
			6,7	1,3	21	
			15,7	5,1	146	
	100 ou 4"		12,1	4,1	87	
			9,7	3,3	56	
			6,7	2,3	27	
			72 ou 3"	26,5	5,5	333
				22,2	4,7	233
17,5	3,8	145				
13,3	3,0	83				
50 ou 2"	26,0	8,9		373		
	21,8	7,5	265			
	17,2	6,0	164			
	12,4	4,6	86			



Dc [mm]	Db [mm]	Ângulo [°]	Vc [m/s]	Vb [m/s]	$\Delta P$ [Pa]
145 ou 6"	145 ou 6"	45	15,8	4,0	88
			13,1	3,3	60
			10,3	2,6	37
			7,3	1,9	19
	100 ou 4"		15,4	6,3	86
			12,4	5,0	56
			9,8	3,9	35
			6,8	2,9	17
72 ou 3"	72 ou 3"	26,8	6,5	252	
		22,2	5,3	173	
		17,2	4,3	104	
		13,5	3,5	64	
	50 ou 2"	25,7	9,8	239	
		21,2	8,4	163	
		16,9	6,7	103	
		12,1	4,8	53	



As Figuras 4.33 a 4.40, demonstram os valores medidos de nível de potência sonora dentro do duto devido ao ruído gerado por fluxo nas ramificações.

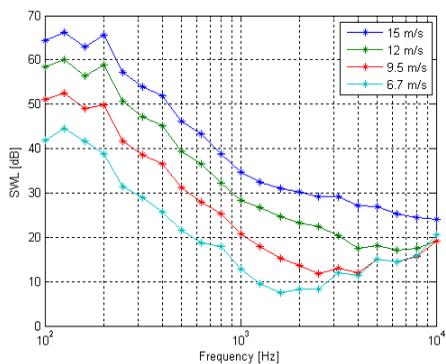


Figura 4.33: Níveis de SWL para ramificação tipo T 90° 6'' x 6''.

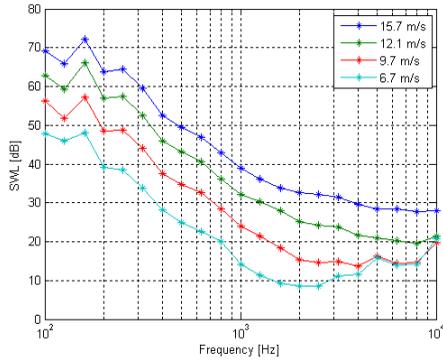


Figura 4.34: Níveis de SWL para ramificação tipo T 90° 6'' x 4''.

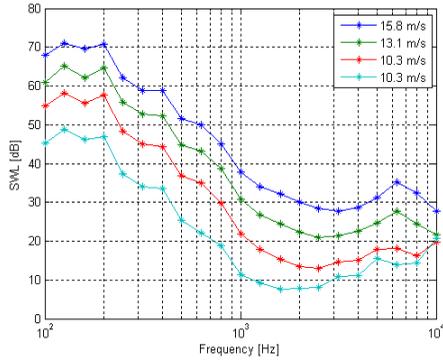


Figura 4.35: Níveis de SWL para ramificação tipo Y 45° 6'' x 6''.

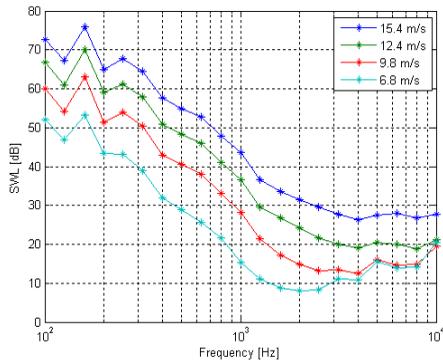


Figura 4.36: Níveis de SWL para ramificação tipo Y 45° 6'' x 4''.

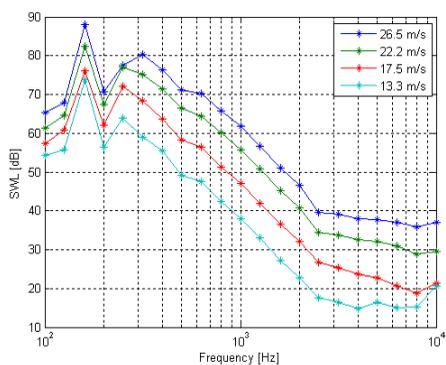


Figura 4.37: Níveis de SWL para ramificação tipo T 90° 3'' x 3''.

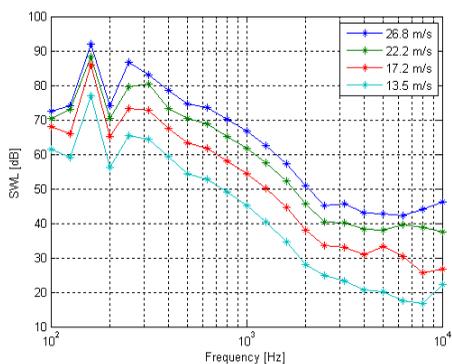


Figura 4.38: Níveis de SWL para ramificação tipo Y 45° 3'' x 3''.

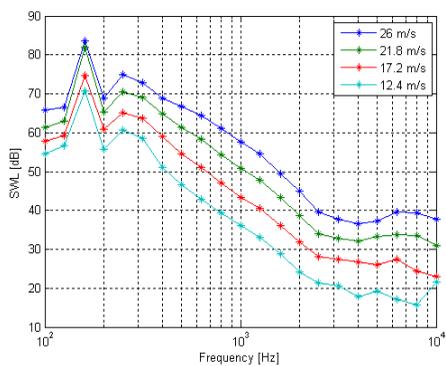


Figura 4.39: Níveis de SWL para ramificação tipo T 90° 3'' x 2''.

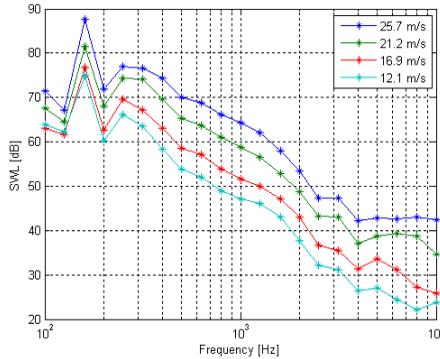


Figura 4.40: Níveis de SWL para ramificação tipo Y 45° 3'' x 2''.

Para as medições demonstradas acima, principalmente para os tubos de 3 polegadas, é notado novamente um pico na banda centralizada em 160 Hz. Este é atribuído a uma ressonância do duto e o seu valor deve ser descartado. O problema é contornado ao utilizar uma linha de tendência nas curvas normalizadas.

#### 4.4.1 Obtenção das Curvas Normalizadas

Diferente dos casos anteriores, as ramificações podem ou não possuir uma variação da área de seção transversal. Segundo Waddington e Oldham (2008), o ruído propagado na ramificação é superior ao ruído no duto principal devido à forma com a qual o ruído é gerado. Assim, deve-se considerar as dimensões da ramificação para o cálculo das curvas normalizadas. Vale também enfatizar que a perda de carga obtida é em termo da velocidade na ramificação ( $V_b$ ).

As Figuras 4.41 e 4.42 ilustram as curvas normalizadas obtidas para as ramificações, respectivamente, tipo “T” e “Y”. Nota-se uma separação nos dados para baixos valores de número de Strouhal ( $St < 1$ ). Os valores superiores a 88 dB nesta faixa são causados pelos picos de ressonância ocorridos na banda centralizada em 160 Hz. Nota-se também uma maior divergência para altos valores de  $St$ , que é atribuída ao ruído de fundo.

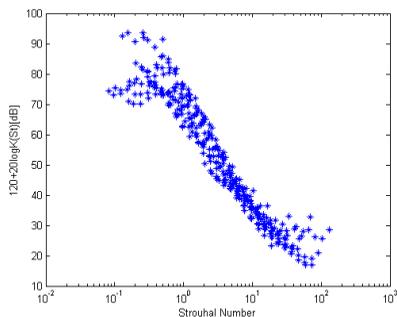


Figura 4.41: Curva normalizada em bandas de 1/3 de oitava para T  $90^\circ$ .

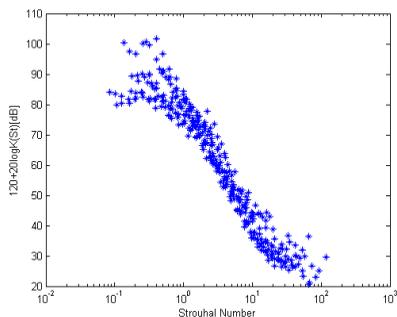


Figura 4.42: Curva normalizada em bandas de 1/3 de oitava para Y  $45^\circ$ .

A Figura 4.43 demonstra as curvas normalizadas em bandas de 1/3 de oitava para todas as configurações de ramificações demonstradas na Tabela 4.4.

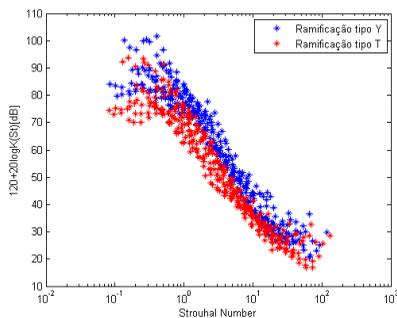


Figura 4.43: Curva normalizada em bandas de 1/3 de oitava para ramificações.

Pode-se notar que, da mesma forma que as curvas e joelhos, diferentes ramificações geram diferentes curvas.

A Figura 4.44 demonstra os dados para a curva normalizada de ramificações tipo "T" em comparação aos resultados obtidos por Waddington e Oldham (2008). Os dados relacionados aos picos de frequência na banda de 160 Hz foram desconsiderados.

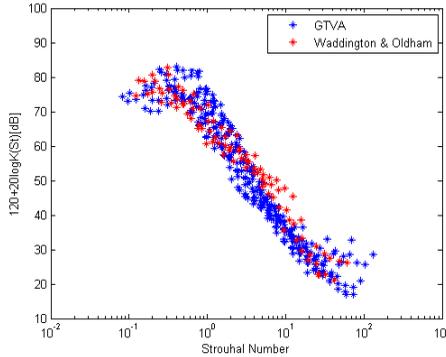


Figura 4.44: Comparação com dados publicados anteriormente para ramificações tipo "T".

Nota-se, em geral, uma boa concordância entre os dados.

#### 4.4.2 Predição do Ruído Aerodinâmico

Vale lembrar que, quando há variação de diâmetro nas ramificações, o cálculo da predição do ruído gerado deve considerar apenas as características de dimensão da ramificação.

A Figura 4.45 demonstra uma comparação entre os valores medidos e calculados para ramificação tipo T 90° 6" x 6", utilizando os dados da Figura 4.41 ajustados conforme a função *smooth* do software comercial MATLAB.

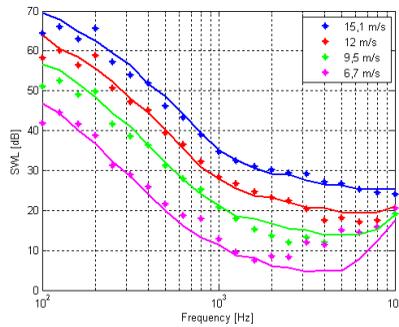


Figura 4.45: Comparação Predição (linha) x Experimental (\*).

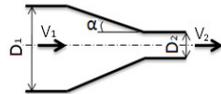
As discrepâncias encontradas nas altas frequências para a velocidade de 6 m/s é causada pelo ruído de fundo da câmara.

#### 4.5 TRANSIÇÕES

As transições estudadas são do tipo convergente e cônicas. Foram fabricadas pela Sunline Boats em fibra de vidro. A Tabela 4.5 mostra as configurações das transições estudadas.

Tabela 4. 5: Configurações de transições convergentes.

D1 [mm]	D2 [mm]	Ângulo [°]	V1 [m/s]	V2 [m/s]	$\Delta P$ [Pa]
145 ou 6"	100 ou 4"	14	15	34,2	53
			12	27,4	35
			9	20,5	19
			6	13,7	10
	72 ou 3"	20,6	12	48,7	110
			9	36,5	63
			6	24,4	30
	50 ou 2"	26,6	4,5	41	150
			3,6	32,8	106
			2,8	25,5	65
2			18,2	50	
100 ou 4"	50 ou 2"	14	11,5	46	135
			9	36	102
			7	28	60
			5	20	34



As Figuras 4.46 A 4.49, demonstram os valores medidos de nível de potência sonora em um terço de oitava devido ao ruído gerado por fluxo nas transições cônicas.

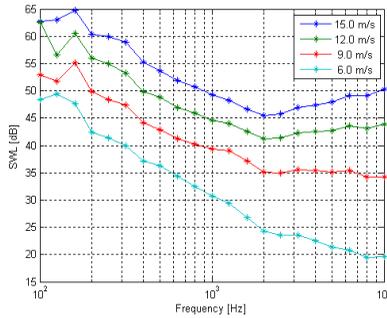


Figura 4.46: Níveis de SWL para transição cônica 6'' – 4''.

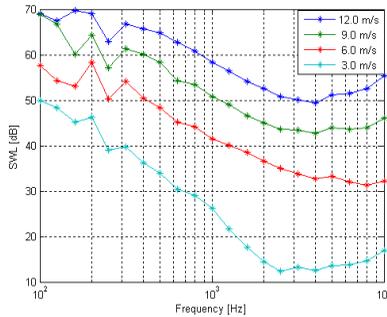


Figura 4.47: Níveis de SWL para transição cônica 6'' – 3''.

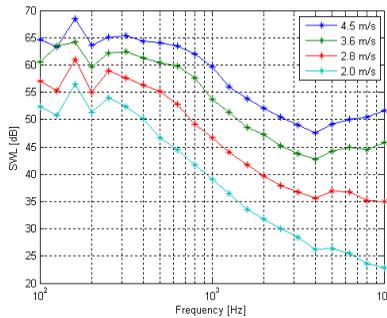


Figura 4.48: Níveis de SWL para transição cônica 6'' – 2''.

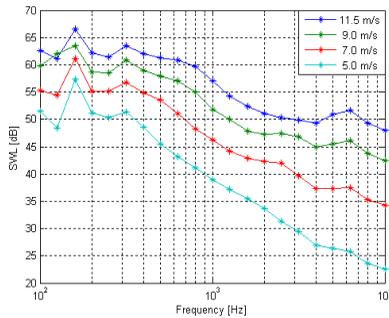


Figura 4.49: Níveis de SWL para transição cônica 4'' - 2''.

Nota-se um comportamento da potência sonora similar aos componentes anteriores, com altos níveis de potência sonora em baixa frequência e diminuindo gradativamente até a frequência de corte, onde a curva demonstra uma forte variação com a velocidade de fluxo.

#### 4.5.1 Obtenção das Curvas Normalizadas

Para o cálculo da constante de normalização ( $120+20\log(K(St))$ ), o equacionamento utiliza os dados da área de saída ( $U_2, D_2$ ), inclusive no cálculo da frequência de corte do duto. A Figura 4.50 ilustra a curva normalizada para transições cônicas.

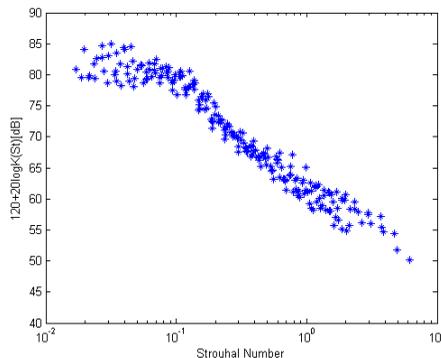


Figura 4.50: Curva normalizada em bandas de 1/3 de oitava para transições cônicas.

Pode-se notar um bom comportamento da curva, com uma linha de tendência bem definida entre  $0,1 < St < 2$ .

Não há, na literatura, base de comparação para tais dados.

#### 4.5.2 Predição do Ruído Aerodinâmico

Vale lembrar que, como há variação de diâmetro nas transições, o cálculo da predição do ruído gerado deve considerar apenas as características de dimensão da tubulação de saída.

A Figura 4.51 demonstra uma comparação entre os valores medidos e calculados para transição cônica de 4" – 2", utilizando os dados da Figura 4.50 ajustados conforme a função *smooth* do software comercial MATLAB.

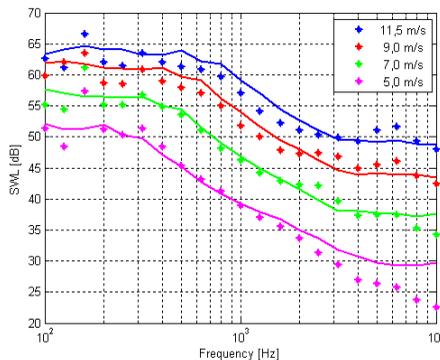


Figura 4.51: Comparação Predição (linha) x Experimental (\*).

As discrepâncias encontradas nas altas frequências para a velocidade de 6 m/s é causada pelo ruído de fundo da câmara.

#### 4.6 AVALIAÇÃO DO MÉTODO UTILIZADO ATUALMENTE

Nesta seção são apresentados alguns resultados comparativos com o método utilizado atualmente na indústria aeronáutica nacional, o guia ESDU 81043 (*Engineering Sciences Data Unit - ESDU 81043*, 1981). Este guia utiliza dados publicados por Ingard (1968), os quais

também foram utilizados nos guias da ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning*, 2003).

Os gráficos a seguir demonstram as comparações entre os valores calculados utilizando o método utilizado atualmente e o método semi-empírico baseado na perda de carga dos componentes. Nenhuma comparação foi realizada para placas de orifício e transições cônicas, pois o guia não possui tais informações.

A Figura 4.52 mostra a comparação entre o método utilizado na indústria e os dados experimentais para válvula borboleta com  $D = 6''$  e  $\alpha = 25^\circ$ , em bandas de oitava, para diferentes valores de velocidade.

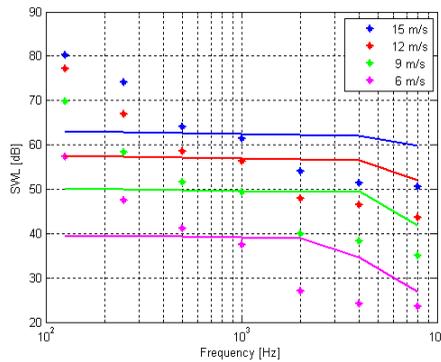


Figura 4.52: ESDU 81043 (linha) x medição (\*) para válvulas borboleta.

A Figura 4.53 mostra a comparação para joelho de  $90^\circ$  ( $R/D=0.5$ ) com diâmetro de 3''.

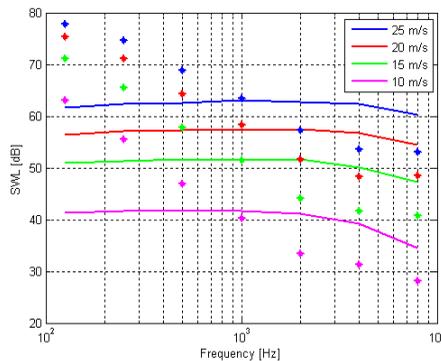


Figura 4.53: ESDU 81043 (linha) x medição (\*) para curva.

A Figura 4.54 mostra a comparação com o método utilizado atualmente, em bandas de oitava para ramificações tipo T com diâmetro de 6" e ramificação de 6" também.

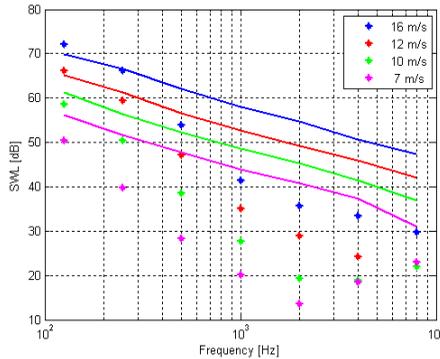


Figura 4.54: ESDU 81043 (linha) x medição (\*) para ramificações.

Observam-se grandes divergências entre os valores comparados. Alguns fatores podem ser atribuídos para tal divergência:

- O guia ESDU 81043 (*Engineering Sciences Data Unit ESDU 81043, 1981*) possui gama limitada de dimensões e tipos de componentes;
- Para os joelhos/curvas, o guia apresenta apenas duas variações, joelhos mitrados de secção retangular com e sem calhas circulares.
- O guia não apresenta dados para dutos circulares;
- No manual da ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2003*) é declarado que não foram utilizadas nenhum tipo de correção na terminação dos dutos.

## CAPÍTULO 5 CONCLUSÕES

Uma investigação da geração de ruído aerodinâmico em componentes do sistema de distribuição de aeronaves foi realizada. O foco deste trabalho foi a validação experimental de um método semi-empírico para componentes de características diferentes do que já foi publicado na literatura e prover novos dados e orientações para o projeto de tais componentes. Trabalhos anteriores na elaboração das técnicas de predição de ruído generalizado para os elementos de sistemas de ventilação foram revisados e estendidos para o estudo do ruído gerado em sistemas de distribuição de aeronaves. Para tal fim, uma descrição sumária dos princípios básicos da aeroacústica foi realizada.

Uma bancada experimental foi construída com o intuito de gerar dados de nível de potência sonora em dutos produzido aerodinamicamente em componentes específicos. Os resultados obtidos mostraram-se consistentes e satisfatórios. O sistema de controle da vazão na bancada revelou-se prático, de forma a poder realizar várias medições em um mesmo dia. O estudo de incertezas na bancada, apesar de simplificado, demonstrou que para erros da ordem de  $\pm 5\%$  associados aos instrumentos de medição, geram pequenas variações nos resultados finais da ordem de  $\pm 0,8$  dB.

As medições realizadas pelo método dos dois microfones para obter o coeficiente de reflexão na terminação dos tubos revelaram-se práticas e em conformidade com trabalhos anteriores.

O método proposto por Nelson e Morfey (1981) foi utilizado e adaptado para a normalização dos dados experimentais em curvas generalizadas para cada componente. Os cálculos para a predição de ruído aerodinâmico nos componentes, utilizando os dados experimentais obtidos no presente trabalho, mostraram-se bastante satisfatórios.

De forma geral, as curvas resultantes podem constituir a base de uma técnica para predizer o ruído aerodinâmico gerado em sistemas de tubulações. Não está provado que uma única curva universal para esta predição existe, porém este trabalho dá suporte à teoria de que uma série de curvas específicas possam existir e fornecer uma ferramenta de predição de ruído aerodinâmico em dutos com resultados precisos.

Comparações com o método utilizado atualmente foram realizadas e demonstram grandes divergências. Tais divergências podem ocorrer devido ao fato de que o método atual é bastante limitado, em termos de componentes e dimensões. Pode-se também apontar que os

dados obtidos para a tal método não possuem nenhum tipo de correção para a reflexão na terminação dos dutos.

As informações contidas neste trabalho podem servir de base para uma ferramenta de projeto de sistemas de ventilação que utiliza apenas parâmetros básicos de engenharia. Os resultados e caminhos expostos formam um substrato para futuros trabalhos relacionados ao ruído gerado aerodinamicamente em fluxos de ar fechados.

### **Sugestão de Trabalhos Futuros**

- O estudo do modelo proposto por Mak e Au (2009) que envolve dados obtidos por CFD baseado na relação entre a radiação da potência acústica, devido à interação entre fluxo e *spoilers*, e a energia cinética turbulenta gerada na região do mesmo;
- Utilização da bancada para a avaliação do método proposto em situações em que a proximidade de componentes vizinhos possa modificar o campo acústico gerado;
- A avaliação da variação causada pelo fluxo na medição do coeficiente de reflexão.

## REFERÊNCIAS

AMERICAN NATIONAL STANDARDS INSTITUTE e AIR MOVEMENT AND CONTROL ASSOCIATION INTERNATIONAL. **ANSI/AMCA 210-99**. Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic Performance Rating, 1999.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **HVAC Applications Handbook**, chapter 47: Sound and Vibration Control, 2003

ATKINS RESEARCH AND DEVELOPMENT. **The Control of Noise In Ventilation Systems, A Designer's Guide**, W.S. Atkins Group, London, 1977. 107 p.

BECHERT, D. W., Sound Absorption Caused by Vorticity Shedding, Demonstrated with a Jet Flow. **Journal of Sound and Vibration**, v. 70, p. 389-405, 1980.

BIES, D. A., HANSEN, C H., **Engineering Noise Control – Theory and Practice**, 2.ed. E & FN Spon, London, 1998. 615 p.

BODÉN, H., GLAV, R., TER-RIET, R., Measurement of Sound Transmission Through a 90° Bend with Flow, **Proceedings of the Sixth International Congress on Sound and Vibration**, v. 1, p. 369-374, 1999.

BROOKHAVEN NATIONAL LABORATORY. **BNL IH62470**. Duct Velocity Traverse Measurements, 2005.

BRUEL & KJAER, **Reference Sound Source Type 4204 Manual**, 1978.

CHARTERED INSTITUTION OF BUILDING SERVICES ENGINEERS. **CIBSE Guide C4**. London, 1986.

CHUNG, J. Y. and BLASER, D. A., Transfer Function Method of Measuring In-Duct Acoustic Properties. I. Theory. **Journal of the Acoustical Society of America**, v. 68(3), p. 907-921, 1980.

CURLE, N., The Influence of Solid Boundaries on Aerodynamic Sound, **Proceedings of the Royal Society of London**, v. 231A, p. 505-514, 1955.

DAVIES, H. G., FLOWERS WILLIAMS, J. E., Aerodynamic Sound Generation in a Pipe. **Journal of Fluid Mechanics**, v. 32, p. 383-406, 1968.

DAVIES, P. O. A. L., BHATTACHARYA, M., COELHO, J. L. B., Reflection Coefficients for an Unflanged Pipe With Flow, **Journal of Sound and Vibration**, v. 72(4), p. 543-546, 1980.

DAVIES, P. O. A. L., Realistic Models for Predicting Sound Propagation in Flow Duct Systems, **Noise Control Engineering Journal**, v. 40(1), p. 135-141, 1992.

DECHOW, M., NURCOMBE, C. A. H., Aircraft Environmental Control Systems, **Handbook of Environmental Chemistry**, v. 4, Part H: 3-24, Springer-Verlag, Berlin, 2005.

ENGINEERING SCIENCE DATA UNIT. **ESDU 81043**: Sound In Low Velocity Ventilation Ducts, 1981.

FOX, R. W., MCDONALD, A. T., **Introdução à Mecânica dos Fluidos**, Ed. Guanabara Dois S. A., Rio de Janeiro, Brasil, 1981. 816 p.

FRIED, E., IDELCHIK, I. E., **Flow Resistance: A Design Guide for Engineers**, Taylor & Francis, 1989. 416 p.

GOLDSTEIN, M. E., **Aeroacoustics**, McGraw-Hill, New York, 1976. 293 p.

GORDON, C.G., Spoiler Generated Flow Noise. I. The Experiment, **Journal of the Acoustical Society of America**, v. 43(5), p. 1041-1048, 1967.

GORDON, C.G., Spoiler Generated Flow Noise. II. The Results, **Journal of the Acoustical Society of America**, v. 45(1), p. 214, 1967.

HELLER, H. H., WIDNAL, S. E., Sound Radiation from Rigid Flow Spoilers Correlated with Fluctuating Forces, **Journal of the Acoustical Society of America**, v. 47(3B), p. 924-936, 1970.

HOLLAND, K. R. and DAVIES, P. O. A. L., The Measurement of Sound Power Flux in Flow Ducts, **Journal of Sound and Vibration**, v. 230(4), p. 915 – 932, 2000.

HOWE, M. S., **Theory of Vortex Sound**, Cambridge University Press, New York, 2003. 200 p.

HOWE, M. S., Sound Generated by Fluid Structure Interactions, **Computers and Structures**, v. 65, n. 3, p. 433-446, 1997.

INGARD, K. U., MORSE, P. M., **Theoretical Acoustics**. New York : McGraw-Hill, 1968. 949 p.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 3741:1999 (E)**, Acoustics – Determination of sound power levels of noise sources – precision methods for broad-band sources in reverberation rooms, 1999.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 5167-1:2003 (E)**, Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full, Part 1: General principles and requirements, 2003.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 7235:2003 (E)**, Acoustics – Laboratory measurement procedures for ducted silencers and air-terminal units – Insertion loss, flow noise and total pressure loss, 2003.

LEVINE, H., SCHWINGER, J., On the radiation of sound from an unflanged circular pipe. **Physical Review**, v. 73(4),p. 383-406, 1948.

LIGHTHILL, M. J., On Sound Generated Aerodynamically. II. General Theory. **Proceedings of the Royal Society of London**, v. 211A,p. 564-587, 1952.

MAK, C. M., AU, W. M., A Turbulence-based Prediction Technique for Flow-Generated Noise Produced by In-Duct Elements in a Ventilation System. **Applied Acoustics**, v.20(1),p. 11-20, 2009.

MARTÍNEZ, I., **Aircraft Environmental Control**, Disponível em: <<http://webserver.dmt.upm.es/~isidoro/tc3/Aircraft%20ECS.htm>>. Acesso em: 07 de dezembro de 2010.

MILLER, R. W., **Flow Measurement Engineering Handbook**, vol 1., 3.ed. , McGraw – Hill, 1983. 1168 p.

MUNJAL, M. L., **Acoustics of Ducts and Mufflers with Application to Exhaust and Ventilation System Design**, Wiley-Intersciences, 1987. 352 p.

MUNT, R. M., Acoustic Transmission Properties of a Jet Pipe with Subsonic Jet Flow: I. The Cold Jet Reflection Coefficient, **Journal of Sound and Vibration**, v. 142,p. 413-436, 1990.

NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION, **NASA/CR-2000-210039**, AST Critical Propulsion and Noise Reduction Technologies for Future Commercial Subsonic Engines, 2000.

NELSON, P. A., MORFEY, C. L., Aerodynamic Sound Productin in Low Speed Flow Ducts, **Journal of Sound and Vibration**, v. 79, p. 263-289, 1981.

NELSON, P. A., MORFEY, C. L., Corrigendum/Erratum to: Aerodynamic Sound Productin in Low Speed Flow Ducts, **Journal of Sound and Vibration**, v. 328, 2009, e1.

OGATA, K., **Modern Control Engineering**, Prentice-Hall, Inc. 1997. 970 p.

OLDHAM, D. J., UKPOHO, A. U., A Pressure-Based Technique for Predicting Regenerated Noise Levels in Ventilation Systems, **Journal of Sound and Vibration**, v. 140(2),p. 259-272, 1990.

PARRONDO, J. L., FERNÁNDEZ, J., GARCÍA, I., RUIZ, E., Noise transmission through duct division in air circuits, considered as three-port acoustic systems, **Journal of Sound and Vibration**, v. 296,p. 183-194, 2006.

RÄMMAL, H., ABOM, M., Characterization of air terminal device noise using acoustic 1-port source models, **Journal of Sound and Vibration**, v. 300,p. 727-743, 2007.

REETHOF, G., Turbulence-Generated Noise in Pipe Flow, **Annual Review of Fluid Mechanics**, v. 10,p. 333-67, 1978.

RIENSTRA, S. W., HIRSCHBERG, A., **An Introduction To Acoustics**, (lecture notes), Eindhoven University of Technology, 2008. 373 p.

RIENSTRA, S.W., HIRSCHBERG, A., **An Introduction To Aeroacoustics**, (lecture notes), Eindhoven University of Technology, 2004. 63 p.

TEMKIN, S., **Elements of Acoustics**, Acoustical Society of America, 2001. 528 p.

VÉR, I. L., BERANEK, L. L., **Noise and Vibration Control Engineering: Principles and Applications**, 2.ed. John Wiley & Sons, Inc., 2006. 816 p.

WADDINTON, D. C., OLDHAM, D. J., Noise Generation in Ventilation Systems by the Interaction of airflow Part 1 Bens. **Builing Acoustics**, v. 14(3), p. 179-201, 2007.

WADDINTON, D.C., OLDHAM, D.J., Noise Generation in Ventilation Systems by the Interaction of airflow Part 2 Take-Offs. **Builing Acoustics**, v. 15(1),p. 49-71, 2008.

WILBY, J. F., Aircraft Interior Noise, **Journal of Sound and Vibration**, v. 190(3),p. 545-564, 1996.

WILSON, T. K., HILLS, R. K., Velocity Generated Noise in Mechanical Ventilation Systems. **Spring Conference of the Institute of Acoustics '80**, p. 251-254, 1980.

World Wide Web:

[www.ibram.ind.br](http://www.ibram.ind.br) - Acesso em: 01 de dezembro de 2009.



## APÊNDICE I: Desenvolvimento do modelo de Nelson e Morfey

### I.1 Solução para a distribuição de uma fonte dipolo em um duto infinito de paredes rígidas.

Para baixos números de Mach ( $M < 0,1$ ), o ruído aerodinâmico gerado pelo *spoiler* pode ser substituído por uma distribuição de fontes dipolo, considerando um fluido quiescente. Tal suposição segue a teoria de Lighthill (1952). A força destas fontes dipolo são determinadas pela força do fluido atuante no fluxo real.

A equação a ser resolvida, quando o problema é formulado desta forma, é:

$$\left\{ \nabla^2 - \left( \frac{1}{c_0^2} \right) \frac{\partial^2}{\partial t^2} \right\} p(x_k, t) = \rho_0 \left( \frac{\partial}{\partial x_i} \right) [f_i(x_k, t)], \quad (\text{I.1})$$

onde  $f_i(x_k, t)$  é o campo de força total equivalente por unidade de massa do fluido, atuando em um volume finito no duto. A distribuição de fontes dipolo é expressa como uma distribuição volumétrica, no contexto da solução de Curle (1955) para a analogia de Lighthill.

A solução para a equação (I.1) é válida para os pontos de observação  $x_k$  fora da região fonte  $V$ . A Figura (I.1) ilustra o sistema de coordenadas utilizado:

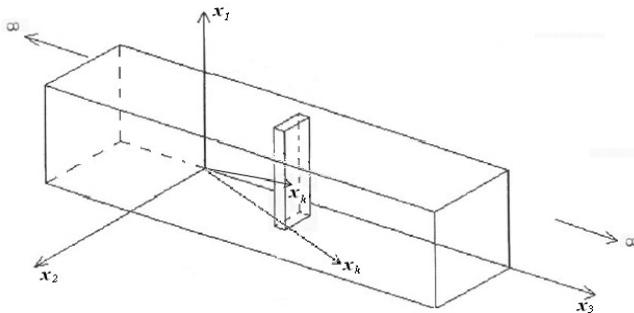


Figura A. 1: Esquema do duto infinito com o sistema de coordenadas.

A solução é dada em termos da função característica normalizada da seção transversal  $\psi_{mn}(x_1, x_2)$ :

$$p(x_k, \omega) = \sum_{m,n} \frac{1}{2A} \rho_0 c_{mn} \psi_{mn}(x_1, x_2) e^{-ik_{mn}x_3} Q_{mn}(\omega), \quad (I.2)$$

onde  $c_{mn}$  é a velocidade de fase axial dos modos,  $Q_{mn}(\omega)$  é uma integral sobre o volume da região fonte dada por:

$$Q_{mn}(\omega) = -\frac{1}{i\omega} \iiint_V \frac{\partial f_i(x'_k, \omega)}{\partial x_i} \psi_{mn}(x'_1, x'_2) e^{-ik_{mn}x'_3} dV \quad (I.3)$$

e a função característica para um duto retangular de lados  $h$  e  $b$ , é definida como:

$$\psi_{mn}(x_1, x_2) = \sqrt{(2 - \delta_{0m})(2 - \delta_{0n})} \cos\left(\frac{m\pi x_1}{h}\right) \cos\left(\frac{n\pi x_2}{b}\right), \quad (I.4)$$

onde o fator normalizante  $\sqrt{(2 - \delta_{0m})(2 - \delta_{0n})}$  garante que a média quadrática da função possui um valor médio unitário sobre a área do duto sendo  $\delta_{mn}$  a função delta de Kronecker a qual é zero para  $m \neq n$  e unidade para  $m = n$ .

Uma descrição completa do desenvolvimento desta solução para uma distribuição de fontes arbitrárias pode ser encontrado no trabalho publicado por Doak *apud* (NELSON; MORFEY, 1981). Davies e Ffowcs Williams (1968) desenvolveram uma solução similar em seu trabalho de ruído gerado por turbulência em dutos infinitos, porém a distribuição equivalente de fontes considerada foi a distribuição quadrupolo de Lighthill.

Os números de onda da propagação são determinados pela seguinte relação:

$$k_{mn}^2 = \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2 - \{(m\pi/h)^2 + (n\pi/b)^2\} = \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2 - \left(\frac{\omega_{mn}}{c_0}\right)^2. \quad (I.5)$$

E a frequência de corte do  $m,n$ (ésimo) modo é dada por:

$$\omega_{mn} = c_0 \sqrt{(m\pi/h)^2 + (n\pi/b)^2} \quad (I.6)$$

e

$$c_{mn} = c_0 / \sqrt{1 - (\omega_{mn}/\omega)^2}. \quad (I.7)$$

Para frequências abaixo da frequência de corte, o número de onda é imaginário e a amplitude do modo decairá exponencialmente como função de  $x_3$ . A pressão  $p(x_k, \omega)$  então consiste da soma de contribuições de modos que propagam (onde  $\omega > \omega_{mn}$ ) e modos que não propagam (onde  $\omega < \omega_{mn}$ ). Este último é negligenciado após uma certa distância da região fonte.

A amplitude de um dado modo é proporcional à magnitude de  $Q_{mn}(\omega)$ . Este termo, essencialmente, quantifica o grau no qual o padrão tempo-espaçial de distribuição da fonte combina com a estrutura modal do duto.

Sendo a potência sonora radiada o principal interesse, relaciona-se a densidade espectral  $W(\omega)$  da potência acústica, radiada à jusante em um duto infinito, à transformada de Fourier da pressão, segundo Doak *apud* (NELSON; MORFEY, 1981):

$$W(\omega) = \sum_{mn} \frac{1}{4A} \rho_0 c_{mn} S_{mn}(\omega), \quad (1.8)$$

onde  $S_{mn} = \lim_{T \rightarrow \infty} \left(\frac{\pi}{T}\right) |Q_{mn}(\omega)|^2$  é a densidade espectral de potência da integral volumétrica da fonte.

Para um *spoiler* do tipo placa plana perpendicular ao fluxo, pode-se assumir que apenas as forças de arrasto atuam na placa (Nelson e Morfey, 1981). Assim, as forças na placa são consideradas atuantes na direção axial ( $x_3$ ) apenas. Sob essas circunstâncias, conforme demonstrado no apêndice 1 da referência (Nelson e Morfey, 1981), a expressão para  $Q_{mn}(\omega)$  simplifica-se a:

$$Q_{mn}(\omega) = -\frac{1}{c_{mn}} \iint_S f_3(x'_1, x'_2) \psi_{mn}^*(x'_1, x'_2) e^{-ik_{mn}x''_3} dx'_1 dx'_2, \quad (1.9)$$

onde  $f_3(x'_1, x'_2)$  é a força por densidade unitária atuando por unidade de área sobre a área transversal  $x'_3 = x''_3$  ocupada pelo *spoiler*. A força surge da diferença na pressão flutuante atuando em ambos os lados do *spoiler*. Essas flutuações de pressão são causadas, na sua maioria, pela formação e convecção de vórtices enquanto o fluxo se separa nas bordas da placa. Pode-se então utilizar a hipótese simplificativa para  $S_{mn}(\omega)$  reconhecendo a característica aleatória espacial de  $f_3(x'_1, x'_2)$ . Utilizando tais hipóteses sobre a correlação das pressões superficiais

flutuantes, a quantidade modal  $S_{mn}(\omega)$ , pode ser relacionada ao espectro de potência  $S_F(\omega)$  da força de arrasto total na placa, conforme demonstrado no apêndice 2 da referência (Nelson e Morfey, 1981), como:

$$S_{mn}(\omega) = \frac{1}{\rho_0^2 |c_{mn}|^2} S_F(\omega) \frac{1}{A_s} \iint_{A_s} |\psi_{mn}(x'_k)|^2 dS(x'_k). \quad (\text{I.10})$$

Substituindo na equação (I.7), encontra-se a expressão para a densidade espectral da potência acústica radiada unidirecionalmente em um duto infinito para a distribuição de fonte assumida. Assim:

$$W(\omega) = \frac{1}{4A\rho_0} S_F(\omega) \sum_{mn} \frac{1}{|c_{mn}|} \frac{1}{A_s} \iint_{A_s} |\psi_{mn}(x'_k)|^2 dS(x'_k). \quad (\text{I.11})$$

Isto é válido para uma distribuição de forças axiais atuando somente sobre a área do duto ocupado pelo *spoiler* perpendicular ao fluxo com baixos valores de número de Mach. As flutuações de força em uma dada frequência possui uma pequena correlação de comprimento comparada ao comprimento de onda nesta frequência.

A expressão acima pode ser ainda mais simplificada considerando a frequência de corte dos dutos. Para o caso de  $m, n = 0$ , quando existem apenas ondas planas, a expressão se reduz a:

$$W(\omega) = \frac{1}{4A\rho_0 c_0} S_F(\omega), \quad (\text{I.12})$$

onde  $S_F(\omega)$  é o espectro de potência da força de arrasto total atuante no *spoiler*.

Para o caso de propagação multimodal em dutos, deve-se considerar o termo da somatória sobre os modos em propagação da equação (I.10). Primeiro, examina-se o efeito da integral de área do *spoiler* sobre as funções características do duto. Considerando um *spoiler* retangular de lados  $h_s$  e  $b_s$ , correspondentes aos lados do duto retangular de lados  $h$  e  $b$ , respectivamente. Pode-se mostrar que, para  $m$  e  $n$  diferentes de zero,

$$\frac{1}{A_s} \iint_{A_s} |\psi_{mn}(x'_k)|^2 dS(x'_k) = \left[ 1 + \frac{b}{m\pi b_s} \operatorname{sen} \left( \frac{m\pi b_s}{b} \right) \cos \left( \frac{2m\pi \bar{b}}{b} \right) \right] \\ * \left[ 1 + \frac{h}{m\pi h_s} \operatorname{sen} \left( \frac{m\pi h_s}{h} \right) \cos \left( \frac{2m\pi \bar{h}}{h} \right) \right], \quad (\text{I.13})$$

onde  $\bar{h}$  e  $\bar{b}$  são as coordenadas centrais do *spoiler*.

Nota-se que o valor mais provável para tal produto é unitário para todos os modos. A probabilidade para tal acontecimento aumenta com o aumento dos valores de  $m$  e  $n$ , e também as dimensões do *spoiler* ficam maiores em comparação com as dimensões do duto.

Quanto ao somatório de  $1/c_{mn}$  para todos os modos em propagação, pode-se notar que a razão  $c_0/c_{mn}$  para um dado modo pode ser expresso em termos dos números inteiros  $m$  e  $n$ . Combinando as equações (A.5) e (A.6), obtém-se:

$$c_0/c_{mn} = \sqrt{1 - (n\pi/kh)^2 - (n\pi/kb)^2}. \quad (\text{I.14})$$

Se  $m$  e  $n$  são agora consideradas como variáveis contínuas, a razão  $c_0/c_{mn}$  pode ser tomada como outra variável contínua, em função de  $m$  e  $n$  da forma  $c_0/c_{mn} = f(m, n)$ . O somatório dos termos  $1/c_{mn}$  pode então ser considerado como uma integral dupla de  $f(m, n)$ :

$$\sum_{m,n}^N \frac{1}{c_{mn}} = \frac{1}{c_0} \sum_{m,n}^N \frac{c_0}{c_{mn}} \cong \frac{1}{c_0} \int_0^{kb/\pi} \int_0^{kh/\pi} f(m, n) dm dn, \quad (\text{I.15})$$

onde  $kh/\pi$  e  $kb/\pi$  são os valores máximos das variáveis contínuas  $m$  e  $n$  para as quais modos propagam na frequência em questão. Tal integral dupla avalia o volume sob a superfície  $f(m, n)$  para todos os modos em propagação. Uma aproximação para esta expressão, derivada por Nelson e Morfey (1981), é dada por

$$\sum_{m,n}^N \frac{1}{c_{mn}} \cong \frac{\omega^2 A}{6c_0^3 \pi} \left[ 1 + \frac{3\pi c_0}{4\omega} \frac{(h+b)}{A} \right]. \quad (\text{I.16})$$

Substituindo esta aproximação pelo somatório na equação (I.10), a equação para a densidade espectral da potência sonora radiando para ambas as direções em dutos retangulares de lados  $h$  e  $b$  se torna:

$$W(\omega) = \frac{\omega^2}{24\pi\rho_0c_0^3} S_F(\omega)[1 + (3\pi c_0/4\omega)(h + b/A)]. \quad (\text{I.17})$$

Vale a pena notar que a densidade espectral da potência sonora radiada por um ponto dipolo em campo livre é dado por:

$$W(\omega) = \frac{\omega^2}{12\pi\rho_0c_0^3} S_F(\omega). \quad (\text{I.18})$$

Assim, acima da frequência de corte do duto, a fonte exibe um comportamento similar a um campo livre.

## I.2 Relação entre forças de arrasto flutuantes e estacionárias

No desenvolvimento da teoria, é assumido que a média quadrática da força de arrasto flutuante atuante no *spoiler* é diretamente proporcional à força de arrasto estacionária  $\bar{F}_3$ . Esta foi a mesma hipótese utilizada por Gordon (1967) com sucesso, e posteriormente confirmada experimentalmente por Heller e Widnall (1970). Considerando a banda de frequência proporcional definida pelos limites  $(f_c/\alpha, f_c\alpha)$ , onde  $f_c$  é a frequência central, a taxa da média quadrática da força de arrasto flutuante  $(F_3)_{rms}$  pela estacionária  $\bar{F}_3$  é dependente apenas do número de Strouhal. Isto pode ser expressado como:

$$(F_3)_{rms} = K(St)\bar{F}_3 \quad (\text{banda } f_c/\alpha \text{ a } f_c\alpha), \quad (\text{I.19})$$

onde o fator numérico  $K(St)$  depende na escolha de  $\alpha$ . O número de Strouhal é dado por  $St = f_c d/U_c$ , onde  $U_c$  é a velocidade de fluxo na constricção provocada pelo *spoiler* e  $d$  é a dimensão característica.

A força média de arrasto  $\bar{F}_3$  atuante no componente é balanceada por uma força igual e oposta atuante no fluido. A força no fluido (que atua na direção à montante) é dada pelo produto da perda de carga ( $\Delta p$ ) através do componente e a área do duto. A força de arrasto estacionária pode ser então escrita como:

$$\bar{F}_3 = A\Delta p, \quad (1.20)$$

Esta é uma aproximação para números de Mach baixos ( $M < 0,1$ ). A força de arrasto em um corpo rígido pode ser escrita em termos do coeficiente de arrasto ( $C_D$ ). Para um *spoiler* de área  $A_s$  perpendicular ao fluxo, a força de arrasto média é dada por:

$$\bar{F}_3 = C_D(1/2)\rho U^2 A_s. \quad (1.21)$$

Substituindo a velocidade do duto  $U = q/A$  pela velocidade de constrição  $U_c$  e razão de área aberta  $\sigma = A_c/A$ , tem-se:

$$\bar{F}_3 = C_D \left( \frac{1}{2} \rho U_c^2 \right) \sigma^2 (1 - \sigma) A. \quad (1.22)$$

### I.3 Relação entre potência sonora e parâmetros de fluxo

O valor médio quadrático da força flutuante em uma dada banda de frequência é dado por:

$$(\bar{F}_3)_{\Delta f} = \int_{\omega_1}^{\omega_2} S_F(\omega) d\omega. \quad (1.23)$$

Assumindo que a banda de medição  $\Delta f$  é considerada estreita o suficiente que a frequência na equação (I.16) possa ser substituída pela frequência central da banda. Então, as equações (I.11) e (I.16) tornam-se, respectivamente:

$$W_{\Delta f} \cong \left( \frac{1}{4A\rho_0 c_0} \right) (\bar{F}_3)_{\Delta f} \quad (1.24)$$

e

$$W_{\Delta f} \cong \left( \frac{\omega_c^2}{24\pi\rho_0 c_0^3} \right) (\bar{F}_3)_{\Delta f} \left[ 1 + \left( \frac{3\pi c_0}{4\omega_c} \right) \left( \frac{h+b}{A} \right) \right]. \quad (1.25)$$

As equações da força podem então ser utilizadas para expressar a potência sonora em termos do coeficiente de arrasto. Substituindo e manipulando algebricamente encontra-se:

para ( $f_c < f_0$ ):

$$W_{\Delta f} = (\rho_0/16c_0)AK^2(St)[\sigma^2(1-\sigma)]^2C_d^2U_c^4, \quad (I.26)$$

para ( $f_c > f_0$ ):

$$W_{\Delta f} = \left(\frac{\rho_0\pi}{24c_0^3}\right) \left[1 + \left(\frac{3\pi c_0}{4\omega_c}\right) \left(\frac{a+b}{A}\right)\right] \left(\frac{A}{d}\right)^2 \\ * \{St^2K^2(St)[\sigma^2(1-\sigma)]^2C_D^2U_c^6\}. \quad (I.27)$$

Desde que as medições de potência sonora são feitas em bandas de frequência proporcionais, as escalas demonstradas podem ser utilizadas para normalizar dados experimentais. Os supostos valores do nível de potência sonora irradiada no interior do duto (SWL) na banda de frequência medida, pode ser então normalizadas pelas seguintes equações:

para ( $f_c < f_0$ ):

$$120 + 20\log K(St) = SWL_D - 10\log \left[ \frac{\rho_0 A \{\sigma^2(1-\sigma)\} C_D^2 U_c^4}{16c_0} \right], \quad (I.28)$$

para ( $f_c > f_0$ ):

$$120 + 20\log K(St) = SWL_D - 10\log \left\{ 1 + \left(\frac{3\pi c_0}{4\omega_c}\right) (h+b)/A \right\} \\ - 10\log \left\{ \frac{\rho_0 \pi A^2 (St)^2 [\sigma^2(1-\sigma)]^2 C_D^2 U_c^6}{24c_0^3 d^2} \right\}. \quad (I.29)$$

## APÊNDICE II: Tabelas para cálculo de SWL

Tabela II. 1: Valores de atenuação por reflexão.

Freq. [Hz]	Diâmetro [m]			
	0,145	0,1	0,072	0,05
100	16,69	19,8	22,5	25,57
125	14,87	17,9	20,6	23,67
160	12,84	15,8	18,5	21,53
200	11,13	14,1	16,6	19,69
250	9,41	12,3	14,8	17,79
315	7,73	10,5	12,9	15,88
400	6,11	8,7	11,1	13,95
500	4,71	7,1	9,4	12,17
630	3,42	5,6	7,7	10,37
800	2,29	4,1	6,0	8,57
1000	1,43	3,0	4,6	6,99
1250	0,71	2,0	3,4	5,51
1600	0,11	1,1	2,2	4,03
2000		0,4	1,4	2,88
2500		0,1	0,8	1,92
3150			0,2	1,15
4000				0,80
5000				0,30
6300				
8000				
10000				

Tabela II. 2: Valores do fator K obtidos experimentalmente.

Frequência [Hz]	K	Frequência [Hz]	K
100	5,12	1250	3,54
125	7,84	1600	2,99
160	10,84	2000	3,08
200	8,46	2500	3,03
250	5,73	3150	3,84
315	6,63	4000	4,27
400	5,31	5000	6,10
500	5,37	6300	7,02
630	4,15	8000	7,71
800	4,33	10000	9,05
1000	3,76		



### APÊNDICE III: Avaliação das Incertezas

É evidente que todos os ensaios experimentais contém erros e que os valores reais não podem ser conhecidos. Entretanto, é possível avaliar a faixa de incerteza que tais medições proporcionam.

No presente trabalho a avaliação da incerteza foi realizada simplificada, verificando o impacto causado por erros de medição no resultado final da predição de ruído aerodinâmico pelos métodos propostos.

Para tal fim, foi calculada a variação do nível de potência sonora gerado por uma válvula borboleta, em dB, considerando variações de 2 e 5% na velocidade e perda de carga para duas faixas de vazão, 200 m<sup>3</sup>/h e 600 m<sup>3</sup>/h, conforme a Tabela III.1:

Tabela III. 1: Impacto causado por erros na medição de velocidade e perda de carga.

		variação %	Variação máxima do SWL (±dB)		
			100-160 Hz	200 - 4000 Hz	5000 - 10000
Faixa de vazão de 200m <sup>3</sup> /h	V	2	0,0	0,1	0,1
		5	0,1	0,4	0,4
	ΔP	2	0,2	0,2	0,2
		5	0,2	0,3	0,3
Faixa de vazão de 600m <sup>3</sup> /h	V	2	0,2	0,1	0,2
		5	0,5	0,4	0,5
	ΔP	2	0,2	0,2	0,2
		5	0,3	0,3	0,3

Ao avaliar a Tabela III.2, pode-se verificar que, ao considerar um erro conjunto de 5% na velocidade e 5% na perda de carga, o erro associado no cálculo de SWL é de apenas ±0,8 dB. Adicionando ±1,0 dB associado ao máximo erro de calibração da fonte sonora, pode-se considerar um erro máximo de ±1,8 dB nas medições.

As fontes de incertezas de medição estão demonstradas na Tabela III.2. e foram obtidas considerando as seguintes simplificações:

- a) Todos os dispositivos foram montados de acordo com o fabricante ou a norma indicada. Assim, os erros associados à montagem foram desconsiderados;

- b) Erros associados à pequenas variações de temperatura e pressão foram desconsiderados;
- c) A precisão dos transdutores de pressão não foi verificada, sendo considerados os dados de catálogo.

Tabela III. 2: Fontes de incertezas das medições.

GRANDEZA	FONTE	CATÁLOGO	NORMA
<b>Velocidade</b> [m/s]	Transdutor de Pressão	0.5%	Q < 250 - ±5%
	Pitot Transverso	1% <sup>5</sup>	Q > 250 - ±2.5%
<b>ΔP [Pa]</b>	Transdutor de Pressão	1%	1%
<b>SWL [dB]</b>	Fonte Aerodinâmica	Vide Tabela 1	

Nota-se pela Tabela III.2 que os erros associados aos instrumentos de medições encontram-se dentro das normas, e são bem inferiores aos valores propostos acima (±5% na velocidade e perda de carga).