Ivan Sanches Provase

Estudo do escoamento no duto de admissão de um veículo de
Fórmula SAE

São Paulo

2015

Ivan Sanches Provase

Estudo do escoamento no duto de admissão de um veículo de
Fórmula SAE

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do título
de Mestre em Ciências

São Paulo

2015

Ivan Sanches Provase

Estudo do escoamento no duto de admissão de um veículo de
Fórmula SAE

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do título
de Mestre em Ciências

Área de concentração: Engenharia
Mecânica, ênfase em energias e
fluidos

Orientador:
Prof. Dr. Marcos de Matos
Pimenta

São Paulo

2015

Este exemplar foi revisado e alterado em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência do seu orientador.

São Paulo, 29 de junho de 2015.

Assinatura do autor

Assinatura do orientador

Catálogo-na-publicação – Edição Revisada

Provase, Ivan Sanches

**Estudo do escoamento no duto de admissão de um veículo de Fórmula SAE / I.S. Provase. -- São Paulo, 2015.
158 p.**

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

**1.Escoamento (Modelos) 2.Turbulência 3.Perda de carga
4.Termodinâmica I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.**

Dedico este trabalho ao meu avô, Henrique Provase.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer ao meu orientador, prof. Dr. Marcos Pimenta pela sua dedicação e paciência.

Ao prof. Dr. Antônio Mariani, pela dedicação às atividades extracurriculares como Baja, Aerodesign e Fórmula SAE (e tantas outras). Assim como pela ajuda ao definir o escopo deste mestrado que vem sendo discutido desde a graduação, e por auxiliar no desenvolvimento e realização deste.

Ao prof. Dr. Marcelo Alves, por dedicar e garantir que o Fórmula SAE existisse na Escola Politécnica, sendo mais que apenas um professor responsável, mas realmente se envolvendo e se dedicando ao projeto por acreditar no potencial deste e de seus integrantes.

Aos ex-alunos Christopher Thompson e Felipe Marchesin, por me mostrarem e me incentivarem a buscar um outro nível de dedicação, mais alto que eu jamais pude imaginar que alcançaria.

Aos ex-companheiros de Fórmula SAE, Eduardo Quadros, Pedro Bussadori, Flávio Storto, Alziro Godoy Neto e Luiz André Correa, por não me deixarem desistir nos momentos mais tumultuados e sempre me servirem como referência de dedicação e alto conhecimento técnico.

Ao meu veterano companheiro dentre e fora da piscina, Alexandre João Pinto, pelo suporte imprescindível nas simulações realizadas nesse trabalho.

Ao meu chefe Alexandre Resende, por me incentivar e dar apoio ao meu mestrado.

Ao técnico do laboratório de Instrumentação em Mecânica dos Fluidos, Douglas Silva, por ter ajudado na construção do aparato experimental, e ter me auxiliado desde a graduação na construção do Fórmula SAE.

À empresa Robtec, em especial aos colaboradores Ronaldo Prado e Vicente Massaroti, pelo patrocínio fornecido ao Fórmula SAE e construção dos dutos do meu mestrado.

Aos pesquisadores do IPT, Flávio Barroso Neves e Guilherme Silveira dos Santos e especialmente ao técnico Leonardo Lozano, pelos suportes nos ensaios.

Por fim agradeço à minha família, que acompanhou eu me desdobrando para encaixar todas as minhas atividades e me deu forças e incentivo para alcançar minhas metas.

“Se enxerguei mais longe, foi porque me apoiei
sobre os ombros de gigantes”

(Sir Isaac Newton)

RESUMO

Motivado pela ocorrência de instabilidade do motor do veículo de Fórmula SAE da equipe Poli Racing da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo quando operando em altas rotações, o escoamento no conduto de admissão, mais especificamente no último conduto antes do flange do motor, conhecido como *runner*, foi então analisado. A suspeita de que o descolamento do escoamento da parede na região interna da curvatura fosse a causa da instabilidade do motor foi então estudada de duas maneiras: um estudo numérico e outro experimental. O estudo numérico se inicia pela caracterização do escoamento real e desenvolvimento de hipóteses simplificadores e considerações sobre os pontos mais relevantes do escoamento. Em seguida, uma malha de elementos é construída no computador com auxílio de um programa de CFD. Ressalta-se que sua geometria reproduz a geometria interna do duto de interesse (*runner*). Posteriormente, a mesma é simulada utilizando um modelo de duas equações (SST k- ω), obtendo-se assim o perfil de pressão ao longo da região interna e externa da parede do *runner*. O estudo experimental se inicia pela construção do *runner* em prototipagem rápida, mantendo sua geometria fiel à geometria do *runner* utilizado no veículo de referência, adaptando a esse, tomadas de pressão ao longo da sua seção meridional. Ele é então montado em laboratório e as pressões nas diversas tomadas de pressão são então medidas para diferentes valores de vazão. Os resultados acima obtidos são então comparados com as referências bibliográficas relevantes. De maneira geral, tanto os resultados numéricos como os resultados experimentais estão de acordo com as referências bibliográficas, indicando que até valores do número de Reynolds iguais a aproximadamente 210000 (o que corresponde para as condições de temperatura e pressão do ar de admissão durante a operação do motor, a uma velocidade média no *runner* de cerca de 80 m/s) não ocorre descolamento na região interna da curvatura do *runner*.

ABSTRACT

Motivated by the occurrence of instability of the engine of the Formula SAE vehicle of the Poli Racing team from the Polytechnic School of University of São Paulo when operating at high engine speeds, the flow in the intake manifold, more specifically in the last duct before the engine flange, known as runner, became focus of deeper analysis. The suspicion that the detachment of the flow from the wall in the inner region of curvature was the cause of engine instability was studied in two approaches: a numerical study and an experimental study.

The numerical study begins by characterizing the real flow and development of simplifying assumptions and considerations on the most relevant points of the flow. Then, a mesh is built into the computer with the aid of a CFD program. Its geometry is equal to the internal geometry of the studied duct (runner). Subsequently, the mesh is simulated using a two equations model (SST k- ω) and a pressure profile in the inner and outer wall is calculated. The experimental study begins with the construction of the runner using rapid prototyping, keeping its geometry equal to the geometry of the runner used in the reference vehicle, but adapting to this, pressure taps along the inner and outer wall of the curvature. It is then assembled in the laboratory and the pressure in different pressure taps are measured for different flow rates. The above results are then compared with the relevant bibliographic references. In general, both the numerical results and the experimental results are in agreement with the references indicating that up to Reynolds numbers values equal to approximately 210 000 (which considering the air temperature and pressure while engine is operating, corresponds to an average speed in the runner around 80 m/s) does not occur any detachment in the inner region of curvature of the runner.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Deslocamento paralelo de duas placas com velocidade constante	22
Figura 2. Massa específica em função do volume avaliado	23
Figura 3. Aparato experimental para explicar o experimento feito por Reynolds	24
Figura 4. Perfis de velocidade superpostos: laminar e turbulento	25
Figura 5. Exemplo da formação de <i>swirl</i>	26
Figura 6. Exemplo da formação de escoamentos secundários	27
Figura 7. Exemplo do efeito da junção de dois escoamentos	27
Figura 8. Exemplo da contração e sua subsequente formação vortical	27
Figura 9. Exemplo da estagnação do fluido devido à presença de cantos vivos.....	28
Figura 10. Exemplo dos efeitos da transferência de calor no perfil do escoamento..	28
Figura 11. Tubo de Venturi esquemático com duas opções de perfil: com e sem raios de curvatura [5]	29
Figura 12. Esquema do aparato experimental utilizado por Smith [6]	32
Figura 13. Conduto curvo para análise da perda de pressão (Smith [6])	32
Figura 14. Distribuição da pressão estática tipicamente encontrada num conduto curvo, com grande raio de curvatura e longo duto à jusante (Smith [6])	33
Figura 15. Definição do coeficiente de perda na curvatura (K) (Smith [6])	34
Figura 16. Distribuição da pressão $R/h = 1,71$, $Re = 100000$ (Smith [6])	37
Figura 17. Distribuição da pressão $R/h = 2,3$, $Re = 100000$ (Smith [6])	37
Figura 18. Imagem retirada de Munson [4] – Fator de perda de pressão num conduto com curvatura.....	38
Figura 19. Domínio (acima) e malha (abaixo) do escoamento atrás de um degrau ..	57
Figura 20. Elementos 2D- quadriláteros e triângulos	59
Figura 21. Elementos 3D usuais - Hexaedros, tetraedros, pirâmides e primas triangulares.....	59
Figura 22. Domínio antes de receber o tratamento elíptico de geração de malha	63
Figura 23. Domínio após primeiro resultado (a) e após as iterações serem concluídas (b).....	64
Figura 24. Refinamento de malha tipo R.....	65
Figura 25. Divisão de elementos com aumento do número de nós e de elementos ..	66
Figura 26. Divisão de um elemento e criação de um "nó suspenso"	66
Figura 27. Determinação do primeiro nó (como função de y^+) em relação à camada limite	68
Figura 28. Vista em corte de um medidor de vazão mássica mecânico bilobular	71
Figura 29. Destaque da cavidade utilizada para cálculo da vazão baseada em rotação	72
Figura 30. Corte de um rotor trilobular	72
Figura 31. Influência da geometria do orifício da tomada de pressão estática na parede sobre o escoamento.....	73

Figura 32. Correções nos valores da pressão medida em função do raio de arredondamento da tomada de pressão (Shaw [20])	75
Figura 33. Correções nos valores da pressão medida em função da orientação da tomada de pressão (Shaw [20])	76
Figura 34. Formato geral do orifício da tomada de pressão	77
Figura 35. Determinação do diâmetro da tomada de pressão (Shaw [20])	77
Figura 36. Perfil de um condicionador de fluxo Misubishi (Akashi)	78
Figura 37. Ciclo Otto teórico.....	80
Figura 38. Ciclo real encontrado nos motores a combustão interna com centelha ...	81
Figura 39. Vista em corte da entrada de ar	85
Figura 40. Entrada de ar do veículo de Fórmula SAE da Escola Politécnica	86
Figura 41. Perfil do deslocamento das válvulas de exaustão e admissão em função da posição do girabrequim [26]	87
Figura 42. Curva de eficiência volumétrica calculada pelo GT-POWER [26]	87
Figura 43. Regra FSAE 2010 - máximas dimensões do envelope secundário	90
Figura 44. CAD do veículo de Fórmula SAE da Escola Politécnica	91
Figura 45. Seção transversal da malha	95
Figura 46. Aspecto geral do conduto simulado	96
Figura 47. Modelo em CAD do <i>runner</i> [26].....	99
Figura 48. CAD do runner com as tomadas de ar e ao lado a imagem deste já construído.....	101
Figura 49. Detalhe geométrico das tomadas de pressão do <i>runner</i> (CAD).....	102
Figura 50. Conduto de extensão à montante (CAD)	103
Figura 51. Conduto de extensão à montante (fabricado) já conectado ao <i>runner</i> em um de seus flanges	104
Figura 52. Conduto de extensão à jusante (CAD).....	104
Figura 53. Condutos de extensão à jusante (fabricado).....	105
Figura 54. Detalhamento geométrico das tomadas de pressão dos condutos de extensão (CAD).....	105
Figura 55. Montagem dos três condutos testados.....	106
Figura 56. Esquema do aparato experimental.....	107
Figura 57. Foto do aparato experimental montado no laboratório da Divisão de Metrologia dos Fluidos do IPT	108
Figura 58. Vaso de pressão	109
Figura 59. Dutos de conexão (rígidos e flexíveis)	110
Figura 60. Medidor mecânico de fluxo mássico bilobular	111
Figura 61. Válvula borboleta para controle de vazão	112
Figura 62. Adaptador convergente com condicionador de fluxo integrado.....	113
Figura 63. Perfil detalhado dos raios de curvatura utilizados no adaptador	114
Figura 64. Convergente construído em prototipagem rápida	115
Figura 65. Convergente construído em prototipagem rápida com foco no acalmador de fluxo borracha de vedação	115
Figura 66. Medidor de pressão eletrônico Testo	116

Figura 67. Seção de análise do campo de velocidade e vetores velocidade	124
Figura 68. Região meridional da parede do conduto para monitoramento da pressão	124
Figura 69. Campo de velocidade simulado com velocidade média do escoamento de 20 m/s ($Re = 51163$).....	125
Figura 70. Campo de velocidade simulado com velocidade média do escoamento de 30 m/s (Re = 76744).....	125
Figura 71. Campo de velocidade simulado com velocidade média do escoamento de 40 m/s ($Re = 102325$).....	126
Figura 72. Campo de velocidade simulado com velocidade média do escoamento de 50 m/s ($Re = 127907$).....	126
Figura 73. Campo de velocidade simulado com velocidade média do escoamento de 60 m/s ($Re = 153488$).....	126
Figura 74. Campo de velocidade simulado com velocidade média do escoamento de 80 m/s ($Re = 204651$).....	127
Figura 75. Vetores de velocidade simulados com velocidade média do escoamento de 20 m/s ($Re = 51163$).....	128
Figura 76. Vetores de velocidade simulados com velocidade média do escoamento de 30 m/s ($Re = 76744$).....	128
Figura 77. Vetores de velocidade simulados com velocidade média do escoamento de 40 m/s ($Re = 102325$).....	128
Figura 78. Vetores de velocidade simulados com velocidade média do escoamento de 50 m/s ($Re = 127907$).....	129
Figura 79. Vetores de velocidade simulados com velocidade média do escoamento de 60 m/s ($Re = 153488$).....	129
Figura 80. Vetores de velocidade simulados com velocidade média do escoamento de 80 m/s ($Re = 204651$).....	129
Figura 81. Perfil da pressão adimensionalizada em função da posição, para escoamento com velocidade média de 20 m/s ($Re = 51163$).....	130
Figura 82. Perfil da pressão adimensionalizada em função da posição, para escoamento com velocidade média de 30 m/s ($Re = 76744$).....	131
Figura 83. Perfil da pressão adimensionalizada em função da posição, para escoamento com velocidade média de 40 m/s ($Re = 102325$).....	131
Figura 84. Perfil da pressão adimensionalizada em função da posição, para escoamento com velocidade média de 50 m/s ($Re = 127907$).....	131
Figura 85. Perfil da pressão adimensionalizada em função da posição, para escoamento com velocidade média de 60 m/s ($Re = 153488$).....	132
Figura 86. Perfil da pressão adimensionalizada em função da posição, para escoamento com velocidade média de 80 m/s ($Re = 204651$).....	132
Figura 87. Perfil da pressão adimensionalizada em função da posição, para escoamento com velocidade média de 20 m/s ($Re = 51163$).....	133

Figura 88. Perfil da pressão adimensionalizada em função da posição, para escoamento com velocidade média de 30 m/s ($Re = 76744$).....	133
Figura 89. Perfil da pressão adimensionalizada em função da posição, para escoamento com velocidade média de 40 m/s ($Re = 102325$).....	134
Figura 90. Perfil da pressão adimensionalizada em função da posição, para escoamento com velocidade média de 50 m/s ($Re = 127907$).....	134
Figura 91. Perfil da pressão adimensionalizada em função da posição, para escoamento com velocidade média de 60 m/s ($Re = 153488$).....	134
Figura 92. Perfil da pressão adimensionalizada em função da posição, para escoamento com velocidade média de 80 m/s ($Re = 204651$).....	135
Figura 93. Distribuição da pressão adimensionalizada em função da posição, para todas as velocidades simuladas.....	137
Figura 94. Distribuição da pressão adimensionalizada em função da posição, para todas as velocidades ensaiadas em laboratório.....	137
Figura 95. Distribuição da perda de pressão na curvatura em função da velocidade	140

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Geometrias utilizadas nos experimentos.....	35
Tabela 2. Descrição do tipo de escoamento e número de Mach nas diversas seções da entrada de ar	88
Tabela 3. Relação entre velocidade e vazão volumétrica	118
Tabela 4. Valores objetivos e valores reais de vazão e velocidade	120
Tabela 5. Variação da temperatura ($^{\circ}C$) ao longo do tempo	120
Tabela 6. Valores de temperatura ($^{\circ}C$) do ar dentro do conduto logo após o medidor de vazão.....	121
Tabela 7. Valores de pressão ambiente (kPa)	121
Tabela 8. Valores da umidade relativa no laboratório	121
Tabela 9. Valores de da perda pressão antes e depois da curvatura em função da velocidade do escoamento.....	140

LISTAS DE SÍMBOLOS

A_i	área da seção i	$[m^2]$
b	altura do conduto retangular	$[m]$
h	largura do conduto retangular	$[m]$
D	diâmetro da seção circular	$[m]$
a	velocidade do som	$[m/s]$
M_t	número de Mach turbulento	$[-]$
F	força aplicada	$[N]$
L	comprimento	$[m]$
L_D	comprimento à jusante do <i>runner</i>	$[m]$
K	fator / coeficiente de perda de energia do escoamento	$[-]$
N	rotação do motor	$[RPM]$
P	pressão	$[Pa]$
Q_m	vazão mássica	$[kg/s]$
r	posição radial na seção transversal circular	$[m]$
r_p	raio total da seção transversal circular	$[m]$
r_c	razão de compressão	$[-]$
Re	número de Reynolds	$[-]$
Pr	número de Prandtl	$[-]$
u_i	velocidade do fluido na direção i	$[m/s]$
U_i	velocidade média do fluido na direção i	$[m/s]$
V	velocidade do fluido	$[m/s]$
f	coeficiente de perda distribuída ou forças de campo	$[- \text{ ou } N]$
V_d	volume da câmara de combustão	$[cc]$
ρ	massa específica do fluido	$[kg/m^3]$
μ	viscosidade absoluta do fluido	$[Pa.s]$
β	coeficiente de expansão térmica	$[-]$
σ	tensão de cisalhamento	$[Pa]$
W	trabalho realizado pelo sistema	$[J]$
U	energia interna do sistema	$[J]$
Q	quantidade de energia transferido para o sistema	$[J]$
q	transferência de calor	$[J]$

e	energia total	[J]
I	intensidade turbulenta	[-]
G_i	geração de energia to tipo i	[]
Γ_i	difusividade da grandeza i	[]
Y_i	dissipação da grandeza i	[]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	19
2	OBJETIVOS.....	21
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	22
	3.1 Escoamento interno em condutos.....	22
	3.2 Rotacionalidade em escoamentos internos	26
	3.3 Perda de pressão em trechos de condutos curvos	30
	3.3.1. Descolamento de fluido em escoamentos interno.....	38
	3.4 Estudo da turbulência	39
	3.4.1 Modelos de turbulência de duas equações.....	45
	3.5 Teoria sobre malhas	56
	3.5.1 Classificação das malhas.....	57
	3.5.2 Geração de malhas estruturadas.....	60
	3.5.3 Refinamento das malhas.....	65
	3.6 Medição de vazão mássica para gases	70
	3.7 Medição de pressão estática na parede interna de dutos.....	73
	3.8 Condicionadores de escoamento	78
	3.9 Caracterização termodinâmica do motor estudado	79
	3.10 Adequação da geometria do <i>runner</i> ao volume disponível	89
4	CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA E HIPÓTESES SIMPLIFICADORAS	92
	4.1 Estudo numérico	94
	4.2 Estudo experimental	97
5	APARATO E MEDIDAS EXPERIMENTAIS	99
	5.1 Descrição dos condutos de admissão.....	99
	5.1.1 Runner.....	99
	5.1.2 Condutos à montante e à jusante.....	102
	5.2 Aparato experimental	106
	5.2.1 Descrição e detalhamento do aparato experimental.....	108
	5.2.2 Montagem do aparato experimental.....	117
	5.3 Procedimento experimental	118
	5.3.1 Medidas para caracterização do escoamento.....	119

6	RESULTADOS	123
6.1	Resultados da simulação numérica	123
6.1.1	Campo de velocidade e vetores velocidade.....	125
6.1.2	Distribuição da pressão ao longo da parede do conduto.....	130
6.2	Resultados: experiência	133
7	ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	136
8	CONCLUSÃO	143
9	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	145
	APÊNDICE A.....	148
	APÊNDICE B.....	157

1 INTRODUÇÃO

O estudo de escoamentos em dutos com singularidades tem relevância em muitas áreas, como por exemplo, no projeto de sistemas de ventilação, distribuição de água e transporte de fluidos em geral, sistemas de refrigeração assim como no projeto dos sistemas de admissão e exaustão de máquinas térmicas.

O conhecimento das propriedades e características do escoamento, assim como as consequências da geometria utilizada em um determinado sistema, são fundamentais para determinar a eficiência do mesmo e detectar pontos críticos e eventuais problemas.

O presente trabalho baseia-se no estudo do escoamento do ar nos condutos de admissão de um motor de combustão interna de um veículo utilizado na Fórmula SAE.

O motor e os seus periféricos de um veículo estão sujeitos a dimensões máximas impostas pela estrutura do veículo. A admissão do ar pelo motor ocorre através de um duto de admissão usualmente identificado como *runner*. Este acessório é definido como o primeiro duto entre o flange do motor e um *plenum*. O *plenum* fica caracterizado pela região entre o *runner* e o corpo de borboleta, responsável por alimentar o *runner*. O ideal seria adotar-se este *runner* como um tubo reto, mas há várias limitações que inviabilizam esta alternativa. O *plenum*, devido ao seu significativo volume, tende-se a moldar com a estrutura do veículo, tendo que respeitar limites determinados pela região do cofre do motor. Neste contexto o *runner* também acaba ganhando uma curvatura que, em muitos casos, é acentuada.

O estudo de caso que foi a motivação deste projeto e que será adotado nas análises é o veículo de Fórmula SAE projetado pela equipe Poli Racing da Escola Politécnica da USP. Este veículo de competição tem exigentes restrições e prerrogativas como: alta performance e motor operando em rotações máxima da ordem de treze mil rotações por minuto. Como consequência das condições de operação, o escoamento na região do *runner* possui gradientes de pressão e velocidades significativamente altos, atingindo valores para o número Mach maiores que 0,3 na admissão.

A operação do veículo Fórmula SAE apresentou instabilidade por parte do motor quando operando em altas rotações e altos fluxos de ar, instabilidades estas representadas por oscilações na rotação. Um possível causador dessa instabilidade pode ser o descolamento do fluido da parede interna do *runner*, que possui curvatura acentuada em relação ao diâmetro do mesmo, e seu estudo estará no foco deste projeto.

Dessa maneira, o presente trabalho irá abordar o escoamento no duto de admissão partindo de uma análise numérica feita em dinâmica dos fluidos computacional (CFD), seguida de um experimento laboratorial de um protótipo e por fim, comparando os resultados obtidos com as devidas referências bibliográficas.

2 OBJETIVOS

Neste trabalho pretende-se estudar o comportamento do escoamento do fluido no conduto de admissão do motor de combustão interna adotando como estudo de caso um veículo de Fórmula SAE projetado pela equipe Poli Racing da Escola Politécnica da USP. A condição de referência para o estudo é estabelecida com o motor operando em condições de máximo desempenho, que corresponde a altas rotações, acima de oito mil rotações por minuto, e alta vazão mássica (condição em que a borboleta está totalmente aberta).

O conduto de maior interesse para o estudo é identificado como *runner*, conduto este que une o *plenum* ao flange de admissão localizado no cabeçote do motor. O objetivo central deste trabalho é verificar o comportamento do escoamento, identificar condições e regiões onde ocorrem perturbações e possíveis descolamentos do ar.

Para atingir as metas são investigados parâmetros por dois métodos: simulação numérica e estudo experimental.

Primeiramente, um modelo em dinâmica dos fluidos computacional (CFD) do tipo *k-w* modificado (*Shear Stress Transport* – SST) é utilizado e em cima de algumas considerações e hipóteses simplificadoras, simulado.

Posteriormente, uma análise experimental é feita, começando com a construção de um *runner* semelhante ao utilizado no veículo, construído em prototipagem rápida, com tomadas de pressão. Assim, pode-se medir a distribuição de pressão na região interna da curva e na região externa da curva, avaliando também a influência da curvatura à montante e à jusante.

Tais resultados são comparados com os resultados das simulações e os retirados das referências bibliográficas.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 Escoamento interno em condutos

O escoamento interno de fluidos newtonianos é um objeto antigo de pesquisa. Tal combinação rodeia a sociedade diariamente e diversas pesquisas foram feitas em diferentes âmbitos a fim de compreender os fenômenos envolvidos em tal associação, a fim de tirar proveito dos mesmos, melhorando desempenho e a eficiência de processos que envolvem estes escoamentos.

Fluidos newtonianos são aqueles que, quando submetidos a uma tensão de cisalhamento, tem o seu gradiente de velocidade diretamente proporcional à tensão aplicada. A constante de proporcionalidade nesta relação é conhecida como viscosidade absoluta [1], conforme mostrada na figura 1.

Figura 1. Deslocamento paralelo de duas placas com velocidade constante

Definindo assim a viscosidade absoluta do fluido como:

$$\mu_f = \frac{F_{placa} \Delta y}{A_{placa} \Delta V} \quad (3.1)$$

O estudo do escoamento pode ser tão detalhado quanto o desejo do pesquisador, limitado apenas pelos modelos adotados, pela capacidade computacional e os aparelhos disponíveis para realizar medições. Se analisarmos um fluido escoando de maneira microscópica pode-se chegar à situação em que dividimos o fluido em

contínuo e não contínuo, isso, pois se aprofundarmos o estudo a tal ponto em que o deslocamento do fluido gera, na região estudada, variação de massa específica (ou seja, hora o fluido está, hora o fluido não está na região), caracteriza-se o mesmo como não contínuo. Se a análise se der num nível em que a massa específica do mesmo é constante num dado volume avaliado, este será tratado como meio contínuo [2], e mostrado na figura 2.

Figura 2. Massa específica em função do volume avaliado

A massa específica se torna oscilante para valores pequenos do volume considerado na análise. Nesta região, a micro movimentação errática e randômica das partículas se torna preponderante, ao contrário da região contínua.

Considerando-se as características físicas do fluido e condições de análise do mesmo, uma das informações mais relevantes e também difíceis de serem avaliadas e medidas, é a velocidade do fluido. Mesmo em regime permanente, o fluido em geral não está parado, mas apresenta um padrão de distribuição de suas propriedades físicas e características (massa específica, velocidade, adimensionais, etc), e esta distribuição se mantém constante ao longo do tempo, apesar de diferentes pontos de um mesmo escoamento possuírem características distintas (massa específica, velocidade, adimensionais, etc).

A velocidade em um ponto é a velocidade que uma partícula do fluido possui ao passar por determinada posição e pode ser denominada velocidade local. A partícula do fluido, ratificando a análise macroscópica, possui massa δm e está associada a um volume δV que são combinados na análise, e não é adotada

isoladamente uma molécula do fluido, que estaria relacionada a uma análise microscópica.

O estudo do escoamento interno a condutos teve um importante marco com o experimento de Osborne Reynolds, documentado por R. H. Stewart [3]. Este consistia no escoamento de água em um duto de vidro. Em um determinado ponto do duto, próximo ao seu início, um marcador com massa específica semelhante à da água era constantemente injetado, conforme mostrado na figura 3.

Figura 3. Aparato experimental para explicar o experimento feito por Reynolds

Reynolds percebeu que, para pequenas vazões, o traço do marcador era constante e contínuo ao longo do duto, ao passo que para vazões maiores, o mesmo se tornava turvo e se difundia na água.

Uma análise mais cuidadosa do experimento possibilitou o entendimento do fenômeno: ao se alterar a vazão do fluido, Reynolds estava alterando a relação entre as forças viscosas e as forças de inércia presentes no escoamento. Para situações em que as forças inerciais não eram maiores que 2000 (duas mil) vezes as forças viscosas, o escoamento seguia um perfil “bem comportado”, com o perfil de velocidade parabólico, indicando um deslizamento não turbulento das diversas camadas (distâncias diferentes em relação à parede), visto que o traço do marcador continuava paralelo ao eixo longitudinal do escoamento. Tal escoamento foi identificado como escoamento laminar.

Quando as forças viscosas superam em mais de 2700 (duas mil e setecentas) vezes as forças viscosas, o escoamento apresenta outro perfil de velocidade, chamado turbulento. Neste perfil o escorregamento das camadas do escoamento causa

formações vorticais aleatórias que acabam por, além de intensificar a mistura do escoamento (movimento intensificado em eixos diferentes do eixo principal do escoamento) alterar o perfil de velocidade, que agora se torna mais achatado, com um gradiente mais abrupto de velocidade nas regiões próximas à parede [4].

Ao passo que o perfil laminar praticamente não é afetado pela rugosidade da parede (valores razoáveis de rugosidade), e possui um perfil de velocidade do tipo parabólico, quando em escoamento dinamicamente estabelecido:

$$V_p = V_{max} \left[1 - \left(\frac{r}{r_p} \right)^2 \right] \quad (3.2)$$

Em que V simboliza a velocidade do fluido, seja no ponto p, seja a máxima da seção.

O perfil turbulento é afetado pela rugosidade da parede, dado que o perfil de velocidade alcança valores mais altos ainda próximos à parede, conforme a fórmula abaixo.

$$V_p = V_{max} \left(1 - \frac{r}{r_p} \right)^{1/n} \quad (3.3)$$

Com n sendo calculado como:

$$n = 1,66 \log R_d \quad (3.4)$$

Figura 4. Perfis de velocidade superpostos: laminar e turbulento

3.2 Rotacionalidade em escoamentos internos

Apesar de muito relevante, dividir o tipo de escoamento entre turbulento e laminar não é suficiente para caracterizá-lo. Muitos escoamentos não apresentam apenas estes padrões de perfis abordados acima, característicos para escoamentos estabilizados, em regime permanente, suficientemente distantes da região de entrada. Contrações e expansões na seção transversal do escoamento assim como mudanças de direção como curvas em condutos são alguns exemplos comuns que afetam o perfil de velocidade [5].

É possível alterar o perfil do escoamento das seguintes maneiras:

1. Aplicando um movimento puro de rotacionalidade ou *swirl*, que consiste numa rotação do escoamento no próprio eixo. Tal rotação pode ser causada, por exemplo, pelo uso de aletas direcionadoras ao longo do duto, ou pela associação de curvas, como mostrado na figura 5.

Figura 5. Exemplo da formação de *swirl*

2. Escoamentos secundários: comuns em condutos com curvatura, estes escoamentos são caracterizados por dois ou mais vórtices de rotação contrária entre si (uma vez que a quantidade de movimento angular antes e depois da seção deve ser conservada, o sentido de rotação deve ser contrário), como mostrado na figura 6.

Figura 6. Exemplo da formação de escoamentos secundários

3. Junção de dois escoamentos provocada pela entrada de escoamento com direção em ângulo com o do duto principal afeta o perfil de velocidade do mesmo, gerando vórtices assim como podendo causar *swirl*, figura 7.

Figura 7. Exemplo do efeito da junção de dois escoamentos

4. Expansão e contração abrupta: causam um aumento / redução abrupto(a) da velocidade de centro do perfil e isto acaba por promover a formação vortical. Na figura 8 observa-se à esquerda um desenho esquemático da formação vortical numa contração abrupta, e na direita verifica-se como a formação poderia ser evitada caso a parede do duto possúisse uma contração suave, com raio de arredondamento no início e fim da curvatura.

Figura 8. Exemplo da contração e sua subsequente formação vortical

Situação similar ocorre para uma expansão abrupta, mudando apenas o sentido do fluxo e condições de formação dos vórtices.

5. Mudanças de direção no escoamento, como curva com cantos retos: estes cantos retos geram regiões de recirculação, como pode ser mostrado na figura 9.

Figura 9. Exemplo da estagnação do fluido devido à presença de cantos vivos

A combinação de acessórios de condutos pode ocorrer, o que torna a determinação do perfil de velocidade real complexa. Não serão tratados aqui os efeitos da transferência de calor no escoamento, mas esta pode influenciar a rotacionalidade do escoamento, como mostrado na figura 10 (vista em corte de um duto circular), em que a placa inferior é aquecida. O movimento de convecção do fluido altera o perfil velocidade, criando um perfil helicoidal, como indicado na figura.

Figura 10. Exemplo dos efeitos da transferência de calor no perfil do escoamento

Assim, há diversos fenômenos que quando ocorrem no escoamento alteram o perfil de velocidade do mesmo e também a interação do escoamento com a parede, causando zonas de estagnação, regiões de separação e modificando a camada limite, principalmente no que diz respeito à sua espessura.

A espessura da camada limite é importante, pois como descrita teoricamente, na interface da mesma com o escoamento principal, o fluido já se encontra à 99% da velocidade máxima do escoamento, assim, no escoamento turbulento, quanto menor

for a camada limite, maior será a seção do fluido escoando com velocidade próxima da máxima.

Uma das maneiras de se avaliar a eficiência de uma contração ou expansão é a comparação entre a área geométrica da seção e a área real que o fluido escoar, dando origem ao coeficiente de contração, mostrado na equação 3.5.

$$C_c = \frac{A_f}{A_g} \quad (3.5)$$

Quanto mais próximo de 1 (um) o coeficiente de contração estiver, melhor será a eficiência dessa contração / expansão, o que significa que menos perturbações foram introduzidas ao fluido. Quanto mais distante de 1 (um) for o coeficiente de contração, mais o escoamento foi perturbado, uma vez que a área que o fluido escoar foi reduzida. Tal contração é denominada *vena contracta*.

Ou seja, se tomarmos, por exemplo, um tubo de Venturi, a formação ou não da *vena contracta* e consequentemente a perda na seção avaliada (pode-se estabelecer uma relação entre a ocorrência / intensidade da contração e a perda de pressão presente na singularidade), dependerá da razão de entre os raios (raio maior e menor do Venturi), assim como do ângulo de abertura deste convergente e dos raios de arredondamento utilizados. O desenho da figura 11 elucida as grandezas descritas acima, mostrando duas opções para o perfil de fabricação do mesmo: liso sem raio de arredondamento e outra com raio de arredondamento entre as seções subsequentes.

Figura 11. Tubo de Venturi esquemático com duas opções de perfil: com e sem raios de curvatura [5]

A relação do raio da contração do Venturi com o raio da expansão à jusante, assim como o ângulo de abertura do divergente e o raio de curvatura, numa análise simplificada não gera influência na *vena contracta* formada à montante, porém, se neste ponto, de acordo com a relação da distância entre o fim da contração e o começo da expansão (distância “d” ou “d’ ” mostradas na figura 11), uma nova singularidade for formada, causando descolamento do fluido e gerando turbulência no sistema e isto sim, pode alterar inclusive o escoamento à montante.

Fica clara também que qualquer alteração no perfil de velocidade à montante de um acessório ou trecho de duto (*swirl*, formação vortical, escoamentos secundários, dentre outros exemplos) também irá alterar a perda singular neste.

3.3 Perda de pressão em trechos de condutos curvos

O duto estudado neste trabalho não é um duto reto. Ele possui uma curvatura acentuada e tal curvatura influencia o escoamento, perturbando o mesmo.

Existe uma perda de energia do fluido associada à mudança de direção do escoamento, devido à viscosidade do fluido. Dado um campo de velocidade uniforme em uma direção (escoamento plenamente desenvolvido) na entrada da seção curva, alguns fatores influenciam nesta perda de energia, como por exemplo:

1. Natureza do escoamento: se o mesmo é turbulento ou não
2. Rugosidade do conduto
3. Relação entre raio de curvatura e diâmetro hidráulico
4. Comprimento do duto à jusante
5. Comprimento do duto à montante
6. Relação de aspecto do conduto (em caso de conduto retangular, a relação entre a base e a altura)

O primeiro e o segundo pontos não são uma exclusividade dos condutos curvos: a relação entre as forças de inércia e as forças viscosas (retrada pelo número de Reynolds) juntamente com a rugosidade do duto determinam a perda de energia do escoamento devido ao atrito com a parede, que possui por definição, velocidade

igual a zero (perda de carga distribuída). A lei universal de Prandlt, utilizada para dutos pouco rugosos, retrata a relação entre o coeficiente de perda distribuída, f , e o número de Reynolds.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log_{10}(\text{Re}\sqrt{f}) - 0,8 \quad (3.6)$$

Nota-se que tal equação deve ser resolvida de maneira iterativa (pelo método de Newton-Raphson por exemplo).

Uma vez determinado o coeficiente de atrito, f , pode-se calcular a perda de pressão associada a este efeito:

$$\Delta P = f \frac{L}{D} 2\rho V^2 \quad (3.7)$$

Em que:

ρ é a massa específica do fluido

Assim, num conduto curvo, deve-se associar aos fatores já conhecidos de perda de energia (pressão) distribuídas, mencionados a cima, à perda de energia associada à mudança de direção do escoamento.

A relação entre o raio de curvatura do conduto e o diâmetro hidráulico do mesmo indica o quão abrupta ou suave é a mudança de direção do fluido. É intuitivo supor assim que quanto mais abrupta, maior a perda de energia.

W. Smith [6] fez diversos experimentos para levantar a influencia do raio de curvatura, o comprimento à jusante e à montante, assim como a razão de aspecto do conduto, na perda de energia do fluido. Em seus experimentos, a influência da curvatura na distribuição de pressão à jusante, assim como na distribuição à montante foram analisadas.

O esquema do aparato experimental utilizado por Smith [6] pode ser visto na figura 12.

Figura 12. Esquema do aparato experimental utilizado por Smith [6]

Os condutos utilizados eram condutos de seção transversal retangular, conforme mostrado na figura 13.

Figura 13. Conduto curvo para análise da perda de pressão (Smith [6])

Para entender o comportamento da perda de pressão ao longo da curvatura, Smith [6] utilizou tomadas de pressão localizadas na linha de centro do conduto ($b/2$) não apenas ao longo da parte curva do conduto, mas também nos condutos retos à montante e à jusante.

Como pode ser visto no trabalho de Smith [6], os efeitos da curvatura não se restringem à região curva do conduto, mas se estendem tanto à jusante quanto à montante, claro, de maneira não simétrica, como pode ser visto na figura 14, que mostra uma distribuição da pressão estática na parede para um conduto de grande raio de curvatura (nenhum descolamento do escoamento da parede interna) e um longo conduto de descarga à jusante.

Figura 14. Distribuição da pressão estática tipicamente encontrada num conduto curvo, com grande raio de curvatura e longo duto à jusante (Smith [6])

Trata-se de uma curvatura de 90°, com número de Reynolds = 200000, com uma relação entre o raio de curvatura e o diâmetro do conduto de 1,85.

Como visto na figura 14, a distribuição da pressão estática é dividida em três partes: uma à montante, que é dada em função do adimensional X_u/D , em que D é o diâmetro do conduto.

Outra ao longo da curvatura, em que é possível notar claramente a diferença de pressão estática na parede na região interna da curva e na região externa da curva. E uma terceira parte, à jusante, em que a pressão é dada em função da do adimensional X_d/D .

Na figura, é possível notar a influência da curvatura à montante e à jusante: existe uma linha, com a mesma inclinação da perda de pressão à montante que é tida como a perda de pressão de referência. É possível notar que os valores de pressão estática na parede na região da montante próxima à curvatura na parede interna da curva e na parede externa da curva começam a se distanciar antes que o conduto se torne de fato curvo. Um fenômeno semelhante ocorre à jusante, em que os valores de pressão estática na parede apenas convergem para o mesmo valor depois que o escoamento percorre uma distância proporcional a alguns diâmetros. Assim que o efeito da curvatura termina, a inclinação da curva de perda de pressão se torna igual à da reta de referência.

Definindo K , como o fator de perda na curva, dado pela razão da variação da pressão estática média na seção e a pressão dinâmica:

$$K = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2}\rho V^2} \quad (3.8)$$

De maneira genérica, o formato da perda de pressão possui o formato mostrado na figura 15.

Figura 15. Definição do coeficiente de perda na curvatura (K) (Smith [6])

Os experimentos realizados levavam as seguintes geometrias em consideração:

Tabela 1. Geometrias utilizadas nos experimentos

Curvatura	R / h	b / h	Θ (graus)
1	1,15	1	90
2	1,71	1	90
3	2,3	1	90
4	3,45	1	90
5	1,97	5	90
6	1,6	0,2	90

De maneira geral algumas considerações podem ser feitas para todos os escoamentos analisados por Smith [6]:

- A) O efeito à montante da curvatura se estende por até uma vez o diâmetro hidráulico do conduto. Para distâncias maiores do que essa, as pressões estáticas nos pontos meridionais de tomada de pressão são iguais em uma mesma seção.
- B) O efeito à jusante da curvatura se estende entre uma e duas vezes o diâmetro hidráulico do conduto. Para distâncias maiores do que essa, as pressões estáticas nos pontos meridionais de tomada de pressão são iguais em uma mesma seção.
- C) O comprimento do conduto à jusante influencia na distribuição da perda de pressão na região curva do conduto. Se o comprimento do conduto tender a zero, ou seja, logo após o fim da curvatura, o escoamento é descarregado no ambiente, percebe-se uma perda de pressão muito maior do que se considerarmos um conduto muito maior. Experimentos foram feitos com comprimentos até 55 vezes maior que o diâmetro hidráulico do conduto, porém percebe-se que para valores entre 1 e 2 (os mesmo apontados no item B), o efeito da descarga prematura já não afeta mais a perda de pressão total do sistema.

- D) Na condição retrada no item C, não apenas a variação da pressão entre a entrada e a saída é maior, como também a distribuição da mesma na parede do conduto curvo é alterada.
- E) Comparando os resultados experimentais com a teoria de escoamento potencial, percebe-se que a variação de pressão percebida no experimento não é retratada na teoria, afinal, é proveniente justamente da perda por ação viscosa do escoamento, porém, comparando os valores de pressão para geometrias semelhantes algumas considerações podem ser feitas:
- E1) Para raios de curvaturas pequenos (mudanças abruptas de direção do escoamento), o módulo da diferença dos valores de pressão medidos e a pressão de referencia na entrada do escoamento pressão na região interna da curva possui um valor de pico é maior que o mesmo valor de pico na região externa da curva
 - E2) Para raios maiores (R/h maiores que 3,45), ambos os valores de pico quando tomados em módulo tendem a se aproximar [7]
- F) Para valores de R/h maiores do que 2, e L_d/h maiores do que 4, não há diferença apreciável nos resultados encontrados em condutos de seção quadrada e condutos de seção circular para números de Reynolds semelhantes [8]

Os pontos A, B C e D mencionados acima podem ser mais facilmente visualizados nas figuras 16 e 17.

Em ambas as figuras, o número de Reynolds do escoamento é igual a 100000. Na figura 16, R/h igual a 1,71 e na figura 17, R/h igual a 2,3. O eixo vertical das figuras retrata o adimensional de pressão, dado pela pressão medida no ponto meridional no escoamento menos a pressão de referência, dividido pela pressão dinâmica.

Figura 16. Distribuição da pressão $R/h = 1,71$, $Re = 100000$ (Smith [6])

Figura 17. Distribuição da pressão $R/h = 2,3$, $Re = 100000$ (Smith [6])

3.3.1. Descolamento de fluido em escoamentos internos

A influência para o escoamento da razão entre o raio de curvatura, e o diâmetro do conduto também pode ser vista na figura 18, retirada de Munson [4].

Figura 18. Imagem retirada de Munson [4] – Fator de perda de pressão num conduto com curvatura

A figura mostra as consequências de diferentes relações entre o raio de curvatura e o diâmetro do conduto.

Se esta relação for grande, indicando uma curvatura suave, o conduto será excessivamente extenso, gerando assim perda viscosa distribuída. Ao passo que, caso a relação seja demasiadamente pequena, como em uma curvatura abrupta, a perda de energia associada à mudança de direção se torna preponderante, chegando ao extremo em que, caso o fluido descole da parede interna do duto a seção transversal útil para passagem do mesmo diminua em relação à seção transversal geométrica do duto (*venna contracta*) caracterizando assim uma perda localizada.

Não apenas a relação geométrica entre o raio de curvatura e o diâmetro do duto é relevante para que ocorra separação do fluido, mas também, a velocidade do fluido e as suas propriedades físicas [9]. Quanto maior a velocidade do fluido, o escoamento estará mais suscetível ao descolamento da parede interna. Uma maior

densidade, assim como uma menor viscosidade do fluido também deixa o sistema mais suscetível ao descolamento. Tal descolamento se reflete como um aumento exponencial do fator K.

3.4 Estudo da turbulência

Os conceitos e modelos de turbulência auxiliam o estudo do escoamento em condutos, caracterizando o mesmo e por consequência, ajudando na predição de fenômenos físicos nem sempre intuitivos.

A fim de economizar tempo e recursos, é de grande interesse da engenharia que modelos de turbulência confiáveis sejam desenvolvidos, de maneira que nem todos os escoamentos precisem ser feitos primeiramente em laboratórios (mesmo que em escalas menores) além de possibilitar certa extrapolação: ou seja, conseguir descrever um escoamento mais genérico, com pequenas variações de geometria e condições de escoamento, conforme mostrado por D. C. Wilcox [10] e por P. Bradshaw [11].

A grande dificuldade se encontra na resolução das equações que governam o escoamento. Para tal solução, 3 grupos de equações devem ser analisadas: a equação da conservação da massa, a equação da conservação da quantidade de movimento (também conhecida como equações de Navier-Stokes) e a equação da conservação da energia. Tais equações descrevem o comportamento do fluido e da condução térmica no mesmo, nas três dimensões ao longo do tempo, para qualquer posição do fluido; conforme pode ser visto abaixo, respectivamente, quando expressadas de maneira mais genérica (nenhuma hipótese simplificadora aplicada):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla (\rho u) = 0 \quad (3.9)$$

$$\frac{D(\rho u)}{Dt} + u \cdot \nabla (\rho u) + \nabla p + \nabla \cdot T - f = 0 \quad (3.10)$$

$$\partial Q - dU - \partial W = 0 \quad (3.11)$$

Em que:

u – velocidade do ponto [u = u(x,y,z,t)]

p – pressão no ponto [$p = p(x,y,z,t)$]

ρ – densidade do fluido no ponto [$\rho = \rho(x,y,z,t)$]

T – tensor total das tensões

f – forças de campo (gravidade, forças eletromagnéticas, etc...)

Q – quantidade de calor transferido para o sistema

U – energia interna do sistema

W – trabalho realizado pelo sistema

Fica claro que o tratamento genérico destas equações traz consigo uma enorme quantidade de grandezas a serem consideradas. Desta maneira, é necessário que algumas considerações, sejam elas físicas, ou mesmo matemáticas, sejam feitas para possibilitar a resolução das mesmas [12].

Como simplificações físicas, podemos citar a utilização de constantes para todo o fluido: condução térmica, calor específico a volume / a pressão constante como constantes para um determinado intervalo de temperatura, desconsiderar as forças de campo ou mesmo, considerar que os gradientes de pressão e velocidades são baixos o suficiente de forma que a densidade do fluido seja constante ao longo do escoamento e ao longo do tempo analisado, ou ainda, considerar num pequeno escoamento com baixas velocidades, como desprezível a transferência de calor ao longo do escoamento, impondo uma condição adiabática na fronteira e impondo temperatura constante para todo o fluido.

Tantas outras simplificações podem ser feitas, de acordo com a análise de relevância de suas influências no resultado final, mas mesmo assim, o número de variáveis e a não linearidade dos termos tornam o estudo do escoamento turbulento muito complexo.

Simplificações matemáticas, como a linearização de alguns termos, devem então ser feitas para permitir a solução das equações, impondo porém um problema intrínseco de tal ação: uma vez linearizadas, as equações deixam de descrever com precisão os pontos de inflexão, assim como pontos de ruptura (no caso do estudo dos escoamentos, descolamentos de parede por exemplo), tornando o pós tratamento de dados uma tarefa extremamente importante e complexa, visando com esta, validar as condições e resultados gerados pelas equações.

Deve-se ressaltar que, as limitações aqui apresentadas, não se restringem apenas à perda de informação sobre o escoamento, mas também, à capacidade computacional demandada. A capacidade computacional necessária para a resolução destas equações, mesmo com as simplificações normalmente adotadas, ainda é um dos limitantes encontrados e ponto de constante desenvolvimento (seja na utilização de algoritmos mais eficientes, seja no desenvolvimento de novos processadores).

Tendo essa visão simplificada da problemática, pode-se entender o porquê do uso de modelos de turbulência para descrever o escoamento: trata-se de modelos que pressupõem simplificações físicas (que englobam as propriedades do fluido, assim como condições de contorno) e matemáticas (linearizações das equações em torno de um ponto) para abordar determinado escoamento.

Podemos dividir os diversos tipos de resolução das equações que regem o escoamento em diversos grupos, porém três deles são mais relevantes e usualmente empregados:

- DNS – Direct numeric simulation: como o próprio nome diz, consiste na resolução direta das equações acima descritas. A demanda computacional é muito alta e é aplicável apenas para pequenos volumes de controle.

- LES – Large eddy simulation: consiste em analisar o escoamento com foco nos grandes núcleos de turbulência, retirando por filtragem as menores escalas turbulentas do escoamento. Isso permite que as escalas mais importantes sejam resolvidas sem implicar no grande custo computacional de resolução das pequenas escalas. Como restrição computacional, ele consome mais que o método de RANS, mas muito menos que uma resolução direta do tipo DNS.

- RANS: Reynolds-averaged Navier-Stokes: apesar de uma das abordagens mais antigas no que diz respeito à modelagem de turbulência, é hoje amplamente utilizada devido ao seu sucesso: um bom comprometimento entre precisão e demanda computacional. Consiste em aplicar a chamada decomposição de Reynolds, reescrevendo as variáveis do fluido como uma componente média mais a sua flutuação. Por exemplo, o vetor velocidade seria dividido em duas parcelas: a velocidade média e sua oscilação. Desta forma:

$$u_i = U_i + u'_i \quad (3.12)$$

Ou de maneira mais clara:

$$u(x, t) = U(x) + u'(x, t) \quad (3.13)$$

A utilização desta decomposição permite que o escoamento turbulento possa ser em parte tratado como um escoamento não turbulento (mas sim como um escoamento laminar no que diz respeito ao escoamento médio), facilitando sua resolução. O problema gerado por tal decomposição reside na chamada tensão de Reynolds [13]. Apesar de não ser propriamente uma tensão, apenas possuir a unidade de tensão, tal tensor de segunda ordem é altamente não linear, e diferentes abordagens para o tratamento do mesmo geram resultados diferentes.

Tal tensor é definido abaixo:

$$\tau_{ij} = \overline{\rho u'_i u'_j} \quad (3.13)$$

Pode-se com esta abordagem, reescrever as equações que regem o escoamento de um fluido de outra maneira (ainda que genérica, mas sem considerar as forças de campo e admitindo um referencial inercial e introduzindo a decomposição de Reynolds):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_j} = 0 \quad (3.14)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial P}{\partial x_i} = 0 \quad (3.15)$$

$$\frac{\partial(\rho e_0)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i e_0 + \rho u_j + q_j - u_i \tau_{ij})}{\partial x_j} - \frac{\partial P}{\partial t} = 0 \quad (3.15)$$

Em que:

τ_{ij} - Tensor das tensões de Reynolds

E sem perda de generalidade, podemos descrever a transferência de calor como:

$$q_j = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \quad (3.16)$$

E a energia total como:

$$e_0 = e + \frac{u_k u_k}{2} \quad (3.17)$$

A utilização da decomposição de Reynolds e do tensor de Reynolds impõe um problema de fechamento (BBGKY) [14]: o número de equações é menor do que o número de incógnitas, tornando impossível a resolução das mesmas.

Um parênteses deve ser feito neste estágio do estudo: apesar do RANS tratar de uma análise mediana do escoamento, isso não quer dizer que não vale para estudos em condições dinâmicas. A utilização da média temporal da velocidade se estende e é válida por todo o intervalo de análise do escoamento em que essa média foi feita.

A abordagem do tipo RANS pode ser dividida ainda em outras duas abordagens:

- RSM: Reynolds stress model: em que todas as tensões de Reynolds são aproximadas por diversas equações de transporte (alto custo computacional)

- Hipótese de Boussinesq: este modelo envolve o uso de equações algébricas para a tensão de Reynolds, incluindo a determinação da viscosidade turbulenta, resolvendo as equações de transporte para grandezas relevantes (energia cinética turbulenta e dissipação turbulenta, por exemplo). Aqui residem grandes partes dos modelos: modelos de zero equação como os apresentados por Cebeci-Smith ou Baldwin-Loma; modelos de uma equação, como os de Prandtl ou Baldwin-Barth [15] e Spalart-Allmaras, por exemplo; assim como os de duas equações, k-w ou k-e, por exemplo

A base para os modelos reside na hipótese de Boussinesq para a viscosidade turbulenta, que postula o tensor das tensões de Reynolds, τ_{ij} , como proporcional ao tensor de deformação média, S_{ij} , e pode ser descrito como:

$$\tau_{ij} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3}\rho \frac{\overline{u'_1 u'_1}}{2} \delta_{ij} \quad (3.18)$$

‘Ou reescrita como:

$$-\rho \overline{u'_1 u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3}\rho \frac{\overline{u'_1 u'_1}}{2} \delta_{ij} \quad (3.19)$$

Tal hipótese traz grande simplificação uma vez que permite pensar que o efeito da turbulência no escoamento médio, é semelhante ao efeito da viscosidade molecular no escoamento laminar, permitindo assim introduzir grandezas turbulentas escalares, como a energia turbulenta e a dissipação turbulenta, além de tornar

possível a correlação destas com variáveis ainda mais intuitivas, como a intensidade turbulenta:

$$I \equiv \frac{u'}{U} \quad (3.20)$$

Com u' representando a raiz quadrada média das oscilações turbulentas da velocidade e U representando a velocidade média do escoamento.

$$u' \equiv \sqrt{\frac{1}{3}(u_x'^2 + u_y'^2 + u_z'^2)} = \sqrt{\frac{2}{3}k} \quad (3.21)$$

E

$$U \equiv \sqrt{U_x^2 + U_y^2 + U_z^2} \quad (3.22)$$

Ou ainda correlacionando com o comprimento da escala turbulenta (escala que descreve o tamanho dos vórtices mais energéticos de um escoamento turbulento). Tal escala pode ser estimada de maneiras diferentes. Por exemplo, para escoamentos plenamente desenvolvidos em condutos:

$$l = 0,038 d_h \quad (3.23)$$

Em que d_h representa o diâmetro hidráulico.

Ou, como no modelo k - ϵ , por exemplo:

$$l = C_\mu \frac{k^{2/3}}{\epsilon} \quad (3.24)$$

O empecilho desta hipótese, é que ela não é válida sempre. Não há nada que garanta que o tensor de tensões de Reynolds seja proporcional tensor de deformações. Principalmente em escoamentos com grande aceleração / desaceleração, ou escoamentos complexos com grande curvatura, tornando difícil prever os efeitos destes no escoamento.

3.4.1 Modelos de turbulência de duas equações

Modelos de turbulência de duas equações são os modelos mais comuns de turbulência para simulação computacional, conforme descritos por T. L. Cahmbers e D. C. Wilcox [16] e detalhados no manual de na ANSYS [17]. Os modelos k- ϵ , assim como o k-w se difundiram e são amplamente utilizados pela indústria para solução de problemas de engenharia, apesar de ainda serem foco de novas pesquisas e de avanços constantes, sendo criadas variações do mesmo, visando otimização do tempo computacional desprendido, ou mesmo o aumento de precisão para um determinado escoamento.

Por definição, modelos de duas equações incluem duas equações extras de transporte que representam as propriedades turbulentas do escoamento. Isso permite que essas equações levem em conta os efeitos da história do escoamento, como a convecção e a difusividade da energia turbulenta.

Na maioria destas equações (por exemplo, nos modelos k- ϵ e k-w), uma das variáveis de transporte em questão é a energia cinética turbulenta. No modelo k- ϵ , a segunda variável de transporte considerada é a dissipação turbulenta, ϵ . Já no modelo k-w, a segunda variável de transporte considerada é a dissipação específica, w.

3.4.1.1 Equações de transporte do modelo k- ϵ

O modelo k- ϵ é um modelo semi-empírico de duas equações, baseado num modelo de equações de transporte para a energia cinética turbulenta, k, e para a dissipação turbulenta, ϵ .

As equações de transporte para o modelo padrão k- ϵ podem ser vistas abaixo.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]}{\partial x_j} + G_k + G_b + \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (3.25)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \epsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right]}{\partial x_j} + C_{1\epsilon} \cdot \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \cdot \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (3.26)$$

Com:

G_k - Geração de energia cinética turbulenta devido ao gradiente de velocidades médias

G_b – Geração de turbulência devido às flutuações da velocidade (causadas por gradientes de velocidade, ou pelo campo gravitacional)

Y_M - Termo que descreve o efeito da compressibilidade do escoamento. Tal termo torna-se preponderante para escoamentos com altos números de Mach, conforme pode-se perceber nas equações abaixo:

$$Y_M = 2\rho \epsilon M_t^2 \quad (3.27)$$

Em que M_t , número de Mach turbulento, é definido como:

$$M_t = \sqrt{\frac{k}{a^2}} \quad (3.28)$$

Com, a , velocidade do som no fluido designado por:

$$a \equiv \sqrt{\gamma RT} \quad (3.29)$$

Em que

γ = coeficiente isentrópico do fluido ($\gamma = c_v/c_p$)

T = temperatura do fluido

R = constante universal dos gases

Para escoamentos de baixo número de Mach, Y_M pode ser aproximado de zero.

Ainda sobre as duas equações de transporte ressalta-se que a viscosidade turbulenta, μ_t , é calculada como:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (3.30)$$

O número de Prandtl turbulento para k e ϵ são representados, respectivamente por σ_k e σ_ϵ .

S_k e S_ϵ são termos definidos pela condição de contorno (possíveis fontes turbulentas)

3.4.1.1.1 Modelamento da produção de turbulência k

Produção de k

A produção da turbulência, G_k , pode ser explicitada como:

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (3.31)$$

Estando consistente com a hipótese de Boussinesq:

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (3.32)$$

Em que S simboliza o módulo do tensor das tensões médio:

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}, \quad S = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (3.33 / 34)$$

A produção devido à flutuabilidade da velocidade, G_b , pode ser explicita como:

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (3.35)$$

Com número de Prandtl, para o modelo padrão, igual a 0,85.

A componente i do vetor gravitacional fica evidenciada pelo termo g_i .

O coeficiente de expansão térmica, β é definido como:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (3.36)$$

3.4.1.1.2 Constantes do modelo

Como constantes deste modelo semi-empírico:

$$C_{1\epsilon} = 1,44 ; C_{2\epsilon} = 1,92 ; C_{\mu} = 0,09 ; C_{3\epsilon} = \tanh \left| \frac{v}{u} \right|$$

Em que, v , é a componente de velocidade perpendicular ao eixo de deslocamento do fluido e, u , a componente de velocidade paralelo ao eixo de deslocamento do fluido.

O número de Prandtl turbulento para k e ϵ assumem os valores respectivos de 1 e 1,3.

3.4.1.2 Equações de transporte do modelo k-w

O modelo k-w é um modelo empírico de duas equações, baseado num modelo de equações de transporte para a energia cinética turbulenta, k , e para a razão específica de dissipação, w .

As equações de transporte para o modelo padrão k-w podem ser vistas abaixo.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial \left[\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]}{\partial x_j} + G_k - Y_k + S_k \quad (3.37)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial \left[\Gamma_w \frac{\partial w}{\partial x_j} \right]}{\partial x_j} + G_w - Y_w + S_w \quad (3.38)$$

Com:

G_k – geração de energia cinética turbulenta devido ao gradiente de velocidades médias (já descrito na seção anterior).

Γ_k – difusividade de k

Γ_w – difusividade de w

A difusividade de k pode ser descrita como:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (3.39)$$

Assim como a difusividade de w pode ser descrita como:

$$\Gamma_w = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_w} \quad (3.40)$$

Em que σ_k e σ_w representam o número de Prandtl turbulento para k e w , respectivamente.

A viscosidade turbulenta, μ_t assume a seguinte relação:

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{w} \quad (3.41)$$

Para pequenos números de Reynolds

$$\alpha^* = \alpha^*_\infty \left(\frac{\alpha^*_0 + \frac{Re_t}{R_k}}{1 + \frac{Re_t}{R_k}} \right) \quad (3.42)$$

Com o número de Reynolds turbulento, Re_t , calculado como:

$$Re_t = \frac{\rho k}{\mu w} \quad (3.43)$$

E também com:

$$\alpha^*_0 = \frac{\beta_i}{6} \quad (3.44)$$

Para altos números de Reynolds, pode-se aproximar $\alpha^* = \alpha^*_\infty = 1$.

E também temos:

Y_k – dissipação de k

Y_w – dissipação de w

S_k e S_ϵ são termos definidos pela condição de contorno (possíveis fontes turbulentas).

3.4.1.2.1 Modelamento da produção de turbulência

Produção de k

Assim como descrito na seção anterior, sobre o modelo k - ε, a produção da turbulência, G_k , pode ser explicitada como:

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (3.45)$$

Produção de w

A produção de w pode ser modelada como:

$$G_w = \alpha \frac{w}{k} G_k \quad (3.46)$$

Para baixos números de Reynolds:

$$\alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha^*} \left(\frac{\alpha_0 + \frac{Re_t}{R_w}}{1 + \frac{Re_t}{R_w}} \right) \quad (3.47)$$

Para altos números de Reynolds, pode-se aproximar: $\alpha = \alpha_\infty = 1$.

3.4.1.2.2 Modelamento da dissipação da turbulência

Dissipação de k

A dissipação de k, Y_k , pode ser descrita como:

$$Y_k = \rho \beta^* f_{\beta^*} k w \quad (3.48)$$

Em que:

$$f_{\beta^*} = \begin{cases} 1 & \chi_k \leq 0 \\ \frac{1+680\chi_k^2}{1+400\chi_k^2} & \chi_k > 0 \end{cases} \quad (3.49)$$

Com:

$$\chi_k = \frac{1}{w^3} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial w}{\partial x_j} \quad (3.50)$$

E também:

$$\beta^* = \beta_i^* [1 + \xi^* F(M_t)] \quad (3.51)$$

Onde:

$$\beta_i^* = \beta_\infty^* \left(\frac{\frac{4}{5} + \left(\frac{Re_t}{R_\beta} \right)^4}{1 + \left(\frac{Re_t}{R_\beta} \right)^4} \right) \quad (3.52)$$

Dissipação de w

A dissipação de w pode ser expressa por:

$$Y_w = \rho \beta f_\beta w^2 \quad (3.53)$$

Com:

$$f_\beta = \frac{1+70\chi_m}{1+80\chi_m} \quad (3.54)$$

Onde:

$$\chi_m = \left| \frac{\Omega_{ij}\Omega_{jk}\Omega_{ki}}{(\beta_\infty^* w)^3} \right| \quad (3.55)$$

Tendo também:

$$\beta = \beta_i \left[1 - \frac{\beta_i^*}{\beta_i} \xi^* F(M_t) \right] \quad (3.56)$$

$F(M_t)$ representa a função de compressibilidade e é dada por:

$$F(M_t) = \begin{cases} 0 & M_t \leq M_{t0} \\ M_t^2 - M_{t0}^2 & M_t > M_{t0} \end{cases} \quad (3.57)$$

Onde:

$$M_t^2 = 2k/\alpha^2 \quad (3.58)$$

Ressalta-se que para altos números de Reynolds:

$$\beta_i^* = \beta_\infty^* \quad (3.59)$$

E para escoamentos incompressíveis: $\beta^* = \beta_i^*$

3.4.1.2.3 Constantes do modelo k – w

Para o modelo k-w padrão, deve-se utilizar os seguintes valores para as constantes citadas acima:

$$\begin{aligned} \sigma_k = 2 ; \quad \sigma_w = 2 ; \quad \alpha_\infty^* = 1 ; \quad \alpha_\infty = 0.52 ; \quad \alpha_0 = \frac{1}{9} ; \quad \beta_\infty^* = 0,09 ; \\ \beta_i = 0,072 ; \quad R_w = 8 ; \quad R_k = 6 ; \quad R_w = 2,95 ; \quad \xi^* = 1,5 ; \quad M_{t0} = 0,25 ; \end{aligned}$$

3.4.1.3 Equações de transporte do modelo SST k-w

O modelo SST (*shear stress transport*) k-w é um modelo baseado no modelo k-w, porém, conforme o nome dele induz, tal modelo modifica a viscosidade turbulenta de maneira que ela leve em conta o transporte da turbulência principal, dando a este modelo uma vantagem em relação ao modelo padrão k-ε ou mesmo ao k-w padrão. Além disto, outras modificações como a utilização da difusão cruzada na equação de w, e fundindo uma função que garanta que o modelo de equações seja confiável na região próxima à parede, assim como no campo distante.

As equações de transporte para o modelo SST k-w podem ser vistas abaixo.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial \left[\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]}{\partial x_j} + G_k - Y_k + S_k \quad (3.60)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial \left[\Gamma_w \frac{\partial w}{\partial x_j} \right]}{\partial x_j} + G_w - Y_w + D_w + S_w \quad (3.61)$$

Os termos da difusividade de k e w são os mesmo definidos no modelo k-w padrão acima, porém a viscosidade turbulenta passa a ser descrita como:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{w} \frac{1}{\max \left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{\Omega F_2}{a_1 w} \right]} \quad (3.62)$$

Onde:

$$\Omega \equiv \sqrt{2 \Omega_{ij} \Omega_{ij}} \quad (3.63)$$

Nesta variação do modelo os números de Prandtl apresentam a função de mistura:

$$\sigma_k = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{k,1}} + \frac{(1-F_1)}{\sigma_{k,1}}} \quad (3.64)$$

$$\sigma_w = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{w,1}} + \frac{(1-F_1)}{\sigma_{w,1}}} \quad (3.65)$$

As funções de mistura F_1 e F_2 , são dadas por:

$$F_1 = \tanh(\phi_1^4) \quad (3.66)$$

Onde:

$$\phi = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0,09 w y}, \frac{500 \mu}{\rho y^2 w} \right), \frac{4 \rho k}{\sigma_{w,2} D_w^+ y^2} \right] \quad (3.67)$$

Em que:

$$D_w^+ = \max \left[2 \rho \frac{1}{\sigma_{w,2}} \frac{1}{w} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial w}{\partial x_j}, 10^{-20} \right] \quad (3.68)$$

Assim como:

$$F_1 = \tanh(\phi_2^2) \quad (3.69)$$

Com:

$$\phi_2 = \max \left[2 \frac{\sqrt{k}}{0,09wy}, \frac{500\mu}{\rho y^2 w} \right] \quad (3.70)$$

Em que nas equações a cima, y , refere-se à distância à superfície próxima e D_w^+ é a porção positiva do modelo de difusão cruzada, D_w , uma consequência da utilização do modelo $k-\epsilon$ e da sua transformação em equações baseadas em w .

A difusividade cruzada é calculada como:

$$D_w^+ = 2(1 - F_1)\rho\sigma_{w,2} \frac{1}{w} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial w}{\partial x_j} \quad (3.71)$$

3.4.1.3.1 Modelamento da produção de turbulência

Produção de k

A produção de k , G_k , para o modelo SST $k-w$ é a mesma já apresentada para o modelo $k-\epsilon$ (equação 3.31).

Produção de w

O termo G_w é calculado para o modelo SST $k-w$ como:

$$G_w = \frac{\alpha}{v_t} G_k \quad (3.72)$$

O cálculo de α é o mesmo apresentado na equação 3.47, porém agora, α_∞ não é mais constante, e deve ser calculado como:

$$\alpha_\infty = F_1\alpha_{\infty,1} + (1 - F_1)\alpha_{\infty,2} \quad (3.73)$$

Com:

$$\alpha_{\infty,1} = \frac{\beta_{i,1}}{\beta_{\infty}^*} - \frac{k^2}{\sigma_{w,1}\sqrt{\beta_{\infty}^*}} \quad (3.74)$$

E

$$\alpha_{\infty,2} = \frac{\beta_{i,2}}{\beta_{\infty}^*} - \frac{k^2}{\sigma_{w,2}\sqrt{\beta_{\infty}^*}} \quad (3.75)$$

3.4.1.3.2 Modelo de dissipação turbulenta

Dissipação de k

O termo de dissipação da energia turbulenta é calculado de maneira semelhante ao k-w padrão, porém no modelo SST k-w, $f_{\beta^*} = 1$, portanto:

$$Y_k = \rho\beta^*kw \quad (3.76)$$

Dissipação de w

O termo de dissipação de w é também calculado de maneira semelhante ao modelo k-w padrão, porém no modelo SST k-w, $f_{\beta} = 1$, portanto:

$$Y_k = \rho\beta kw^2 \quad (3.77)$$

O cálculo de β é semelhante ao modelo padrão, porém neste, β_i não é mais constante

$$\beta_i = F_1\beta_{i,1} + (1 - F_1)\beta_{i,2} \quad (3.78)$$

3.4.1.3.3 Constantes do modelo

Para o modelo SST k-w, as constantes acima descritas assumem os respectivos valores:

$$\alpha_{k,1} = 1,176, \sigma_{w,1} = 2, \sigma_{k,1} = 1, \sigma_{w,2} = 1,168, a_1 = 0,31, \beta_{i,1} = 0,075, \\ \beta_{i,2} = 0,0828$$

As demais constantes também utilizadas para o modelo SST k-w, não especificadas nesta seção, recebem os mesmo valores do modelo k-w padrão, a saber: α^*_{∞} , α_{∞} , α_0 , α^*_{∞} , β^*_{∞} , R_{β} , R_k , R_w , ξ^* e M_{to} .

3.5 Teoria sobre malhas

A fim de analisar o escoamento de um fluido, o domínio do escoamento é dividido em subdomínios (menores que o domínio de estudo original, constituídos de formas geométricas primitivas como quadriláteros e triângulos em 2D, e hexaedros e tetraedros em 3D) nos quais as equações governantes são discretizadas e então resolvidas dentro de cada uma destas porções do domínio.

Normalmente, um dos três métodos é usado para resolver o sistema de equações: volumes finitos, elementos finitos ou diferenças finitas [18]. Cuidados devem tomados para garantir a continuidade adequada da solução através das interfaces comuns entre dois subdomínios, para que as soluções aproximadas dentro das várias partes possam ser colocadas juntas, permitindo uma visão completa do fluxo de fluido em todo o domínio.

Cada uma dessas porções do domínio são conhecidos como elementos ou células, bem como o conjunto de todos os elementos é conhecido como malha ou *grid*.

O processo de obtenção de uma malha adequada é denominado geração de malha (ou geração de grade), e tem sido considerado um ponto de estrangulamento no processo de análise, devido à falta de um procedimento de geração de malha totalmente automático.

Programas especializados têm sido desenvolvidos com essa finalidade de geração de malha, tornando o acesso a um bom pacote de software e experiência na utilização deste software elementos vitais para o sucesso de uma modelagem / simulação.

Porém, ainda hoje o processo é iterativo e algumas considerações devem ser feitas, tanto previamente à geração das malhas, como posteriormente, em que deve-se validar as dimensões dos elementos com a natureza do escoamento e foco do estudo, assim como ponderar esta com o tempo computacional demandado.

Um exemplo de um domínio de análise 2D (escoamento ao longo de um degrau – na direção longitudinal) e a sua malha, é mostrada na figura 19.

Figura 19. Domínio (acima) e malha (abaixo) do escoamento atrás de um degrau

3.5.1 Classificação das malhas

Como será tratado, algumas opções de conectividade limitam os tipos de elementos presentes, assim existe de fato uma sobreposição na definição de malhas classificada pela sua conectividade e classificada em função dos seus elementos.

3.5.1.1 Classificação de conectividade

Melhores algoritmos e maior poder computacional se tornaram disponíveis para as análises de CFD, resultando em diversas técnicas de solução. Um dos resultados

diretos desse desenvolvimento foi a expansão de elementos de malha disponíveis e conectividade da malha (como os elementos estão conectados uns aos outros). A forma mais básica de classificação de malha baseia-se na ligação da malha: estruturadas ou não estruturadas.

Malhas estruturadas

Uma malha estruturada é caracterizada por uma ligação regular que pode ser expressa como uma matriz de duas ou três dimensões. A malha da figura 19 é uma malha estruturada: pode-se armazenar a conectividade da malha em uma matriz de 40 por 12. A regularidade da conectividade permite economizar espaço do arquivo simulado, dado que as relações de vizinhança já estão definidas, reduzindo a informação que deve ser armazenada.

Malhas não estruturadas

Uma malha desestruturada ou não estruturada é caracterizada por possuir conectividade irregular e não é facilmente expressa como uma matriz de duas ou três dimensões na memória do computador. Isto permite uma maior liberdade de uso dos elementos pelo programa de solução (solver). Comparado com malhas estruturadas, os requisitos de armazenamento para uma malha não estruturada pode ser substancialmente maiores dado que a conectividade de vizinhança deve ser explicitamente armazenada.

3.5.1.2 Classificação no tipo de elemento

Dependendo do tipo de análises e requisitos, malhas geradas podem ser bidimensões (2D) ou tridimensionais (3D). Elementos comuns em 2D são triângulos ou retângulos e elementos comuns em 3D são tetraedros ou hexaedros (tijolos).

Para uma malha 2D, todos os nós de malha se encontram no mesmo plano. Na maioria dos casos, os nós da malha 2D fica no plano XY, mas também pode ser

confinado a um outro plano cartesiano. A maioria dos elementos da malha 2D populares são quadriláteros e triângulos, mostrados na figura 20.

Figura 20. Elementos 2D- quadriláteros e triângulos

Os nós das malhas 3D por sua vez não são restritos a existirem em um único plano. Os elementos mais usuais de uma malha 3D são: hexaedros (também conhecido como tijolos), tetraedros, pirâmides quadrados (pirâmides) e triângulos extrudados (prismas triangulares), mostrados abaixo.

Figura 21. Elementos 3D usuais - Hexaedros, tetraedros, pirâmides e prismas triangulares

É interessante notar que todos estes elementos são delimitados por faces pertencentes aos elementos 2D acima mencionados.

Deve-se ter em mente que é possível também que os elementos tenham base poliédrica, mas estes ainda são de uso restrito (seja por limitações, seja por patente).

3.5.2 Geração de malhas estruturadas

Muitos dos algoritmos para a geração de malhas estruturadas são descendentes de algoritmos de "geração numérica de malha" (*numerical grid generation*), em que uma equação diferencial é resolvida para determinar a colocação nodal da malha.

Hoje em dia, diversos algoritmos são utilizados. Boa parte deles permanece como patente dos diferentes programas de CFD, uma vez que uma confiável geração automática de malha é crucial para otimizar o tempo de desenvolvimento e análise de um projeto.

Para entender o conceito de geração de malha estruturada, dois exemplos podem ser dados: geração algébrica e geração elíptica.

Geração algébrica

A maneira mais simples de se obter uma malha seria especificar as coordenadas da malha $\vec{x}$, como o resultado de uma soma de funções vetoriais, ou:

$$\vec{x} = \vec{x}(\vec{\varepsilon}) \quad (3.79)$$

Onde $\vec{\varepsilon}$ é o índice vetorial, por vezes referido como uma coordenada computacional.

Para facilitar a interpretação do método, coordenadas computacionais irão variar de zero a um máximo. Se uma tal função pode ser encontrado para uma determinada geometria, então a geração de pontos de grade é efetivamente simples. O problema, no entanto, é que a determinação da função não é necessariamente fácil. Na prática, às vezes é mais fácil adicionar um espaço paramétrico intermediário, denotado por

$\vec{s}$, entre a representação do espaço físico da rede e a representação do espaço computacional da malha:

$$\vec{x} = \vec{x}(\vec{s}(\vec{\varepsilon})) \quad (3.80)$$

As entradas da coordenada computacional agora são tomadas a partir do intervalo unitário. Essa representação pode ajudar a simplificar, especialmente no caso unidimensional.

Muitos sistemas de geração de malhas (ambas estruturadas e não estruturadas) requerem a geração de pontos no contorno do domínio antes que os elementos no interior possam ser gerados. Esta é uma área em que a geração de malha algébrica é ideal - normalmente, queremos especificar distribuições no contorno do limite do domínio rapidamente, com um mínimo de complexidade, e um alto grau de repetibilidade. Estas funções são muitas vezes referidas como as funções de alongamento, com funções trigonométricas hiperbólicas, tais como a tangente hiperbólica como uma escolha popular. Uma função tangente hiperbólica de um parâmetro simples de alongamento é definida como:

$$s(\varepsilon) = 1 + \frac{\tanh \left[\delta \left(\frac{\varepsilon}{I} - 1 \right) \right]}{\tanh(\delta)} \quad (3.81)$$

Onde δ é o fator de alongamento com $\varepsilon \in \{0, I\}$.

Esta função particiona o intervalo unitário e permite a especificação de um único local. Este tipo de distribuição é ideal para a distribuição da malha de parede em escoamentos viscosos. Esta distribuição é atribuída a Vinokur. O procedimento de Vinokur para a determinação do fator de alongamento adequado para obter os espaçamentos desejados utiliza as derivadas das funções de alongamento. Suponha que desejamos o nosso primeiro espaçamento de malha seja igual a Δs . Isto pode ser feito tomando $s(1) = \Delta s$, ou que $\frac{ds}{d\varepsilon(1)} = \Delta s$ (é justamente nessa segunda hipótese que o procedimento de Vinokur se baseia).

Uma função de alongamento duplo, (que proporciona espaçamentos simétricos em torno de $\varepsilon = \frac{l}{2}$) é dada por:

$$u(\varepsilon) = \frac{1}{2} \left[1 + \frac{\tanh [\delta(\frac{\varepsilon}{l} - 1/2)]}{\tanh(\frac{\delta}{2})} \right] \quad (3.82)$$

Esta função é ideal para os escoamentos em condutos. Em situações em que espaçamentos diferentes da malha são desejados, uma função de alongamento pode ser fabricada para que forneça o espaçamento desejado em ambas as extremidades: Δs_1 e Δs_2 .

Definindo primeiramente:

$$A = \frac{\sqrt{\Delta s_2}}{\sqrt{\Delta s_1}}, B = \frac{1}{l\sqrt{\Delta s_2\Delta s_1}} \quad (3.83)$$

O fator de alongamento δ é então encontrado a partir da solução da equação transcendental:

$$\frac{\sinh(\delta)}{\delta} = B \quad (3.84)$$

A distribuição final malha é dada por

$$s(\varepsilon) = \frac{u(\varepsilon)}{A + (1-A)u(\varepsilon)} \quad (3.85)$$

Mais uma vez, o procedimento de Vinokur garante que as condições de derivadas $\frac{ds}{d\varepsilon(1)} = \Delta s_1$ e $\frac{ds}{d\varepsilon(l)} = \Delta s_2$ e não os espaçamentos de grade obtidos na avaliação direta da função de alongamento.

Para calcular os pontos de grade reais na prática, é necessário expressar os limites do domínio da malha em termos de um parâmetro. Por exemplo, um segmento de linha entre dois pontos $\vec{x}_1$ e $\vec{x}_2$ pode ser expresso como:

$$\vec{x}(s) = \vec{x}_1 + (\vec{x}_2 - \vec{x}_1)s \quad (3.86)$$

Pode-se, então, utilizar qualquer uma das funções alongamento acima para gerar uma malha corretamente espaçada no segmento de linha dado. Deve-se ter em mente que outras formas paramétricas também estão disponíveis.

Geração elíptica

As técnicas mais antigas de geração de malha numérica são baseadas na solução de equações diferenciais parciais elípticas. Normalmente, uma equação de Poisson é resolvida dada a distribuição fronteira da malha para gerar pontos nodais no interior da mesma. O domínio solução muitas vezes é topologicamente equivalente a um cubo em 3D e um quadrado em 2D. Por exemplo, considerando o domínio solução mostrado abaixo com a resolução do limite indicado.

Figura 22. Domínio antes de receber o tratamento elíptico de geração de malha

A técnica mais simples que poderia ser utilizada aqui seria uma solução da equação de Laplace, (utilizando a resolução padrão de segunda ordem de diferenças finitas). Esta abordagem é então simplificada através do uso de técnicas iterativas, como o método de Jacobi ou Gauss-Seidel:

$$\nabla^2 \vec{x} = 0 \quad (3.87)$$

Com condições de contorno de Dirichlet, pode ser discretizado como:

$$\vec{x}_{i,j} = \frac{\vec{x}_{i+1,j} + \vec{x}_{i-1,j} + \vec{x}_{i,j+1} + \vec{x}_{i,j-1}}{4} \quad (3.88)$$

Uma malha inicial é mostrada na figura 23: primeiramente em (a), e após o final do processo de iterações em (b).

Figura 23. Domínio após primeiro resultado (a) e após as iterações serem concluídas (b)

Note-se que o espaçamento da malha perto da seção curva aumenta, diminuindo à medida que se move da esquerda para a direita, e também que as linhas de malha perto das fronteiras esquerda e direita não são possuem grande ortogonalidade

(elementos deformados). Estas questões são as razões que tornam a produção de malha um processo complexo.

A adição de funções de controle permitem melhores propriedades do agrupamento dos elementos da malha, ponto de extrema importância para uma simulação confiável.

3.5.3 Refinamento das malhas

Existem diversas maneiras de adaptar e refinar uma malha de forma que ela fique mais adequada à geometria do domínio estudado, e respeite as condições e características do escoamento. Podem-se separar três distintas maneiras de se fazer isso:

- A) Refinamento-R: trata-se de modificar a resolução da malha sem alterar o número de nós ou a sua conectividade. O aumento de resolução é conseguido através do movimento dos nós das regiões menos críticas para as regiões mais críticas

Tal refinamento pode ser visto na figura 24.

Figura 24. Refinamento de malha tipo R

- B) Refinamento-H: trata-se do aumento de resolução através da modificação da conectividade entre os elementos. Trata-se de sub dividir os elementos em “elementos filhos”. Pode-se fazer essa divisão de duas maneiras: uma isotrópica e outra anisotrópica. A maneira isotrópica aplica o mesmo padrão

de divisão em todas as direções da malha, ao passo que a anisotrópica pode privilegiar um determinado sentido.

Seja qual for a técnica utilizada, duas classes de situações são criadas.

Uma, em que o número de elementos aumenta junto com o número de nós, conforme mostrado na figura 25.

Figura 25. Divisão de elementos com aumento do número de nós e de elementos

Outra, criando “nós suspensos”, situação em que a subdivisão altera a conectividade de um elemento sem necessariamente aumentar o número de elementos, conforme mostrado na figura 26.

Figura 26. Divisão de um elemento e criação de um "nó suspenso"

- C) Refinamento-P: este método baseia-se no aumento da ordem do polinômio de cada elemento. Tal método é mais utilizado quando o método de solução por elementos finitos é aplicado, do que em comparação com quando método de volumes finitos é aplicado.

Seja qual for o método aplicado para refinar e adaptar a malha, cabe ao usuário final garantir que alguns parâmetros básicos estão sendo respeitados.

Pode-se colocar 3 parâmetros importantes para garantir a qualidade da malha e uma simulação que consiga convergir com segurança:

- Ortogonalidade dos elementos
- Fator de escala
- Y^+

Ortogonalidade dos elementos

Devido à geometria do domínio estudado, assim como os métodos de geração de malha empregados, os elementos acabam por terem seus formatos originais deformados. Um exemplo disso numa malha 2D, são os ângulos de um quadrilátero, que originalmente possuem 90° e que devido à geração da malha e formato do domínio, acabam ficando com ângulos agudos e outros obtusos, conforme pode-se ver na figura 23.

Deve-se evitar a excessiva deformação dos elementos a fim de garantir uma solução confiável. Um valor usual é garantir deformações menores do que 30° para elementos como quadriláteros (2D) e hexaedros (3D).

Fator de escala

O fator de escala define o fator de crescimento dos elementos a partir do primeiro elemento na parede. Valores grandes para o fator de escala devem ser evitados, evitando assim que elementos muito grandes tomem conta da malha e a simulação seja comprometida. Valores usuais de fatores de escala são valores menores do que 2.

Y+

O valor y^+ é uma distância não-dimensional (com base na velocidade do fluido no local) da parede para o primeiro nó da malha, como pode-se ver na figura abaixo. Para usar uma função de parede para um modelo de turbulência especial com confiança, é preciso garantir que os valores de y^+ estejam dentro de um determinado intervalo.

Figura 27. Determinação do primeiro nó (como função de y^+) em relação à camada limite

Analisando a figura 27, é preciso ter cuidado para garantir que os valores de y^+ não são tão grandes que o primeiro nó caia fora da região da camada limite. Se isso acontecer, então as funções de parede usadas pelo modelo de turbulência irão gerar valores incorretos de velocidade e pressão, comprometendo toda a simulação.

A faixa superior da aplicabilidade irá variar, dependendo do fluxo e da extensão física do perfil da camada limite.

Por exemplo, escoamentos com números muito elevados de Reynolds (tipicamente aeronaves, navios, etc) vão experimentar uma camada limite logarítmica que se estende a milhares de y^+ , enquanto escoamentos com baixo número de Reynolds, podem ter um limite superior tão menor quanto centenas de y^+ . Na prática, isto significa que a utilização das funções de parede para esta classe de escoamento deve ser evitada, pois a sua utilização irá limitar o número total de nodos de malha que podem ser sensivelmente colocados no interior da camada limite.

Em geral, para uma malha otimizada, recomenda-se que se coloque elementos suficientes dentro da camada limite (teste de sensibilidade) ao invés de simplesmente se concentrar em alcançar qualquer valor particular y^+ , mas seguir um determinado valor de y^+ quando não se conhece perfeitamente a natureza do escoamento é a abordagem mais segura.

Além da preocupação em ter uma malha com valores de y^+ que são muito grandes, é necessário salientar que, se o valor y^+ é muito baixo, então o primeiro ponto de cálculo será colocado na região da sub-camada viscosa (logarítmica) e as funções de parede também estarão fora de sua validade ($y^+ < 11$).

Deve-se ter em mente que a qualidade da simulação estará dependente deste fator, ao passo que, o tempo de simulação será o grande ônus de uma abordagem mais segura. Se não é de interesse avaliar o descolamento do escoamento, valores maiores de y^+ podem ser tomados, gerando elementos maiores e mais grosseiros na região da parede permitindo que a função de parede se estenda por um domínio maior. Em contra partida, se a intenção é justamente o estudo do descolamento, deve-se limitar o uso das funções de parede, resolvendo a camada limite até a região mais próxima da parede, através de uma malha mais refinada ($y^+ < 10$).

Assim, de acordo com o foco do estudo, pode-se estimar a distância do primeiro nó em relação à parede, através de uma estimativa inicial do valor de y^+ , da seguinte maneira:

$$\Delta y = y^+ \cdot L \cdot \sqrt{74} Re_l^{-\frac{13}{14}} \quad (3.89)$$

Em que Δy é a distância do primeiro nó da parede, L é a escala de comprimento característica de vazão, Re_l é o número de Reynolds baseado na escala de comprimento característica do escoamento

A razão de se começar o cálculo do Δy com uma estimativa de y^+ é porque este dependente da velocidade de fluido, conforme mostrado abaixo.

$$y^+ = \frac{u_* y}{\nu} \quad (3.90)$$

Em que a velocidade u_* é definida como:

$$u_* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (3.91)$$

Em que τ_w é a tensão de cisalhamento na parede, dada por:

$$\tau_w = \frac{1}{2} \rho f U^2 \quad (3.92)$$

Tal tensão não pode ser determinada até que a simulação esteja completa. Desta maneira, deve-se fazer uma primeira estimativa no início da simulação e no fim da mesma, recalcular.

Assim, um dos parâmetros de otimização de malha leva em conta o tempo de simulação e o quanto este pode ser diminuído através da diminuição do número de elementos até que a condição da distância apropriada do primeiro nó do primeiro elemento próximo à parede não seja mais satisfeita.

3.6 Medição de vazão mássica para gases

Nas medições experimentais presentes neste trabalho foi necessária a medição da vazão de ar, assim como sua temperatura, de forma que fosse possível correlacionar a vazão mássica do mesmo durante o experimento com a vazão de referência do motor do veículo de Fórmula SAE quando em operação.

Um dos instrumentos utilizados para a medição mássica de gases é o medidor mecânico de rotores lobulares [19]. É um aparelho amplamente utilizado em laboratórios e na aferição de outros medidores.

Ele consiste num par de rotores (de dois ou três lóbulos) que giram em sentido contrário.

A vazão mássica é por sua vez proporcional à rotação dos rotores. Um esquema em corte de um medidor mecânico de vazão de dois lóbulos pode ser visto na figura 28.

Figura 28. Vista em corte de um medidor de vazão mássica mecânico bilobular

No vista em corte da figura 28, o gás escoo da esquerda para a direita. O rotor superior roda no sentido horário, ao passo que o rotor inferior roda no sentido anti-horário. Devido à geometria dos lóbulos e o fato destes girarem sincronamente, eles sempre mantém contato na região central do conduto, impedindo assim que o ar passe por esta região. Assim, o escoamento tem como único caminho a região entre os lóbulos e a parede do medidor. Uma vez que o volume entre os lóbulos e a parede é bem definido e conhecido, a vazão mássica final pode ser calculada: a cada volta completa dos lóbulos, o medidor permite a passagem de quatro vezes, no sistema bilobular, e seis vezes, no sistema trilobular, o volume da cavidade formada pelo lóbulo e a parede (volume em destaque na figura 29).

Assim, como mencionado, a vazão é diretamente proporcional à rotação dos lóbulos.

Figura 29. Destaque da cavidade utilizada para cálculo da vazão baseada em rotação

Deve-se enfatizar que a rotação dos lóbulos ocorre única e exclusivamente pela diferença de pressão entre as faces do mesmo. Assim, é natural que ocorra uma perda de carga no sistema, o que acaba limitando a vazão mínima possível de ser lida. De maneira semelhante, o formato dos lóbulos e arredondamento da carcaça (à montante e à jusante dos lóbulos) limita as vazões máxima a qual o sistema fornece uma leitura fiel.

Além dos rotores bilobulares (conforme mostrados nas figuras 28 e 29), conforme já mencionado, os rotores podem ter trilobulares (figura 30), ou até mesmo com múltiplos sobressaltos, de geometria semelhante a uma engrenagem.

Figura 30. Corte de um rotor trilobular

3.7 Medição de pressão estática na parede interna de dutos

A medição da pressão estática na parede interna de dutos é fundamental para entender as condições da camada limite, podendo assim analisar a sua estabilidade. Valores de pressão diferencial nulos na parede, ou seja, se o valor lido na parede for igual ao valor da pressão estática do fluido na seção, indicam que houve estagnação do fluido na região, o que pode indicar um descolamento do mesmo.

Para que tais análises possam ser feitas, deve-se garantir que o ponto de medição não cause perturbações no próprio escoamento, o que invalidaria a medição.

R. Shaw [20] fez estudos sobre como dimensionar o orifício de tomada de pressão em dutos.

O desenho padrão para a tomada de pressão se assemelha à figura 31.

Figura 31. Influência da geometria do orifício da tomada de pressão estática na parede sobre o escoamento

De acordo com as dimensões de “d” e “L”, mostradas na figura 31, e também do diâmetro “D” do duto, pode-se promover a perturbação da camada limite na região próxima, ou em alguns casos extremos, a perturbação do escoamento principal.

Tais perturbações podem ser vistas na figura 31. Se o diâmetro do furo “d” for excessivamente grande ($d \sim L$), uma zona de recirculação se formará ao redor do orifício. Tal recirculação pode ejetar, de maneira aleatória, fluido de volta para o escoamento, o que afeta a camada limite na região.

Assim, é de interesse que o diâmetro do duto seja pequeno, mas que não seja excessivamente pequeno de maneira que possa ser tampado por deposição de sujeira no mesmo.

Outro ponto relevante é a deposição de sujeira na região próxima ao furo. Ao passo que a deposição à montante não afeta a medição, a deposição à jusante do furo causa erros na medição de pressão. Deve-se ter em mente que, se a deposição possuir altura relevante para perturbar a própria camada limite, a medição de pressão será inválida.

Shaw [20] estudou que mesmo quando adequada (apresentando valores de “d” e “L” menores que o diâmetro do duto) a geometria da tomada de pressão afetava os valores medidos, e por isso, correções nos valores de pressão lidos deveriam ser feitos, conforme mostrado na figura 32.

Figura 32. Correções nos valores da pressão medida em função do raio de arredondamento da tomada de pressão (Shaw [20])

Assim como mudanças na orientação das tomadas de pressão, como mostrado na figura 33.

Figura 33. Correções nos valores da pressão medida em função da orientação da tomada de pressão (Shaw [20])

De maneira geral, assume-se como referência que diâmetros infinitesimais com orientação perpendicular resultam em uma medição sem perturbação da camada limite e consequentemente, sem perturbação do escoamento principal.

A manufatura destes furos não é fácil. A não ser que seja feito com laser, ou utilizando prototipagem rápida, os furos convencionais feitos por brocas devem receber correções dos valores medidos (principalmente por não serem capazes de garantir que a borda superior da tomada de pressão possua um ângulo de 90°).

De maneira geral, Shaw [20] mostrou que o orifício da tomada de pressão deve seguir a geometria da figura 34. A relação dos valores usuais de “d” e “L”, deve respeitar a relação: $1,5 < L/d < 6$.

Figura 34. Formato geral do orifício da tomada de pressão

Experimentos foram feitos para, mantendo a relação acima mencionada, determinar o diâmetro ótimo do furo, de forma que causasse menos erros na medição. Verificou-se uma clara tendência, como mostrado na figura 35, que independentemente da velocidade, um furo de aproximadamente 1,612 mm seria o ideal.

Figura 35. Determinação do diâmetro da tomada de pressão (Shaw [20])

Deve-se ressaltar que os experimentos feitos por Shaw [20] foram feitos com água. Desta maneira, não há problemas ao tentar correlacionar estes com experimentos utilizando gases, desde que a velocidade média do escoamento seja menor do que 30% da velocidade do som no escoamento, e que gradientes de pressão sejam evitados (garantindo assim que a hipótese de incompressibilidade seja válida).

3.8 Condicionadores de escoamento

Por vezes, é importante garantir que o escoamento esteja livre de perturbações em determinadas seções [21]. Para que isso seja feito, condicionadores de escoamentos são utilizados.

A tarefa dos mesmos é normalizar o escoamento apresentando a menor perda possível. Por exemplo, no caso de um escoamento pulsante, pode-se aplicar um amortecedor, que fisicamente é representado por um conduto aberto em uma ramificação do escoamento principal, a fim de filtrar as oscilações do mesmo.

Outro exemplo de condicionadores de escoamento são os retificadores de fluxo. O objetivo destes é retirar os vórtices remanescentes no escoamento, minimizando perturbações presentes à montante, muito comum por exemplo, em experimentos laboratoriais, em que existe um soprador que impulsiona o fluido, gerando perturbações no mesmo, que podem atrapalhar medições à jusante.

Tais perturbações remanescentes podem interferir na medição da diferença de pressão em uma placa de orifício, deturpando a estimativa da vazão do fluido, ou ainda imprimindo uma turbulência inexistente no escoamento o qual se quer modelar.

Um exemplo de condicionador de escoamento, um retificador de fluxo, é o Mitsubishi, mencionado no livro da ASHRAE [22], apresentado na figura 36 e que está sendo adotado na parte experimental deste trabalho.

Figura 36. Perfil de um condicionador de fluxo Mitsubishi (Akashi)

Deve-se notar que as duas grandezas mostradas na figura 36 são de extrema importância para o funcionamento eficaz do retificador de fluxo: foram estipuladas após muitos testes e garantem que o escoamento à jusante possua o perfil adequado.

Apesar de desejável no que diz respeito à estabilização do escoamento, retirando a turbulência do mesmo, o comprimento do retificador tem papel muito importante na retificação do escoamento. Se for muito curto, ele não irá exercer o seu papel e a turbulência ainda estará presente na jusante do retificador. Se muito longo, pode causar perda de pressão no escoamento, deturpando o mesmo.

De maneira análoga o diâmetro dos furos e o seu distanciamento possuem papéis importantes. Se os furos forem muito pequenos e distantes entre si, o retificador irá apresentar uma grande diferença de pressão entre sua montante e sua jusante, diminuindo a velocidade do escoamento, causando assim uma deturpação indesejável. Se muito grandes e próximos uns dos outros, a turbulência não irá se extinguir e estará presente na jusante do retificador.

3.9 Caracterização termodinâmica do motor estudado

O motor de combustão interna por centelha tem comportamento que se aproxima de um ciclo termodinâmico conhecido como ciclo Otto. Este ciclo pode ser observado no diagrama da figura 37.

Figura 37. Ciclo Otto teórico

O ciclo Otto teórico consiste em [23]:

1. Uma compressão isentrópica (1-2)
2. Uma transferência de calor isocórica (2-3)
3. Uma expansão isentrópica (3-4)
4. Uma transferência de calor isocórica (4-1)

Durante o processo 2-3, o calor é transferido da fonte quente para o sistema, ao passo que durante o processo 4-1, o calor é transferido do sistema para a fonte fria.

O ciclo real diverge do ciclo teórico por algumas razões principais:

- A. Inviabilidade de se realizar uma transferência de calor isocórica: por mais rápido que seja a queima, o motor está girando e o pistão se desloca na região do ponto morto superior (se aproximando do ponto morto superior, PMS, no início da combustão e se afastando no final da mesma).
- B. Os processos não são reversíveis: devido a perdas como atrito, assim como transferência de calor entre o fluido operante e as paredes do motor, os processos, 1-2 e 3-4 não são realizados com entropia constante
- C. Deve-se acrescentar o ciclo de admissão e exaustão pois o oxigênio e o combustível presentes no fluido são consumidos durante o processo de combustão e devem ser renovados.

Assim, para melhor compreender o que ocorre durante o ciclo, deve-se fazer uma comparação entre o movimento do pistão e o real diagrama P-v do ciclo. Tal comparação pode ser vista na figura 38.

Figura 38. Ciclo real encontrado nos motores a combustão interna com centelha

O processo real consiste em:

- Compressão, 1-2
- Centelha (início da combustão e da transferência de calor para o fluido operante) em 2
- Fim da combustão em 2'
- Expansão, 2'-3
- Abertura da válvula de exaustão em 3
- Expulsão do gás queimado, 3-5
- Abertura da válvula de admissão, em 4
- Processo de admissão da nova mistura, 4-1

O importante neste diagrama não é apenas conseguir transportar os principais pontos do ciclo Otto teórico para o ciclo real, mas entender os pequenos detalhes do mesmo, como por exemplo:

- O ponto 2 indica o momento em que a centelha (ignição) ocorre e têm-se como consequência a queima da mistura contida no cilindro. Deve-se ter em conta o quão importante é este ponto para a eficiência do ciclo. Se o mesmo ocorrer muito cedo, não apenas o ciclo perde eficiência, pois a mistura não foi devidamente comprimida (a eficiência está diretamente ligada a relação de compressão do fluido operante), como também se tem a ocorrência do fenômeno de “knocking” em que, por uma ignição muito adiantada, a frente de chama causada pela centelha provoca uma condição favorável (temperatura e pressão) para a ignição da mistura à sua frente da mesma. Quando isto ocorre, uma nova frente de chama é gerada e o choque destas duas frentes de chama gera um barulho agudo característico, como o bater de uma lata, além de, uma onda de altíssima pressão. Caso este fenômeno permaneça por muito tempo com alta intensidade, a integridade do motor pode ser comprometida (a pressão pode alcançar até três vezes a pressão usual). Uma ignição tardia gera outros problemas, como a baixa eficiência do ciclo pois o mesmo ainda queimar na região de exaustão, ou mesmo em uma região não muito eficaz, com grande deslocamento do pistão durante o período da queima. Como contra partida, uma ignição tardia faz com que os gases de exaustão sejam expelidos mais rapidamente.
 - Para gerar mais potência, procura-se utilizar este ponto o mais adiantado possível na prática, evitando o fenômeno de *knocking*, o que garante um maior pico de pressão próximo ao ponto 2’ (não exatamente no ponto dois por duas razões: a primeira é que o pistão está em movimento o que por si só faz com que a compressão diminua. A segunda razão é que o processo possui perdas para o exterior, assim o ponto de máxima pressão não coincide no motor real com o fim da queima da mistura; ocorrendo sempre antes da mesma).
- O Ponto 2’ indica o final da queima. Como pode-se perceber, devido ao movimento do pistão, o processo 2-2’ não é uma reta vertical.
- O ponto 2’’ simboliza o ponto teórico caso a transferência de calor pudesse ser feita num processo isocórico. Percebe-se que caso isso fosse possível,

o ciclo seria mais eficiente pois a área positiva do mesmo englobaria o ponto 2'', sendo assim maior. Porém, como a queima leva um tempo para ocorrer, a fim de maximizar a eficiência do ciclo, este ponto tem que ser adiantado.

- A parte inferior do ciclo, negativa do ponto de vista termodinâmico, indica o trabalho consumido pelo bombeamento do fluido operante, ou seja, a retirada dos gases queimados e admissão da nova mistura.
- O distanciamento vertical entre o ponto 3' e o ponto 1(ou 1'), representados no diagrama teórico apenas pelo ponto um, ilustra como o ciclo real não começa e termina no mesmo patamar, ou seja, a troca dos gases (exaustão e admissão) ocorre com perdas (por exemplo, troca de calor indesejada durante o processo de exaustão e admissão) o que se traduz em uma diminuição da eficiência do ciclo (o ponto 3' deveria estar mais próximo do ponto 1' e ambos deveriam ocorrer a uma pressão menor).
- Por questões dinâmicas, afinal o ar é um fluido real, que apresenta massa e massa específica (mesmo que essa seja variável sob grandes gradientes de pressão), o ponto 3', 4' e 1' não podem ser utilizados para abertura e fechamento de válvulas. De um ponto de vista teórico, o ciclo seria otimizado (iria se aproximar do ciclo teórico) caso o ponto 3' fosse a abertura da válvula de exaustão, pois a expansão do fluido seria estendida por mais tempo. Assim como, não haveria interesse teórico em abrir a válvula de admissão (ponto 4) enquanto o gás ainda está sendo retirado da câmara de combustão, pois isso poderia gerar um contra fluxo, ou mesmo, não haveria interesse de manter a válvula de exaustão aberta (ponto 5) depois que o processo de admissão tenha se iniciado pois isso diminuiria a eficiência do ciclo; e por fim, não haveria interesse teórico em retardar o fechamento da válvula de admissão (ponto 1) depois que o processo de admissão tenha se acabado e a compressão se iniciado, o que poderia também gerar contra-fluxo expelindo a mistura não queimada do cilindro. De maneira teórica, os pontos de abertura da válvula de exaustão, fechamento da válvula de exaustão e abertura da válvula de admissão, assim como o fechamento da válvula de admissão deveriam

ser, respectivamente, os pontos 3', 4' e 1' porém isto não é possível, pois devido a inércia do fluido operante, o mesmo deve ser retirado do sistema para que a nova mistura entre, e isso leva um determinado tempo para ocorrer assim como consome energia do próprio ciclo (área negativa, com rotação anti-horária, mostrada no diagrama).

É justamente nesse viés dinâmico da exaustão e admissão do fluido operante de dentro do cilindro que se tem a base deste trabalho. A fim de otimizar a movimentação do fluido operante, a geometria do sistema deve ser toda concebida a fim de garantir não apenas uma baixa perda de carga nas sede das válvulas e flanges, como também garantir que os fenômenos de ressonância ocorram da maneira desejada.

A ressonância aqui tratada se dá em duas frentes. A primeira, que não será abordada, é a ressonância dos gases de exaustão, que garante que, durante a sobreposição de válvulas do próximo ciclo, o gás queimado seja sugado de dentro do cilindro, ao invés de empurrado para fora pelo pistão; fazendo com que o trabalho de bombeamento diminua. Isto também facilita a admissão da nova mistura. Essa é a razão pela qual existe a sobreposição de válvulas, ou seja, a válvula de admissão abre antes que a válvula de exaustão tenha sido fechada, conforme mostrado pelos pontos 4 e 5 do diagrama.

A segunda frente da ressonância, base deste estudo, se dá na admissão do fluido operante. O abrir e fechar da válvula de admissão gera ondas de sobrepressão e de rarefação no conduto de admissão (*runner*). De maneira mais detalhada o processo se inicia com o fluido operante se deslocando no *runner* em direção ao motor. O abrir da válvula de admissão cria uma onda de rarefação que se desloca no sentido contrário do deslocamento do fluido, indo da jusante para a montante, ou seja, da válvula para o *plenum*. Ao encontrar o *plenum*, a mesma é refletida de volta na direção contrária, da montante para jusante, como uma onda de sobre pressão. Nota-se que para isso, a geometria da conexão entre o *runner* e o *plenum* deve ser corretamente construída [24], ou seja, uma abertura sem posterior contração, conforme visto na parte inferior da figura 39.

Figura 39. Vista em corte da entrada de ar

Se o sistema for corretamente projetado e construído (no que diz respeito ao volume do *plenum* em relação ao volume do cilindro, assim como o diâmetro e comprimento do *runner*) esta onda de sobre pressão deve encontrar a válvula de admissão aberta. Isso faz com que mais ar seja admitido, simulando uma indução forçada.

O fenômeno de ressonância somado à inércia do fluido permitem que não haja contra-fluxo durante a sobreposição de válvulas (processo 4-5) assim como contra fluxo no início da compressão (região entre o ponto morto inferior, PMI, e o ponto 1).

O sistema de admissão do estudo de caso, o veículo de Fórmula SAE da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo é compreendido pela restrição de ar (regra da competição), o *plenum* e o *runner*. Tal sistema pode ser visto na figura 40.

Figura 40. Entrada de ar do veículo de Fórmula SAE da Escola Politécnica

Trata-se de um restritor com fator de redução de 2,2; reduzindo o diâmetro de admissão na válvula borboleta de 44 mm para 20 mm, conforme a regra. O perfil do mesmo assim como os raios de arredondamento implementados seguem perfis estipulados e catalogados pela ASME [25] que, operando em condição de vazão constante, mantém um coeficiente de descarga próximo de 0,96.

O intuito do *plenum* é criar uma reserva de ar, uma vez que, como tratado à cima, o abrir e fechar das válvulas torna o fluxo oscilante e a função do *plenum* é atuar como um amortecedor, diminuindo assim a depressão que chegaria à restrição, garantindo assim gradientes amenos de pressão na mesma. Tal fator é importante, pois se considerarmos que o motor a 9000 RPM possui uma frequência de abertura de válvulas de 75 Hz, e que, para o comando de válvula analisado, a válvula de admissão se mantém aberta por aproximadamente 190 graus, como ilustrado na figura 41, retirada do banco de dados da equipe Poli Racing de Fórmula SAE, da Escola Politécnica de São Paulo [26].

Figura 41. Perfil do deslocamento das válvulas de exaustão e admissão em função da posição do girabrequim [26]

Tal abertura corresponde a um tempo de 7,04 ms. Uma vez que o volume da câmara de combustão é de 439 cc ($0,439 \times 10^{-3} \text{m}^3$) e admitirmos uma eficiência volumétrica de 87%, como estimado em simulação pelo programa de computador GT-POWER, que avalia num modelo unidimensional as condições de escoamento nos condutos de admissão e exaustão de um motor de combustão interna; conforme pode ser visto na figura 42. Pode-se assim calcular a vazão e o número de Mach para diversas seções do sistema de admissão.

Figura 42. Curva de eficiência volumétrica calculada pelo GT-POWER [26]

Tabela 2. Descrição do tipo de escoamento e número de Mach nas diversas seções da entrada de ar

RPM	9000					
	Raio (mm)	Área (mm ²)	Reynolds	V(m/s)	Mach	Tipo de escoamento
Filtro de ar - Corpo de Borboleta	26	2123,7	50495	15,5	0,04	Turbulento
Corpo de Borboleta	20	1256,6	61643	21,6	0,06	Turbulento
Restrição	10	314,2	131286	104,8	0,30	Turbulento
<i>Plenum</i>	25	1963,5	52514	16,8	0,05	Turbulento
<i>Runner</i>	20	1385,4	62517	26,4	0,08	Turbulento

Assim, para diminuir o efeito de compressibilidade causado pelo grande fluxo e altos números de Mach, o perfil do *plenum* foi escolhido para minimizar a formação de vórtices na montante, e garantir que o escoamento se alinhe antes de entrar no *runner*, diminuindo o coeficiente de perda na jusante. Seu volume foi alcançado por simulação. Foi escolhido o volume visando maximizar a potência do motor. Como o desejado é potência em alta rotação, quanto maior o volume do *plenum* maior seria o aproveitamento volumétrico do motor, porém, chegou-se a uma situação em que seria necessário um grande acréscimo no volume do mesmo para alcançar um rendimento pouco maior, o que seria inviável devido às dificuldades de montagem. O volume final do *plenum* é de 3,5 litros.

Pode-se calcular a rotação em que a ressonância deve ocorrer com maior intensidade segundo a fórmula abaixo [27]:

$$N = \frac{955}{K} a \left(\frac{A}{l \cdot V_{eff}} \right)^{1/2} \quad (3.21)$$

Com

$$V_{eff} = V_d \frac{(r_c + 1)}{2(r_c - 1)} \quad (3.22)$$

Deve-se ressaltar que tal formulação é válida apenas para motores monocilíndricos com o volume do *plenum* corretamente dimensionado. Para motores com mais cilindros, a interação entre os cilindros deve ser também levada em consideração uma vez que sobreposição dos tempos de admissão e exaustão de diferentes

cilindros afeta a pressão no *plenum*, além das ondas refletidas na montante do *runner* interferirem umas com as outras (inclusive de modo negativo caso o sistema não seja corretamente dimensionado).

Ou seja, a luz da explicação acima, fica claro que tal fenômeno de ressonância não se estende por toda região do motor, mas apenas para uma faixa de rotação. Assim como fica claro que, para que tudo isso ocorra, determinadas geometrias do *runner* devem ser mantidas e é neste ponto que o projeto do motor precisa levar outros fatores em conta, como por exemplo, o espaço real e possível de se instalar o sistema de admissão.

Como mostrado, o comprimento do *runner* é o comprimento da linha de centro do duto curvado.

Assim, justifica-se o porquê a geometria do *runner* deve ser conservada num carro de corrida, que trabalha geralmente em uma faixa estreita de rotação, a mesma em que os fenômenos de ressonância ocorrem, maximizando assim a sua eficiência

A contraposição das premissas a cima é a implicação fluido mecânica da geometria imposta.

3.10 Adequação da geometria do *runner* ao volume disponível

A competição de Fórmula SAE estipula uma dimensão máxima para o veículo, no que diz respeito à distância entre eixos, altura mínima do solo e bitola do veículo. Além destas, ela ainda estipula volumes de controle, denominados envelope primário e envelope secundário.

O envelope primário é determinado pela região interna à estrutura (*chassis*) do veículo.

O envelope secundário é dado pelo volume delimitado pelas rodas, que por regra devem possuir uma bitola de no máximo 50 polegadas e uma distância entre eixos mínima de 61 polegadas. Não existe altura mínima para o *main hoop*, desde que

qualquer ponto do capacete do piloto esteja distanciados pelo menos 2 polegadas da superfície do envelope externo [28].

Figura 43. Regra FSAE 2010 - máximas dimensões do envelope secundário

Adicionalmente às restrições a cima, devido ao projeto e calibração do motor, o *runner* deve possuir um determinado comprimento, responsável por promover a ressonância do sistema de admissão.

Desta maneira, a fim de garantir que todo o sistema de admissão estivesse contido no envelope secundário, o *runner* foi projetado com um raio de curvatura de 85 mm, e o ângulo entre flanges de 113° . Tal representação pode ser mais bem compreendida no modelo cujo projeto foi construído com o auxílio de computador, CAD, do veículo 2010, figura 44, justificando o formato do sistema de admissão do veículo de estudo.

Figura 44. CAD do veículo de Fórmula SAE da Escola Politécnica

4 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA E HIPÓTESES SIMPLIFICADORAS

Algumas hipóteses e considerações foram feitas a fim de conseguir simplificar o escoamento real no *runner* do motor do veículo de estudo, sem perder porém informações necessárias e vitais para sua caracterização.

A) Regime uniforme

Conforme mostrado anteriormente, apesar do número de Mach não ultrapassar 0,08 na região do *runner* com o motor operando a 9000 RPM, tal consideração foi feita para um regime estacionário. Essa premissa não é válida para o real escoamento transitório na região do *runner* de um motor em operação, porém serve para guiar o estudo, uma vez que, para o caso de regime não estacionário, supõe-se que o comportamento do fluido é ainda mais extremo, ou seja, valores de pressão e de gradiente de pressão altíssimos são encontrados na região do *runner*, o que indica que o fluido não pode mais ser considerado incompressível. Além disso, o fluido precisa ser acelerado e isso provavelmente gera maiores perturbações no escoamento, incluindo formação e estiramento de vórtices. Assim, a análise estacionária servirá de guia por ser mais conservadora. Se ocorrer descolamento nessa condição é praticamente certo que o mesmo também ocorre no caso real. Se o descolamento não for constatado nessa condição para os diversos valores de velocidade testados, há chances de que esse também não ocorra no caso real.

B) Regime incompressível

Dado que o número de Mach do escoamento é menor que 0,3, e que a hipóteses de regime constante sem gradientes de pressão na entrada foi tomada, o escoamento foi também caracterizado como incompressível.

C) Temperatura constante

Dada a posição do motor no veículo, e o foco na condição de operação em plena carga, a temperatura do escoamento será tomada como constante para a construção dos modelos.

D) Condição de entrada do escoamento no *runner*

Dado que no veículo existe um *plenum*, seguido de um convergente antes do *runner*, uma hipótese é interpretar que o perfil de velocidade na entrada do *runner* é uniforme (apesar de se tratar de um escoamento claramente turbulento).

E) Semelhanças com os estudos de condutos curvos

- E1) O *runner* estudado possui uma curvatura de 113° , maior que os estudados por Smith [6] e Ito [8], porém, enquanto não ocorrer descolamento, a abordagem e análise da variação da distribuição de pressão utilizada podem ser as mesmas dos trabalhos de referência.
- E2) Um ponto importante dos estudos é que, para análise da distribuição de pressão na parede, e mais especificamente a diferença nos valores encontrados na região interna e externa do raio de curvatura, é que a pressão de descarga não é relevante para o estudo. Assim, não é necessário reproduzir as exatas condições retratadas por Smith [6] e Ito [8].
- E3) A geometria da entrada de ar no veículo se aproxima do aparato utilizado por Smith [6]. Existe um *plenum* à montante da curvatura e a distância entre o fim da curvatura e a cede das válvulas (o equivalente ao comprimento do conduto de descarga de Smith [6]) é de aproximadamente quatro diâmetros, tornando a hipótese de descarga prolongada aceitável.

Dado este conjunto de hipóteses e considerações, dividiu-se a análise do problema em duas partes: um estudo numérico com uso de modelos e simulação em CFD e outro estudo experimental, ensaiando um protótipo em laboratório.

Uma observação deve ser feita: a fim de mostrar a sensibilidade do escoamento a diferentes velocidades (dado que a hipótese de regime constante possui grande peso na simplificação do problema), não apenas a velocidade de 20 m/s será simulada e testada (próxima à velocidade que da rotação de máxima eficiência volumétrica), mas também velocidades como 30 e 40 m/s (próximas à velocidade correspondente à rotação máxima do motor), e superiores como 50, 60 e 80 m/s.

Os valores de Reynolds para as velocidades acima mencionadas no conduto de estudo esse escoamento variam entre 65000 e 210000, semelhantes aos estudos realizados por Smith [6] e Ito [8].

4.1 Estudo numérico

O estudo com aplicação de modelos numéricos para o escoamento segue a abordagem descrita por L. J. Lumley [29], feita através de modelos de CFD. Para isto utilizou-se a plataforma ANYS.

O gerador de malha utilizado foi o programa da própria ANSYS: ICEM, no qual algumas considerações foram feitas para fazer o retrabalho da malha original gerada a fim de garantir uma simulação com bom comprometimento entre velocidade e precisão.

A) Malha hexaédrica

Contendo 1406925 elementos, essa primeira malha gerada pelo ICEM apresentou um tempo de solução razoável (o que em conjunto com os fatores de escala e y^+ não exigiu que o número de elementos fosse retrabalhado).

B) O fator de escala utilizado igual a 1,2

Um fator de escala pequeno garante que o maior elemento da malha não seja excessivamente grande.

C) O valor de y^+ na região interna da curvatura é igual a 6

Seguindo os valores usuais de simulação, é indicado que a altura do primeiro elemento e o y^+ do escoamento estejam condizentes.

D) Ortogonalidade entre os elementos

Garantiu-se que valores a deformação dos ângulos entre as arestas dos elementos (hexaedros) fosse menor do que 30 graus.

- E) Condições de estabilização do escoamento à montante e à jusante
Seguindo as considerações e hipóteses iniciais, um conduto reto à jusante e outro à montante do *runner* forem simulados conjuntamente.

Assim, a malha utilizada e o aspecto geral do conduto simulado podem ser vistos nas figuras 45 e 46.

Figura 45. Seção transversal da malha

Figura 46. Aspecto geral do conduto simulado

Nota-se que os valores acima mencionados e utilizados são os valores usuais para este tipo de simulação. Claramente que os mesmos poderiam ser ligeiramente diferentes, mas dentro da dispersão aqui mostrada, pode-se dizer que a malha não será o fator limitante na precisão dos resultados, não influenciando assim a análise final de escoamento.

O programa de resolução (*solver*) utilizado foi o CFX. Conforme já justificado na revisão bibliográfica, o modelo SST k- ω é um modelo de duas equações que concilia uma boa precisão dos resultados com um tempo computacional de razoável e é amplamente indicado no estudo de descolamento do escoamento em condutos curvos.

As condições de contorno aqui utilizadas estão de acordo com as premissas e hipóteses já mencionadas:

- A) Condição de velocidade igual a zero na parede
- B) Propriedades físicas do fluido escolhido: ar, 25°C [23]

- C) Perfil de velocidade uniforme na entrada
- D) Velocidades simuladas: 20, 30, 40, 50, 60 e 80 m/s
- E) A intensidade da turbulência foi variada: para este modelo, os valores usuais de intensidade de turbulência variam até 15%, assim, um primeiro conjunto de simulações com 5% e outro conjunto com 15% foram realizadas
- F) Conforme já mencionado, a pressão de descarga não era relevante para o estudo, apenas iria alterar os valores absolutos da pressão medida, assim, optou-se por uma pressão de 1 atm na descarga, pela posterior facilidade em reproduzir de maneira experimental a simulação

4.2 Estudo experimental

Dado o conjunto de hipóteses acima mencionado, é razoável tentar remontar um aparato experimental semelhante ao de Smith [6] para fazer as medições. Diferentemente do aparato de Smith [6] porém, um *plenum* não será utilizado. Ao invés disso, apenas um retificador de escoamento (Mitsubishi) acompanhado de um convergente à montante dos condutos testados se encarregará de manter a condição de campo de velocidade uniforme na entrada dos condutos de testes.

O aparato experimental utilizado não possui um ventilador, mas na verdade, será utilizado um vaso de pressão com pressão acima da pressão atmosférica e uma válvula de descarga para gerar o escoamento.

Os 3 condutos testados: conduto reto à montante, curvatura e conduto reto à jusante, possuem tomadas de pressão na região meridional da seção, conforme estipuladas por Shawn [20], garantindo que o escoamento principal não seja perturbado, além de fornecer valores confiáveis para pressão estática na parede.

Além disso, conforme mostrado por Ito [8] o uso de condutos circulares nesta relação geométrica de R/D igual a 2,15 e L_d/D maior que 4 geram resultados semelhantes aos condutos quadrados analisados por Smith [6]. De qualquer

maneira, o conduto ensaiado terá seção circular a fim de garantir a maior semelhança com o conduto original encontrado no veículo de estudo, porém ainda assim é válido comparar os resultados obtidos com os resultados obtidos por Smith [6].

A fim de conseguir caracterizar as perdas de pressão, um conduto reto à montante com comprimento de 5 vezes o diâmetro será utilizado. À jusante, será usado um conduto reto com comprimento igual a 10 vezes o diâmetro. Desta forma, não apenas a influência da curvatura à montante e à jusante será monitorada (região até 2 diâmetros longe do extremidades da curvatura) mas também será possível comparar a razão de perda de pressão no conduto, traçando de maneira nítida linha de perda de pressão de referência do mesmo e calculando assim o valor K para as diferentes condições de operação.

Ressalta-se que a condição de L_d/D maior que 4 será sempre respeitada (mencionada acima como condição de semelhança entre os estudos de referência de Smith [6] e Ito [8]).

5 APARATO E MEDIDAS EXPERIMENTAIS

O estudo experimental adotou um protótipo com tomadas de pressões para medição da pressão, construído em prototipagem rápida; o qual em conjunto com uma bancada de testes permitiu a realização das medições desejadas, conforme será descrito nos próximos itens.

5.1 Descrição dos condutos de admissão

O *runner* e os condutos de extensão, um à montante e outro à jusante, formam o conjunto de condutos de admissão a ser ensaiado, mantendo assim correlação (mesma geometria) com o modelo numérico simulado.

5.1.1 Runner

O *runner*, parte integrante do sistema de admissão e conduto principal de estudo deste trabalho, está apresentado na figura 47.

Figura 47. Modelo em CAD do *runner* [26]

Ele possui 40 mm de diâmetro interno, com um raio de curvatura de 85 mm que se estende por 113°. Ou seja, apresenta uma razão de R/D de 2,15. Estas características podem provocar o descolamento do escoamento ainda mais considerando os grandes gradientes de pressão e alta velocidade que o fluido é submetido neste conduto.

Um protótipo do conduto coletor que faz parte do sistema de admissão foi fabricado em prototipagem rápida, mais especificamente, utilizando o processo de estereolitografia. Esse processo utiliza um polímero líquido que, quando bombardeado com luz ultravioleta, solidifica e se une aos polímeros adjacentes. O processo de fabricação baseia-se em dividir teoricamente a peça a ser produzida em cortes, e então, construir cada um desses cortes. Isso é feito pela máquina de estereolitografia, que possui uma mesa, imersa em polímero. Ao passo que um nível (corte da peça) é produzido, a mesa desloca-se para baixo, cerca de 0,1 mm, e o nível superior pode então ser bombardeado com luz ultravioleta e solidificado. O processo se repete até que a peça seja finalizada. Tal método de fabricação permite grande liberdade de geometria, além de fornecer baixa rugosidade superficial (desta maneira, apesar do diâmetro de apenas 40 mm do duto, pode-se para fins de modelamento, admitir uma baixa rugosidade relativa).

A fim de medir a pressão nos diversos pontos do *runner*, o mesmo teve de ser adaptado. Assim, um novo foi fabricado, com as tomadas de pressão de ar já instaladas. Tais, com 1,6 mm de diâmetro interno, e razão entre o diâmetro da tomada de ar e a profundidade deste orifício igual a 4 mm, garantem baixa influência da tomada de pressão sobre o escoamento, assegurando assim uma medição confiável de pressão [20].

O protótipo do *runner* ensaiado pode ser visto na figura 48.

Figura 48. CAD do runner com as tomadas de ar e ao lado a imagem deste já construído

O *runner* ensaiado possui 25 tomadas de pressão (9 na região interna do raio de curvatura, 9 na região meridional e 7 na região externa). Nota-se também um outro tipo de furo, relativo à fixação do bico injetor. Este deve também ser tampado durante todo o experimento.

O detalhe geométrico das tomadas pode ser visto na figura 49. Na parte superior, o conduto em CAD, e na parte inferior, o mesmo conduto em CAD cortado, enfatizando a região interna das tomadas de pressão.

Figura 49. Detalhe geométrico das tomadas de pressão do *runner* (CAD)

5.1.2 Condutos à montante e à jusante

Assim como o *runner*, outros dois condutos foram construídos com tomadas de pressão. Um deles deve ficar à montante do *runner* e o outro à jusante. O intuito destes condutos é mostrar a distribuição da pressão à montante e à jusante, mostrando assim a influência da curvatura nessas regiões.

O primeiro conduto (à montante) possui 200 mm (5 vezes o valor do diâmetro do conduto) de comprimento e possui 7 tomadas de pressão. A primeira localizada a 30 mm da montante, a segunda a 60 mm e as demais espaçadas 20 mm uma das outras.

O segundo conduto (à jusante) possui 400 mm (10 vezes o valor do diâmetro do conduto) de comprimento e possui 19 tomadas de pressão espaçadas igualmente com 20 mm de distância entre centros..

Da mesma maneira que o *runner*, as tomadas de pressão que não estiverem sendo utilizadas para medição devem ser tampadas a fim de evitar vazamento pelas mesmas. Assim, diversas mangueiras foram conectadas a estas tomadas de pressão e foram então estranguladas, não permitindo qualquer fluxo de ar por elas.

Ambos os condutos foram fabricados em Nylon, devido à sua baixa rugosidade [30], semelhante à prototipagem rápida.

Nas figuras 50 e 51 pode ser visto o conduto à montante, em CAD e a versão real construída, respectivamente. Notam-se os três furos em seus dois flanges, utilizados para fazer a conexão com o resto da tubulação.

Figura 50. Conduto de extensão à montante (CAD)

Figura 51. Conduto de extensão à montante (fabricado) já conectado ao *runner* em um de seus flanges

As figuras 52 e 53 mostram o conduto de extensão à jusante. Percebe-se que seu flange de conexão não possui furação. Uma mangueira deve ser colocada ao redor da extremidade com o menor diâmetro, que por sua vez deve encaixar no *runner* também pela região externa do mesmo.

Figura 52. Conduto de extensão à jusante (CAD)

Figura 53. Conduitos de extensão à jusante (fabricado)

De maneira semelhante às tomadas de pressão presentes no *runner*, as tomadas de pressão dos conduitos de extensão tiveram de seguir tamanhos e formas de maneira que não perturbassem o escoamento. Porém, por ser mais fácil de serem fabricadas (já que os conduitos de extensão foram feitos a partir da usinagem de um tubo de Nylon) as mangueiras de conexão fazem a vedação nesses conduitos pela sua borda externa, ao contrário do que é feito no *runner*. A tomada de pressão, semelhante em ambos os conduitos de extensão, podem ser vistas na figura 54.

Figura 54. Detalhamento geométrico das tomadas de pressão dos conduitos de extensão (CAD)

A montagem dos três condutos e as mangueiras de vedação pode ser vista na figura 55.

Figura 55. Montagem dos três condutos testados

5.2 Aparato experimental

Com o apoio dos Laboratórios de Instrumentação em Mecânica dos Fluidos da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo e da Divisão de Metrologia dos Fluidos do Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo (IPT), foi montado um aparato experimental que atendesse os requisitos do experimento, garantindo não apenas as vazões desejadas, mas também, mantendo o escoamento o mais próximo possível das condições e hipóteses assumidas no estudo numérico, garantindo assim que uma comparação dos resultados desses dois estudos fosse possível.

O aparato experimental é constituído por:

- A) Vaso de Pressão
- B) Dutos de conexão
- C) Medidor de vazão mássica mecânico de rotores bilobular
- D) Válvula de controle de vazão (válvula de expansão)
- E) Adaptador convergente
- F) Transdutor de pressão eletrônico

O esquema do aparato experimental está disposto conforme pode ser visto na figura 56.

Figura 56. Esquema do aparato experimental

5.2.1 Descrição e detalhamento do aparato experimental

O aparato experimental foi montado no laboratório da Divisão de Metrologia dos Fluidos do IPT, conforme pode ser visto na figura 57.

Figura 57. Foto do aparato experimental montado no laboratório da Divisão de Metrologia dos Fluidos do IPT

Este laboratório foi escolhido pois seus equipamentos são capaz de fornecer e medir as vazões desejadas de maneira controlada, através da expansão de um vaso de pressão. O gás então expandido percorre a tubulação mostrada na figura 57, escoando pelo medidor de vazão mássica e posteriormente, escoando pelo convergente e pela tubulação de teste.

Uma vez que o vaso de pressão consiga manter pressão suficiente para superar as perdas de carga dos condutos, não é relevante o uso da mangueira flexível, ou a qualidade (alinhamento e estanqueidade) das conexões até o medidor de vazão.

A perturbação no escoamento gerada pelo medidor de vazão ao escoamento também não é um problema para a medição, que continuará sendo fiel às premissas já mencionadas (escoamento plenamente desenvolvido e perfil uniforme da velocidade na montante dos condutos medidos) uma vez que o retificador de escoamento se encontra à jusante deste.

Desta maneira, a tubulação mais sensível e que necessita de maior atenção é unicamente a tubulação que será medida: o conduto de extensão à montante do *runner*, o *runner* e o conduto de extensão à jusante do *runner*.

A) Vaso de pressão

O vaso de pressão utilizado para o experimento pode ser visto na figura 58. Ele está fisicamente ao lado do laboratório, dentro do galpão do prédio do IPT.

Figura 58. Vaso de pressão

O mesmo é alimentado por três compressores. Para as vazões do teste realizado, apenas um compressor foi utilizado. A pressão absoluta média dentro do vaso de pressão durante o teste foi de 6 bar.

B) Dutos de Conexão

Conforme pode ser visto na figura 59, os condutos de conexão tem a finalidade de conectar o vaso de pressão, ao medidor de vazão, passando pela válvula de controle, e posteriormente conduzindo o ar do medidor de vazão até as seções de testes.

Figura 59. Dutos de conexão (rígidos e flexíveis)

Como pode ser visto, parte dos dutos são rígidos (aço inox) e parte deles são flexíveis (mangueira com trama de aço para resistir a diferença de pressão). Como a perda de carga nessa região não é relevante (uma vez que o vaso de pressão tenha pressão suficiente para ultrapassar a perda de carga do sistema) e o retificador de escoamento se encontra à jusante destes condutos, não há problemas neste tipo de montagem.

Deve-se ressaltar que os flanges de conexão respeitam a norma ANSI B16.5 [31], com diversos tamanhos de flanges.

C) Medidor de vazão mecânico de rotores bilobular

O medidor utilizado é um medidor de vazão mássica mecânico de rotores bilobular da marca Elster instrument, modelo IRM-3 DUO.

Este é capaz de medir fluxos entre: 0,6 e 1600 m³/h cuja incerteza de medição é de $\pm 1\%$, além de suportar uma pressão de até 16 bar. O mesmo pode ser visto em detalhes na figura 60.

Figura 60. Medidor mecânico de fluxo mássico bilobular

Deve-se acrescentar que um medidor de temperatura adicional foi colocado logo depois do medidor de vazão, puramente para fins de aquisições e controle das características do fluido operante (ar).

D) Válvula de controle de vazão

O controle de vazão foi feita por uma válvula borboleta, que permite a expansão do ar que se encontrava no vaso de pressão. Tal válvula pode ser vista em realce na figura 61.

Figura 61. Válvula borboleta para controle de vazão

Válvulas do tipo borboleta não são ideais para o controle de vazão, uma vez que elas perturbam o escoamento, dado que pela própria geometria, o escoamento acaba ganhando uma grande assimetria no perfil de velocidade, somada ainda (em função da posição da válvula) à formação de vórtices e aumento da turbulência.

A válvula borboleta era ajustada manualmente no começo do experimento, até que o medidor de vazão indicasse a vazão desejada. Durante o experimento, a vazão da mesma era constantemente verificada. Como as vazões eram baixas (baixas o suficiente para que o compressor fosse capaz de manter a pressão constante dentro

do vaso de pressão), não foi necessário fazer nenhuma alteração na posição da válvula durante as medições de um mesmo ponto.

E) Adaptador convergente e retificador de escoamento

A fim de reduzir o diâmetro dos condutos do laboratório de 250 mm para os 40 mm dos dutos de ensaio, um convergente foi projetado e fabricado. Este conduto possui também à montante um retificador de fluxo do tipo MITSUBISHI. O retificador de escoamento escolhido foi o MITSUBISHI devido às suas características de gerar pouca perda no escoamento e garantindo grande eficiência na retificação do escoamento, conforme mostrado em Rans [21].

O conjunto foi criado em CAD NX 7.5 e pode ser visto na figura 62.

Figura 62. Adaptador convergente com condicionador de fluxo integrado

Uma vez que o material utilizado possui pequeno valor para a rugosidade interna (fabricado em estereolitografia), para ótimo desempenho era desejado que o mesmo tivesse a maior distância entre entrada e saída, ou seja, o conjunto retificador e adaptador deveria ser o mais longo possível, garantindo que escoamento do fluido não descolasse das paredes internas do adaptador. O fator limitante foi a máquina

Sendo assim optou-se por fabricar o conjunto retificador mais adaptador como uma peça única, com distância entre flanges de 280 mm. O perfil da peça, assim como os raios de arredondamento, podem ser visto em detalhes na figura 63.

A facilidade de montagem assim como problemas de vedação também foram fatores que colaboraram por decidir que esta peça fosse construída como uma peça única e não bipartida.

114

Figura 64. Convergente construído em prototipagem rápida

Figura 65. Convergente construído em prototipagem rápida com foco no acalmador de fluxo borracha de vedação

Nota-se na figura 65 a borracha de vedação, que foi colada no perímetro externo do flange para que o mesmo garantisse que não houvesse vazamento na tubulação de testes.

G) Medidor de pressão eletrônico

Trata-se de um transdutor de pressão eletrônico da marca Testo, capaz de medir até 20 hPa com resolução de 0,01 hPa, e cuja incerteza de medição é igual a $\pm 0,5\%$ do valor lido ± 1 dígito, operando entre 0 e 60°C.

Figura 66. Medidor de pressão eletrônico Testo

Deve-se ressaltar que para o último ensaio, com velocidade média do escoamento igual a 80 m/s, o medidor utilizado era semelhante a este, porém com fundo de escala de 200 hPa.

5.2.2 Montagem do aparato experimental

O aparato experimental, conforme pode ser visto na figura 51, é composto por diversos módulos e cada um deles deve encaixar no módulo adjacente seguindo alguns padrões:

- Deve-se evitar cantos vivos no interior do escoamento, para evitar redução indesejada da seção transversal útil para o escoamento assim como evitar o descolamento do fluido, o que pode gerar uma turbulência adicional igualmente indesejada ao escoamento, especialmente nas conexões entre os dutos que contenham as tomadas de pressão
- Deve-se garantir que as conexões sejam herméticas: uma vez que o medidor de vazão está montado à montante dos condutos com as tomadas de pressão, deve-se garantir que não haja vazamento de ar, garantindo que todo o ar que passa no medidor de vazão mássica também passe nos condutos que serão medidos; garantindo que as hipóteses de conservação da massa para estimar a velocidade do fluido no *runner* sejam verdadeiras.

O aparato instalado no laboratório já segue estes padrões e uma vez que as peças adicionais (adaptador e *runner*) foram feitas em CAD, garantiu-se que o primeiro ponto fosse respeitado. Quanto à vedação, uma vez que as peças construídas em esteriolitografia não são flexíveis, foi necessário instalar nos flanges uma fina camada de borracha, recortada no formato do flange. Como estas conexões são feitas por parafusos (3 parafusos com 4 mm de diâmetro) a vedação foi satisfatória.

Apesar de necessária para a medição da pressão, as tomadas de pressão *runner* geram um problema que viola a segunda condição: o ar que escoar no interior do mesmo irá sair pelas tomadas de pressão que não estão ligadas ao transdutor de pressão, perturbando o escoamento e invalidando a medição. Para resolver este

problema, as mesmas foram fechadas utilizando uma mangueira estrangulada, conforme pode ser visto na figura 57.

Ainda resta a interação do volume da cavidade formada pela tomada de pressão e a mangueira estrangulada. Tal volume porém é muito menor do que o volume do *runner*, cerca de 0,01%, assim, não é esperado nenhum efeito de ressonância ou pulsação do ar, garantindo que o escoamento não seja perturbado quando tais tomadas de pressão estiverem tampadas pelo lado externo.

5.3 Procedimento experimental

O ensaio consiste na aquisição dos valores de pressão nos diversos pontos de tomada de pressão (66 pontos), para seis diferentes vazões (totalizando 396). Conforme mencionado, o transdutor de pressão utilizado fornece a diferença de pressão entre a referência (ambiente) e o ponto de medição. Assim, as diversas diferenças de pressão devem ser anotadas numa tabela.

Primeiramente, deve-se ligar os compressores e garantir que o vaso de pressão alcance uma pressão mínima para que o escoamento esteja estável. Deve-se então abrir a válvula borboleta, permitindo que o ar expanda e escoe pelos condutos. A vazão deve ser monitorada e uma vez alcançada a vazão desejada, deve-se cessar a abertura da válvula borboleta e dar início às medições. A relação entre as velocidades esperadas no *runner* e a vazão volumétrica pode ser vista na tabela 3.

Tabela 3. Relação entre velocidade e vazão volumétrica

Velocidade (m/s)	Vazão (m ³ /h)
20	90,5
30	135,7
40	181,0
50	226,2
60	271,4
80	361,9

Durante a medição de uma determinada vazão, é necessário continuar monitorando a vazão, a fim de garantir que a mesma não sofra grandes variações.

Uma vez que a pressão no vaso de pressão esteja estável, dada uma posição fixa da borboleta, a vazão deve também se manter estável. Assim, após terminar a medição com uma determinada vazão, deve-se alterar a posição da válvula borboleta a fim de alcançar o próximo ponto de medição.

Tal rotina deve se repetir até que as 6 velocidades ou vazões de medição, sejam completamente realizadas.

Uma observação importante relativa à execução do experimento é garantir que o conduto final esteja totalmente desobstruído. Uma obstrução, mesmo que à jusante (por exemplo, uma parede excessivamente próxima) causa uma variação na perda de pressão do sistema, alterando assim a vazão (uma vez que a válvula borboleta esteja fixa).

Durante a medição, os valores de temperatura do ar no conduto devem também ser medidos. Deve-se ter em mente grandes variações de temperatura são indesejadas pois amplificam os erros de medição, dado que, devido ao tamanho e ao acionamento da válvula borboleta, não é possível fazer pequenas compensações (proporcionais às pequenas variações de temperatura).

5.3.1 Medidas para caracterização do escoamento

Uma vez que um controle fino da vazão através da válvula borboleta não é possível de ser feito, existiram algumas diferenças entre os valores de vazão estipulados (valores objetivos) e os valores de fato utilizados no experimento (média temporal dos valores), conforme pode ser visto na tabela 4.

Tabela 4. Valores objetivos e valores reais de vazão e velocidade

Vazão objetiva (m ³ /h)	Velocidade objetiva (m/s)	Vazão real (m ³ /h)	Velocidade real (m/s)
90,5	20	91	20,1
135,7	30	135	29,8
181	40	180	39,8
226,2	50	225	49,7
271,4	60	270	59,7
361,9	80	360	79,6

Cada conjunto de pontos de uma mesma velocidade (medição dos 66 pontos) teve duração de aproximadamente 1 hora. Assim, ao longo da medição, outras grandezas foram monitoradas que não apenas a diferença de pressão.

A fim de garantir que a medição estivesse estável, foram monitorados também:

- A) A temperatura ambiente, mostrada na tabela 5, medida por um termopar tipo K, cuja incerteza de medição é de $\pm 0,75\%$
- B) A temperatura do ar dentro do conduto logo após o medidor de vazão, mostrada na tabela 6, medida por um termopar tipo K, cuja incerteza de medição é de $\pm 0,75\%$
- C) A pressão ambiente, mostrada na tabela 7, medido por um transdutor de pressão cuja incerteza de medição é de $\pm 0,5\%$
- D) A umidade relativa, mostrada na tabela 8, medida por um higrômetro digital cuja incerteza de medição é de $\pm 1,5\%$

Tabela 5. Variação da temperatura (°C) ao longo do tempo

Tempo após início do ensaio (min) / Velocidade (m/s)	0	10	20	30	40	50
20	22,7	22,6	22,9	23,0	22,9	22,7
30	22,9	22,9	22,9	23,1	23,1	22,9
40	23,0	23,2	23,1	23,1	23,3	23,1
50	23,0	23,1	23,2	23,1	23,1	23,1
60	23,1	23,1	23,1	23,2	23,2	23,3
80	23,3	23,3	23,2	23,3	23,2	23,2

Tabela 6. Valores de temperatura (°C) do ar dentro do conduto logo após o medidor de vazão

Tempo após início do ensaio (min) / Velocidade (m/s)	0	10	20	30	40	50
20	21,4	21,4	21,3	21,2	21,2	21,3
30	21	21,0	21,1	20,9	21,0	20,9
40	20,7	20,7	20,7	20,8	20,7	20,5
50	20,6	20,7	20,6	20,6	20,7	20,7
60	20,9	20,9	20,8	20,8	20,8	20,8
80	21,3	20,9	20,8	20,8	20,8	20,7

Tabela 7. Valores de pressão ambiente (kPa)

Tempo após início do ensaio (min) / Velocidade (m/s)	0	10	20	30	40	50
20	92,46	92,46	92,48	92,48	92,48	92,48
30	92,49	92,49	92,47	92,48	92,46	92,46
40	92,47	92,47	92,47	92,48	92,48	92,48
50	92,46	92,45	92,46	92,44	92,45	92,43
60	92,46	92,45	92,45	92,45	92,46	92,45
80	92,42	92,40	92,39	92,40	92,40	92,41

Tabela 8. Valores da umidade relativa no laboratório

Tempo após início do ensaio (min) / Velocidade (m/s)	0	10	20	30	40	50
20	50	51	49	49	48	48
30	48	46	46	45	45	44
40	41	41	42	41	41	42
50	42	41	41	40	40	40
60	39	39	38	38	39	39
80	38	38	38	37	38	37

De maneira geral, a variação das grandezas acima mostradas está dentro de uma dispersão aceitável, validando assim o experimento.

Nota-se que as correções nos valores de vazão foram feitas para cada uma das variações, porém, nenhuma destas gerou valores suficientemente diferentes dos valores objetivos que invalidassem as medições. Somando a isso o difícil controle de vazão feito pela válvula borboleta, as variações entre os valores reais de vazão

(acrescentadas das correções de umidade e temperatura) foram consideradas suficientemente pequenas de forma a também não invalidar as medições e as conclusões sobre as mesmas.

6 RESULTADOS

Adotando como referência os trabalhos de Smith [6], os valores de pressão na parede do conduto devem ser adimensionalizados, em função da pressão dinâmica. Assim, tanto os valores de pressão medidos, quanto os simulados, foram transformados em adimensionais seguindo o mesmo critério, facilitando assim a comparação com os trabalhos de Smith [6].

Desta forma, subtraiu-se dos valores medidos de cada velocidade medida, uma pressão semelhante ao valor da primeira pressão medida / simulada. A pressão dinâmica para cada um dos casos é dada pela fórmula:

$$P_d = \frac{\rho V^2}{2} \quad (6.1)$$

Em que V é o valor da velocidade média da do escoamento.

6.1 Resultados da simulação numérica

A simulação numérica permite observar diferentes fenômenos do escoamento que nem sempre conseguem ser retratados em um único experimento. Assim, completando a abordagem também utilizada nos experimentos dos trabalhos de referência de Smith [6], pode-se ainda observar outros pontos, dividindo a análise das simulações em dois grupos.

- A) Análise do campo de pressão e dos vetores velocidade no final da curvatura do *runner*, conforme a figura 67.

Figura 67. Seção de análise do campo de velocidade e vetores velocidade

B) A distribuição de pressão na parede ao longo da região meridional do conuto (semelhante aos trabalhos de Smith [6]), Tal região pode ser vista na figura 68, com contorno verde.

Figura 68. Região meridional da parede do conduto para monitoramento da pressão

6.1.1 Campo de velocidade e vetores velocidade

As figuras 69 a 74 mostram a o campo de velocidade na seção analisada.

Figura 69. Campo de velocidade simulado com velocidade média do escoamento de 20 m/s ($Re = 51163$)

Figura 70. Campo de velocidade simulado com velocidade média do escoamento de 30 m/s ($Re = 76744$)

Figura 71. Campo de velocidade simulado com velocidade média do escoamento de 40 m/s ($Re = 102325$)

Figura 72. Campo de velocidade simulado com velocidade média do escoamento de 50 m/s ($Re = 127907$)

Figura 73. Campo de velocidade simulado com velocidade média do escoamento de 60 m/s ($Re = 153488$)

Figura 74. Campo de velocidade simulado com velocidade média do escoamento de 80 m/s ($Re = 204651$)

O aumento da velocidade média do escoamento fez com que não apenas as velocidades máximas na seção aumentaram, expressas pelos pontos de cores mais quentes na seção, como também fez com que o gradiente de velocidade na seção, direção radial, também aumentasse, indicado pela mudança abrupta na graduação das cores.

Nota-se ainda a formação de vórtices na região interna da curvatura do *runner*, Tais vórtices longitudinais são consequência da existência de escoamentos secundários.

As figuras 75 a 80 mostram os vetores velocidades na seção avaliada, para diferentes velocidades.

Figura 75. Vetores de velocidade simulados com velocidade média do escoamento de 20 m/s ($Re = 51163$)

Figura 76. Vetores de velocidade simulados com velocidade média do escoamento de 30 m/s ($Re = 76744$)

Figura 77. Vetores de velocidade simulados com velocidade média do escoamento de 40 m/s ($Re = 102325$)

Figura 78. Vetores de velocidade simulados com velocidade média do escoamento de 50 m/s ($Re = 127907$)

Figura 79. Vetores de velocidade simulados com velocidade média do escoamento de 60 m/s ($Re = 153488$)

Figura 80. Vetores de velocidade simulados com velocidade média do escoamento de 80 m/s ($Re = 204651$)

A análise do campo de velocidade, a análise dos vetores velocidades mostra que o aumento da velocidade média do escoamento, aumentou não apenas o módulo, como também o gradiente dos vetores velocidade na região próxima à parede.

Um ponto importante da análise dos vetores velocidade é o fato de nenhum deles ter seu sentido contrário ao outro, ou seja, todos estão com o mesmo sentido (o mesmo do escoamento). Uma inversão de sentido, ou mesmo vetores nulos poderiam indicar uma recirculação e possível descolamento do escoamento da parede do conduto.

6.1.2 Distribuição da pressão ao longo da parede do conduto

A segunda parte da análise das simulações consiste na avaliação dos perfis de pressão na parede ao longo dos condutos. Conforme já mencionado, os pontos estudados encontram-se na linha meridional do conduto, na região interna e externa da curvatura.

As figuras 81 a 86 mostram os valores das pressões adimensionalizadas. As linhas superiores, que apresentam um aumento durante a região da curvatura, referem-se aos pontos na região externa da curvatura, ao passo que as linhas inferiores, que apresentam uma diminuição durante a região da curvatura, referem-se aos pontos na região interna da curvatura.

Figura 81. Perfil da pressão adimensionalizada em função da posição, para escoamento com velocidade média de 20 m/s ($Re = 51163$)

Figura 82. Perfil da pressão adimensionalizada em função da posição, para escoamento com velocidade média de 30 m/s ($Re = 76744$)

Figura 83. Perfil da pressão adimensionalizada em função da posição, para escoamento com velocidade média de 40 m/s ($Re = 102325$)

Figura 84. Perfil da pressão adimensionalizada em função da posição, para escoamento com velocidade média de 50 m/s ($Re = 127907$)

Figura 85. Perfil da pressão adimensionalizada em função da posição, para escoamento com velocidade média de 60 m/s ($Re = 153488$)

Figura 86. Perfil da pressão adimensionalizada em função da posição, para escoamento com velocidade média de 80 m/s ($Re = 204651$)

Os resultados completos das simulações numéricas se encontram no Apêndice A.

6.2 Resultados: experiência

O perfil de pressão ao longo dos condutos levantado no laboratório do IPT pode ser visto nas figuras 87 a 92.

Figura 87. Perfil da pressão adimensionalizada em função da posição, para escoamento com velocidade média de 20 m/s (Re = 51163)

Figura 88. Perfil da pressão adimensionalizada em função da posição, para escoamento com velocidade média de 30 m/s (Re = 76744)

Figura 89. Perfil da pressão adimensionalizada em função da posição, para escoamento com velocidade média de 40 m/s ($Re = 102325$)

Figura 90. Perfil da pressão adimensionalizada em função da posição, para escoamento com velocidade média de 50 m/s ($Re = 127907$)

Figura 91. Perfil da pressão adimensionalizada em função da posição, para escoamento com velocidade média de 60 m/s ($Re = 153488$)

Figura 92. Perfil da pressão adimensionalizada em função da posição, para escoamento com velocidade média de 80 m/s ($Re = 204651$)

Os resultados completos das medições se encontram no Apêndice B.

7 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Pode-se afirmar que tanto as simulações quanto os resultados experimentais estão de acordo com os resultados encontrados por Smith [6].

Os valores de Reynolds para os ensaios (simulação e experimento) variou entre 50000 e 210000, ou seja, a mesma ordem de grandeza dos experimentos de Smith [6], mostrados nas figuras 16 e 17 (100000).

O *runner* ensaiado possui razão de aspecto (raio de curvatura dividido pelo diâmetro interno) igual a 2.15, ao passo que os trabalhos de Smith [6] dizem respeito a razões de aspecto 1.71 e 2.3.

Assim, confirmando a validade do experimento e ratificando os estudos de referência, a distribuição da pressão adimensionalizada do *runner*, tanto simulado quanto ensaiado em laboratório, se encontram entre os valores de da distribuição de pressão dos condutos ensaiados por Smith [6]. Combinando a estes, os resultados do campo de velocidades e vetores velocidade, confirma-se a não ocorrência de descolamento ou recirculação na região interna da curva do *runner*.

As figuras 93 e 94 mostram a distribuição da pressão adimensionalizada para todas as velocidades ensaiadas nas simulações e no laboratório, respectivamente.

Figura 93. Distribuição da pressão adimensionalizada em função da posição, para todas as velocidades simuladas

Figura 94. Distribuição da pressão adimensionalizada em função da posição, para todas as velocidades ensaiadas em laboratório

Pode-se dividir a análise dos perfis de pressão adimensionalizada em 4 pontos distintos:

A) Forma do perfil durante a curvatura

Como se pode perceber, para ambos resultados (simulação e experimento) os valores da pressão adimensionalizada mesmo para diferentes velocidades, por se tratarem de uma faixa próxima do número de Reynolds, são semelhantes.

Conforme visto nos experimentos de Smith [6], quanto menor a razão de aspecto do conduto (quanto mais acentuada a curvatura do conduto, figura 16) maior é o valor absoluto do adimensional da pressão durante a curvatura na região interna da curva, além da distribuição de pressão na região interna da curva apresentar um formato mais triangular, ao passo que com curvaturas menos acentuadas (figura 17) o perfil da pressão adimensional é mais achatado, além de apresentar valores absolutos menores. Percebe-se que os resultados experimentais estão de acordo com essa observação, já que o perfil apresenta um formato mediano entre as duas situações de referência. As simulações retratam o mesmo fenômeno porém de maneira não tão acentuada.

No que diz respeito à forma do perfil da pressão adimensionalizada na região externa da curva, tanto as simulações, quanto os resultados experimentais estão de acordo com os trabalhos de referência. Os valores da pressão adimensionalizada variam entre 0.4 e 0.6 nessa região, que apresenta uma forma mais achatada e constante. Novamente, os resultados experimentais se mostraram mais semelhantes aos trabalhos de Smith [6] do que as simulações, que apesar de mostrarem o mesmo formato, possuem valores absolutos pouco menores do que 0.4 para essa região, além de mostrarem um formato não tão achatado e constante, com uma leve diminuição da pressão adimensionalizada longo da curvatura.

O modelo utilizado nas simulações está adequado para uso de intensidade turbulentas entre 0 e 15%. As simulações foram feitas com 5, 10 e 15% de intensidade turbulenta (os resultados aqui presentes são de 10%), porém não houve diferença apreciável nos perfis de pressão, nem nos campos de velocidade.

B) Inclinação da reta de referência e perda de cara na curvatura

Se traçarmos sobre as figuras 92 e 93 duas retas de tendência paralelas, uma delas representando a tendência dos primeiros pontos de medição (conduto à montante do *runner*) e outra representando a tendência dos últimos pontos de medição (conduto à jusante do *runner*), pode-se analisar a influência da rugosidade na perda de pressão ao longo do conduto além de analisar a eficiência da curvatura, ou seja, a perda de pressão causada pela mudança na direção do escoamento. Tais retas são tratadas como retas de referência, pois refletem as características do escoamento antes e depois da curvatura.

A análise deveria ser feita para cada uma das velocidades, porém, devido à semelhança da pressão adimensionalizada, pode-se avaliar sem perda de generalidade a performance da curvatura por uma média dos pontos de diferentes velocidades do escoamento para cada uma das regiões (montante e jusante).

Percebe-se que nas simulações, a reta de referência é menos inclinada em comparação à reta de referência dos resultados experimentais. Isso se deve pelo fato de na simulação ter sido utilizado com conduto liso com rugosidade relativa de 0.000025 (valores usuais para polímeros lisos). A rugosidade do Nylon utilizado provavelmente não é tão baixa quanto os valores encontrados na referência, o que justificou tal diferença na perda de pressão.

Percebe-se que a distância entre as retas de referência das simulações projetada no eixo Y possui um valor igual a 0,23 ao passo que nos resultados experimentais tal distância é igual a 0,21.

Apesar de diferentes, os valores de perda de pressão adimensionalizada encontram-se dentro de uma dispersão aceitável.

A tabela 9 mostra a perda de pressão que tal curvatura gera ao escoamento para cada uma das velocidades.

Tabela 9. Valores de da perda pressão antes e depois da curvatura em função da velocidade do escoamento

Velocidade média do escoamento (m/s)	Valor da perda de pressão na simulação (Pa)	Valor da perda de pressão no experimento (Pa)
20	51	48
30	114	104
40	202	185
50	316	289
60	455	416
80	810	740

De maneira mais visual, pode-se ver a perda de pressão em função da velocidade na figura 95.

Figura 95. Distribuição da perda de pressão na curvatura em função da velocidade

Pode-se perceber o formato exponencial da curva, indicando que, pequenos aumentos da velocidade geram uma grande perda de pressão, conforme esperado, devido à maior energia gasta para defletir o escoamento.

C) Influência da curvatura nos condutos à montante e à jusante

Tanto nas simulações quanto nos experimentos, assim como no trabalho de Smith [6], pode-se confirmar que a curvatura gera consequências para a pressão nas paredes do conduto tanto à jusante (uma observação intuitiva e esperada), mas também à montante (uma constatação não intuitiva).

Percebe-se que antes de se iniciar fisicamente a curvatura do conduto, as pressões na região interna e externa da curva já começam a se separar. Os estudos de Smith [6] mostram que tal influência se estende por até uma vez o diâmetro do conduto. Isso foi visto com certa precisão nas simulações, porém, tal precisão não ocorreu durante os experimentos, especialmente para as velocidades mais baixas. Isso pois o sistema apresentava flutuações de pressão (decorrentes de alguma instabilidade no fluxo, ou mesmo precisão do aparelho) e percentualmente, tais flutuações eram mais relevantes para as vazões menores já que estas apresentavam menores valores absolutos da diferença de pressão. Diferentemente das simulações, o número de tomadas de pressão eram limitados, assim, tais efeitos poderiam ter ocorrido mais claramente em alguma posição em que não houvesse uma tomada de pressão.

De maneira um pouco mais intuitiva, o perfil de pressão à jusante é afetado pela curvatura. As pressões no lado externo e interno tendem a se igualar entre 1 e 2 diâmetros de distância depois fim da curvatura geométrica do conduto.

Um ponto importante a se ressaltar é a distância entre o fim da curvatura e o fim do conduto reto à jusante. Caso a abertura seja muito próxima à curvatura, a pressão ao longo da curvatura será afetada. Ambos os *runners*, simulado e ensaiado no laboratório, possuem o conduto à jusante com comprimento de 400 mm, ou seja, 10 vezes o valor do diâmetro do conduto. Os trabalhos de Smith [6] apontam para que, uma vez que o comprimento do conduto à jusante possua aproximadamente 3 vezes o diâmetro do conduto, não existe efeito da expansão abrupta no fim do conduto na distribuição de pressão na região da curva do conduto.

D) Oscilação da pressão à jusante

Os estudos de Smith [6] mostraram que para distâncias maiores que 2 vezes do valor do diâmetro do conduto, ambos valores de pressões, na parte interna e externa da curvatura, devem se igualar. Tal fenômeno também foi observado nas simulações. Porém, nos experimentos realizados em laboratório, existiram sucessivas oscilações de pressão à jusante.

Um ponto muito importante sobre essas oscilações, é que elas ocorreram geometricamente na mesma posição, independentemente da velocidade do escoamento (como pode ser visto na figura 86).

Tudo leva a crer que o escoamento ainda não estava estável nessa região. Após a curvatura, e um aumento da pressão na parede externa, houve uma repulsão da mesma (primeiro vale nos valores de pressão adimensionalizados na linha externa). Tal depressão se refletiu mais tarde (cerca de 50 mm depois) na parede oposta, como uma nova diminuição da pressão.

Assim, pelo fato de existirem eventos de diminuição de pressão na parede sem existir um aumento de pressão diametralmente oposto, o que justificaria a conservação e reação das forças envolvidas, é de se supor que haja uma formação vortical ortogonal ao sentido do escoamento.

Percebe-se que estas oscilações diminuem consideravelmente e que próximo à saída do conduto, os valores de pressões em ambas as regiões, interna e externa, voltam a se igualar.

8 CONCLUSÃO

Conforme mostrado e discutido na seção anterior, os resultados experimentais, as simulações e a bibliografia de referência estão de acordo entre si no que diz respeito à distribuição de pressão na nas regiões interna e externa da curvatura do conduto em questão.

A grande diferença reside no uso de um possível coeficiente de rugosidade diferente. Os dutos ensaiados foram feitos de 2 materiais diferentes: os condutos de extensão à jusante a à montante foram feitos de Nylon, ao passo que o *runner* foi construído através de outro grupo de polímeros, no processo de esteriolitografia. Já todo o conduto simulado (*runner* e condutos de extensão), foi tido como uniforme. Como principal diferença nos resultados. nota-se uma diferença na inclinação da reta de referência, indicando uma perda de pressão diferente entre a montante e a jusante. Esta porém, pode ser a razão de encontrarmos uma distribuição de pressão tão diferente na região interna dos condutos. A rugosidade para este tipo de escoamento e análise pode ter sido relevante.

Em suma, uma grande questão foi respondida: através destes dados, pode-se afirmar que, dadas as condições de contorno na entrada, não há descolamento do fluido na região interna da curvatura. Mesmo utilizando-se velocidades muito acima das médias encontradas no motor de referência para o trabalho, não houve sequer indício de descolamento.

Como dito anteriormente, nas primeiras hipóteses, se houvesse um descolamento nas simulações, ou mesmo nos experimentos, isto indicaria que com certeza, existiria um descolamento no motor real, dado que as condições de escoamento pulsante associado aos grandes gradientes de pressão iriam facilitar a ocorrência de descolamento. Porém, dado que tal descolamento não ocorreu, mesmo com velocidades muito superiores às velocidades médias encontradas no motor, é de se supor que, provavelmente, não haja descolamento também no motor de referência, assim, os fenômenos de instabilidade do motor em altas rotações devem ser a priori atribuídos a outros fatores: correto ângulo de ignição ou fase e tempo de abertura do injetor, por exemplo.

A fim de deixar o trabalho ainda mais completo, poderia se explorar a sensibilidade do modelo simulado, no que diz respeito ao modelo utilizado (alteração de constantes por exemplo), assim como um trabalho de validação da malha.

Um outro estudo futuro poderia avaliar as influências do regime transitório. Assim, se poderia comparar com o resultados obtidos neste trabalho, além de validar ou não as premissas aqui feitas.

Por fim, uma vez que o trabalho de sensibilidade e de transitório estivessem completos, um terceiro estudo, utilizando as últimas informações destes dois novos trabalhos, poderia avaliar para diferentes geometrias de *runner* buscando um curvatura crítica para o que o descolamento ocorresse.

9 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. MILLER, R. W. **Flow Measurement Engineering handbook**. 2ª edição Nova Iorque: McGraw Hill, 1989.
2. WHITE, F. M. **Viscous fluid flow**. Nova Iorque: McGraw- Hill, 1988.
3. STWART, R. H. **Introduction to physical oceanography**. Texas: Universidade do Texas, departamento de Oceanografia, 1997. 150p.
4. MUNSON, B. R. **Fundamentos da Mecânica dos fluidos**. 4ª edição São Paulo: Edgard Blücher, 2004.
5. GREITZER, E. M.; TAN, C. S.; GRAF, M. B. **Internal Flow: concepts and Applications**. Inglaterra: Cambridge University Press, 1990.
6. SMITH, A. J. W. **Pressure losses in ducted flows**. Reino Unido: Butterworth, 1971.
7. ESKINAZI, S.; YEH H. An investigation on fully developed turbulent flows in a curved channel. **Journal of Aeronautical Sciences**. Vol 23, n. 1, p. 50-62. 1996.
8. ITO, H. Pressure losses in smooth pipe bends. **American society of mechanical engineers**, Vol. 82, série D, p 131-143. 1960.
9. SHAPIRO, A H. **Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow**. Vol. 1. Nova Iorque: Ronald Press Company, 1953.
10. WILCOX, D. C. **Turbulence modeling for CFD**. DCW industries, Canada. 1980
11. BRADSHAW, P. The Understanding and Prediction of Turbulent Flow. **Journal of Aeronautical Sciences**, Vol. 76, No. 739, pp. 403-418. 1972.
12. REYNOLDS, W. C. **Fundamentals of Turbulence for Turbulence Modeling and Simulation**. In Lecture Notes for von Karman Institute, AGARD Lecture Series No. 86, pp. 1-66, Nova Iorque, 1987.

13. TENNEKES, H.; LUMLEY, J. L. A first course in Turbulence. 6ª edição. Estados Unidos: MIT Press, 1978.
14. LAUNDER, B. E.; REECE, G. J.; RODI, W. Progress in the Development of a Reynolds-Stress Turbulence Closure. **Journal of Fluid Mechanics**, Vol . 68, Pt. 3, pp. 537-566, 1975.
15. BALDWIN, B. S.; BARTH, T. J. A One-Equation Turbulence Transport Model for High Reynolds Number Wall-Bounded Flows. **NASATM-102847**, 1990.
16. CHAMBERS, T. L.; WILCOX, D. C. Critical examination of two-equation turbulence closure models for Boundary Layers, **AIAA Journal**, Vol. 15, N°6, pp 821 – 828, 1980.
17. **Manual de instrução e uso ANSYS**
18. QESSELING, P. **Principles of computational fluid dynamics**. Nova Iorque: Springer-Verlag, 2000.
19. BAKER, R. C. **Flow Measurement Handbook – industrial designs, operating principles, performance and applications**. 4ª edição. Inglaterra: Cambridge University Press, 2000.
20. SHAW, R. *Influence of hole dimensions on static pressure measurements*. **Journal of fluid mechanics**, Vol. 7, pp 550-564. 1960.
21. RANS, R.; SAUCHUK, B.; WEISS, M. Flow Conditioning and Effects on Accuracy for Fluid Flow Measurement. **7º simpósio de medições de escoamento do sudeste asiático**, 2008.
22. **ASHRAE (American society of Heating, Refrigerating, Air-Conditioning Engineers)**, Handbook of Fundamentals, 2009.
23. CLAUS, B.; WYLEN, G. J. Van; SONNTAG, R. W. **Fundamentos da termodinâmica**. 4ª edição São Paulo: Edgar-Blücher, 2006.
24. BLAIR, G. P.; MELVIN, C W. **Race engine technology**. “Best bell”, vol.1, n° 17, pp 35-41, 2006.
25. ASME. **Fluid Meters**. 6ª edição Nova Iorque: McGraw Hill, 1971.

26. **Banco de dados**, Equipe Poli Racing de Fórmula SAE da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2010.
27. HEYWOOD, J. B. Fundamentals of Internal Combustion Engine. 2ª edição Nova Iorque: Mcraw- Hill, 1988.
28. **Regra da Competição de Fórmula SAE 2010**
29. LUMLEY, J. L. Computational Modeling of Turbulent Flows. Vol. 18, pp . 123-176, 1978.
30. ALBRIGHT, L. F. Albright's chemical engineering handbook. Estados Unidos: CRC Press 2008
31. **Norma ANSI Flanges B 16.5**

APÊNDICE A

Valores da pressão adimensionalizada obtidos através de simulação numérica.

Região interna do raio de curvatura						
Velocidade média do escoamento / Ponto da simulação	20	30	40	50	60	80
1	-0,002	0,001	-0,011	-0,016	-0,016	-0,021
2	-0,004	-0,002	-0,014	-0,018	-0,018	-0,024
3	-0,007	-0,005	-0,016	-0,021	-0,021	-0,026
4	-0,010	-0,007	-0,019	-0,023	-0,023	-0,028
5	-0,010	-0,007	-0,019	-0,023	-0,023	-0,028
6	-0,014	-0,010	-0,022	-0,026	-0,026	-0,031
7	-0,017	-0,013	-0,025	-0,029	-0,029	-0,033
8	-0,021	-0,017	-0,028	-0,032	-0,032	-0,036
9	-0,023	-0,019	-0,030	-0,034	-0,033	-0,038
10	-0,025	-0,021	-0,031	-0,036	-0,035	-0,040
11	-0,029	-0,025	-0,035	-0,039	-0,039	-0,043
12	-0,034	-0,029	-0,040	-0,044	-0,043	-0,047
13	-0,039	-0,034	-0,045	-0,049	-0,048	-0,052
14	-0,046	-0,041	-0,051	-0,055	-0,054	-0,058
15	-0,053	-0,048	-0,058	-0,062	-0,060	-0,065
16	-0,062	-0,057	-0,067	-0,070	-0,069	-0,073
17	-0,073	-0,067	-0,077	-0,080	-0,079	-0,083
18	-0,086	-0,080	-0,090	-0,093	-0,092	-0,096
19	-0,103	-0,097	-0,106	-0,109	-0,108	-0,112
20	-0,125	-0,118	-0,127	-0,130	-0,129	-0,132
21	-0,152	-0,145	-0,154	-0,157	-0,156	-0,159
22	-0,189	-0,182	-0,191	-0,194	-0,192	-0,195
23	-0,239	-0,232	-0,241	-0,243	-0,242	-0,245
24	-0,325	-0,320	-0,329	-0,333	-0,331	-0,335
25	-0,408	-0,404	-0,415	-0,418	-0,417	-0,422
26	-0,476	-0,472	-0,482	-0,485	-0,484	-0,488
27	-0,530	-0,525	-0,535	-0,538	-0,537	-0,541
28	-0,575	-0,570	-0,580	-0,583	-0,582	-0,585
29	-0,608	-0,603	-0,612	-0,615	-0,614	-0,617
30	-0,635	-0,629	-0,639	-0,641	-0,640	-0,643
31	-0,635	-0,629	-0,639	-0,641	-0,640	-0,643
32	-0,665	-0,659	-0,669	-0,672	-0,670	-0,674
33	-0,686	-0,680	-0,689	-0,692	-0,690	-0,694
34	-0,686	-0,680	-0,689	-0,692	-0,690	-0,694

35	-0,696	-0,689	-0,698	-0,701	-0,699	-0,702
36	-0,709	-0,703	-0,713	-0,715	-0,714	-0,717
37	-0,725	-0,719	-0,729	-0,732	-0,730	-0,733
38	-0,736	-0,730	-0,740	-0,743	-0,741	-0,745
39	-0,743	-0,738	-0,747	-0,750	-0,749	-0,752
40	-0,747	-0,741	-0,751	-0,754	-0,752	-0,755
41	-0,749	-0,744	-0,754	-0,757	-0,755	-0,758
42	-0,752	-0,747	-0,757	-0,761	-0,759	-0,763
43	-0,756	-0,752	-0,763	-0,766	-0,765	-0,769
44	-0,756	-0,752	-0,763	-0,766	-0,765	-0,769
45	-0,758	-0,754	-0,765	-0,768	-0,767	-0,771
46	-0,760	-0,757	-0,768	-0,772	-0,771	-0,775
47	-0,760	-0,757	-0,768	-0,772	-0,771	-0,775
48	-0,763	-0,760	-0,770	-0,774	-0,773	-0,777
49	-0,761	-0,758	-0,768	-0,772	-0,771	-0,775
50	-0,761	-0,759	-0,770	-0,775	-0,774	-0,778
51	-0,761	-0,760	-0,773	-0,777	-0,777	-0,781
52	-0,760	-0,759	-0,771	-0,776	-0,775	-0,780
53	-0,756	-0,755	-0,768	-0,772	-0,772	-0,777
54	-0,753	-0,752	-0,765	-0,770	-0,770	-0,775
55	-0,751	-0,751	-0,764	-0,770	-0,770	-0,775
56	-0,750	-0,752	-0,765	-0,771	-0,772	-0,777
57	-0,747	-0,747	-0,761	-0,767	-0,767	-0,773
58	-0,742	-0,742	-0,756	-0,761	-0,762	-0,767
59	-0,739	-0,740	-0,754	-0,760	-0,761	-0,767
60	-0,735	-0,735	-0,749	-0,755	-0,756	-0,762
61	-0,732	-0,732	-0,746	-0,753	-0,753	-0,760
62	-0,732	-0,732	-0,746	-0,753	-0,753	-0,760
63	-0,731	-0,732	-0,747	-0,753	-0,754	-0,761
64	-0,729	-0,729	-0,743	-0,749	-0,750	-0,757
65	-0,729	-0,729	-0,743	-0,749	-0,750	-0,757
66	-0,725	-0,724	-0,738	-0,744	-0,745	-0,751
67	-0,725	-0,724	-0,738	-0,744	-0,745	-0,751
68	-0,720	-0,718	-0,731	-0,737	-0,737	-0,743
69	-0,723	-0,722	-0,737	-0,743	-0,744	-0,752
70	-0,728	-0,728	-0,743	-0,750	-0,751	-0,759
71	-0,725	-0,723	-0,736	-0,742	-0,742	-0,748
72	-0,723	-0,721	-0,734	-0,739	-0,740	-0,746
73	-0,720	-0,718	-0,731	-0,737	-0,737	-0,744
74	-0,718	-0,715	-0,727	-0,733	-0,733	-0,740
75	-0,715	-0,712	-0,724	-0,729	-0,730	-0,736
76	-0,713	-0,709	-0,721	-0,727	-0,727	-0,733
77	-0,711	-0,707	-0,719	-0,725	-0,725	-0,731
78	-0,711	-0,707	-0,719	-0,724	-0,724	-0,730

79	-0,710	-0,706	-0,718	-0,723	-0,723	-0,729
80	-0,708	-0,703	-0,714	-0,719	-0,718	-0,724
81	-0,705	-0,699	-0,710	-0,715	-0,714	-0,720
82	-0,703	-0,697	-0,708	-0,712	-0,712	-0,717
83	-0,702	-0,696	-0,706	-0,710	-0,710	-0,715
84	-0,702	-0,696	-0,706	-0,710	-0,710	-0,715
85	-0,702	-0,695	-0,706	-0,710	-0,710	-0,715
86	-0,701	-0,694	-0,705	-0,709	-0,708	-0,713
87	-0,701	-0,694	-0,705	-0,709	-0,708	-0,713
88	-0,698	-0,691	-0,701	-0,705	-0,704	-0,708
89	-0,696	-0,688	-0,697	-0,701	-0,700	-0,704
90	-0,694	-0,686	-0,695	-0,698	-0,697	-0,701
91	-0,693	-0,685	-0,694	-0,697	-0,696	-0,700
92	-0,693	-0,684	-0,693	-0,696	-0,694	-0,698
93	-0,691	-0,681	-0,690	-0,693	-0,691	-0,694
94	-0,688	-0,677	-0,685	-0,688	-0,686	-0,689
95	-0,684	-0,673	-0,681	-0,683	-0,681	-0,684
96	-0,684	-0,673	-0,681	-0,683	-0,681	-0,684
97	-0,681	-0,669	-0,677	-0,679	-0,677	-0,679
98	-0,681	-0,669	-0,677	-0,679	-0,677	-0,679
99	-0,679	-0,667	-0,674	-0,676	-0,674	-0,676
100	-0,676	-0,663	-0,670	-0,672	-0,669	-0,672
101	-0,670	-0,657	-0,663	-0,664	-0,661	-0,663
102	-0,662	-0,649	-0,654	-0,655	-0,652	-0,654
103	-0,654	-0,640	-0,645	-0,646	-0,643	-0,644
104	-0,645	-0,631	-0,636	-0,636	-0,633	-0,634
105	-0,645	-0,631	-0,636	-0,636	-0,633	-0,634
106	-0,636	-0,621	-0,626	-0,626	-0,622	-0,623
107	-0,625	-0,609	-0,613	-0,613	-0,609	-0,610
108	-0,625	-0,609	-0,613	-0,613	-0,609	-0,610
109	-0,610	-0,593	-0,597	-0,596	-0,592	-0,592
110	-0,593	-0,575	-0,577	-0,576	-0,572	-0,571
111	-0,574	-0,555	-0,557	-0,555	-0,550	-0,549
112	-0,554	-0,533	-0,534	-0,531	-0,526	-0,524
113	-0,554	-0,533	-0,534	-0,531	-0,526	-0,524
114	-0,532	-0,509	-0,509	-0,506	-0,499	-0,497
115	-0,510	-0,486	-0,485	-0,481	-0,474	-0,470
116	-0,481	-0,455	-0,453	-0,448	-0,440	-0,435
117	-0,451	-0,424	-0,420	-0,414	-0,406	-0,400
118	-0,425	-0,396	-0,392	-0,386	-0,377	-0,370
119	-0,403	-0,374	-0,370	-0,363	-0,354	-0,347
120	-0,386	-0,356	-0,352	-0,345	-0,335	-0,328
121	-0,371	-0,341	-0,336	-0,328	-0,320	-0,311
122	-0,359	-0,328	-0,322	-0,314	-0,310	-0,305

123	-0,348	-0,316	-0,309	-0,301	-0,301	-0,300
124	-0,338	-0,305	-0,298	-0,290	-0,291	-0,292
125	-0,329	-0,295	-0,288	-0,280	-0,289	-0,286
126	-0,320	-0,286	-0,279	-0,272	-0,278	-0,283
127	-0,312	-0,279	-0,272	-0,265	-0,277	-0,280
128	-0,305	-0,272	-0,266	-0,259	-0,276	-0,277
129	-0,299	-0,267	-0,262	-0,255	-0,274	-0,277
130	-0,295	-0,264	-0,259	-0,252	-0,272	-0,277
131	-0,292	-0,261	-0,256	-0,250	-0,270	-0,277
132	-0,289	-0,259	-0,255	-0,248	-0,271	-0,276
133	-0,288	-0,258	-0,254	-0,247	-0,273	-0,277
134	-0,287	-0,258	-0,254	-0,247	-0,274	-0,279
135	-0,287	-0,258	-0,254	-0,248	-0,275	-0,280
136	-0,288	-0,259	-0,254	-0,248	-0,277	-0,281
137	-0,288	-0,259	-0,255	-0,249	-0,278	-0,282
138	-0,289	-0,260	-0,255	-0,249	-0,280	-0,283
139	-0,290	-0,261	-0,257	-0,250	-0,281	-0,284
140	-0,292	-0,263	-0,258	-0,252	-0,282	-0,285
141	-0,294	-0,264	-0,260	-0,253	-0,284	-0,286
142	-0,296	-0,266	-0,262	-0,255	-0,285	-0,287
143	-0,298	-0,268	-0,264	-0,257	-0,287	-0,288
144	-0,300	-0,270	-0,266	-0,259	-0,288	-0,288
145	-0,302	-0,272	-0,268	-0,261	-0,290	-0,289
146	-0,304	-0,274	-0,269	-0,263	-0,291	-0,290
147	-0,306	-0,276	-0,271	-0,265	-0,292	-0,292
148	-0,308	-0,278	-0,273	-0,266	-0,294	-0,293
149	-0,311	-0,281	-0,275	-0,268	-0,295	-0,294
150	-0,313	-0,283	-0,277	-0,270	-0,297	-0,295
151	-0,315	-0,285	-0,279	-0,272	-0,298	-0,296
152	-0,317	-0,287	-0,281	-0,274	-0,300	-0,297
153	-0,319	-0,289	-0,283	-0,276	-0,301	-0,298
154	-0,322	-0,291	-0,285	-0,278	-0,303	-0,299
155	-0,324	-0,293	-0,287	-0,280	-0,304	-0,300
156	-0,326	-0,295	-0,289	-0,282	-0,306	-0,301
157	-0,328	-0,297	-0,291	-0,283	-0,307	-0,302
158	-0,330	-0,299	-0,293	-0,285	-0,309	-0,304
159	-0,332	-0,301	-0,295	-0,287	-0,310	-0,305
160	-0,334	-0,302	-0,296	-0,289	-0,312	-0,306
161	-0,335	-0,303	-0,297	-0,290	-0,314	-0,307
162	-0,336	-0,304	-0,298	-0,290	-0,315	-0,308
163	-0,338	-0,306	-0,300	-0,292	-0,317	-0,310
164	-0,340	-0,308	-0,302	-0,294	-0,318	-0,311
165	-0,342	-0,310	-0,304	-0,296	-0,320	-0,313
166	-0,344	-0,312	-0,305	-0,297	-0,321	-0,314

167	-0,346	-0,314	-0,307	-0,299	-0,323	-0,316
168	-0,348	-0,315	-0,309	-0,301	-0,325	-0,318
169	-0,350	-0,317	-0,311	-0,302	-0,326	-0,320
170	-0,351	-0,319	-0,312	-0,304	-0,328	-0,322
171	-0,353	-0,321	-0,314	-0,306	-0,330	-0,325
172	-0,355	-0,322	-0,315	-0,307	-0,331	-0,329
173	-0,357	-0,324	-0,317	-0,309	-0,333	-0,332

Região externa do raio de curvatura						
Velocidade média do escoamento / Ponto da simulação	20	30	40	50	60	80
1	-0,008	-0,005	-0,016	-0,021	-0,020	-0,025
2	-0,008	-0,005	-0,016	-0,021	-0,020	-0,025
3	-0,010	-0,006	-0,017	-0,022	-0,021	-0,026
4	-0,010	-0,006	-0,017	-0,022	-0,021	-0,026
5	-0,010	-0,007	-0,018	-0,022	-0,022	-0,026
6	-0,011	-0,007	-0,018	-0,022	-0,022	-0,026
7	-0,011	-0,007	-0,018	-0,022	-0,022	-0,026
8	-0,011	-0,007	-0,018	-0,022	-0,022	-0,026
9	-0,011	-0,007	-0,018	-0,022	-0,021	-0,026
10	-0,010	-0,006	-0,017	-0,021	-0,020	-0,025
11	-0,010	-0,006	-0,017	-0,021	-0,020	-0,025
12	-0,009	-0,004	-0,015	-0,019	-0,018	-0,023
13	-0,009	-0,004	-0,015	-0,019	-0,018	-0,023
14	-0,006	-0,002	-0,012	-0,016	-0,015	-0,020
15	-0,003	0,002	-0,008	-0,012	-0,011	-0,016
16	-0,003	0,002	-0,008	-0,012	-0,011	-0,016
17	0,003	0,007	-0,003	-0,007	-0,006	-0,010
18	0,010	0,015	0,005	0,001	0,002	-0,002
19	0,065	0,055	0,037	0,011	0,012	0,008
20	0,077	0,068	0,050	0,024	0,025	0,021
21	0,094	0,084	0,066	0,040	0,041	0,037
22	0,114	0,105	0,087	0,061	0,063	0,059
23	0,139	0,131	0,114	0,088	0,090	0,086
24	0,174	0,167	0,151	0,125	0,127	0,124
25	0,216	0,210	0,195	0,170	0,172	0,170
26	0,252	0,247	0,232	0,207	0,209	0,207
27	0,277	0,271	0,255	0,231	0,233	0,231
28	0,294	0,288	0,272	0,247	0,249	0,247
29	0,308	0,301	0,285	0,260	0,263	0,260
30	0,320	0,312	0,296	0,271	0,273	0,271

31	0,330	0,323	0,306	0,281	0,283	0,281
32	0,339	0,331	0,315	0,290	0,292	0,289
33	0,345	0,336	0,320	0,294	0,296	0,293
34	0,348	0,339	0,322	0,297	0,299	0,295
35	0,351	0,342	0,325	0,299	0,301	0,298
36	0,353	0,344	0,327	0,302	0,303	0,300
37	0,356	0,347	0,330	0,304	0,306	0,303
38	0,360	0,351	0,334	0,308	0,310	0,307
39	0,362	0,352	0,335	0,309	0,311	0,308
40	0,361	0,351	0,334	0,308	0,310	0,306
41	0,360	0,350	0,333	0,307	0,309	0,305
42	0,359	0,350	0,332	0,307	0,308	0,305
43	0,362	0,352	0,335	0,309	0,311	0,307
44	0,365	0,355	0,338	0,312	0,314	0,311
45	0,364	0,354	0,337	0,311	0,313	0,310
46	0,361	0,351	0,334	0,308	0,310	0,306
47	0,359	0,349	0,332	0,306	0,308	0,304
48	0,358	0,348	0,331	0,305	0,307	0,304
49	0,358	0,348	0,331	0,305	0,307	0,304
50	0,359	0,350	0,333	0,307	0,309	0,306
51	0,358	0,349	0,332	0,306	0,308	0,305
52	0,355	0,345	0,328	0,303	0,304	0,301
53	0,352	0,343	0,326	0,300	0,302	0,299
54	0,351	0,342	0,325	0,299	0,301	0,298
55	0,350	0,341	0,324	0,299	0,301	0,298
56	0,351	0,342	0,325	0,299	0,301	0,298
57	0,350	0,342	0,325	0,300	0,301	0,299
58	0,348	0,339	0,322	0,297	0,299	0,296
59	0,344	0,336	0,319	0,294	0,296	0,293
60	0,342	0,334	0,317	0,292	0,294	0,291
61	0,339	0,331	0,315	0,289	0,291	0,289
62	0,343	0,335	0,318	0,293	0,295	0,293
63	0,345	0,337	0,321	0,296	0,298	0,295
64	0,340	0,332	0,315	0,290	0,292	0,289
65	0,336	0,328	0,312	0,287	0,289	0,287
66	0,335	0,327	0,311	0,286	0,289	0,286
67	0,332	0,325	0,309	0,284	0,286	0,283
68	0,329	0,322	0,306	0,281	0,283	0,281
69	0,330	0,323	0,307	0,283	0,285	0,283
70	0,329	0,322	0,307	0,282	0,284	0,282
71	0,324	0,318	0,302	0,277	0,280	0,277
72	0,323	0,317	0,301	0,277	0,279	0,277
73	0,322	0,316	0,301	0,276	0,279	0,276
74	0,321	0,315	0,300	0,275	0,278	0,276

75	0,320	0,314	0,298	0,274	0,277	0,275
76	0,318	0,313	0,298	0,273	0,276	0,274
77	0,316	0,310	0,295	0,271	0,273	0,272
78	0,312	0,306	0,292	0,267	0,270	0,268
79	0,309	0,304	0,289	0,265	0,268	0,266
80	0,307	0,303	0,288	0,264	0,267	0,265
81	0,306	0,302	0,287	0,264	0,267	0,265
82	0,303	0,299	0,285	0,261	0,264	0,262
83	0,299	0,295	0,280	0,257	0,260	0,258
84	0,295	0,291	0,277	0,253	0,257	0,255
85	0,293	0,289	0,275	0,252	0,255	0,254
86	0,291	0,288	0,274	0,251	0,254	0,253
87	0,287	0,284	0,270	0,247	0,250	0,249
88	0,281	0,278	0,265	0,241	0,245	0,244
89	0,276	0,273	0,260	0,237	0,240	0,239
90	0,272	0,269	0,256	0,233	0,237	0,236
91	0,268	0,266	0,253	0,230	0,234	0,234
92	0,263	0,261	0,248	0,225	0,229	0,229
93	0,254	0,252	0,240	0,217	0,221	0,221
94	0,253	0,252	0,239	0,217	0,221	0,220
95	0,242	0,241	0,229	0,206	0,210	0,210
96	0,233	0,232	0,220	0,198	0,202	0,202
97	0,225	0,225	0,213	0,191	0,195	0,196
98	0,212	0,212	0,200	0,178	0,182	0,183
99	0,193	0,194	0,182	0,161	0,165	0,166
100	0,174	0,175	0,165	0,143	0,148	0,149
101	0,149	0,151	0,140	0,119	0,124	0,125
102	0,117	0,119	0,109	0,088	0,093	0,095
103	0,073	0,076	0,066	0,045	0,050	0,052
104	0,021	0,024	0,015	-0,006	-0,001	0,001
105	-0,030	-0,026	-0,035	-0,055	-0,049	-0,047
106	-0,072	-0,066	-0,074	-0,094	-0,088	-0,085
107	-0,103	-0,097	-0,104	-0,123	-0,117	-0,114
108	-0,129	-0,122	-0,129	-0,147	-0,141	-0,137
109	-0,151	-0,143	-0,149	-0,168	-0,161	-0,157
110	-0,170	-0,161	-0,167	-0,185	-0,178	-0,175
111	-0,186	-0,176	-0,182	-0,200	-0,193	-0,189
112	-0,199	-0,189	-0,195	-0,213	-0,205	-0,201
113	-0,210	-0,200	-0,206	-0,223	-0,216	-0,212
114	-0,220	-0,210	-0,215	-0,233	-0,225	-0,220
115	-0,229	-0,218	-0,223	-0,240	-0,233	-0,228
116	-0,236	-0,225	-0,230	-0,247	-0,239	-0,234
117	-0,242	-0,231	-0,235	-0,253	-0,245	-0,240
118	-0,247	-0,236	-0,241	-0,258	-0,250	-0,245

119	-0,252	-0,240	-0,245	-0,262	-0,254	-0,249
120	-0,256	-0,244	-0,249	-0,266	-0,258	-0,253
121	-0,260	-0,248	-0,252	-0,269	-0,261	-0,256
122	-0,263	-0,251	-0,255	-0,272	-0,264	-0,259
123	-0,266	-0,254	-0,258	-0,275	-0,267	-0,261
124	-0,269	-0,256	-0,260	-0,277	-0,269	-0,263
125	-0,271	-0,258	-0,262	-0,279	-0,271	-0,265
126	-0,273	-0,260	-0,264	-0,281	-0,273	-0,267
127	-0,275	-0,262	-0,266	-0,283	-0,275	-0,269
128	-0,277	-0,264	-0,268	-0,284	-0,276	-0,271
129	-0,279	-0,266	-0,270	-0,286	-0,278	-0,272
130	-0,280	-0,267	-0,271	-0,288	-0,279	-0,273
131	-0,282	-0,269	-0,272	-0,289	-0,281	-0,275
132	-0,284	-0,270	-0,274	-0,290	-0,282	-0,276
133	-0,285	-0,272	-0,275	-0,292	-0,283	-0,277
134	-0,287	-0,273	-0,277	-0,293	-0,284	-0,279
135	-0,288	-0,275	-0,278	-0,294	-0,286	-0,280
136	-0,290	-0,276	-0,279	-0,295	-0,287	-0,281
137	-0,291	-0,277	-0,280	-0,297	-0,288	-0,282
138	-0,292	-0,279	-0,282	-0,298	-0,289	-0,283
139	-0,294	-0,280	-0,283	-0,299	-0,290	-0,284
140	-0,295	-0,281	-0,284	-0,300	-0,291	-0,285
141	-0,297	-0,282	-0,285	-0,301	-0,292	-0,286
142	-0,298	-0,284	-0,286	-0,302	-0,293	-0,287
143	-0,298	-0,284	-0,287	-0,303	-0,294	-0,288
144	-0,299	-0,285	-0,288	-0,303	-0,294	-0,288
145	-0,301	-0,286	-0,289	-0,304	-0,296	-0,289
146	-0,302	-0,287	-0,290	-0,306	-0,297	-0,290
147	-0,304	-0,289	-0,291	-0,307	-0,298	-0,292
148	-0,305	-0,290	-0,292	-0,308	-0,299	-0,293
149	-0,306	-0,291	-0,294	-0,309	-0,300	-0,294
150	-0,308	-0,293	-0,295	-0,310	-0,301	-0,295
151	-0,309	-0,294	-0,296	-0,311	-0,302	-0,296
152	-0,311	-0,295	-0,297	-0,313	-0,303	-0,297
153	-0,312	-0,296	-0,298	-0,314	-0,305	-0,298
154	-0,314	-0,298	-0,300	-0,315	-0,306	-0,299
155	-0,315	-0,299	-0,301	-0,316	-0,307	-0,300
156	-0,317	-0,301	-0,302	-0,317	-0,308	-0,301
157	-0,318	-0,302	-0,304	-0,319	-0,309	-0,302
158	-0,320	-0,303	-0,305	-0,320	-0,310	-0,304
159	-0,321	-0,305	-0,306	-0,321	-0,312	-0,305
160	-0,323	-0,306	-0,308	-0,322	-0,313	-0,306
161	-0,324	-0,308	-0,309	-0,324	-0,314	-0,307
162	-0,326	-0,309	-0,310	-0,325	-0,315	-0,308

163	-0,328	-0,311	-0,312	-0,326	-0,317	-0,310
164	-0,329	-0,312	-0,313	-0,328	-0,318	-0,311
165	-0,331	-0,314	-0,315	-0,330	-0,320	-0,313
166	-0,333	-0,316	-0,317	-0,331	-0,321	-0,314
167	-0,335	-0,318	-0,319	-0,333	-0,323	-0,316
168	-0,337	-0,320	-0,321	-0,335	-0,325	-0,318
169	-0,340	-0,322	-0,323	-0,337	-0,327	-0,320
170	-0,342	-0,324	-0,325	-0,339	-0,329	-0,322
171	-0,344	-0,326	-0,327	-0,342	-0,332	-0,325
172	-0,347	-0,330	-0,331	-0,345	-0,336	-0,329
173	-0,348	-0,332	-0,333	-0,348	-0,338	-0,332

APÊNDICE B

Valores da pressão adimensionalizada obtidos nos ensaios de laboratório.

Região interna do raio de curvatura						
Velocidade média do escoamento / Tomada de pressão	20	30	40	50	60	80
1	0,000	0,000	0,000	0,023	0,042	0,054
2	-0,036	-0,040	-0,034	-0,022	-0,020	-0,025
3	-0,041	-0,051	-0,050	-0,025	-0,024	-0,028
4	-0,050	-0,048	-0,043	-0,025	-0,018	-0,030
5	-0,059	-0,063	-0,064	-0,051	-0,030	-0,060
6	-0,105	-0,081	-0,073	-0,065	-0,035	-0,090
7	-0,100	-0,121	-0,095	-0,073	-0,056	-0,100
8	-0,136	-0,162	-0,152	-0,145	-0,190	-0,122
9	-0,400	-0,416	-0,451	-0,433	-0,429	-0,445
10	-0,509	-0,523	-0,561	-0,527	-0,523	-0,538
11	-0,505	-0,521	-0,550	-0,524	-0,520	-0,536
12	-0,486	-0,485	-0,516	-0,495	-0,485	-0,503
13	-0,486	-0,491	-0,513	-0,489	-0,485	-0,503
14	-0,464	-0,455	-0,473	-0,444	-0,434	-0,452
15	-0,432	-0,428	-0,448	-0,422	-0,415	-0,429
16	-0,282	-0,277	-0,285	-0,260	-0,252	-0,261
17	-0,277	-0,273	-0,286	-0,262	-0,254	-0,264
18	-0,264	-0,271	-0,283	-0,260	-0,255	-0,264
19	-0,295	-0,301	-0,314	-0,292	-0,289	-0,310
20	-0,314	-0,311	-0,315	-0,310	-0,307	-0,329
21	-0,327	-0,329	-0,345	-0,324	-0,318	-0,340
22	-0,345	-0,352	-0,372	-0,349	-0,344	-0,366
23	-0,432	-0,453	-0,498	-0,473	-0,480	-0,521
24	-0,436	-0,453	-0,486	-0,465	-0,470	-0,507
25	-0,436	-0,446	-0,476	-0,451	-0,455	-0,487
26	-0,509	-0,503	-0,548	-0,516	-0,521	-0,558
27	-0,491	-0,483	-0,519	-0,497	-0,500	-0,528
28	-0,432	-0,424	-0,442	-0,415	-0,409	-0,428
29	-0,455	-0,444	-0,464	-0,436	-0,429	-0,449
30	-0,482	-0,471	-0,509	-0,480	-0,475	-0,506
31	-0,518	-0,511	-0,539	-0,500	-0,505	-0,535
32	-0,482	-0,451	-0,453	-0,431	-0,424	-0,440
33	-0,491	-0,485	-0,505	-0,473	-0,471	-0,484
34	-0,527	-0,511	-0,527	-0,502	-0,495	-0,511

Região externa do raio de curvatura						
Velocidade média do escoamento / Tomada de pressão	20	30	40	50	60	80
1	0,000	-0,012	-0,018	0,000	0,009	0,000
2	-0,036	-0,040	-0,030	-0,018	-0,015	-0,026
3	-0,027	-0,040	-0,039	-0,023	-0,018	-0,026
4	-0,041	-0,038	-0,031	-0,018	-0,015	-0,024
5	-0,045	-0,053	-0,055	-0,041	-0,040	-0,050
6	-0,055	-0,061	-0,060	-0,049	-0,043	-0,057
7	0,045	0,061	-0,005	-0,015	-0,030	-0,048
8	0,414	0,360	0,359	0,360	0,369	0,361
9	0,427	0,384	0,405	0,404	0,417	0,418
10	0,459	0,420	0,427	0,429	0,449	0,463
11	0,455	0,404	0,425	0,431	0,444	0,446
12	0,441	0,394	0,416	0,419	0,437	0,440
13	0,400	0,347	0,376	0,378	0,394	0,401
14	0,191	0,182	0,189	0,199	0,212	0,213
15	-0,282	-0,289	-0,301	-0,285	-0,275	-0,284
16	-0,295	-0,303	-0,324	-0,308	-0,304	-0,319
17	-0,409	-0,444	-0,502	-0,488	-0,490	-0,524
18	-0,336	-0,343	-0,373	-0,356	-0,354	-0,378
19	-0,295	-0,291	-0,302	-0,276	-0,271	-0,282
20	-0,291	-0,287	-0,300	-0,276	-0,268	-0,276
21	-0,336	-0,333	-0,352	-0,329	-0,323	-0,335
22	-0,368	-0,364	-0,384	-0,360	-0,354	-0,366
23	-0,377	-0,374	-0,394	-0,371	-0,365	-0,381
24	-0,405	-0,394	-0,414	-0,387	-0,382	-0,395
25	-0,423	-0,428	-0,450	-0,422	-0,419	-0,438
26	-0,436	-0,436	-0,455	-0,429	-0,423	-0,440
27	-0,464	-0,479	-0,511	-0,487	-0,485	-0,509
28	-0,477	-0,459	-0,478	-0,451	-0,447	-0,466
29	-0,486	-0,475	-0,511	-0,484	-0,486	-0,503
30	-0,491	-0,477	-0,493	-0,463	-0,462	-0,473
31	-0,491	-0,485	-0,493	-0,468	-0,467	-0,473
32	-0,527	-0,513	-0,534	-0,507	-0,503	-0,516