

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO SOBRE O FENÔMENO DA BIESTABILIDADE DE ESCOAMENTOS
TURBULENTOS EM BANCOS DE TUBOS DE ARRANJO TRIANGULAR

por

Alexandre Vagtinski de Paula

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, novembro de 2008.

ESTUDO SOBRE O FENÔMENO DA BIESTABILIDADE DE ESCOAMENTOS
TURBULENTOS EM BANCOS DE TUBOS DE ARRANJO TRIANGULAR

por

Alexandre Vagtinski de Paula

Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Dr. Sergio Viçosa Möller

Co-Orientador: Prof. Dr. Luiz Augusto Magalhães Endres

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Cláudio Rodrigues Olinto

Prof. Dr. Acir Mércio Loredo de Souza

Profa. Dra. Adriane Prisco Petry

Prof. Dr. Flávio José Lorini

Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 21 de novembro de 2008.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos que, direta ou indiretamente, colaboraram para a conclusão deste trabalho. Aos meus pais, Fernando e Heidelrose, pelo constante apoio e incentivo. Ao meu irmão Jéferson, pelo inestimável auxílio durante os trabalhos realizados no IPH. Aos meus orientadores, Sergio e Luiz Endres, pela dedicação e sabedoria demonstradas durante essa jornada. À professora Maria Luiza, pelo auxílio com as rotinas de transformadas de ondaletas. Aos meus colegas de laboratório, Jhon e Carla, pelas valiosas críticas e sugestões.

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo experimental acerca do fenômeno da biestabilidade em bancos de tubos de arranjo triangular submetidos a escoamento cruzado turbulento. São estudados os escoamentos sobre dois tubos dispostos lado a lado, três tubos e bancos de tubos que variam de uma a cinco fileiras, com até 23 tubos em arranjo triangular.

A técnica experimental aplicada consiste na medição das flutuações de velocidade em canal aerodinâmico utilizando a técnica de anemometria de fio quente e na visualização do escoamento em canal hidráulico utilizando injeção de tinta. Os dados medidos em canal aerodinâmico são tratados através de ferramentas estatísticas, espectrais e de ondaletas, e os resultados das visualizações do escoamento são apresentados através de imagens obtidas das filmagens realizadas com uma câmera digital.

Os resultados confirmam a existência do fenômeno da biestabilidade para dois tubos dispostos lado a lado, que é o caso clássico apresentado na literatura e para três tubos em arranjo triangular, onde um tubo posicionado a montante e dois a jusante. Para uma fileira de tubos não é identificada a biestabilidade em canal aerodinâmico. Existe um estado estável que pode mudar entre dois experimentos consecutivos, mas sempre estável. Porém, as visualizações de escoamento em canal hidráulico mostram a ocorrência da biestabilidade para um dos modos do escoamento. Para duas fileiras de tubos a biestabilidade também é identificada, e para a terceira, quarta e quinta fileiras o escoamento que emana das fendas entre os tubos apresenta uma rápida alternância, de um lado para outro, com a presença de uma componente transversal, observada a partir das visualizações.

A técnica de visualização de escoamento empregada em canal hidráulico corrobora a interpretação dos resultados obtidos através da técnica de anemometria de fio quente em canal aerodinâmico.

ABSTRACT

“STUDY ABOUT THE BISTABILITY PHENOMENON IN TURBULENT FLOWS OVER BANKS OF TUBES OF TRIANGULAR ARRANGEMENT”

This work presents an experimental study concerning the bistability phenomenon in banks of tubes of triangular arrangement submitted to a turbulent cross flow. The flow through two tubes located side by side, three tubes and banks of tubes with one to five rows is studied, with a maximum of 23 tubes in triangular arrangement.

The experimental techniques consists in the measurement of the fluctuating velocities in an aerodynamic channel, using hot wire anemometry technique, and in a water channel, by means of flow visualizations in using ink injection. Analysis of hot wire experimental results is made through statistical, spectral and wavelet tools and the results of the flow visualizations are presented through pictures obtained from digital movies.

The results confirm the existence of the bistability phenomenon for two tubes located side by side that is the classical case presented in the literature and for three tubes in triangular arrangement, where one tube is located upstream and two downstream. For one row of tubes the bistability is not identified in aerodynamic channel. There is a stable state that can change between two consecutive experiments, but never bistable. However, the flow visualizations in water channel show the occurrence of the bistability for one of the flow modes. For two rows of tubes the bistability is also identified, and for the third, fourth and fifth rows the flow that emanates from the gaps between the tubes present a flip-flop behavior, with the presence of a transverse component, observed from the visualizations.

The applied flow visualization technique in water channel supports the interpretation of the results obtained through the hot wire anemometry technique in the aerodynamic channel.

ÍNDICE

1.	INTRODUÇÃO	1
1.1.	Motivação	1
1.2.	Justificativa	2
1.3.	Objetivos	4
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
2.1.	Escoamentos turbulentos	5
2.2.	Escoamentos sobre um único tubo	8
2.3.	Escoamento sobre dois tubos dispostos lado a lado	11
2.4.	Escoamento sobre uma fileira de tubos	15
2.5.	Escoamento através de bancos de tubos	17
2.6.	Visualização de escoamentos	21
3.	METODOLOGIA	23
3.1.	Ferramentas matemáticas	23
3.1.1.	Análise no domínio do tempo	23
3.1.2.	Análise no domínio da frequência	23
3.1.3.	Análise no domínio tempo-frequência	24
3.1.3.1.	Transformada contínua de ondaletas	27
3.1.3.2.	Transformada discreta de ondaletas	27
3.1.3.3.	Transformada discreta de pacotes de ondaletas	28
3.2.	Técnica experimental	30
3.2.1.	Canal aerodinâmico	30
3.2.2.	Canal hidráulico	33
4.	RESULTADOS	44
4.1.	Dois tubos dispostos lado a lado	44
4.1.1.	Resultados para a razão de espaçamento $p/d = 1,26$	45
4.1.2.	Resultados para a razão de espaçamento $p/d = 1,6$	52
4.2.	Três tubos em arranjo triangular	59
4.2.1.	Um tubo a montante e dois tubos a jusante	59
4.2.2.	Dois tubos a montante e um tubo a jusante	66
4.3.	Uma fileira de tubos	70
4.3.1.	Resultados para a razão de espaçamento $p/d = 1,26$	70
4.3.2.	Resultados para a razão de espaçamento $p/d = 1,6$	77

4.4.	Duas fileiras de tubos	84
4.4.1.	Resultados para a razão de espaçamento $p/d = 1,26$	84
4.4.2.	Resultados para a razão de espaçamento $p/d = 1,6$	93
4.5.	Bancos de tubos de com três, quatro e cinco fileiras	101
5.	CONCLUSÕES	115
5.1.	Sugestões para trabalhos futuros	118
6.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	120
	ANEXOS	125
	ANEXO A - Análise de incertezas	126
	ANEXO B – Procedimento de calibração das sondas de fio quente em canal aerodinâmico	128
	ANEXO C – Procedimento de calibração das sondas de filme quente em canal hidráulico	130
	ANEXO D – Mapeamentos realizados na seção de visualização do canal hidráulico	132
	ANEXO E – Determinação da velocidade de percolação	135
	ANEXO F – Publicações realizadas durante o trabalho de dissertação	140

LISTA DE SÍMBOLOS

Be	largura de banda	Hz
C_j	aproximação do nível j	-
d	diâmetro	m
D_j	detalhe do nível j	-
e	base dos logaritmos naturais	-
ϕ	função escala	-
f	freqüência de aquisição ou amostragem	Hz
f_a	freqüência correspondente a escala a	Hz
F_Ψ	pseudofreqüência da ondaleta	Hz
f_s	freqüência de amostragem	Hz
j, a	coeficientes de escala	-
k, b	coeficientes de posição	-
p	passo ou distância entre centros dos tubos	m
P_{xx}	espectro de potência	$[x(t)^2]/\text{Hz}$
Re	número de Reynolds (Ud/ν)	-
S	número de Strouhal ($f_s d/U$)	-
t	tempo	s
T	período	s
U	velocidade de referência	m/s
x	distância (genérica)	m
x	variável	-
\hat{X}	transformada de Fourier	-
\tilde{X}	transformada de ondaletas	-
ν	viscosidade cinemática	m^2/s
Ψ	função ondaleta	-

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig.	Legenda	Pg.
2.1.	Escoamento turbulento em um canal hidráulico, fotografado com a variação da velocidade da câmera em 1929, por Nikuradse (adaptado de Schlichting, 1968). Velocidades da câmera: (a) 12,15 cm/s, (b) 20 cm/s, (c) 25 cm/s e (d) 27,6 cm/s.	7
2.2.	Regimes esquemáticos de desprendimento de vórtices para escoamentos através de cilindros circulares lisos (adaptado de Blevins, 1990).	10
2.3.	Relação entre o número de Strouhal e o número de Reynolds para cilindros circulares (adaptado de Blevins, 1990).	10
2.4.	Diferentes modos de escoamento para dois tubos dispostos lado a lado: (a) tubos em contato, (b) razão p/d intermediária e (c) grande razão p/d. (adaptado de Olinto, 2005).	11
3.1.	Árvores de ondaletas de nível $j = 3$. (a) Transformada discreta de ondaletas. (b) Transformada discreta de pacotes de ondaletas. (adaptado de Indrusiak, 2004).	29
3.2.	Ilustrações esquemáticas: (a) canal aerodinâmico, (b) seção de testes.	31
3.3.	Principais dimensões do canal aerodinâmico. Dimensões em [mm].	31
3.4.	Detalhe do banco de tubos e do posicionamento relativo das sondas ($p/d = 1,6$).	33
3.5.	Ilustração esquemática do canal hidrodinâmico do Instituto de Pesquisas Hidráulicas da UFRGS.	35
3.6.	Vista superior do banco de tubos completo utilizado nas visualizações ($p/d = 1, 6$).	38
3.7.	Tubos utilizados nos experimentos de visualização do escoamento. (a) Detalhe das mangueiras para injeção de corante e das dimensões dos cilindros. (b) Vista superior com detalhes do ângulo das tomadas de injeção de tinta. Dimensões em [mm].	38
3.8.	(a) Tubos instrumentados com espelho móvel. (b) Visualização típica de injeção de tinta vista através do espelho.	39
3.9.	Detalhe dos tubos instrumentados, mostrando a movimentação dos espelhos entre os três diferentes planos de visualização. (a) plano superior, (b) plano médio e (c) plano inferior.	40
3.10.	Detalhes da instrumentação da seção de visualização.	41
3.11.	Detalhes do sistema submerso de distribuição de tinta.	41

- 3.12. Visualização do escoamento ao redor de um cilindro (a), em comparação com os regimes esquemáticos de desprendimento de vórtice caracterizados por Blevins, 1990 (b). 43
- 4.1. Geometria dos dois tubos dispostos lado a lado e o posicionamento das sondas utilizadas nos experimentos. 45
- 4.2. Sinais de velocidades instantâneas obtidas para $f_s = 1000$ Hz, $x = 10$ mm e $p/d=1,26$. (a) Sonda 1 – V1. (b) Sonda 2 – V2. 46
- 4.3. Reconstrução dos sinais de velocidades instantâneas da Fig. 4.2 através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 10 (de 0 a 0,48 Hz). 47
- 4.4. Sinais de velocidades instantâneas obtidas para $f_s = 10$ kHz, $x = 10$ mm e $p/d=1,26$. (a) Sonda 1 – V1. (b) Sonda 2 – V2. 48
- 4.5. Reconstrução dos sinais de velocidades instantâneas da Fig. 4.6 através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 10 (de 0 a 4,88 Hz). 48
- 4.6. Espectrogramas dos sinais de velocidades instantâneas da Fig. 4.4.
(a) Sonda 1 – V1. (b) Sonda 2 – V2. 49
- 4.7. Densidades espectrais de potência das flutuações de velocidade. (a) modo 1, (b) modo 2. 50
- 4.8. Visualização de escoamento para dois tubos dispostos lado a lado. Razão $p/d = 1,26$. Plano superior de visualização. $Re = 7,5 \times 10^3$. (a) Modo 1. (b) Modo 2. 51
- 4.9. (a) Detalhes da lateral, para os três planos de visualização. Razão $p/d = 1,26$. $Re = 7,5 \times 10^3$. Detalhe do espelho inclinado: (b) Plano superior, (c) médio e (d) inferior. 51
- 4.10. Sinais de velocidades instantâneas obtidas para $f_s = 10$ kHz, $x = 10$ mm e $p/d=1,6$. (a) Sonda 1 – V1. (b) Sonda 2 – V2. 52
- 4.11. Reconstrução dos sinais de velocidades instantâneas da Fig. 4.10 através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 9 (de 0 a 0,9,76 Hz). 53
- 4.12. Correlação cruzada entre os sinais de velocidade V1 e V2 da Fig. 4.10. 53
- 4.13. Ampliação dos sinais de velocidade no intervalo de tempo entre 1,2 e 1,61 segundos da Fig. 4.10. 54
- 4.14. Espectrogramas dos sinais de velocidades instantâneas da Fig. 4.13. (a) Sonda 1 – V1. (b) Sonda 2 – V2. 55

- 4.15. Visualização de escoamento para dois tubos dispostos lado a lado. Razão $p/d = 1,6$. Plano superior de visualização. $Re = 7,5 \times 10^3$. (a) Modo 1. (b) Modo 2. 55
- 4.16. Visualização de escoamento de dois tubos dispostos lado a lado. Razão $p/d = 1,6$. $Re = 7,5 \times 10^3$. (a) Vista frontal, com ligeira elevação. (b) Vista lateral. Detalhes dos espelhos inclinados: (c) Plano superior, (d) médio e (e) inferior. 56
- 4.17. Ilustrações esquemáticas do percurso de tinta ao passar pelos tubos. (a) Caso ideal. (b) Deflexão da tinta para os lados. (c) Correção da angulação dos tubos. 57
- 4.18. Geometria dos três tubos em arranjo triangular utilizada nos experimentos: um tubo a montante e dois tubos a jusante, com o posicionamento das sondas. 59
- 4.19. Sinais de velocidades instantâneas obtidas para $f_s = 1000$ Hz, $x = 10$ mm e $p/d=1,6$. (a) Sonda 1 – V1. (b) Sonda 2 – V2. 60
- 4.20. Reconstrução dos sinais de velocidades instantâneas da Fig. 4.19 através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 7 (de 0 a 3,9063 Hz). 60
- 4.21. Sinais de velocidades instantâneas obtidas para $f_s = 25$ kHz, $x = 10$ mm e $p/d=1,6$. (a) Sonda 1 – V1. (b) Sonda 2 – V2. Reconstrução dos sinais de velocidades através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e níveis: (c) 11 e (d) 12. 61
- 4.22. Espectrogramas dos sinais de velocidades instantâneas das Figs. 4.21a e 4.21b. (a) Sonda 1 – V1. (b) Sonda 2 – V2. 62
- 4.23. Densidades espectrais de potência das flutuações de velocidade. (a) modo 1, (b) modo 2. 63
- 4.24. Visualização de escoamento para três tubos (um a montante e dois a jusante). Razão $p/d = 1,6$. Plano médio de visualização. $Re = 7,5 \times 10^3$. (a) Modo 1. (b) Modo 2. 64
- 4.25. Visualização do escoamento para os três planos simultaneamente. Razão $p/d = 1,6$. (a) $Re = 7,5 \times 10^3$. (b) $Re = 1,5 \times 10^4$. 64
- 4.26. (a) Detalhes da lateral, para os três planos de visualização. Razão $p/d = 1,6$. $Re = 7,5 \times 10^5$. Detalhe do espelho inclinado: (b) Plano superior, (c) médio e (d) inferior. 65
- 4.27. Padrões do escoamento para três tubos (um a montante e dois a jusante). (a) Modo 1. (b) Modo 2. 65

- 4.28. Geometria dos três tubos em arranjo triangular utilizada nos experimentos: dois tubos a montante e um tubo a jusante, com o posicionamento das sondas. 66
- 4.29. Sinais de velocidades instantâneas obtidas para $f_s = 1000$ Hz, $x = 10$ mm e $p/d=1,6$. (a) Sonda 1 – V1. (b) Sonda 2 – V2. Reconstrução dos sinais de velocidades através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e níveis: (c) 10 e (d) 9. 67
- 4.30. Correlação cruzada entre os sinais de velocidade V1 e V2 das Figs. 4.29a 4.29b. 67
- 4.31. Densidades espectrais de potência das flutuações de velocidade. 68
- 4.32. Espectrogramas dos sinais de velocidade instantânea. O eixo “z” representa a energia (em escala arbitrária). (a) V1, 10 mm, (b) V2, 10 mm, (c) V1, 20 mm, (d) V2, 20 mm, (e) V1, 30 mm, (f) V2, 30 mm, (g) V1, 40 mm, (h) V2, 40 mm, (i) V1, 50 mm e (j) V2, 50 mm. 69
- 4.33. Uma fileira de tubos, com a denominação de cada fenda e o posicionamento das sondas utilizadas. 70
- 4.34. Sinais de velocidade obtidos para uma fileira de tubos para $p/d = 1,26$, a denominação de cada fenda e o posicionamento das sondas utilizadas. 71
- 4.35. Reconstrução dos sinais de velocidades instantâneas da Fig. 4.34 através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 9 (de 0 a 2,93 Hz). (a) Fenda 1, (b) Fenda 2, (c) Fenda 3 e (d) Fenda 4. 72
- 4.36. Padrão do escoamento observado da medição de velocidades nas fendas de uma fileira de tubos em canal aerodinâmico, com $p/d = 1,26$. 74
- 4.37. Visualização de escoamento para uma fileira de tubos. Razão $p/d = 1,26$. $Re = 1,5 \times 10^4$. Planos visualização: (a) superior, (b) médio e (c) inferior. Detalhes dos espelhos inclinado para os planos: (d) superior, (e) médio e (f) inferior. 75
- 4.38. Detalhes da lateral, para os três planos de visualização. (a) $Re = 7,5 \times 10^3$ e (b) $Re = 1,5 \times 10^4$ 75
- 4.39. Densidades espectrais de potência das flutuações de velocidade da Fig. 4.34. (a) Fenda 1, (b) Fenda 2, (c) Fenda 3 e (d) Fenda 4. 76
- 4.40. Segundo padrão do escoamento observado da visualização de escoamento para uma fileira de tubos em canal hidráulico e $p/d = 1,26$. 76
- 4.41. Terceiro padrão do escoamento observado da visualização de escoamento para uma fileira de tubos em canal hidráulico e $p/d = 1,26$. (a) modo 1, (b) modo 2. 77

- 4.42. Sinais de velocidade obtidos para uma fileira de tubos para $p/d = 1,6$, a denominação de cada fenda e o posicionamento das sondas utilizadas. 78
- 4.43. Reconstrução dos sinais de velocidades instantâneas da Fig. 4.42 através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 9 (de 0 a 2,93 Hz). (a) Fenda 1, (b) Fenda 2, (c) Fenda 3 e (d) Fenda 4. 79
- 4.44. Padrão do escoamento observado da medição de velocidades nas fendas de uma fileira de tubos em canal aerodinâmico, com $p/d = 1,6$. 80
- 4.45. Visualização de escoamento para uma fileira de tubos. Razão $p/d = 1,6$. (a) Plano superior de visualização. $Re = 7,5 \times 10^3$. (b) Detalhe do espelho inclinado. 81
- 4.46. Visualização de escoamento para uma fileira de tubos, razão $p/d = 1,6$ e $Re = 7,5 \times 10^3$. (a) plano médio de visualização (b). plano inferior de visualização. (c), (d) Detalhes dos espelhos inclinados para os planos médio e inferior, respectivamente. 81
- 4.47. Detalhes da lateral, para os três planos de visualização. (a) $Re = 7,5 \times 10^3$ e (b) $Re = 1,5 \times 10^4$ 82
- 4.48. Densidades espectrais de potência das flutuações de velocidade das Figs. 4.42a e 4.42b. (a) Fenda 1, (b) Fenda 2, (c) Fenda 3 e (d) Fenda 4. 82
- 4.49. Densidades espectrais de potência das flutuações de velocidade das Figs. 4.42c e 4.43d. (a) Fenda 1, (b) Fenda 2, (c) Fenda 3 e (d) Fenda 4. 83
- 4.50. Duas fileiras de tubos, com o posicionamento das sondas utilizadas e a denominação de cada fenda. 84
- 4.51. (a) e (b) Sinais de velocidade obtidos na fenda 1, para duas fileiras de tubos com $p/d = 1,26$. (c) Reconstruções destes sinais através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 9 (de 0 a 0,9765 Hz). 85
- 4.52. Densidades espectrais de potência das flutuações de velocidade para os modos 1 e 2 obtidos na fenda 1 da segunda fileira de tubos. (a) Modo 1, (b) Modo 2. 86
- 4.53. (a) e (b) Ampliação dos intervalos correspondente as trocas entre os modos do escoamento da Fig. 4.51a e 4.51b, respectivamente. (c) Reconstruções destes intervalos através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 6 (de 0 a 7,8125 Hz). 87
- 4.54. (a) e (b) Sinais de velocidade obtidos na fenda 2, para duas fileiras de tubos com $p/d = 1,26$. (c) Reconstruções destes sinais através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 9 (de 0 a 0,9765 Hz). 88

- 4.55. (a) e (b) Ampliação dos intervalos correspondente as trocas entre os modos do escoamento da Fig. 4.54a e 4.54b, respectivamente. (c) Reconstruções destes intervalos através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 6 (de 0 a 7,8125 Hz). 89
- 4.56. Padrões do escoamento na fenda 2, para duas fileiras de tubos em canal aerodinâmico, com $p/d = 1,26$. 90
- 4.57. Densidades espectrais de potência das flutuações de velocidade para os modos 1 e 2 obtidos na fenda 2 da segunda fileira de tubos. (a) Modo 1, (b) Modo 2. 90
- 4.58. (a) e (b) Sinais de velocidade obtidos na fenda 3, para duas fileiras de tubos com $p/d = 1,26$. (c) Reconstruções destes sinais através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 9 (de 0 a 0,9765 Hz). 91
- 4.59. (a) e (b) Ampliação dos intervalos correspondente as trocas entre os modos do escoamento da Fig. 4.58a e 4.58b, respectivamente. (c) Reconstruções destes intervalos através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 8 (de 0 a 1,9531 Hz). 92
- 4.60. Densidades espectrais de potência das flutuações de velocidade para os modos 1 e 2 obtidos na fenda 3 da segunda fileira de tubos. (a) Modo 1, (b) Modo 2. 93
- 4.61. (a) e (b) Sinais de velocidade obtidos na fenda 1, para duas fileiras de tubos com $p/d = 1,6$. (c) Reconstruções destes sinais através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 9 (de 0 a 0,9765 Hz). 94
- 4.62. Densidades espectrais de potência dos sinais de velocidade para os modos 1 e 2 obtidos na fenda 3 da segunda fileira de tubos com $p/d = 1,26$. (a) e (b) modo 1, (c) e (d) modo 2. 95
- 4.63. (a) e (b) Sinais de velocidade obtidos para a parte transiente da fenda 1, para duas fileiras de tubos com $p/d = 1,6$. (c) Reconstruções destes sinais através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 9 (de 0 a 0,9765 Hz). 96
- 4.64. (a) e (b) Sinais de velocidade obtidos na fenda 2, (d) e (e) na fenda 3, para duas fileiras de tubos com $p/d = 1,6$. (c) e (f) Reconstruções dos sinais da fenda 2 e 3, respectivamente através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 9. 97
- 4.65. Densidades espectrais de potência dos sinais de velocidade obtidos na segunda fileira de tubos e $p/d = 1,6$. Fenda 2: (a) e (b) modo 1, (c) e (d) modo 2. Fenda 3: (e) e (f) modo 1, (g) e (h) modo 2 98

- 4.66. (a) e (b) Resultados das visualizações do escoamento para duas fileiras de tubos com $p/d = 1,6$. (c) e (d) Padrões do escoamento para os dois modos observados. 99
- 4.67. Detalhes dos espelhos inclinados. Plano superior (a), médio (b) e inferior (c) de visualização para $p/d = 1,6$. Plano superior (d), médio (e) e inferior (f) de visualização para $p/d = 1,26$. 100
- 4.68. Detalhes da lateral, para os três planos de visualização. (a) $Re = 7,5 \times 10^3$ e (b) $Re = 1,5 \times 10^4$. 100
- 4.69. Posicionamento das sondas utilizadas e a denominação de cada fenda nas medições de velocidade em bancos de tubos de (a) três, (b) quatro e (c) cinco fileiras. 102
- 4.70. (a) e (b) Sinais de velocidade obtidos atrás da terceira fileira de tubos, $p/d = 1,6$ e (c) e (d) com $p/d = 1,26$. (e) e (f) são as reconstruções dos sinais (a) e (b), e (g) e (h) são as reconstruções dos sinais (c) e (d), através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20. 103
- 4.71. Densidades espectrais de potência das flutuações de velocidade: (a) $p/d = 1,6$, (b) $p/d = 1,26$. Correlação cruzada dos sinais de velocidade das Figs. 4.70a e 4.70b: (c) $p/d = 1,6$, (d) $p/d = 1,26$, respectivamente. 104
- 4.72. Espectrogramas dos sinais de velocidades obtidos atrás da terceira fileira. $p/d = 1,6$: (a) sinal V1 e (b) sinal V2. $p/d = 1,26$: (c) sinal V1 e (d) sinal V2. 105
- 4.73. (a) e (b) Sinais de velocidade obtidos atrás da quarta fileira de tubos com $p/d = 1,6$ e (c) e (d) com $p/d = 1,26$. (e) e (f) são as reconstruções dos sinais (a) e (b), e (g) e (h) são as reconstruções dos sinais (c) e (d), através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20. 106
- 4.74. Densidades espectrais de potência das flutuações de velocidade: (a) $p/d = 1,6$, (b) $p/d = 1,26$. Correlação cruzada dos sinais de velocidade das Figs. 4.73a e 4.73b: (c) $p/d = 1,6$, (d) $p/d = 1,26$, respectivamente. 107
- 4.75. Espectrogramas dos sinais de velocidades obtidos atrás da quarta fileira. $p/d = 1,6$: (a) sinal V1 e (b) sinal V2. $p/d = 1,26$: (c) sinal V1 e (d) sinal V2. 108
- 4.76. (a) e (b) Sinais de velocidade obtidos atrás da quinta fileira de tubos com $p/d = 1,6$ e (c) e (d) com $p/d = 1,26$. (e) e (f) são as reconstruções dos sinais (a) e (b), e (g) e (h) são as reconstruções dos sinais (c) e (d), através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20. 109

- 4.77. Densidades espectrais de potência das flutuações de velocidade: (a) $p/d = 1,6$, (b) $p/d = 1,26$. Correlação cruzada dos sinais de velocidade das Figs. 4.76a e 4.76b: (c) $p/d = 1,6$, (d) $p/d = 1,26$, respectivamente. 110
- 4.78. Espectrogramas dos sinais de velocidades obtidos atrás da quinta fileira. $p/d = 1,6$: (a) sinal V1 e (b) sinal V2. $p/d = 1,26$: (c) sinal V1 e (d) sinal V2. 111
- 4.79. Visualização de escoamento para o banco de tubos completo, com razão $p/d = 1,26$. $Re = 7,5 \times 10^3$. Planos de visualização: (a) superior, (b) médio e (c) inferior. Detalhes da lateral, para os três planos de visualização. 112
- 4.80. Visualização de escoamento para o banco de tubos completo, com razão $p/d = 1,26$. Injeção de tinta apenas na última fileira de tubos. $Re = 7,5 \times 10^3$. Planos de visualização: (a) superior, (b) médio e (c) inferior. 112
- 4.81. Visualização de escoamento para o banco de tubos completo, com razão $p/d = 1,6$. $Re = 7,5 \times 10^3$. Planos de visualização: (a) superior, (b) médio e (c) inferior. Detalhes da lateral, para os três planos de visualização. 113
- 4.82. Detalhes da lateral do banco de tubos. $p/d = 1,6$ e $Re = 7,5 \times 10^3$. Plano médio de visualização. O acionamento das tomadas de tinta é realizado isoladamente para cada fileira: (a) primeira fileira, (b) segunda fileira, (c) terceira fileira, (d) quarta fileira e (e) quinta fileira. 114
- 4.83. (a) e (b) Visualização para o banco de tubos completo com injeção de permanganato de potássio diretamente no escoamento, $p/d = 1,6$ e $Re = 7,5 \times 10^3$. Plano de visualização superior. Detalhes da lateral os tubos: (c), plano superior, (d) médio e (e) inferior. 114

ÍNDICE DE TABELAS

Tab.	Legenda	Pg.
4.1.	Características estatísticas dos modos 1 e 2 da Fig. 4.4.	49
4.2.	Características estatísticas dos modos 1 e 2 das Figs. 4.21a e 4.21b.	63
4.3.	Características estatísticas dos sinais de velocidade das Figs. 4.29a e 4.29b.	68
4.4.	Valores médios e RMS das séries de velocidade obtidas da medição das fendas de uma fileira de tubos com $p/d = 1,26$.	74
4.5.	Valores médios e RMS das séries de velocidade obtidas da medição das fendas de uma fileira de tubos com $p/d = 1,6$.	80
4.6.	Características estatísticas dos modos 1 e 2 obtidos da fenda 1, após a segunda fileira de tubos com $p/d = 1,26$.	86
4.7.	Características estatísticas dos modos 1 e 2 obtidos da fenda 2, após a segunda fileira de tubos com $p/d = 1,26$.	89
4.8.	Características estatísticas dos modos 1 e 2 obtidos da fenda 3, após a segunda fileira de tubos com $p/d = 1,26$.	92
4.9.	Características estatísticas dos modos 1 e 2 obtidos da fenda 1, após a segunda fileira de tubos com $p/d = 1,6$.	95
4.10.	Características estatísticas dos modos 1 e 2 obtidos das fendas 2 e 3, após a segunda fileira de tubos com $p/d = 1,6$.	97
4.11.	Localização das figuras que apresentam os resultados das medições realizadas.	101
4.12.	Velocidades de referencia e números de Reynolds dos experimentos realizados para bancos de tubos compostos por três, quatro e cinco fileiras.	101
4.13.	Características estatísticas dos sinais de velocidade obtidos para a terceira fileira de tubos.	105
4.14.	Características estatísticas dos sinais de velocidade obtidos para a quarta fileira de tubos.	107
4.15.	Características estatísticas dos sinais de velocidade obtidos para a quinta fileira de tubos.	110

1. INTRODUÇÃO

1.1. Motivação

Bancos de tubos são uma configuração muito comum em diversas aplicações de engenharia, como aquelas encontradas em núcleos de reatores nucleares, em tubulações de transporte, como oleodutos e gasodutos, em linhas de transmissão de energia elétrica, em tubulações de transporte e prospecção de petróleo *offshore*, conhecidas como *risers* e no interior de trocadores de calor do tipo casco e tubos.

Neste último exemplo, o qual é utilizado em larga escala industrial na troca de calor entre fluidos, dois tipos de escoamento se fazem presentes: no interior dos tubos, onde as principais características do escoamento, como os coeficientes de transferência de calor e fator de atrito possuem modelagem analítica, numérica ou semi-empírica de razoável precisão para fins de engenharia; e no lado do casco, onde o escoamento passa pelo exterior de múltiplos tubos e por placas defletores (chicanas), que são responsáveis pela mudança na direção do escoamento cruzado, aumento do tempo de transferência de calor entre as superfícies aquecidas e o fluido de trabalho, e também dos níveis de turbulência. As placas defletoras também atuam como suportes intermediários para os tubos, e alteram os modos de vibração natural pelo aumento da rigidez da estrutura. A disposição dos tubos (arranjo) e as razões de espaçamento podem variar enormemente, em função da aplicação específica desejada para o trocador de calor, bem como no tipo de disposição das correntes do escoamento e da distribuição de temperatura pretendida. Ao redor dos tubos, o escoamento é complexo e irregular, não possuindo modelagem analítica completa.

Bancos de tubos são, portanto, utilizados de maneira usual como uma simplificação de trocadores de calor de casco e tubos reais, o que permite uma análise tanto do escoamento sobre os tubos quanto da transferência de calor destes equipamentos, permitindo uma maior compreensão dos fenômenos térmicos e hidrodinâmicos por estudos de similaridade.

Em escoamentos sobre arranjos de tubos pode ocorrer vibração induzida, causadas pelas cargas dinâmicas provenientes do próprio escoamento, e que geralmente são amplificadas com o aumento da velocidade do fluido. A disposição dos tubos exerce marcante influência nos fenômenos observados nos escoamentos. Em escoamentos sobre arranjos de tubos de pequenas razões de espaçamentos há um amplo espectro de energia sem uma frequência definida. Isto se deve às periodicidades geradas nas primeiras fileiras de tubos e nas flutuações de pressão do escoamento que são carregadas para o interior do banco. Já para arranjos de tubos com grandes

razões de espaçamentos há a formação de cargas dinâmicas associadas à geração e desprendimento de vórtices.

O aumento da eficiência dos trocadores de calor e de sua conseqüente compacticidade pode ser obtido através da diminuição da distância entre os tubos (passo) e do aumento da velocidade do escoamento do fluido, porém, com desejada redução da resistência da subcamada viscosa adjacente à parede dos tubos. A presença desta subcamada faz com que a transferência de calor ocorra somente por condução, pois nela o escoamento tem características laminares, com pouca difusividade. Um projeto que não leva tal fato em consideração acarretará em maiores custos operacionais e na movimentação do fluido de trabalho, sem significativo aumento da transferência de calor [Endres e Möller, 2001b].

Segundo Pettigrew et al., 1998, as tentativas de melhorar os processos de transferência de calor, pelo aumento da exigência de se trabalhar com temperaturas cada vez mais elevadas e baixas quedas de pressão [Groover e Weaver, 1978], podem levar à fadiga dos componentes devido fissuras e a desgastes por fricção, com o aumento das cargas dinâmicas produzidas pelas vibrações das estruturas.

Os avanços das técnicas experimentais têm fornecido resultados de grande valia na análise dos fenômenos que regem a dinâmica destes dispositivos trocadores de calor, sendo amplamente aplicados através de generalizações em equipamentos industriais em operação, como parâmetros de projeto para diversas geometrias, visando à otimização de suas condições de processo.

1.2. Justificativa

Segundo Weaver, 1993, existe um grande número de mecanismos de excitação por escoamento distintos, e todos estes têm servido para criar considerável confusão e controvérsia na difícil procura por fórmulas simples e universais em projetos de trocadores de calor, em função das inúmeras geometrias construtivas destes equipamentos, cada qual voltada a uma aplicação diferente. Assim, ainda é necessária a confecção de guias de projeto confiáveis através de pesquisa experimental, visando fornecer dado de referência sobre o campo de escoamentos em feixes tubulares e buscando um melhor entendimento dos mecanismos de excitação [Weaver et al., 2000]. Estes guias de projeto podem servir então na avaliação de códigos computacionais.

Porém, segundo Hassan e Barsamian, 2004, as previsões atuais de vibrações induzidas por escoamento em trocadores de calor não são completamente confiáveis e os dados disponíveis ainda são incompletos.

Zdravkovich, 1977, e Le Gal et al., 1996, mostram através de estudos experimentais a presença de um conjunto de jatos desviados no escoamento da esteira de uma fileira de tubos. Estes jatos não seguem um padrão definido de ocorrência e nem apresentam estabilidade na sua geração.

Guillaume et al., 1999, mostram a presença de instabilidades e diferentes modos de escoamento em arranjos de dois, três e quatro tubos dispostos lado a lado em relação à corrente principal.

Alam et al., 2003, estudaram experimentalmente o escoamento ao redor de dois cilindros dispostos lado a lado e identificaram a ocorrência de um jato desviado que emana entre os dois tubos e se direciona para um dos lados. Porém, este comportamento altera-se subitamente, e o jato passa a direcionar-se para o lado oposto. Esta característica é chamada na literatura como biestabilidade, e ocorre em períodos irregulares de tempo.

Indrusiak, 2004, identificou um regime de escoamento não estacionário em um banco de tubos de arranjo quadrangular. A princípio, este resultado inesperado e muito semelhante ao comportamento biestável, só foi revelado através da decomposição dos sinais em bandas de frequências através da aplicação das transformadas de ondaletas.

Olinto, 2005, identificou a presença da biestabilidade no interior de bancos de tubos de arranjo quadrangular para as razões de espaçamento $p/d=1,26$, $p/d=1,4$ e $p/d=1,6$. Uma técnica de visualização de escoamento com injeção de tinta foi aplicada buscando consolidar a interpretação dos resultados mensurados em laboratório.

Surge então a necessidade de maiores estudos visando tentar identificar a ocorrência deste fenômeno em bancos de tubos de outras geometrias e razões de espaçamentos, pois sua presença pode acarretar em uma fonte adicional de instabilidades dinâmicas.

Segundo Copetti, 1989, trocadores de calor que utilizam a disposição triangular em arranjos de tubos possuem maiores coeficientes de troca de calor que arranjos quadrados e quadrados rodados (45°), porém, maiores perdas de carga.

A Associação Americana de Fabricantes de Trocadores de Calor (*TEMA - Tubular Exchanger Manufacturers Association*) recomenda que a menor razão de espaçamento usada seja $p/d = 1,25$. Ela também sugere diversas combinações de espaçamentos e diâmetros de tubos com valores entre $1,25 < p/d < 1,5$ [TEMA Standards, 1988].

Assim, neste trabalho serão adotadas as razões de espaçamento de 1,26 e 1,6 para bancos de tubos de arranjo triangular.

1.3. Objetivos

O principal objetivo deste trabalho é realizar um estudo experimental acerca do fenômeno da biestabilidade em bancos de tubos de arranjo triangular. Como este fenômeno é encontrado para a geometria de dois tubos dispostos lado a lado, e mais recentemente foi identificada sua presença no interior de bancos de tubos de arranjo quadrangular, sua identificação em outras geometrias (como a triangular) e razões de espaçamento é de grande importância, visto que esta pode acarretar em uma fonte adicional de instabilidades dinâmicas.

Desta maneira, é empregada a técnica da anemometria de fio quente em canal aerodinâmico com o intuito de medir o campo médio e flutuante de velocidade no interior e após o banco de tubos, e, através de técnicas matemáticas, como ferramentas estatísticas, espectrais e de transformadas de ondaletas pretende-se descrever algumas das características do fenômeno da biestabilidade.

Também aplica-se a técnica de visualização de escoamento com injeção de tinta, visando melhor compreender os fenômenos medidos em laboratório.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Escoamentos turbulentos

Segundo Möller e Silvestrini, 2004, não há um consenso na aceitação de uma definição para a turbulência na forma de abranger todas suas características. A maneira clássica, proposta por Tenekes e Lumley, 1972, consiste em estabelecer algumas destas características do regime de escoamento turbulento, conforme os sete itens a seguir:

- I) *Irregularidade*: todo escoamento turbulento é irregular ou randômico, o que torna uma análise determinística impossível. Assim, trabalha-se com métodos estatísticos;
- II) *Difusividade*: causa uma rápida mistura do fluido e aumenta as taxas de transferência de calor, massa e *momentum*, retardando o descolamento da camada limite;
- III) *Altos números de Reynolds*: a turbulência sempre ocorre para altos números de Reynolds. Ela muitas vezes se origina de instabilidades do escoamento laminar quando o número de Reynolds aumenta;
- IV) *Tridimensionalidade da vorticidade*: a turbulência é rotacional e tridimensional, com grandes flutuações tridimensionais da vorticidade, e caracterizada por altos níveis de flutuações de vorticidade. Assim, escoamentos vorticais bidimensionais não são considerados turbulentos;
- V) *Dissipação*: escoamentos turbulentos são sempre dissipativos, necessitando sempre de uma fonte de energia para se manter. Desse modo, se nenhuma energia é fornecida a turbulência decai rapidamente, e a viscosidade transforma as pequenas escalas do movimento turbulento em calor;
- VI) *Meio contínuo*: a turbulência é um fenômeno contínuo, governado pelas leis da mecânica dos fluidos, e sua menor escala é muito maior que a escala molecular;
- VII) *“Escoamentos turbulentos, são escoamentos”*: a turbulência não é uma característica do fluido, mas do escoamento.

Desde então, estudos mais recentes mostram a descoberta da existência de estruturas coerente em escoamentos turbulentos. Estas estruturas, quase determinísticas, distribuídas de maneira aleatória no espaço e no tempo, são responsáveis pelo transporte turbulento e pela geração de ruído [Brown e Roshko, 1971].

Segundo Hussain, 1983, as estruturas coerentes podem ser definidas como uma massa de fluido turbulento com grande escala, vorticidade correlata e em fase, sobre a região do fluido. O transporte e a difusão turbulenta são guiados mais por indução que por gradientes. Desse modo, é possível representar um escoamento como ondas de vorticidade, pois a maioria dos escoamentos com cisalhamento atua como “guia de ondas”. Assim, um escoamento

turbulento pode ser representado como uma superposição de ondas, o que facilita sua representação matemática. A escala das estruturas coerentes será proporcional ao comprimento da camada de cisalhamento, e a extensão do escoamento sobre a qual as flutuações da velocidade se correlacionam demonstram a extensão da estrutura.

O tamanho das estruturas coerentes está implicitamente relacionado ao comprimento da camada de cisalhamento. Estas estruturas não precisam ser altamente energéticas, e são responsáveis pelo transporte de massa, calor e quantidade de movimento nas grandes escalas. Assim, elas se caracterizam mais por sua organização do que pela sua quantidade de energia cinética, sendo fortemente influenciadas pelas condições iniciais. Sem a ocorrência destas condições de formação, tais estruturas podem não necessariamente ocorrer [Möller e Silvestrini, 2004].

Bradshaw, 1976, comenta que os resultados experimentais daquela época relatavam o encontro do que foi chamado de “estruturas ordenadas” (*orderly structures*) na turbulência. Devido ao surgimento de muita confusão, principalmente devido à falha de muitos autores na tentativa de se determinar adequadamente tais estruturas, o autor cita cinco características em que estas não necessariamente se constituem:

- a) picos no espectro;
- b) estruturas excepcionalmente bem organizadas;
- c) persistência de padrões do escoamento organizado, provenientes da região de transição laminar-turbulência ou da dependência das condições iniciais;
- d) flutuações irrotacionais;
- e) efeitos de ressonância.

É sugerido que a identificação correta destas estruturas poderia ser feita através de processos de aquisição condicionada (*conditional sampling*), tomada apenas sobre porções do registro de dados que satisfazem alguma condição imposta pelo experimentador, e não sobre todo o registro.

Lesieur, 1997, considera um vórtice como coerente se este apresentar três características:

- a) possuir uma concentração de vorticidade tal que as trajetórias do fluido girem a seu redor;
- b) seu tempo de vida for maior que o tempo de rotação local;
- c) for imprevisível, no sentido da sensibilidade às condições iniciais.

Também, o efeito da geometria de diversos corpos pode ser considerado uma condição à formação deste tipo de estrutura. Parte da energia produzida no escoamento se dá pelas estruturas coerentes, e a outra parte por estruturas não coerentes. Em 1929, Nikuradse

fotografou o escoamento turbulento em um canal hidráulico [Schlichting, 1968]. As diversas fotografias obtidas com velocidades diferentes da câmera, que acompanha o escoamento, mostram as estruturas formadas com a adição de pequena quantidade de pó na superfície livre (Fig. 2.1). É observada a formação, ora de uma distribuição aleatória de partículas, ora de uma sucessão de vórtices (coerentes).

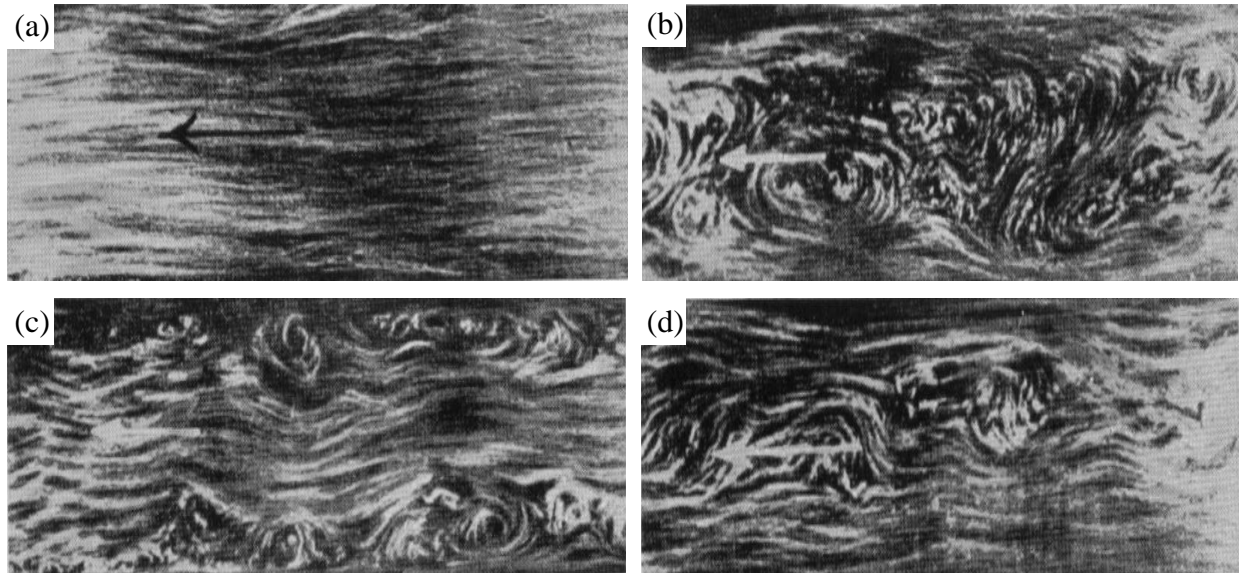


Figura 2.1 – Escoamento turbulento em um canal hidráulico, fotografado com a variação da velocidade da câmera em 1929, por Nikuradse (adaptado de Schlichting, 1968).

Velocidades da câmera: (a) 12,15 cm/s, (b) 20 cm/s, (c) 25 cm/s e (d) 27,6 cm/s.

Escoamentos turbulentos são caracterizados por números de Reynolds muito altos. Assim, à medida que este número aumenta, tendendo ao infinito, é razoável esperar que qualquer descrição da turbulência funcione adequadamente. Este conceito é conhecido como *invariância assintótica*, e a partir dele podem ser estabelecidos critérios como a similaridade via número de Reynolds.

Para um dado ponto e ao longo do tempo, as características de um escoamento turbulento simples são controladas apenas pela região imediatamente à sua volta. As escalas de tempo e comprimento variam ao longo do escoamento. Porém, muitas vezes é possível assumir que a turbulência é dinamicamente similar sempre que adimensionalizada por estas escalas, ou seja, suas características permanecerão inalteradas. Este conceito é conhecido como *invariância local* ou *autopreservação*.

Os vórtices em um escoamento turbulento podem ser gerados por cisalhamento ou por gravidade, porém, como a turbulência não pode se manter por si só, é necessária uma fonte de energia. Caso contrário, a turbulência decairá e o escoamento se relaminarizará novamente.

2.2. Escoamentos sobre um único tubo


Segundo Meneghini, 2002, um corpo rombudo é definido como sendo aquele que gera separação do escoamento em uma porção considerável de sua superfície. Imediatamente após o corpo, são formadas duas camadas cisalhantes livres, com vorticidades de sinais opostos, constituindo um sistema instável na presença de certas perturbações e quando algumas condições são satisfeitas. A interação entre estas duas camadas é a principal razão da formação e desprendimento de vórtices atrás do corpo, cuja geometria exerce grande influência, devido à possibilidade de ocorrência de diferentes pontos de separação. A natureza do processo de separação pode ser determinada pela presença de um canto vivo, um bordo de fuga chanfrado, ou de uma superfície contínua com o fluido sujeito a um gradiente adverso de pressão. Para este último caso, a posição em que a separação ocorre é altamente dependente do número de Reynolds (Re), e o escoamento sobre cilindros circulares enquadra-se exatamente neste caso. Assim, os modos de desprendimento de vórtices de cilindros circulares são classificados em função do número de Reynolds, que é definido como:


$$Re = \frac{U d}{\nu} \quad (2.1)$$


onde U é a velocidade característica do escoamento em questão (geralmente a velocidade da corrente livre), d é um comprimento característico (o diâmetro no caso de um cilindro) e ν a viscosidade cinemática do fluido.


A largura transversal da esteira também influencia na formação e desprendimento de vórtices, pois atua diretamente na comunicação entre as duas camadas cisalhantes. Logo, quanto maior é a distância entre as camadas de cisalhamento, menor é a frequência de desprendimento de vórtices.


Segundo Blevins, 1990, os modos de desprendimento de vórtices (Fig. 2.2) são classificados como:


$Re < 5$  O escoamento segue o contorno do cilindro, não apresentando descolamento da camada limite. Este é conhecido como escoamento reptante (*creeping flow*);


$5 \leq Re < 45$  Inicia-se o processo de separação da camada limite a jusante do corpo, formando-se um par de vórtices simétricos (de Föppl). Eles crescem com o aumento do número de Reynolds, e podem atingir uma distância de até três vezes o diâmetro do cilindro na direção do escoamento principal;

$45 \leq Re < 150$  Inicia-se a oscilação da esteira de vórtices devido a instabilidades das camadas cisalhantes. Há a formação de uma esteira laminar periódica de vórtices desencontrados e de sinal de vorticidade opostos (*vortex street*);

$150 \leq Re < 300$  Os vórtices que se desprendem do cilindro tornam-se turbulentos, embora a camada limite sobre o cilindro ainda permaneça laminar;

$300 \leq Re < 1,5 \times 10^5$  Este é chamado de subcrítico. Nele, as camadas limites laminares se separam a aproximadamente a 80° em relação ao ponto de estagnação de montante e o desprendimento de vórtices é periódico. A camada limite não descolada ainda é laminar, e a transição para a turbulência ocorre antes da formação dos vórtices;

$1,5 \times 10^5 \leq Re < 3,5 \times 10^6$  Esta é a faixa de transição, onde a camada limite do cilindro torna-se turbulenta e os pontos de separação movem-se para 140° . Nela, o ponto de transição à turbulência se aproxima muito do ponto de descolamento laminar que ainda o precede. As camadas cisalhantes tendem a colar novamente ao corpo, formando uma “bolha de separação-recolamento”, que ocorre para os ângulos 80° - 100° e 120° - 140° , respectivamente;

$Re > 3,5 \times 10^6$  Este é o chamado regime supercrítico. Nele o desprendimento de vórtices regular é restabelecido com uma camada limite turbulenta no cilindro. Como a camada limite turbulenta resiste mais ao gradiente adverso de pressão, a separação passa a ocorrer a cerca de 100° - 110° [Meneghini, 2002].

As frequências de desprendimento dos vórtices em cilindros podem ser adimensionalizadas na forma de número de Strouhal, definido como:

$$S = \frac{f d}{U} \quad (2.2)$$

onde f é a frequência de desprendimento dos vórtices.

A relação entre o número de Strouhal (S) e o número de Reynolds (Re) para cilindros circulares lisos é ilustrada na Fig. 2.3. É possível observar que até o início do regime subcrítico a frequência de desprendimento de vórtices ocorre para valores muito baixos de número de Strouhal (menores do que 0,1). Já para todo o regime subcrítico o número de Strouhal mantém-se em um valor aproximadamente constante de 0,21. No regime crítico, devido à quebra da estabilidade na geração de vórtices, o número de Strouhal pode crescer para valores na faixa de 0,4 ~ 0,5, para o caso de cilindros lisos, ou crescer lentamente até valores na faixa de 0,3 para cilindros rugosos. No regime supercrítico, o número de Strouhal volta a ser independente da rugosidade e tende para um valor de 0,3.

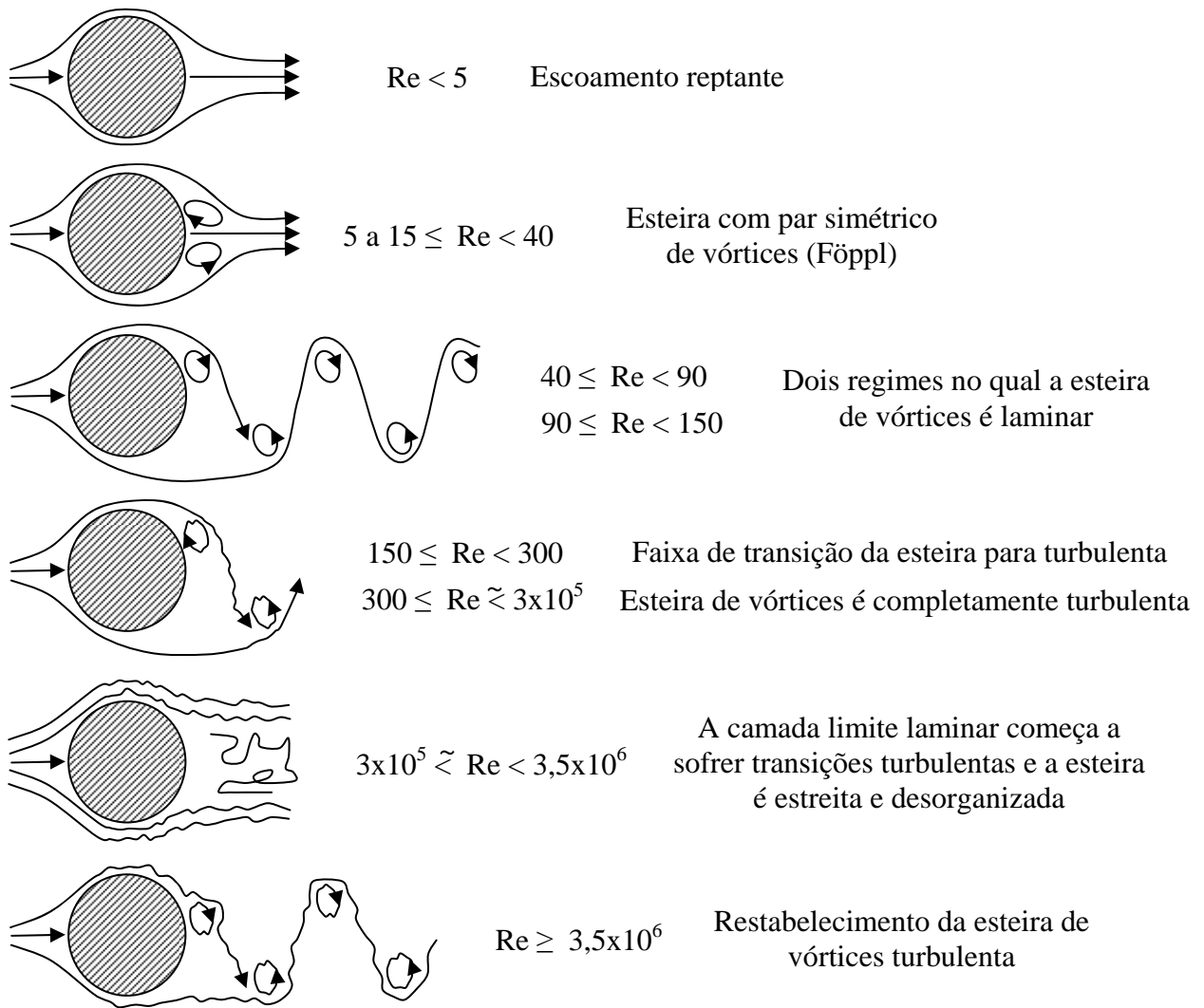


Figura 2.2 – Regimes esquemáticos de despreendimento de vórtices para escoamentos através de cilindros circulares lisos (adaptado de Blevins, 1990).

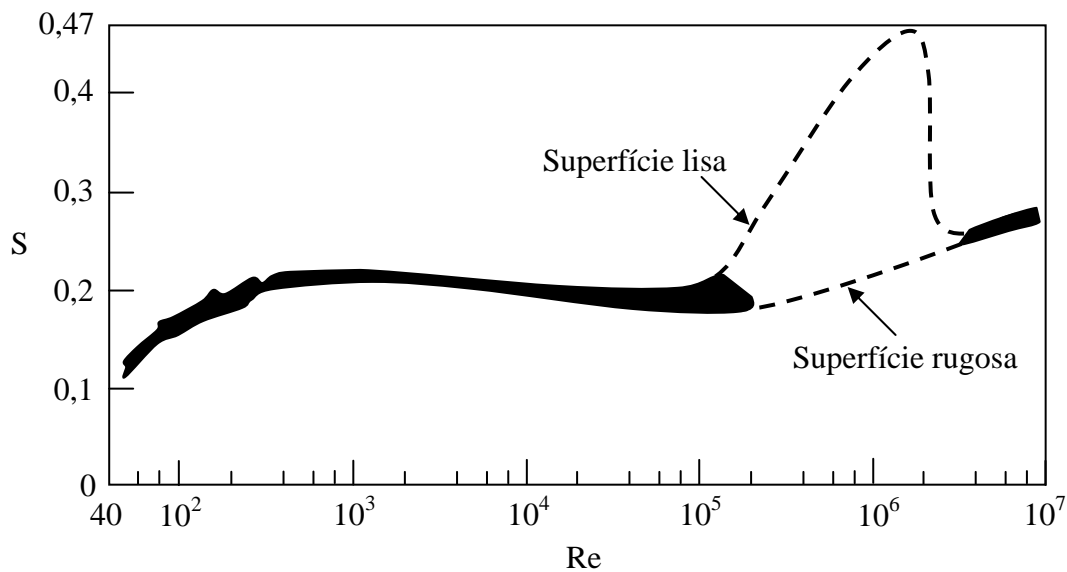


Figura 2.3 – Relação entre o número de Strouhal (S) e o número de Reynolds (Re) para cilindros circulares (adaptado de Blevins, 1990).

2.3. Escoamento sobre dois tubos dispostos lado a lado

Segundo Alam et al., 2003, o escoamento ao redor de dois tubos de igual diâmetro (d) posicionados lado a lado transversalmente à direção do escoamento apresentam esteiras de diferentes modos. Sendo “ p ” a distância entre os centros dos cilindros, ou passo, e “ d ” seus diâmetros, esses modos podem ser classificados em função da razão p/d , conforme a Fig. 2.4.

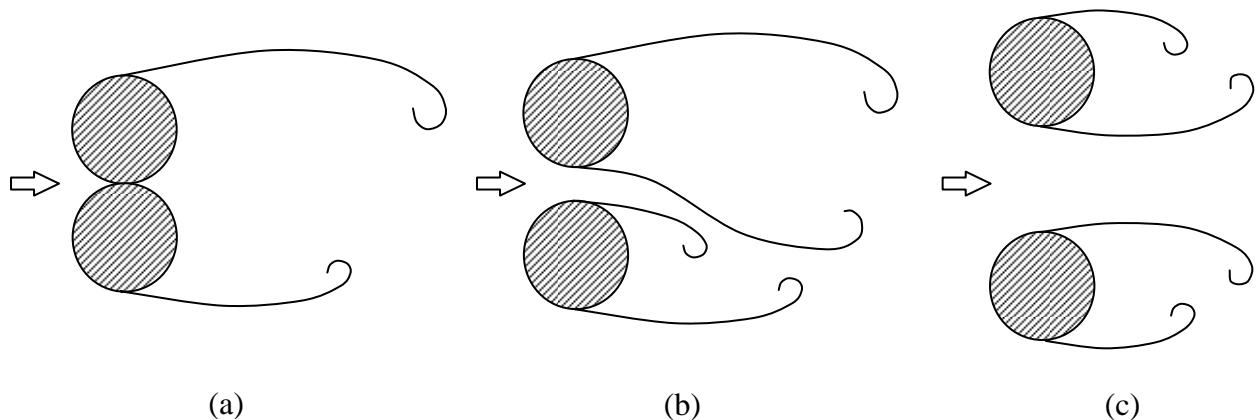


Figura 2.4 - Diferentes modos de escoamento para dois tubos dispostos lado a lado: (a) tubos em contato, (b) razão p/d intermediária e (c) grande razão p/d (adaptado de Olinto, 2005).

Segundo os autores, as forças que agem sobre os corpos são insensíveis à variação do número de Reynolds no regime subcrítico, sendo seus estudos realizados com um número de Reynolds de $5,5 \times 10^4$. Para valores na faixa de $1,1 < p/d < 2,5$ o escoamento assume um dos modos, mantendo-se nesta configuração durante um tempo e alterando para outra configuração de maneira aleatória.

Para cilindros em contato, ou seja, com razão $p/d = 1$ (Fig. 2.4(a)), os dois tubos comportam-se como um único corpo rombudo, com uma frequência de desprendimento de vórtices menor do que a de um único tubo. Isso se deve ao aumento do espaçamento das camadas livres de cisalhamento.

Para pequenos espaçamentos, com razões de $1,0 < p/d < 1,2$, o comportamento de corpo rombudo ainda é mantido, mas a alta quantidade de movimento do fluido que escoava através da fenda formada entre os tubos aumenta a pressão a jusante dos tubos, reduzindo o arrasto dos dois tubos. Porém, a frequência de desprendimento de vórtices permanece a mesma observada para o caso de $p/d = 1$, ocorrendo desprendimento de vórtices somente nas camadas de cisalhamento externas. Assim, três padrões podem ser observados:

- Uma esteira simétrica próxima de vórtices é formada e um escoamento de fenda orientado paralelamente ao eixo do escoamento;
- Apresenta um escoamento da fenda desviado, embora uma esteira de vórtices simples ainda seja visualizada, sendo este o padrão mais comum;
- Apresenta um escoamento não significativo dentro da fenda.

Para razões de espaçamento intermediárias ($1,2 < p/d < 2,2$) o escoamento é caracterizado pela formação de uma esteira larga atrás de um dos tubos e uma esteira estreita atrás do outro (Fig.2.4(b)). Essas esteiras dão origem a duas frequências dominantes de desprendimento de vórtices: a frequência mais alta está associada à esteira estreita, e a frequência mais baixa está associada à esteira larga. O escoamento que passa pela fenda sofre um desvio na direção da esteira mais estreita. O fenômeno biestável (*bistable*), assim chamado na literatura técnica, ocorre quando o padrão de escoamento desviado muda intermitentemente, ou seja, quando o jato que emana da fenda se direciona ora na direção de um dos tubos, ora na direção do outro. Este fenômeno é independente do número de Reynolds, e não tem sido associado a desalinhamentos dos tubos ou outras influências externas. É considerada uma propriedade intrínseca do escoamento.

Para $2,2 < p/d < 2,5$ o escoamento da fenda é brevemente desviado, mas existe uma sincronização de vórtices em oposição de fase. As esteiras larga e estreita induzem diferentes forças nos respectivos tubos.

Para grandes razões de espaçamento ($p/d > 2,5$) as esteiras atrás dos tubos são praticamente independentes, e se comportam como sobre dois corpos rombudos isolados. Desse modo, o escoamento se dá na direção da corrente principal. Porém, apresentam alguma interação ou sincronização, geralmente na forma de vórtices em oposição de fase. Os tubos experimentam os mesmos valores médios e flutuantes das forças de arrasto e sustentação (Fig. 2.4(c)).

Os autores também concluíram que a esteira estreita causa maior arrasto e menor sustentação, enquanto a esteira larga causa menor arrasto e maior sustentação nos respectivos tubos. Para $p/d = 1,1$ o tubo com esteira estreita tem uma força de sustentação negativa, associada à esteira estreita, e que gera atração entre os tubos. Para $p/d > 1,2$ foram encontrados dois valores diferentes da força de sustentação nos tubos, gerando repulsão entre eles. As maiores diferenças entre os coeficientes de arrasto e sustentação se encontram na faixa de $1,8 < p/d < 2,2$. Para os intervalos compreendidos entre $1,1 < p/d < 1,2$ e $2,2 < p/d < 2,5$ os valores médios dos coeficientes de arrasto, induzidos pelos modos das esteiras (larga e estreita) são maiores do que no caso para um único tubo isolado.

Zdravkovich, 1977, verificou que aparecem dois diferentes coeficientes de arrasto, associados às esteiras. Assim, as forças de arrasto que atuam sobre os dois tubos são diferentes, em função das diferentes esteiras e pressões de base (que é medida no tubo a 180° em relação ao ponto de estagnação de montante). A soma destas duas diferentes forças de arrasto biestável é sempre menor do que duas vezes a de um único tubo. A pressão de base flutua entre dois valores extremos. Segundo o autor, outra característica do escoamento desviado é que existe uma força resultante que atua em sentido perpendicularmente da corrente livre, a qual associou a uma força de sustentação.

De acordo com Kim e Durbin, 1988, a transição entre dois estados assimétricos é inteiramente randômica e não possui um período natural definido. Segundo os autores, o tempo médio entre transições é da ordem de 10^3 vezes maior do que o período de desprendimento de vórtices. Realizando um estudo adimensional dos intervalos de tempo médios entre as trocas observou-se que o tempo diminui com o aumento do número de Reynolds.

Segundo Peschard e Le Gal, 1996, o comportamento biestável pode ser causado por perturbações turbulentas na entrada do escoamento.

Sumner et al., 1999, estudaram o escoamento ao redor de dois e três tubos posicionados lado a lado em relação ao escoamento, para $1,0 < p/d < 6,0$, e $500 < Re < 3000$. Os autores não identificaram a presença do fenômeno biestável. Para cada experimento o escoamento se desviava sempre na direção do mesmo tubo. O não aparecimento do comportamento biestável foi atribuído à combinação dos efeitos do pequeno grau de desalinhamento dos tubos com as razões de aspecto e bloqueio utilizadas nos experimentos. O padrão de organização do escoamento encontrado foi o de sincronização das esteiras de vórtices em oposição de fase. Dentro do escoamento desviado, porém, dois picos de frequência foram detectados no espectro.

Guillaume e LaRue, 1999, classificaram o regime biestável através de três tipo de comportamentos:

Quase estável → Não ocorrem mudanças no modo de escoamento com o tempo. Uma grande perturbação no escoamento pode causar a troca nos valores médios das esteiras, porém, os valores permanecem os mesmos até que outra perturbação seja aplicada;

Troca espontânea (*flopping*) → Os valores médios do escoamento alternam ao longo do tempo entre os dois modos de escoamento, mesmo que nenhuma perturbação seja aplicada;

Troca forçada → Inicialmente, as esteiras estáveis apresentam troca espontânea, como resultado de uma grande perturbação súbita. Depois que uma grande perturbação inicial é aplicada e ocorrem as trocas, não se observam diferenças entre trocas espontâneas e forçadas.

Também foi observado que o padrão de flutuação da esteira é dependente dos suportes utilizados na fixação dos tubos, da geometria do túnel utilizado e de interferências do escoamento a jusante.

Zhou et al., 2002, estudaram a esteira turbulenta de dois tubos posicionados lado a lado em termos de campo de velocidade e temperatura, para $1,5 < p/d < 3,0$. Os resultados foram comparados com as características da esteira de um único tubo. A partir de análise espectral, encontraram para $p/d = 1,5$ apenas um pico de frequência ($S=0,11$), e para $p/d = 3,0$ e para um tubo isolado, $S = 0,21$.

Segundo os autores, uma fenda muito estreita ente os tubos pode inibir a geração de vórtices internos, e os tubos passam a se comportam como uma única estrutura, gerando apenas uma esteira de vórtices. Por este fato, e como a geração de vórtices a partir das camadas de cisalhamento internas à fenda é essencial para a formação de duas esteiras de vórtices, não foram detectadas duas frequências diferentes, conforme previamente reportado por outros autores.

Akbari e Price, 2005, realizaram simulações numéricas do escoamento sobre dois tubos circulares para diferentes configurações e número de Reynolds de 800. Cinco padrões de escoamento distintos foram encontrados, porém, não foi identificada a presença da biestabilidade.

Olinto, 2005, identificou a presença do escoamento biestável em canal aerodinâmico para dois tubos dispostos lado a lado através da técnica de anemometria de fio quente, e um número de Reynolds de 3×10^4 . Foi observado que para medições de velocidade realizadas próximo aos tubos (até $x/d = 0,93$, onde “x” é a distância das sondas até a da linha de centro dos tubos, a montante) a biestabilidade é claramente identificada. Já para medições realizadas a distancias maiores dos tubos ($x/d = 2,18$) o fenômeno biestável não é identificado. Isso se deve ao posicionamento das sondas, que a partir de uma certa distância, na presença de um escoamento de fenda desviado, medem a velocidade dentro da mesma esteira (larga). Visualizações de escoamento com injeção de tinta mostram que o processo ocorre de forma bidimensional, pois dentro da fenda estreita o escoamento não experimenta significativa variação no plano vertical.

Alam e Zhou, 2007, estudaram o escoamento ao redor de dois tubos posicionados lado a lado para pequenos espaçamentos ($1,1 < p/d < 1,2$) para um número de Reynolds de $4,7 \times 10^4$. Os resultados mostram duas estruturas distintas do escoamento para $p/d = 1,1$ e $p/d = 1,2$. Para $p/d = 1,1$ o coeficiente de sustentação experimenta uma súbita mudança. O escoamento da fenda é altamente desviado, formando uma bolha de separação na região de base de um dos tubos. Para $p/d = 1,2$ a bolha de separação não ocorre. Para $p/d = 1,3$ existem dois

tipos de mudanças descontínuas na estrutura do escoamento: uma é devido à mudança do escoamento da fenda de um lado para o outro, e a outra é devido ao estouro da bolha de separação. Isso resulta em quatro modos distintos de escoamento.

2.4. Escoamento sobre uma fileira de tubos

Um estudo do comportamento não estacionário do escoamento através de uma fileira de tubos é apresentado por Le Gal et al., 1996, o qual mostra que podem ocorrer diferentes números de Strouhal devido a presença de várias larguras de esteiras. Para $p/d < 2$ os jatos entre os tubos se desviam, e a esteira se funde para formar conjuntos (células). O tamanho destas células de escoamento desviado depende fortemente das condições iniciais. A variação brusca da velocidade de escoamento a partir do repouso pode acarretar no aparecimento de vários padrões, podendo ainda aparecer zonas de oscilação na esteira. Já para $p/d > 2$, foram encontrados desprendimentos de vórtices idênticos e em oposição de fase.

Zdravkovich, 1997, mostra que em escoamentos sobre uma fileira de corpos rombudos há a existência de não uniformidades nos jatos que emergem das fendas entre os corpos, e a formação de células de escoamento desviado na esteira. Segundo o autor, para $p/d < 2$ os jatos bidimensionais atrás de grades são intrinsecamente instáveis e inclinam-se para se fundir com os jatos adjacentes, que induzem uma componente de força aerodinâmica na direção transversal ao escoamento. Esse comportamento, a princípio, não seria esperado para o caso de um escoamento uniforme através das fendas entre os corpos.

Guillaume e LaRue, 1999, mostram que para escoamentos sobre uma fileira de três e quatro tubos podem haver três frequências de desprendimento predominantes:

- Frequência baixa: associada à estreita larga;
- Frequência alta: associada à esteira estreita;
- Frequência ainda mais alta: associada à interação das duas esteiras (larga e estreita).

Para a fileira com três tubos, $Re = 2,5 \times 10^3$ e $1,338 < p/d < 1,73$, três modos quase estáveis são observados. Para $1,73 < p/d < 1,85$, são observadas trocas e um modo quase estável. Para $1,85 < p/d < 2,202$, apenas um modo estável é observado. O espectro de potencia obtido com anemômetro de fio quente a jusante do centro dos dois tubos superiores mostra três picos de frequência em 40, 80 e 200 Hz. Os picos de 40 e 200 Hz correspondem às esteiras larga e estreita, respectivamente. O pico em 80 Hz corresponde ao número de Strouhal de 0,20, e é causado por uma esteira com estrutura vortical similar aquela encontrada para um único tubo. Para a fileira com quatro tubos, $Re = 2,5 \times 10^3$ e $1,338 < p/d < 1,75$, quatro modos quase estáveis

são observados. Para $1,75 < p/d < 2,202$, apenas dois modos quase estáveis são observados. Não foram observadas trocas espontâneas ou forçadas para a fileira com quatro tubos. Os autores compararam que o comportamento destes quatro modos quase estáveis são similares àqueles encontrados para fileiras com 5 e 21 tubos.

Zdravkovich e Stonebanks, 2000, mostram um estudo sobre a esteira de vórtices de uma fileira de tubos, submetida a um escoamento normal. Os resultados mostram que a esteira é formada por células de jatos coalescidos, que podem mudar de padrão subitamente, definindo um estado “metaestável”. Os autores vincularam a ocorrência desse rearranjo dos padrões de células ao número de tubos da fileira e o espaçamento entre eles. Para $p/d = 1,5$ é possível detectar uma concentração de energia no espectro, referente ao número de Strouhal 0,4. Já para $p/d = 1,2$, não são percebidos picos de flutuação de pressão nos espectros. Para dois tubos adjacentes a uma mesma passagem estreita os diagramas de flutuação de pressão mostram-se bastante assimétricos e não uniformes. Esta não uniformidade também se verifica para os valores mínimos do coeficiente de flutuação de pressão, que não ocorrem na mesma posição angular em todos os tubos. Os autores concluíram que o escoamento da fenda desviado pode ser um comportamento típico de escoamentos da última fileira de um banco de tubos, pois para duas fileiras o escoamento da fenda desviado desaparece na primeira fileira e se restabelece após a segunda fileira. A existência de uma segunda fileira de tubos também diminuiu as discontinuidades encontradas nos diagramas de flutuação de pressão da primeira fileira, transferindo-as para a segunda.


Olinto, 2005, estudou a distribuição de pressão ao redor de cada um dos tubos de uma fileira, composta por cinco tubos, para um número de Reynolds de $1,04 \times 10^5$ e $p/d = 1,26$. A medição de pressão foi realizada utilizando-se um transdutor de pressão piezo-resistivo, posicionado na altura média dos tubos. Combinando os resultados dos valores de coeficientes de pressão e *RMS* das flutuações de pressão foi identificada a presença de jatos desviados que emergem entre as fendas estreitas dos tubos. A diferença entre os valores de pressão nas paredes dos tubos que formam cada fenda faz com que o escoamento desvie na direção da menor pressão. Isso é corroborado pelo deslocamento dos pontos de máxima flutuação de pressão, que caracterizam os pontos de descolamento da camada limite. Assim, o padrão identificado mostra a formação de uma esteira larga a jusante do tubo central, sendo que nos dois tubos imediatamente ao lado deste há a formação de esteiras estreitas. As visualizações de escoamento com injeção de tinta mostram que o escoamento sobre uma fileira de tubos é praticamente bidimensional, alinhado à direção principal do escoamento. Também, os mesmos padrões de desvio das esteiras dos tubos são encontrados para a injeção em diferentes planos de visualização. Três modos de


visualização são identificados, sendo que um destes modos coincide com o encontrado com o padrão obtido a partir dos pontos de máximo valor *RMS* das flutuações de pressão. Os espectros de flutuação de pressão mostram picos em diversas frequências, e se concluiu que atrás de uma fileira de tubos com pequena razão de espaçamento vários tamanhos de esteira podem existir, bem como vários números de Strouhal são esperados. Medições de flutuação de velocidade próximo às fendas entre os tubos demonstram a existência de uma oposição de fase entre as esteiras internas de dois tubos adjacentes, identificada pelo alto valor negativo da função de correlação cruzada e através da filtragem dos sinais por transformada de ondaletas. Afastando-se mais dos tubos, as medições mostram que a simetria entre os sinais de velocidade praticamente desaparece, e o valor da correlação cruzada passa a ser pequeno.

2.5. escoamento através de bancos de tubos

Žukauskas, 1972, realiza um estudo do comportamento do escoamento sobre um banco de tubos para arranjos diferentes. Em arranjos triangulares, estudado em um canal curvo, com seção transversal convergente e divergente de maneira periódica, a distribuição de velocidade se mostra semelhante nas diferentes linhas do banco. Já para arranjos quadrangulares, estudado em canal retilíneo, a distribuição de velocidades nas fendas estreitas é governada pela razão de espaçamento p/d .

Grover e Weaver, 1978, Weaver et al., 2000, e Ziada, 2004, apresentam revisões sobre os mecanismos de excitação que causam vibração induzida por vórtices em feixes de tubos. De maneira geral, estes mecanismos de excitação podem ser classificados em quatro tipos:

Geração e desprendimento de vórtices (*vortex shedding*)  Ocorre se a frequência de desprendimento de vórtices no interior do banco de tubos de aproxima da frequência de vibração natural dos tubos, e se estes possuem baixo amortecimento. Esta frequência de desprendimento ocorre para valores do número de Strouhal, que é dado em função da geometria do arranjo e da velocidade do fluido. É comum este mecanismo de excitação ocorrer em trocadores de calor com escoamento de líquido no lado do casco;

Ressonância acústica (*acoustic resonance*)  Ocorre quando a frequência de alguma fonte de ruído no interior do banco de tubos é amplificada em alguma cavidade do trocador de calor. A amplificação deste ruído pode provocar vibrações danosas à estrutura do equipamento quando há coincidência com a frequência natural de vibração de algum elemento estrutural do sistema. Geralmente este mecanismo de excitação está associado ao modo acústico normal ao eixo do tubo, e a direção do escoamento;

Martelamento turbulento (*turbulent buffeting*) ⇒ Ocorre devido às flutuações de pressão do escoamento turbulento e age diretamente sobre os contornos dos tubos. Quando a energia turbulenta se concentra próximo a frequência natural de vibração dos tubos este mecanismo de excitação de banda larga pode provocar forças aleatoriamente distribuídas que induzem os tubos a vibrações acima da faixa aceitável. Esta é a principal origem de desgaste por fricção de longo tempo nos suportes dos tubos, porém, a resposta dos tubos para este mecanismo de excitação é relativamente pequena e não causa danos em um curto período de tempo;

Instabilidade fluido-elástica (*fluid elastic instability*) ⇒ Ocorre quando a velocidade do escoamento excede um determinado valor crítico. A energia do escoamento passa então a aumentar o movimento vibratório dos tubos em uma frequência natural acoplada, atingindo um padrão de vibração que não pode mais ser amortecido pelo próprio sistema. Inicialmente este mecanismo de excitação é resultado do acoplamento entre o movimento dos tubos e das forças devidas ao escoamento. Com a turbulência, o deslocamento de um dos tubos altera o padrão de escoamento, o que resulta na alteração de forças e leva a deslocamentos adicionais.

Fitzpatrick e Donaldson, 1980, apresentam uma investigação experimental da influência do número de fileiras de um banco de tubos na ressonância acústica, desprendimento de vórtices e martelamento turbulento. Os experimentos foram realizados com bancos de tubos de arranjo quadrangular, compostos de 2, 3, 5, 7 e 10 fileiras, e para um espaçamento transversal de 1,97 e longitudinal de 1,75. Os resultados mostram que a fonte primária da ressonância acústica para bancos com três ou mais fileiras é a ação de vórtices na frente do banco, com um número de Strouhal de 0,23. Os autores determinaram que são necessárias 10 fileiras de tubos para se poder modelar a ação destes mecanismos de excitação estudados.

Segundo Païdoussis, 1982, dispositivos trocadores de calor têm sofrido “falhas espetaculares” em função da vibração induzida por escoamento. Segundo o autor, isso se deve ao fato do projeto destes equipamentos não levar em consideração os efeitos estruturais que são causados pelo escoamento turbulento. A existência de flutuações de pressão randômicas devido à turbulência que agem nas superfícies dos tubos de reatores nucleares é aceita como a principal causa do martelamento turbulento em escoamento axial, e é o ponto fraco das pesquisas nesta área, também, devido à dificuldade de avaliação dos campos de pressão na superfície dos tubos.

Weaver e El Kashlan, 1982, mostraram que para arranjos de tubos triangulares com $p/d = 1,375$ e para o ar como fluido de trabalho, são necessárias no mínimo seis linhas de tubos para o estudo de instabilidade fluido-elástica em bancos de tubos.

Yeung e Weaver, 1984, determinaram que para qualquer ângulo de ataque do escoamento entre 0° e 30° em bancos de tubos triangulares a velocidade crítica para a

instabilidade fluido-elástica é muito similar. Assim, foi concluído que este mecanismo de excitação é independente da massa dos tubos.

Weaver e Abd-Rabbo, 1985, utilizaram a técnica de visualização de escoamento para estudar as características de bancos de tubos de arranjo quadrangular, e mostraram que o desenvolvimento do escoamento não é dado apenas em função do número de Reynolds, mas também do número de linhas do banco.

Fitzpatrick et al., 1988, mostram um estudo experimental em bancos de tubos dispostos em arranjo quadrangular para três razões de espaçamento diferentes. Os autores indagam que a análise da resposta à vibração forçada de tubos pelo escoamento é baseada na premissa de que as forças sentidas pelos tubos das primeiras fileiras, devido às flutuações aleatórias de pressão, são significativamente diferentes daquelas encontradas nas fileiras mais internas do arranjo. Isso se deve ao fato de que surgem nos espectros de flutuação de velocidade picos estreitos e pronunciados na região das primeiras fileiras, mas, no interior do banco de tubos, esses picos não são significativos. O número de Strouhal associado a esses picos são devido não somente da geometria do banco, mas também ao número de Reynolds e à localização da medição. Segundo os autores, para arranjos quadrangulares de tubos, uma das causas possíveis da vibração induzida se deve ao fato desta configuração possuir uma região de passagem preferencial do escoamento (*through flow*). Assim, este processo se deve à alternância periódica de seções transversais entre tubos vizinhos do arranjo, com o surgimento de picos de energia em frequências bem definidas.

Zukauskas e Katinas, 1988, apresentam um estudo experimental em bancos de tubos com diferentes arranjos e razões de espaçamento. Desse modo, uma análise sobre as irregularidades nas vibrações induzidas pelo escoamento é realizada. Os resultados mostram que a origem destas irregularidades são o martelamento turbulento por flutuações de pressão, o desprendimento de vórtices e a excitação fluido-elástica. Os autores não citam a ressonância acústica de maneira explícita. Para razões de espaçamento transversais $p/d < 2$, mostraram que não foi verificado um padrão regular de desprendimento de vórtices. Assim, relacionaram a indução à vibração dos tubos com as flutuações de pressão turbulentas. Já para grandes razões de espaçamentos ($p/d > 4$), o desprendimento de vórtices obedece às mesmas características de tubos isolados.

Silva, 1993, mostra um estudo em bancos de tubos de arranjos quadrangulares e triangulares acerca do campo de pressão e a perda de carga. A autora concluiu que o processo de aceleração e desaceleração do escoamento na região das fendas estreitas é responsável pela perda de carga no interior dos bancos de tubos.

Nishimura et al., 1993, utilizaram a técnica de visualização de escoamento para estudar as características de bancos de tubos de arranjo quadrangular e triangular, e mostraram que a transição do regime laminar para turbulento ocorre primeiramente no arranjo triangular.

Polak e Weaver, 1995, apresentam um estudo experimental do desprendimento de vórtices em bancos de tubos de arranjo triangular para nove razões de espaçamento compreendidas entre $1,14 < p/d < 2,67$ e para $7,6 \times 10^2 < Re < 4,9 \times 10^4$, mostrando que o desprendimento de vórtices alternado sempre ocorre após a primeira fileira, e para todas as razões de espaçamento (exceto para $p/d = 1,14$). Para $p/d > 2,0$ ocorre uma frequência de desprendimento de vórtices menor, após a segunda fileira de tubo. Mapas são apresentados mostrando o comportamento do número de Strouhal em função da velocidade de corrente livre e da frequência de desprendimento de vórtice, Também são apresentados mapas em função do número de Strouhal e do número de Reynolds, e do número de Strouhal e da razão de espaçamento p/d .

Estudos de Endres, 1997, Endres e Möller, 1996, e Endres e Möller, 2001b, apresentam uma análise experimental das flutuações de pressão e sua interdependência no interior de bancos de tubos de arranjos quadrangular e triangular submetidos a escoamento turbulento transversal, para uma faixa de número de Reynolds de 4×10^4 a 7×10^4 e razões de espaçamento de $p/d = 1,05$, $p/d = 1,16$, $p/d = 1,26$ e $p/d = 1,6$. Os resultados mostram que as médias quadráticas das flutuações de pressão indicam uma distribuição mais uniforme das cargas dinâmicas em torno dos tubos na medida em que a razão p/d diminui. Com a redução da razão de espaçamento p/d os espectros de flutuação de velocidade mostram diferentes decaimentos para os dois arranjos, com valores decrescentes. O comportamento dos espectros de flutuação de velocidade mostra diferentes decaimentos para os arranjos quadrangulares e triangulares. À medida que a razão de espaçamento p/d é reduzida este decaimento é menor. A análise dos resultados dos espectros de flutuação de pressão, adimensionalizados pela velocidade medida na fenda estreita entre os tubos, mostra que, em geral, todas as curvas para os arranjos quadrangulares apresentam aproximadamente o mesmo decaimento característico após os valores do número de Strouhal equivalente a 0,1. Já para os arranjos triangulares, os espectros têm comportamentos distintos para cada espaçamento relativo analisado. Com o aumento da razão de espaçamento p/d há uma diminuição dos coeficientes de correlação cruzada entre as flutuações de pressão e velocidade.

Diversos estudos foram desenvolvidos para determinar números de Strouhal apropriados para o cálculo da vibração induzida em bancos de tubos por ressonância acústica, através da frequência de desprendimento de vórtices. Em todos estes estudos são observados

múltiplos números de Strouhal, que dependem do número de Reynolds, do arranjo dos tubos, das razões de espaçamento e da localização da medição realizada. Zukauskas e Katinas, 1991, desenvolveram equações empíricas, enquanto Fitzhugh desenvolveu mapas de números de Strouhal [Blevins, 1990]. Ziada, 2004, também utiliza mapas. Chen, 1984, apresenta diversos critérios para a determinação de velocidades críticas para os arranjos de tubos mais utilizados.

Indrusiak et al., 2005, mostram um estudo sobre escoamentos transientes em bancos de tubos de arranjo quadrangular, usando transformadas de ondaletas. Os autores encontraram atrás da terceira fileira, para um $Re = 8 \times 10^4$ e $p/d = 1,26$, um comportamento de mudança aleatória dos valores médios das velocidades medidas a jusante das geratrizes externas do tubo central, que se assemelha ao modo biestável. Esse modo biestável também foi verificado para o regime permanente dos escoamentos estudados.

Olinto, 2005, apresenta um estudo experimental das características do escoamento turbulento nas primeiras fileiras de bancos de tubos de arranjo quadrangular, para razões de espaçamento de $p/d = 1,26$, $p/d = 1,4$ e $p/d = 1,6$. Os resultados mostram a presença de instabilidades geradas a partir da segunda fileira, que se propagam para o interior do banco de tubos, gerando um comportamento onde as três componentes ortogonais do escoamento são igualmente importantes. O comportamento tridimensional do escoamento é responsável por uma redistribuição de massa dentro do banco de tubos, que leva a valores de velocidade e números de Strouhal não esperados para a geometria estudada. A observação e a identificação destas instabilidades só foram possíveis por intermédio da aplicação de transformadas de ondaletas contínuas e discretas, pois a análise espectral via transformada de Fourier não se mostra apropriada para a identificação de fenômenos onde processos intermitentes estão presentes.

2.6. Visualização de escoamentos

Para a solução de problemas em mecânica dos fluidos na natureza ou na tecnologia são empregados estudos analíticos, estatísticos, numéricos ou experimentais. Estes, por sua vez, podem fornecer uma enorme quantidade de dados e informações como resultado, tornando sua análise muitas vezes complexa e de difícil tratamento. Em contraste com este fato estão as técnicas de visualização de escoamento, que utilizam o sentido mais aguçado do ser humano: a visão. A partir dela é possível realizar uma análise bastante eficiente de uma grande quantidade de informações em um período de tempo relativamente pequeno, sendo uma ferramenta extremamente útil para auxiliar a compreensão de diversos fenômenos.

Segundo Mansur e Vieira, 2004, a proliferação do uso científico das imagens está se tornando usual tanto na mecânica dos fluidos quanto em diversos outros ramos da ciência, onde

uma ampla variedade de técnicas de visualização de escoamentos tem sido desenvolvida e relatada na literatura.

Muitas técnicas visando o estudo das características de escoamentos turbulentos sobre arranjos de tubos vêm sendo desenvolvidas e utilizadas. O constante aprimoramento destas e suas grandes contribuições no entendimento de diversos fenômenos as tornam praticamente indispensáveis em estudos modernos e mais abrangentes.

Uma técnica muito empregada na visualização de escoamento no interior de bancos de tubos é a injeção de tinta diretamente no escoamento. Esta técnica é utilizada em diversos trabalhos [Ziada et al., 1989; Ziada e Oengören, 1992; Ziada e Oengören, 1993; Ziada e Oengören, 2000; Oengören e Ziada, 1992; Oengören e Ziada, 1998; Ziada, 2004; Olinto, 2005].

Price et. al., 2002, utilizam a técnica de injeção de tinta fluorescente em um túnel de água, em conjunto com PIV para estudar o escoamento sobre um cilindro próximo a uma parede plana.

Summer et al., 1999, utilizaram injeção de tinta e técnicas de PIV (*Particle Image Velocimetry*) para visualizar o escoamento sobre arranjos de dois e três tubos. Alam e Zhou, 2008, também utilizaram a técnica de PIV para determinar números de Strouhal, as forças e estruturas do escoamento ao redor de dois cilindros alinhados na direção do escoamento com diferentes diâmetros.

Le Gal et al., 1996, utilizaram uma técnica eletroquímica para gerar fumaça de hidroxilas em um canal de água a partir de um fio, para visualizar o comportamento coletivo das esteiras a jusante de uma fileira de tubos.

Guillaume e LaRue, 1999, utilizaram injeção de fumaça iluminada por um plano de luz laser em um túnel de vento para visualizar o regime de escoamento biestável em arranjo de dois, três e quatro tubos. Xu et al., 2003, estudaram o efeito do número de Reynolds sobre a estrutura de escoamento atrás de dois tubos posicionados lado a lado com a mesma técnica. Zhang e Zhou, 2001, também utilizaram esta técnica para estudar o efeito do espaçamento desigual em arranjos de três cilindros posicionados lado a lado sobre o desprendimento de vórtices, porém com injeção de tinta em um canal de água.

Já Hiramoto e Higuchi, 2003, utilizaram a técnica de bolhas de hidrogênio em canal hidráulico para a visualização do escoamento e DPIV (*Digital Particle Image Velocimetry*) para realizar medições no campo de velocidades no estudo de desprendimento de vórtices atrás de um par de cilindros não paralelos. Alam et al., 2003, também utilizaram a técnica de bolhas de hidrogênio em canal hidráulico para estudar o escoamento sobre arranjos de tubos.

3. METODOLOGIA

3.1. Ferramentas matemáticas

O estudo experimental acerca do fenômeno da biestabilidade apresentado neste trabalho é baseado na obtenção das velocidades médias e de suas flutuações. Estes dados são adquiridos como séries temporais, e cada série terá um comprimento e será adquirida com uma frequência de amostragem diferente, conforme a necessidade de se dar maior ênfase a uma determinada característica do fenômeno estudado.

Após a obtenção destes dados, os mesmos são tratados por ferramentas matemáticas que permitem uma análise no domínio do tempo e da frequência, bem como em uma análise conjunta nestes dois domínios (tempo- frequência).

Toda a análise matemática foi realizada com o emprego do aplicativo computacional Matlab®, versão 5.3, e seus pacotes de ferramentas (*toolboxes*) para análise de sinais (*signal processing*), tratamento estatístico (*statistics*) e ondaletas (*wavelets*).

Uma breve descrição da análise nestes domínios é apresentada a seguir.

3.1.1. Análise no domínio do tempo

A análise no domínio do tempo consiste basicamente em calcular os quatro momentos da função densidade de probabilidade: valor médio, desvio padrão, assimetria (*skewness*) e planicidade (*kurtosis*). Também é utilizada a função de autocorrelação, que determina como as flutuações de uma grandeza se relacionam ao longo do tempo e da posição.

3.1.2. Análise no domínio da frequência

Na análise espectral da turbulência, ou análise no domínio da frequência, é utilizada a transformada de Fourier através da função densidade espectral de potência (*PSD - power spectral density*).

Segundo Bendat e Piersol, 1971, esta função permite destacar as principais características dos sinais adquiridos, e consiste no espectro de Fourier de uma série, suavizado sobre intervalos de frequência (*bandwidth*) e sobre conjuntos de estimativas (*window*). Para tal, é utilizado o algoritmo de Welch [Welch, 1967].

Indrusiak, 2004, mostra que esta transformada é especialmente adequada para estudos de sinais estacionários e ergódigos, onde frequência e amplitude não variam com o tempo e o resultado é independente da amostra. Mas não lidam bem com processos transientes em diferentes escalas, por serem avaliadas sobre o intervalo completo de tempo.

Bendat e Piersol, 1971, definem o espectro de potência como sendo a razão da variação do valor quadrático médio de uma dada função $x(t)$ com a frequência f .

$$P_{xx}(f) = \frac{1}{BeT} \int_0^T x^2(f, Be, t) dt \quad (3.1)$$

onde T é um tempo adequado de observação e Be a largura de banda de frequências ou resolução do espectro. Porém, também é possível definir o espectro de potência como sendo a transformada de Fourier de um sinal:

$$\hat{x}(f) = \frac{1}{2\pi} \int_0^T x(t) e^{-ift} dt \quad (3.2)$$

onde $\hat{x}(f)$ são os coeficientes de Fourier, $x(t)$ é uma função contínua e e^{-ift} são funções periódicas, com período 2π . Como na análise experimental são produzidas séries discretas, a transformada discreta de Fourier é definida como:

$$\hat{x}(f) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{n=N} x(t_n) e^{-i\frac{n}{N}f2\pi} \quad (3.3)$$

Desse modo, o espectro de potência, que representa a distribuição da energia de um sinal no domínio da frequência, avaliado sobre o intervalo completo de tempo pode ser definido em função da transformada de Fourier, como:

$$P_{xx}(f) = |\hat{x}(f)|^2 \quad (3.4)$$

3.1.3. Análise no domínio tempo- frequência

Quando a hipótese da estacionariedade não pode ser mantida, devido a fenômenos transientes de diferentes escalas, a análise de Fourier torna-se inadequada, visto que as informações temporais não são visíveis neste espaço. Isso se deve aos coeficientes $\hat{x}(f)$ estarem referidos a todo o domínio temporal do sinal, pois os componentes da base de Fourier são

funções do tipo seno e cosseno, com suporte infinito. Estas funções são localizadas no domínio da frequência, mas infinitamente distribuídas no domínio do tempo. Com isso, os coeficientes de Fourier representam um valor médio para todo o domínio, mascarando a presença de intermitências e de fenômenos transitórios [Alam e Sakamoto, 2005].

Como alternativa a essa limitação, podem ser usadas transformadas de ondaletas, que permitem o estudo dos fenômenos turbulentos sem a hipótese de estacionariedade, através da geração de espectrogramas de energia nos domínios do tempo e da frequência simultaneamente.

O termo ondaletas, derivado do francês *ondelettes*, também conhecido na língua inglesa por *wavelets*, significa uma pequena onda que cresce e decai em um período finito de tempo. O oposto ocorre com a função seno (grande onda), por exemplo, que oscila durante todo o domínio real [Percival e Walden, 2000]. Assim, as ondaletas possuem bases transientes, e bastante adequadas para a análise de funções que também o sejam.

Uma função $\psi(t)$, é uma função ondaleta, se satisfaz duas propriedades básicas:

$$\int_{-\infty}^{\infty} \psi^2(t) dt = 1 \quad (3.5)$$

e

$$\int_{-\infty}^{\infty} \psi(t) dt = 0 \quad (3.6)$$

A base é gerada por meio de dilatações e translações de uma única ondaleta:

$$\psi_{a,b}(t) = \frac{1}{\sqrt{a}} \psi\left(\frac{t-b}{a}\right), \quad a,b \in \mathbf{R}, \quad a > 0 \quad (3.7)$$

onde a é a escala e b é a posição da ondaleta. Uma função escala, $\phi(t)$, é associada a cada ondaleta, e satisfaz a propriedade:

$$\int_{-\infty}^{\infty} \phi(t) dt = 1 \quad (3.8)$$

Esta função escala também irá gerar uma base, por meio de dilatações e translações:

$$\phi_{a,b}(t) = \frac{1}{\sqrt{a}} \phi\left(\frac{t-b}{a}\right), \quad a,b \in \mathbf{R}, \quad a > 0 \quad (3.9)$$

Desta função escala são obtidos coeficientes que representem a média ponderada do sinal nas escalas consideradas. Da função ondaleta são obtidas oscilações ponderadas em torno da média, nas mesmas escalas [Indrusiak, 2004].

Existem diversos tipos de ondaletas, e em geral os resultados podem depender fortemente da escolha destas. Assim, deve-se escolher a melhor ondaleta, que é a que realçar as características de interesse do fenômeno estudado. Segundo Alam e Sakamoto, 2005, ondaletas do tipo Chapéu Mexicano (*Mexican Hat*) são melhores localizadas no espaço tempo, e pobremente localizadas no espaço frequência. Já a ondaleta de Morlet tem uma resolução em frequência um tanto melhor e uma resolução no tempo um tanto mais pobre.

As famílias de ondaletas disponíveis na versão 5.3 do aplicativo computacional Matlab© são: BiorSplines, Coiflets, Daubechies, Gaussian, Haar, Mexican_hat, Meyer, Morlet e Symlets. Neste trabalho, são usadas as mesmas famílias de ondaletas empregadas por Olinto, 2005, em função dos fenômenos estudados e das características procuradas. Para transformadas contínuas (espectrogramas) foi utilizada a ondaleta de Morlet (morl), e para as reconstruções dos sinais (filtragens) foi utilizada a ondaleta Daubechies 20 (db20).

De maneira geral, a transformada de ondaletas realiza uma análise do sinal no tempo e escala. Contudo, para fins práticos, é mais conveniente expressar os resultados em termos de frequência. Assim, os valores dos coeficientes de escala (a) podem ser transformados em valores de frequência, através de uma aproximação periódica por transformada de Fourier. Chama-se de pseudofrequência F_ψ da ondaleta a frequência do módulo máximo da transformada de Fourier, dada por:

$$f_a = F_\psi \frac{f_s}{a} \quad (3.10)$$

onde f_s é a frequência de aquisição ou amostragem.

Alguns valores típicos de F_ψ são: ondaleta de Morlet ($F_\psi = 0,8125$), ondaleta de Mayer ($F_\psi = 0,6902$) e ondaleta db20 ($F_\psi = 0,6667$).

Existem três tipos básicos de transformadas de ondaletas: a transformada contínua de ondaletas (*CWT – Continuous Wavelet Transform*), a transformada discreta de ondaletas (*DWT – Discrete Wavelet Transform*) e a transformada discreta de pacotes de ondaletas (*DWPT – Discrete Wavelet Packet Transform*). A seguir estes três tipos são brevemente descritos.

3.1.3.1. Transformada contínua de ondaletas

É representada pela convolução linear do sinal $x(t)$ e a ondaleta mãe $\psi_{a,b}(t)$. Matematicamente é descrita por:

$$\tilde{X}(a,b) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \psi_{a,b}(t) dt \quad (3.11)$$

Já o espectro de ondaletas, ou espectrograma, é definido como:

$$P_{xx}(a,b) = \left| \tilde{X}(a,b) \right|^2 \quad (3.12)$$

Enquanto o espectro de Fourier nos fornece a energia distribuída no domínio de frequências (Eq.(3.4)), no espectro de ondaletas a energia está relacionada a cada tempo e escala (Eq.(3.12)). O termo espectrograma é devido à característica da transformada de ondaletas permitir a representação da distribuição da energia de sinais transientes sobre os domínios do tempo e da frequência.

3.1.3.2. Transformada discreta de ondaletas

Estas transformadas são obtidas mediante a escolha de valores discretos para os coeficientes de escala (a) e posição (b), geralmente através de séries diádicas (potências de dois), substituindo estes nas Eq. (3.7) e (3.9), respectivamente, por 2^j e $k2^j$, onde j e k são os coeficientes de dilatação e translação. Isto resulta nas equações:

$$\psi_{j,k}(t) = 2^{-j/2} \psi(2^{-j}t - k) \quad (3.13)$$

$$\phi_{j,k}(t) = 2^{-j/2} \phi(2^{-j}t - k) \quad (3.14)$$

A transformada discreta de ondaletas é uma elaborada subamostragem da transformada contínua de ondaletas em escalas diádicas [Percival e Walden, 2000], dada por:

$$D_{j,k} = \sum_t x(t) \psi_{j,k}(t) \quad (3.15)$$

A definição de espectro discreto de ondaletas é dada por:

$$P_{xx}(j, k) = |D_{j,k}|^2 \quad (3.16)$$

Porém, o número de níveis de transformações que podem ser calculados é limitado em função do número de pontos da série temporal. Diferentemente da transformada de Fourier, na transformada de ondaletas, os coeficientes remanescentes são relacionados com as frequências mais baixas, que não são desprezados, incluindo o valor médio do sinal. Assim, a transformada discreta de ondaletas de uma série com 2^N elementos é calculada até um nível conveniente $J < N$ e as informações remanescentes correspondendo aos valores médios na escala 2^J são dadas por:

$$C_J(t) = \sum_{k \in Z} C_{J,k} \phi_{J,k}(t) \quad (3.17)$$

A aproximação $C_J(t)$ tende à média do sinal para valores de J suficientemente grandes. Para valores de J pequenos, a aproximação será a média acrescida das flutuações das maiores escalas. A escolha de $J < N$ determina a frequência abaixo da qual não há mais interesse na análise.

O cálculo dos vetores de coeficientes de detalhes e aproximações é realizado através de um algoritmo piramidal, baseados em filtros simétricos de quadratura.

Com isso, o sinal original pode ser reconstruído somando-se a última aproximação, e todos os detalhes. Esses detalhes contêm a informação perdida entre duas aproximações sucessivas (Fig. 3.1a).

Através das ondaletas contínuas é possível observar mais claramente as características dos sinais, porém, as ondaletas discretas necessitam de menor tempo de computação e consumo de memória.

3.1.3.3. Transformada discreta de pacotes de ondaletas

A transformada discreta de pacotes de ondaletas é empregada na obtenção de intervalos mais estreitos de frequência, permitindo uma análise mais detalhada do sinal. Assim, se cada vetor de coeficientes de aproximação for considerado como uma série, é possível decompô-lo usando as mesmas funções ondaleta e escala. As duas novas séries obtidas têm

metade do intervalo de frequência da série original. Aplicando-se esse esquema recursivamente para todos os níveis, uma árvore de ondaletas é gerada.

Cada transformada de pacote de ondaleta é associada com um nível j . Esse nível decompõe o intervalo de frequência do sinal original em 2^j intervalos de igual largura de banda. O sinal original pode ser reconstruído somando-se todas as reconstruções do nível j (Fig. 3.1b).

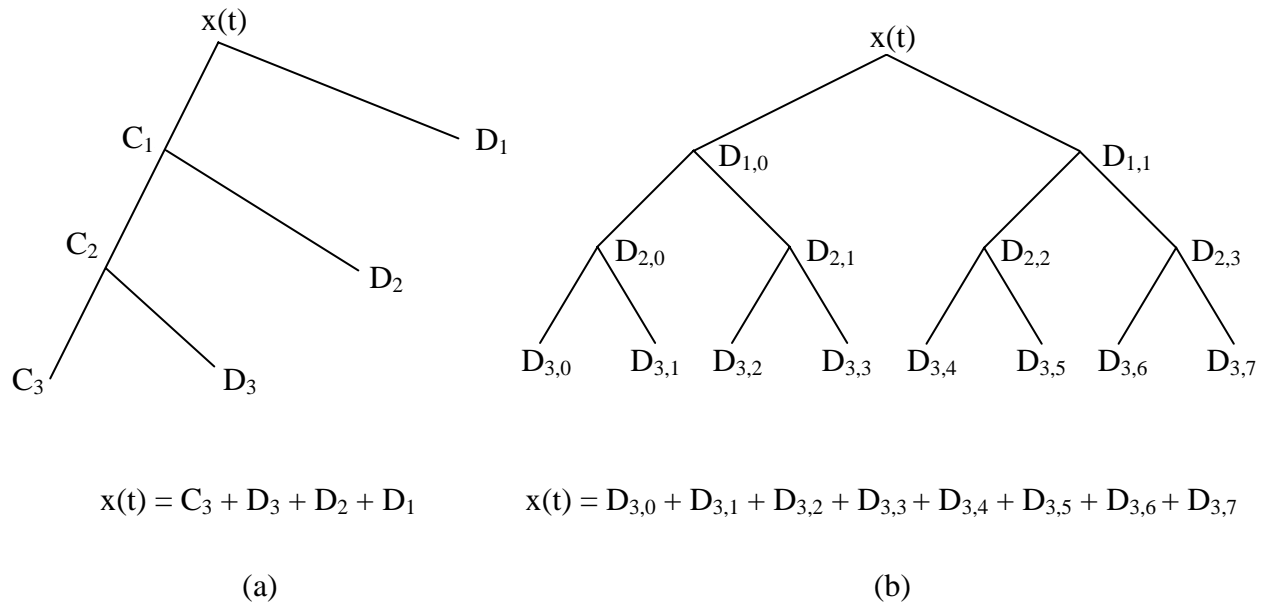


Figura 3.1 – Árvores de ondaletas de nível $j = 3$. (a) Transformada discreta de ondaletas.

(b) Transformada discreta de pacotes de ondaletas (adaptado de Indrusiak, 2004).

Também existem decomposições diádicas disjuntas, que são empregadas quando se quer analisar uma faixa de frequência em especial do total do sinal. Porém, o estudo destas decomposições foge ao escopo do presente trabalho.

Uma revisão mais abrangente dos fundamentos e da utilização das transformadas de ondaletas é apresentada em Indrusiak, 2004.

3.2. Técnica experimental

O estudo experimental aplicado neste trabalho consiste em medir a velocidade média e as flutuações de velocidade do ar ao passar pelo banco de tubos, através da técnica de anemometria de fio quente em um canal aerodinâmico. Assim, são obtidas séries temporais de velocidade que, com o auxílio das ferramentas matemáticas supracitadas possibilitam uma análise quantitativa dos resultados.

Também foi realizado um estudo qualitativo do fenômeno da biestabilidade através da técnica de visualização de escoamento em canal hidráulico, com o emprego da injeção de corantes. A seguir, estas duas técnicas são descritas em maiores detalhes.

3.2.1. Canal aerodinâmico

Para um estudo quantitativo das características do escoamento ao passar pelo banco de tubos foi utilizado nas medições de velocidade média e flutuações de velocidade do ar o canal aerodinâmico ilustrado na Fig. 3.2.

O canal, de circuito aberto, possui uma seção de testes retangular com dimensões internas de 193 ± 1 mm de largura por 146 ± 1 mm de altura, confeccionada de placas de acrílico transparente. O ar que é impelido por um ventilador centrífugo de 0,75 kW passa por um difusor e em seguida por dispositivos homogeneizadores de fluxo do tipo grade, colméia e tela, até atingir a seção de testes. A montante desta, a 180 mm de distância, estão fixados um tubo de Pitot e um sensor de temperatura. O tubo de Pitot, com o auxílio de um manômetro eletrônico, permite a medição da velocidade de referência do escoamento não perturbado. Os experimentos são realizados em um ambiente climatizado, com temperatura constante de 22 °C. A jusante da seção de testes, no plano médio do canal, está fixada uma barra de acrílico que permite o posicionamento de dois suportes para sondas de anemometria de fio quente. O comprimento total do canal, após os dispositivos uniformizadores de fluxo, é de 1,02 m. A Fig. 3.3 ilustra as dimensões do canal aerodinâmico utilizado nas medições. Segundo Endres, 1997, a seção de testes do canal foi estudada para determinar o perfil de distribuição de velocidades na região onde os experimentos são realizados. Os resultados mostram um perfil de velocidades uniforme e uma intensidade de turbulência máxima inferior a 1%.

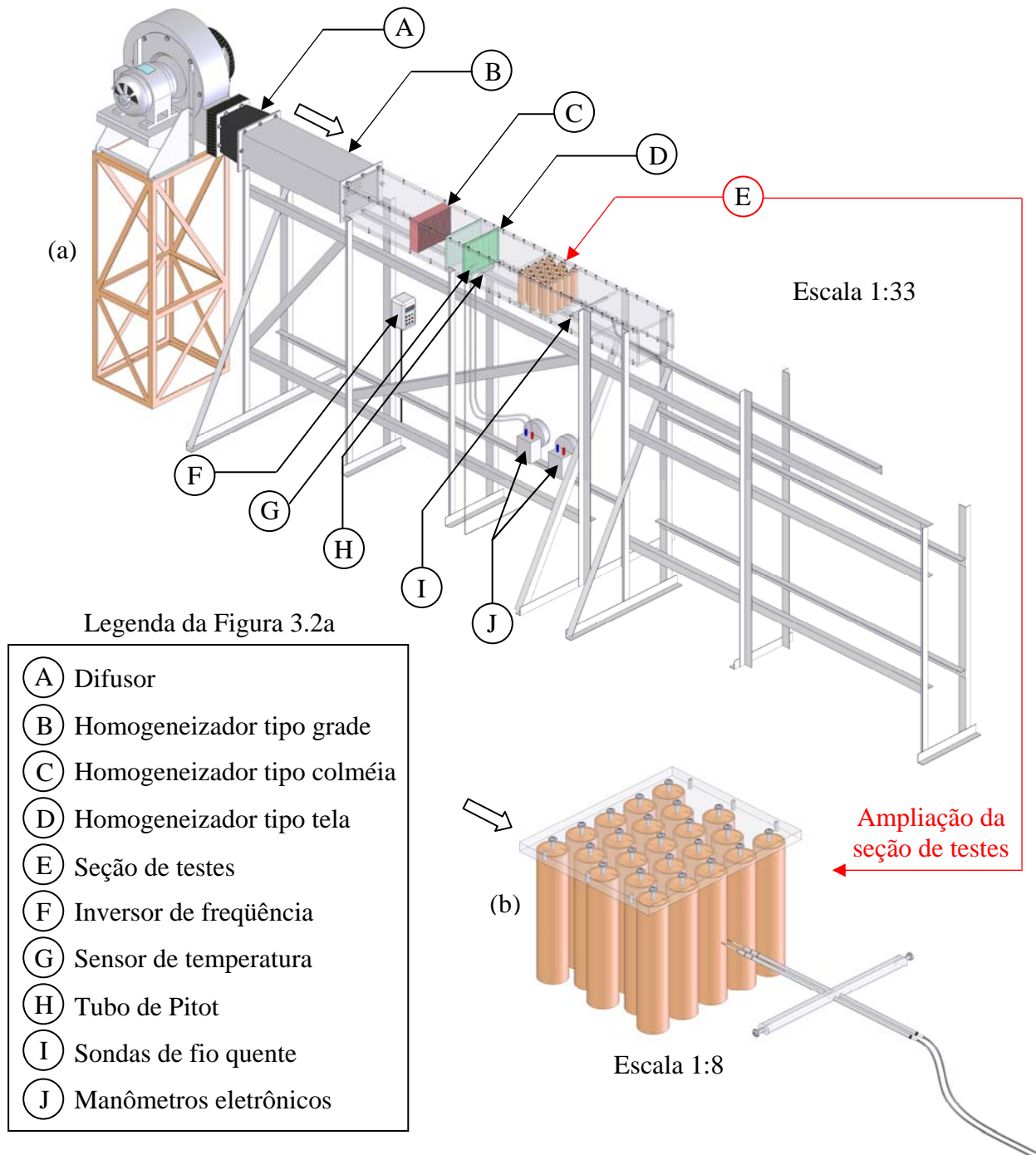


Figura 3.2 – Ilustrações esquemáticas: (a) canal aerodinâmico, (b) seção de testes.

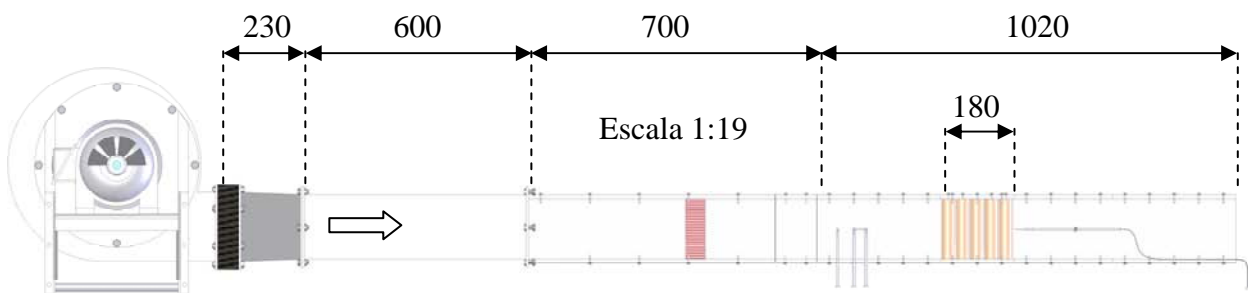


Figura 3.3 – Principais dimensões do canal aerodinâmico. Dimensões em [mm].

A velocidade do ar no interior do canal é controlada por intermédio de um inversor de frequência, que varia a rotação do motor elétrico do ventilador centrífugo. Desse modo, a velocidade do ar com o canal livre (sem tubos) pode variar de 0 até 15 m/s.

Os tubos utilizados nos experimentos são construídos em PVC rígido com diâmetro externo de 25,1 mm, comprimento de 146 mm e rigidamente fixados à placa superior de acrílico do canal, estando ambas suas extremidades tampadas.

As flutuações de velocidade do escoamento são medidas através da técnica de anemometria de fio quente a temperatura constante (*CTA - Constant Temperature Anemometry*), por intermédio de um equipamento DANTEC *StreamLine* 90N10. Duas sondas simples de fio reto, modelo DANTEC 55P11, foram utilizadas nos experimentos, sempre posicionadas lado a lado. Conforme Olinto, 2005, quando o escoamento percorre o interior de um banco de tubos uma forte componente vertical surge. Assim, para que esta componente vertical possa ser melhor captada pelas sondas retas, todos os experimentos são realizados com os fios das duas sondas posicionados na horizontal.

As séries de dados de velocidade são adquiridas por intermédio de uma placa conversora analógico/digital (A/D), modelo NATIONAL INSTRUMENTS 9215, com interface USB e 4 canais simultâneos de entrada analógica, com resolução de 16 bits ($2^{16} = 65536$ níveis) e operando na faixa de tensão de ± 10 V, controlada por um computador pessoal. O software utilizado para ajuste e configuração dos parâmetros das sondas e para a aquisição dos dados é o *StreamWare*, versão 3.4, próprio da DANTEC.

A calibração das sondas de fio quente é realizada no interior do canal aerodinâmico, com o emprego de um dispositivo que reduz gradualmente a seção transversal do canal. Para informações mais detalhadas acerca da calibração das sondas de fio quente em canal aerodinâmico sugere-se consultar o Anexo B.

Os bancos de tubos são compostos por até 5 fileiras, num total de 23 tubos, dispostos em arranjo triangular, conforme a Fig. 3.4. Nesta figura também é possível observar a disposição dos tubos por fileira e a numeração das fileiras.

As razões de espaçamento estudadas são de $p/d = 1,26$ e $p/d = 1,6$, onde “p” é o passo ou a distância entre os centros dos cilindros e “d” seus diâmetros. A incerteza máxima da montagem dos bancos de tubos foi estimada em 0,5 mm.

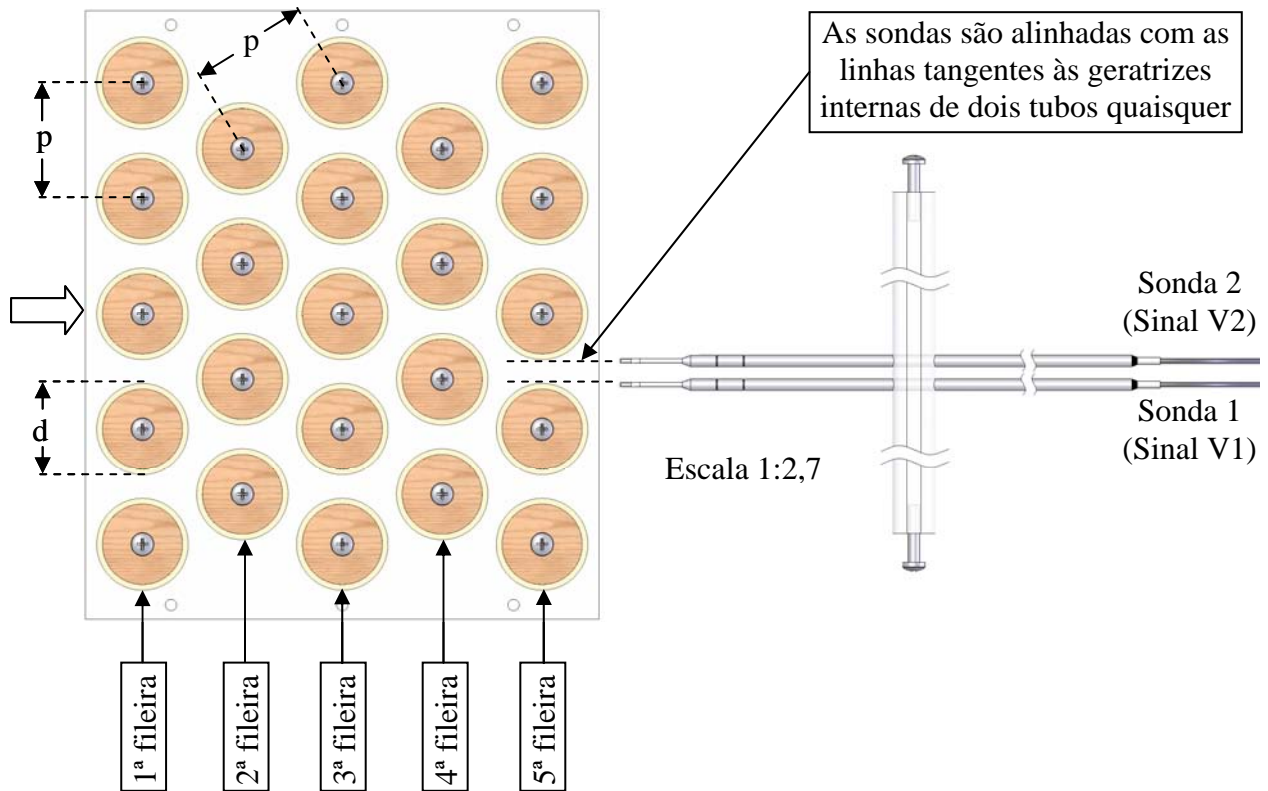


Figura 3.4 – Detalhe do banco de tubos e do posicionamento relativo das sondas ($p/d = 1,6$).

3.2.2. Canal hidráulico

Buscando melhor interpretar os fenômenos identificados durante as medições em canal aerodinâmico, um estudo qualitativo do fenômeno da biestabilidade foi realizado através da técnica de visualização de escoamento em canal hidráulico. Os ensaios foram realizados no canal hidráulico de circuito fechado e superfície livre pertencente ao Instituto de Pesquisas Hidráulicas da UFRGS (Fig. 3.5), no Pavilhão Marítimo.

O canal, construído em alvenaria de tijolos maciços, possui um comprimento total de 34,4 m, com seção transversal constante de 0,5 m de largura por 0,6 m de altura e uma declividade de fundo de 0,2 %.

A altura útil máxima de trabalho é de até 0,5 m, sendo controlada através da vazão de água, por um conjunto de válvulas na tubulação de alimentação, e por uma comporta vertical posicionada na descarga. A leitura dos valores do nível da lâmina de água é realizada a partir de dispositivos com ponteiros linimétricos, dispostos 3 a montante e 5 a jusante da seção de testes.

Em uma das laterais da seção de testes há uma janela de vidro que permite a visualização do interior do canal.

A alimentação do sistema é realizada através de um conjunto motor-bomba de 55 kW de potência, comandado por um inversor de frequência, e retira água de um reservatório subterrâneo, de 600.000 litros, por uma tubulação de 0,25 m de diâmetro. Em função do grande volume de água do reservatório subterrâneo, a inércia térmica do sistema mantém a água a temperatura praticamente constante de 19 °C. A vazão do sistema pode variar de 0,6 l/s até um máximo de 220 l/s, ou seja, a velocidades de 3×10^{-3} m/s até 1,1 m/s, com um nível de água de 40 cm na seção de testes. A vazão do sistema é obtida por intermédio de um medidor de vazão eletromagnético, posicionado próximo ao conjunto de válvulas na tubulação de alimentação.

Sendo este um canal hidráulico de superfície livre, a seção de visualização foi provida de uma tampa superior para evitar efeitos das ondas gravitacionais e para criar um conduto forçado, fazendo com que o escoamento seja o mais uniforme possível, evitando-se os efeitos de superfície livre. Nesta etapa foi utilizada a mesma seção de visualização desenvolvida por Olinto, 2005, com placas de acrílico transparente de 1 m de comprimento e 10 mm de espessura, e com dimensões internas de 475 ± 1 mm de largura por 340 ± 1 mm de altura. Os bordos de ataque destas placas de acrílico são chanfrados em um formato suavizado, de dentro para fora, para reduzir os efeitos do descolamento da camada limite. Desse modo, o escoamento que passa pelo interior da seção de visualização não deverá sofrer significativa aceleração em função da diminuição de seção imposta. Durante todos os experimentos o nível de água na seção de testes foi de 380 mm, ou seja, o escoamento é controlado para sempre garantir que o nível de água permaneça a 30 mm acima da placa superior da seção de visualização. Esta mostrou ser a menor altura na qual a água não mais produz significativas ondulações sobre a chapa superior de acrílico.

Um mapeamento dos perfis de velocidades foi realizado no interior da seção de visualização do canal hidráulico para analisar a uniformidade do escoamento em toda a seção transversal. O instrumento utilizado foi o sistema de anemometria de filme quente. Este consiste no mesmo tipo de equipamento descrito para as medições de velocidade do ar em canal aerodinâmico (DANTEC *StreamLine* 90N10), apenas com diferença no tipo de sonda utilizada, que, para água, foi utilizada uma sonda simples de filme quente, modelo DANTEC 55R42. Esta sonda é calibrada no interior do canal, também com um dispositivo que reduz gradualmente a seção transversal, acelerando o escoamento.

Para informações mais detalhadas acerca da calibração das sondas de filme quente em canal hidráulico sugere-se consultar o Anexo C. Devido às dimensões do suporte da sonda, o plano de medição das velocidades está situado dentro da seção de visualização, a 50 mm da saída.

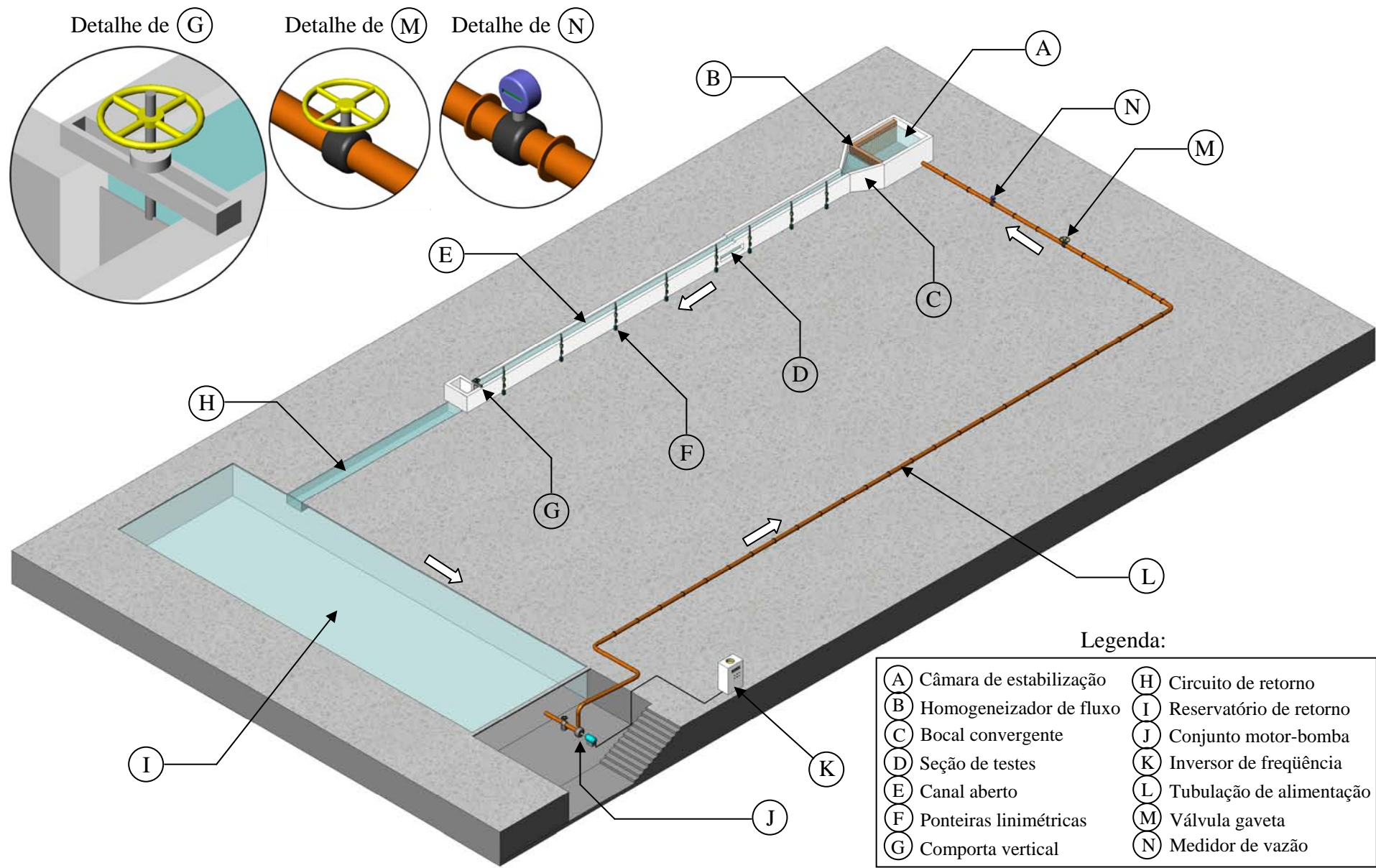


Figura 3.5 – Ilustração esquemática do canal hidrodinâmico do Instituto de Pesquisas Hidráulicas da UFRGS.

As séries de dados de velocidade da água são adquiridas por intermédio de uma placa conversora analógico/digital (A/D), modelo NATIONAL INSTRUMENTS AT-MIO-16E-10, com interface ISA e 16 canais simultâneos de entrada analógica, com resolução de 12 bits ($2^{12} = 4096$ níveis) e operando na faixa de tensão de ± 10 V, controlada por um computador pessoal. O software *StreamWare*, versão 1.0, da DANTEC foi utilizado para ajuste e configuração dos parâmetros das sondas e para a aquisição dos dados.

Foram mapeados três perfis de velocidades, para vazões do sistema de 10 l/s, 30 l/s e 50 l/s. Estes valores foram pré-selecionados por se situarem na faixa de vazão desejada para operação durante os experimentos de visualização. As distribuições de velocidade média do interior da seção de visualização do canal hidráulico, adimensionalizadas pelo valor médio de toda a seção transversal, para os valores de vazão citados acima são exibidas no Anexo D (Figs. D.1a, D.1b e D.1c, respectivamente). As distribuições de velocidades em valores RMS (também adimensionalizadas pelo valor médio de toda a seção transversal) são exibidas nas Figs. D.2a, D.2b e D.2c, e mostram valores muito parecidos com os de velocidade média. Nestas figuras as posições nas quais foram realizadas as medições de velocidade correspondem ao cruzamento das linhas (grade). Os valores utilizados nos cálculos correspondem às médias das séries temporais adquiridas, e os resultados exibidos são calculados através da interpolação destes valores médios, e apresentados em um gráfico com escala de cores. Também para o processo de mapeamento dos perfis o nível de água na seção de testes foi mantido em 380 mm. As velocidades médias de toda a seção transversal do interior da seção de visualização para as vazões do sistema de 10 l/s, 30 l/s e 50 l/s são de 0,059 m/s, 0,156 m/s e 0,232 m/s, respectivamente.

Destes gráficos é possível observar que o escoamento no interior da seção de visualização apresenta pequenas assimetrias na distribuição de velocidades, com um ponto de concentração de velocidades voltado ligeiramente em direção da parede. Conforme descrito por Chow, 1959, isso ocorre para canais prismáticos (onde as dimensões da seção transversal são parecidas), e o escoamento é tridimensional, manifestando um movimento helicoidal. Contudo, a componente transversal de velocidade do canal é geralmente menor e insignificante se comparada com a componente longitudinal. Segundo o autor, este fato se deve a pequenas perturbações na entrada do canal, e pode ser ignorado para fins práticos em canais prismáticos retos.

Como durante o processo de mapeamento das velocidades foram obtidos valores de flutuações instantâneas, foram calculadas as intensidades de turbulência para cada ponto medido, também disponíveis no Anexo D (Figs. D.3a, D.3b e D.3c). A intensidade de turbulência no interior da seção de visualização varia entre 3 e 11%, com valores maiores próximo das parede

do canal, e menores na região central. Estes valores são calculados como a razão entre o desvio padrão da velocidade medida e a velocidade média geral de todos os pontos da seção transversal.

A Fig. 3.6 ilustra o banco de tubo completo, compostos por 5 fileiras, num total de 23 tubos, dispostos em arranjo triangular, com a respectiva numeração de cada tubo.

Os tubos são confeccionados em PVC, com diâmetro de 60 mm. Como a coloração original dos tubos de PVC é marrom, ou seja, uma tonalidade relativamente escura, onde o contraste da tinta nanquim próximo a parede dos tubos dificulta a percepção de certos detalhes, como a formação de vórtices, os mesmos foram cobertos por uma fina película plástica branca, também de PVC, para proporcionar maior contraste na visualização.

O corante utilizado durante as visualizações para o interior do banco de tubos foi tinta nanquim, que é solúvel em água, indelével e constituída a base de resina acrílica. As cores escolhidas foram a azul, a vermelha e a verde. Também foi utilizado o permanganato de potássio diluído em água, que é injetado na corrente livre a montante do banco de tubos, através de uma agulha.

Todos os tubos contém em seu interior 6 mangueiras de nylon de 2 mm de diâmetro. Cada duas delas são posicionadas em um plano horizontal de visualização específico na parede do cilindro, formando um ângulo de 10° em relação à direção principal do escoamento, voltadas a montante, e dispostas da seguinte forma: duas situadas no plano a 60 mm abaixo da placa superior de acrílico, duas no plano médio, e duas situadas no plano a 60 mm acima da base da seção de visualização. Assim, para os três planos acima citados, na maioria das vezes, as colorações de tinta nanquim utilizadas foram azul, vermelha e verde, respectivamente. A Fig. 3.7a ilustra os cilindros utilizados nos experimentos de visualização do escoamento e a Fig. 3.7b mostra que o escoamento, ao passar pelas tomadas de tinta situadas na parede dos cilindros, faz com que a tinta seja arrastada por sua periferia, até descolar-se e formar a esteira de vórtices.

Os tubos referenciados na Fig. 3.6 como 3, 7, 12, 16 e 21 são especialmente instrumentados com espelhos móveis com ângulo de 45° em relação ao eixo do tubo. Tais tubos não possuem cobertura na parte superior, o que permite que se possa observar o percurso do corante sobre o tubo vizinho (tubo imediatamente ao lado, na mesma fileira), em relação à horizontal. Nestes tubos existe uma parede falsa, por onde passam as mangueiras responsáveis pela injeção de corante. A parede lateral destes tubos é usinada para receber uma fina lâmina de plástico transparente, que permite a visualização do corante (Fig. 3.8a). Uma visualização típica de injeção de tinta vista através do espelho é mostrada na Fig. 3.8b.

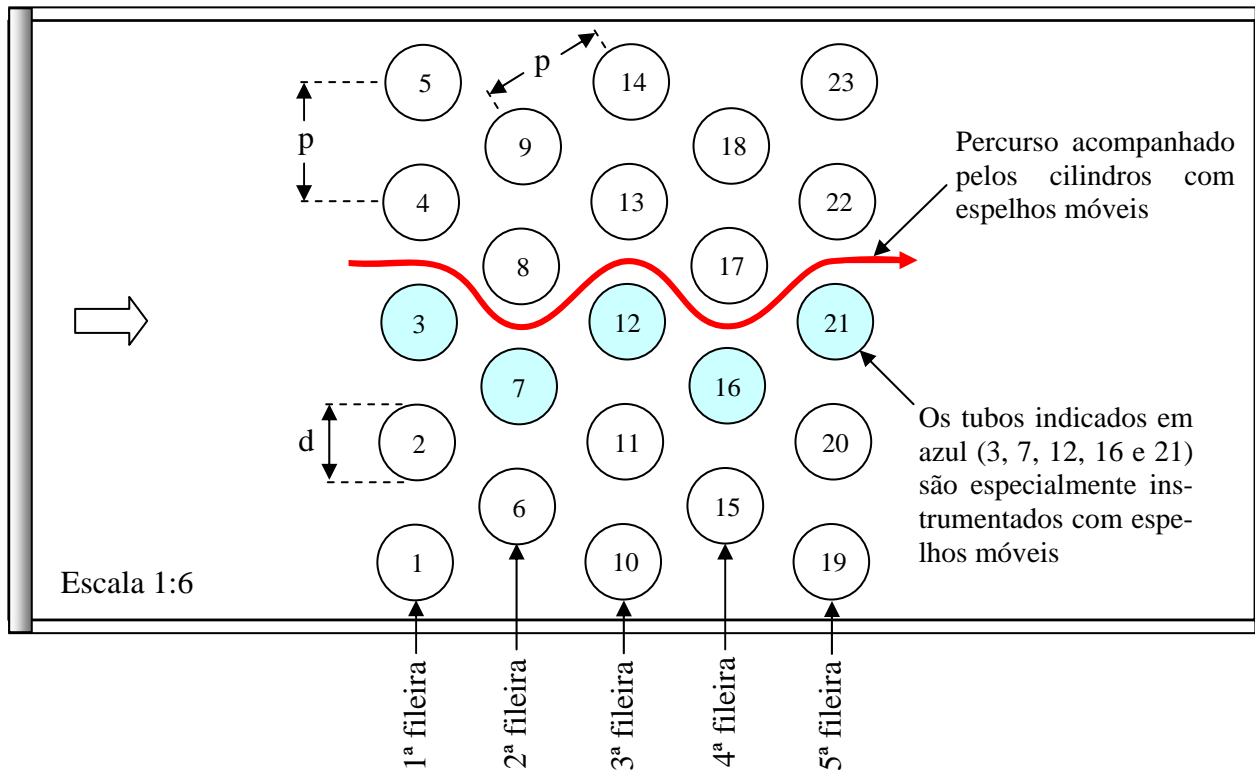


Figura 3.6 – Vista superior do banco de tubos completo utilizado nas visualizações ($p/d = 1, 6$).

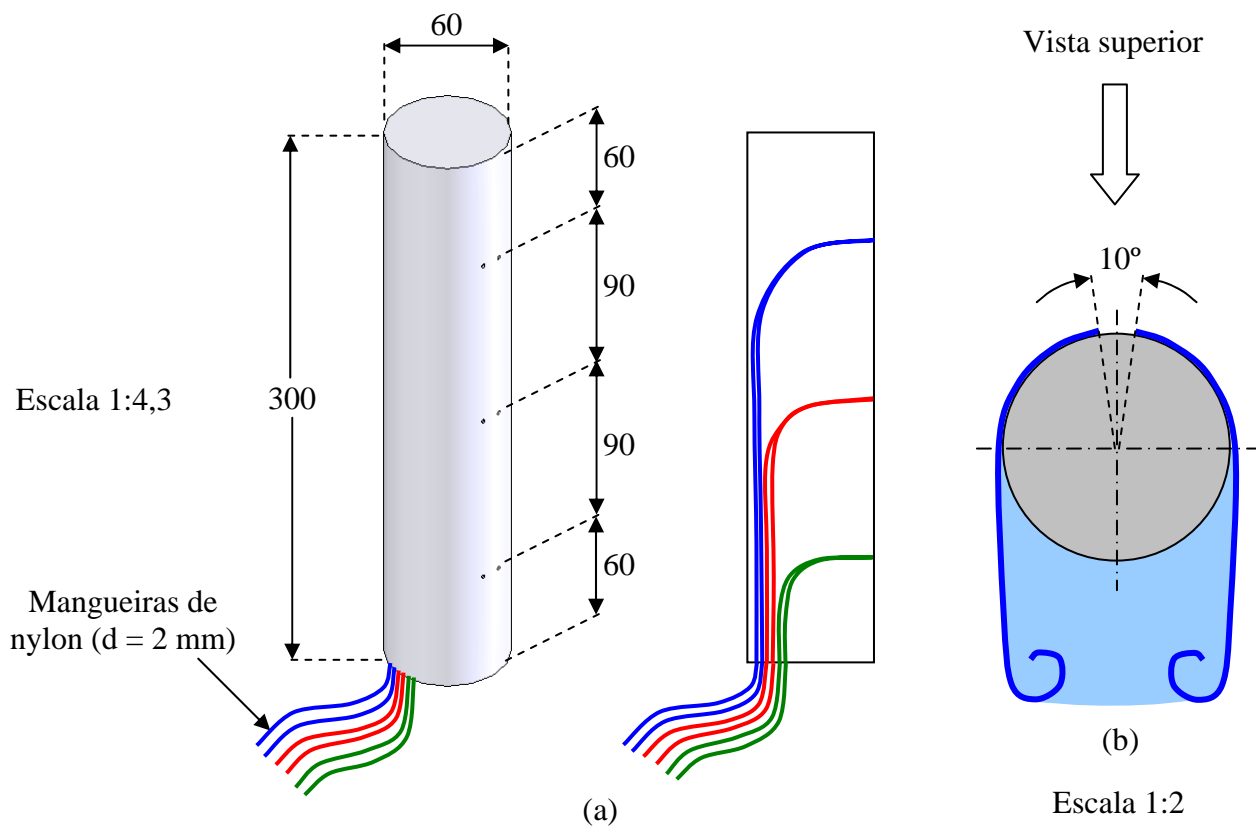


Figura 3.7 – Tubos utilizados nos experimentos de visualização do escoamento.

(a) Detalhe das mangueiras para injeção de corante e das dimensões dos cilindros.

(b) Vista superior com detalhes do ângulo das tomadas de injeção de tinta. Dimensões em [mm].

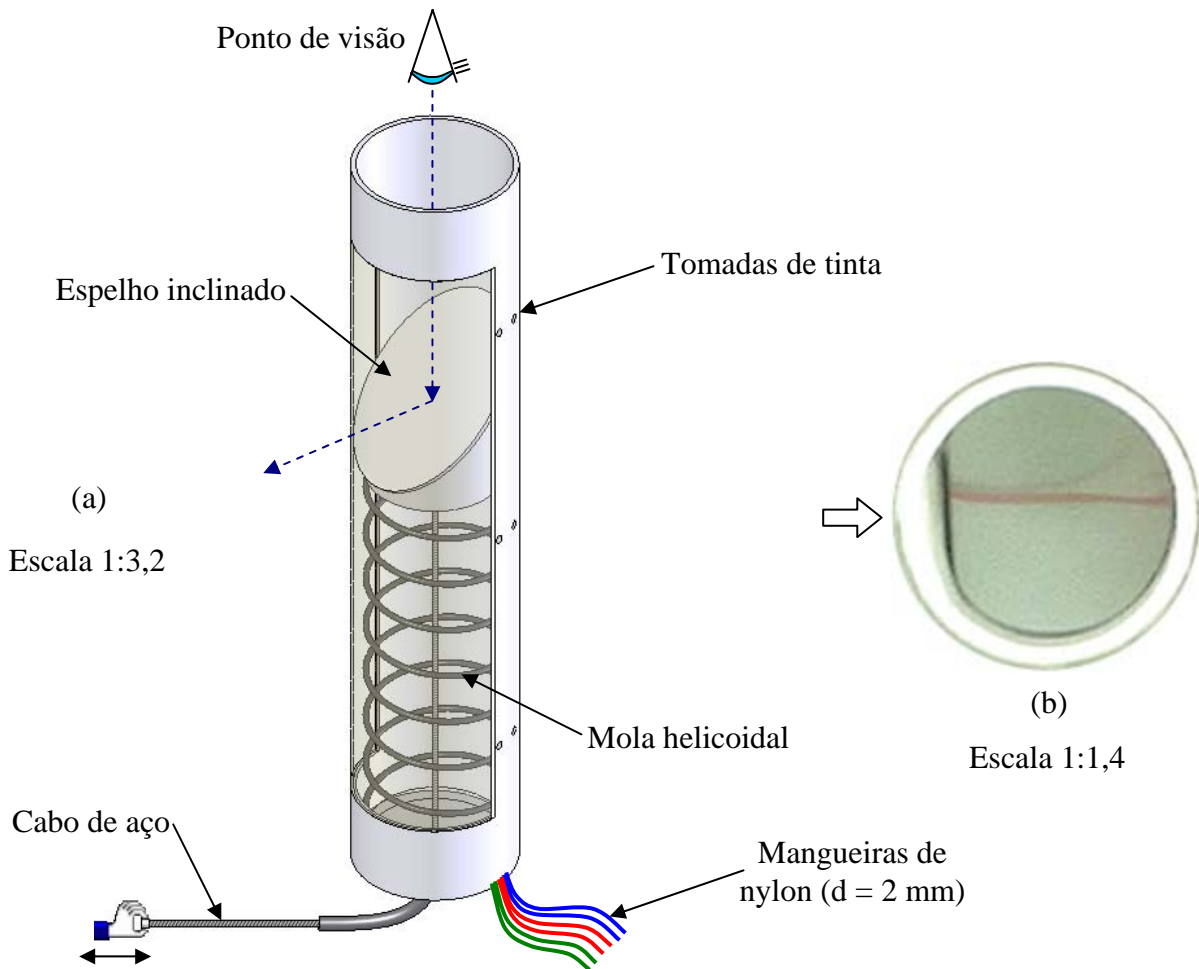


Figura 3.8 – (a) Tubos instrumentados com espelho móvel.
(b) Visualização típica de injeção de tinta vista através do espelho.

Os espelhos são movimentados por um sistema composto por molas helicoidais e por cabos de aço, que permitem com que estes alcancem qualquer posição vertical entre os planos superior e inferior de visualização (Fig. 3.9). Os cabos de aço se estendem até uma mesa, que contém registros e divisores, que servem para a distribuição e controle da injeção de corantes.

Os corantes, são armazenados em quinze reservatórios com volume de 1,5 litros cada, passando por 15 registros tipo agulha, e mangueiras de 6 mm de diâmetro. Desta maneira, por gravidade, os corantes se deslocam até a mesa que possui outros 15 registros, sendo apoiada na parede do canal na altura da seção de testes. Os registros desta mesa são acionados manualmente, sendo que 30 mangueiras se dirigem ao fundo do canal costeando sua parede, por onde a tinta é distribuída até o interior dos cilindros. Ao chegar ao fundo do canal, cada uma destas 30 mangueiras são conectadas a um sistema de distribuição de tinta, que, para os tubos sem espelho, se subdividem em 8 mangueiras de nylon de menor diâmetro (2 mm) para as fileiras com 5 tubos e 6 mangueiras de nylon para fileiras com 4 tubos, que vão para o interior dos cilindros.

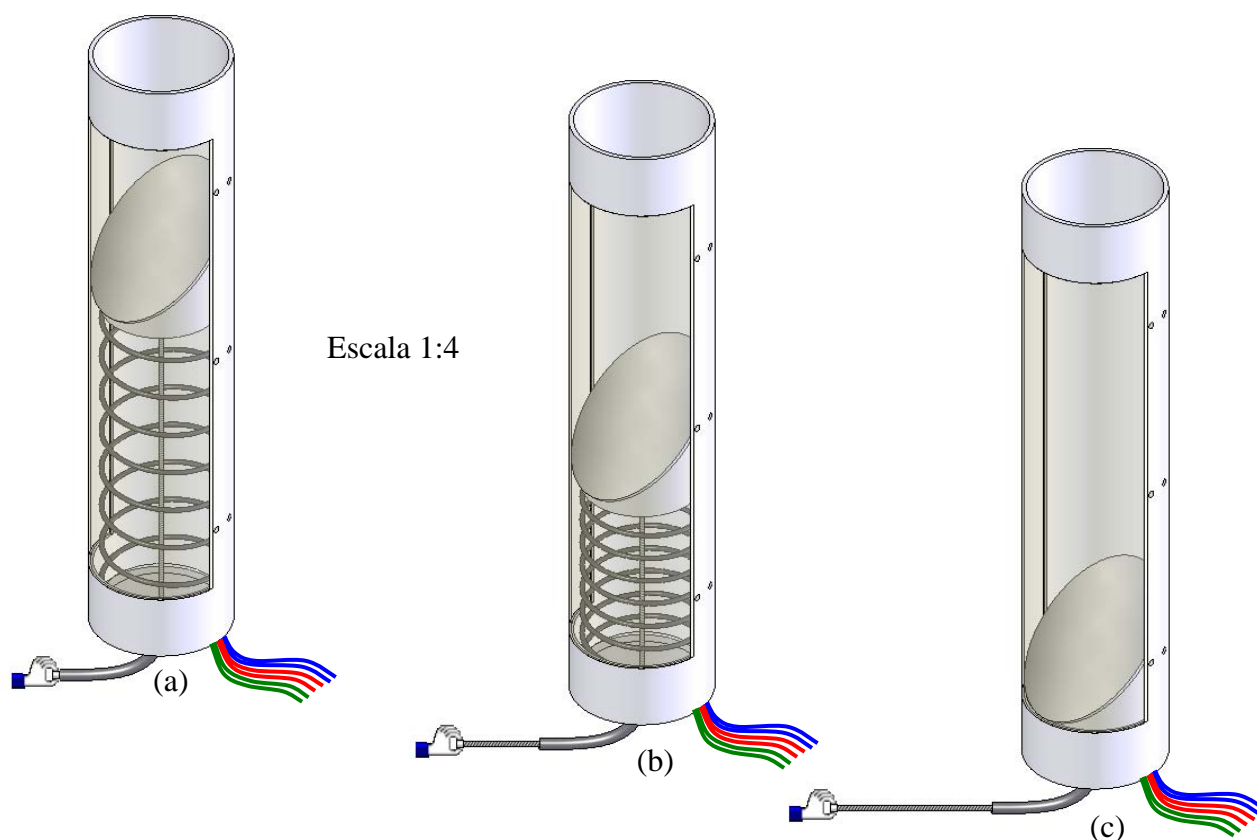


Figura 3.9 – Detalhe dos tubos instrumentados, mostrando a movimentação dos espelhos entre os três diferentes planos de visualização. (a) plano superior, (b) plano médio e (c) plano inferior.

Já para os tubos com espelho, cada mangueira se subdivide em apenas duas de menor diâmetro. Isto totaliza 138 mangueiras de nylon de 2 mm de diâmetro, que saem dos cilindros e se conectam sob a base dos tubos. A Fig. 3.10 mostra o sistema de distribuição de tinta projetado e implementado, a montagem da seção de visualização com o banco de tubos completo em seu interior, o sistema de iluminação empregado e o posicionamento da câmera digital utilizada nas filmagens.

Uma base dotada de furação necessária para receber a montagem dos tubos foi confeccionada com placa de acrílico, sendo suportada por cantoneiras nas laterais. Esta possibilita a montagem desde um único tubo até um banco completo de tubos, com 5 fileiras e 23 tubos, para as razões de espaçamento de $p/d = 1,26$ e $p/d = 1,6$, com incerteza máxima na montagem dos tubos em torno de 0,5 mm. Assim, os tubos podem ser fixados rigidamente através de parafusos pela parte inferior da base. Entre a base e os tubos foi adicionada uma placa de 1 mm de espessura de PVC banco, para ocultar as conexões situadas abaixo da base, e para uma melhor visualização da trajetória do corante. A Fig. 3.11 ilustra os detalhes do sistema submerso de distribuição de tinta que se encontra sob a base dos tubos.

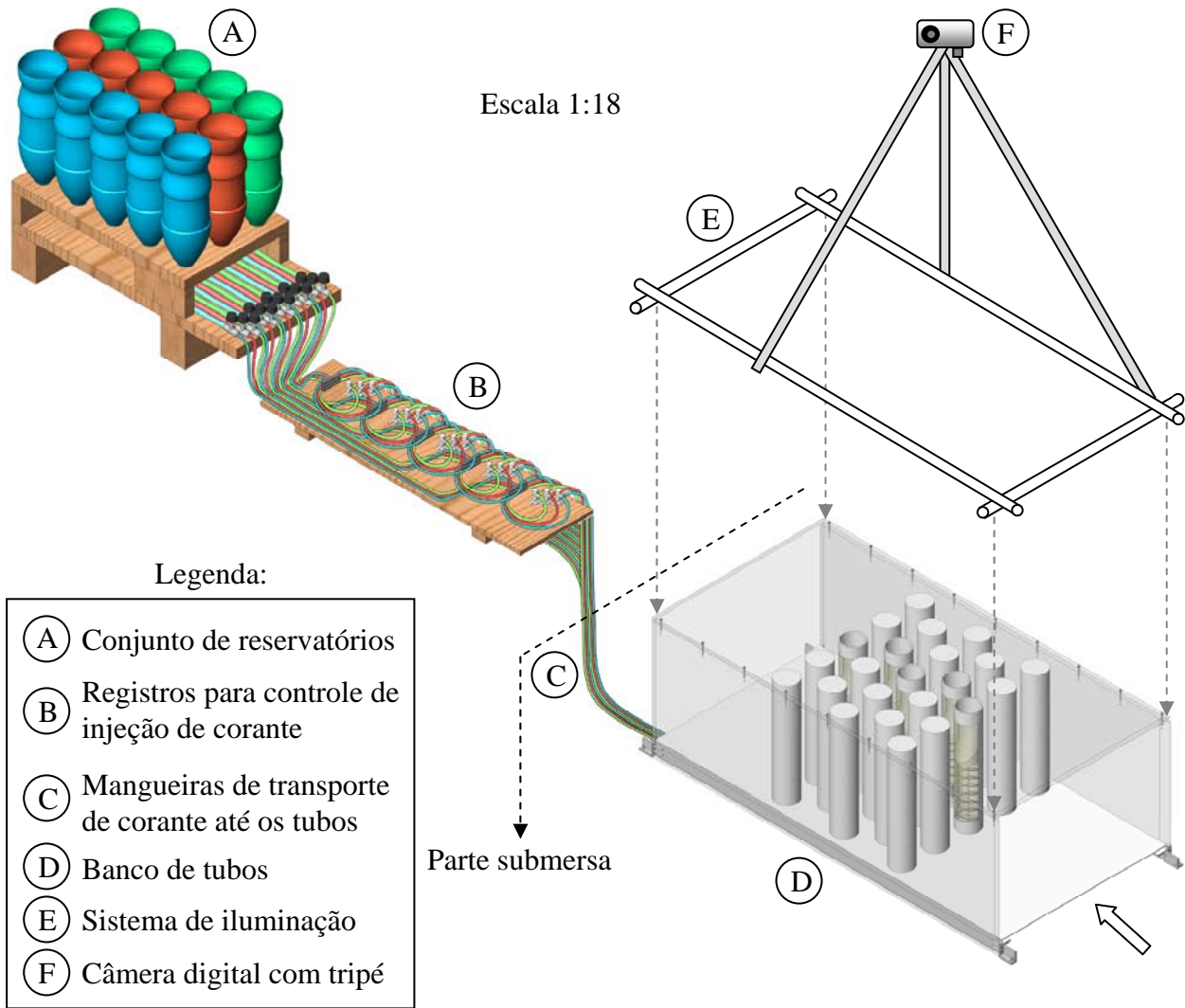


Figura 3.10 – Detalhes da instrumentação da seção de visualização.

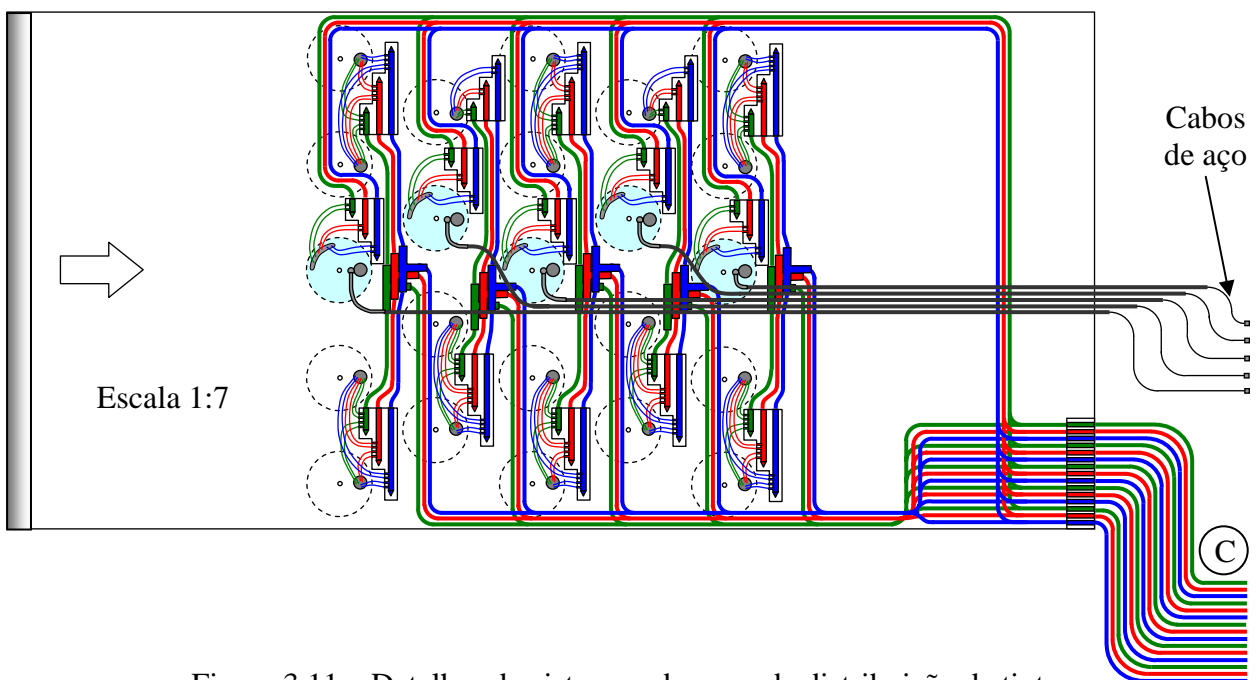


Figura 3.11 – Detalhes do sistema submerso de distribuição de tinta.

Um sistema de iluminação é montado sobre a seção de testes, composto por 4 lâmpadas fluorescentes de 40 W de potência cada. Adicionalmente, para ocasiões especiais foram utilizadas mais duas lâmpadas fluorescentes de mesma potência na janela de vidro lateral do canal, e 6 lâmpadas incandescentes de 100 W de potência cada sobre a seção de testes, posicionadas 3 a montante e 3 a jusante.

Os registros das visualizações foram realizados através do uso de uma câmera digital Sony Cyber-shot, modelo DSC-S90, com zoom ótico de até 3x e com um cartão de memória flash (Memory Stick PRO Duo) de 4 GB de capacidade de armazenamento. Esta permite que sejam realizadas filmagens com resolução de 640 x 480 pixels a 30 quadros por segundo no formato *.MPG e fotos com até 4.1 Mpixels (2304 x 1728 pixels) no formato *.JPG. Esta câmera é posicionada sobre o sistema de iluminação, na direção vertical e voltada para baixo.

O sistema de iluminação configura-se em um dos aspectos mais importantes no processo de visualização de escoamento em canal hidráulico. A carência ou ineficácia deste sistema acarreta em baixa qualidade dos resultados. Também, como o olho humano é muitas vezes superior na identificação de detalhes que uma câmera digital comum, como a utilizada nas filmagens, muitas das conclusões obtidas das visualizações de escoamento são frutos da pura observação do que lá ocorrera, sendo estas filmagens meras provas destas observações.

Como a câmera digital utilizada realiza filmagens com distância focal automática (autofoco), muitas vezes, quando uma porção maior de tinta passa pela região de filmagem há uma rápida distorção das imagens produzidas pela câmera, proveniente do ajuste do foco automático. Contudo, tal efeito não atrapalha significativamente as visualizações, por ocorrer de maneira relativamente rápida.

As filmagens são realizadas para um tempo de até 5 minutos, sendo repetidas as visualizações tantas vezes quanto o necessário, até que sejam obtidos detalhes sobre o escoamento, pois a troca entre os modos ocorrem de maneira aleatória. Este tempo foi escolhido a partir de um estudo preliminar da visualização de dois tubos dispostos lado a lado. Como para este caso ocorreram em média entre 2 e 8 trocas entre os modos do escoamento no período de 5 minutos, este foi o tempo escolhido para as filmagens. Entre dois ensaios consecutivos o sistema de bombeamento é desligado, até que o escoamento pare por completo, visando evitar a influência do padrão pré-estabelecido de escoamento em um ensaio subsequente.

As visualizações foram realizadas para dois números de Reynolds fixos, para todos os experimentos ($Re = 7,5 \times 10^3$ e $Re = 1,5 \times 10^4$), tendo como graus de liberdade para se atingir estes valores a vazão de água que é lida através do medidor eletromagnético, a altura da comporta de saída e o nível médio da lâmina de água (a montante e a jusante) da seção de testes.

Os números de Reynolds são baseados na velocidade de percolação e no diâmetro dos tubos [Endres e Möller, 2001a]. A velocidade de percolação leva em consideração a relação de porosidade da superfície de controle da seção de visualização, vista de topo. Desta maneira, como cada experimento de visualização possui um número de tubos diferente, bem como a disposição destes por fileira, as velocidades de percolação são diferentes. O Anexo E apresenta maiores informações sobre a definição da velocidade de percolação e seu emprego na determinação do número de Reynolds, e as Tabs. E.3 e E.4 do mesmo anexo mostram as vazões do sistema empregadas durante os experimentos.

Como validação, visando verificar se a técnica proposta de visualização de escoamento produz resultados confiáveis, alguns testes preliminares foram realizados. O primeiro teste consiste na visualização de um único cilindro, para vários números de Reynolds, e os resultados são comparados com os regimes esquemáticos de desprendimento de vórtices caracterizados por Blevins, 1990 (Fig. 3.12). A comparação direta entre estas imagens mostra uma forte concordância entre os resultados, o que valida a técnica experimental de visualização de escoamento implementada.

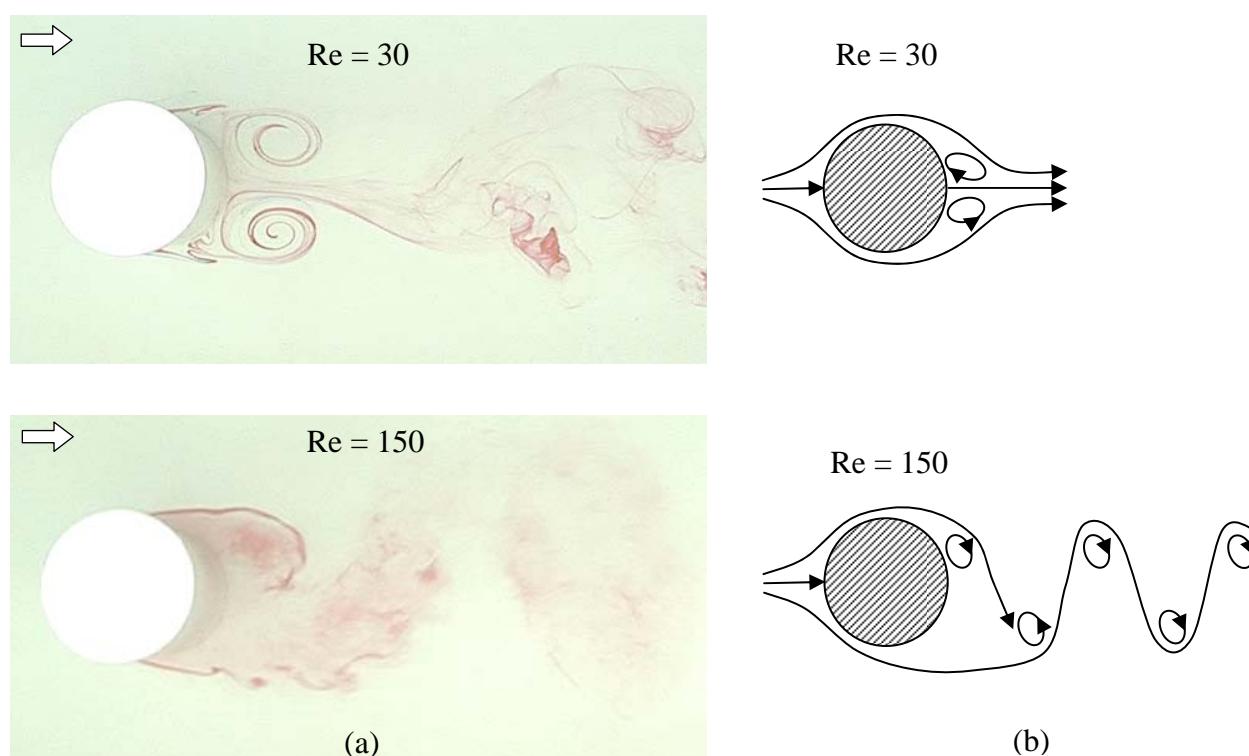


Figura 3.12 – Visualização do escoamento ao redor de um cilindro (a), em comparação com os regimes esquemáticos de desprendimento de vórtice caracterizados por Blevins, 1990 (b).

4. RESULTADOS

Serão apresentados os resultados de medições de velocidade em bancos de tubos de arranjo triangular em canal aerodinâmico, todas realizadas no plano médio longitudinal. As razões de espaçamento estudadas foram $p/d = 1,26$ e $p/d = 1,6$, onde “p” é a distância entre os centros de dois tubos quaisquer e “d” é o diâmetro destes.

Também serão apresentados os resultados obtidos através da técnica de visualização de escoamento em canal hidrodinâmico, com o intuito de auxiliar na interpretação dos resultados das medições realizadas.

Os números de Reynolds em canal aerodinâmico variam de $1,85 \times 10^4$ a $2,98 \times 10^4$, baseados na velocidade média do escoamento não perturbado e no diâmetro dos tubos. Os números de Reynolds em canal hidráulico são valores fixos, de $7,5 \times 10^3$ e $1,5 \times 10^4$, baseados na velocidade de percolação e no diâmetro dos tubos.

As frequências escolhidas para aquisição das séries de velocidade dependem da disponibilidade dos filtros para frequência de corte, atendendo o critério de Nyquist para evitar o dobramento das altas frequências no espectro. Também, devem permitir a identificação das principais características do escoamento. Os tempos de aquisição dos dados dependem do número de elementos da amostra. Nos espectros de potência, por exemplo, a correta escolha destes parâmetros fornece condições para que os valores da largura de banda (resolução de frequência) e do erro médio estatístico sejam adequados para uma análise espectral.

4.1. Dois tubos dispostos lado a lado

Segundo Alam et al., 2003, o fenômeno da biestabilidade pode ser verificado em arranjo de dois tubos dispostos lado a lado submetidos a escoamento turbulento cruzado para uma relação de espaçamento entre $1,2 < p/d < 2,2$. Neste caso, a biestabilidade se manifesta através do desvio da porção de fluido que emerge da fenda entre os dois tubos. Assim, uma maneira de se medir experimentalmente o efeito biestável para esta configuração é se posicionando duas sondas retas de fio quente a jusante dos mesmos, alinhadas às linhas tangentes às geratrizes internas dos tubos. A Fig. 4.1 ilustra a geometria dos dois tubos dispostos lado a lado e o posicionamento das sondas utilizadas para este experimento.

4.1.1. Resultados para a razão de espaçamento $p/d = 1,26$

A Fig. 4.2 mostra os sinais de velocidade instantânea obtidos para dois tubos dispostos lado a lado, com uma relação de espaçamento $p/d = 1,26$, uma frequência de aquisição de 1000 Hz e 2^{17} (131072) pontos. O número de Reynolds do experimento é de $2,29 \times 10^4$ e a velocidade de referência é de 13,9 m/s.

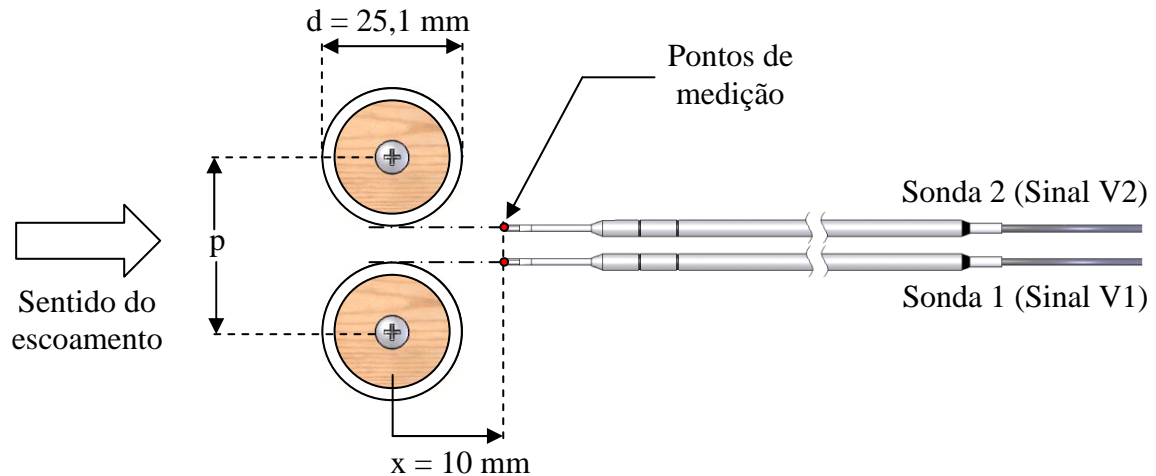


Figura 4.1 – Geometria dos dois tubos dispostos lado a lado e o posicionamento das sondas utilizadas nos experimentos.

É possível observar claramente diversas trocas de velocidade durante todo o tempo de aquisição dos dados. Há dois patamares de velocidades visíveis: um em 3 m/s e outro em 22 m/s. Reconstruindo estes sinais através de transformada discreta de ondaletas (Fig. 4.3), do tipo Db20 e nível 10, observa-se que durante os 131 segundos de aquisição dos dados são verificadas 20 trocas entre os modos do escoamento. Em função da frequência de aquisição, essa reconstrução resulta em um sinal com frequências de até 0,48 Hz, o que elimina as flutuações de frequência mais altas do que esse valor.

Porém, se realizado um processo sucessivo de medição de velocidades instantâneas este valor não se mantém constante, mostrando que o fenômeno biestável não possui um período natural definido. Através da reconstrução dos sinais por transformada discreta de observam-se entre 20 e 34 trocas nos modos do escoamento.

As séries temporais de velocidades adquiridas com uma frequência de 10 kHz e 2^{17} (131072) pontos são exibidas na Fig. 4.4. Desta figura observa-se apenas uma trocas entre os patamares de velocidade. A reconstrução destes sinais por transformada discreta de ondaletas (Fig. 4.5) mostra mais claramente a troca entre os modos, onde a mudança entre os patamares de velocidades ocorre no tempo aproximado de 6,7 s. Há, então, uma troca entre os valores das

velocidades medidas, para as duas sondas. A velocidade V2 atinge o mesmo patamar de velocidade média de V1, e vice-versa. Neste caso específico, para se atingir os mesmos patamares de velocidade entre os modos do escoamento as sondas necessitam estar devidamente calibradas, e posicionadas de modo simétrico em relação às esteiras dos cilindros. Uma calibração deficiente não garante que na troca entre os modos do escoamento uma das sondas atinja o patamar de velocidades mais alto. Segundo a bibliografia, quando a velocidade média flutua ao redor de um valor mais alto, o escoamento que sai do interior da fenda está inclinado na direção da sonda, e quando a velocidade média flutua ao redor de um valor mais baixo, a sonda está medindo a velocidade dentro da esteira larga.

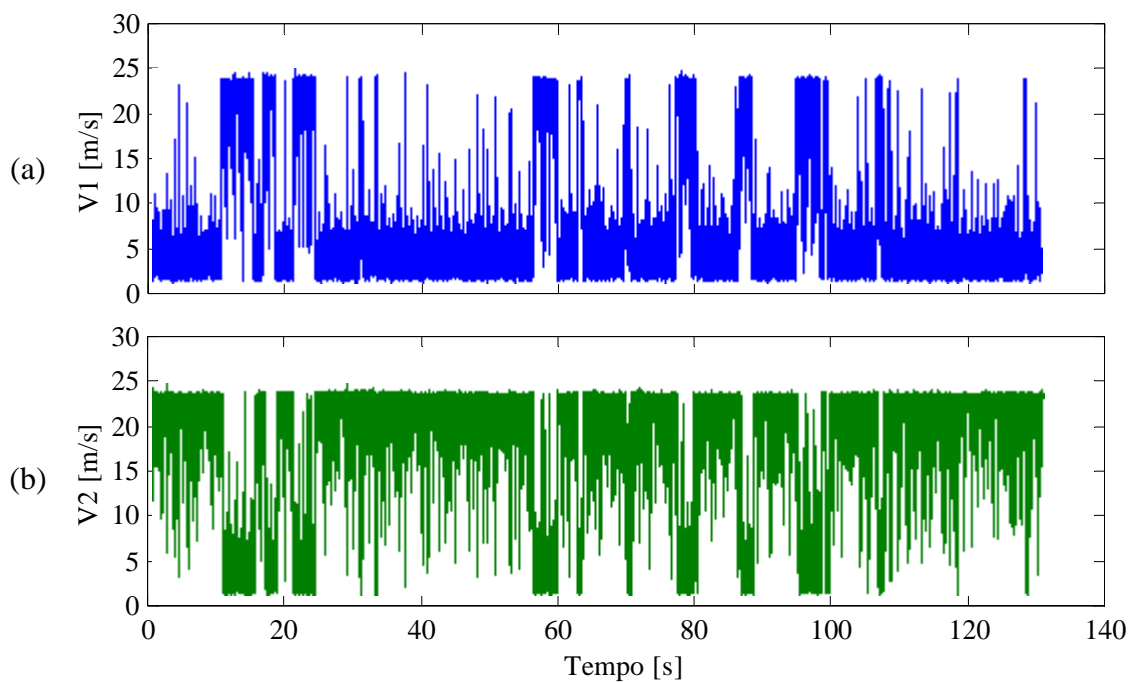


Figura 4.2 – Sinais de velocidades instantâneas obtidas para $f_s = 1000$ Hz, $x = 10$ mm e $p/d=1,26$.

(a) Sonda 1 – V1. (b) Sonda 2 – V2.

Os espectrogramas gerados através de transformada contínua de ondaletas dos sinais de velocidade da Fig. 4.2 são mostrados na Fig. 4.6. Estes espectrogramas mostram a distribuição da energia das flutuações de velocidade nos domínios do tempo e da frequência simultaneamente, em intervalos de frequência de 4 Hz, na faixa de 20 a 200 Hz. A Fig. 4.6a, referente à velocidade V1, mostra valores mais baixos de energia para os 6,7 segundos, que estão associados aos menores valores de velocidade nesta faixa de tempo (Fig. 4.4a). Após os 6,6 segundos iniciais, a energia do espectrograma distribuída entre as frequências de 20 a 100 Hz aumenta, o que está relacionado com o patamar de maiores valores de velocidade.

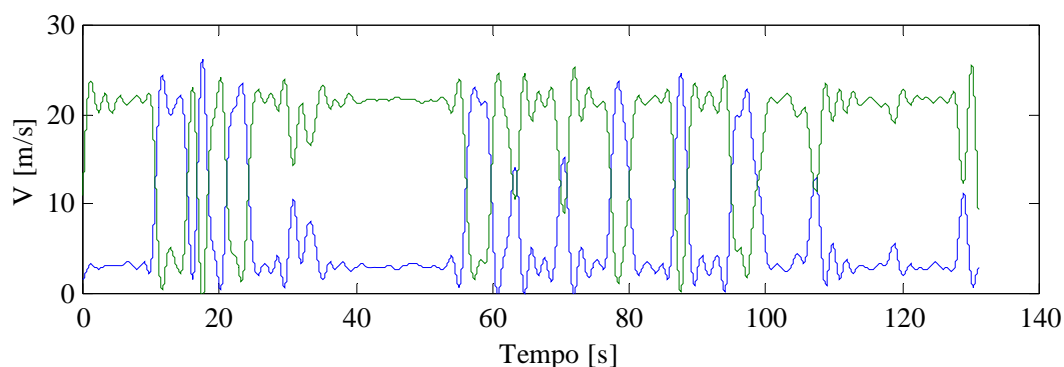


Figura 4.3 – Reconstrução dos sinais de velocidades instantâneas da Fig. 4.2 através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 10 (de 0 a 0,48 Hz). (— V1) (— V2).

O contrário ocorre para o espectrograma referente à sonda V2 (Fig. 4.6b), onde os maiores valores de energia se apresentam nos primeiros 6,7 segundos, também distribuída entre as frequências de 20 a 100 Hz, e decaem a partir deste instante de tempo.

Contudo, são observados saltos de energia nos instantes de tempo de 5, 10 e 12 segundos. Segundo Alam et al., 2003, a troca entre dois modos do escoamento não se dá de modo instantâneo. Um modo intermediário, com frequência diferente daquelas relativas às esteiras larga e estreita surge, e o escoamento apresenta um aumento das flutuações de velocidade em diversas frequências.

Visando capturar os aspectos estatísticos de cada modo isoladamente, as séries de velocidades V1 e V2 da Fig. 4.4 foram separadas em dois conjuntos. O primeiro conjunto, chamado de modo 1, é composto pelos valores medidos dos primeiros 6,55 segundos ($2^{16} = 65536$ pontos), e o segundo conjunto, chamado de modo 2, é composto pelos dados compreendidos entre o intervalo de tempo de 7,7 a 10,97 segundos ($2^{15} = 32768$ pontos). Assim, as características estatísticas de cada modo são calculadas, sendo exibidas na Tab. 4.1. Dos dados desta tabela é possível observar tanto a troca dos valores de velocidade média entre os modos do escoamento quanto a troca entre as propriedades estatísticas dos sinais, que está associado à troca na direção do escoamento da fenda. Estes resultados concordam com aqueles encontrados por Olinto, 2005.

A Fig. 4.7 mostra os espectros de flutuação dos dois sinais de velocidades da Fig. 4.4, divididos nos dois modos de escoamento, obtidos através da função densidade espectral de potência. Para o modo 1 (Fig. 4.7a), os dois espectros apresentam um pico de energia na frequência de 75 Hz, o que corresponde a um número de Strouhal de 0,1, calculado com a velocidade de referência da fenda (18,79 m/s). Esses valores estão relacionados aos vórtices da

esteira larga. O sinal V2 ainda apresenta um pico de energia na frequência de 230 Hz ($S = 0,307$), e está relacionado com a esteira estreita. Para o modo 2 (Fig. 4.7b), ambos os sinais das sondas também apresentam um pico de energia na frequência de 75 Hz, e o sinal V1 apresenta um pico em 270 Hz ($S = 0,361$), relacionado a esteira estreita. Estes valores estão em concordância com os apresentados por Alam et al., 2003. Para a mesma geometria e razão de espaçamento foram encontrados valores aproximados dos números de Strouhal para as esteiras larga e estreita de 0,1 e 0,3, respectivamente. Os autores também identificaram outro pico nos espectros, referente ao modo intermediário do escoamento, com valor aproximado de número de Strouhal de 0,19. Porém, no presente trabalho este pico não é observado nos espectros.

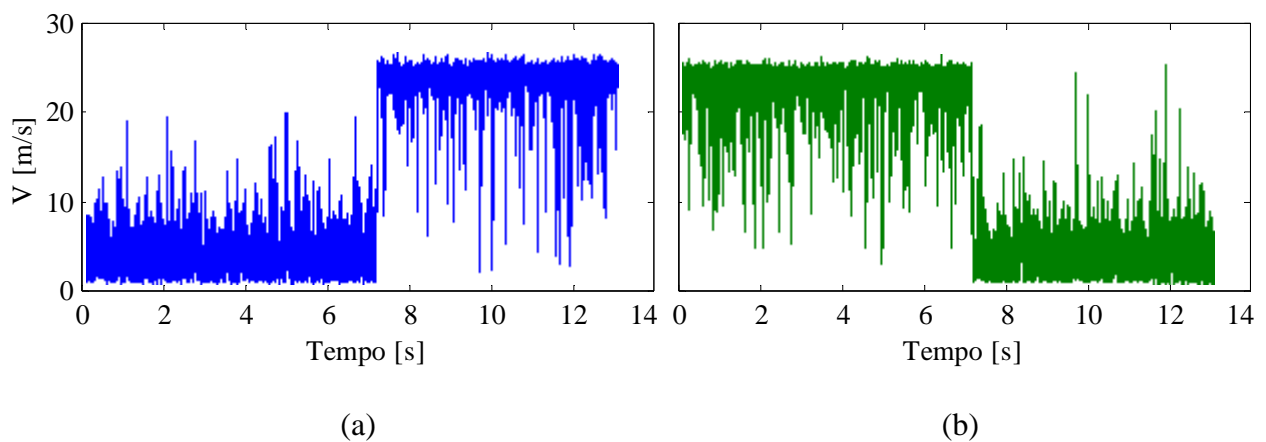


Figura 4.4 – Sinais de velocidades instantâneas obtidas para $f_s = 10$ kHz, $x = 10$ mm e $p/d=1,26$.

(a) Sonda 1 – V1. (b) Sonda 2 – V2.

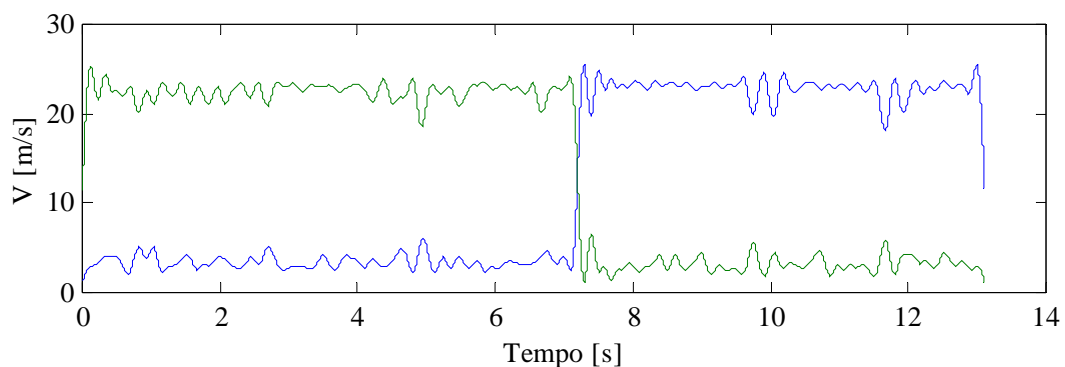


Figura 4.5 – Reconstrução dos sinais de velocidades instantâneas da Fig. 4.6 através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 10 (de 0 a 4,88 Hz). (— V1) (— V2).

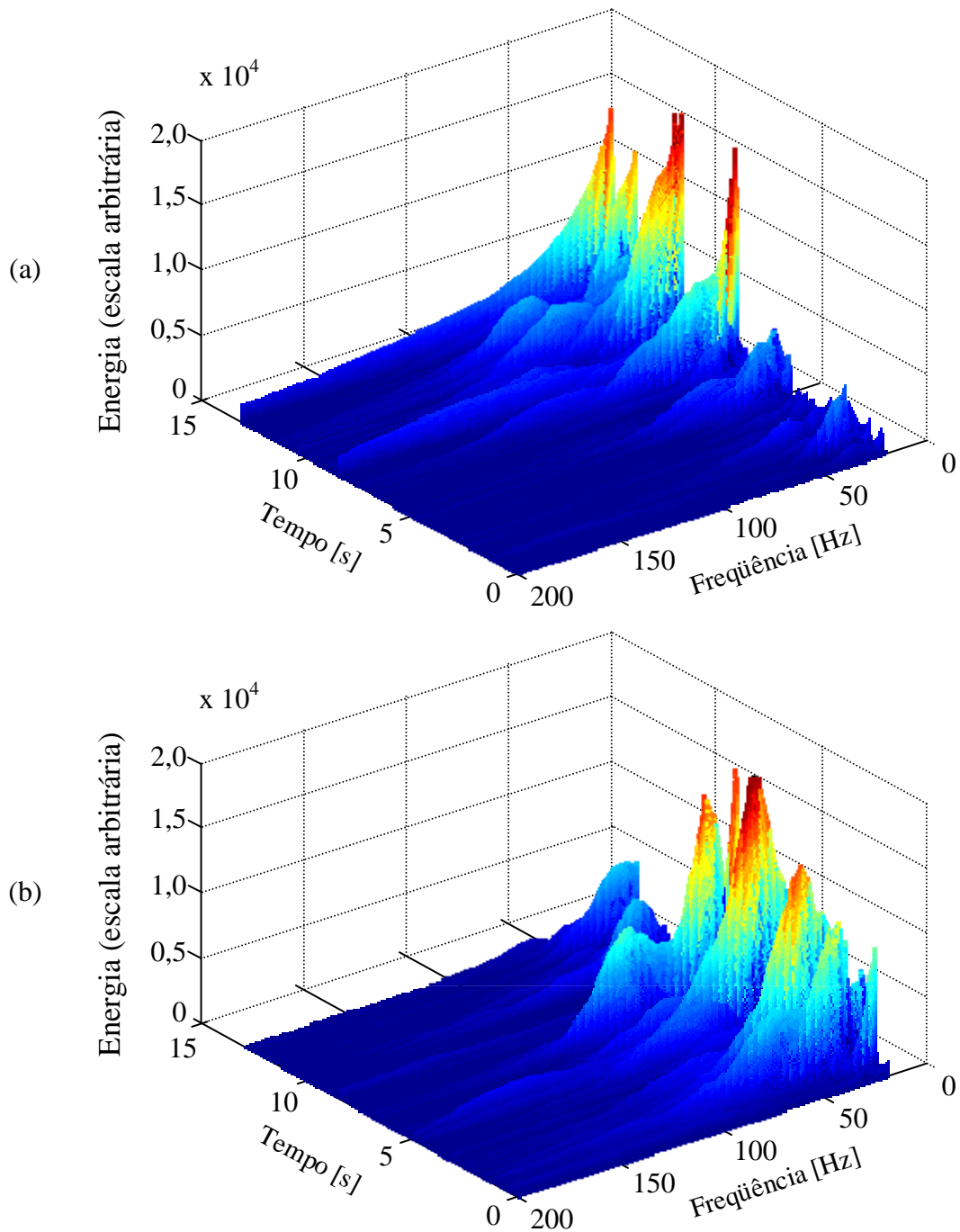


Figura 4.6 – Espectrogramas dos sinais de velocidades instantâneas da Fig. 4.4.

(a) Sonda 1 – V1. (b) Sonda 2 – V2.

Tabela 4.1 – Características estatísticas dos modos 1 e 2 da Fig. 4.4.

	Modo 1		Modo 2	
	V1	V2	V1	V2
Velocidade média [m/s]	3,62	23,18	23,65	3,50
Desvio padrão [m/s]	2,34	4,26	5,61	2,11
Assimetria (<i>skewness</i>)	3,17	-1,38	-1,92	3,09
Planicidade (<i>kurtosis</i>)	4,54	7,04	4,16	6,99

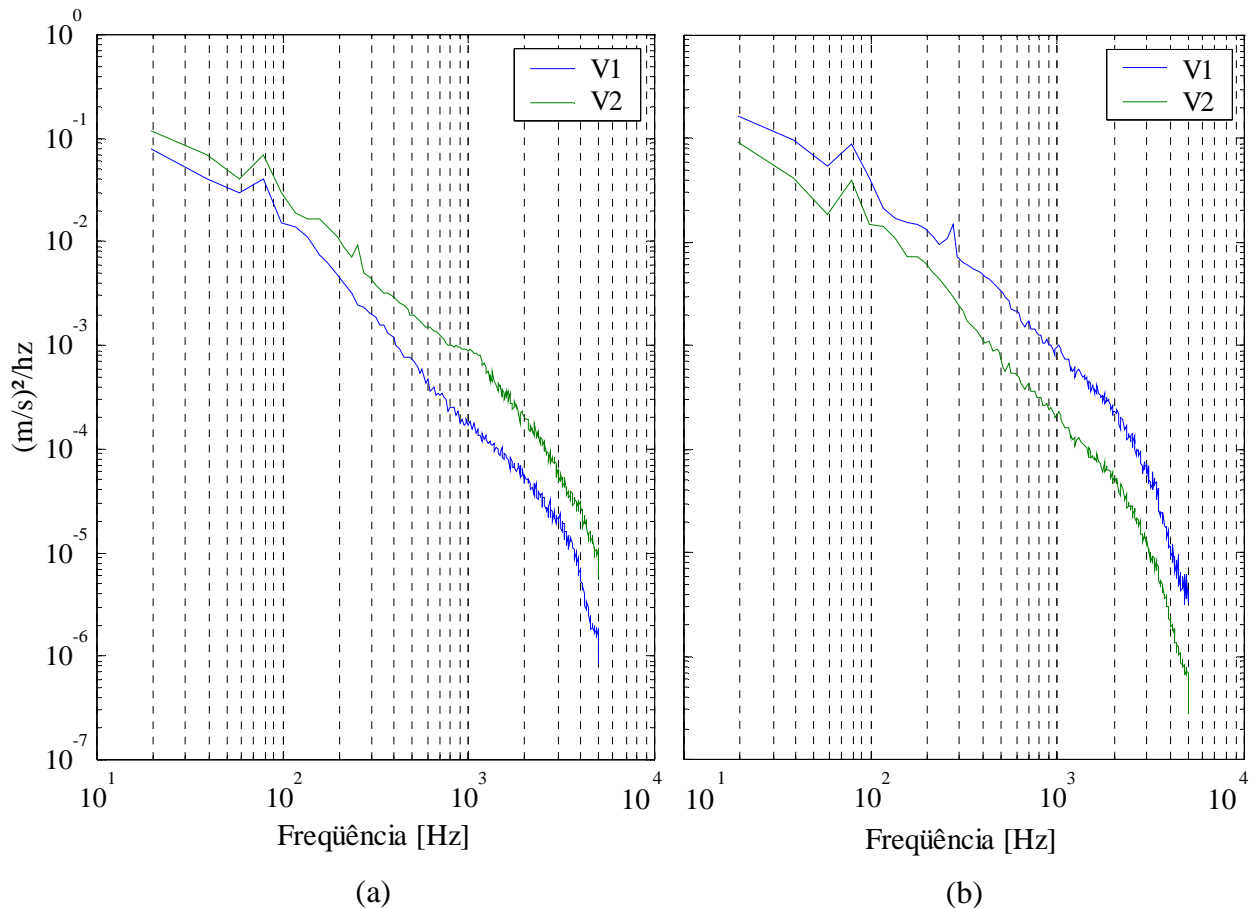


Figura 4.7 – Densidades espectrais de potência das flutuações de velocidade.

(a) modo 1, (b) modo 2.

A Fig. 4.8 mostra o resultado da visualização de escoamento para dois tubos dispostos lado a lado em canal hidráulico e com razão de espaçamento $p/d = 1,26$, no plano superior de visualização e $Re = 7,5 \times 10^3$. É possível observar na Fig. 4.8a, a formação de uma esteira larga atrás de um dos tubos (de coloração vermelha) e uma esteira estreita atrás do outro tubo (de coloração azul). Passados alguns instantes de tempo esse padrão é alterado, e o cilindro que apresentava a esteira larga, agora, tem uma esteira estreita (4.8b), e vice-versa. Para esta razão de espaçamento, durante todo o tempo de duração do filme, que é de 5 minutos, são observadas de 2 a 4 trocas entre os modos do escoamento. Os resultados para os planos médio e inferior de visualização mostram um comportamento similar ao que ocorre no plano superior.

A Fig. 4.9a mostra a os detalhes obtidos da filmagem lateral dos tubos, através da janela de vidro do canal hidráulico, para os três planos de visualização, mostrando que o escoamento, ao passar pelos tubos, percorre um trajeto predominantemente bidimensional. Esta imagem foi obtida originalmente com o sentido de escoamento da direita para a esquerda. Nesta figura ela aparece no o sentido contrário (da esquerda para a direita), para se adequar com a referência de todas as outras imagens.

As Figs. 4.9b, 4.9c e 4.9d mostram os detalhes obtidos dos espelhos inclinados dos planos de visualização superior, médio e inferior, respectivamente. Destas figuras também é possível perceber que o escoamento é praticamente bidimensional entre os tubos.

Os resultados observados tanto para os outros dois planos de visualização quanto para o número de Reynolds de $Re = 1,5 \times 10^4$ são similares. Através de uma comparação entre os resultados obtidos com os dois números de Reynolds, observa-se que para o valor mais baixo há a formação clara de vórtices na esteira. Já com o número de Reynolds mais alto, são visíveis apenas os rastros de tinta, e a observação de vórtices é mais difícil, devido à maior difusão da tinta. Contudo, a identificação da troca entre os modos do escoamento é clara.

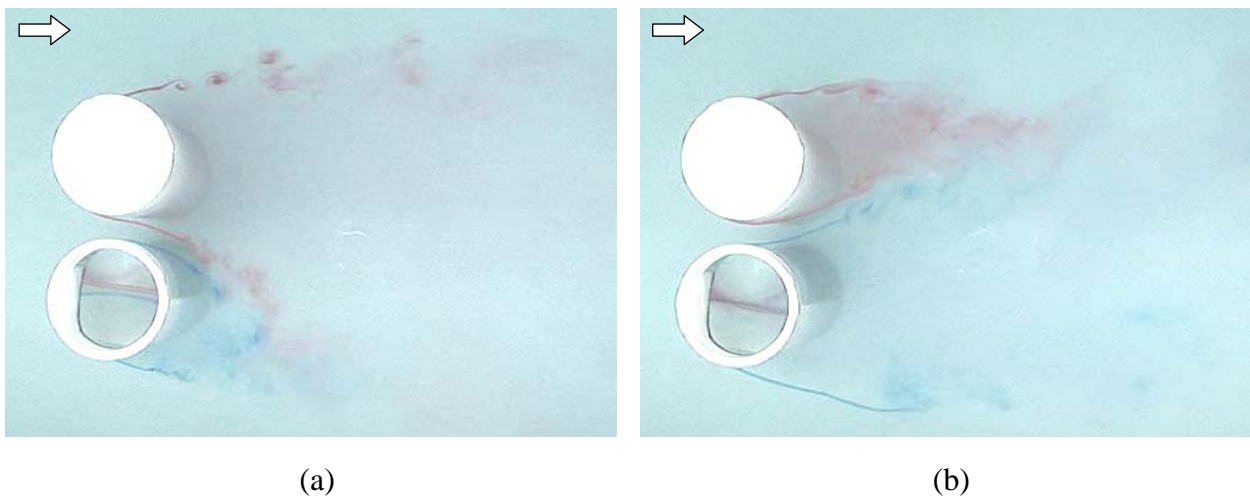


Figura 4.8 – Visualização de escoamento para dois tubos dispostos lado a lado. Razão $p/d = 1,26$. Plano superior de visualização. $Re = 7,5 \times 10^3$. (a) Modo 1. (b) Modo 2.

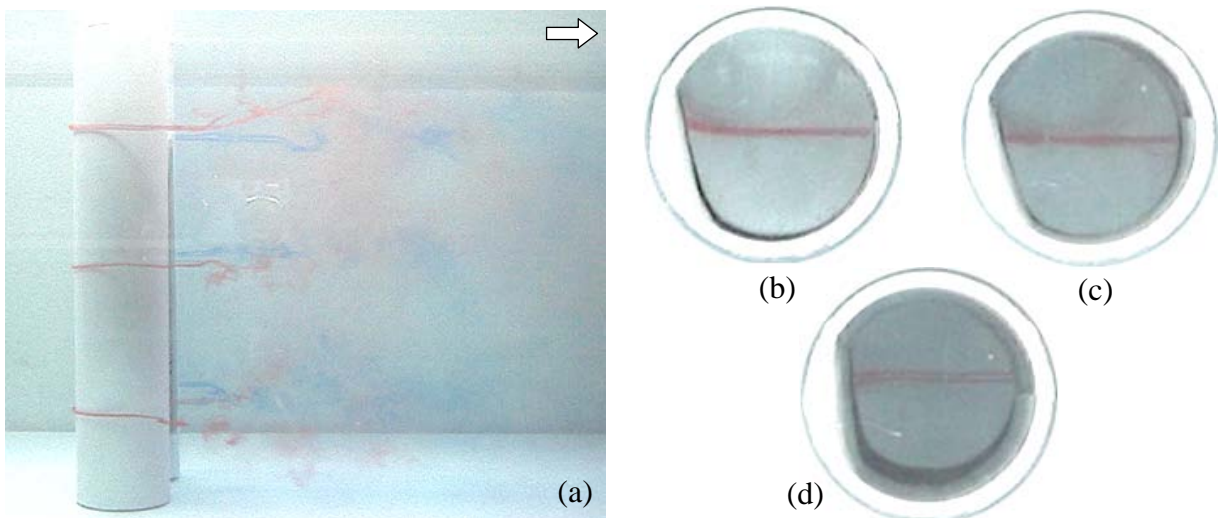


Figura 4.9 – (a) Detalhes da lateral, para os três planos de visualização. Razão $p/d = 1,26$. $Re = 7,5 \times 10^3$. Detalhe do espelho inclinado: (b) Plano superior, (c) médio e (d) inferior.

4.1.2. Resultados para a relação de espaçamento $p/d = 1,6$

Um estudo similar foi realizado para dois tubos dispostos lado a lado com uma relação de espaçamento $p/d = 1,6$. A Fig. 4.10 mostra os sinais de velocidade instantânea obtidos com uma frequência de aquisição de 10 kHz e 2^{16} (65536) pontos. O número de Reynolds do experimento é de $2,07 \times 10^4$ e a velocidade de referência é de 12,8 m/s.

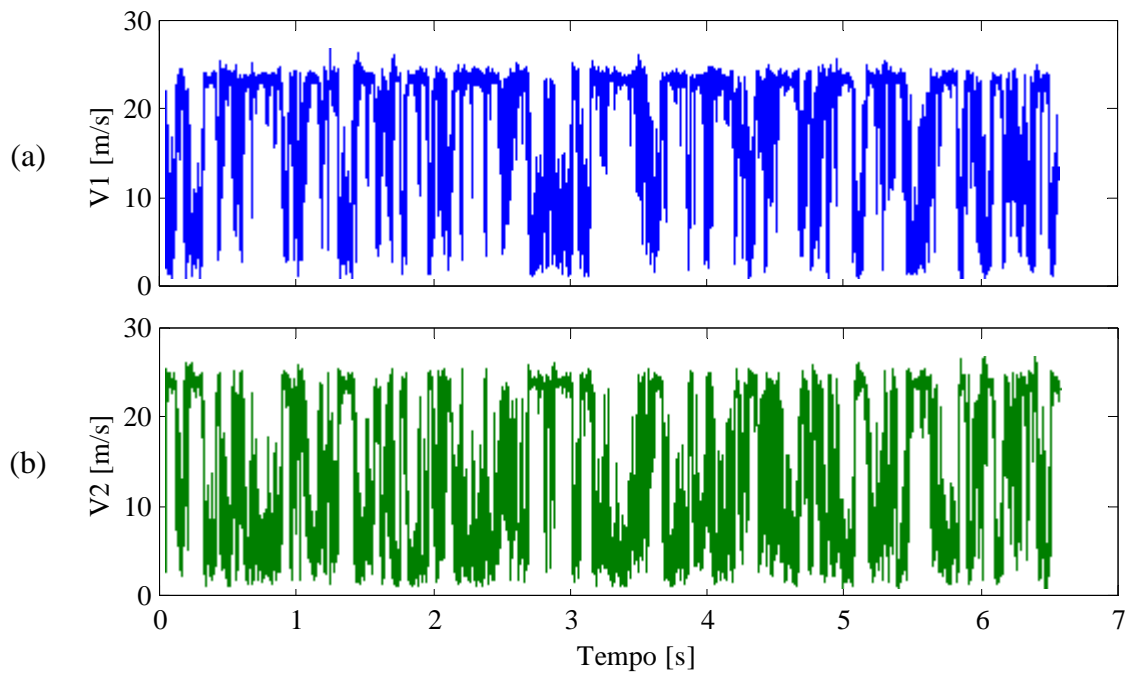


Figura 4.10 – Sinais de velocidades instantâneas obtidas para $f_s = 10$ kHz, $x = 10$ mm e $p/d=1,6$.

(a) Sonda 1 – V1. (b) Sonda 2 – V2.

Desta figura são observadas sucessivas trocas entre os modos do escoamento. Porém, as trocas não se dão de maneira tão bem definidas quanto para a razão de espaçamento $p/d = 1,26$. Os sinais adquiridos não chegam a se estabelecer em um patamar de velocidade por um período grande de tempo.

Reconstruindo estes sinais através de transformada discreta de ondaletas (Fig. 4.11), do tipo Db20 e nível 9 (frequências de até 9,76 Hz), observa-se que durante os 6,55 segundos de aquisição dos dados são verificadas 45 trocas entre os modos do escoamento. Nesta razão de espaçamento, para cada segundo, em média, ocorrem cerca de 5 trocas entre os modos, ou seja, 30 vezes mais rápido do que quando $p/d = 1,26$. Como o tempo entre as trocas é relativamente alto, uma análise estatística de cada um dos modos do escoamento através do cálculo dos momentos da função densidade de probabilidade é inviável.

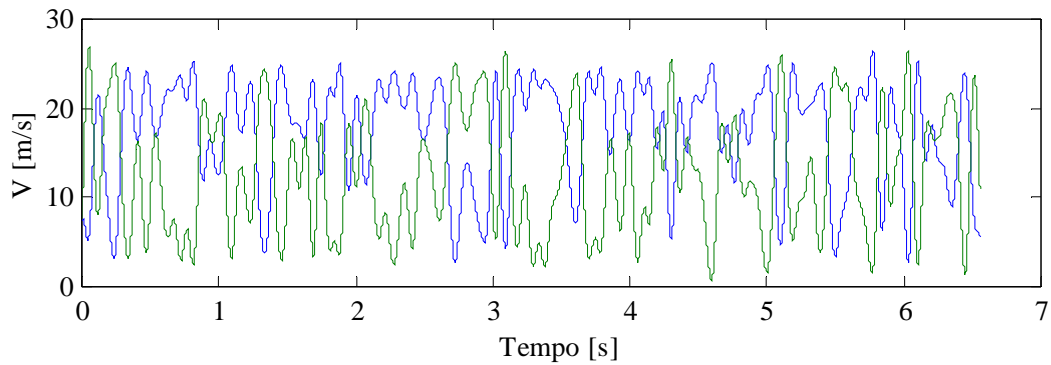


Figura 4.11 – Reconstrução dos sinais de velocidades instantâneas da Fig. 4.10 através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 9 (de 0 a 9,76 Hz). (— V1) (— V2).

A Fig. 4.12 exibe o resultado do cálculo da função de correlação cruzada entre os sinais V1 e V2, demonstrando a existência de uma oposição de fase.

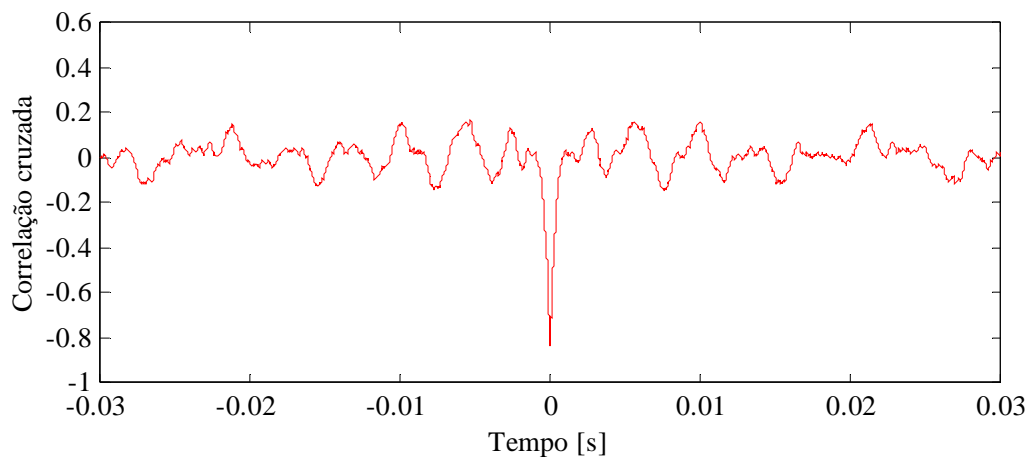


Figura 4.12 – Correlação cruzada entre os sinais de velocidade V1 e V2 da Fig. 4.10.

A Fig. 4.13 mostra uma ampliação dos sinais de velocidade no intervalo de tempo entre 1,2 e 1,61 segundos da Fig. 4.10. Para este caso é possível observar que de fato a troca entre os modos do escoamento não se dá de maneira instantânea. Há um crescimento gradativo tanto das flutuações de velocidade quanto da energia contida nos sinais de velocidade até o momento da troca.

A Fig. 4.14 mostra os espectrogramas das velocidades V1 e V2, gerados através de transformada contínua de ondaletas, com intervalos de frequência de 2 Hz, na faixa entre 20 e 300 Hz. A energia dos sinais é apresentada em escala de cores, e as informações referentes aos domínios do tempo e da frequência são exibidas no plano. As energias mais baixas são

representadas pela cor azul, e as energias mais altas são representadas por cores mais vivas, como a amarela e a vermelha. Este tipo de representação dos resultados dos espectrogramas da transformada contínua de ondaletas é utilizado para uma melhor localização temporal das energias dos sinais. Destes espectrogramas é possível observar que há uma distribuição de energia espalhada no intervalo de tempo entre 1,35 e 1,45 segundos, que corresponde ao intervalo da troca entre os modos do escoamento, para frequências entre 100 e 200 Hz.

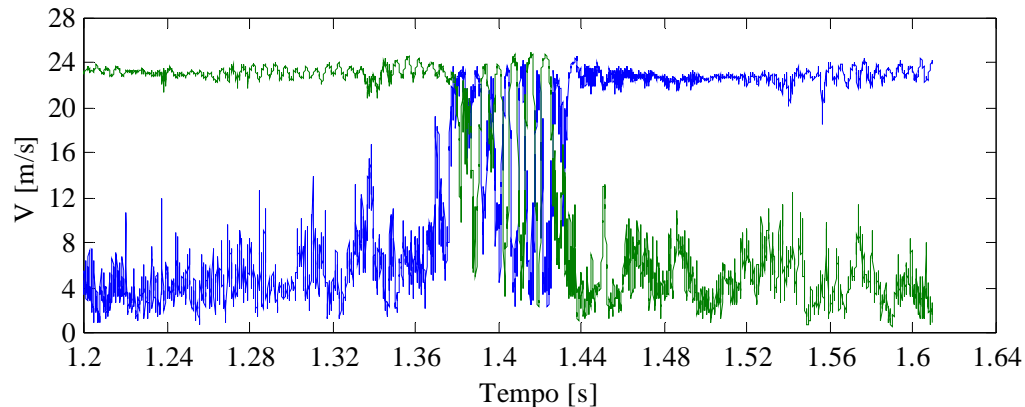


Figura 4.13 – Ampliação dos sinais de velocidade no intervalo de tempo entre 1,2 e 1,61 segundos da Fig. 4.10. (— V1) (— V2).

A Fig. 4.15 mostra o resultado da visualização de escoamento para dois tubos dispostos lado a lado em canal hidráulico e com razão de espaçamento $p/d = 1,6$, no plano superior de visualização e $Re = 7,5 \times 10^3$.

Através da análise das filmagens realizadas é difícil contar exatamente cada troca entre os modos do escoamento. Analisando conjuntamente os resultados obtidos com a técnica de anemometria de fio quente (Fig. 4.10) e as visualizações de escoamento (Fig. 4.15), se supõe que, como o espaço entre os tubos é maior que para o caso em que $p/d = 1,26$, o escoamento da fenda se desvia menos em relação à parte traseira de um dos cilindros, formando uma esteira estreita menos pronunciada. Assim, como a oscilação do escoamento da fenda é mais rápida, é mais difícil a contabilização das trocas entre os modos.

A Fig. 4.16a mostra os tubos de uma vista frontal, com ligeira elevação. É possível observar a injeção de tinta nos três planos de visualização simultaneamente. A Fig. 4.16b mostra os detalhes obtidos da filmagem lateral dos tubos. O escoamento, ao passar pelos tubos, também percorre um trajeto praticamente bidimensional. As Figs. 4.16c, 4.16d e 4.16e mostram os detalhes obtidos dos espelhos inclinados dos planos de visualização superior, médio e inferior, respectivamente, onde o escoamento entre os tubos também se mostra desta forma, e apenas os filetes de tinta do tubo ao lado são observados (em vermelho).

Os resultados observados tanto para os outros dois planos de visualização quanto para o número de Reynolds de $Re = 1,5 \times 10^4$ também são similares.

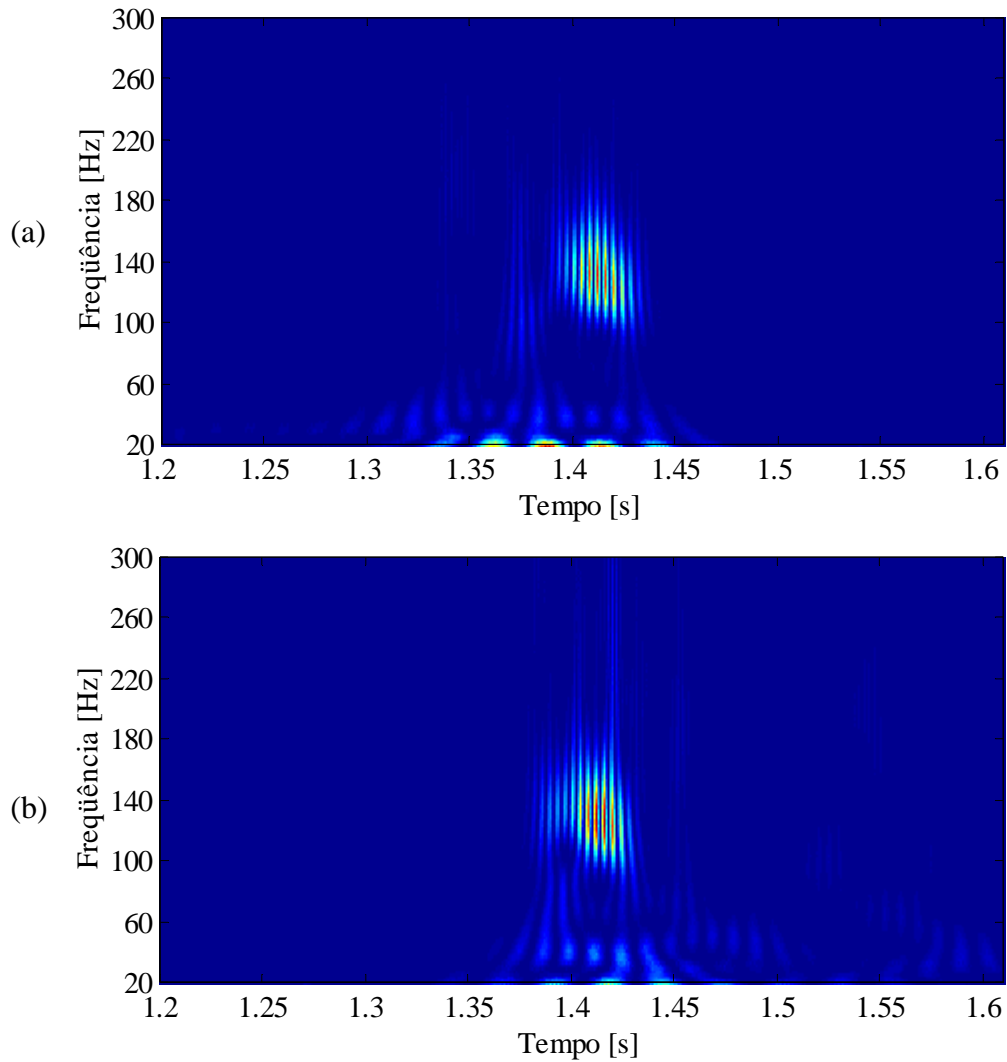


Figura 4.14 – Espectrogramas dos sinais de velocidades instantâneas da Fig. 4.13.

(a) Sonda 1 – V1. (b) Sonda 2 – V2.

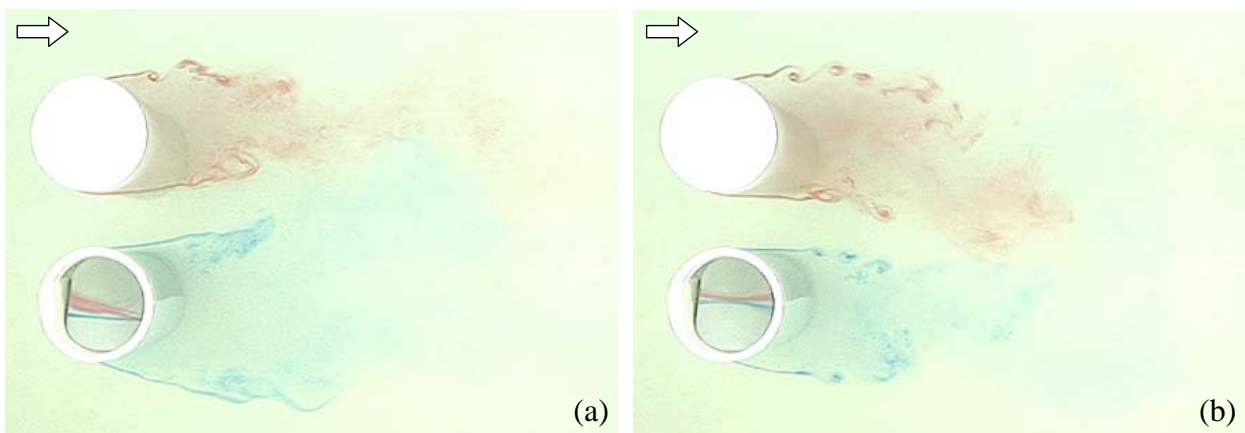


Figura 4.15 – Visualização de escoamento para dois tubos dispostos lado a lado. Razão $p/d = 1,6$. Plano superior de visualização. $Re = 7,5 \times 10^3$. (a) Modo 1. (b) Modo 2.

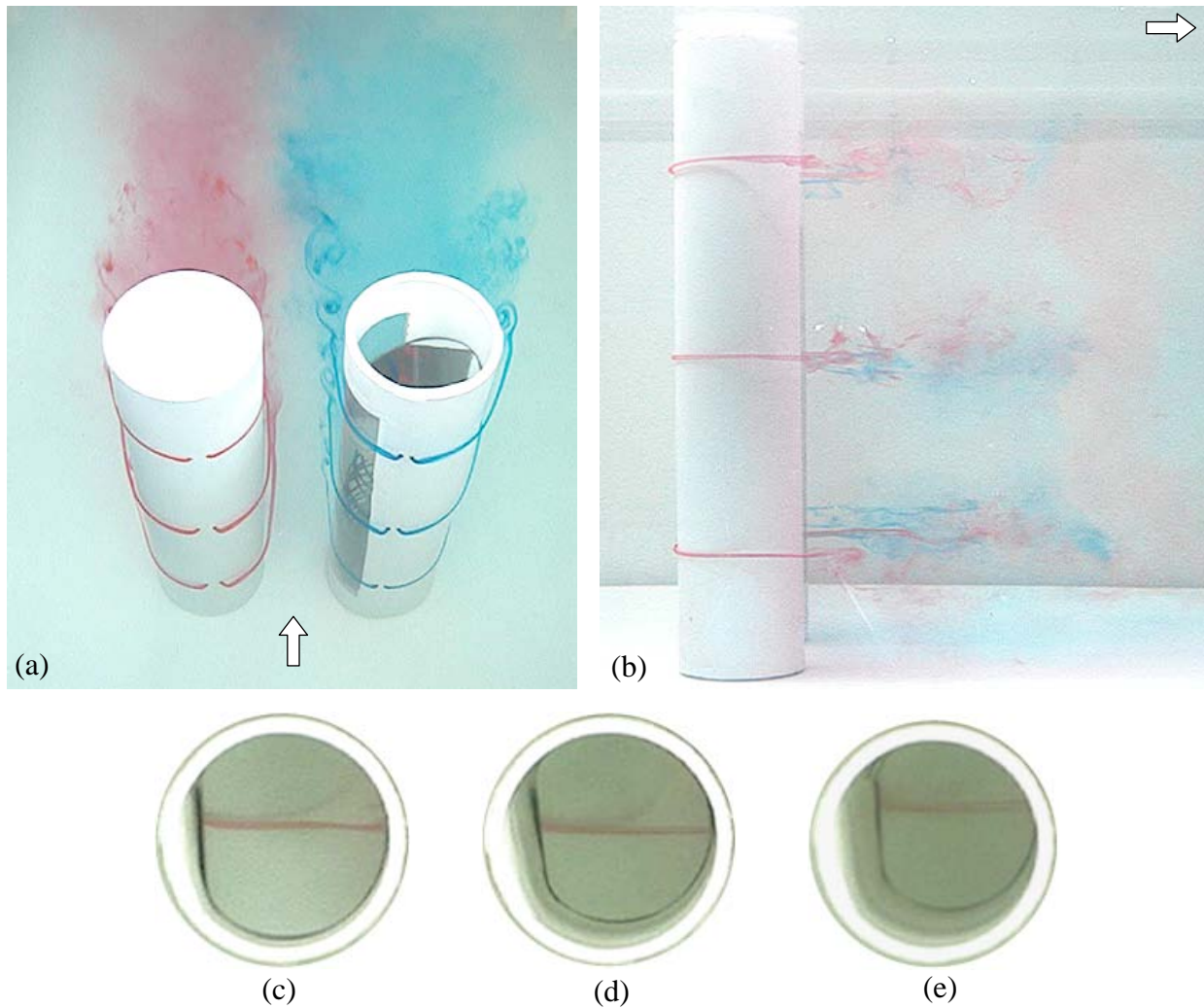


Figura 4.16 – Visualização de escoamento de dois tubos dispostos lado a lado. Razão $p/d = 1,6$. $Re = 7,5 \times 10^3$. (a) Vista frontal, com ligeira elevação. (b) Vista lateral. Detalhes dos espelhos inclinados: (c) Plano superior, (d) médio e (e) inferior.

A partir destas visualizações são visíveis alguns aspectos importantes da técnica experimental desenvolvida. Em algumas ocasiões, conforme o escoamento atravessa os tubos, a distribuição de pressão irregular força a tinta que está percorrendo suas periferias para um só lado. Assim, a tinta que deveria percorrer ambos os lados de um tubo se deflete para um único lado, o que não mais permite que sejam visualizadas as duas esteiras deste tubo (interna e externa). Para permitir que ambas as esteiras de vórtices dos tubos sejam visíveis, um ensaio preliminar é realizado, e os tubos são ligeiramente rotacionados até que a tinta percorra os dois lados de todos os tubos do experimento (Fig. 4.17). Então o canal hidráulico é desligado e ligado novamente, para evitar que o processo de movimentação dos tubos durante os testes interfira nos resultados das visualizações. Porém, ao rotacionar um dos tubos, a vista que é formada no espelho inclinado apresenta-se em ligeira inclinação. Contudo, a visualização das flutuações do

escoamento na direção transversal ainda é possível, levando em conta o movimento relativo entre as porções de corante que saem dos dois cilindros (o que contém o espelho móvel inclinado e o seu vizinho).

Também, dependendo do posicionamento da câmera digital sobre a seção de visualização, a interpretação dos detalhes do escoamento pode ser prejudicada. Conforme se deseja dar maior ênfase a um detalhe em especial, como as esteiras de vórtices dos cilindros, a câmera pode ser deslocada em relação ao espelho móvel e este não mais representará com fidelidade a flutuação transversal do escoamento manifestada através da deflexão da tinta ao passar pelos tubos.

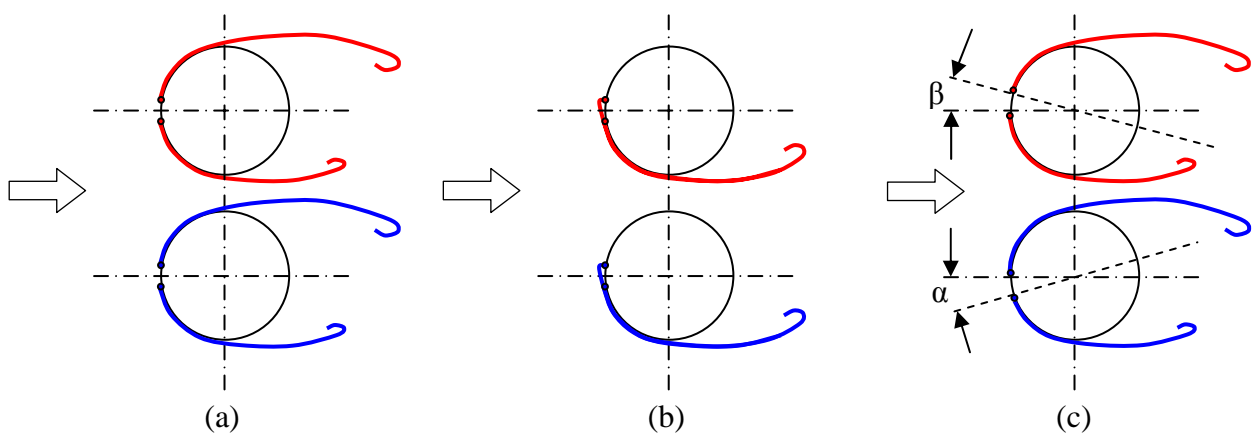


Figura 4.17 – Ilustrações esquemáticas do percurso de tinta ao passar pelos tubos.

(a) Caso ideal. (b) Deflexão da tinta para os lados. (c) Correção da angulação dos tubos.

Também é possível observar que a esteira larga, que por definição é maior que a estreita, aparece com menor contraste. Por ela possui maior área, e como a mesma quantidade de tinta é injetada nos tubos, a esteira larga apresentará uma difusão de tinta maior por área que a esteira estreita, que se mostrará mais marcante.

Outro aspecto é a maior dificuldade de se analisar o que ocorre no plano inferior de visualização, tanto pela distância até a câmera, que é maior, quanto pela coloração da tinta utilizada para este plano, que é a verde. A percepção desta cor parece ser ligeiramente inferior que as outras duas (vermelha e azul) na visualização em canal hidráulico. A cor verde é a que apresenta maior contraste com a cor vermelha, que, por exemplo, tem um grande comprimento de onda e alcança os olhos mais rapidamente (este é o motivo pelo qual ela é utilizada internacionalmente como cor de aviso, alarme ou perigo). Já a coloração azul é de curto

comprimento de onda, parecendo mais discreta. Como o plano de injeção escolhido para a coloração azul está mais próximo à câmera (plano superior) esta coloração é de fácil percepção.

Também o mecanismo dos espelhos móveis apresenta alguma dificuldade para atingir o plano inferior de visualização, em função da contração da mola. Deste modo, alguns vídeos que mostram as filmagens dos detalhes dos espelhos inclinados para este plano apresentam resultados com os corantes quase fora de sua área de visão.

Com isto, alguns aprimoramentos são sugeridos visando otimizar a técnica de visualização empregada, permitindo que sejam analisadas as esteiras de vórtices dos cilindros e a deflexão transversal do escoamento conjuntamente. São eles: Tentar utilizar uma angulação de saída relativa entre as tomadas de tinta diferente de 10° , visando não ser mais necessária a rotação dos cilindros para evitar que a tinta percorra apenas um lado dos tubos. Aprimorar o dispositivo de movimentação dos espelhos, para diminuir as eventuais dificuldades para se atingir o plano inferior de visualização.

4.2. Três tubos em arranjo triangular

4.2.1. Um tubo a montante e dois tubos a jusante

Para identificar o fenômeno da biestabilidade em arranjos triangulares de tubos, primeiramente foi montado o experimento ilustrado na Fig. 4.18. Medições de velocidade instantânea foram realizadas para $x = 10, 20, 30, 40$ e 50 mm, onde “ x ” é a distância entre o centro dos tubos e as sondas, a jusante, que são alinhadas às linhas tangentes às geratrizes internas dos tubos. A razão de espaçamento escolhida para este experimento foi $p/d = 1,6$, sendo o número de Reynolds de $2,98 \times 10^4$ e a velocidade de referência de $14,9$ m/s.

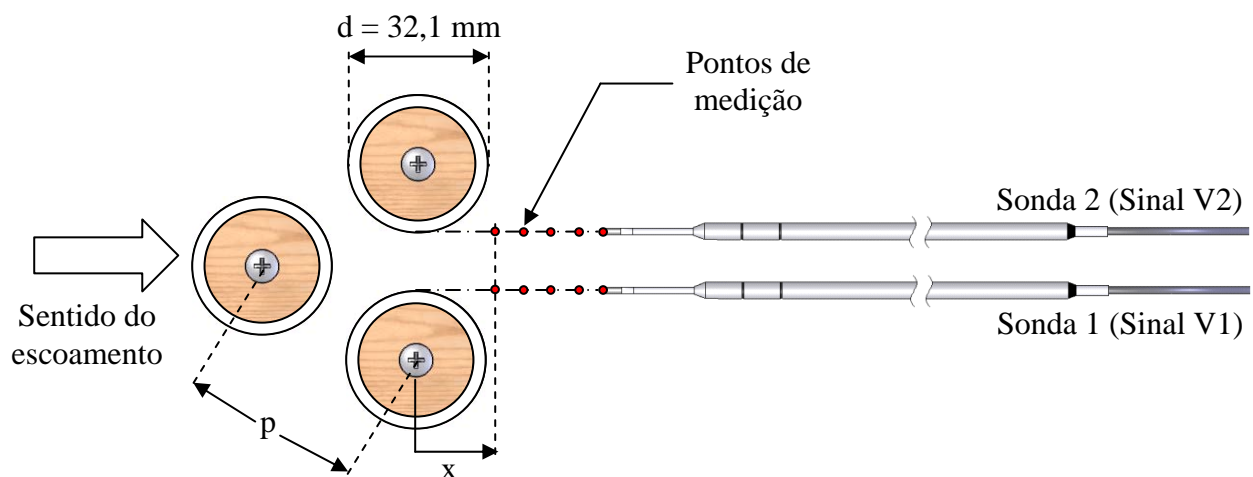


Figura 4.18 – Geometria dos três tubos em arranjo triangular utilizada nos experimentos: um tubo a montante e dois tubos a jusante, com o posicionamento das sondas.

A Fig. 4.19 mostra os sinais de velocidade instantânea obtidos para a distância $x = 10$ mm, com uma frequência de aquisição de 1000 Hz e 2^{17} (131072) pontos. São observadas diversas e sucessivas trocas entre os patamares de velocidade das sondas, caracterizando o comportamento biestável. Através da reconstrução destes sinais por transformada discreta de ondaletas (Fig. 4.20), tipo Db20 e nível 7 (de 0 a $3,9063$ Hz), são observadas cerca de 55 trocas durante os $131,1$ segundos de observação.

Os sinais obtidos a uma frequência de aquisição de 25 kHz, para a mesma posição e número de pontos são exibidos nas Figs. 4.21a e 4.21b. Deles é possível observar apenas uma troca entre modos, devido à redução do tempo de observação ($5,24$ segundos). As Figs. 4.21c e 4.21d mostram as reconstruções destes sinais por transformada discreta de ondaletas de níveis 11

e 12, e que correspondem a um intervalo de frequências de 0 a 6,1035 Hz e de 0 a 3,0517 Hz, respectivamente. Destas reconstruções se observa a ocorrência de uma troca entre os modos do escoamento no instante de tempo de 2,25 segundos.

Para analisar o conteúdo de energia dos sinais de velocidade, a Fig. 4.22 apresenta seus espectrogramas, de onde é possível observar que para os 2,25 primeiros segundos o sinal V1 (Fig. 4.22a) apresenta baixos valores, distribuídos na faixa de 20 a 150 Hz, relativo a esteira larga. O contrário ocorre com o sinal V2 (Fig. 4.22b), que apresenta valores de energia mais altos nesta faixa, relativo à alta velocidade medida do escoamento desviado. Após 2,25 segundos este comportamento se altera, porém, ocorrendo saltos de energia para outras faixas de frequência, referentes a um modo intermediário do escoamento (segundo Alam et al., 2003).

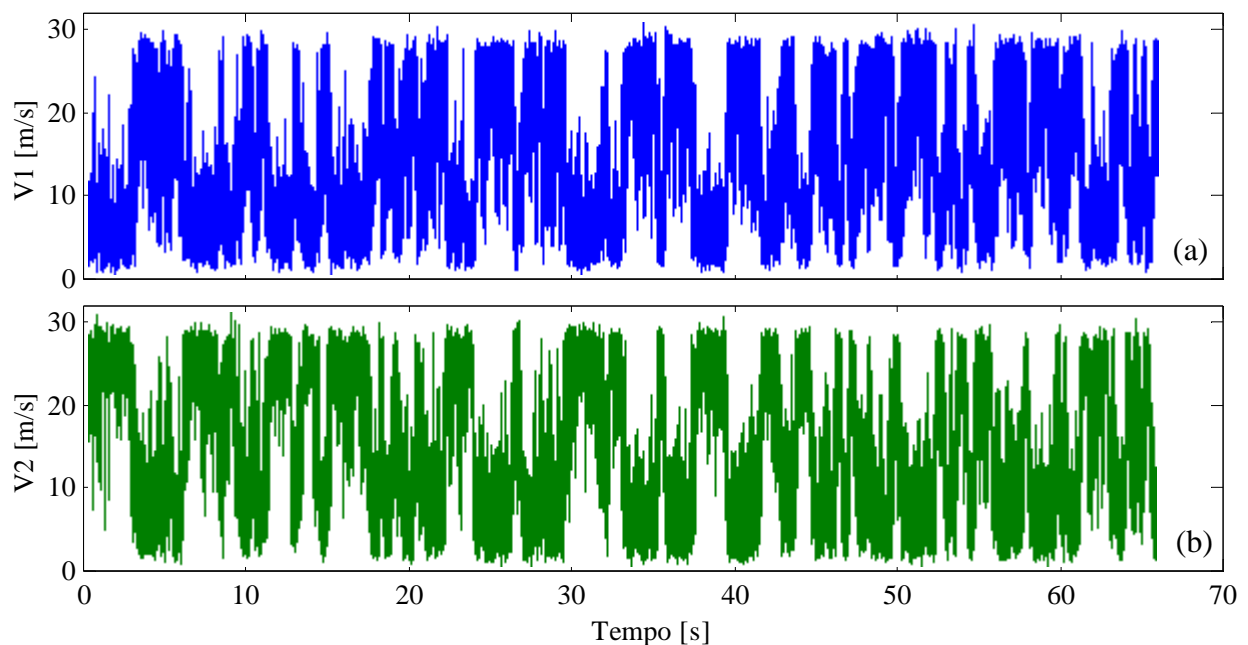


Figura 4.19 – Sinais de velocidades instantâneas obtidas para $f_s = 1000$ Hz, $x = 10$ mm e $p/d=1,6$.

(a) Sonda 1 – V1. (b) Sonda 2 – V2.

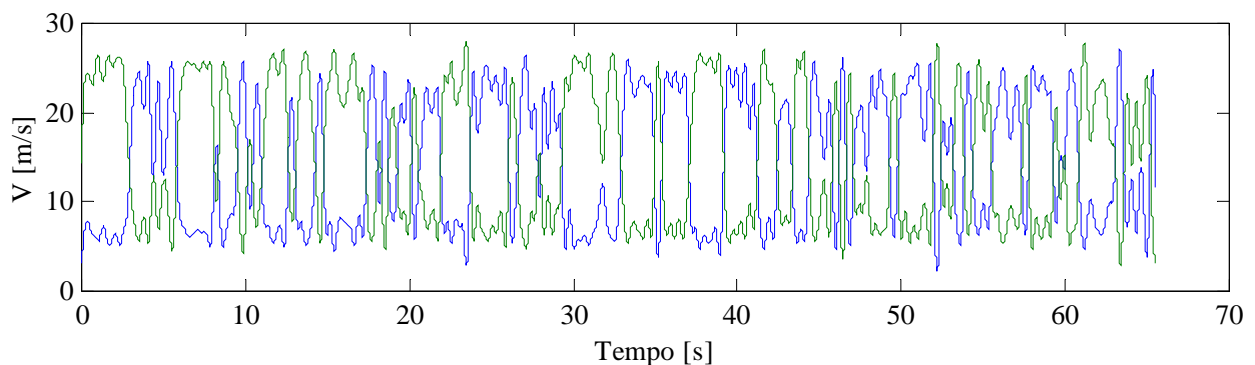


Figura 4.20 – Reconstrução dos sinais de velocidades instantâneas da Fig. 4.19 através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 7 (de 0 a 3,9063 Hz). (— V1) (— V2).

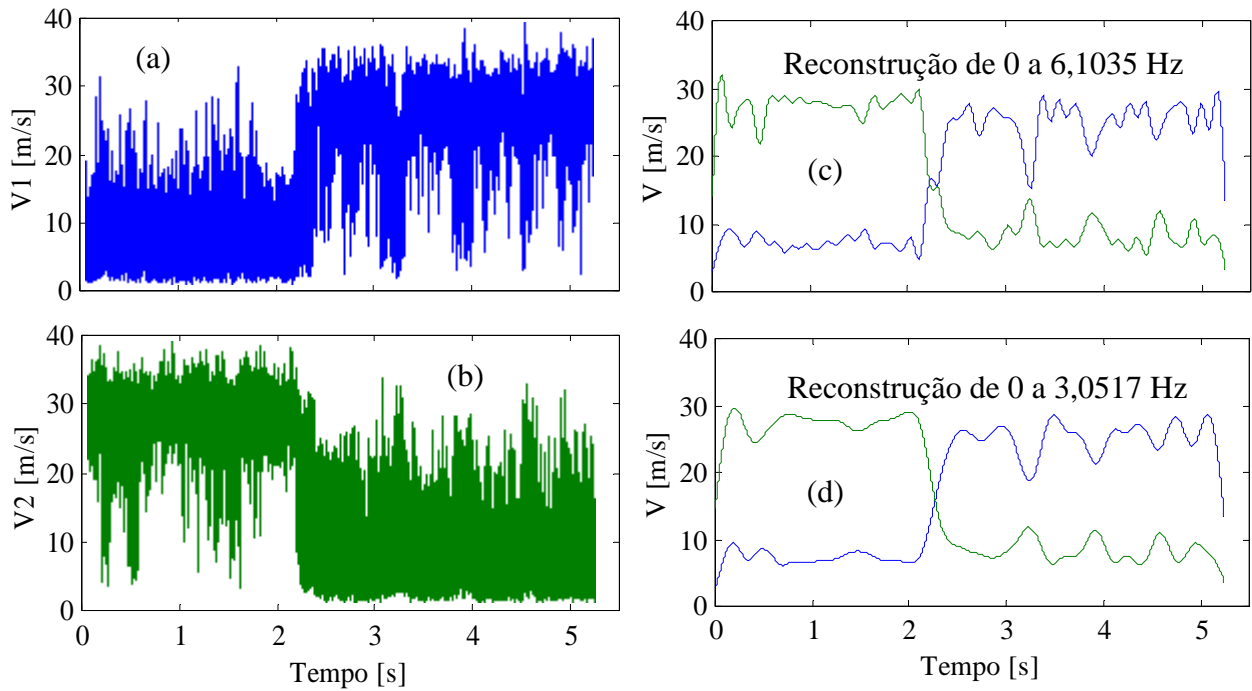


Figura 4.21 – Sinais de velocidades instantâneas obtidas para $f_s = 25$ kHz, $x = 10$ mm e $p/d=1,6$.
 (a) Sonda 1 – V1. (b) Sonda 2 – V2. Reconstrução dos sinais de velocidades através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e níveis: (c) 11 e (d) 12. (— V1) (— V2).

Visando estudar o comportamento estatístico de cada modo do escoamento, os sinais V1 e V2 foram separados nos modos 1 (de 0,6 a 1,91 segundos, com 32768 pontos) e 2 (de 2,4 a 5,02 segundos, com 65536 pontos). A Tab. 4.2 mostra as características estatísticas dos dois modos, de onde se observa que a mudança da velocidade dos sinais carrega consigo as suas próprias características, que estão associadas com a mudança na direção do escoamento da fenda.

Os espectros de flutuação dos dois sinais de velocidades da Fig. 4.21a e 4.21b, divididos nos dois modos de escoamento, obtidos através da função densidade espectral de potência são mostrados na Fig. 4.23. Para o modo 1 (Fig. 4.23a) é visível um pico de energia na frequência de 109 Hz, para as duas sondas, o que corresponde a um número de Strouhal de 0,156, calculado com a velocidade de referência da fenda (22,37 m/s). Esses valores estão relacionados aos vórtices da esteira larga. Na mesma figura, para o sinal V2, há outro pico em 334 Hz, correspondente a $S = 0,479$, que está relacionado com a esteira estreita. No modo 2 (Fig. 4.23b) o pico de energia referente a esteira estreita aparece no sinal V1, em 340 Hz ($S = 0,488$). Já o pico referente à esteira larga é visível nos dois sinais, em 124 Hz ($S = 0,178$). O pico de energia no espectro referente ao modo intermediário do escoamento não foi identificado. Contudo, os valores do erro médio estatístico (ε) e da largura de banda de frequências (Be) utilizados no cálculo destes espectros apresentam valores relativamente altos ($\varepsilon = 25\%$ e $Be = 12,2$ Hz), em função do pequeno tempo de amostragem e da alta frequência de

aquisição dos sinais (25 kHz). Em função disso, os picos nos espectros podem ou não estar dispostos em locais ligeiramente diferentes dos apresentados aqui, mas sem alterar significativamente os números de Strouhal. Também, devido à alta razão de bloqueio durante estas medições (33 %), os números de Strouhal calculados para este experimento são altos. West e Apelt, 1984, apresentam um estudo sobre a relação existente entre a razão de bloqueio e a frequência de desprendimento de vórtices, e mostram que o número de Strouhal cresce com o aumento da razão de bloqueio. Assim, é esperado que os números de Strouhal calculados para este caso, com tubos de diâmetro maior, sejam maiores.

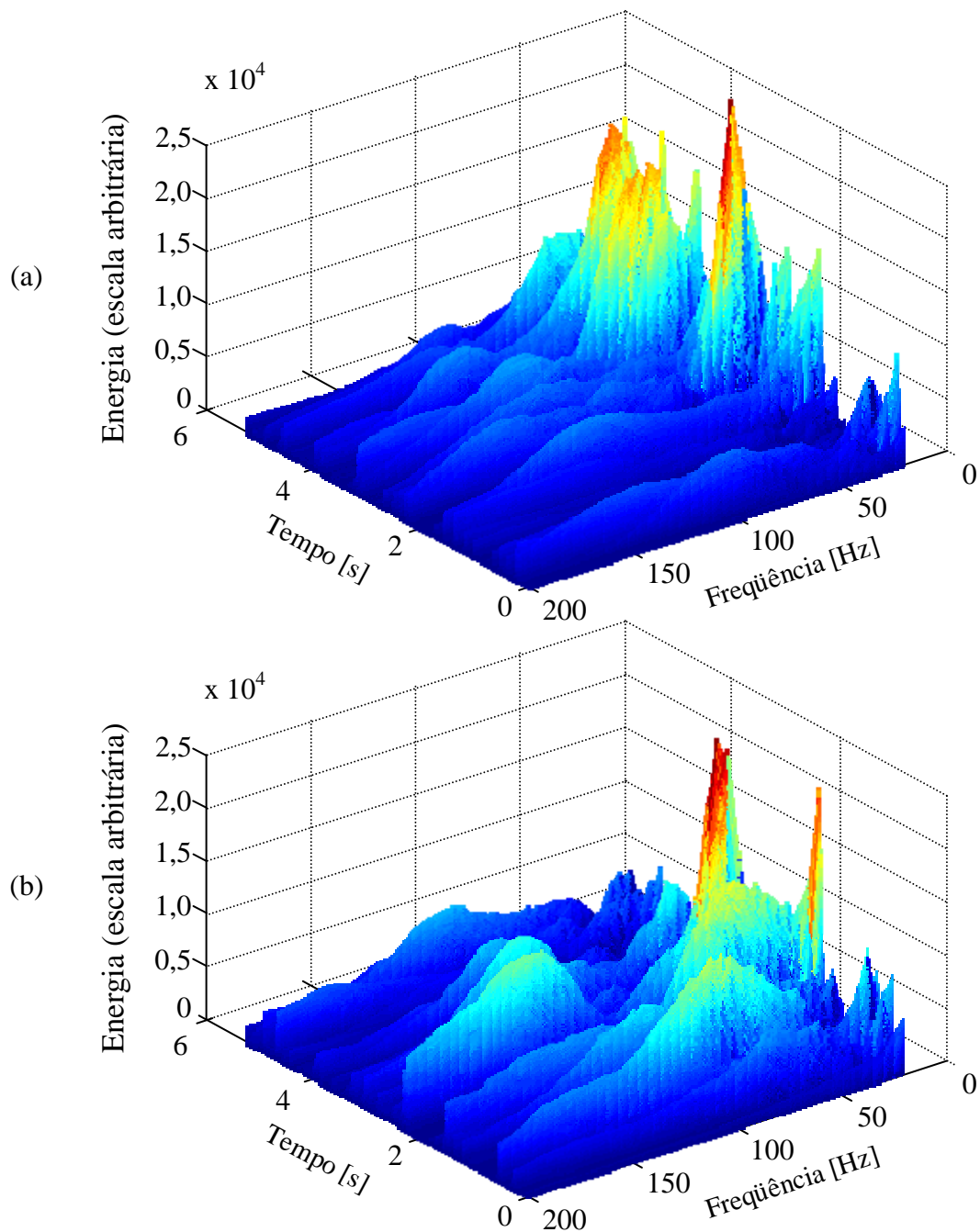


Figura 4.22 – Espectrogramas dos sinais de velocidades instantâneas das Figs. 4.21a e 4.21b.

(a) Sonda 1 – V1. (b) Sonda 2 – V2.

Tabela 4.2 – Características estatísticas dos modos 1 e 2 das Figs. 4.21a e 4.21b.

	Modo 1		Modo 2	
	V1	V2	V1	V2
Velocidade média [m/s]	6,47	25,58	23,28	7,66
Desvio padrão [m/s]	3,45	2,87	4,59	4,6
Assimetria (<i>skewness</i>)	1,46	-1,63	-1,84	1,26
Planicidade (<i>kurtosis</i>)	7,22	10,11	6,79	4,71

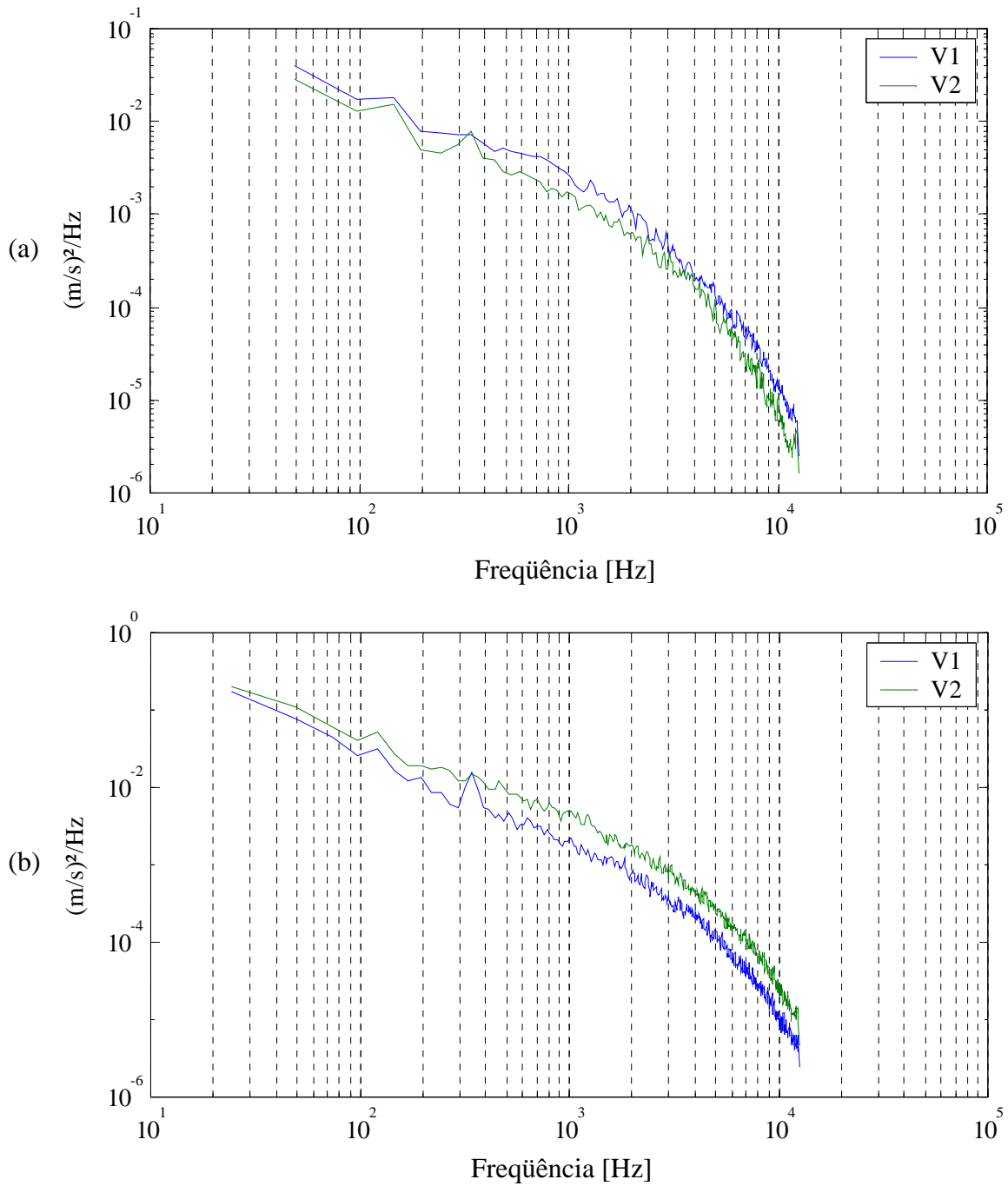


Fig. 4.23 – Densidades espectrais de potência das flutuações de velocidade.

(a) modo 1, (b) modo 2.

A Fig. 4.24 mostra o resultado da visualização de escoamento para três tubos (um disposto a montante e dois a jusante) em canal hidráulico e com razão de espaçamento $p/d = 1,6$, no plano médio de visualização e $Re = 7,5 \times 10^3$. É possível observar na Fig. 4.24a, a formação de uma esteira larga atrás de um dos tubos a jusante (de coloração azul) e uma esteira estreita atrás do outro tubo (de coloração vermelha). Passados alguns instantes de tempo esse padrão é alterado, e o cilindro que apresentava a esteira larga, agora, tem uma esteira estreita (4.24b), e vice-versa.

É observado que as trocas ocorrem diferentemente entre os 3 planos de visualização (Fig. 4.25). Enquanto no plano superior podemos ter o modo 1 estabelecido, no plano médio ou inferior um outro modo pode se fazer presente, mostrando um grande efeito na tridimensionalidade dos efeitos do escoamento.

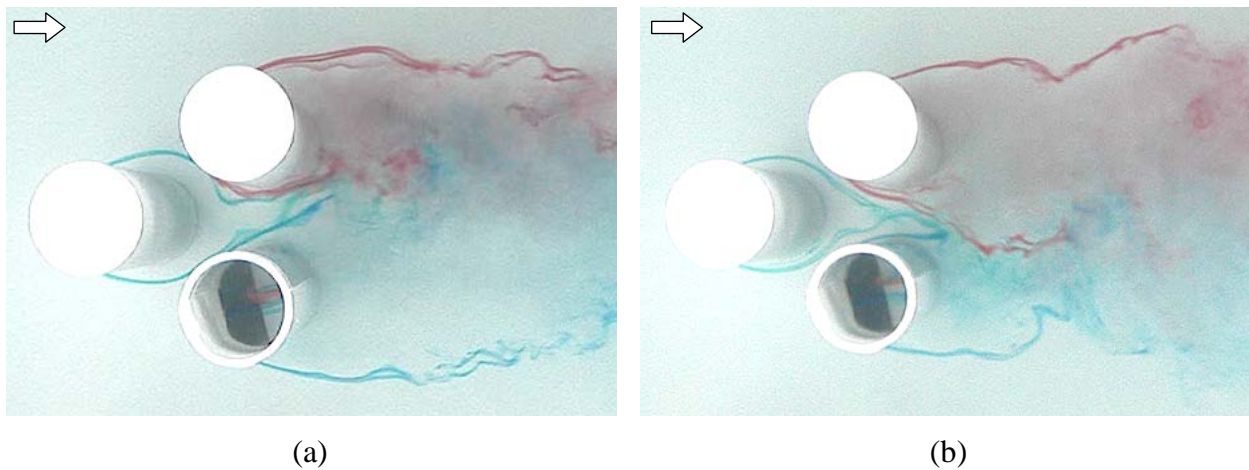


Figura 4.24 – Visualização de escoamento para três tubos (um a montante e dois a jusante). Razão $p/d = 1,6$. Plano médio de visualização. $Re = 7,5 \times 10^3$. (a) Modo 1. (b) Modo 2.

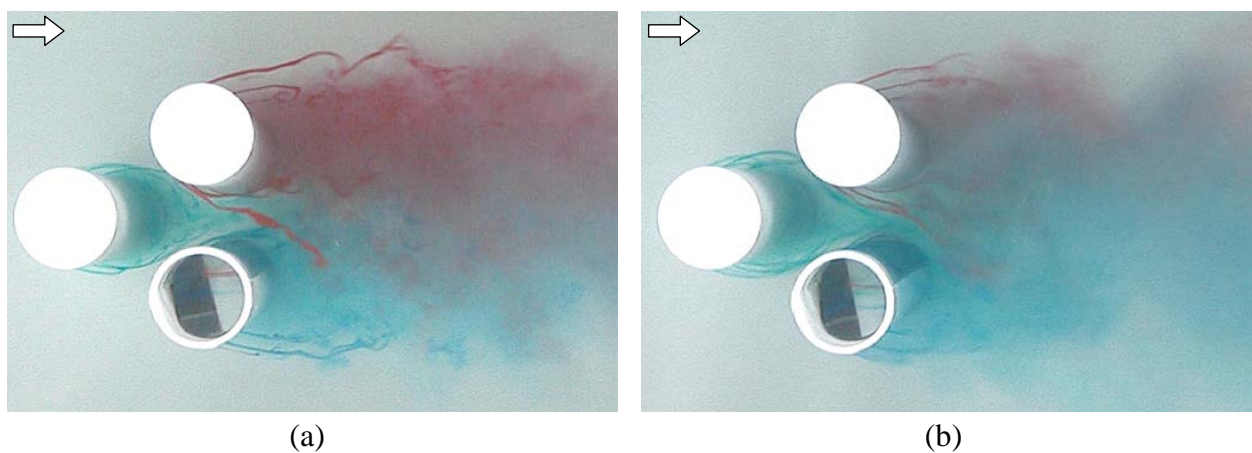


Figura 4.25 – Visualização do escoamento para os três planos simultaneamente. Razão $p/d = 1,6$. (a) $Re = 7,5 \times 10^3$. (b) $Re = 1,5 \times 10^4$.

A Fig. 4.26a mostra os detalhes da lateral dos tubos, para os três planos de visualização, e um $Re = 7,5 \times 10^3$. As Figs. 4.26b, 4.26c e 4.26d mostram detalhes dos espelhos inclinados, para os planos de visualização superior, médio e inferior, respectivamente, com o mesmo número de Reynolds. Destas figuras também se observa que o escoamento adquire uma ligeira componente transversal ao passar pelos tubos a jusante. Neste caso, por componente transversal entende-se como a componente contida no plano paralelo ao eixo dos tubos, ou seja, na direção vertical. Os resultados observados tanto para os outros dois planos de visualização quanto para o número de Reynolds de $Re = 1,5 \times 10^4$ são similares.

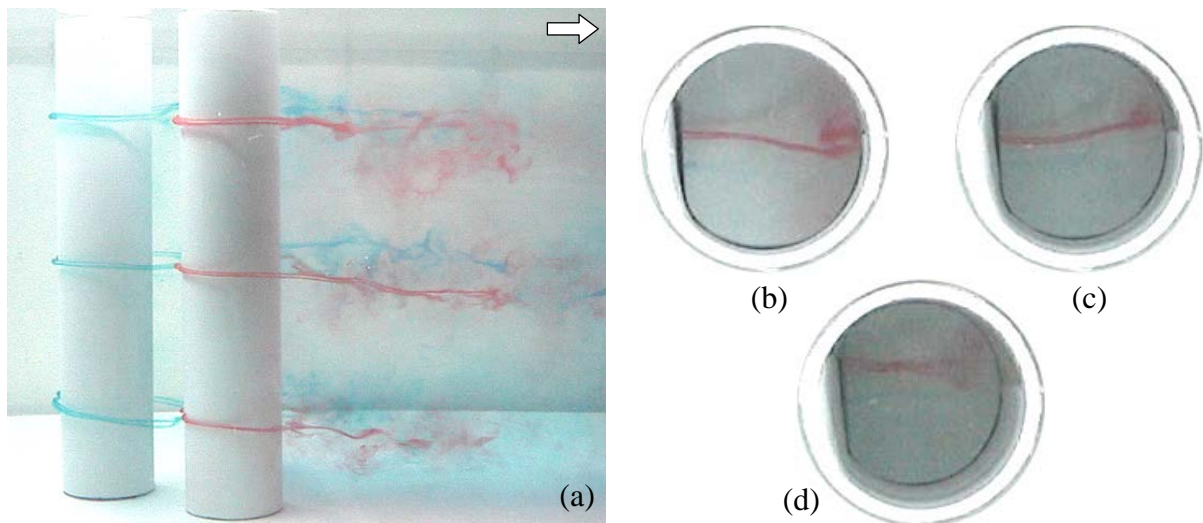


Figura 4.26 – (a) Detalhes da lateral, para os três planos de visualização. Razão $p/d = 1,6$. $Re = 7,5 \times 10^3$. Detalhe do espelho inclinado: (b) Plano superior, (c) médio e (d) inferior.

A Fig. 4.27 mostra o padrão do escoamento observado para este experimento, onde as esteiras externas dos tubos a jusante são claramente visíveis. Já as esteiras internas se amalgamam, aparecendo de forma “tremida”.

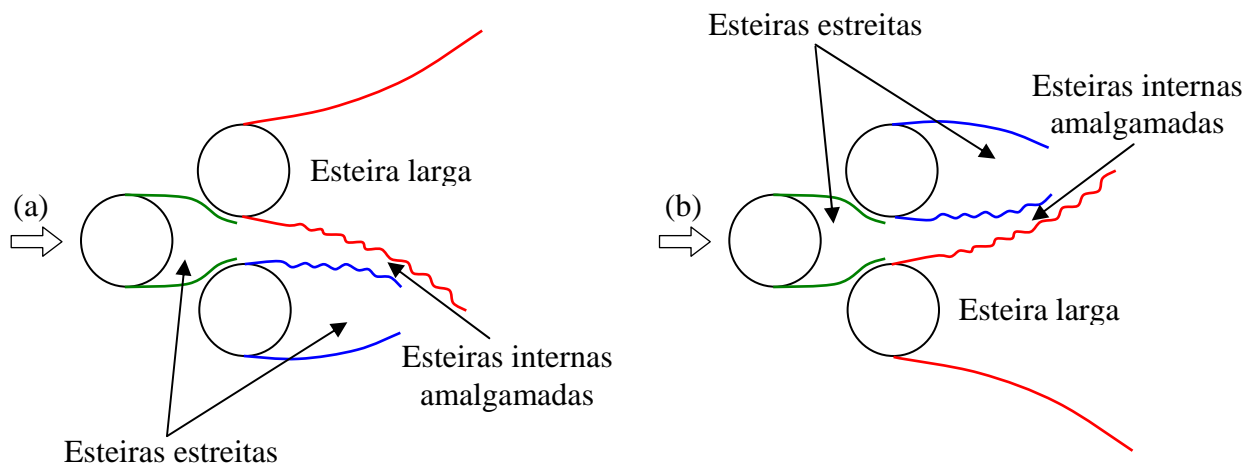


Figura 4.27 – Padrões do escoamento para três tubos (um a montante e dois a jusante).

(a) Modo 1. (b) Modo 2.

4.2.2. Dois tubos a montante e um tubo a jusante

De maneira similar foi realizado um estudo com três tubos, conforme o ilustrado na Fig. 4.28. As medições de velocidade instantânea também foram realizadas para $x = 10, 20, 30, 40$ e 50 mm, e a razão de espaçamento é de $p/d = 1,6$, com o mesmo número de Reynolds e velocidade de referência do experimento anterior.

As Figs. 4.29a e 4.29b mostram os sinais de velocidade instantânea obtidos para a distância $x = 10$ mm, com uma frequência de aquisição de 1000 Hz e 2^{17} (131072) pontos. Não é observada nenhuma troca entre os patamares de velocidade em ambos os sinais, também evidenciado através da reconstrução destes sinais por transformada discreta de ondaletas (Figs. 4.29c e 4.29d), tipo Db20 e níveis 10 e 9 (de 0 a $0,488$ Hz e de 0 a $0,976$ Hz, respectivamente), ou seja, o fenômeno biestável não foi identificado nesta configuração.

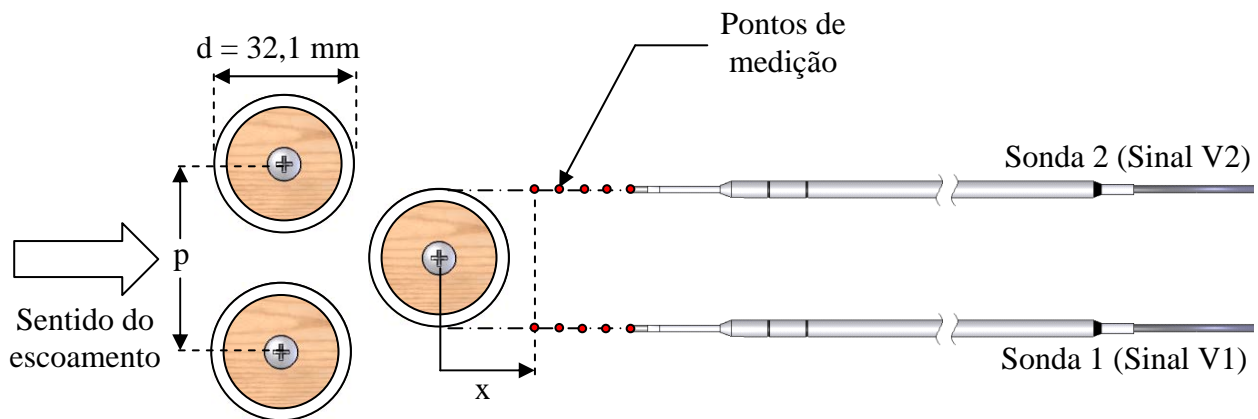


Figura 4.28 – Geometria dos três tubos em arranjo triangular utilizada nos experimentos: dois tubos a montante e um tubo a jusante, com o posicionamento das sondas.

Como ambos os sinais de velocidade apresentam uma característica estacionária, uma análise estatística pode ser realizada sem a necessidade de divisão destes em modos diferentes. Assim, os sinais são analisados durante todos os $131,1$ segundos de observação, sem cortes. A Tab. 4.3 mostra as características estatísticas destas duas series.

A função de correlação cruzada entre os sinais de velocidade $V1$ e $V2$ das Figs. 4.29a e 4.29b é exibida na Fig. 4.30 de onde se observa uma fase de 180° entre eles.

Os espectros de flutuação dos dois sinais de velocidades das Figs. 4.29a e 4.29b, obtidos através da função densidade espectral de potência são mostrados na Fig. 4.31, de onde são observados três picos de energia nas frequências de $60, 120$ e 180 Hz. O primeiro pico corresponde ao desprendimento de vórtices do tubo a jusante, com um número de Strouhal de $S = 0,086$. Os outros dois picos de frequência se referem ao primeiro e segundo harmônicos, e

são inerentes ao desprendimento de vórtices em tubos submetidos a escoamento cruzado (Ziada, 2004), correspondendo aos números de Strouhal $S = 0,172$ e $S = 0,258$, respectivamente.

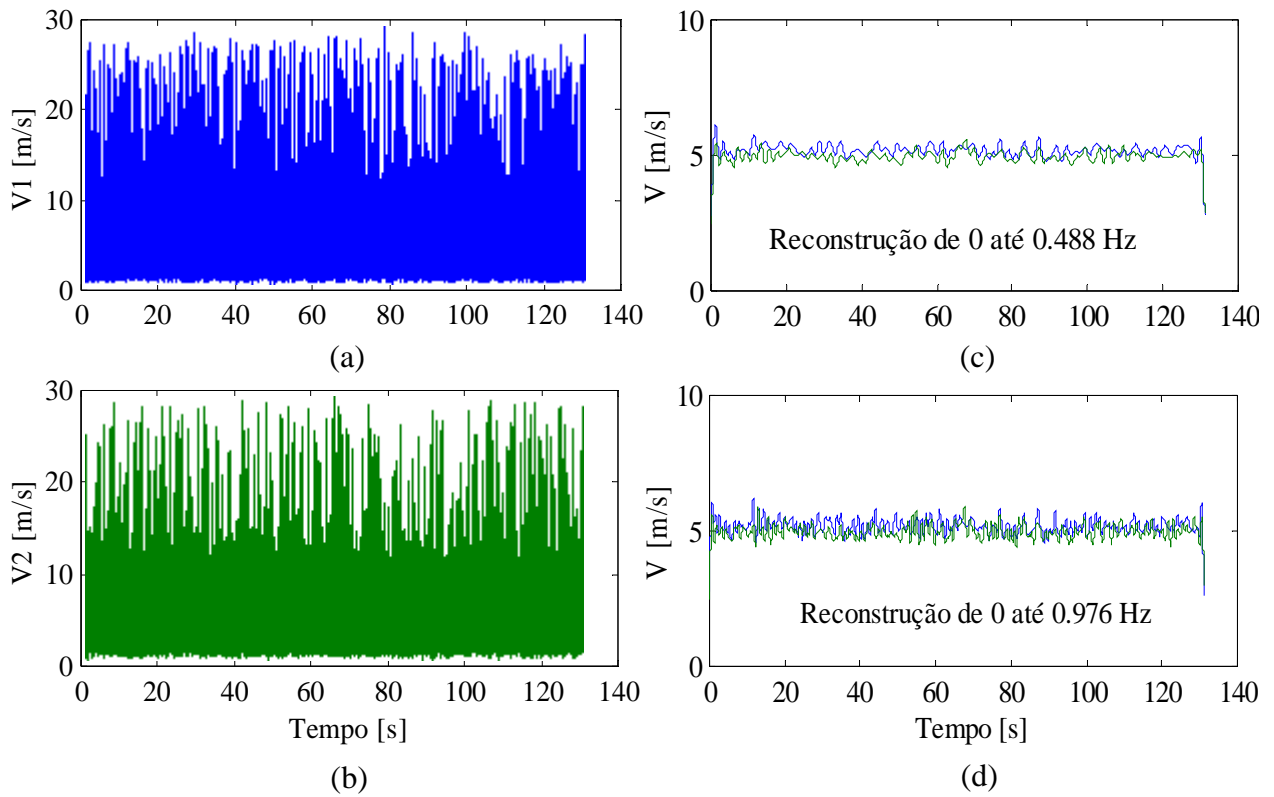


Figura 4.29 – Sinais de velocidades instantâneas obtidas para $f_s = 1000$ Hz, $x = 10$ mm e $p/d=1,6$.

(a) Sonda 1 – V1. (b) Sonda 2 – V2. Reconstrução dos sinais de velocidades através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e níveis: (c) 10 e (d) 9. (— V1) (— V2).

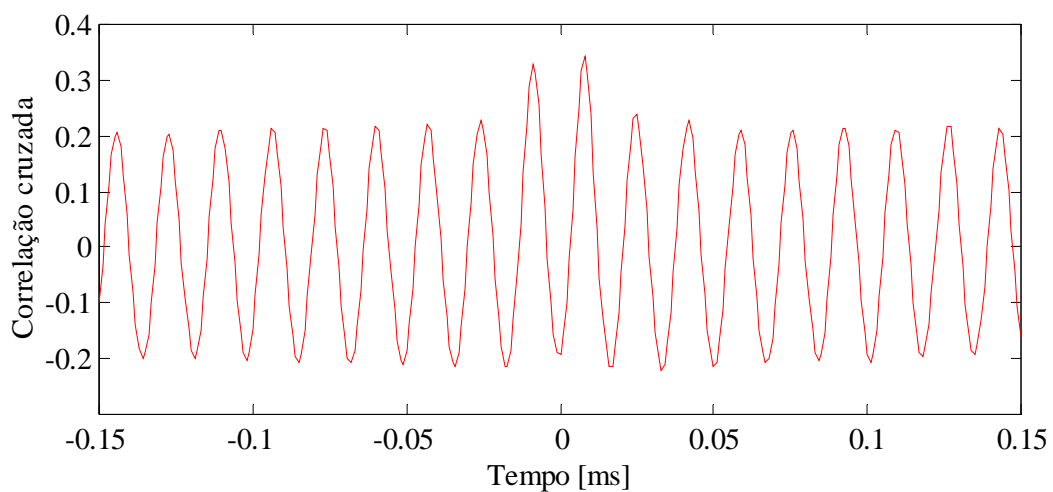


Figura 4.30 – Correlação cruzada entre os sinais de velocidade V1 e V2 das Figs. 4.29a 4.29b.

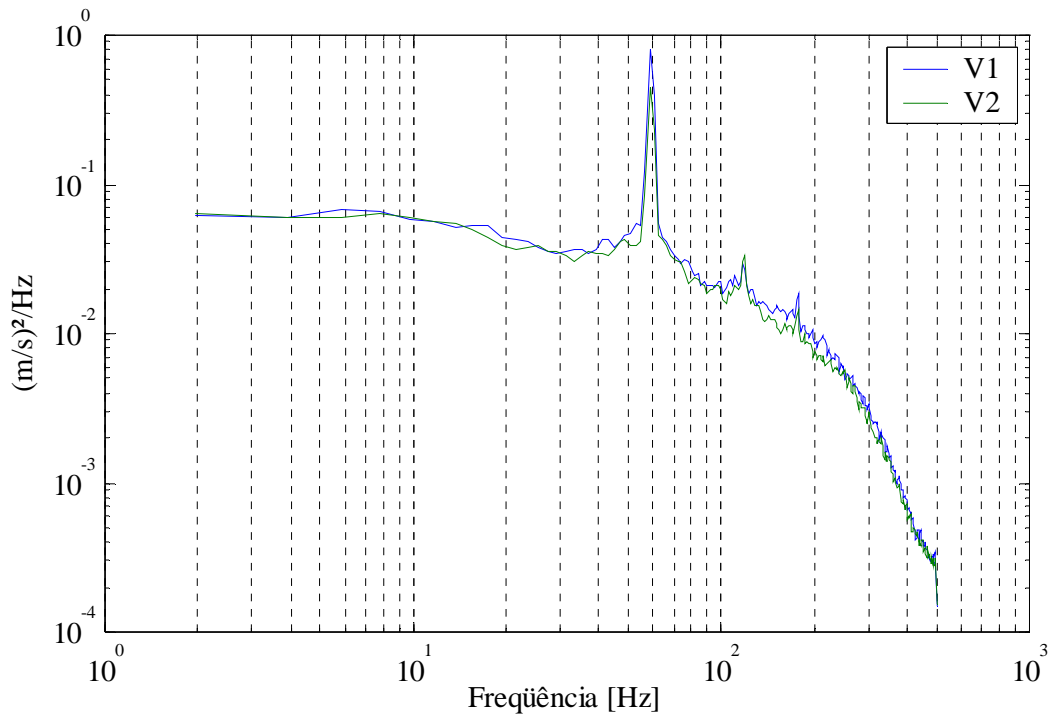


Figura 4.31 – Densidades espectrais de potência das flutuações de velocidade.

Tabela 4.3 – Características estatísticas dos sinais de velocidade das Figs. 4.29a e 4.29b.

	V1	V2
Velocidade média [m/s]	5,15	4,94
Desvio padrão [m/s]	2,98	2,59
Assimetria (<i>skewness</i>)	2,09	2,29
Planicidade (<i>kurtosis</i>)	12,01	14,84

Contudo, se considerarmos estes três tubos como um único corpo aerodinâmico, ou seja, com diâmetro igual a $2,6d$, o número de Strouhal baseado neste comprimento característico, no primeiro pico de frequência do espectro da Fig. 4.31 (60 Hz) e na velocidade de referência da fenda (22,37 m/s) é igual a 0,22, que é um valor muito semelhante ao encontrado para um único tubo.

A Fig. 4.32 mostra os espectrogramas dos sinais de velocidade, e observa-se uma concentração de energia na frequência de 60 Hz ($S = 0,086$) durante todo o tempo de observação. Também, os espectrogramas apresentam uma gradativa queda de energia quando se aumenta a distância das medições de velocidade em relação ao tubo s jusante.

Como não foi detectada a presença do fenômeno biestável através das medições de velocidade em laboratório, não foi realizada a visualização de escoamento para este caso.

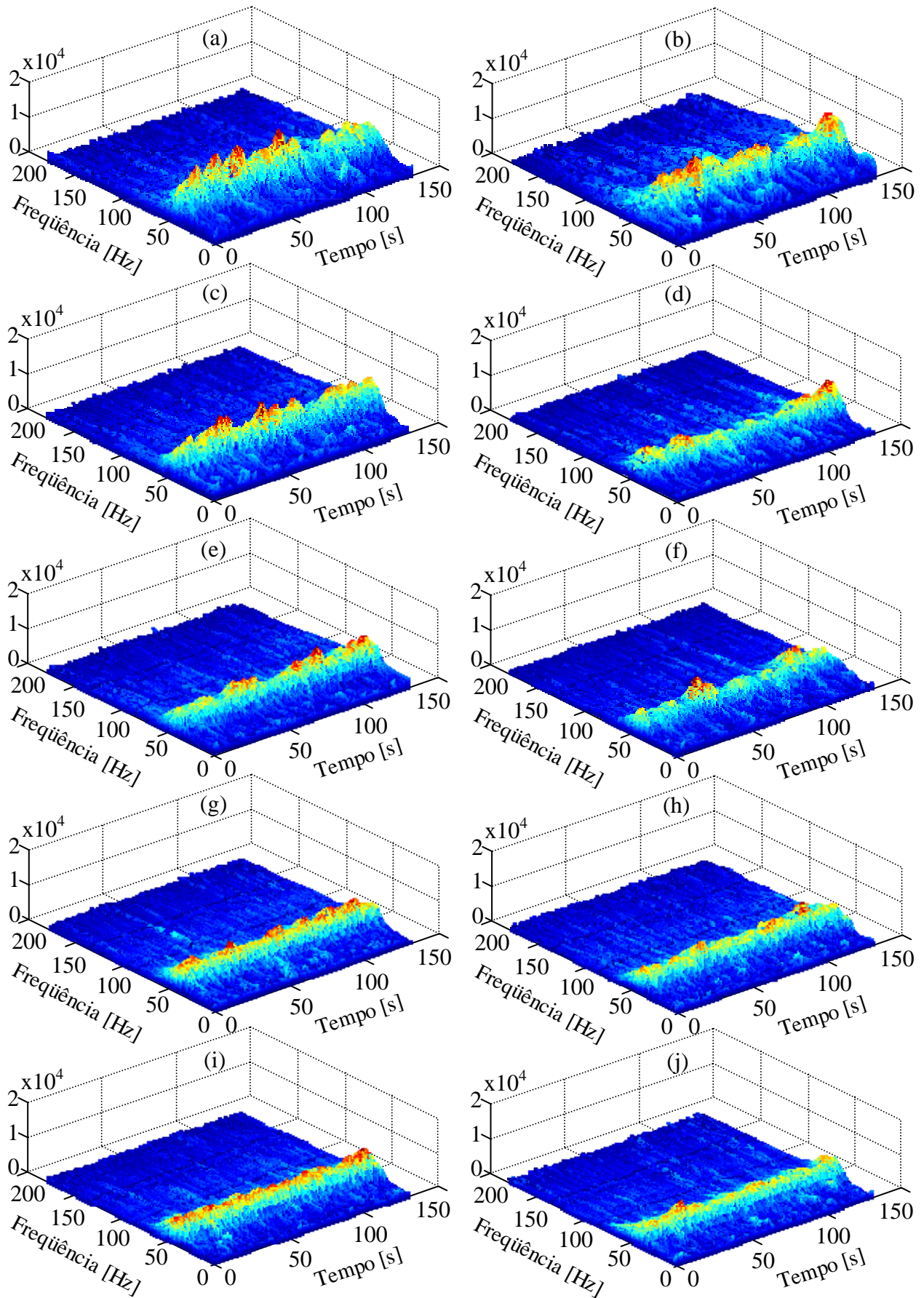


Figura 4.32 – Espectrogramas dos sinais de velocidade instantânea. O eixo “z” representa a energia (em escala arbitrária). (a) V1, 10 mm, (b) V2, 10 mm, (c) V1, 20 mm, (d) V2, 20 mm, (e) V1, 30 mm, (f) V2, 30 mm, (g) V1, 40 mm, (h) V2, 40 mm, (i) V1, 50 mm e (j) V2, 50 mm.

4.3. Uma fileira de tubos

O estudo do escoamento através de uma fileira de tubos foi realizado de maneira similar ao empregado para dois e três tubos, com o posicionamento de duas sondas retas de fio quente a jusante dos mesmos, alinhadas às linhas tangentes às geratrizes internas dos tubos, em cada uma das fendas. A denominação de cada fenda e o posicionamento das sondas utilizadas para este experimento estão ilustradas na Fig. 4.33.

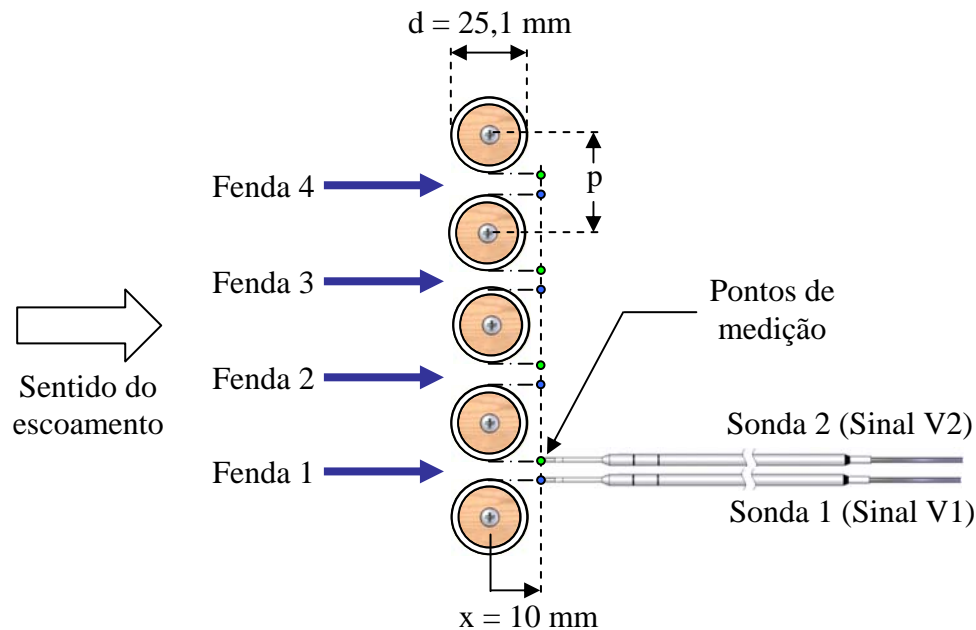


Figura 4.33 – Uma fileira de tubos, com a denominação de cada fenda e o posicionamento das sondas utilizadas.

4.3.1. Resultados para a razão de espaçamento $p/d = 1,26$

A Fig. 4.34 mostra os sinais de velocidade obtidos nas quatro fendas indicadas, medidos com uma frequência de aquisição de 3000 Hz e com 2^{17} pontos, totalizando 43,69 segundos de aquisição. O número de Reynolds dos experimentos é de $2,13 \times 10^4$ e a velocidade de referência é de 13,13 m/s. Desta figura é possível observar que não são visíveis quaisquer trocas entre os modos do escoamento, para nenhuma das fendas.

Estas medições de velocidade foram realizadas diversas vezes, e também para tempos de aquisição maiores, na tentativa de verificar se ocorre a troca entre os modos do escoamento nesta configuração. De todas estas medições, nenhuma apresentou trocas entre os modos, conforme mostram as reconstruções dos sinais por transformada de ondaletas (Fig. 4.35), e o padrão do escoamento permaneceu o mesmo para todos os casos, entre experimentos consecutivos.

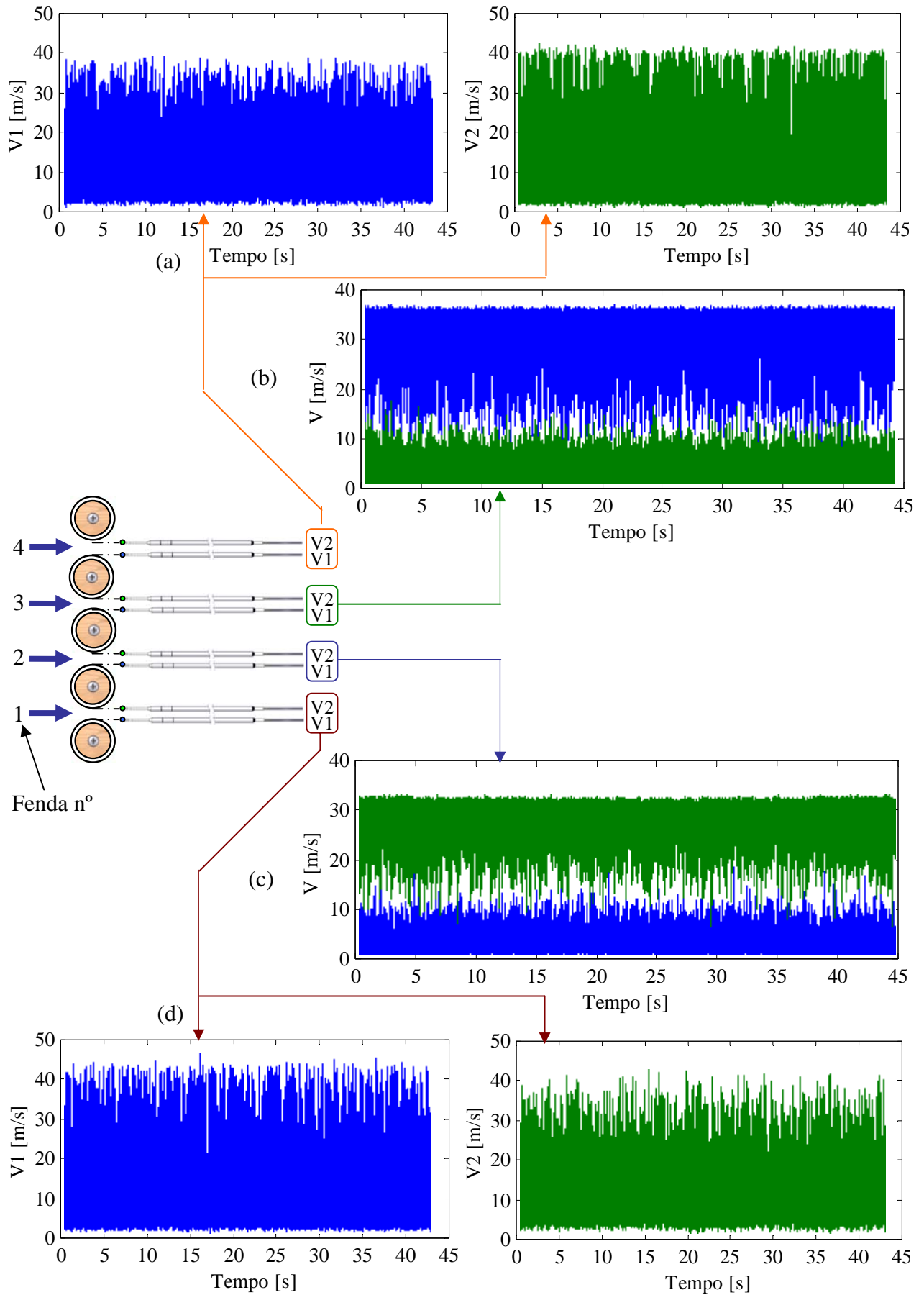


Figura 4.34 – Sinais de velocidade obtidos para uma fileira de tubos para $p/d = 1,26$, a denominação de cada fenda e o posicionamento das sondas utilizadas. (— V1) (— V2).

Destas reconstruções é possível observar a existência de uma oposição de fase, através da simetria entre os valores de velocidade média, ou seja, enquanto o valor médio de um dos sinais cresce, o valor médio do outro sinal decresce, e vice-versa.

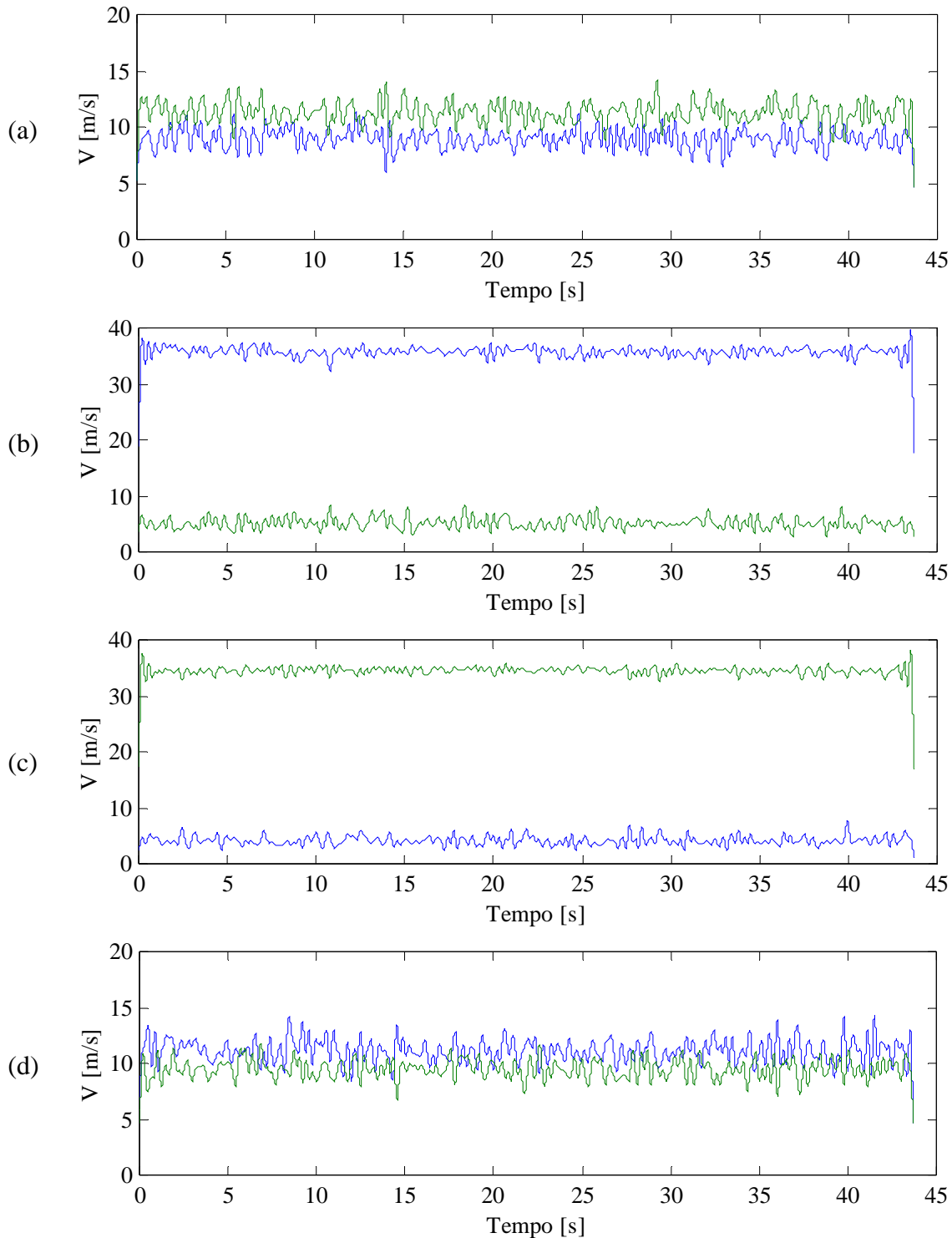


Figura 4.35 – Reconstrução dos sinais de velocidades instantâneas da Fig. 4.34 através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 9 (de 0 a 2,93 Hz).

(a) Fenda 1, (b) Fenda 2, (c) Fenda 3 e (d) Fenda 4. (— V_1) (— V_2).

Também, a diferença entre os patamares de velocidade (valores médios) das séries apresentadas na Fig. 4.34 não é um fato importante. O que se pretende mostrar é para qual lado o jato está desviado e se ocorre o fenômeno biestável. A diferença entre os valores das velocidades médias pode ser causada ou pelo posicionamento das sondas, que é realizado de modo manual e podem não estar medindo a mesma posição relativa à fenda entre os tubos, ou proveniente de eventuais assimetrias entre as esteiras largas e estreitas, por menores que estas sejam.

Diante desta observação e da apresentação dos valores médios e RMS das séries de velocidade (Tab. 4.4) é possível montar um esquema do padrão do escoamento de todas as fendas, ilustrado na Fig. 4.36. Quando um dos sinais flutua em torno de um valor de velocidade mais alto, o mesmo está medindo o jato desviado que sai da fenda, enquanto que o valor de velocidade mais baixo é associado à medição da esteira larga por uma das sondas.

Deste modo, ocorre a formação de uma esteira larga atrás do tubo central, e duas esteiras estreitas atrás dos cilindros vizinhos a este, ou seja, os jatos que emergem das fendas entre os tubos externos formam células de esteiras coalescidas. Este resultado concorda com um dos padrões apresentados por Zdravkovich, 1997, e por Olinto, 2005, bem como com um dos padrões obtidos nas visualizações realizadas em canal. Os resultados para os três planos de visualização com os detalhes dos espelhos inclinados para $Re = 7,5 \times 10^3$ são exibidos na Fig. 4.37. Para $Re = 1,5 \times 10^4$ os resultados são similares. A Fig. 4.38 exibe a vista da lateral dos tubos, para os três planos de visualização e os dois números de Reynolds, onde se observa um comportamento predominantemente bidimensional do escoamento ao passar pela primeira fileira.

Porém, este padrão é baseado na suposição de que o modo do escoamento não se altera entre medições consecutivas. Como as medições são realizadas com duas sondas de fio reto, ou seja, a medição de velocidades é feita em cada fenda isoladamente, não se pode efetivamente provar que o padrão de escoamento não se altera. Por exemplo, após a medição de velocidades na primeira fenda, o canal aerodinâmico é desligado e as sondas são reposicionadas, agora na segunda fenda. Então são obtidas novas séries de velocidade. Assim, para garantir que o escoamento não altera de modo se faz necessário um estudo com um maior número de sondas, posicionadas nas diversas fendas da fileira simultaneamente. Este estudo não foi realizado em virtude de uma limitação do sistema de anemometria de fio quente (CTA) utilizado, o qual possui apenas dois canais para medição simultânea de velocidades.

As Figs. 4.39a, 4.39b, 4.39c e 4.39d apresentam os espectros de energia dos sinais das Figs. 4.34a, 4.34b, 4.34c e 4.34d, respectivamente, calculados através da função densidade espectral de potência. Para as fendas mais ao centro (fendas 2 e 3) é possível observar dois picos

em cada um dos espectros em uma das sondas, em 60 Hz e 259 Hz, o que corresponde a números de Strouhal de 0,04 e 0,17, respectivamente, calculados com a velocidade de referência da fenda (37,5 m/s). A sonda que apresenta estes picos no espectro é aquela que está posicionada na direção do jato desviado (na fenda 2 – V1, e na fenda 3 – V2). Já a sonda que não apresenta picos no espectro está posicionada no interior da esteira larga.

Para as fendas nas extremidades da fileira (fendas 1 e 4) há um pico pronunciado em 258 Hz e seu harmônico, em 516 Hz, para as duas sondas, o que corresponde a números de Strouhal de 0,18 e 0,35, respectivamente. Como neste caso as esteiras são pouco defletidas em relação ao caso anterior, os espectros das duas sondas são muito parecidos, pois cada uma destas está medindo a esteira de vórtices de um dos tubos.

Tabela 4.4 – Valores médios e RMS das séries de velocidade obtidas da medição das fendas de uma fileira de tubos com $p/d = 1,26$.

p/d = 1,26			
Fenda	Sinal	Valor médio [m/s]	Valor RMS [m/s]
1	V1	7,82	8,96
	V2	8,58	9,58
2	V1	30,17	30,26
	V2	3,65	4,31
3	V1	3,88	4,41
	V2	27,95	28,04
4	V1	9,61	10,72
	V2	6,94	8,31

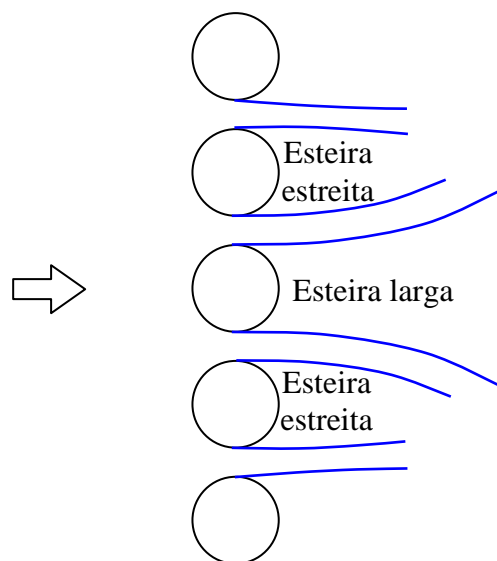


Figura 4.36 – Padrão do escoamento observado da medição de velocidades nas fendas de uma fileira de tubos em canal aerodinâmico, com $p/d = 1,26$.

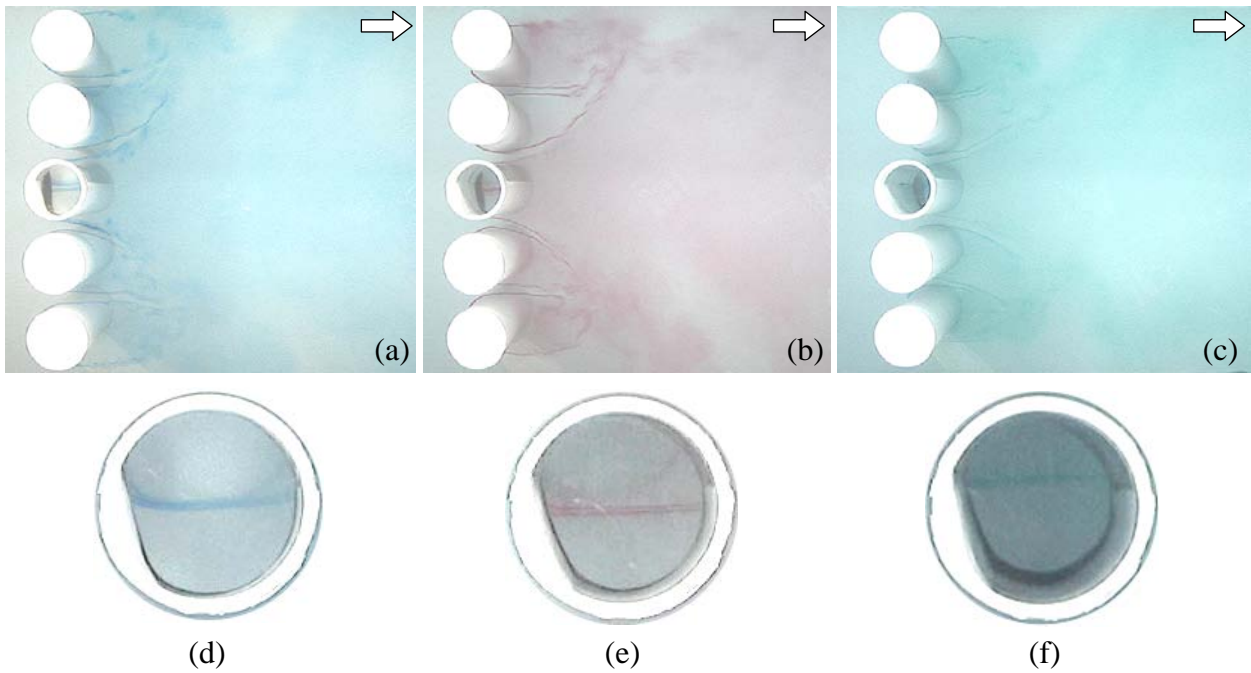


Figura 4.37 – Visualização de escoamento para uma fileira de tubos. Razão $p/d = 1,26$.

$Re = 1,5 \times 10^4$. Planos visualização: (a) superior, (b) médio e (c) inferior.

Detalhes dos espelhos inclinado para os planos: (d) superior, (e) médio e (f) inferior.

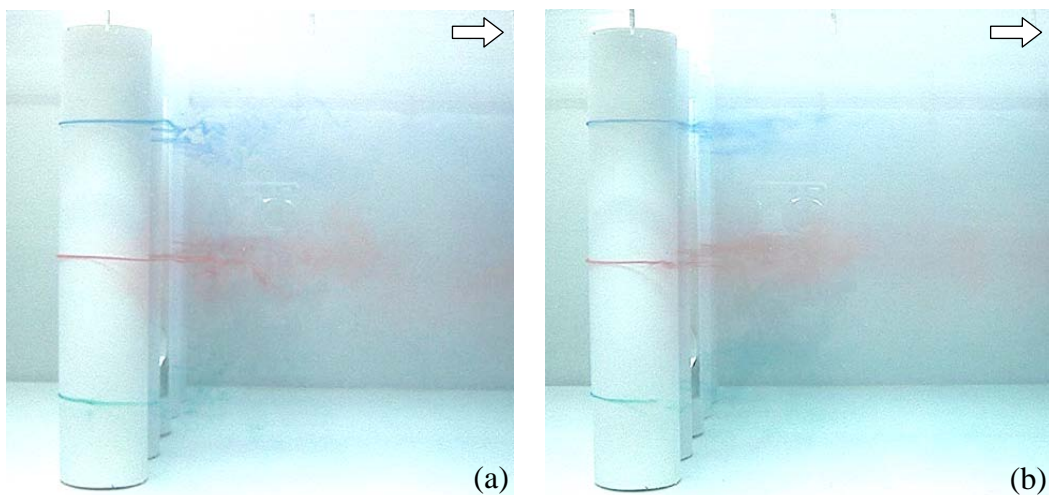


Figura 4.38 – Detalhes da lateral, para os três planos de visualização.

(a) $Re = 7,5 \times 10^3$ e (b) $Re = 1,5 \times 10^4$

Apesar do fato de somente um modo de escoamento ser encontrado através das medições de velocidade em canal aerodinâmico, as visualizações de escoamento em canal hidráulico mostram também a formação de outros dois padrões. A Fig. 4.40 mostra uma representação esquemática deste padrão.

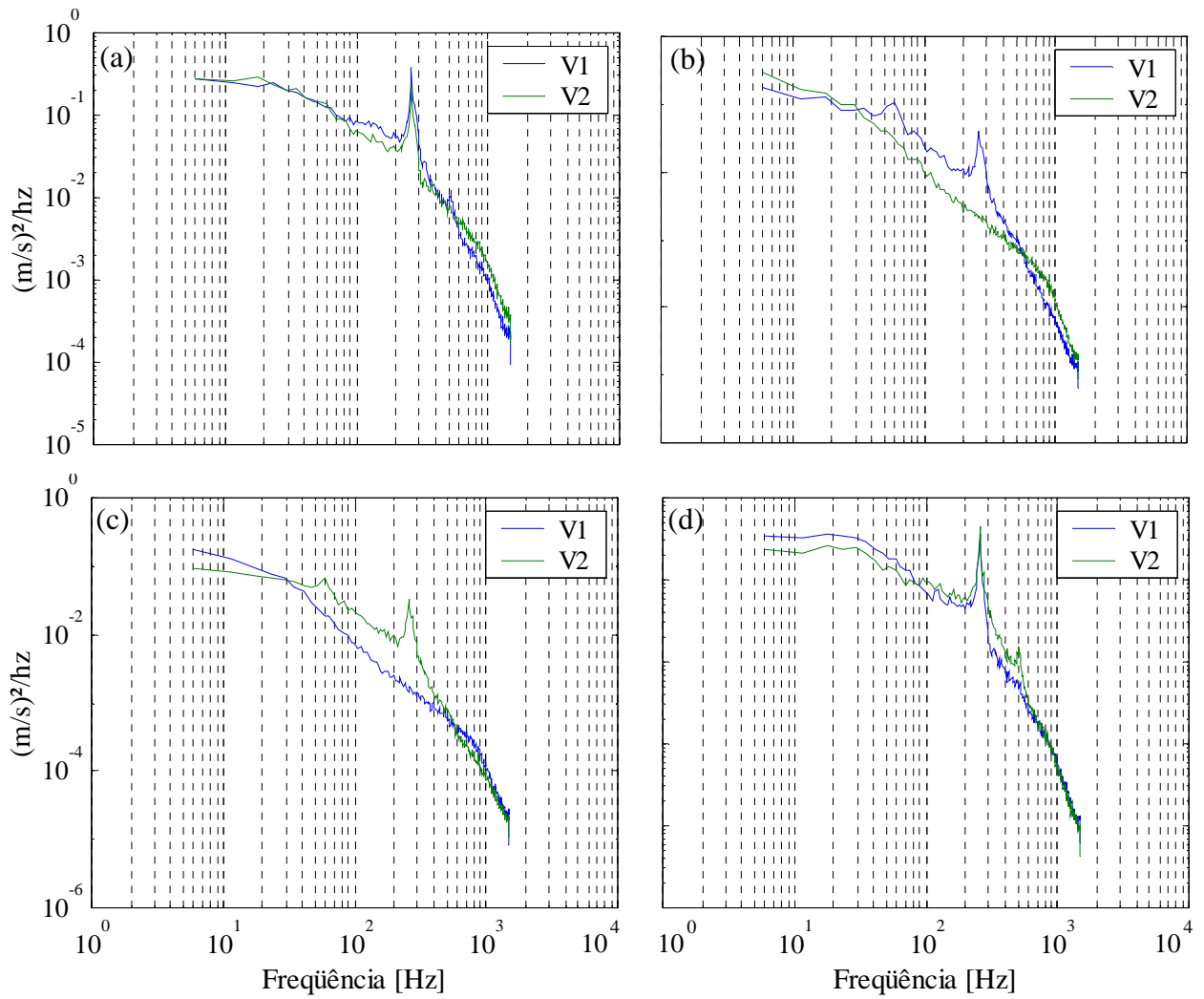


Figura 4.39 – Densidades espectrais de potência das flutuações de velocidade da Fig. 4.34.

(a) Fenda 1, (b) Fenda 2, (c) Fenda 3 e (d) Fenda 4.

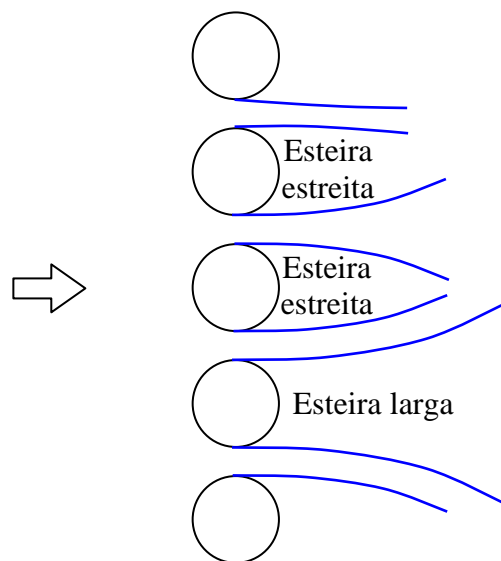


Figura 4.40 – Segundo padrão do escoamento observado da visualização de escoamento para uma fileira de tubos em canal hidráulico e $p/d = 1,26$.

O terceiro padrão identificado apresenta uma esteira que oscila: ora ela se apresenta como estreita, ora como larga, atrás do segundo tubo, de baixo para cima. O primeiro modo deste padrão é mostrado na Fig. 4.41a. Isto caracteriza a presença do fenômeno biestável em uma fileira de tubos. Contudo, somente a esteira deste cilindro é afetada, permanecendo a dos outros tubos inalterada. O segundo modo deste padrão é mostrado na Fig. 4.41b, onde a esteira do tubo indicado se altera de estreita para larga, ela não chega a ser mais larga que a esteira do segundo tubo, de cima para baixo.

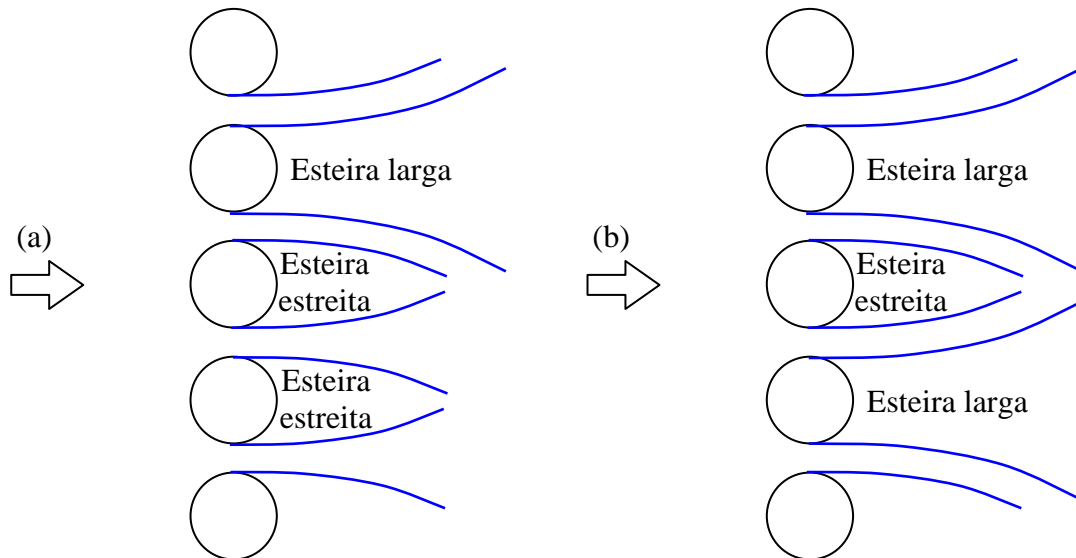


Figura 4.41 – Terceiro padrão do escoamento observado da visualização de escoamento para uma fileira de tubos em canal hidráulico e $p/d = 1,26$. (a) modo 1, (b) modo 2.

4.3.2. Resultados para a razão de espaçamento $p/d = 1,6$

Uma análise semelhante foi empregada para a razão de espaçamento $p/d = 1,6$. A Fig. 4.42 mostra os sinais de velocidade obtidos nas quatro fendas indicadas, medidos com uma frequência de aquisição de 3000 Hz e com 2^{17} pontos, totalizando 43,69 segundos de aquisição. O número de Reynolds e a velocidade de referência dos experimentos são os mesmos para o caso em que $p/d = 1,26$. Desta figura é possível observar que não são visíveis quaisquer trocas entre os modos do escoamento, para nenhuma das fendas. O padrão do escoamento permaneceu o mesmo para todos os experimentos realizados, ou seja, quando uma das sondas apresenta um sinal de velocidade mais alta, esse padrão não se altera entre experimentos consecutivos. As reconstruções dos sinais da Fig. 4.42 por transformada de ondaletas evidenciam que não ocorrem trocas entre os modos do escoamento (Fig. 4.43), bem como a existência de oposições de fase.

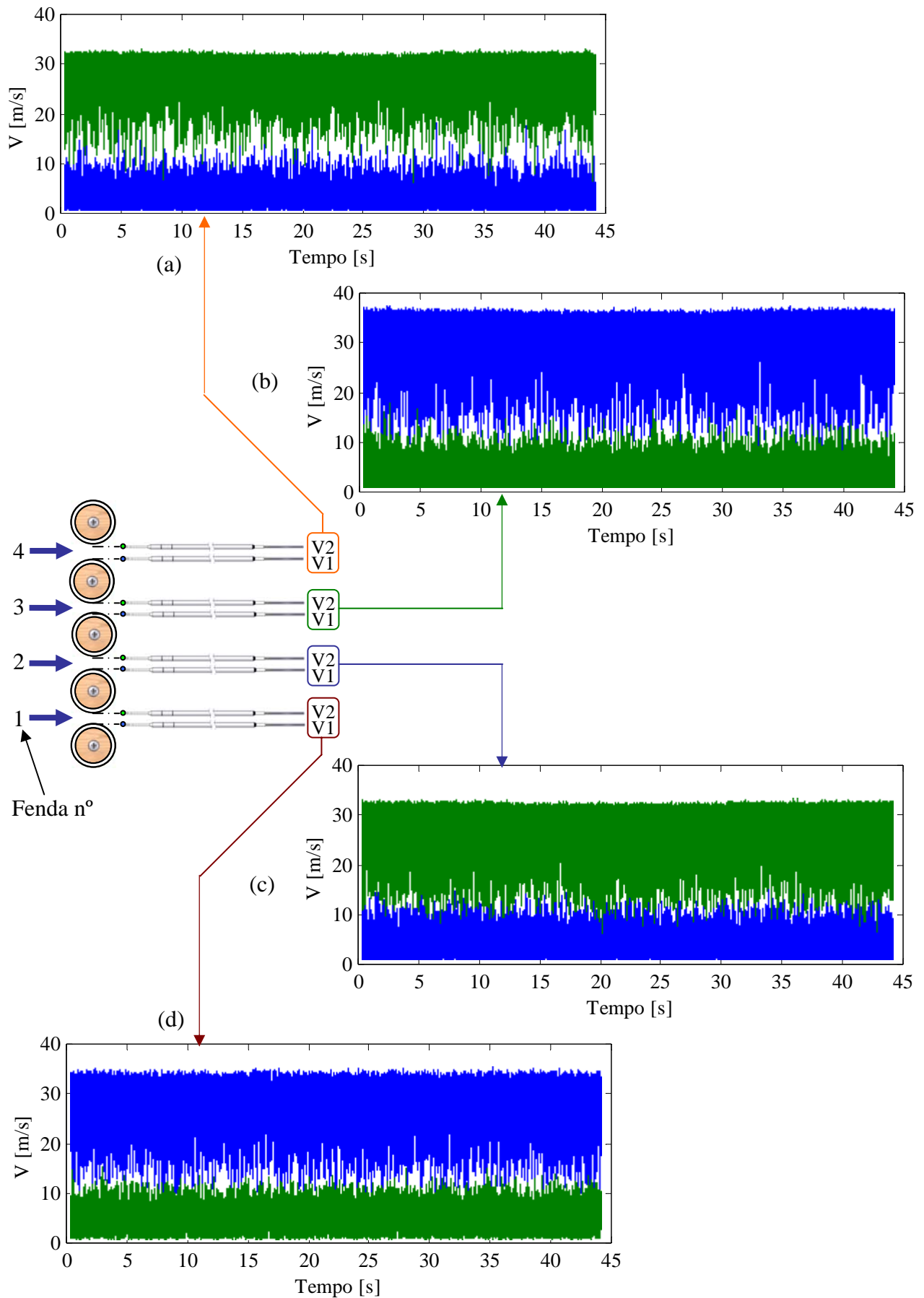


Figura 4.42 – Sinais de velocidade obtidos para uma fileira de tubos para $p/d = 1,6$, a denominação de cada fenda e o posicionamento das sondas utilizadas. (— V1) (— V2).

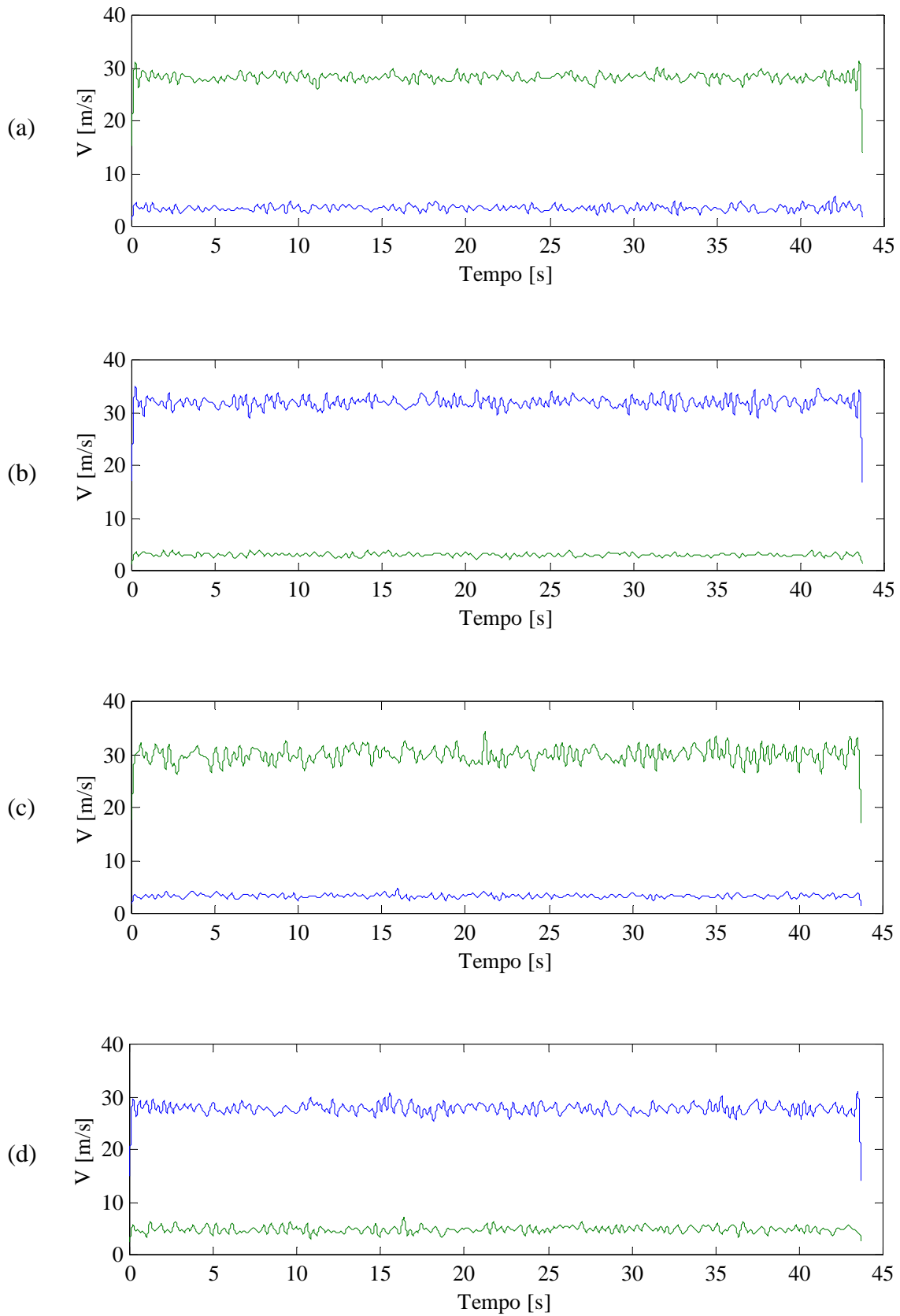


Figura 4.43 – Reconstrução dos sinais de velocidades instantâneas da Fig. 4.42 através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 9 (de 0 a 2,93 Hz).

(a) Fenda 1, (b) Fenda 2, (c) Fenda 3 e (d) Fenda 4. (— V1) (— V2).

Do mesmo modo que o exposto para o caso em que $p/d = 1,26$, e em posse dos valores médios e RMS das séries de velocidade (Tab. 4.5), é montado um esquema do padrão do escoamento de todas as fendas, ilustrado na Fig. 4.44. Este resultado é muito semelhante ao observado para o caso em que $p/d = 1,26$.

Tabela 4.5 – Valores médios e RMS das séries de velocidade obtidas da medição das fendas de uma fileira de tubos com $p/d = 1,6$.

p/d = 1,6			
Fenda	Sinal	Valor médio [m/s]	Valor RMS [m/s]
1	V1	3,46	4,05
	V2	28,28	28,43
2	V1	31,97	32,24
	V2	2,92	3,59
3	V1	3,22	3,88
	V2	24,87	25,56
4	V1	3,22	3,88
	V2	24,87	25,56

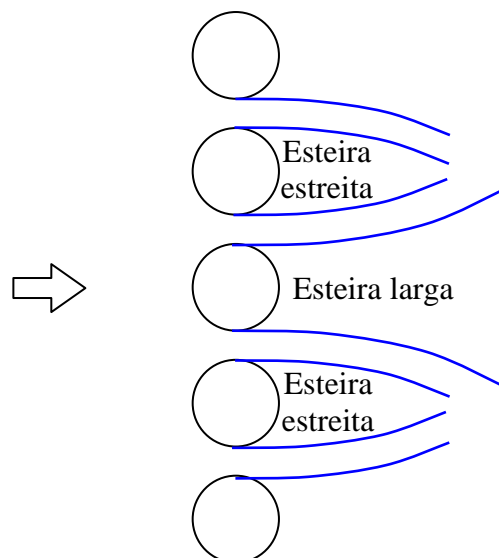


Figura 4.44 – Padrão do escoamento observado da medição de velocidades nas fendas de uma fileira de tubos em canal aerodinâmico, com $p/d = 1,6$.

O resultado das visualizações de escoamento realizadas em canal hidráulico para este caso, no plano superior de visualização e $Re = 7,5 \times 10^3$ são exibidos na Fig. 4.45a, e a Fig. 4.45b mostra o detalhe do espelho inclinado, onde o escoamento se dá de maneira predominantemente bidimensional. Os resultados para os planos médio e superior de visualização, para o mesmo número de Reynolds são exibidos na Fig. 4.46, e mostram um comportamento similar ao que ocorre no plano superior. A Fig. 4.47 mostra a vista lateral dos

tubos, para os três planos de visualização e mesmo número de Reynolds. Também é observado um comportamento predominantemente bidimensional do escoamento neste caso. Para um $Re = 1,5 \times 10^4$ os resultados também são similares aos apresentados.

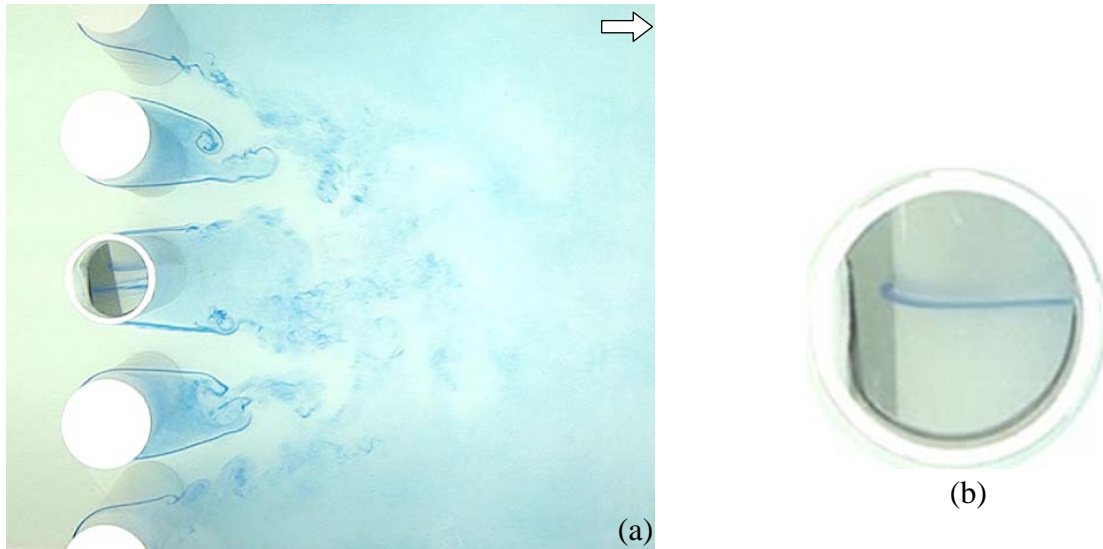


Figura 4.45 – Visualização de escoamento para uma fileira de tubos. Razão $p/d = 1,6$.
(a) Plano superior de visualização. $Re = 7,5 \times 10^3$. (b) Detalhe do espelho inclinado.

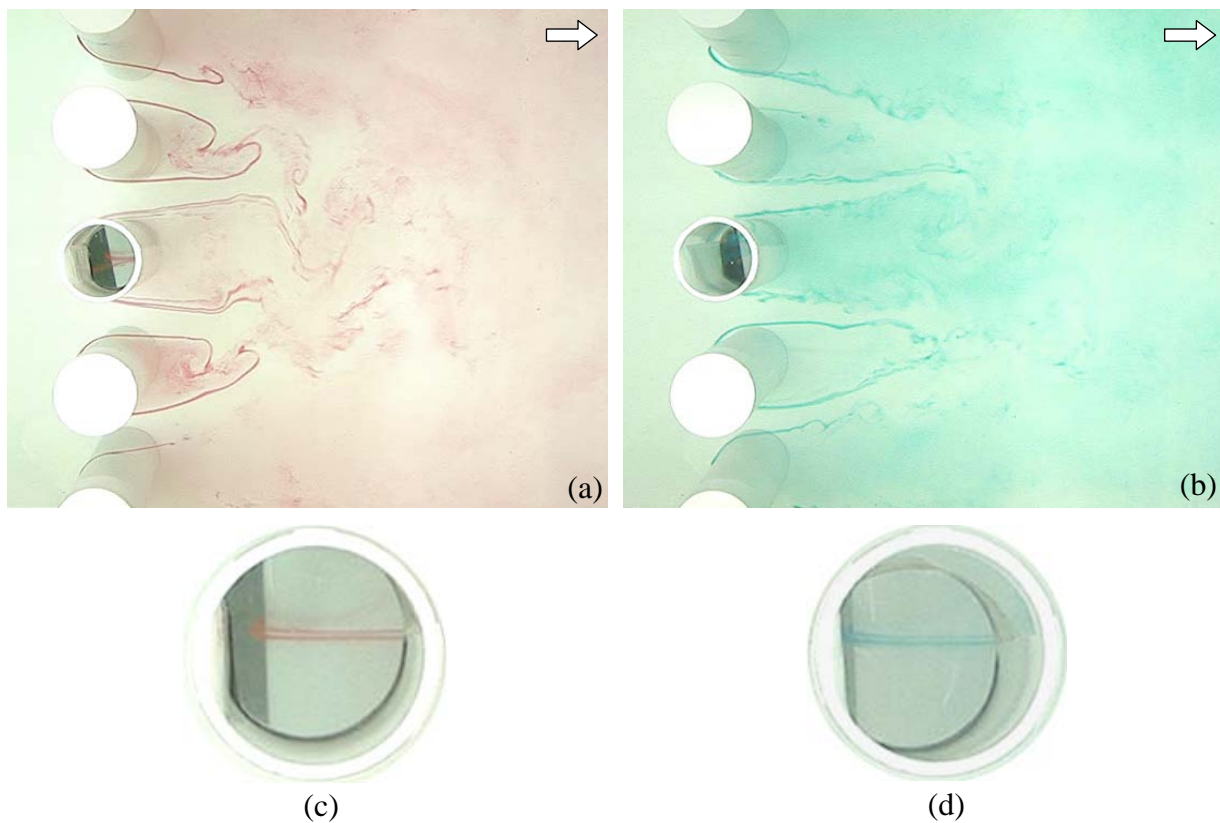


Figura 4.46 – Visualização de escoamento para uma fileira de tubos, razão $p/d = 1,6$ e $Re = 7,5 \times 10^3$. (a) plano médio de visualização (b). plano inferior de visualização.
(c), (d) Detalhes dos espelhos inclinados para os planos médio e inferior, respectivamente.

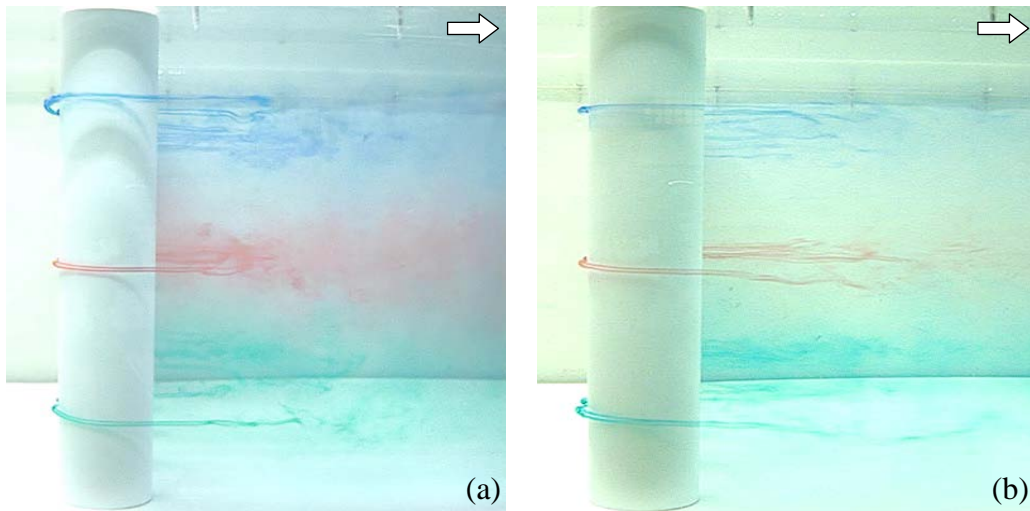


Figura 4.47 – Detalhes da lateral, para os três planos de visualização.

(a) $Re = 7,5 \times 10^3$ e (b) $Re = 1,5 \times 10^4$

As Figs. 4.48a e 4.48b apresentam os espectros de energia dos sinais das Figs. 4.42a e 4.42b. Já as Figs. 4.49a e 4.49b apresentam os espectros de energia dos sinais das Figs. 4.42c e 4.42d, respectivamente, calculados através da função densidade espectral de potência. Todos os gráficos apresentam um sinal com dois picos de frequência em 220 Hz e 500 Hz, correspondente aos números de Strouhal de 0,15 e 0,33, respectivamente, calculados com a velocidade de referencia da fenda (37,5 m/s). Para as fendas mais ao centro (fendas 2 e 3) o primeiro pico de frequência (220 Hz) é mais pronunciado.

A sonda que apresenta estes picos no espectro é aquela que está posicionada na direção do jato desviado (nas fendas 2 e 4 – V1, e nas fendas 1 e 3 – V2). Já a sonda que não apresenta picos no espectro está posicionada no interior da esteira larga.

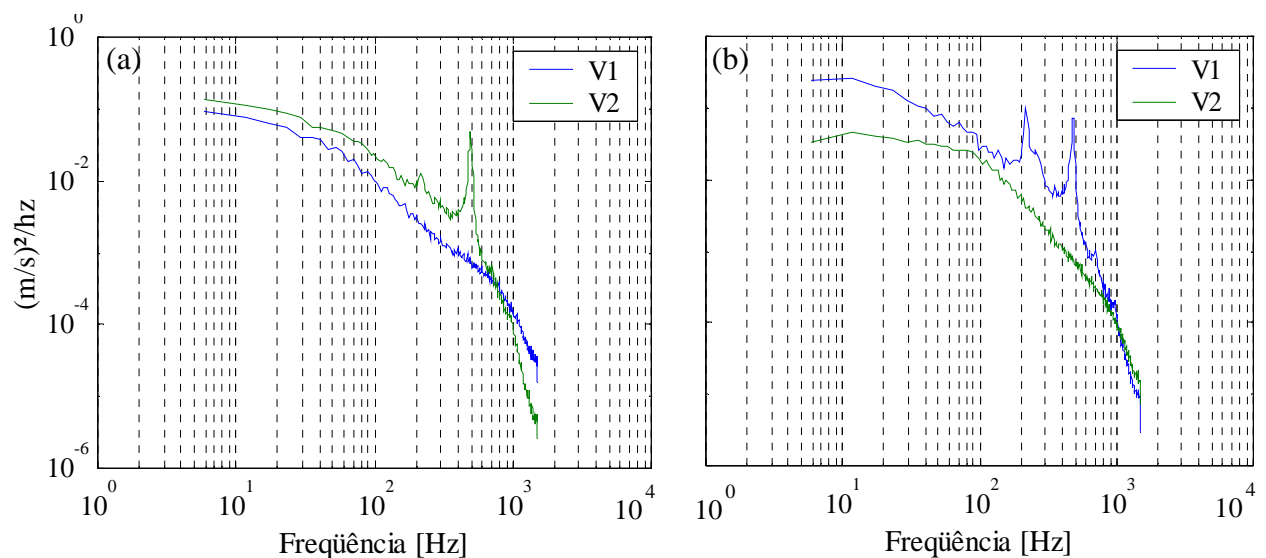


Figura 4.48 – Densidades espectrais de potência das flutuações de velocidade das Figs. 4.42a e 4.42b. (a) Fenda 1, (b) Fenda 2, (c) Fenda 3 e (d) Fenda 4.

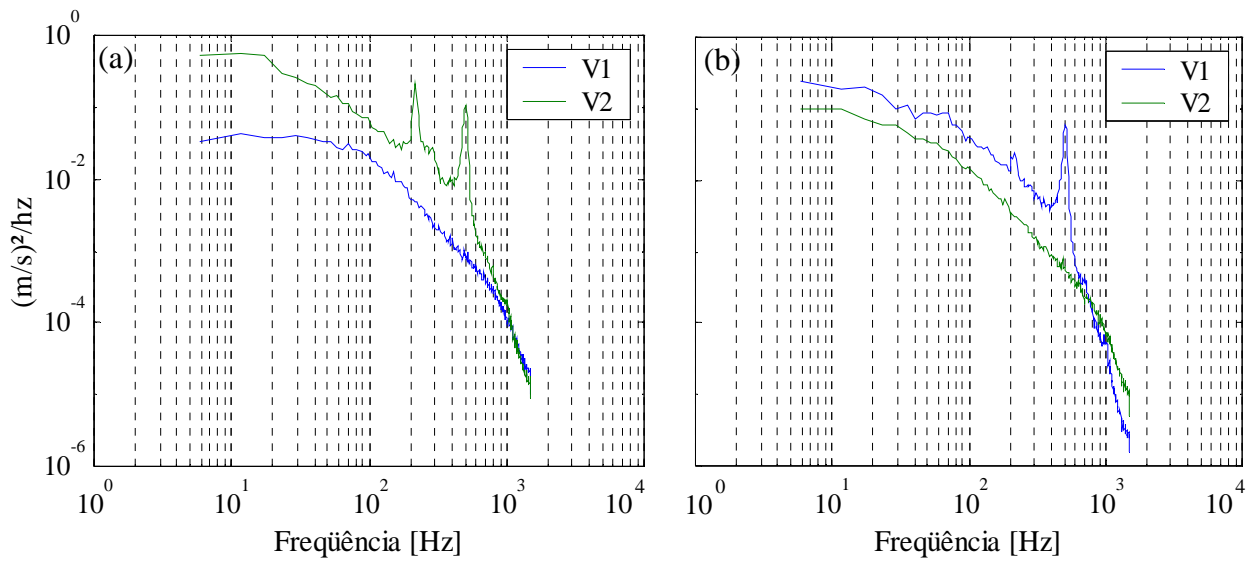


Figura 4.49 – Densidades espectrais de potência das flutuações de velocidade das Figs. 4.42c e 4.43d. (a) Fenda 1, (b) Fenda 2, (c) Fenda 3 e (d) Fenda 4.

4.4. Duas fileiras de tubos

O estudo do escoamento atrás de duas fileiras de tubos foi realizado de maneira similar ao empregado para uma fileira. O posicionamento das sondas utilizadas e a denominação de cada fenda para este experimento estão ilustrados na Fig. 4.50.

Durante medições preliminares observou-se que as trocas entre os modos do escoamento para a segunda fileira, quando ocorrem, podem ser verificadas tanto para o regime permanente quanto para o regime transiente, ou seja, mesmo durante a aceleração do escoamento no canal, quando o ventilador é acionado. Assim, as séries de velocidade são adquiridas do repouso até a plena velocidade do ventilador do canal aerodinâmico. Este procedimento segue o feito por Indrusiak, 2004, e Olinto, 2005, facilitando a caracterização de fenômenos de troca ou biestabilidade quando os mesmos ocorrem.

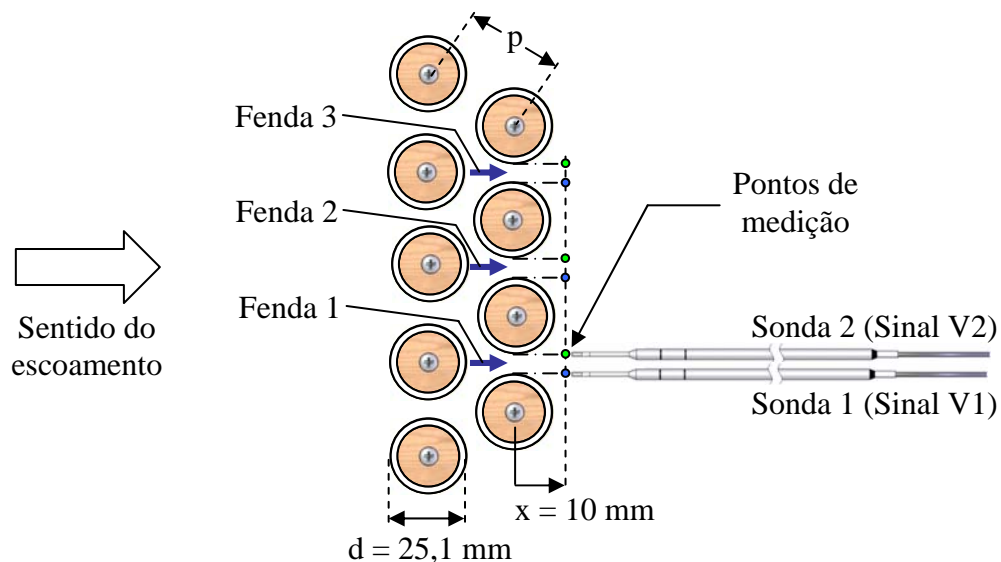


Figura 4.50 – Duas fileiras de tubos, com o posicionamento das sondas utilizadas e a denominação de cada fenda.

4.4.1. Resultados para a razão de espaçamento $p/d = 1,26$

As Figs. 4.51a e 4.51b mostram os sinais de velocidade obtidos na fenda 1, medidos com uma frequência de aquisição de 1000 Hz e com 2^{17} pontos (131072), totalizando 131,1 segundos de aquisição. O número de Reynolds dos experimentos é de $2,10 \times 10^4$ e a velocidade de referência é de 12,85 m/s. Destas séries são observadas três trocas entre os modos do escoamento: duas trocas rápidas, onde o escoamento que emana da fenda muda de direção e rapidamente retorna a sua posição anterior (de $t = 53,2$ a $54,9$ e de $t = 63,3$ a $64,4$ segundos, respectivamente), e uma troca que permanece por pelo menos 51,1 segundos, ocorrida no

instante de tempo de 80 segundos. A Fig. 4.51c mostra a reconstrução destes sinais por transformada discreta de ondaletas de nível 9 (0 a 0,9765 Hz). Observa-se que nas duas primeiras trocas os patamares de velocidade são mantidos, ou seja, o desvio do escoamento da fenda ocorre de maneira relativamente simétrica. Já para a troca que permanece por um período de tempo maior, esse desvio não se mostra simétrico, devido ao fato da sonda 2, que apresentava velocidades altas (23 m/s) até o instante de tempo de 80 segundos não atingir o patamar de velocidades baixas (11 m/s), da sonda 1. Separando estes sinais em dois modos (modo 1: de 15 a 47,8 segundos, com 32768 pontos, e modo 2: de 92,2 a 125 segundos, também com 32768 pontos), é possível observar que as características estatísticas dos mesmos se alteram, não ocorrendo uma simples inversão destes valores, mesmo que aproximada (Tab. 4.6). Também se observa uma alteração na quantidade de energia dos modos, evidenciada através dos espectros de frequência da Fig. 4.52. Estas informações auxiliam na suposição de que o desvio do escoamento da fenda não se dá de maneira simétrica neste caso.

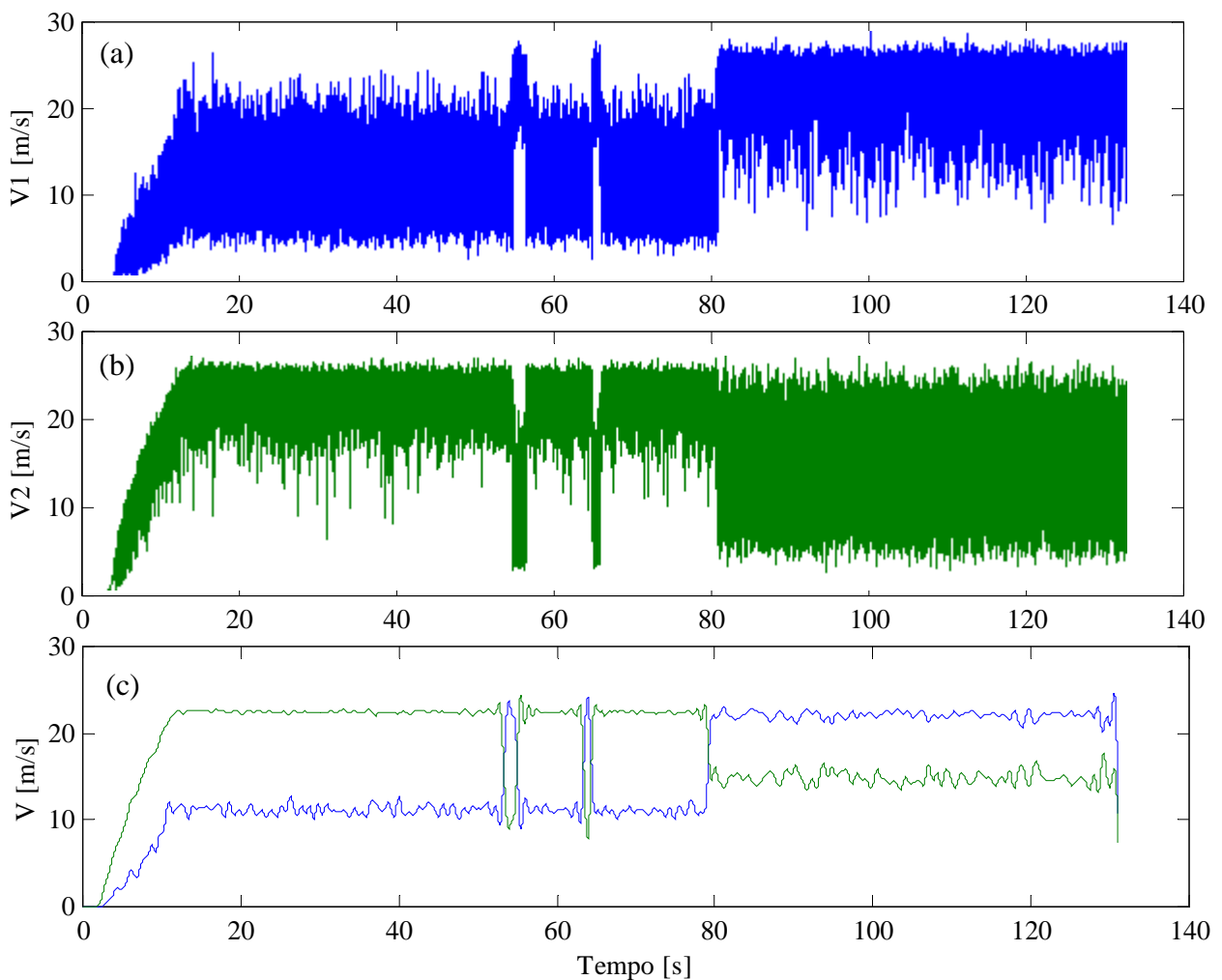


Figura 4.51 – (a) e (b) Sinais de velocidade obtidos na fenda 1, para duas fileiras de tubos com $p/d = 1,26$. (c) Reconstruções destes sinais através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 9 (de 0 a 0,9765 Hz). (— V1) (— V2).

Tabela 4.6 – Características estatísticas dos modos 1 e 2 obtidos da fenda 1, após a segunda fileira de tubos com $p/d = 1,26$.

	Modo 1		Modo 2	
	V1	V2	V1	V2
Velocidade média [m/s]	11,16	22,45	22,08	14,86
Desvio padrão [m/s]	3,33	1,61	2,39	4,46
Assimetria (<i>skewness</i>)	0,42	-1,23	-1,48	-0,08
Planicidade (<i>kurtosis</i>)	2,91	7,48	6,57	2,32

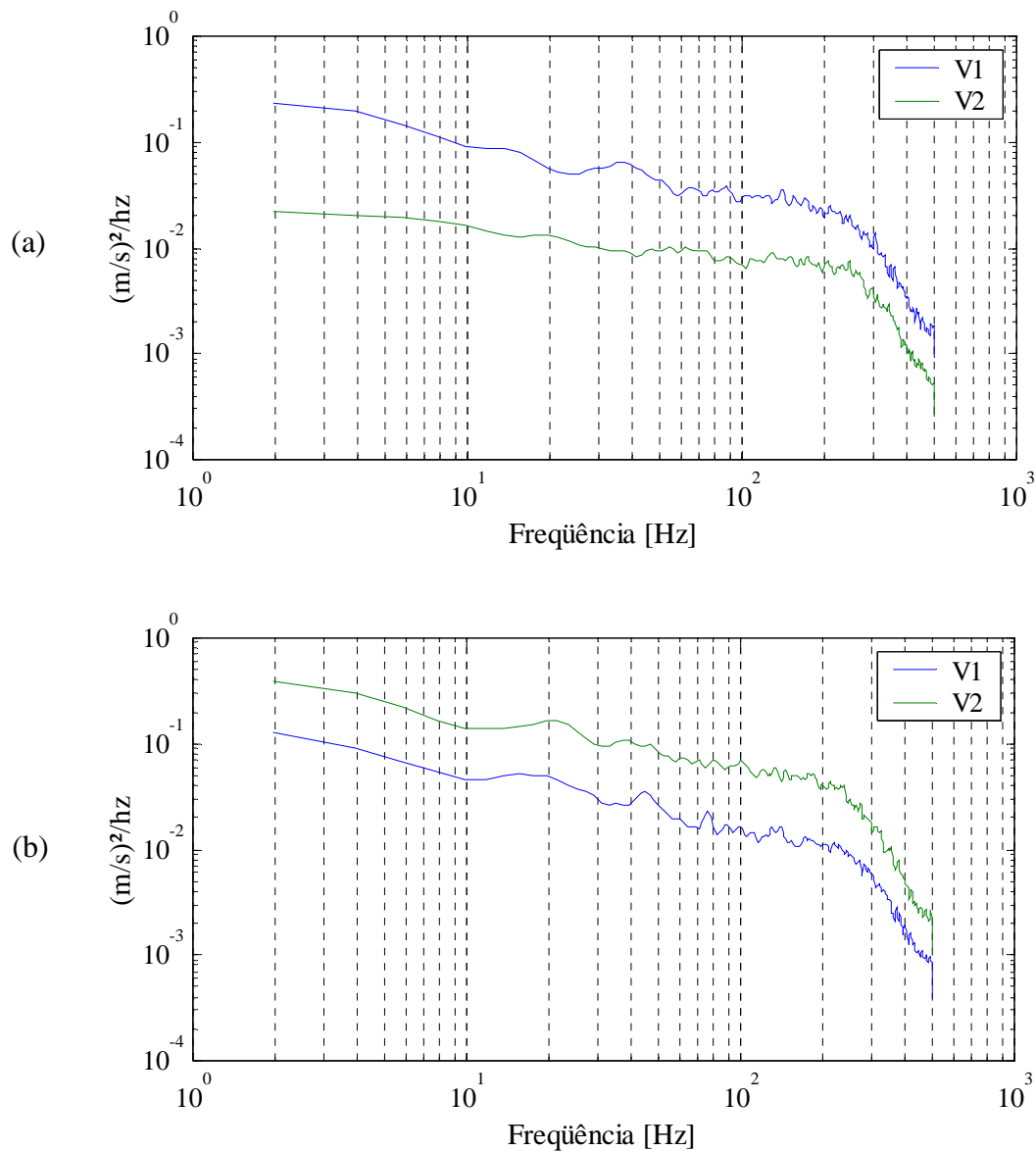


Figura 4.52 – Densidades espectrais de potência das flutuações de velocidade para os modos 1 e 2 obtidos na fenda 1 da segunda fileira de tubos. (a) Modo 1, (b) Modo 2.

A Fig. 4.53 mostra em maiores detalhes as trocas entre os modos do escoamento e as reconstruções destes intervalos por transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 6 (0 a 7,8125 Hz).

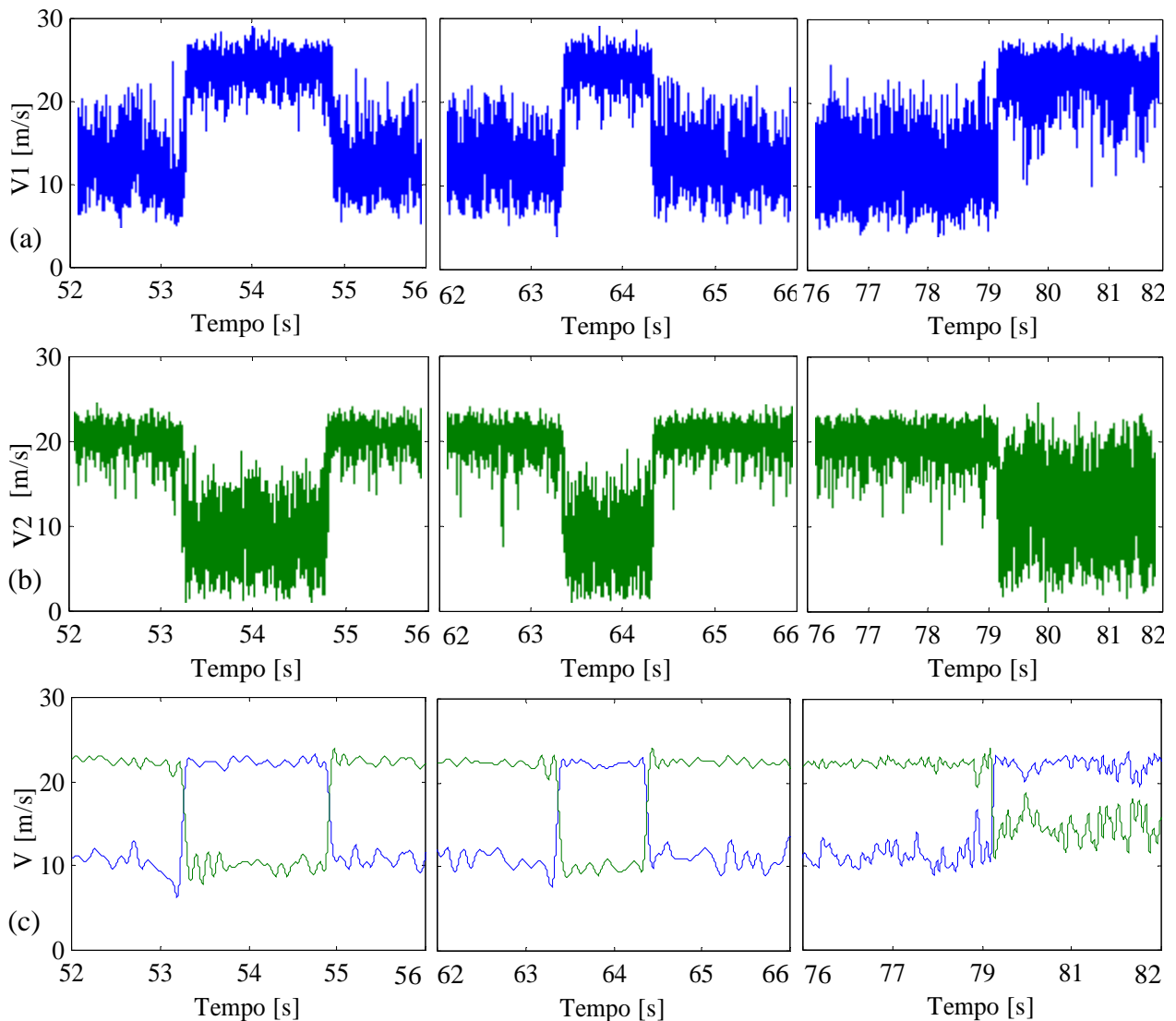


Figura 4.53 – (a) e (b) Ampliação dos intervalos correspondente as trocas entre os modos do escoamento da Fig. 4.51a e 4.51b, respectivamente. (c) Reconstruções destes intervalos através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 6 (de 0 a 7,8125 Hz). (— V1) (— V2).

As Figs. 4.54a e 4.54b mostram os sinais de velocidade obtidos na fenda 2, medidos com uma frequência de aquisição de 1000 Hz e com 2^{19} pontos (524288), totalizando 524,3 segundos de aquisição. A princípio, da simples observação destes sinais, é possível verificar a ocorrência de apenas uma troca entre os patamares de velocidade média das fendas, em 180 segundos. Contudo, através da reconstrução destes sinais por transformada discreta de ondaletas (Fig. 4.54c) de nível 9 (0 a $0,97 \cdot 10^6$ Hz) observam-se, pelo método ⁷⁶, mais duas trocas rápidas (de $t = 282,8$ a $282,2$ e de $t = 511,9$ a $512,25$ segundos, respectivamente).

A Fig. 4.55 mostra em maiores detalhes as trocas entre os modos do escoamento e as reconstruções destes intervalos por transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 6 (0 a 7,8125 Hz). Do mesmo modo que para a fenda 1, as trocas entre os patamares de velocidade para a fenda 2 não ocorrem de maneira simétrica. Antes da primeira troca, ocorrida em torno de 180 segundos, o escoamento da fenda pode ser esquematizado como o ilustrado na Fig. 4.56a. O sinal medido com a sonda 2 (V2), apresenta o maior valor de velocidade média (23,4 m/s), e a sonda está medindo o escoamento que emana da fenda. O sinal medido pela sonda 1 (V1), e que está medindo a esteira estreita, que possui velocidade média mais baixa (12 m/s). Este modo pode ser caracterizado pela presença de uma esteira larga bastante pronunciada, e outra esteira estreita de tamanho reduzido. Após a troca entre os modos, o escoamento da fenda pode ser esquematizado conforme a Fig. 4.56b, onde tanto a esteira larga quanto a estreita não são tão salientes quanto o modo anterior.

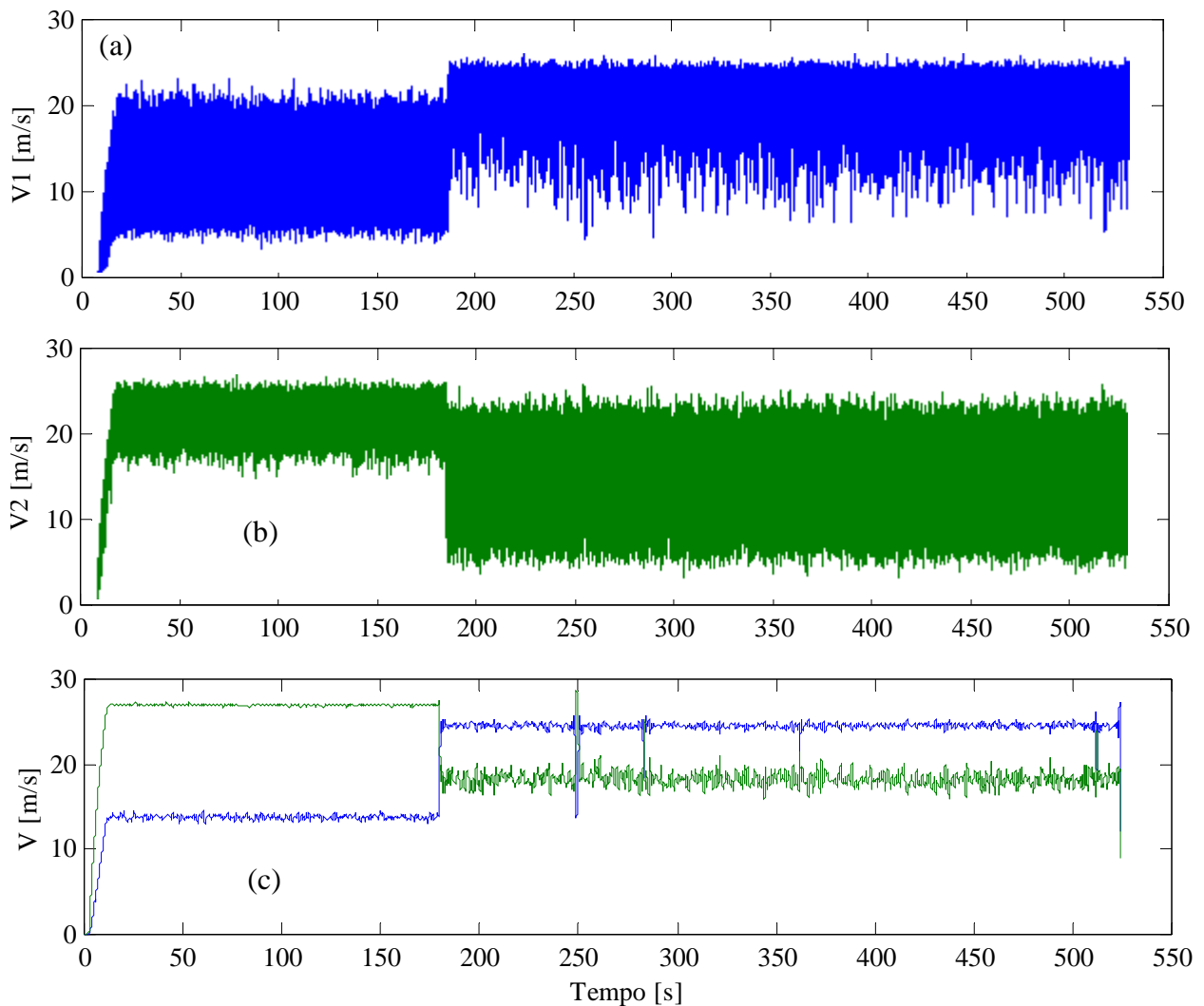


Figura 4.54 – (a) e (b) Sinais de velocidade obtidos na fenda 2, para duas fileiras de tubos com $p/d = 1,26$. (c) Reconstruções destes sinais através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 9 (de 0 a 0,9765 Hz). (— V1) (— V2).

Separando os sinais em dois modos (modo 1: de 30 a 161,1 segundos, com 131072 pontos, e modo 2: de 370 a 501,1 segundos, também com 131072 pontos), também é possível observar que as características estatísticas dos mesmos se alteram (Tab. 4.7), e os espectros de frequência (Fig. 4.57) mostram uma alteração na quantidade de energia dos modos. Após a primeira troca os sinais de velocidade V1 e V2 se mantêm nos patamares de 21 m/s e 16 m/s, respectivamente.

Tabela 4.7 – Características estatísticas dos modos 1 e 2 obtidos da fenda 2, após a segunda fileira de tubos com $p/d = 1,26$.

	Modo 1		Modo 2	
	V1	V2	V1	V2
Velocidade média [m/s]	13,79	26,94	24,57	18,18
Desvio padrão [m/s]	3,40	1,64	1,98	4,21
Assimetria (<i>skewness</i>)	0,14	-0,29	-1,42	-0,07
Planicidade (<i>kurtosis</i>)	2,70	3,23	8,29	2,53

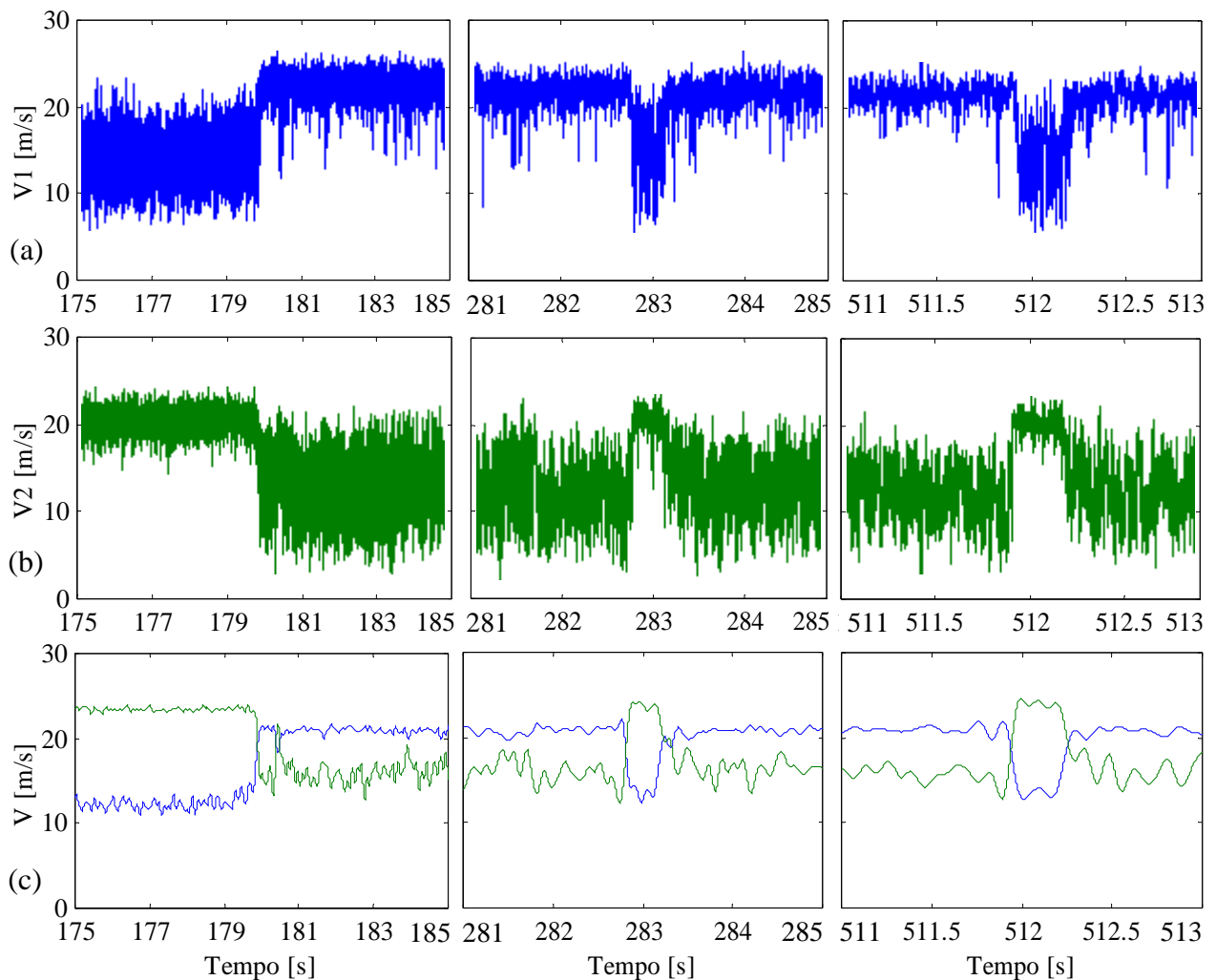


Figura 4.55 – (a) e (b) Ampliação dos intervalos correspondente as trocas entre os modos do escoamento da Fig. 4.54a e 4.54b, respectivamente. (c) Reconstruções destes intervalos através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 6 (de 0 a 7,8125 Hz). (— V1) (— V2).

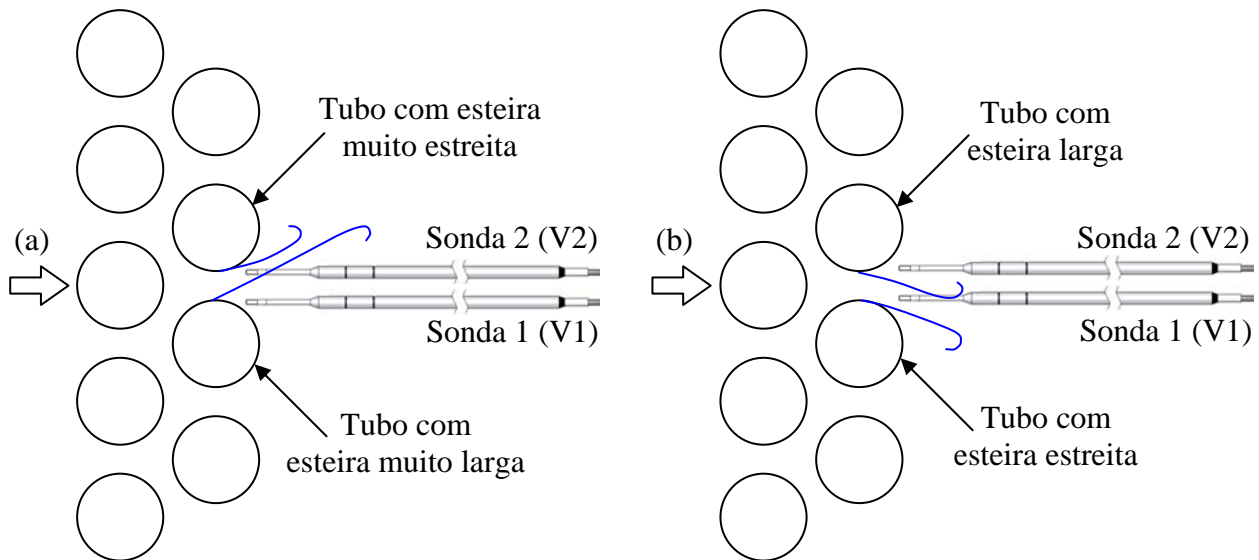


Figura 4.56 – Padrões do escoamento na fenda 2, para duas fileiras de tubos em canal aerodinâmico, com $p/d = 1,26$.

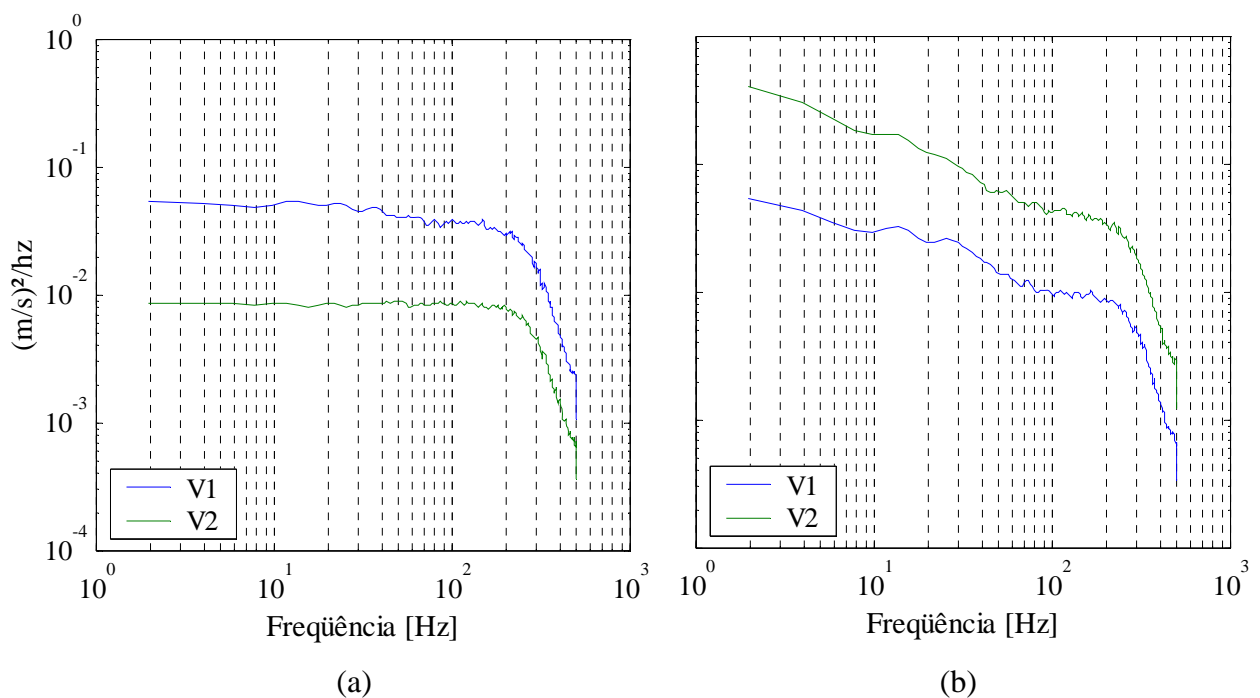


Figura 4.57 – Densidades espectrais de potência das flutuações de velocidade para os modos 1 e 2 obtidos na fenda 2 da segunda fileira de tubos. (a) Modo 1, (b) Modo 2.

As Figs. 4.58a e 4.58b mostram os sinais de velocidade obtidos na fenda 3, medidos com uma frequência de aquisição de 1000 Hz e com 2^{19} pontos (524288), totalizando 524,3 segundos de aquisição. No final do período de aceleração do escoamento já é possível observar a ocorrência da troca entre patamares de velocidade da sonda V2, que flutua entre os valores médios de 10 e 25 m/s, até os primeiros 50 segundos, observado através da reconstrução

dos sinais por transformada discreta de ondaletas (Fig. 4.58c) de nível 9 (0 a 0,9765 Hz). Outra troca ocorre no instante de tempo de 227 segundos, e também não se mostra de modo simétrico. Por fim, outras duas trocas mais rápidas são observadas no intervalo de tempo entre 440 e 480 segundos. A Fig. 4.59 mostra em maiores detalhes as trocas entre os modos do escoamento e as reconstruções destes intervalos por transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 8 (0 a 1,95315 Hz).

Separando os sinais em dois modos (modo 1: de 80 a 211,1 segundos, com 131072 pontos, e modo 2: de 300 a 431,1 segundos, também com 131072 pontos), observa-se também uma alteração das características estatísticas dos mesmos (Tab. 4.8), também evidenciada nos espectros de frequência (Fig. 4.60), que mostram uma alteração na quantidade de energia dos modos.

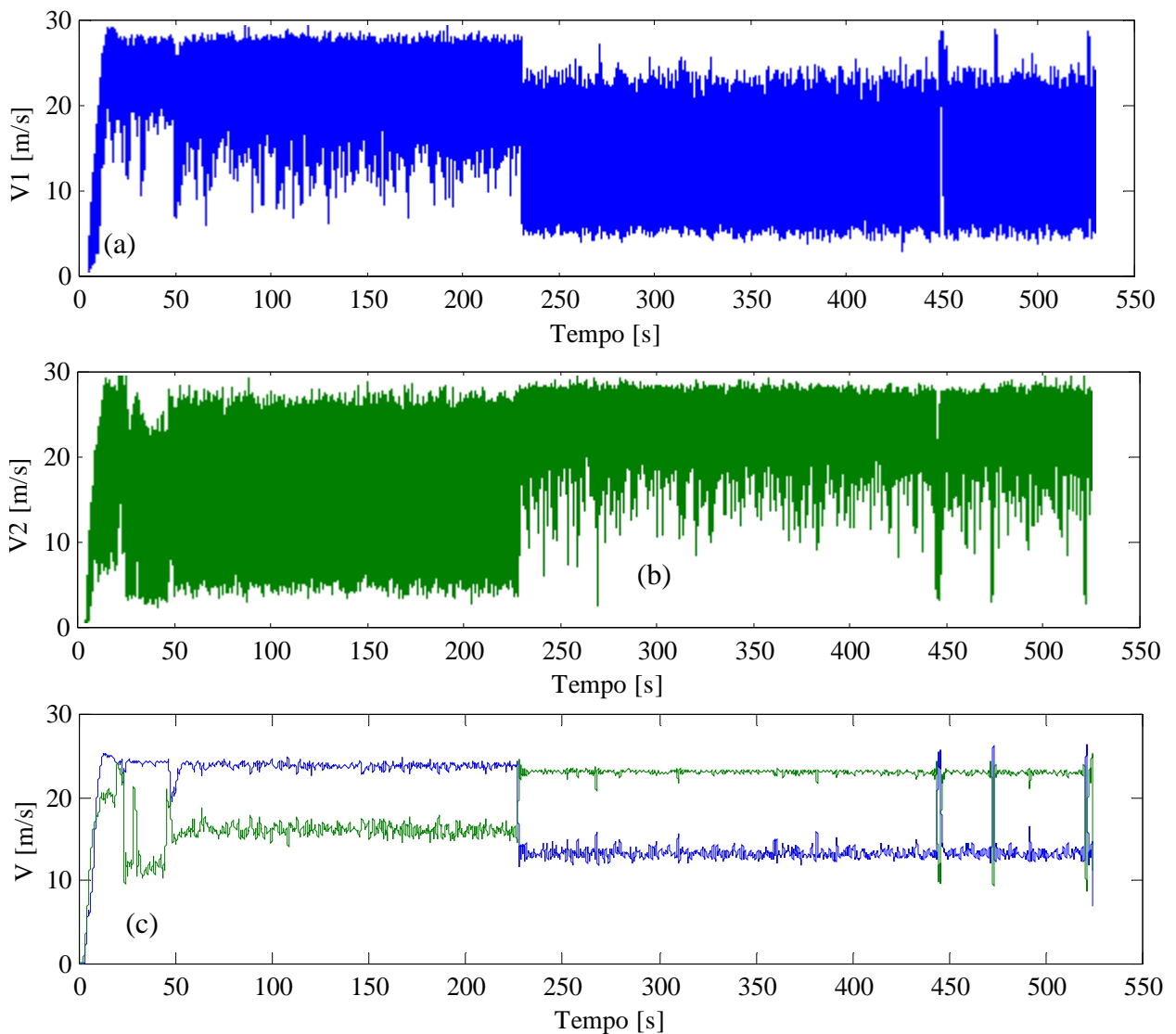


Figura 4.58 – (a) e (b) Sinais de velocidade obtidos na fenda 3, para duas fileiras de tubos com $p/d = 1,26$. (c) Reconstruções destes sinais através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 9 (de 0 a 0,9765 Hz). (— V1) (— V2).

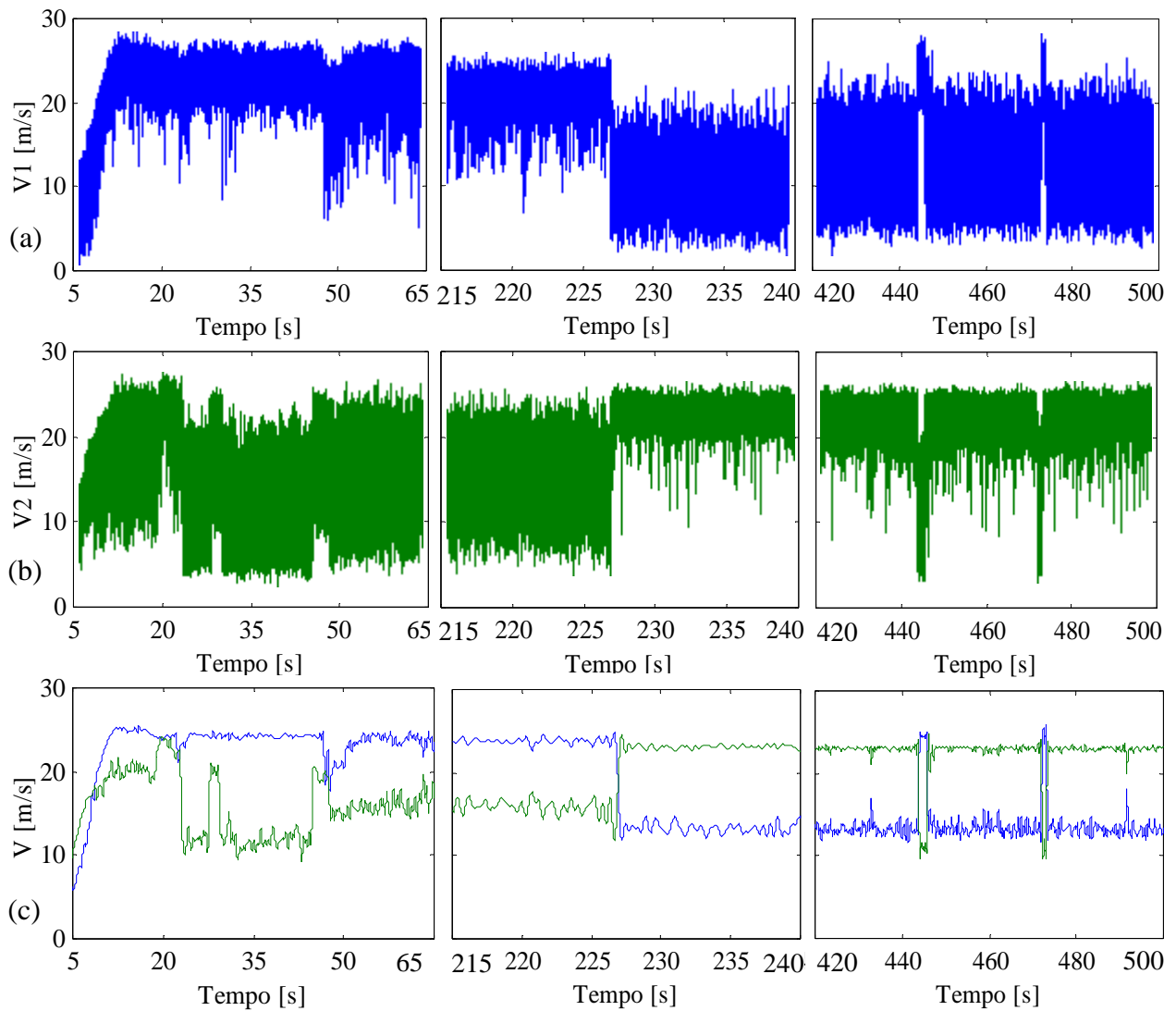


Figura 4.59 - (a) e (b) Ampliação dos intervalos correspondente as trocas entre os modos do escoamento da Fig. 4.58a e 4.58b, respectivamente. (c) Reconstruções destes intervalos através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 8 (de 0 a 1,9531 Hz). (— V1) (— V2).

Tabela 4.8 – Características estatísticas dos modos 1 e 2 obtidos da fenda 3, após a segunda fileira de tubos com $p/d = 1,26$.

	Modo 1		Modo 2	
	V1	V2	V1	V2
Velocidade média [m/s]	28,24	18,30	15,19	26,54
Desvio padrão [m/s]	2,62	4,87	4,12	1,71
Assimetria (<i>skewness</i>)	-1,39	-0,19	0,28	-1,07
Planicidade (<i>kurtosis</i>)	6,94	2,39	2,77	7,45

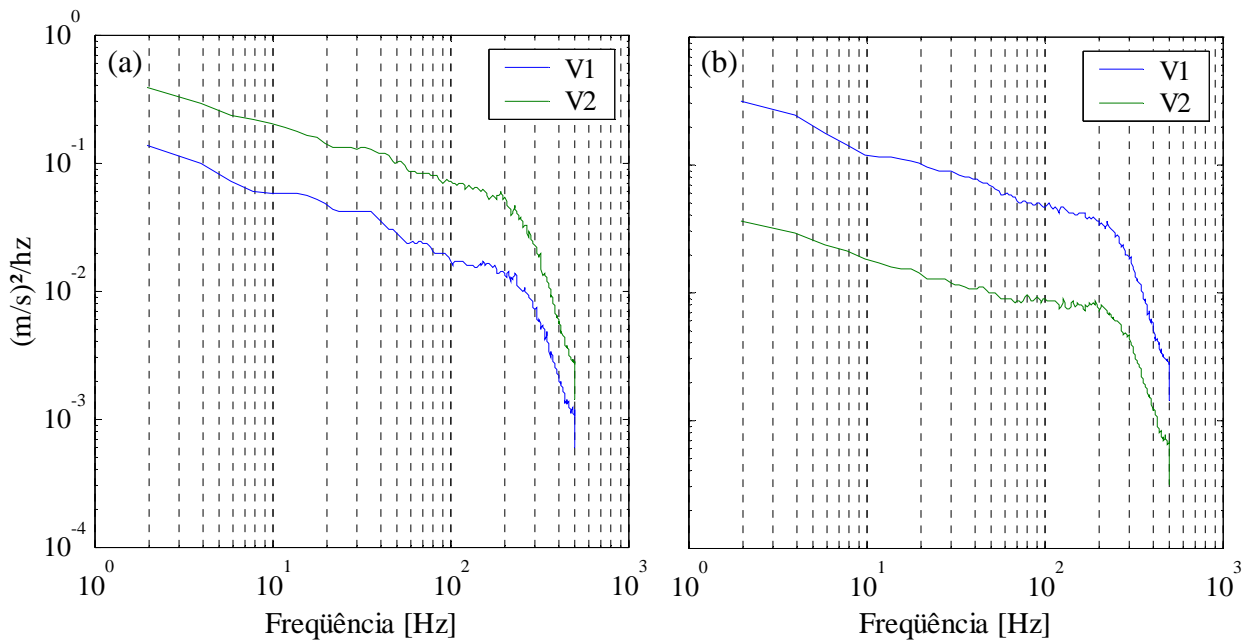


Figura 4.60 – Densidades espectrais de potência das flutuações de velocidade para os modos 1 e 2 obtidos na fenda 3 da segunda fileira de tubos. (a) Modo 1, (b) Modo 2.

4.4.2. Resultados para a razão de espaçamento $p/d = 1,6$

Para a razão de espaçamento $p/d = 1,6$, a princípio, não foram observadas trocas entre os modos do escoamento durante os experimentos. Contudo, como de costume, após cada medição, desligava-se o motor elétrico do ventilador do canal aerodinâmico e ligava-se novamente, medindo outra série de dados para o mesmo experimento. Assim, com as mesmas condições (calibração, montagem/aperto dos tubos, posicionamento das sondas, temperatura e pressão atmosférica) têm-se duas séries para análise. Foi observado que entre experimentos consecutivos o escoamento da fenda muda de direção, ou seja, sem uma direção preferencial de escoamento. Então, as séries de velocidade são inicialmente obtidas com o motor do canal aerodinâmico parado, que é acelerado gradualmente até sua condição permanente, em seguida o motor é desligado e ligado novamente, para evidenciar a troca da direção do escoamento da fenda entre experimentos consecutivos. São mostrados resultados em que tal fato ocorre, porém, esta troca nem sempre ocorrera, ou seja, ela se dá de maneira aleatória.

A Fig. 4.61 mostra os resultados obtidos a partir deste procedimento para a fenda 1, onde a aquisição dos dados é realizada com uma frequência de 3000 Hz e 2^{18} (262144) pontos, totalizando 87,4 segundos de observação. Da reconstrução destes sinais por transformada discreta de ondaletas (Fig. 4.61c), de nível 9 (0 a 0,9765 Hz), observa-se que não são verificadas trocas entre os modos do escoamento para o período permanente, ou seja, nos intervalos de tempo de 12 a 36 segundos e de 62 a 87 segundos.

A Tab. 4.9 mostra as características estatísticas dos sinais que foram separados em dois modos (modo 1: de 13 a 34,8 segundos, e modo 2: de 65 a 86,8 segundos, ambos com 65536 pontos). Os espectros de frequência (Fig. 4.62) apresentam picos de energia em 710 Hz correspondem ao número de Strouhal de 0,665, calculado com a velocidade de referência da fenda (26,78 m/s).

A Fig. 4.63 mostra os resultados da medição de velocidade para a parte transiente. O escoamento, que acelera, toma uma direção preferencial (enquanto a sonda 1 esta medindo a esteira larga de um dos tubos, a sonda 2 mede a esteira estreita, com maior velocidade). Passados 5,5 segundos esse comportamento se alterna, até se atingir o regime permanente. Durante todo o regime permanente observado não foram verificadas trocas nos modos do escoamento, apenas durante a aceleração.

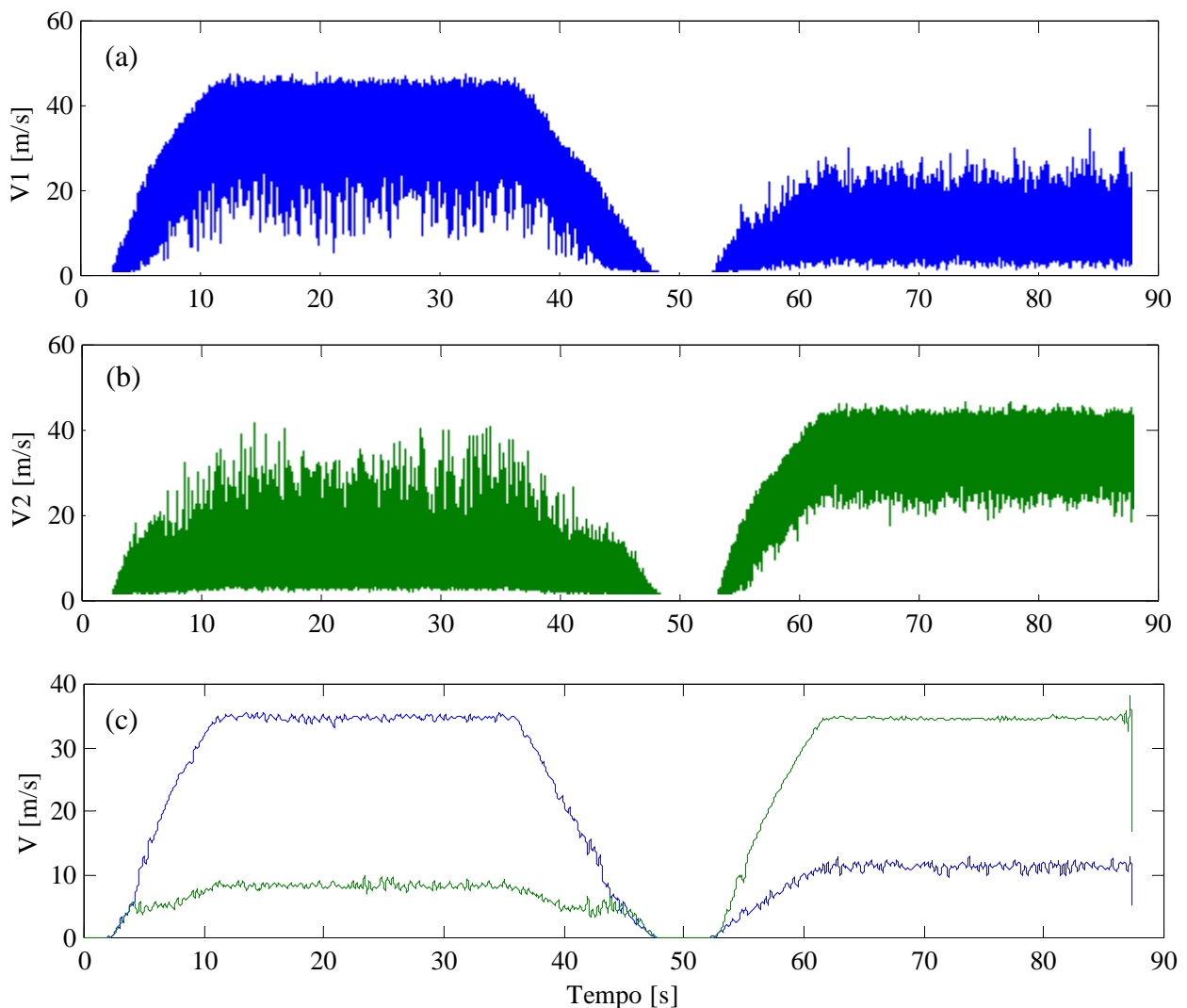


Figura 4.61 – (a) e (b) Sinais de velocidade obtidos na fenda 1, para duas fileiras de tubos com $p/d = 1,6$. (c) Reconstruções destes sinais através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 9 (de 0 a 0,9765 Hz). (— V1) (— V2).

Tabela 4.9 – Características estatísticas dos modos 1 e 2 obtidos da fenda 1, após a segunda fileira de tubos com $p/d = 1,6$.

	Modo 1		Modo 2	
	V1	V2	V1	V2
Velocidade média [m/s]	34,70	8,22	11,26	34,58
Desvio padrão [m/s]	5,18	4,13	3,57	3,72
Assimetria (<i>skewness</i>)	-0,52	1,65	0,20	0,28
Planicidade (<i>kurtosis</i>)	3,66	7,81	3,20	2,94

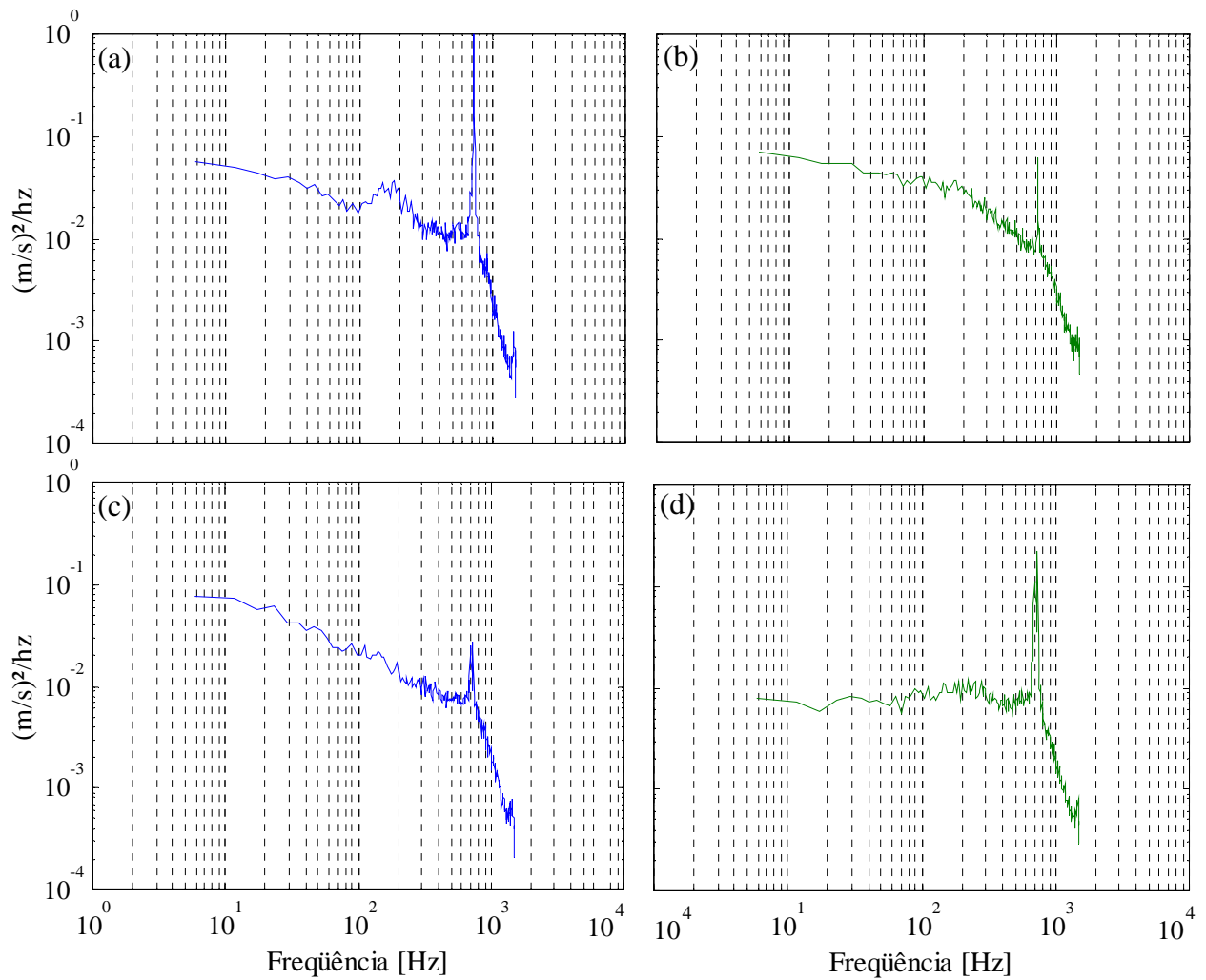


Figura 4.62 - Densidades espectrais de potência dos sinais de velocidade para os modos 1 e 2 obtidos na fenda 1 da segunda fileira de tubos com $p/d = 1,6$.

(a) e (b) modo 1, (c) e (d) modo 2. (— V1) (— V2).

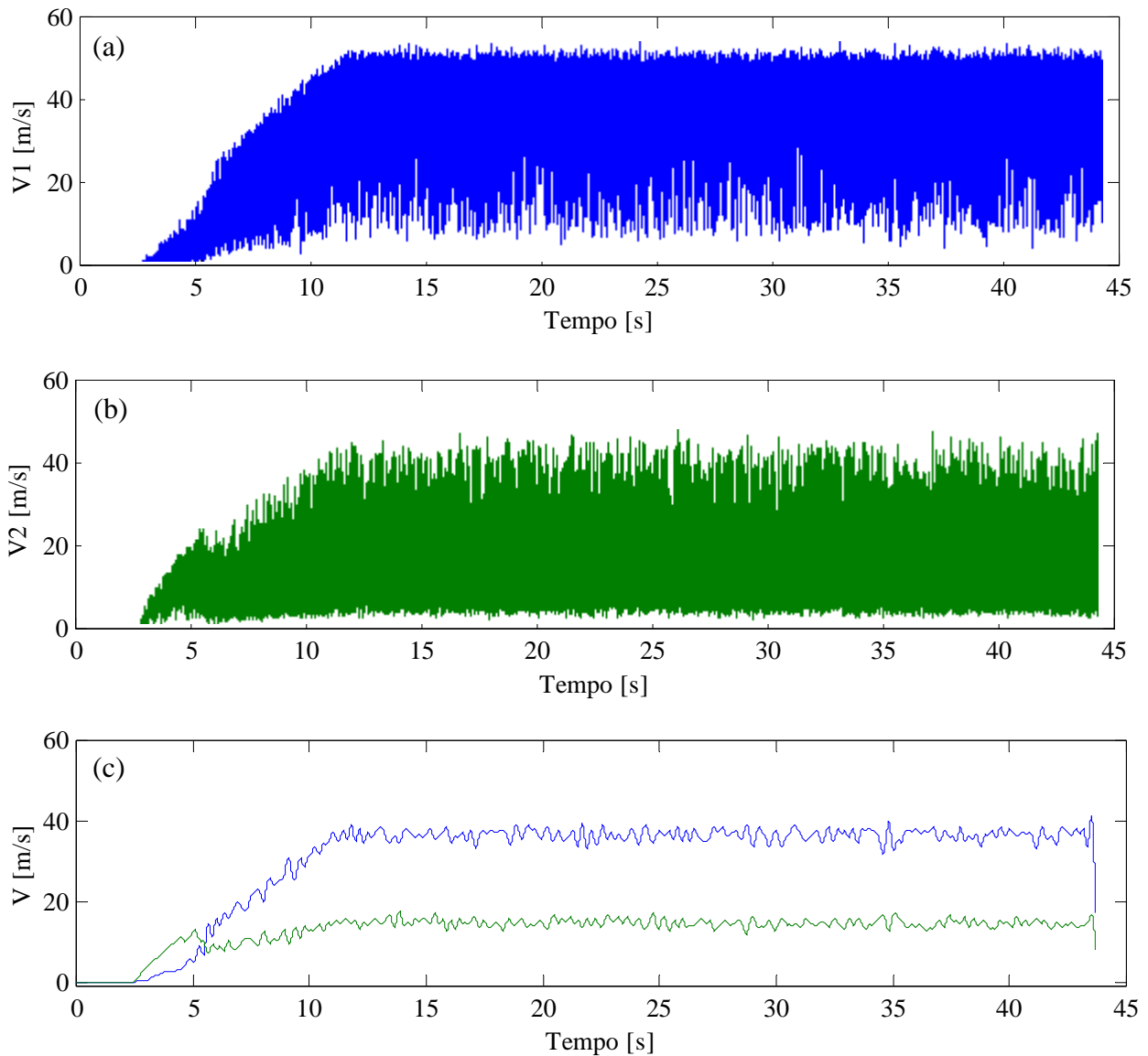


Figura 4.63 - (a) e (b) Sinais de velocidade obtidos para a parte transiente da fenda 1, para duas fileiras de tubos com $p/d = 1,6$. (c) Reconstruções destes sinais através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 9 (de 0 a 0,9765 Hz). (— V1) (— V2).

Comportamento semelhante é observado nas fendas 2 e 3, e os resultados são exibidos nas Figs. 4.64 e 4.65. Para ambos os casos os sinais foram divididos em dois modos (modo1: de 11,5 a 33,34 segundos, e modo 2: de 62 a 83,84 segundos), com 2^{17} (65536) pontos cada. As reconstruções dos sinais são realizadas por transformada discreta de ondaletas de nível 9 (0 a 2,929 Hz).

A Tab. 4.10 mostra as características estatísticas para cada um dos modos obtidos das séries referentes às fendas 2 e 3.

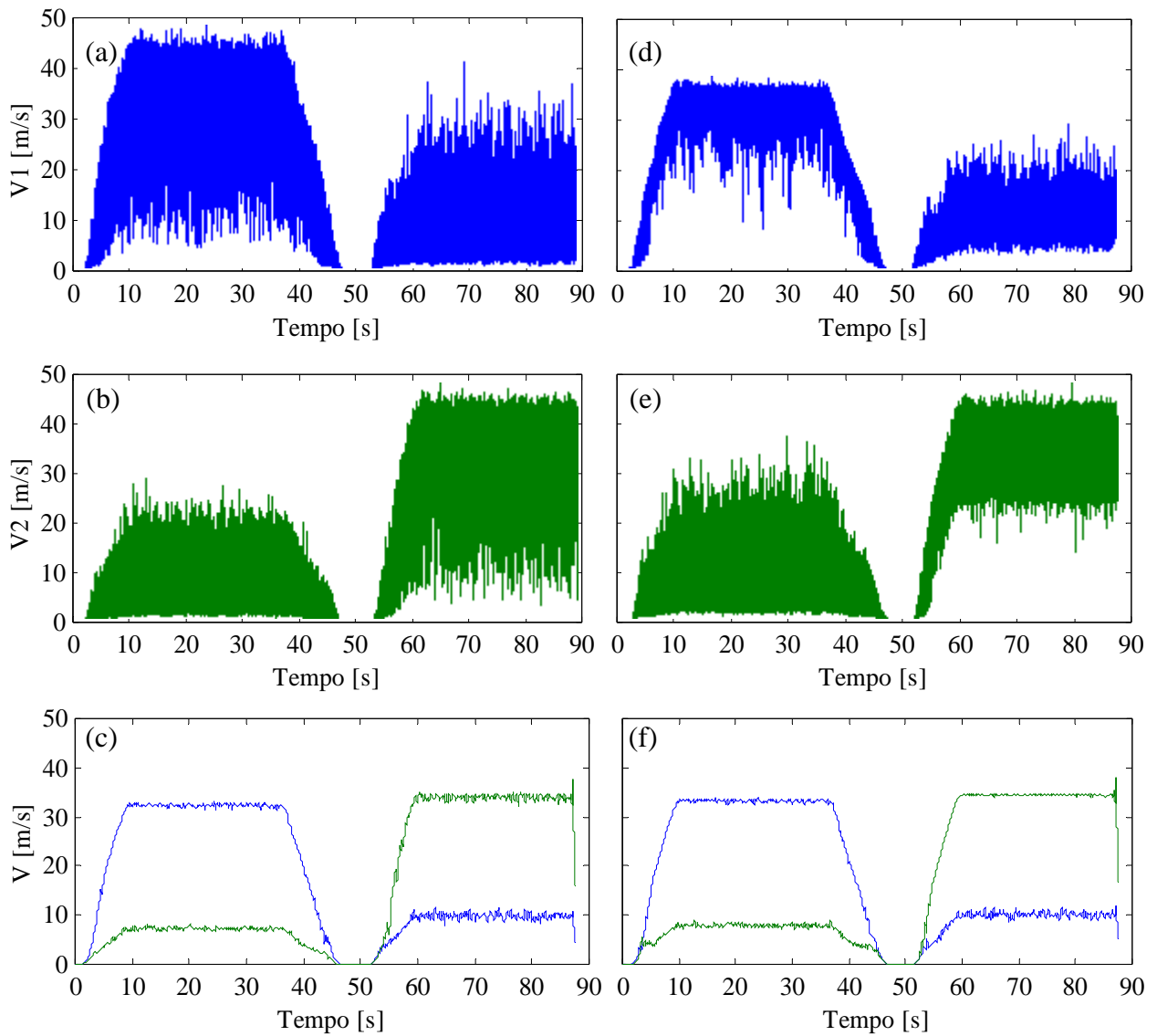


Figura 4.64 – (a) e (b) Sinais de velocidade obtidos na fenda 2, (d) e (e) na fenda 3, para duas fileiras de tubos com $p/d = 1,6$. (c) e (f) Reconstruções dos sinais da fenda 2 e 3, respectivamente através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20 e nível 9. (— V1) (— V2).

Tabela 4.10 – Características estatísticas dos modos 1 e 2 obtidos das fendas 2 e 3, após a segunda fileira de tubos com $p/d = 1,6$.

	Fenda 2				Fenda 3			
	Modo 1		Modo 2		Modo 1		Modo 2	
	V1	V2	V1	V2	V1	V2	V1	V2
Velocidade média [m/s]	32,52	7,65	9,42	34,60	32,25	8,15	9,56	34,32
Desvio padrão [m/s]	4,05	3,57	3,74	5,27	3,32	2,88	3,55	3,47
Assimetria (<i>skewness</i>)	-0,25	0,48	1,72	-0,51	-0,21	0,45	0,23	-0,27
Planicidade (<i>kurtosis</i>)	2,96	3,57	8,14	3,62	2,88	3,34	3,22	2,93

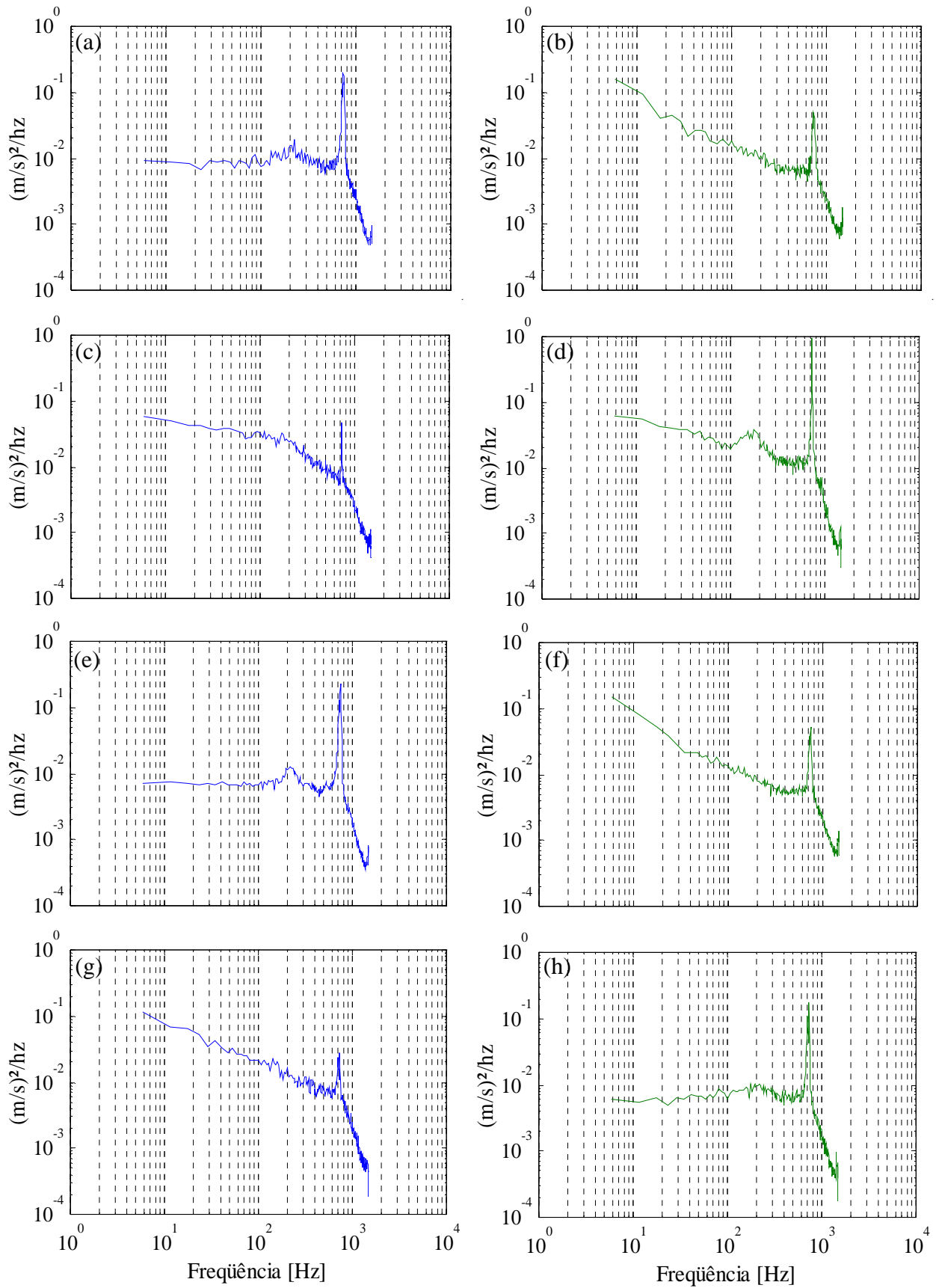


Figura 4.65 – Densidades espectrais de potência dos sinais de velocidade obtidos na segunda fileira de tubos e $p/d = 1,6$. Fenda 2: (a) e (b) modo 1, (c) e (d) modo 2.

Fenda 3: (e) e (f) modo 1, (g) e (h) modo 2 (— V1) (— V2).

Os resultados das visualizações com a técnica de injeção de permanganato de potássio diretamente no escoamento para um número de Reynolds de $7,5 \times 10^3$ no plano médio de visualização e $p/d = 1,6$ são exibidos na Fig. 4.66. Resultados semelhantes foram obtidos com a técnica de injeção de tinta no interior dos tubos. Preliminarmente, não foi detectada a troca entre os modos do escoamento. Contudo, ao se aumentar os tempos de observação tal fenômeno foi identificado para as duas razões de espaçamento. Observa-se a formação de uma esteira larga a jusante do segundo tubo, de baixo para cima, na segunda fileira (Fig. 4.66a). Passados 70 segundos esse comportamento se altera para o exposto na Fig. 4.66b, onde uma esteira estreita e direcionada para a esquerda está presente. Essa troca entre dois modos caracteriza o escoamento biestável. Os modos para estes padrões estão ilustrados nas Figs. 4.66c e 4.66d, respectivamente. O escoamento, ao passar pela primeira fileira de tubos, mantém uma direção predominantemente bidimensional. Já após a segunda fileira é observado o aparecimento de flutuações transversais no escoamento, tanto nas observações realizadas com os espelhos inclinados (Fig. 4.67) quanto da lateral dos tubos (Fig. 4.68). Entre experimentos consecutivos são observados diversos modos para o escoamento, onde, ora um dos tubos da segunda fileira apresenta uma esteira larga, ora outro tubo.

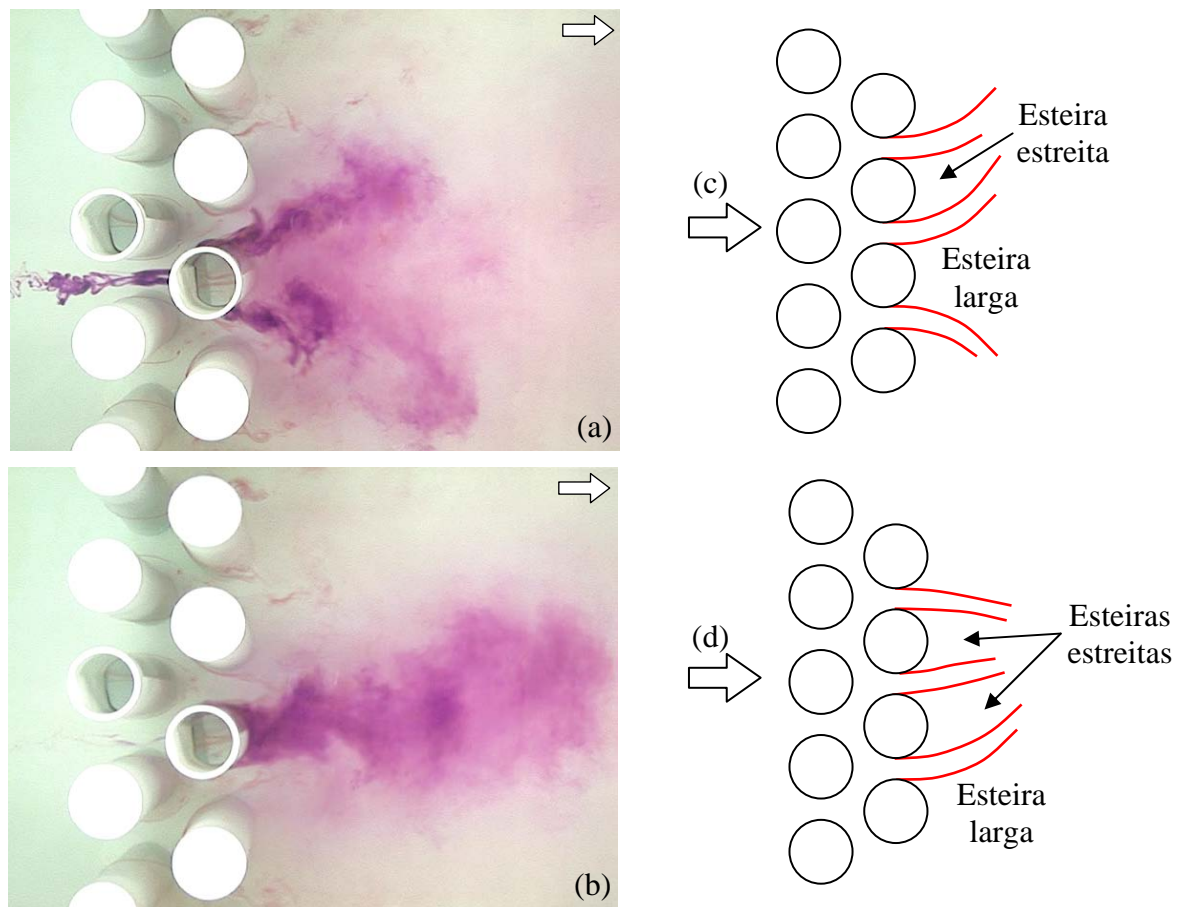


Figura 4.66 – (a) e (b) Resultados das visualizações do escoamento para duas fileiras de tubos com $p/d = 1,6$. (c) e (d) Padrões do escoamento para os dois modos observados.

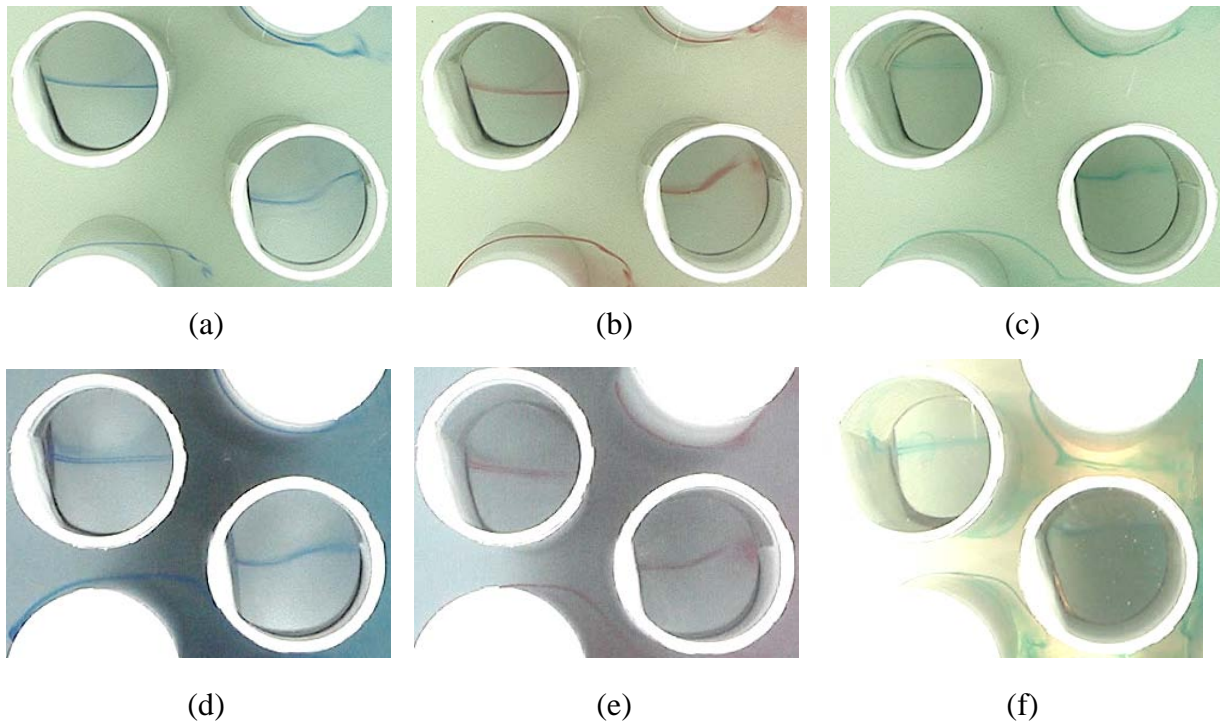


Figura 4.67 - Detalhes dos espelhos inclinados. Plano superior (a), médio (b) e inferior (c) de visualização para $p/d = 1,6$. Plano superior (d), médio (e) e inferior (f) de visualização para $p/d = 1,26$.

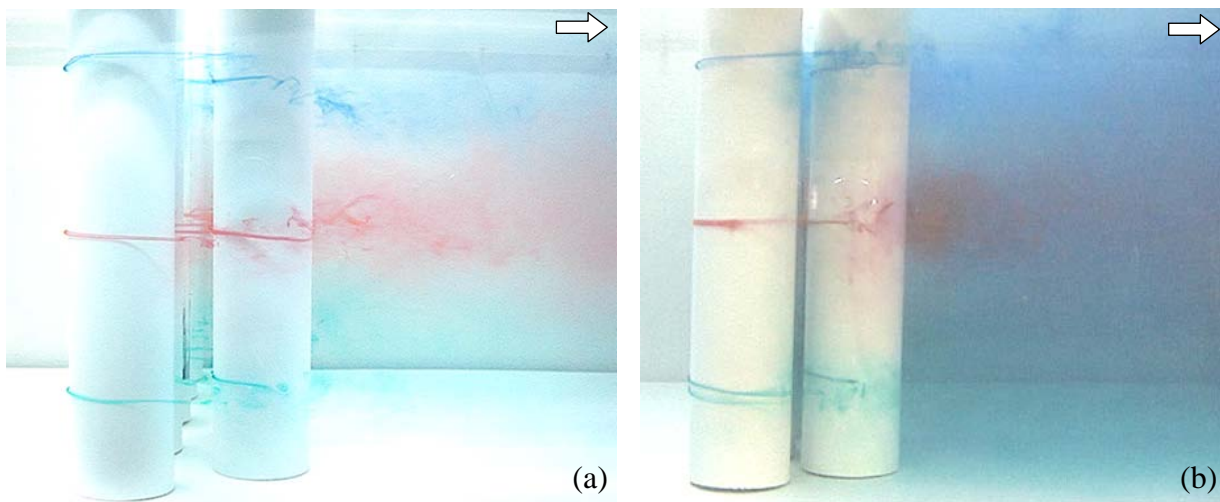


Figura 4.68 – Detalhes da lateral, para os três planos de visualização.

(a) $Re = 7,5 \times 10^3$ e (b) $Re = 1,5 \times 10^4$.

4.5. Bancos de tubos com três, quatro e cinco fileiras

A partir das medições de velocidade atrás da terceira, quarta e quinta fileiras dos bancos de tubos de arranjo triangular para os espaçamentos estudados ($p/d = 1,26$ e $p/d = 1,6$), observa-se um comportamento muito semelhante: o escoamento que emana das fendas entre os tubos apresenta uma rápida alternância, de um lado para outro (também conhecido na literatura como *flip-flop*). Isto é verificado principalmente através da reconstrução dos sinais de velocidade por transformada discreta de ondaletas (TDO), que também mostram uma oposição de fase dos sinais, como as correlações cruzadas. Os espectrogramas obtidos através de transformada contínua de ondaletas apresentam um espalhamento de energia em várias frequências, e os espectros de potência não apresentam nenhum pico pronunciado de energia. A Tab. 4.11 exibe a localização das figuras e tabelas que apresentam os resultados correspondentes de cada medição realizada, para ambas as razões de espaçamento.

Tabela 4.11 – Localização das figuras que apresentam os resultados das medições realizadas.

$p/d = 1,26$ e $p/d = 1,6$	Sinais de velocidade e reconstrução por TDO	Densidades espectrais de potência e correlações cruzadas	Espectrogramas 2D	Características estatísticas
3ª fileira	Fig. 4.70	Fig. 4.71	Fig. 4.72	Tab. 4.13
4ª fileira	Fig. 4.73	Fig. 4.74	Fig. 4.75	Tab. 4.14
5ª fileira	Fig. 4.76	Fig. 4.77	Fig. 4.78	Tab. 4.15

A Fig. 4.69 mostra o posicionamento utilizado das sondas e a denominação de cada fenda nas medições de velocidade em bancos de tubos de três, quatro e cinco fileiras.

A frequência de aquisição das séries temporais é de 1000 Hz, sendo adquiridos 2^{17} pontos (131072), o que totaliza 131,1 segundos de observação. As velocidades de referência dos experimentos e seus correspondentes números de Reynolds estão dispostos na Tab. 4.12.

Tabela 4.12 – Velocidades de referência e números de Reynolds dos experimentos realizados para bancos de tubos compostos por três, quatro e cinco fileiras.

	Razão p/d	Velocidades de referência	Números de Reynolds
3ª fileira	1,26	12,1	$1,94 \times 10^4$
	1,6	12,2	$1,95 \times 10^4$
4ª fileira	1,26	11,8	$1,90 \times 10^4$
	1,6	12,0	$1,92 \times 10^4$
5ª fileira	1,26	11,5	$1,85 \times 10^4$
	1,6	11,7	$1,88 \times 10^4$

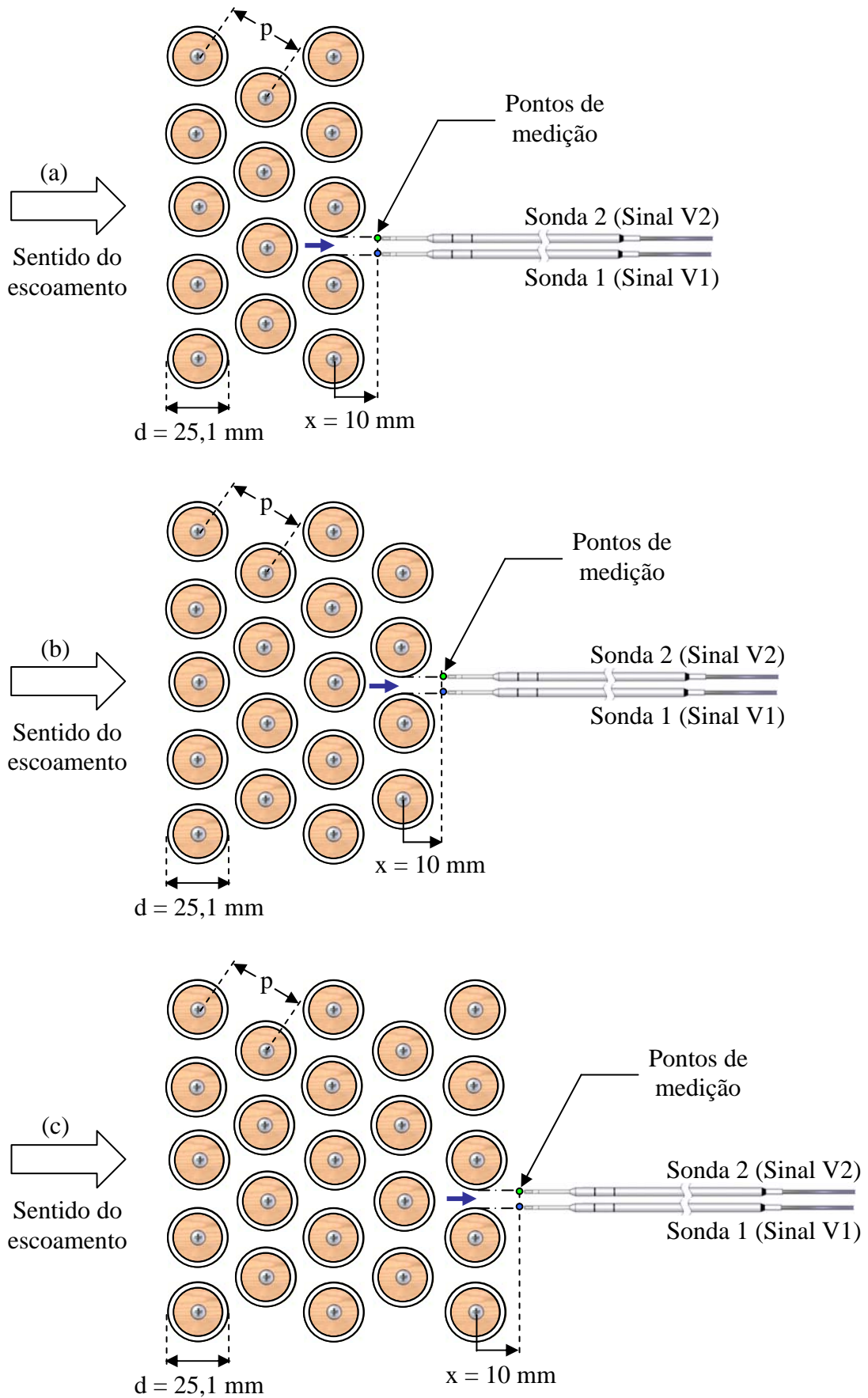


Figura 4.69 – Posicionamento das sondas utilizadas e a denominação de cada fenda nas medições de velocidade em bancos de tubos de (a) três, (b) quatro e (c) cinco fileiras.

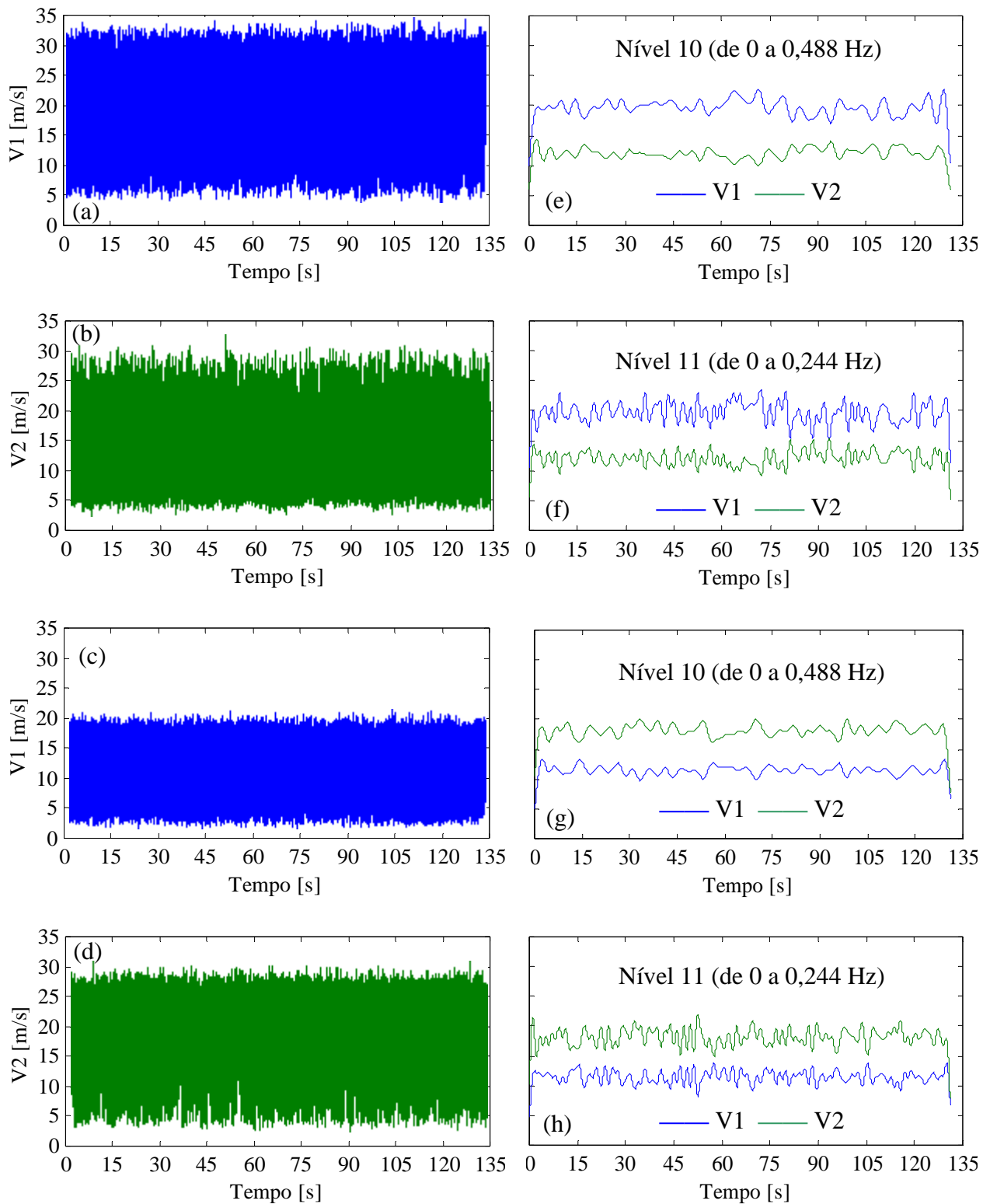


Figura 4.70 – (a) e (b) Sinais de velocidade obtidos atrás da terceira fileira de tubos, $p/d = 1,6$ e (c) e (d) com $p/d = 1,26$. (e) e (f) são as reconstruções dos sinais (a) e (b), e (g) e (h) são as reconstruções dos sinais (c) e (d), através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20.

É observado que os patamares médios de velocidade dos sinais V1 e V2 das duas razões de espaçamento são ligeiramente diferentes. Isso se deve ao fato de que quando $p/d = 1,6$ os tubos estão distribuídos em toda a seção transversal do canal aerodinâmico, e o escoamento passa predominantemente pelo interior do banco de tubos. Como para $p/d = 1,26$ os tubos estão mais próximos, duas áreas livres nas laterais do banco de tubos são formadas. Assim, é de se esperar que os patamares de velocidades sejam ligeiramente diferentes, pois para $p/d = 1,26$ o escoamento tenderá a percorrer o caminho de menor perda de carga, ou seja, pelas laterais do banco. Porém, as diferenças entre estas velocidades não são consideravelmente grandes, o que não chega a interferir nos resultados.

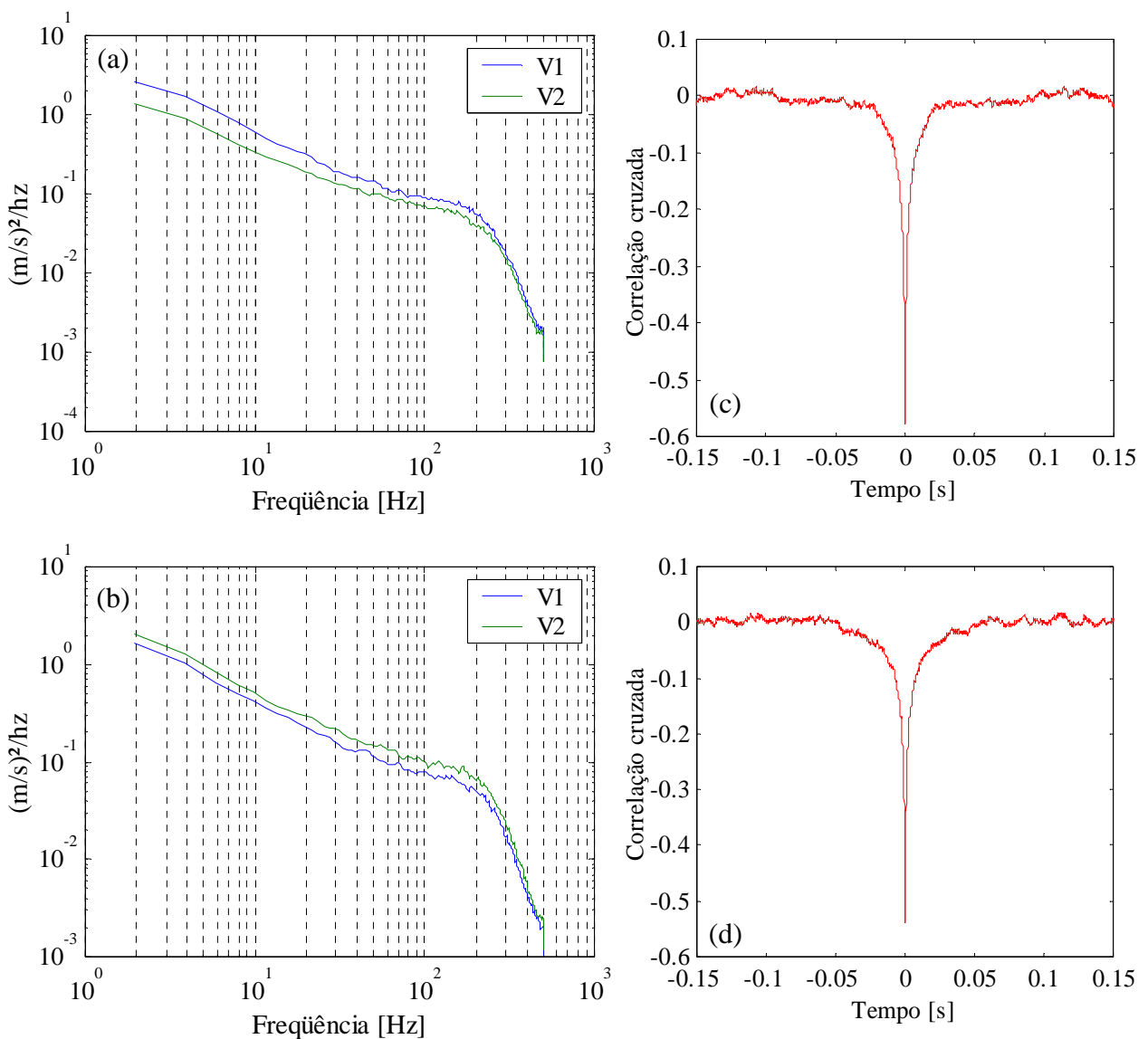


Figura 4.71 – Densidades espectrais de potência das flutuações de velocidade: (a) $p/d = 1,6$, (b) $p/d = 1,26$. Correlação cruzada dos sinais de velocidade das Figs. 4.70a e 4.70b: (c) $p/d = 1,6$, (d) $p/d = 1,26$, respectivamente.

Os espectrogramas são gerados através de transformada contínua de ondaletas, com intervalos de frequência de 2 Hz, na faixa entre 20 e 200 Hz.

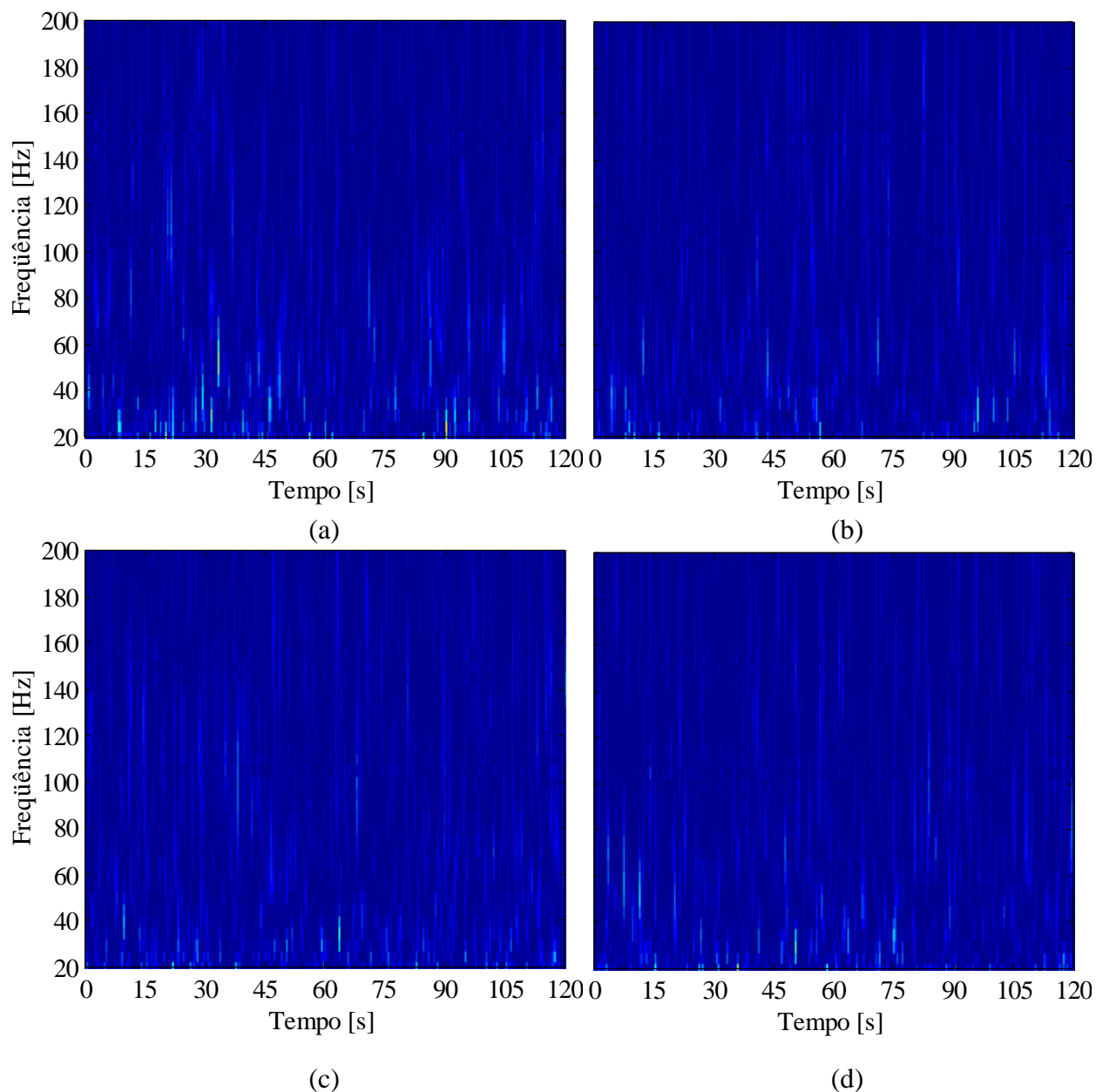


Figura 4.72 – Espectrogramas dos sinais de velocidades obtidos atrás da terceira fileira.

$p/d = 1,6$: (a) sinal V1 e (b) sinal V2. $p/d = 1,26$: (c) sinal V1 e (d) sinal V2.

Tabela 4.13 – Características estatísticas dos sinais de velocidade obtidos para a terceira fileira de tubos.

	$p/d = 1,26$		$p/d = 1,6$	
	V1	V2	V1	V2
Velocidade média [m/s]	19,74	12,06	11,47	18,15
Desvio padrão [m/s]	6,61	5,34	4,24	5,53
Assimetria (<i>skewness</i>)	-0,32	0,64	-0,09	-0,59
Planicidade (<i>kurtosis</i>)	2,02	2,63	1,94	2,47

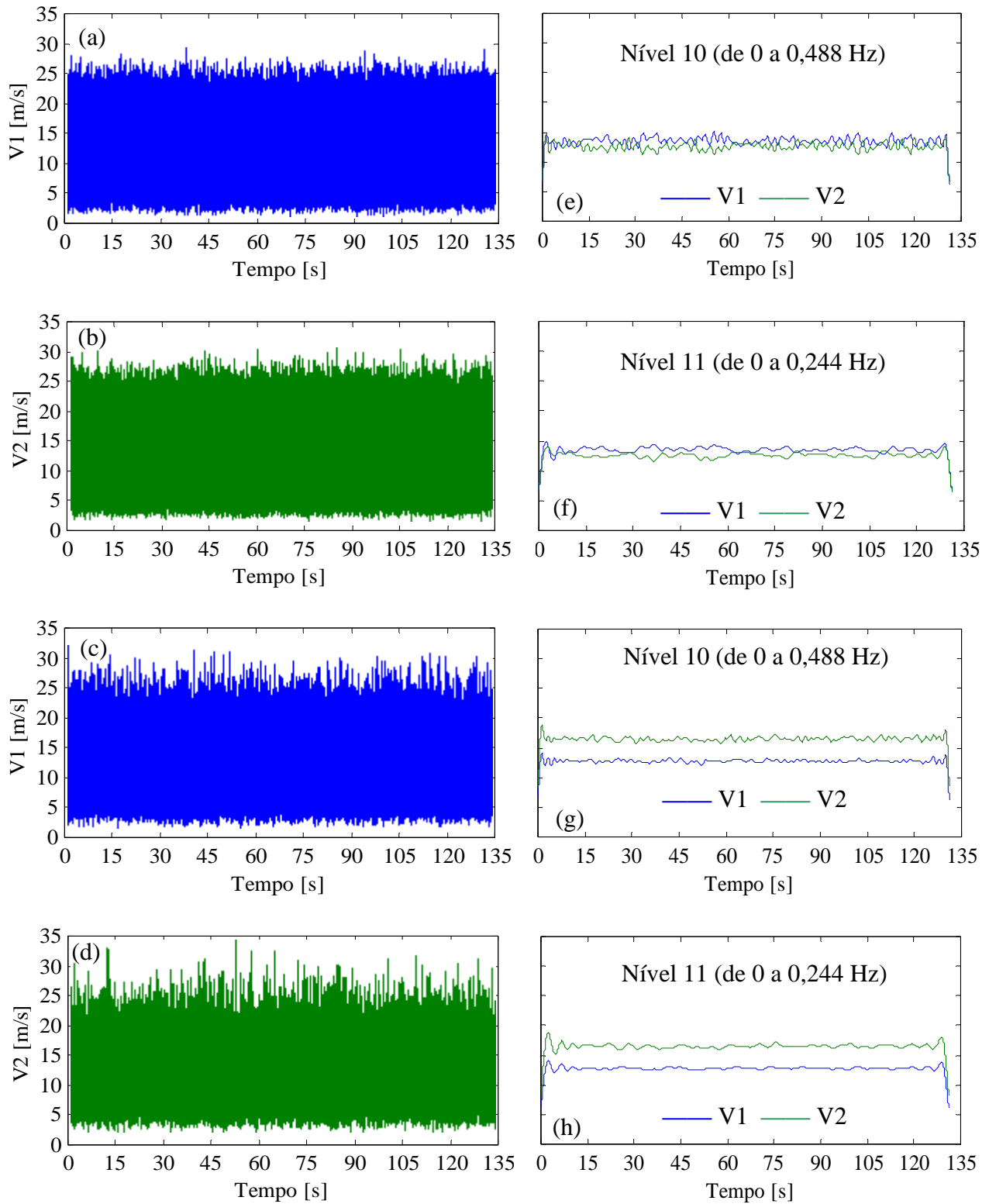


Figura 4.73 – (a) e (b) Sinais de velocidade obtidos atrás da quarta fileira de tubos com $p/d = 1,6$ e (c) e (d) com $p/d = 1,26$. (e) e (f) são as reconstruções dos sinais (a) e (b), e (g) e (h) são as reconstruções dos sinais (c) e (d), através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20.

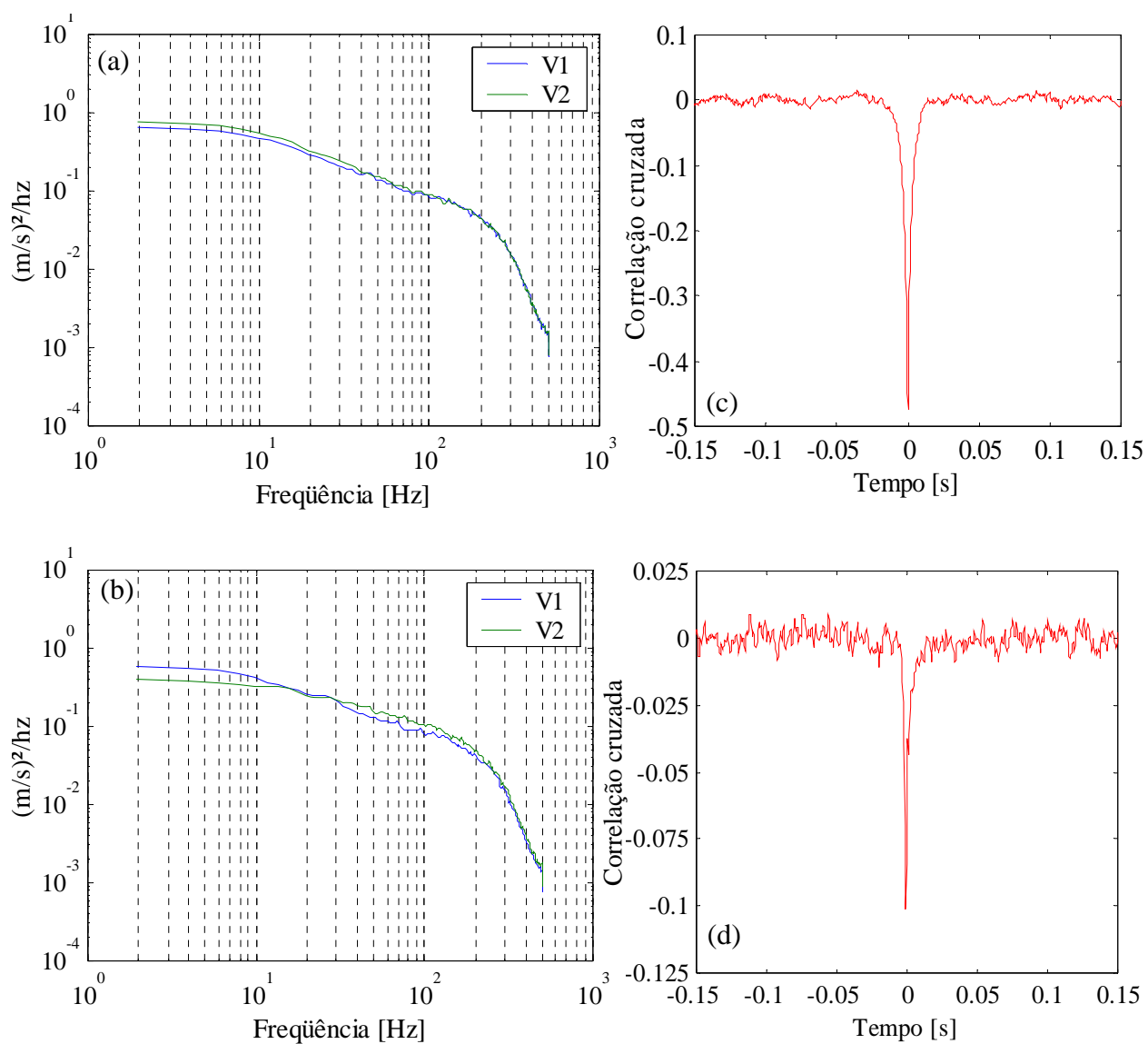


Figura 4.74 – Densidades espectrais de potência das flutuações de velocidade: (a) $p/d = 1,6$, (b) $p/d = 1,26$. Correlação cruzada dos sinais de velocidade das Figs. 4.73a e 4.73b: (c) $p/d = 1,6$, (d) $p/d = 1,26$, respectivamente.

Tabela 4.14 – Características estatísticas dos sinais de velocidade obtidos para a quarta fileira de tubos.

	$p/d = 1,26$		$p/d = 1,6$	
	V1	V2	V1	V2
Velocidade média [m/s]	13,53	12,60	12,77	16,51
Desvio padrão [m/s]	5,62	5,80	3,90	4,64
Assimetria (<i>skewness</i>)	0,07	0,38	0,74	0,72
Planicidade (<i>kurtosis</i>)	2,00	2,19	3,68	3,12

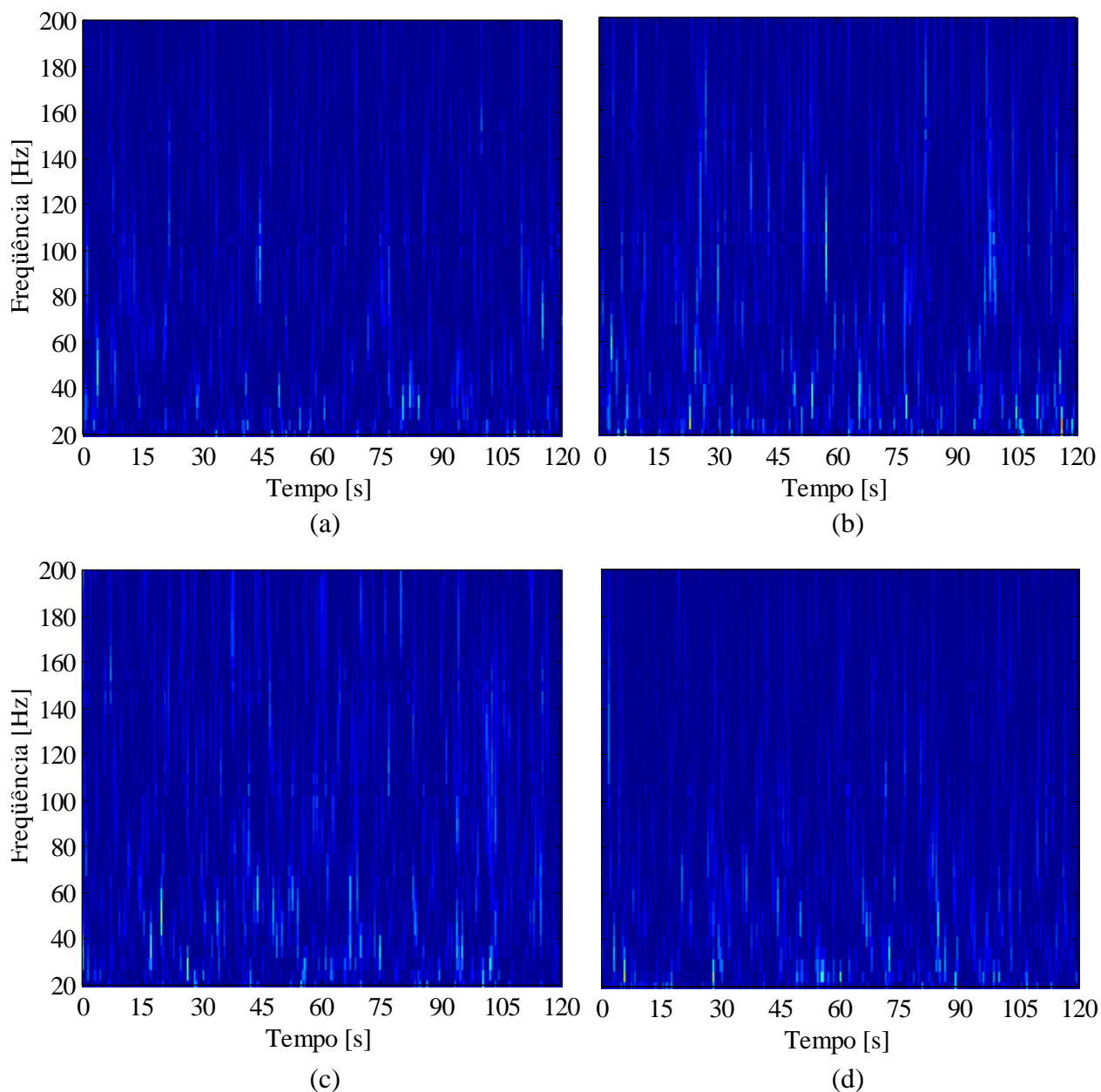


Figura 4.75 – Espectrogramas dos sinais de velocidades obtidos atrás da quarta fileira.

$p/d = 1,6$: (a) sinal V1 e (b) sinal V2. $p/d = 1,26$: (c) sinal V1 e (d) sinal V2.

Observa-se que quanto maior é o número de fileiras do banco de tubos, menor é o valor da correlação cruzada entre os sinais de velocidade V1 e V2.

Também é maior o espalhamento de energia apresentado nos espectrogramas, o que leva a crer que o processo de mistura produzido por este tipo de arranjo é bastante eficiente, o que aumenta a difusão e auxilia no aumento da taxa de transferência de calor.

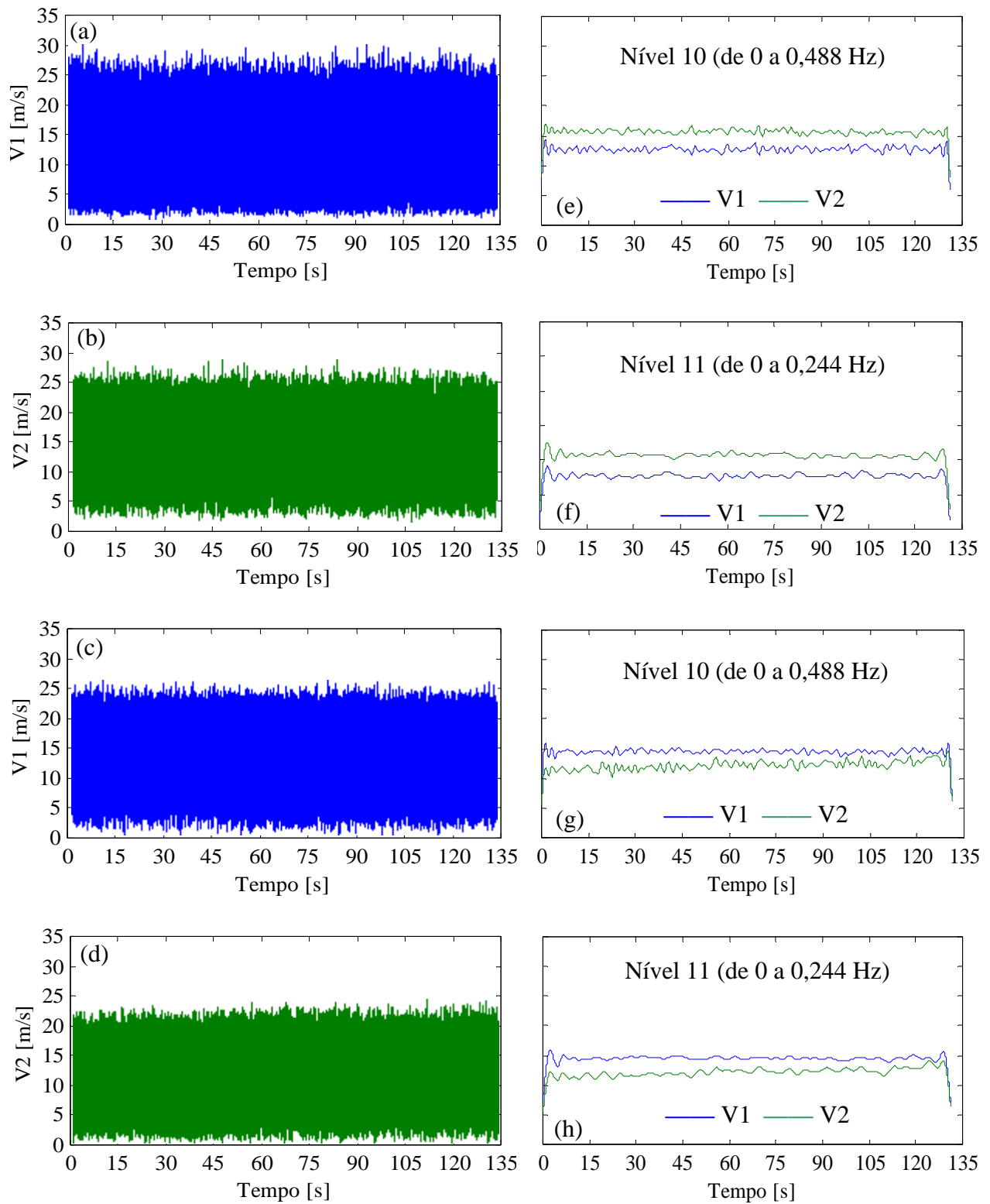


Figura 4.76 – (a) e (b) Sinais de velocidade obtidos atrás da quinta fileira de tubos com $p/d = 1,6$ e (c) e (d) com $p/d = 1,26$. (e) e (f) são as reconstruções dos sinais (a) e (b), e (g) e (h) são as reconstruções dos sinais (c) e (d), através de transformada discreta de ondaletas, tipo Db20.

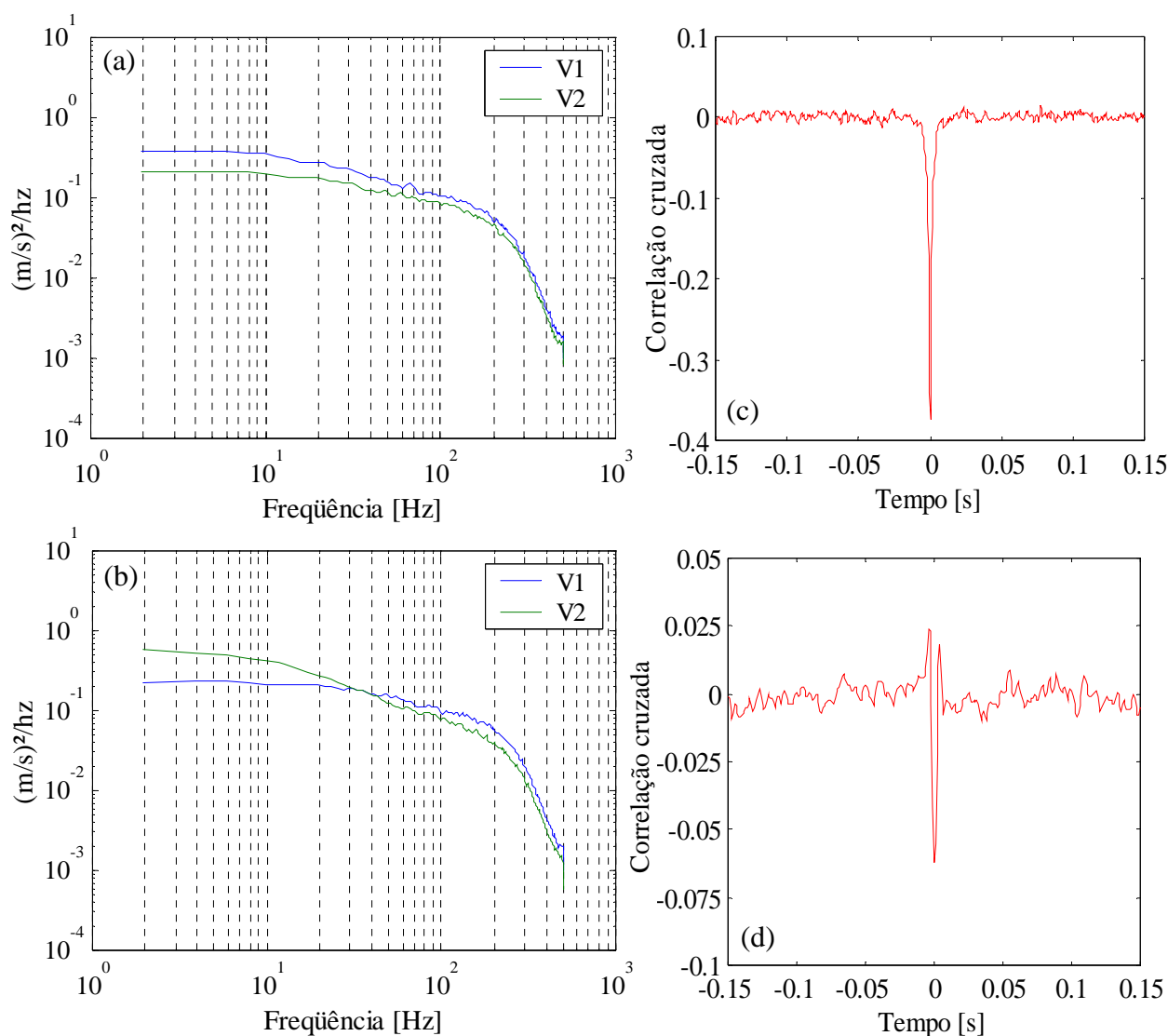


Figura 4.77 – Densidades espectrais de potência das flutuações de velocidade: (a) $p/d = 1,6$, (b) $p/d = 1,26$. Correlação cruzada dos sinais de velocidade das Figs. 4.76a e 4.76b: (c) $p/d = 1,6$, (d) $p/d = 1,26$, respectivamente.

Tabela 4.15 – Características estatísticas dos sinais de velocidade obtidos para a quinta fileira de tubos.

	$p/d = 1,26$		$p/d = 1,6$	
	V1	V2	V1	V2
Velocidade média [m/s]	12,74	15,70	14,82	11,61
Desvio padrão [m/s]	5,68	4,84	5,36	5,32
Assimetria (<i>skewness</i>)	0,33	-0,39	-0,36	-0,35
Planicidade (<i>kurtosis</i>)	2,20	2,43	2,39	2,24

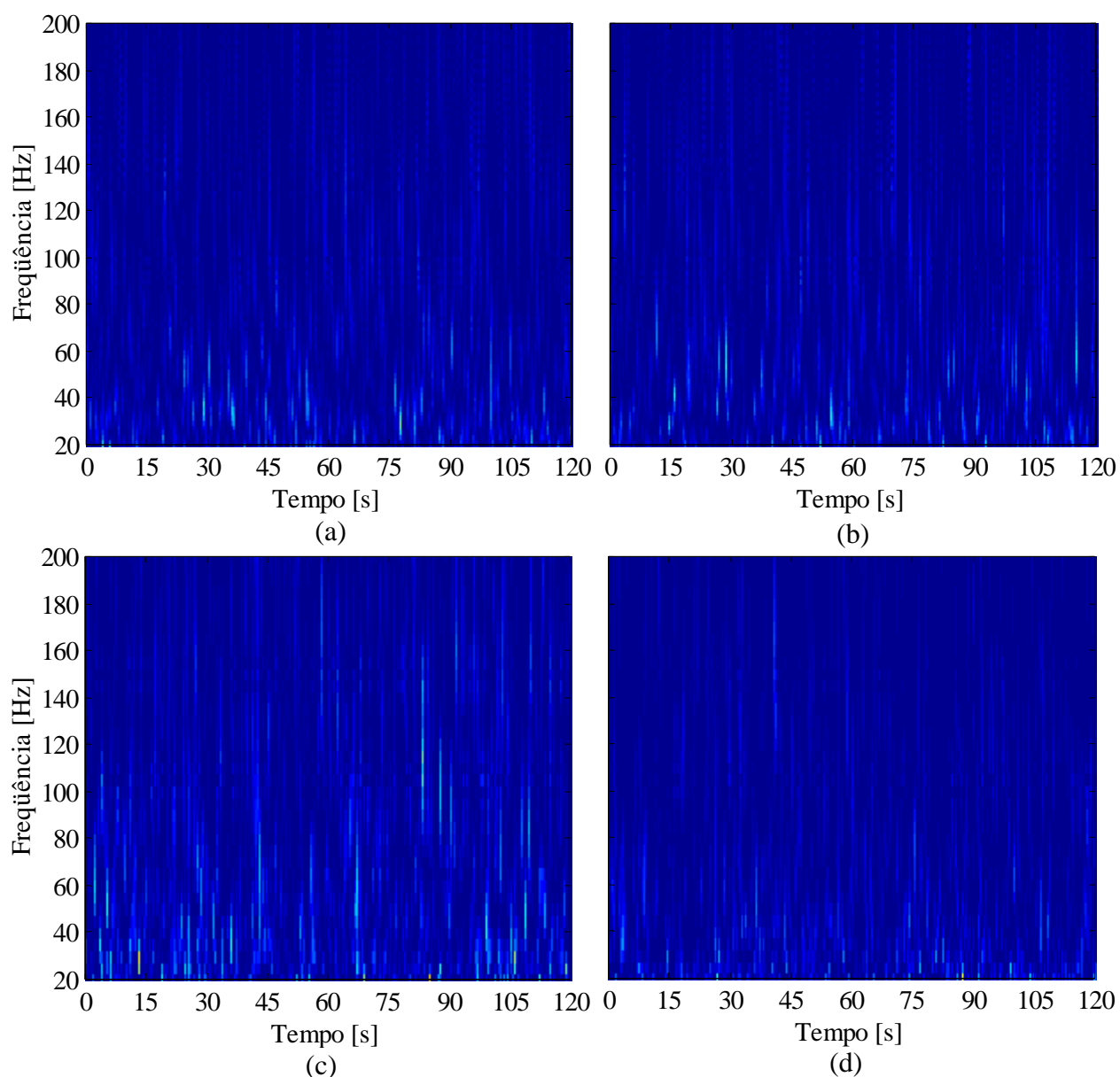


Figura 4.78 – Espectrogramas dos sinais de velocidades obtidos atrás da quinta fileira.

$p/d = 1,6$: (a) sinal V1 e (b) sinal V2. $p/d = 1,26$: (c) sinal V1 e (d) sinal V2.

A Fig. 4.79 mostra os resultados da visualização de escoamento para o banco de tubos completo com razão de espaçamento $p/d = 1,26$, de onde se observa que o escoamento é altamente desordenado no interior do banco, também evidenciado através da visão dos espelhos inclinados. Contudo, acionando-se apenas as tomadas de tinta da última fileira de tubos o escoamento apresenta uma esteira larga atrás do tubo central desta fileira (Fig. 4.80).

A Fig. 4.81 mostra resultados semelhantes para a razão de espaçamento $p/d = 1,6$, e para as visualizações realizadas com o número de Reynolds de $1,5 \times 10^4$ os resultados observados também são similares.

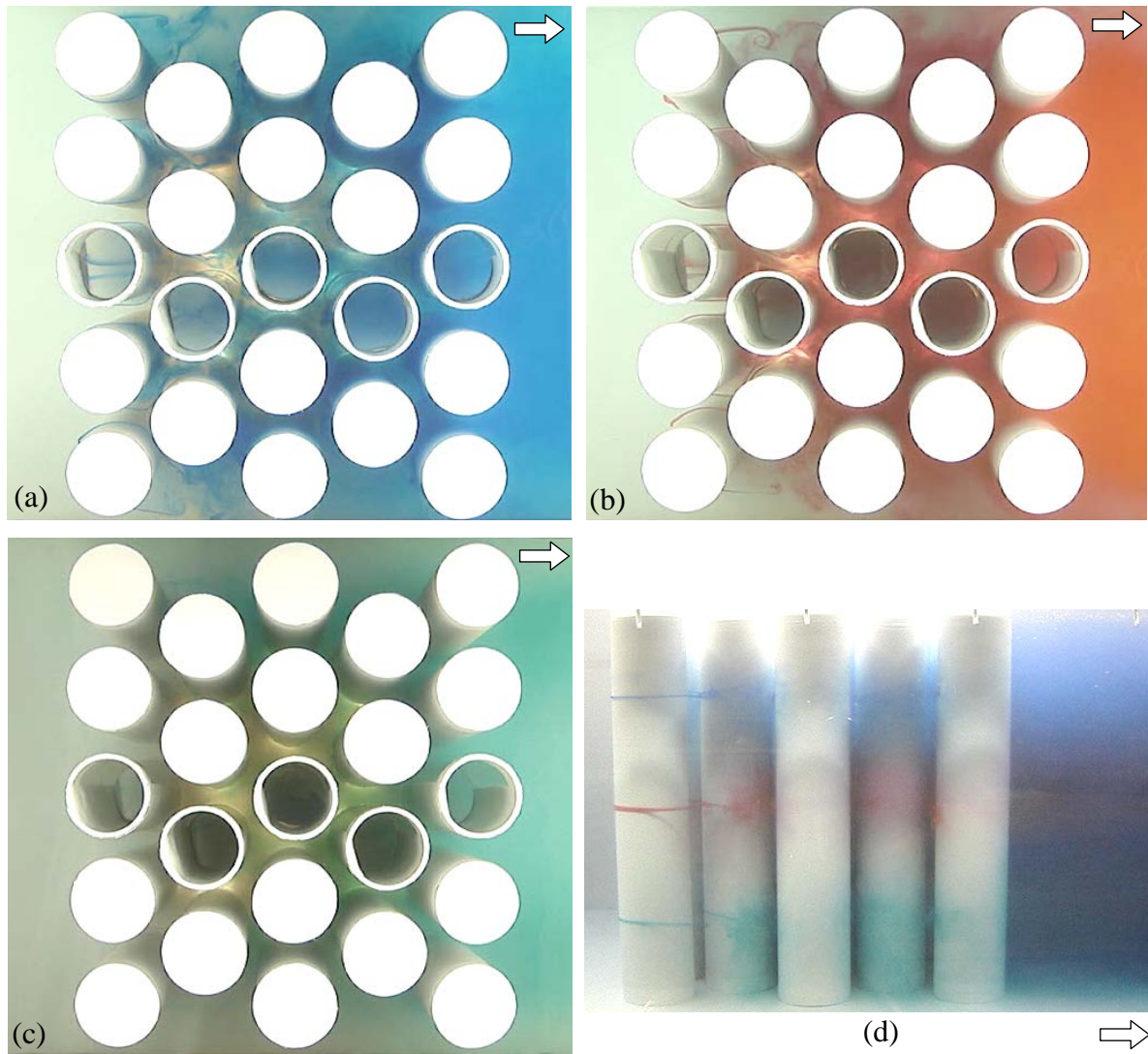


Figura 4.79 - Visualização de escoamento para o banco de tubos completo, com razão $p/d = 1,26$. $Re = 7,5 \times 10^3$. Planos de visualização: (a) superior, (b) médio e (c) inferior. Detalhes da lateral, para os três planos de visualização.

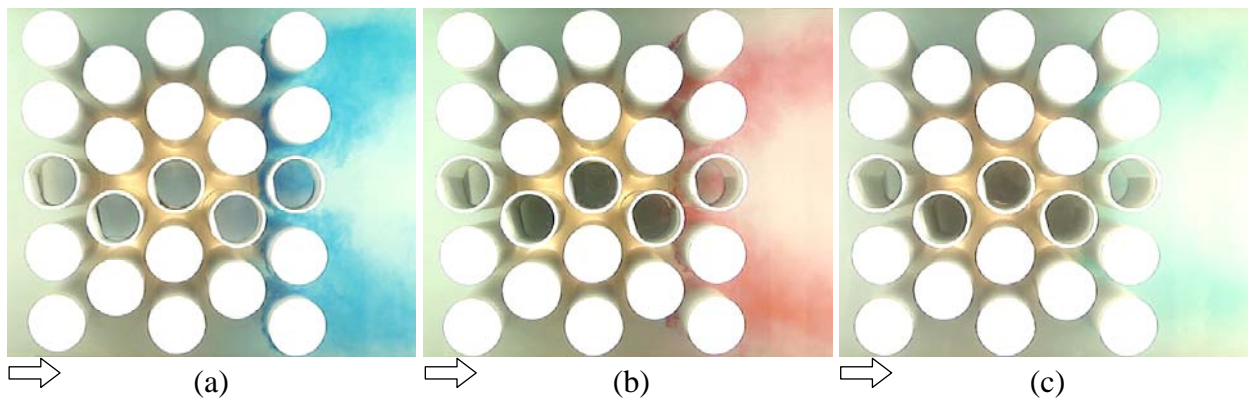


Figura 4.80 - Visualização de escoamento para o banco de tubos completo, com razão $p/d = 1,26$. Injeção de tinta apenas na última fileira de tubos. $Re = 7,5 \times 10^3$. Planos de visualização: (a) superior, (b) médio e (c) inferior.

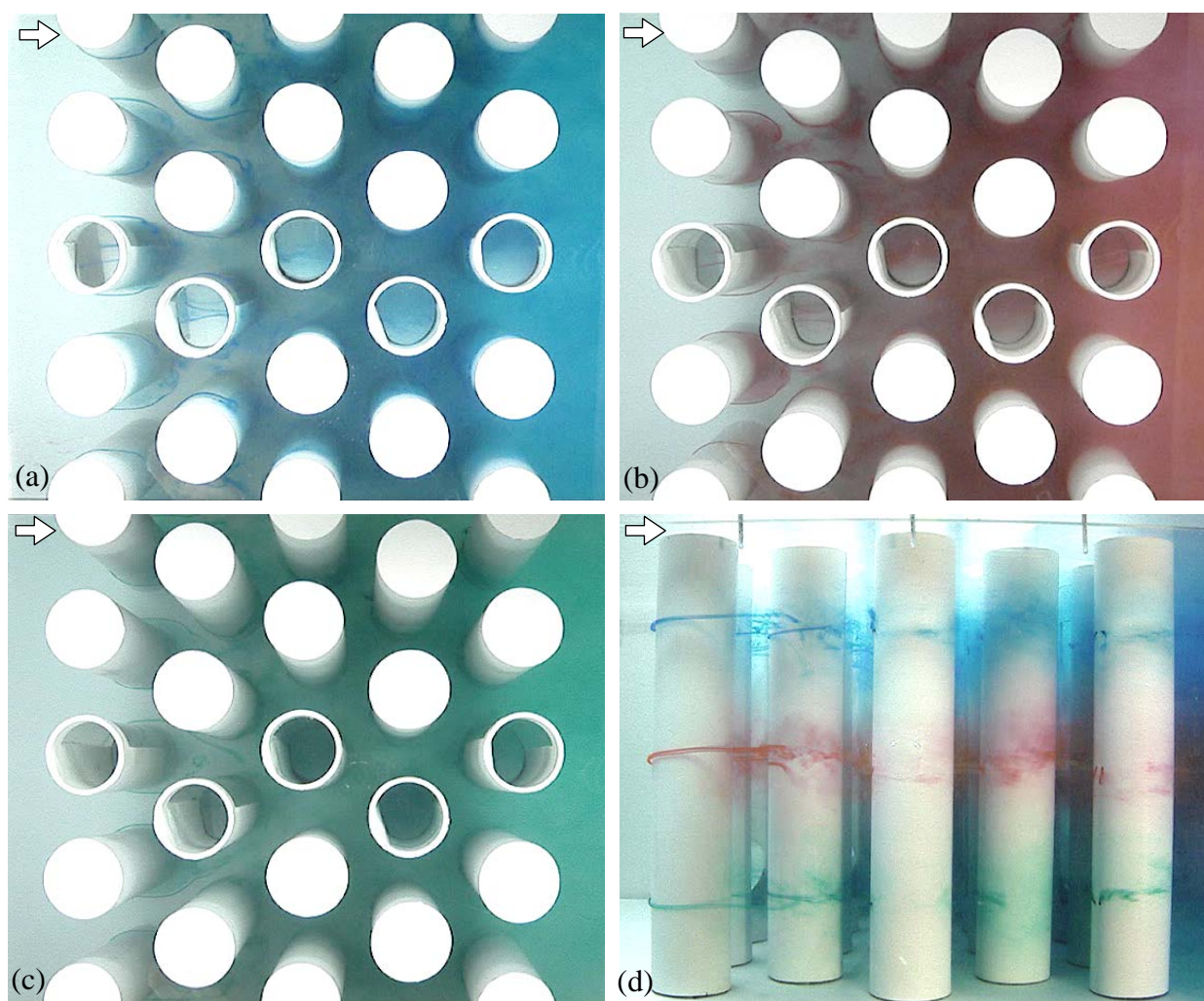


Figura 4.81 - Visualização de escoamento para o banco de tubos completo, com razão $p/d = 1,6$. $Re = 7,5 \times 10^3$. Planos de visualização: (a) superior, (b) médio e (c) inferior. Detalhes da lateral, para os três planos de visualização.

A Fig. 4.82 mostra os detalhes da lateral do banco de tubos para o plano médio de visualização, com o acionamento das tomadas de tinta de cada fileira isoladamente, de onde se observa que, ao passar pela primeira fileira de tubos o escoamento é predominantemente bidimensional. Na segunda fileira de tubos uma componente tridimensional se mostra presente, sob a forma de pequenas flutuações. Da terceira fileira em diante há um escoamento altamente desordenado, sendo que na quarta e quinta fileiras este comportamento aumenta.

A Fig. 4.83 exhibe os resultados da visualização de escoamento com a injeção de permanganato de potássio diretamente no escoamento na altura do plano superior de visualização através de uma agulha, mostrando o caminho percorrido no interior do banco de tubos.

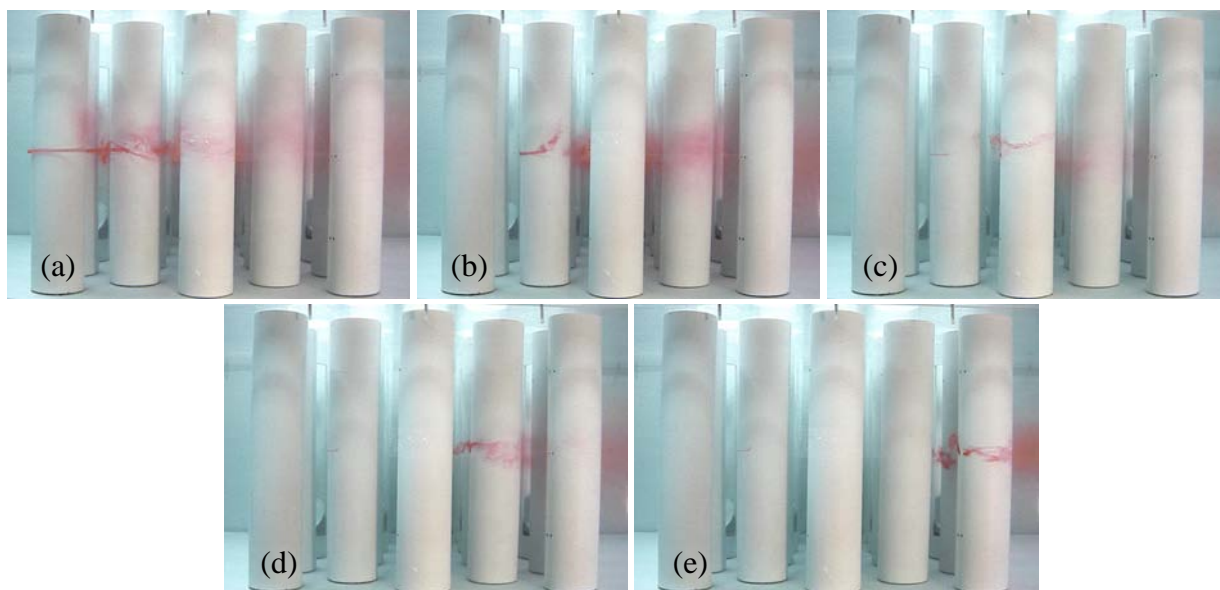


Figura 4.82 – Detalhes da lateral do banco de tubos. $p/d = 1,6$ e $Re = 7,5 \times 10^3$. Plano médio de visualização. O acionamento das tomadas de tinta é realizado isoladamente para cada fileira: (a) primeira fileira, (b) segunda fileira, (c) terceira fileira, (d) quarta fileira e (e) quinta fileira.

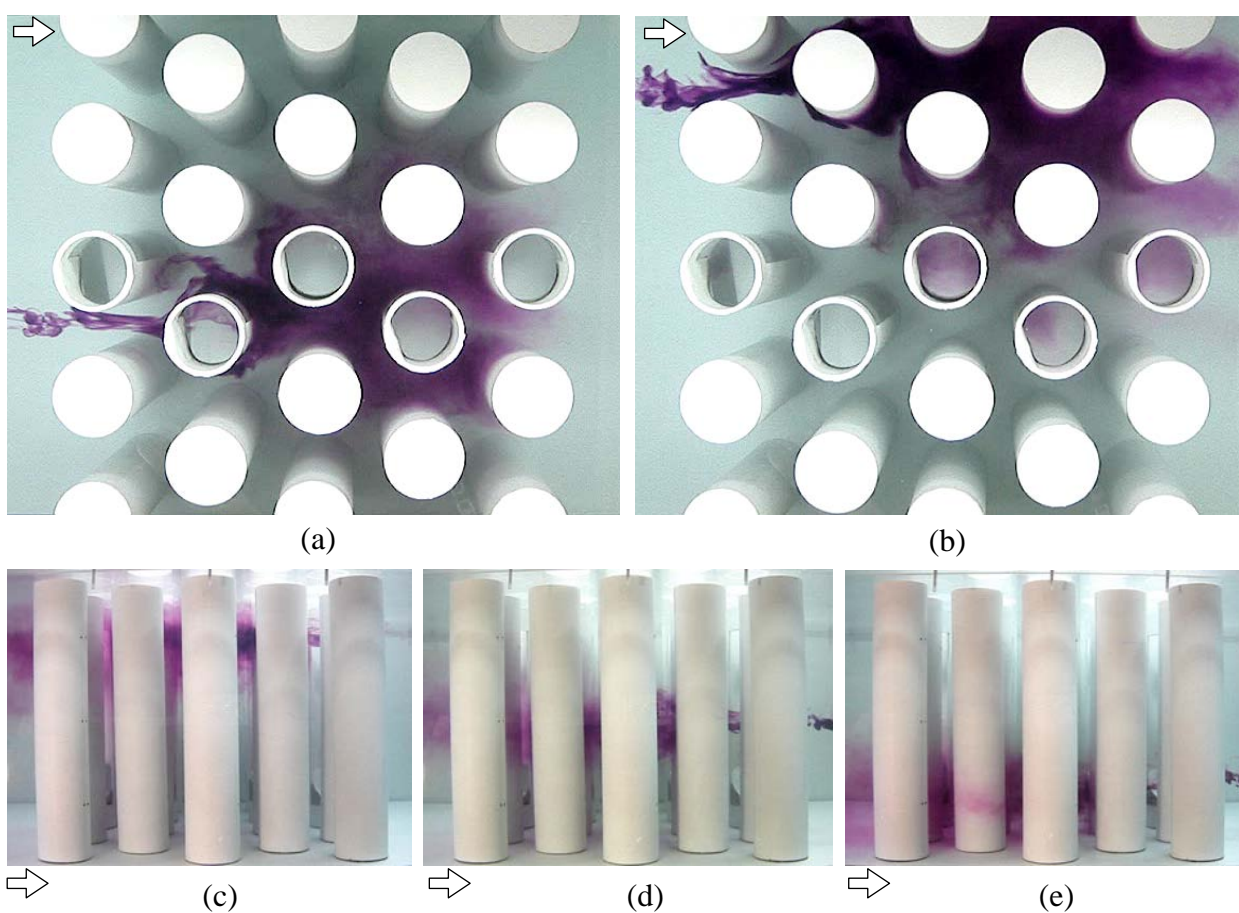


Figura 4.83 – (a) e (b) Visualização para o banco de tubos completo com injeção de permanganato de potássio diretamente no escoamento, $p/d = 1,6$ e $Re = 7,5 \times 10^3$. Plano de visualização superior. Detalhes da lateral os tubos: (c), plano superior, (d) médio e (e) inferior.

5. CONCLUSÕES

Este trabalho apresenta um estudo experimental realizado em bancos de tubos de arranjo triangular submetidos a escoamentos turbulentos cruzados. Foram estudadas as razões de espaçamento de 1,26 e 1,6 através da medição das flutuações de velocidade em canal aerodinâmico utilizando a técnica de anemometria de fio quente e de visualização do escoamento em canal hidráulico utilizando injeção de tinta. Tanto as medições de velocidade quanto as visualizações de escoamento foram realizados no regime subcrítico.

Nos experimentos realizados com dois tubos dispostos lado a lado em relação ao escoamento é observada a existência do fenômeno biestável, caracterizado pela presença de duas esteiras de vórtices características: uma larga, associada a menores valores de velocidade, e outra estreita, associada a maiores valores. As frequências de desprendimento de vórtices apresentadas para a razão de espaçamento $p/d = 1,26$, adimensionalizadas em termos de número de Strouhal destas duas esteiras foram calculadas, resultando em 0,1 e 0,3, respectivamente, e estão de acordo com os resultados apresentados por Alam et al., 2003. O tempo médio entre as trocas foi de 6 segundos, sendo duas vezes maior do que o esperado, segundo Kim e Durbin, 1988. Os autores indicam que o tempo médio entre as trocas é da ordem de 10^3 vezes maior do que o período de desprendimento de vórtices. As visualizações de escoamento em canal hidráulico mostram claramente a troca entre os modos do escoamento, ocorrendo de 2 a 4 trocas para um período de tempo de 5 minutos. Para a razão de espaçamento $p/d = 1,6$ as trocas entre os modos do escoamento são cerca de 30 vezes mais rápidas que para o caso em que $p/d = 1,26$. Em relação à visualização de escoamento, como a oscilação do escoamento da fenda é mais rápida, é mais difícil a contabilização das trocas entre os modos. Da filmagem simultânea dos três planos de visualização, observa-se um comportamento similar, ou seja, a deflexão para um dos lados ocorre nos três planos simultaneamente. O escoamento entre os tubos se apresenta de maneira predominantemente bidimensional, com pequenas flutuações no plano paralelo ao eixo dos tubos.

Para três tubos, sendo um tubo a montante e dois tubos lado a lado a jusante, o fenômeno biestável também é identificado. O espectro de frequências do primeiro modo do escoamento apresenta dois picos de energia, em 109 Hz ($S = 0,156$) e em 334 Hz ($S = 0,479$), referentes as esteiras larga e estreita, respectivamente. Para o segundo modo do escoamento, esses picos de energia estão localizados em 124 Hz ($S = 0,178$) e em 340 Hz ($S = 0,488$). O tempo médio entre as trocas dos modos é de cerca de 2,5 segundos. As esteiras externas dos tubos a jusante são claramente visíveis, e as esteiras internas se amalgamam. As trocas ocorrem

diferentemente entre os três planos de visualização, ou seja, enquanto no plano superior um modo está presente, nos outros planos, outro modo pode estar estabelecido, mostrando a presença de efeitos de tridimensionalidade no escoamento. Ao passar pelos tubos a jusante, é verificada na visualização do escoamento a presença de uma componente transversal do escoamento na direção vertical. Para dois tubos dispostos a montante e um a jusante a biestabilidade não é identificada, mesmo para distâncias maiores dos tubos. O espectro de frequências apresenta três picos de energia, em 60 Hz ($S = 0,086$), em 120 Hz ($S = 0,172$) e em 180 Hz ($S = 0,258$), sendo que o primeiro pico corresponde ao desprendimento de vórtices do tubo a jusante e os outros dois picos de frequência se referem ao primeiro e segundo harmônicos, e são inerentes ao desprendimento de vórtices em tubos submetidos a escoamento cruzado (Ziada, 2004). Porém, se estes três tubos forem considerados como um único corpo aerodinâmico, ou seja, com diâmetro igual a $2,6d$, o número de Strouhal baseado neste comprimento característico, no primeiro pico de frequência do espectro (60 Hz) e na velocidade de referência da fenda (22,37 m/s) é igual a 0,22, que é um valor muito semelhante ao encontrado para um único tubo.

Para uma fileira de tubos é observado através das medições de velocidade um padrão onde os jatos que emanam das fendas entre os tubos se fundem, formando células de esteiras coalescidas. Em um dos padrões observados, ocorre a formação de uma esteira larga atrás do tubo central, e duas esteiras estreitas atrás dos cilindros vizinhos a este. Este resultado concorda com as visualizações de escoamento realizadas, bem como com um dos padrões apresentados por Zdravkovich, 1997. Porém, as visualizações de escoamento em canal hidráulico mostram também a formação de outros dois padrões de escoamento: no segundo, há a formação de uma esteira estreita no tubo do centro, e uma esteira larga no tubo da direita, olhando-se de montante. No terceiro padrão encontrado foi identificado o fenômeno biestável, apenas nas visualizações de escoamento. Nele, há a formação de uma esteira larga no tubo posicionado a esquerda do tubo central, que é estável. A esteira com característica biestável está posicionada atrás do tubo a direita do tubo central, e apresenta, ora uma esteira estreita (modo 1), ora uma esteira larga (modo 2). Também se observa que o escoamento apresenta um comportamento predominantemente bidimensional ao passar pela primeira fileira de tubos, e o desprendimento de vórtices no interior de uma fenda estreita ocorre em oposição de fase atrás de tubos vizinhos.

Para duas fileiras de tubos em arranjo triangular é verificada a ocorrência da biestabilidade apenas para a razão de espaçamento $p/d = 1,26$. Neste caso, podem ocorrer tanto trocas rápidas, que duram menos de um segundo, como trocas longas, que perduram por vários segundos. É observado que a troca entre dois modos consecutivos pode ocorrer tanto de maneira

simétrica, ou seja, onde os patamares de velocidade das sondas e suas características estatísticas são mantidas, quanto de maneira assimétrica, onde os novos modos do escoamento são completamente distintos dos modos que os antecedem. Para o caso em que $p/d = 1,6$, não foi verificada a biestabilidade em regime permanente. Contudo, durante os experimentos de medição de velocidade observou-se que entre dois experimentos consecutivos os patamares de velocidade das sondas se alteram, ou seja, não existe uma direção preferencial para o escoamento, mas, assim que uma direção se estabelece, não se altera mais durante um longo período de tempo. Para as duas razões de espaçamento, as visualizações de escoamento mostram a presença da biestabilidade, com a troca entre os modos do escoamento. Também se observa a presença de uma componente transversal do escoamento na direção vertical ao passar pela segunda fileira de tubos. A presença desta componente transversal ao escoamento principal pode resultar em uma importante origem de instabilidades dinâmicas, pois pode alterar subitamente os coeficientes de arrasto e sustentação dos tubos, e, por conseguinte, a resposta dinâmica destas estruturas.

Para bancos de tubos com três, quatro e cinco fileiras em arranjo triangular, não foi detectada a biestabilidade. O escoamento atrás dos tubos apresenta uma rápida alternância, de um lado para outro (*flip-flop*), bem como uma oposição de fase entre os sinais de velocidade. Os espectrogramas obtidos através de transformada contínua de ondaletas destes sinais apresentam um espalhamento de energia em várias frequências, e os espectros de potência não apresentam nenhum pico pronunciado de energia. Através da visualização do escoamento, é verificado que após a segunda fileira de tubos há um escoamento altamente desordenado. Na terceira fileira a componente transversal do escoamento se mostra bastante significativa, e na quarta e quinta fileiras este comportamento aumenta. Os efeitos tridimensionais a partir daí são evidentes, aparecendo com escala da ordem da dimensão do canal. A alternância do escoamento parece ser fortemente influenciada pela presença dos tubos da próxima fileira. Assim, como há uma restrição do espaço físico para a formação da esteira entre os tubos, há o direcionamento do escoamento na direção paralela aos mesmos (para baixo ou para cima), o que resulta no aparecimento desta componente paralela aos tubos, gerando uma redistribuição do escoamento e de componentes transversais em relação ao plano formado pelo eixo dos tubos e a direção do escoamento principal.

A utilização das transformadas de ondaletas discretas e contínuas se mostrou indispensável na análise dos resultados obtidos através da medição de velocidade pela técnica de anemometria de fio quente. Somente através delas foi possível identificar fenômenos transientes que uma análise espectral via transformada de Fourier não é capaz de fazer.

5.1. Sugestões para trabalhos futuros

A detecção do fenômeno biestável em laboratório se mostrou fortemente dependente do posicionamento das sondas de fio quente. Desse modo, novos estudos são indicados, porém, com as sondas posicionadas em locais diferentes, não apenas alinhadas às linhas tangentes às geratrizes internas dos tubos, em cada uma das fendas, mas também em fendas diferentes, com frequências e tempos de aquisição de dados diferentes. Medições de velocidade também são necessárias no interior do banco de tubos completo, visando avaliar a evolução dos níveis da intensidade da turbulência do escoamento ao passar por cada uma das fileiras.

Outro aspecto importante seria na tentativa de se diminuir a razão de bloqueio do canal aerodinâmico utilizado nas medições, visto que a frequência de desprendimento de vórtices e conseqüentemente do número de Strouhal são fortemente influenciados por este parâmetro.

Quanto à técnica de visualização de escoamento utilizada neste trabalho, sugere-se o aprimoramento do dispositivo que permite a movimentação do espelho inclinado para diminuir as eventuais dificuldades de se atingir o plano inferior de visualização. Também devem ser estudadas novas posições angulares para as tomadas de tinta, visando não ser mais necessária a rotação dos tubos para evitar que a tinta percorra apenas um de seus lados. Isso permite que sejam analisadas as esteiras de vórtices dos tubos e a deflexão transversal do escoamento conjuntamente. O sistema de iluminação, tanto o posicionado sobre a seção de visualização do canal hidráulico, quanto àquele que fica submerso, sob os tubos, também deve sofrer melhoramentos, visto que este é um dos aspectos mais importantes no processo de visualização de escoamento em canal hidráulico. A carência ou ineficácia deste sistema acarreta em baixa qualidade dos resultados. Assim, um sistema mais sofisticado de iluminação é sugerido, visando proporcionar condições suficientes às filmagens sem a necessidade da abertura excessiva do diafragma da câmera digital, que por conseqüência causa maiores distorções das imagens produzidas pela câmera quando uma porção maior de tinta passa pela região de filmagem (problemas de profundidade de foco), já que a maioria das câmeras digitais convencionais possui apenas o recurso de foco automático.

Quando o fenômeno biestável se manifesta, a princípio, ocorre em períodos de tempo aleatórios, ou seja, a transição entre dois estados assimétricos consecutivos é inteiramente randômica, sem período natural definido. Com isso, um estudo que vise ao estabelecimento de parâmetros que forneçam condições para a descrição estatística deste fenômeno e de seu comportamento são de grande interesse. Uma opção para a obtenção de parâmetros adimensionais que melhor descrevam a biestabilidade poderia ser com base no estudo da

distribuição probabilística da ocorrência entre os tempos médios das trocas dos modos do escoamento. Assim, através de dados medidos em laboratório, métodos como os de Monte Carlo poderiam ser empregados em simulações visando obter possíveis padrões de comportamento.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alam, M. M., Moriya, M. e Sakamoto, H., 2003, "Aerodynamic characteristics of two side-by-side circular cylinders and application of wavelet analysis on the switching phenomenon", *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 18, pp. 325–346.
- Akbari, M. H. e Price, S. J., 2005, "Numerical investigation of flow patterns for staggered cylinder pairs in cross flow", *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 20, pp. 533-554.
- Alam, M. M. e Sakamoto, H., 2005, "Investigation of Strouhal frequencies of two staggered bluff bodies and detection of multistable flow by wavelets", *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 20, pp. 425-449.
- Alam, M. M. e Zhou, Y., 2007, "Flow around two side-by-side closely spaced circular cylinders", *Journal of Fluids and Structures*, vol. 23, pp. 799–805.
- Alam, M. M. e Zhou, Y., 2008, "Strouhal numbers, forces and flow structures around two tandem cylinders of different diameters", *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 24, pp. 505–526.
- Bendat, J. S. e Piersol, A. G., 1971, "Random data: analysis and measurement procedures", Willey – Interscience, New York.
- Blevins, R. D., 1990, "Flow-induced vibration", 2ª ed., Van Nostrand Reinhold, New York.
- Bradshaw, P., 1978, "Turbulence", Pergamon, Springer-Verlag, Vol. 12, New York.
- Brown, G. e Roshko, A., 1971, "On density effects and large structure in turbulent mixing layers", *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 64, pp. 775.
- Chen, S. S., 1984, "Guidelines for the instability flow velocity of tube arrays in crossflow", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 93, pp.439-455.
- Chow, V.T., 1959, "Open-channel hydraulics", McGraw-Hill, New York.
- Copetti, J. B., 1989, "Cálculo de trocadores de calor tipo casco e tubos por partes com determinação das curvas de temperatura e perda de carga", Dissertação de Mestrado, PROMEC-UFRGS, Porto Alegre, RS.
- Endres, L. A. M., 1997, "Análise experimental do campo de pressões flutuantes em bancos de tubos submetidos a escoamento transversal turbulento", Tese de Doutorado, PROMEC-UFRGS, Porto Alegre, RS.
- Endres, L. A. M. e Möller, S. V., 1996, "Flutuações de pressão nas paredes de um banco de tubos com escoamento turbulento", VI Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas, Anais, pp. 865-870.

- Endres, L. A. M. e Möller, S. V., 2001a, "On the fluctuating wall pressure field in tube banks", *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 203, pp. 13-26.
- Endres, L. A. M. e Möller, S. V., 2001b, "Looking for correct dimensionless parameters for tube-bank flow analysis", *Journal of Fluid and Structures*, Vol. 15, pp. 737-750.
- Fitzpatrick, J. A. e Donaldson, I. S., 1980, "Row depth effects on turbulence spectra and acoustic vibrations in tube banks", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 72, pp. 225-237.
- Fitzpatrick, J. A., Donaldson, I. S., Mcknight, W., 1988, "Strouhal numbers for flow in deep tube array models", *Journal of Fluid and Structures*, Vol. 2, pp. 145-160.
- Groover, L. K. e Weaver, D. S., 1978, "Cross-flow induced vibrations in a tube bank - vortex shedding", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 59, pp. 263-276.
- Guillaume, D. W. e LaRue, J. C., 1999, "Investigation of the flopping regime with two-, three- and four-cylinder arrays", *Experiments in Fluids*, Vol. 27, pp. 145-156.
- Hassan, Y. A. e Barsamian, H. R., 2004, "Tube bundle flows with the large eddy simulation technique in curvilinear coordinates", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, pp. 3057-3071.
- Hiramoto, R. e Higuchi, H., 2003, "Vortex shedding behind a non parallel pair of circular cylinders", *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 18, pp. 131-143.
- Hussain, F., 1986, "Coherent structures and turbulence", *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 173, pp. 303.
- Indrusiak, M. L. S., 2004, "Caracterização de escoamentos turbulentos transientes usando a transformada de ondaletas", Tese de Doutorado, PROMEC-UFRGS, Porto Alegre, RS.
- Indrusiak, M. L. S., Olinto, C. R., Goulart, J. V., Möller, S. V., 2005, "Wavelet time-frequency analysis of accelerating and decelerating flows in a tube bank", *Nuclear and Engineering Design*, Vol. 235, pp. 1875-1887.
- Kim, H. J. e Durbin, P. A., 1988, "Investigation of the flow between a pair of circular cylinders in the flopping regime", *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 196, pp. 431-448.
- Le Gal, P., Peschar, I., Chauve, M.P. e Takeda, Y., 1996, "Collective behaviour of wakes downstream a row of cilindres", *Physics of Fluids*, Vol. 8, pp. 2097-2106.
- Mansur, S. S. e Vieira, E. D. R., 2004, "Turbulência", Vol. 4, Cap. 2 – "Visualização experimental de escoamentos", ABCM, Rio de Janeiro, pp. 33-71.
- Lesieur, M., 2008, "Turbulence in fluids", 4rd Ed., Published by Springer, Dordrecht.
- Meneghini, J. R., 2002, "Mecânica da geração e desprendimento de vórtices no escoamento ao redor de cilindros", *Anais da ETT 2002 - III Escola de Primavera de Transição e Turbulência*, pp. 217-344, Florianópolis, SC.

- Moffat, R. J., 1988, "Describing the uncertainties in experimental results", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 1, pp. 3-17.
- Möller, S. V. e Silvestrini, J. H., 2004, "Turbulência", Vol. 4, Cap. 1 – "Turbulência: Fundamentos", ABCM, Rio de Janeiro, pp. 1-32.
- Nishimura, T., Itoh, H. e Miyashita, H., 1993, "The influence of tubes layout on flow and mass transfer characteristics in tube Banks in the transitional flow regime", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 36, pp. 553-563.
- Oengören, A. e Ziada, S., 1992, "Vortex shedding and acoustic resonance in an in-line tube bundle Part II: acoustic resonance", *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 6, pp. 293-309.
- Oengören, A. e Ziada, S., 1998, "An in-depth study of vortex shedding, acoustic resonance and turbulent forces in normal triangle tube array", *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 12, pp. 717-758.
- Olinto, C. R., 2005, "Estudo experimental das características do escoamento turbulento nas primeiras fileiras de bancos de tubos", Tese de Doutorado, PROMEC-UFRGS, Porto Alegre, RS.
- Païdoussis, M. P., 1982, "A review of flow-induced vibrations in reactors and reactors components", *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 74, pp. 31-60.
- Percival, D. B. e Walden, A. T., 2000, "Wavelet methods for time series analysis", Cambridge University Press, Cambridge, UK.
- Peschard I. e Le Gal, P., 1996, "Coupled wake of cylinders", *Physical Review Letters*, Vol. 77, pp. 3122-2125.
- Pettigrew, M. J., Taylor, C. E., Fisher, N. J., Yetisir, M. e Smith, B. A. W., 1998, "Flow-induced Vibration: recent findings and open questions", *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 185, pp. 249-276.
- Polak, D. R. e Wever, D. S., 1995, "Vortex shedding in normal triangular tube arrays", *Journal of Fluid and Structures*, Vol. 9, pp. 1-17.
- Price, S. J., Sumner, D., Smith, J. G., Leong, K. e Paisoussis, M. P., 2002, "Flow visualization around a circular cylinder near to a plate wall", *Journal of Fluid and Structures*, Vol. 16, pp. 175–191.
- Schlichting, H., 1968, "Boundary-layer theory", McGraw-Hill Book Company, New York.
- Silva, C., 1993, "Análise experimental do campo de pressão e da perda de carga em um banco de tubos", Dissertação de Mestrado PROMEC-UFRGS, Porto Alegre, RS.

- Sumner, D., Wong, S. S. T., Price, S. J. e Païdoussis, M. P., 1999, “Fluid Behaviour of side-by-side circular cylinders in steady cross-flow”, *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 13, pp. 309-338.
- “TEMA Standards (Tubular Exchanger Manufacturers Association)”, 1988, Seventh edition, New York.
- Tennekes, H. e Lumley, J. L., 1972, “A first course in turbulence”, MIT Press, Cambridge, MA.
- Xu, S. J., Zhou, Y., e So, R. M. C., 2003, “Reynolds number effect on the flow structure behind two side-by-side cylinders”, *Physics of Fluids*, Vol. 15, pp. 1214–1220 .
- Weaver, D. S., 1993, “Vortex shedding and acoustic resonance in heat exchanger tube arrays”, *Technology for the 90's*. Au. Yang, M.K., Eds. Part III, Chap. 6, ASME, pp. 775-810, New York.
- Weaver, D. S. e Abd-Rabbo, A., 1985, “A flow visualization study of square arrays of tubes in water crossflow”, *Journal of Fluids Engineering, Transactions of ASME*, Vol. 107, pp. 354-363.
- Weaver, D. S. e El Kashlan, M., 1982, “On the number of tube rows required to study cross-flow induced vibration in tube banks”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 75, pp. 265-273.
- Weaver, D. S., Ziada, S., Au-Yang, M. K., Chen, S. S., Païdoussis, M. P. e Pettigrew, M. J., 2000, “Flow-induced vibrations in power and process plant components - progress and prospects”, *Journal of Pressure Vessel Technology - ASME*, Vol. 122, pp. 339-348.
- Welch, P. D., 1967, “The use of Fast Fourier Transform for the estimation of power spectra: a method based on time averaging over short, modified periodograms”, *IEEE Trans. Audio and Electroacoustics*, Vol. AU-15, pp. 70-75, New York.
- West, G. S. e Apelt, C. J., 1984, “The effect of tunnel blockage and aspect ratio on the mean flow past a circular cylinder with Reynolds numbers between 10^4 and 10^5 ”, *Journal of Fluids Mechanics*, Vol. 114, pp. 361-377.
- Yeung, H. C. e Weaver, D. S., 1984, “The effect of tube mass on the flow induced response of various tube arrays in water”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 93, pp. 409-425.
- Zdravkovich, M. M., 1977, “Review of flow interference between two circular cylinders in various arrangements”, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 4, pp. 618-633.
- Zhang, H. J. e Zhou, Y., 2001, “Effect of unequal cylinder spacing on vortex streets behind three side-by-side cylinders”, *Physics of Fluids*, Vol. 13, pp. 3675-3686.
- Zhou, Y., Zhang, H. J. e Yiu, M. W., 2002, “The turbulent wake of two side-by-side circular cylinders”, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 458, pp. 302-332.

- Ziada, S., 2004, "Vorticity shedding, acoustic resonance and turbulence excitations in tube bundles", Anais da ETT 2004 - IV Escola de Primavera de Transição e Turbulência, Porto Alegre, RS.
- Ziada, S., Bolleter, U. e Chen, Y. N., 1984, "Vortex shedding and acoustic resonance in a staggered-yawed array of tubes", ASME Symposium on Flow-Induced Vibrations, Ed. M. P. Paidoussis et al. Vol 2, pp. 227-242,
- Ziada, S. e Oengören, A., 1992, "Vortex shedding and acoustical resonance in an in-line tube bundle - Part I: vorticity shedding", Journal of Fluids and Structures, Vol. 6, pp.271-292.
- Ziada, S. e Oengören, A., 1993, "Vortex shedding in an in-line tube bundle with large tube spacing", Journal of Fluids and Structures, Vol. 7, pp.661-687.
- Ziada, S. e Oengören, A., 2000, "Flow periodicity and acoustic resonance in parallel triangle tube bundles", Journal of Fluids and Structures, Vol. 14, pp.197-219.
- Ziada, S., Oengören, A. e Bühlmann, E. T., 1989, "On acoustical resonance in tube arrays. Part I: Experiments", Journal of Fluids and Structures, Vol. 3, pp.293-314.
- Zukauskas, A., 1972, "Heat transfer from tubes in crossflow", Advances in Heat Transfer, Vol. 8, Academic Press Inc., New York.
- Zukauskas, A. e Katinas, V., 1988, "Fluid dynamics forces on vibrating tubes of heat exchangers in cross flow", International Symposium on Flow-Induced Vibration and Noise, Chicago, Proceedings of ASME, Vol.1, pp. 127-142.
- Zukauskas, A. e Katinas, V., 1991, "Fluid dynamics forces on vibrating tubes of heat exchangers in cross flow", Journal of Fluids and Structures, Vol.5, pp. 279-298.

ANEXOS

ANEXO A – Análise de incertezas

O erro em uma medição é dado pela diferença entre o valor real e o medido. Neste trabalho serão analisadas as incertezas de medição, que são os valores possíveis dos erros, pois os valores medidos não são previamente conhecidos. De acordo com Moffat, 1988, a incerteza de um resultado pode ser calculada da seguinte equação:

$$\delta R = \left\{ \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial R}{\partial X_i} \delta X_i \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (\text{A.1})$$

onde $R = R(X_1, X_2, X_3, \dots, X_N)$ é o resultado em análise e δX_i é a incerteza da variável X_i .

A incerteza no posicionamento das sondas é estimada em $\pm 0,5$ mm. A aproximação destas em relação aos tubos é feita manualmente. Após a aproximação aos tubos, um ajuste é realizado por meio de um paquímetro, cuja incerteza de medição corresponde a $\pm 0,05$ mm.

A incerteza das dimensões dos tubos e a montagem destes no banco foi estimada em $\pm 0,05$ mm.

A faixa da incerteza das medições de velocidade com a sonda de fio quente situa-se entre 2 e 7%, e depende da curva de calibração utilizada e da região da curva em que a leitura está situada.

A incerteza na leitura do nível de água no canal hidráulico, realizada através de ponteiras linimétricas, foi estimada em ± 3 mm.

A incerteza nos valores lidos para as frequências de desprendimento de vórtices utilizando-se a análise de Fourier depende da largura de banda utilizada (Be) e do erro médio estatístico (ε) de cada aquisição realizada. Valores típicos destes são $3 \text{ Hz} < Be < 4 \text{ Hz}$ e $8 \% < \varepsilon < 12 \%$.

Para as frequências obtidas pela transformada de pacotes de ondaletas, o erro é de $\pm \frac{f_s}{2^{n+2}}$, ou seja, a metade da largura do intervalo de frequência.

A incerteza na leitura de uma medição depende da resolução da escala do respectivo instrumento envolvido. Assim, são listadas na Tab. A.1 as principais resoluções das escalas dos instrumentos utilizados neste trabalho.

Tabela A.1 – pais resoluções das escalas dos instrumentos utilizados neste trabalho.

Instrumento	Resolução da escala
Termômetro	$\pm 0,5^{\circ} \text{ C}$
Barômetro	$\pm 0,5 \text{ mmHg}$
Micromanômetro de coluna inclinada	$\pm 0,02 \text{ mmH}_2\text{O}$
Manômetro eletrônico*	1% da leitura
Manômetro de coluna d'água	$\pm 1 \text{ mmH}_2\text{O}$
Medidor eletromagnético de vazão d'água	$\pm 0,1 \text{ l/s}$

*As leituras típicas deste equipamento variam de 4 a 20 mA.

ANEXO B – Procedimento de calibração das sondas de fio quente em canal aerodinâmico

A calibração das sondas de anemometria de fio quente é realizada no interior do canal aerodinâmico, com um dispositivo que restringe gradualmente o fluxo do escoamento (bocal convergente), aumentando sua velocidade. Na mesma seção onde são posicionadas as sondas retas de fio quente, modelo DANTEC 55P11, está instalado um tubo de Pitot, que é responsável pela medição da pressão. Este valor é anotado juntamente com os valores de tensão apresentados pelas sondas, e uma relação entre tensão e velocidade é realizada. Geralmente as curvas de calibração são obtidas a partir de 10 a 12 pontos de medição, distribuídos no intervalo entre zero até um valor conveniente, acima da velocidade máxima esperada para o experimento. A Tab. B.1 mostra o registro de uma calibração típica do sensor de velocidade. São utilizados três equipamentos para a medição da pressão no interior do canal, em função de faixa de medição: um micromanômetro de coluna inclinada, um manômetro eletrônico e um manômetro de coluna d'água.

Para cada novo experimento é realizada uma nova calibração. Porém, como as sondas permanecem no interior do canal até a realização do experimento, sem a necessidade da desmontagem do conjunto sonda/suporte/cabo/CTA, os valores absolutos das medições de velocidade não são afetados.

A Fig. B.1 ilustra uma relação típica entre tensão e velocidade resultante do processo de calibração, e a Fig. B.2 ilustra a variação do erro da calibração com a velocidade.

Tabela B.1 – Registro de uma calibração típica do sensor de velocidade.

$E_0 = 1,311 \text{ V}$					
U_{real} [m/s]	E [V]	$\ln(E-E_0)$	$\ln(U_{real})$	U_{calc} [m/s]	$Erro$ [%]
3.116	1.632	-0.0477	1.1365	3.086	0.947
4.927	1.706	0.1827	1.5946	4.947	-0.419
6.967	1.771	0.3552	1.9412	7.044	-1.096
9.894	1.844	0.5249	2.2919	9.972	-0.791
14.837	1.939	0.7177	2.6971	14.800	0.252
19.777	2.01	0.8459	2.9845	19.244	2.696
24.797	2.089	0.9760	3.2107	25.121	-1.308
29.560	2.142	1.0572	3.3864	29.661	-0.343
33.655	2.184	1.1184	3.5162	33.623	0.095
35.753	2.207	1.1508	3.5766	35.935	-0.509
43.137	2.265	1.2297	3.7644	42.235	2.091

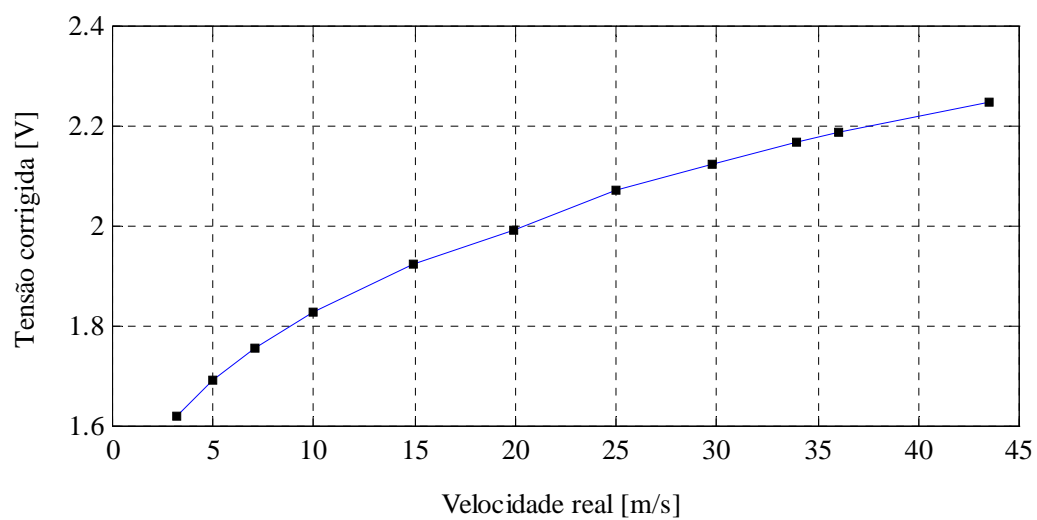


Figura B.1 – Relação típica entre tensão e velocidade resultante do processo de calibração.

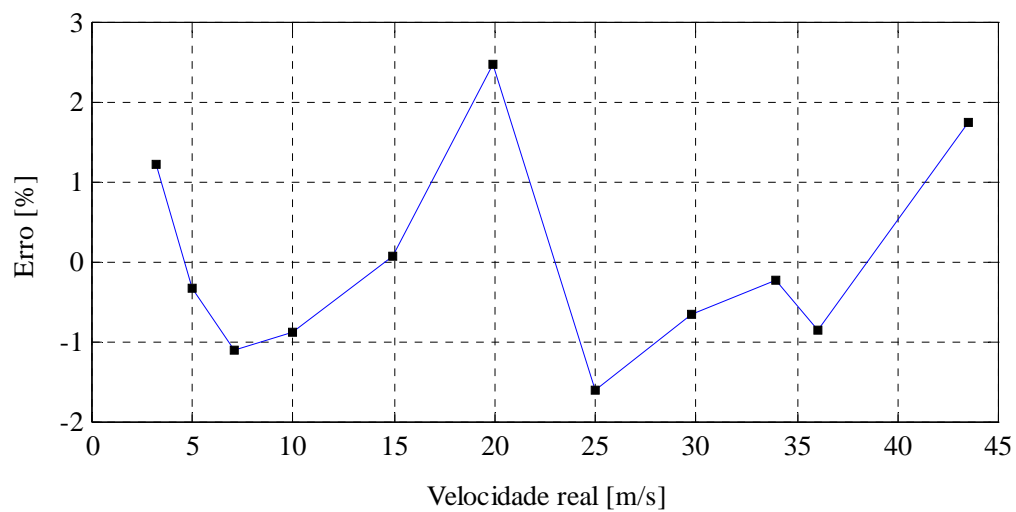


Figura B.2 – Variação do erro da calibração com a velocidade.

ANEXO C – Procedimento de calibração das sondas de filme quente em canal hidráulico

O processo de calibração da sonda de anemometria de filme quente é semelhante ao realizado para sonda de fio quente. Também é utilizado um dispositivo que restringe gradualmente o fluxo do escoamento (bocal convergente) no interior do canal hidráulico. Os valores das velocidades são obtidos da leitura de um medidor eletromagnético posicionado na entrada do canal. A sonda utilizada, modelo DANTEC 55R42, é posicionada na saída deste bocal, e todos os outros procedimentos são similares aos descritos para calibração em sondas de fio quente.

A Tab. C.1 mostra o registro de uma calibração típica do sensor de velocidade em canal hidráulico. A Fig. C.1 ilustra uma relação típica entre tensão e velocidade resultante do processo de calibração, e a Fig. C.2 ilustra a variação do erro da calibração com a velocidade.

Tabela B.1 – Registro de uma calibração típica do sensor de velocidade.

$E_0 = 1,898 \text{ V}$					
U_{real} [m/s]	E [V]	$\ln(E-E_0)$	$\ln(U_{real})$	U_{calc} [m/s]	$Erro$ [%]
2.583	0.012	1.1203	-4.4281	0.012	1.851
2.827	0.026	1.4784	-3.6550	0.026	-0.660
2.973	0.038	1.6549	-3.2755	0.039	-2.096
3.275	0.076	1.9629	-2.5823	0.077	-1.435
3.609	0.149	2.2443	-1.9024	0.144	4.072
4.111	0.298	2.5874	-1.2093	0.308	-3.436
4.621	0.597	2.8764	-0.5161	0.587	1.498

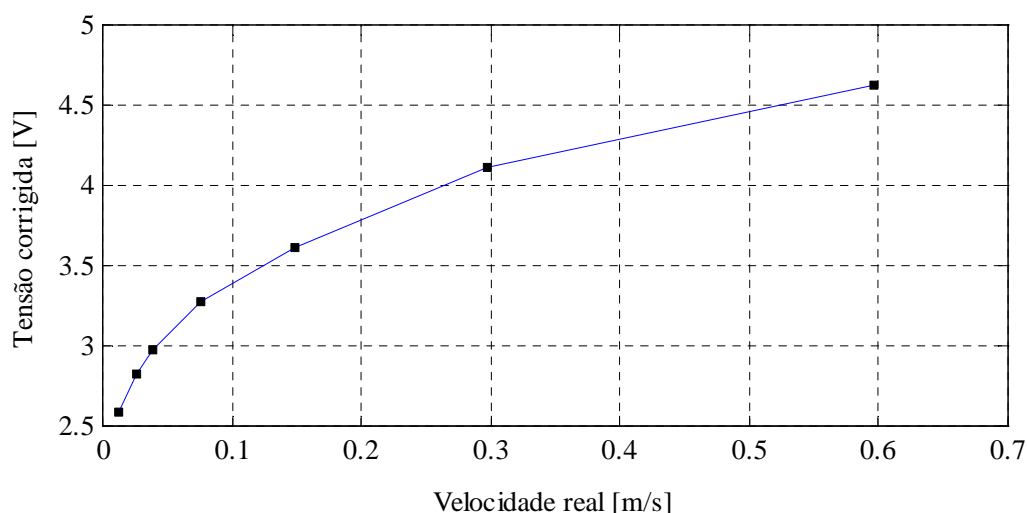


Figura C.1 – Relação típica entre tensão e velocidade resultante do processo de calibração.

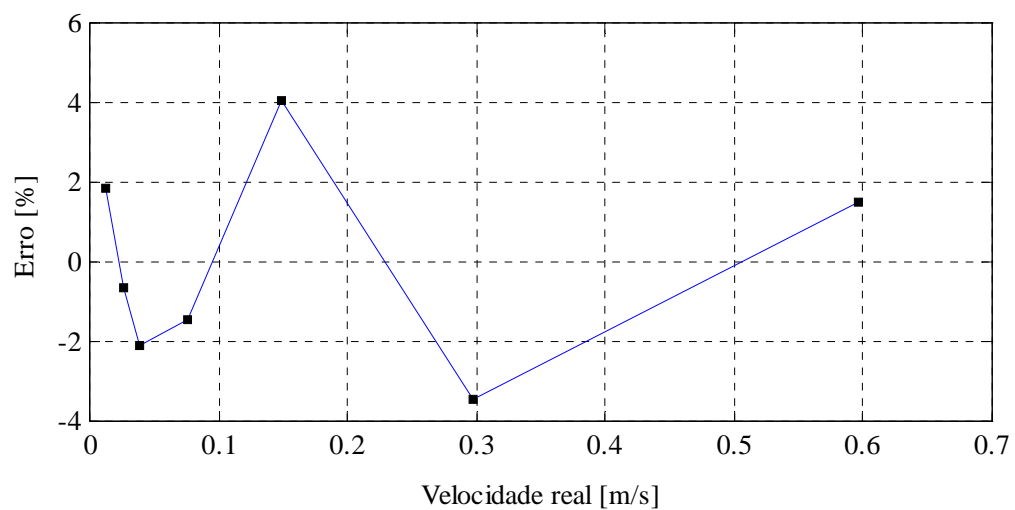


Figura C.2 – Variação do erro da calibração com a velocidade.

ANEXO D – Mapeamentos realizados na seção de visualização do canal hidráulico

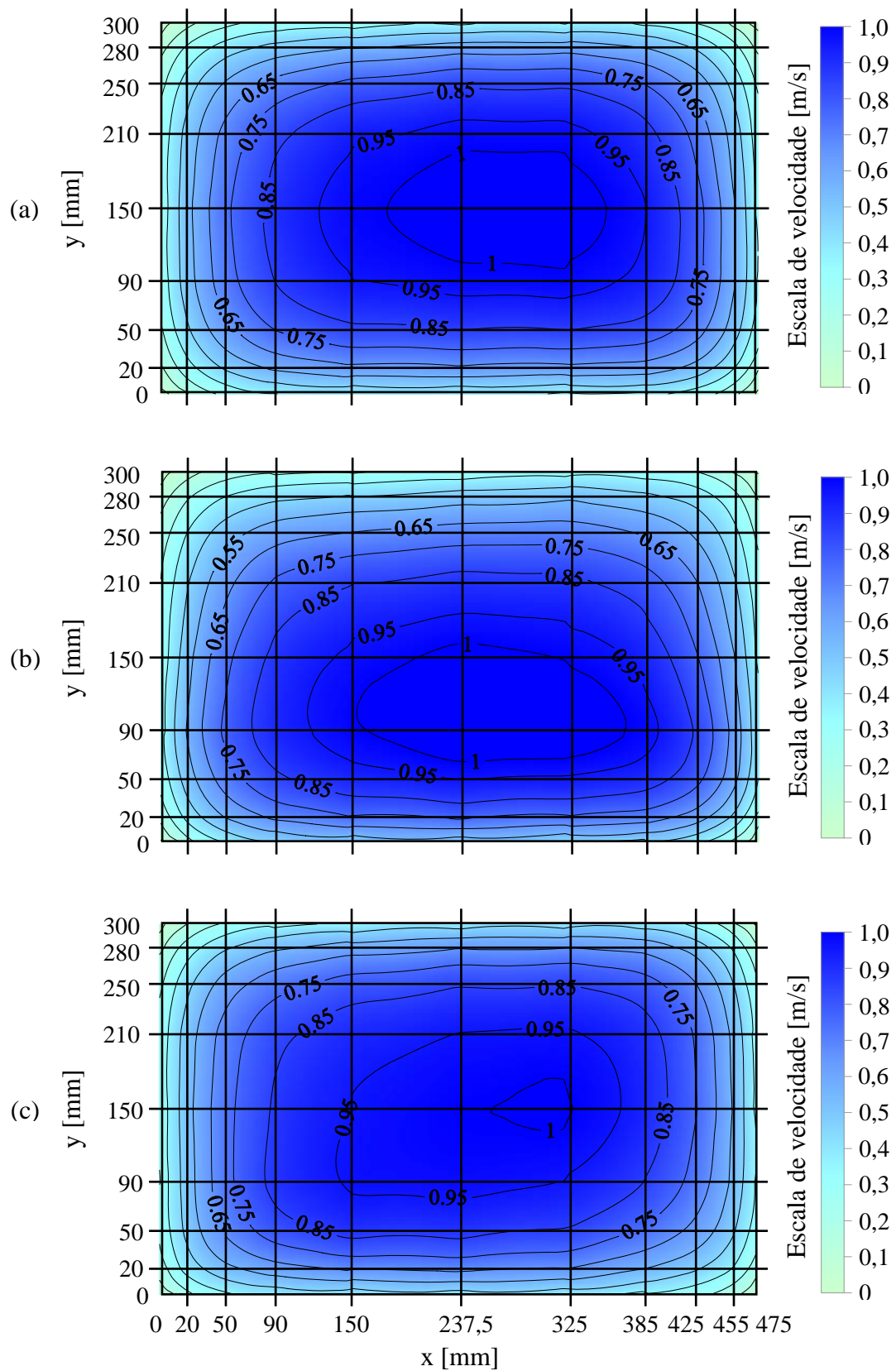


Figura D.1 – Perfis de velocidade média para o interior da seção de visualização (adimensionalizados pelo valor médio de toda a seção transversal)

(a) $Q = 10 \text{ l/s}$, (b) $Q = 30 \text{ l/s}$ e (c) $Q = 50 \text{ l/s}$. Escala 1:5.

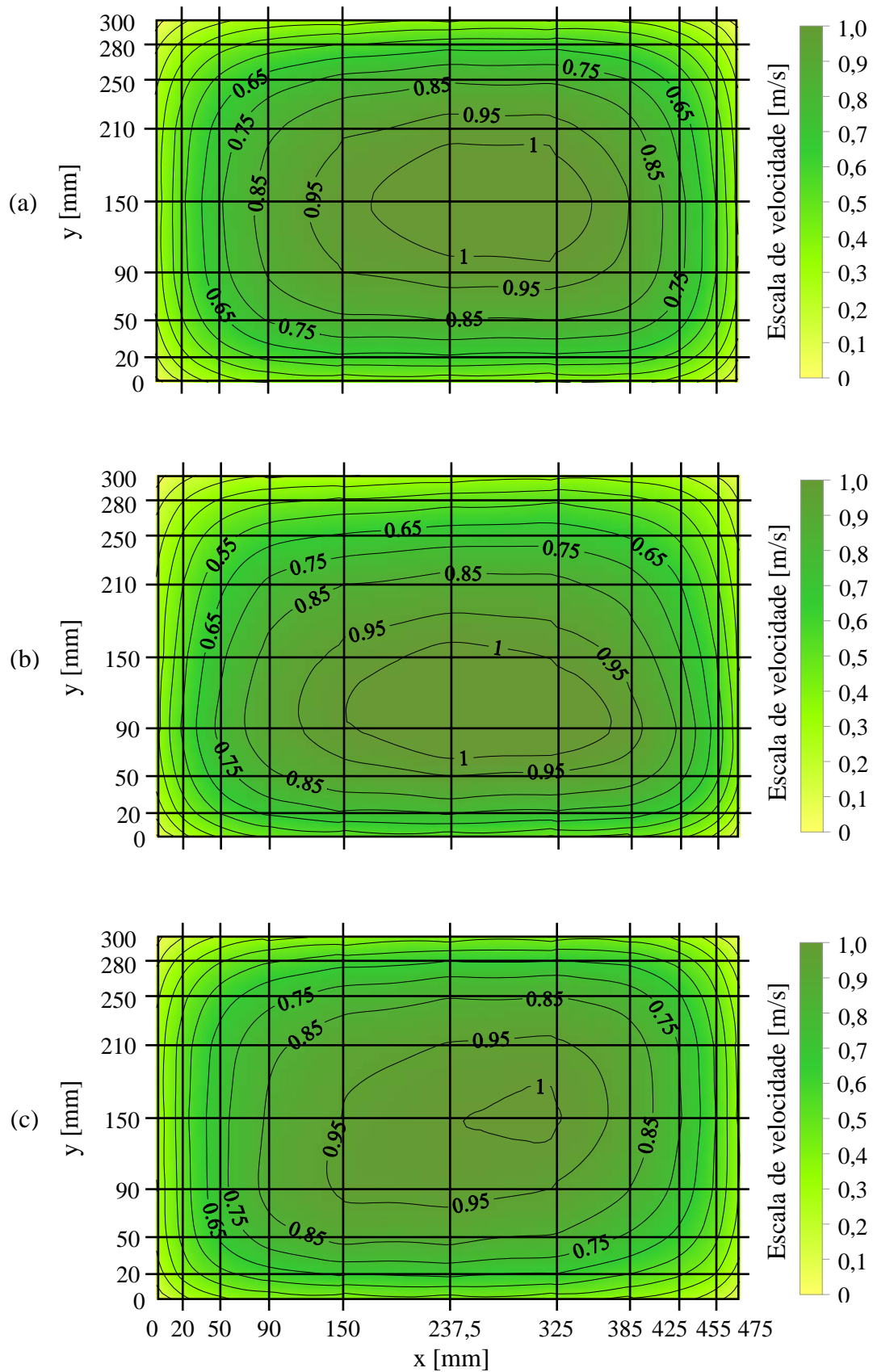


Figura D.2 – Perfis de velocidade (valores RMS) para o interior da seção de visualização.

(adimensionalizados pelo valor médio de toda a seção transversal)

(a) $Q = 10$ l/s, (b) $Q = 30$ l/s e (c) $Q = 50$ l/s. Escala 1:5.

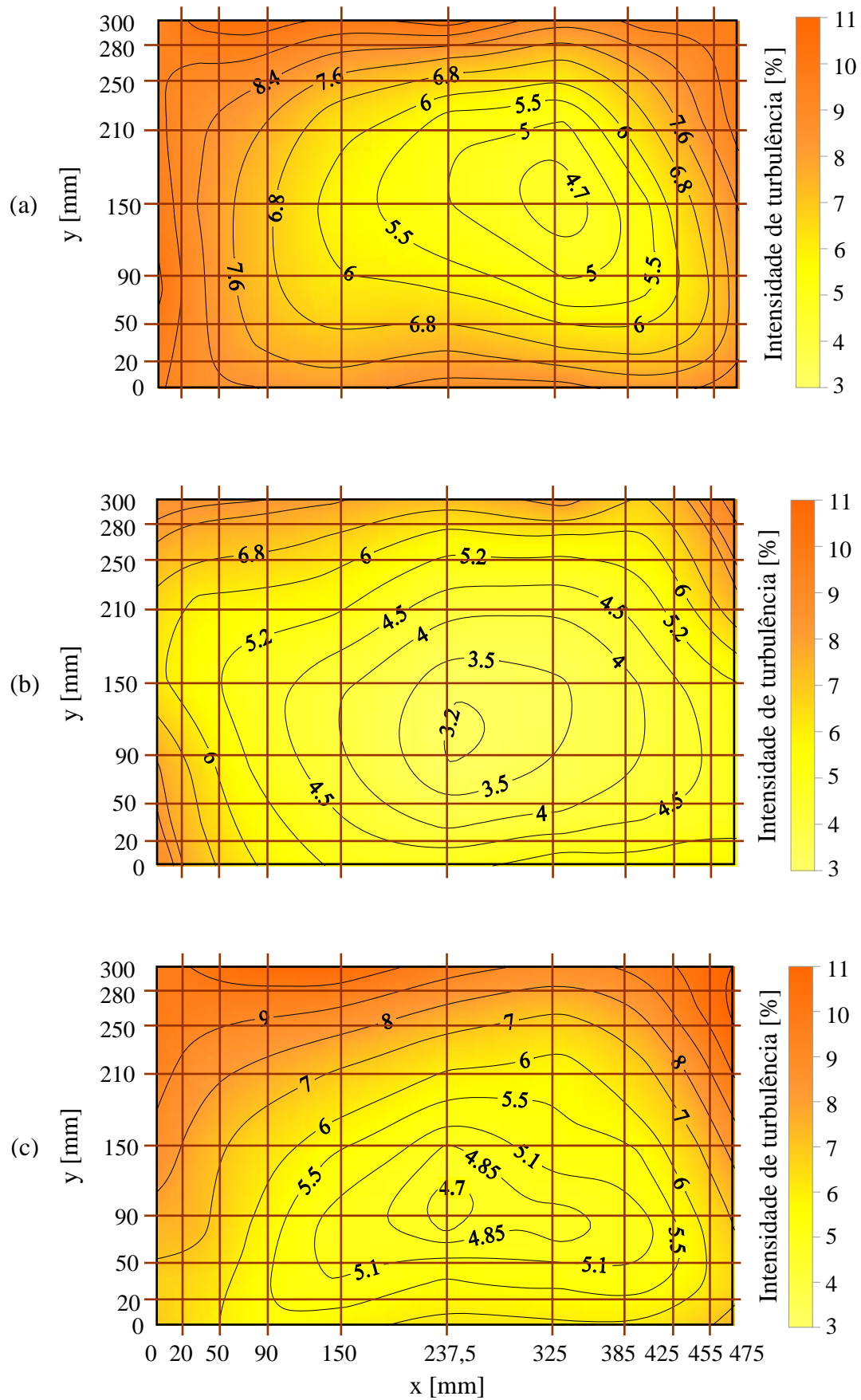


Figura D.3 – Perfis de intensidade de turbulência para o interior da seção de visualização.

(a) $Q = 10 \text{ l/s}$, (b) $Q = 30 \text{ l/s}$ e (c) $Q = 50 \text{ l/s}$. Escala 1:5.

ANEXO E – Determinação da velocidade de percolação

A velocidade de percolação (U_{per}) leva em consideração a relação de porosidade da superfície de controle da seção de visualização, vista de topo, ou seja, é a velocidade média do escoamento através do banco de tubos, desta perspectiva. Esta velocidade foi escolhida, pois, como em um banco de tubos de arranjo triangular o número de tubos das fileiras ímpares (1ª fileira, 3ª fileira, 5ª fileira...) é diferente do número de tubos das fileiras pares (2ª fileira, 4ª fileira, 6ª fileira...), a escolha da velocidade da fenda como velocidade de referência para o cálculo do número de Reynolds pode resultar em valores muito diferentes entre duas fileiras consecutivas. A velocidade de percolação é dada na seguinte forma:

$$U_{per} = U_{ref} \left(\frac{A_S}{A_S - A_T} \right) \quad (E.1)$$

onde A_S é a área total ocupada pelo banco de tubos, visto de topo, A_T é a área total ocupada pelos tubos, ambas expressas em [m²], e U_{ref} é a velocidade de referência, dada em [m/s].

O cálculo do número de Reynolds (Re) é realizado em função desta velocidade, da seguinte forma:

$$Re = \frac{U_{per} d}{\nu} \quad (E.2)$$

onde ν é a viscosidade cinemática da água, em [m²/s], e d é o diâmetro dos tubos, em [m].

A área total ocupada pelo banco de tubos (A_S) é dada na seguinte forma:

$$A_S = L_{SV} C_S \quad (E.3)$$

onde L_{SV} é a largura da seção de visualização, e C_S é o comprimento longitudinal ocupado pelos tubos, visto de topo, ambos expressos em [m]. Este comprimento longitudinal depende do tipo de arranjo e do número de fileiras em estudo (n_f):

- Para arranjos de tubos retangulares: $C_S = [(n_f - 1)p] + d$

- Para arranjos de tubos triangulares: $C_S = \left[(n_f - 1) \sqrt{\frac{3p^2}{4}} \right] + d$

(E.4)

A velocidade de referência (U_{ref}) é obtida através da conservação da massa:

$$Q_{ref} = U_{ref} A_{ref} \quad (E.5)$$

onde Q_{ref} é a vazão de referência do sistema, dada em [m³/s], e A_{ref} é a área de referência do canal, dada por:

$$A_{ref} = L_{SV} H_{SV} \quad (E.6)$$

onde H_{SV} é a altura da seção de visualização, dada em [m].

A área total ocupada pelos tubos do arranjo (A_T), vistos de topo, e é dada na seguinte forma:

$$A_T = n_T \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) \quad (E.7)$$

onde n_T é o número de tubos do banco que se está estudando. O número de tubos depende do tipo de arranjo e do número de fileiras em estudo.

A Fig. E.1 ilustra as principais variáveis envolvidas no processo do cálculo da velocidade de percolação utilizadas neste trabalho.

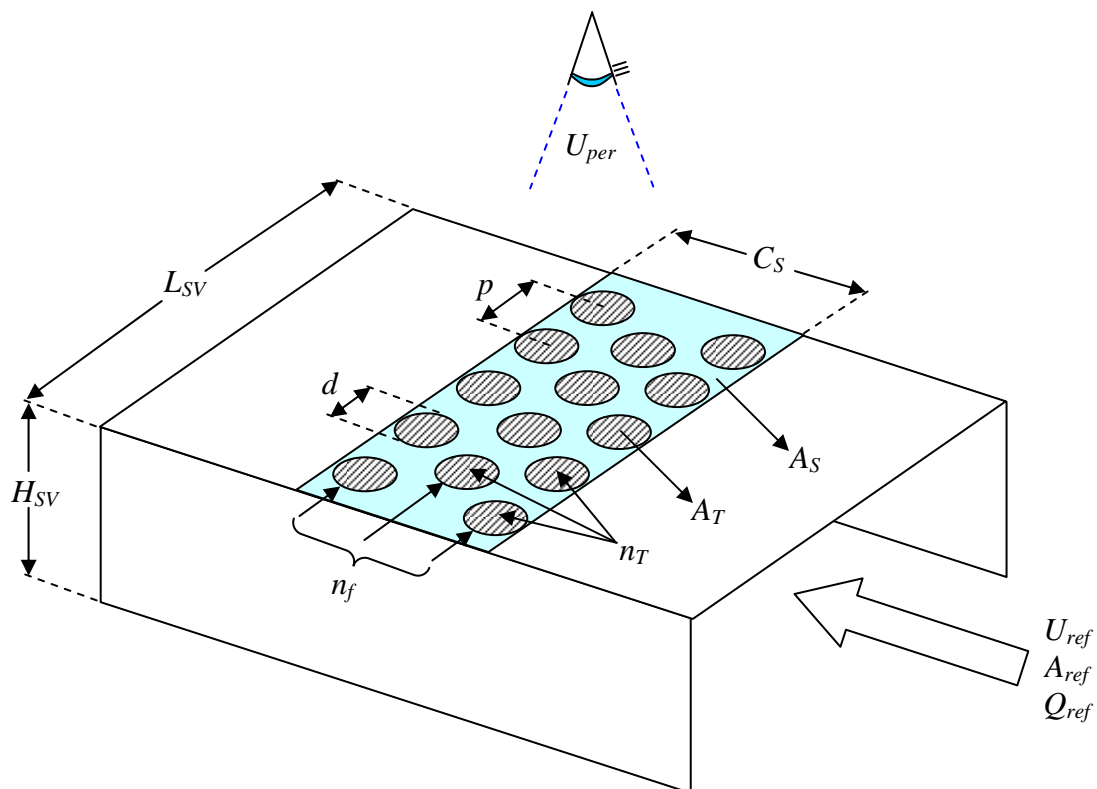


Figura E.1 – Principais variáveis envolvidas no processo do cálculo da velocidade de percolação.

Os passos a seguir mostram como o equacionamento descrito acima é utilizado para a obtenção dos valores de referência utilizados durante os experimentos de visualização:

- 1º) Estipula-se um número de Reynolds para a visualização (Ex.: $Re = 1,5 \times 10^4$);
- 2º) Como a água é mantida a uma temperatura praticamente constante de 19°C, devido a inércia térmica do reservatório, que é de grandes dimensões (600000 litros), sua viscosidade é de aproximadamente $\nu = 1,024 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$.
- 3º) Com estes valores e com o diâmetro dos tubos ($d = 0,06 \text{ m}$), calcula-se a velocidade de percolação, através da Eq. (E.1). Desse modo, $U_{per} = 0,256 \text{ m/s}$.
- 4º) Com o tipo de arranjo dos tubos (Ex.: *Arranjo triangular*) e com o passo entre eles (Ex.: razão $p/d = 1,6$, ou seja, $p = 1,6d$. Assim, $p = 0,096 \text{ m}$), calcula-se o comprimento longitudinal ocupado pelos tubos, Eq. (E.4): Desse modo: $C_S = 0,393 \text{ m}$.
- 5º) Com este último valor e com a largura da seção de visualização ($L_S = 0,475 \text{ m}$) se calcula a área total em planta, Eq. (E.3). Desse modo: $A_S = 0,186 \text{ m}^2$.
- 6º) Com o número de tubos do banco em estudo (Ex.: *23 tubos*), calcula-se a área total ocupada pelo banco de tubos do arranjo, visto de topo, Eq. (E.7): Desse modo, $A_T = 0,065 \text{ m}^2$.
- 7º) Calcula-se a velocidade de referência, Eq. (E.1). $U_{ref} = 0,167 \text{ m/s}$.
- 8º) Com a largura da seção de visualização (Ex.: $L_{SV} = 0,475 \text{ m}$) e sua altura (Ex.: $H_{SV} = 0,3 \text{ m}$), calcula-se a área de referência, Eq. (E.6). Desse modo, $A_{ref} = 0,143 \text{ m}^2$.
- 9º) Com estes dois últimos se calcula a vazão de referência do sistema, Eq. (E.5). Desse modo, $Q_{ref} = 23,8 \text{ l/s}$.
- 10º) Do processo de mapeamento das velocidades no interior da seção de visualização do canal hidráulico foram obtidos os valores das vazões médias da água, pelo produto da velocidade local medida pela área, de maneira ponderada (Q_{medida}). Estes valores, contudo, são diferentes dos que foram impostos ao sistema ($Q_{imposta}$), lidos no medidor eletromagnético situado na entrada do canal, pois parte da água passa pelo interior da seção de visualização e parte passa por fora desta. Assim, para se obter os valores desejados de vazão no interior da seção de visualização conforme o item 9, é necessário se estabelecer uma relação entre estas duas vazões ($Q_{imposta} \times Q_{medida}$), para acrescentar a porção de fluido que passa por fora da seção de visualização na hora do preparo de um experimento. Os valores obtidos através do mapeamento das velocidades e os impostos ao sistema estão dispostos na Tab. E.1, enquanto que a relação entre estes é obtida através do ajuste de uma linha de tendência polinomial de segunda ordem, ilustrada na Fig. E.2. A equação de aproximação que é exibida nesta figura é utilizada para o cálculo da vazão que deve ser aplicada durante os experimentos (medidor eletromagnético). Desse modo, $Q_{imposta} = 32,7 \text{ l/s}$.

Tabela E.1 – Valores utilizados na Fig. E.2

$Q_{imposta}$	Q_{medida}
10 l/s	8,47 l/s
30 l/s	22,17 l/s
50 l/s	33,09 l/s

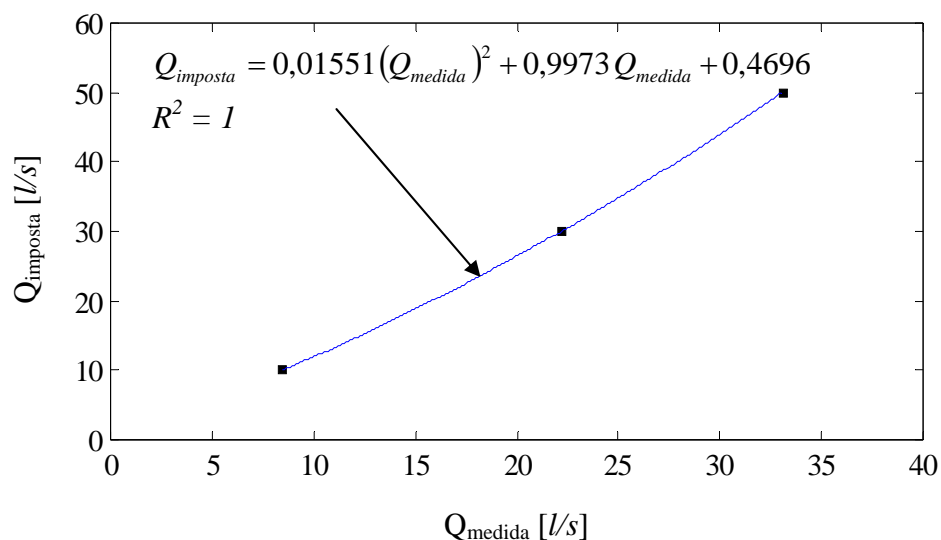


Figura E.2 – Relação entre a vazão de água que é imposta ao sistema e a que efetivamente passa pelo interior da seção de visualização do canal hidráulico.

Para um novo experimento esses passos são repetidos. A Tab. E.2 mostra as constantes utilizadas nos cálculos do procedimento descrito acima, e as Tabs. E.3 e E.4 mostram os valores de referência calculados por este processo e utilizados durante os experimentos de visualização para os arranjos de tubos com razão de espaçamento $p/d = 1,6$ e $p/d = 1,26$, respectivamente. Estas tabelas indicam as condições e parâmetros de todos os experimentos de visualização realizados, fornecendo condições para sua reprodutibilidade e para efeitos de futuras comparações, e, se necessário, o estabelecimento de outras velocidades de referência para o cálculo do número de Reynolds, como por exemplo, a velocidade da fenda, a velocidade média do escoamento em toda a seção transversal do canal, ou uma outra velocidade adequada, através da decomposição dos dados fornecidos.

Tabela. E.2 – Constantes utilizadas nos cálculos do procedimento descrito acima.

Constante	Valor
d - diâmetro do tubos [m]	0,06
ν - viscosidade cinemática da água [m ² /s]	$1,024 \times 10^{-6}$
p - passo dos tubos [m]	0,096 (para $p/d = 1,6$)
	0,0756 (para $p/d = 1,26$)
L_{SV} - largura da seção de visualização [m]	0,475
H_{SV} - altura da seção de visualização [m]	0,3
A_{ref} - área de referência [m ²]	0,1425

Tabela. E.3 – Valores de referência utilizados durante os experimentos de visualização para os arranjos de tubos com razão de espaçamento $p/d = 1,6$.

Variável [unidade]	Re -	U_{per} [m/s]	n_f -	C_S [m]	A_S [m ²]	n_T -	A_T [m ²]	U_{ref} [m/s]	Q_{ref} [l/s]	Q_{imp} [l/s]
2 tubos lado a lado	$7,5 \times 10^3$	0,128	1	0,06	0,029	2	0,006	0,103	14,6	18,3
3 tubos			2	0,143	0,068	3	0,008	0,112	16,0	20,2
1 fileira de tubos			1	0,06	0,029	5	0,014	0,065	9,2	10,9
2 fileira de tubos			2	0,143	0,068	9	0,025	0,08	11,4	13,8
3 fileira de tubos			3	0,226	0,107	14	0,04	0,081	11,5	14,0
4 fileira de tubos			4	0,309	0,147	18	0,051	0,084	11,9	14,5
5 fileira de tubos			5	0,393	0,186	23	0,065	0,083	11,9	14,4
2 tubos lado a lado	$1,5 \times 10^4$	0,256	1	0,06	0,029	2	0,006	0,205	29,2	42,5
3 tubos			2	0,143	0,068	3	0,008	0,224	31,9	47,7
1 fileira de tubos			1	0,06	0,029	5	0,014	0,129	18,4	23,9
2 fileira de tubos			2	0,143	0,068	9	0,025	0,16	22,8	31,1
3 fileira de tubos			3	0,226	0,107	14	0,04	0,162	23,0	31,5
4 fileira de tubos			4	0,309	0,143	18	0,051	0,167	23,8	32,8
5 fileira de tubos			5	0,393	0,186	23	0,065	0,167	23,8	32,7

Tabela. E.4 – Valores de referência utilizados durante os experimentos de visualização para os arranjos de tubos com razão de espaçamento $p/d = 1,26$.

Variável [unidade]	Re -	U_{per} [m/s]	n_f -	C_S [m]	A_S [m ²]	n_T -	A_T [m ²]	U_{ref} [m/s]	Q_{ref} [l/s]	Q_{imp} [l/s]
2 tubos lado a lado	$7,5 \times 10^3$	0,128	1	0,06	0,028	2	0,006	0,103	14,6	18,3
3 tubos			2	0,125	0,06	3	0,008	0,110	15,6	19,8
1 fileira de tubos			1	0,06	0,029	5	0,014	0,065	9,2	10,9
2 fileira de tubos			2	0,125	0,06	9	0,025	0,073	10,5	12,5
3 fileira de tubos			3	0,191	0,091	14	0,04	0,072	10,3	12,3
4 fileira de tubos			4	0,256	0,122	18	0,051	0,075	10,6	12,8
5 fileira de tubos			5	0,322	0,153	23	0,065	0,074	10,5	12,6
2 tubos lado a lado	$1,5 \times 10^4$	0,256	1	0,06	0,029	2	0,006	0,205	29,2	42,5
3 tubos			2	0,125	0,06	3	0,008	0,22	31,3	46,5
1 fileira de tubos			1	0,06	0,029	5	0,014	0,129	18,4	23,9
2 fileira de tubos			2	0,125	0,06	9	0,025	0,147	20,9	27,9
3 fileira de tubos			3	0,191	0,091	14	0,04	0,144	20,6	27,4
4 fileira de tubos			4	0,256	0,122	18	0,051	0,149	21,2	28,5
5 fileira de tubos			5	0,322	0,153	23	0,065	0,147	21,0	28,0

ANEXO F – Publicações realizadas durante o trabalho de dissertação

de Paula, A. V. e Möller, S. V., 2007, “Experimental study of the phenomenon of the bistability in banks of cylinders of triangular arrangement”, In: XIX Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Brasília, DF.

de Paula, A. V., Endres, L. A. M. e Möller, S. V., 2008, “Flow visualization in banks of cylinders of triangular arrangement in a water channel”, In: VI Escola de Primavera de Transição e Turbulência, São Carlos, SP.

de Paula, A. V., Endres, L. A. M. e Möller, S. V., 2008, “Experimental study of the bistable flow in tube banks of triangular arrangement”, In: XII Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas, Belo Horizonte, MG. (a ser apresentado).