



PERDAS DE ENERGIA EM DIFUSORES

RENAN LUNARDON

Dissertação para obtenção do grau de **Mestre em Engenharia Mecânica**, realizada em regime de dupla diplomação com a Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Abril de 2026



Perdas de energia em difusores

Renan Lunardon

Dissertação para obtenção do grau de **Mestre em Engenharia Mecânica**,
realizada em regime de dupla diplomação com a Universidade Tecnológica Federal do
Paraná (UTFPR).

Orientadores do Instituto Politécnico de Bragança:

Sérgio Manuel de Sousa Rosa

Luciana Lima Monteiro

Cláudio Tavares da Silva

Abril de 2026

Dedico este trabalho a minha família.

Agradecimentos

Gostaria de expressar o meu profundo agradecimento aos meus orientadores, pela inextinguível orientação, rigor científico e disponibilidade demonstrada ao longo de todo este percurso. A sua visão crítica e os seus conselhos foram fundamentais para a concretização desta dissertação.

À Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR) e ao Instituto Politécnico de Bragança (IPB), e em particular aos respetivos Departamentos de Engenharia Mecânica, por todas as infraestruturas e meios computacionais disponibilizados, e principalmente pela oportunidade proporcionada pelo acordo de dupla diplomação. A todos os professores do curso que, de forma direta ou indireta, contribuíram para a minha formação e consolidaram a minha base como engenheiro.

À minha família, em especial aos meus pais, Gilberto Lunardon e Rosemary Lunardon, pelo apoio incondicional, pelos sacrifícios que fizeram para me proporcionar esta educação e por nunca me deixarem desistir.

Aos meus amigos do Brasil e àqueles que a vida me deu a conhecer em Bragança, por me ajudarem a manter a sanidade mental nos momentos de maior pressão e por tornarem esta jornada muito mais leve e feliz com a vossa companhia.

Por fim, a Deus e aos guias espirituais, por me darem saúde, resiliência e força para concluir mais esta etapa da minha vida, e principalmente por me guiarem pelos caminhos corretos que me trouxeram até ao presente momento.

Resumo

Este trabalho investiga a perda de carga em difusores cônicos, analisando a influência do meio ângulo de abertura (θ) e do número de Reynolds (Re). Utilizou-se a Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD) através do *software* ANSYS Fluent, aplicando o modelo de turbulência SST k- ω . O coeficiente de perda singular (K) foi isolado subtraindo analiticamente as perdas por atrito distribuído. Os resultados evidenciam uma forte dualidade fenomenológica: no escoamento turbulento, corroborou-se que ângulos reduzidos (5° a 8°) minimizam as perdas, enquanto grandes aberturas induzem a separação da camada limite e recirculação caótica. Em contrapartida, no regime laminar, provou-se a completa inversão do ângulo ótimo. Devido ao domínio do atrito viscoso, os difusores longos de 5° são altamente penalizadores. Já em ângulos acentuados (ex: 40°), o fluido desliza sobre uma bolha de recirculação estacionária, atuando como um "rolamento líquido", o que mitiga a dissipação de energia. Observou-se ainda que, na iminência da transição ($Re \cong 1000$), o coeficiente K torna-se constante e independente da geometria. Conclui-se que a otimização de difusores depende criticamente do balanço estrutural entre forças inerciais e viscosas.

Palavras Chave: *Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD), Difusor Cônico, Perda de Carga, Camada Limite, Separação de Escoamento.*

Abstract

This work investigates head loss in conical diffusers by analyzing the influence of the divergence angle (θ) and Reynolds number (Re). Computational Fluid Dynamics (CFD) was employed using ANSYS Fluent, applying the SST k- ω turbulence model. The singular loss coefficient (K) was isolated by analytically subtracting distributed friction losses. Results show a strong phenomenological duality: in turbulent flow, small angles (5° to 8°) minimize losses, while wide openings induce boundary layer separation and chaotic recirculation. Conversely, the laminar regime reveals a complete inversion of the optimum angle concept. Due to dominant viscous friction, long 5° diffusers are highly penalizing. In steep angles (e.g., 40°), the fluid glides over a stationary recirculation bubble, acting as a "liquid bearing", which mitigates energy dissipation. Furthermore, at the transition threshold ($Re \cong 1000$), the coefficient K becomes constant and independent of the geometry. The study concludes that diffuser optimization criteria depend critically on the balance between inertial and viscous forces.

Keywords: Computational Fluid Dynamics (CFD), Conical Diffuser, Head Loss, Boundary Layer, Flow Separation.

Índice

Agradecimentos.....	i
Resumo.....	iii
Abstract	iv
Índice.....	v
Lista de Figuras.....	viii
Lista de Tabelas	x
Nomenclatura	xi
Capítulo 1: INTRODUÇÃO	12
__ 1.1 Contexto e Motivação	13
__ 1.2 Justificativa	13
__ 1.3 Objetivos Propostos	14
__ 1.4 Conteúdo E Organização Da Dissertação	14
Capítulo 2: REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
__ 2.1 Escoamento de Fluidos e Equações Governantes.....	16
__ 2.2 Difusores e Perdas de Carga em Sistemas de Escoamento.....	22
__ 2.3 Simulação Numérica e Métodos de Solução	26
__ 2.3.1 Conservação de Massa.....	26
__ 2.3.2 Conservação de Quantidade de Movimento	27
__ 2.3.3 Modelação da Turbulência: A Abordagem RANS	28
__ 2.3.4 O Modelo de Turbulência SST k-omega	29
__ 2.3.5 Volumes Finitos.....	30
Capítulo 3: REVISÃO DA LITERATURA	32
__ 3.1 Trabalhos Sobre Perdas de Carga em Difusores.....	32
__ 3.1.1 Rosa(2002).....	32
__ 3.1.2 Gibson(1910)	33
__ 3.1.3 Kline et al. (1959)	34

__3.2 Aplicações do Ansys Fluent em Estudo de Escoamentos	35
__3.3 Lacunas Encontradas na Literatura.....	37
Capítulo 4: METODOLOGIA.....	39
__4.1 Geometria e Condições de Fronteira	39
____4.1.1 Geometria	39
____4.1.2 Condições de Fronteira	41
__4.2 Geração e Independência da Malha	42
____4.2.1 Topologia e Estratégia de Refinamento.....	42
____4.2.2 Parâmetros de Dimensionamento	43
____4.2.3 Estudo de Independência de Malha (Sensibilidade).....	43
__4.3 Estratégia de Simulação.....	44
____4.3.1 Estratégia Regime Laminar	45
____4.3.2 Estratégia Regime Turbulento	46
__4.4 Critérios de Validação e Análise de Resultados	48
____4.4.1 Validação Analítica: Escoamento em Conduas (Colebrook-White)	48
____4.4.2 Verificação de Consistência Fenomenológica (Limites Físicos).....	49
____4.4.3 Validação do Modelo de Difusor (Correlação de Gibson)	50
__4.5 Matriz de Casos de Estudo e Plano de Simulação	51
__4.6 Conclusão do Capítulo.....	51
Capítulo 5: RESULTADOS E DISCUSSÃO	53
__5.1 Introdução	53
__5.2 Análise do Regime Laminar	53
____5.2.1 Dependência Inversa com o Número de Reynolds.....	53
____5.2.2 O Efeito do Ângulo e a Penalização do Comprimento.....	54
____5.2.3 Influência da Razão de Expansão Geométrica (D/d).....	55
____5.2.4 Comparação com a Literatura.....	55
__5.3 Análise do Regime Turbulento	57
____5.3.1 Comportamento Assintótico e Independência de Reynolds	57
____5.3.2 Efeito Agravado da Razão de Expansão (D/d)	58
____5.3.3 Comparação com a Literatura.....	59
__5.4 Influência dos Parâmetros Geométricos e de Escoamento	62

Capítulo 6: CONCLUSÃO.....	67
__6.1 Síntese do Trabalho Desenvolvido	67
__6.2 Conclusões Principais	67
__6.3 Recomendações para Trabalhos Futuros	68
 Bibliografia	 70

Lista de Figuras

Figura 1- Descolamento da camada limite e recirculação difusor – [4].	13
Figura 2– Comportamento de deformação contínua de um fluido, [10] adaptado.	16
Figura 3, Comparação entre regimes de escoamento	18
Figura 4– Demonstração variação do perfil de velocidade na região de entrada.	20
Figura 5 – Comparação perfil de velocidade laminar vs turbulento- [13] adaptado.	22
Figura 6 – Diagrama de Moody, [4]	23
Figura 7 Difusor axissimétrico.	39
Figura 8 – Malha estruturada difusor	42
Figura 9 – Geometria (<i>multiblock topology</i>)	43
Figura 10 – Metodologia da extrapolação da perda de carga	47
Figura 11 - Configurações ANSYS Fluent	52
Figura 12 – Coeficiente de perda de carga K vs Número de Reynolds Re, para regime laminar e relação de diâmetro (D/d) = 1,5	54
Figura 13 - Coeficiente de perda de carga K vs Número de Reynolds Re, regime laminar	55
Figura 14 - Validação do Coeficiente de Perda: Ansys vs Artigo, relação de diâmetro (D/d) = 1,5	56
Figura 15 - Coeficiente de perda de carga K vs Número de Reynolds Re, para regime turbulento e relação de diâmetro (D/d) = 2	58
Figura 16 - Coeficiente de perda de carga K vs Número de Reynolds Re, regime turbulento	59
Figura 17- Validação do Coeficiente de Perda de Carga (K): Teórico vs Ansys, regime turbulento	60
Figura 18 - Comparação do fator de perda de carga K para Ângulos de 5° e 40° teórico x Ansys, regime turbulento	61
Figura 19 Coeficiente de perda de carga K vs Número de Reynolds Re e relação de diâmetro (D/d) = 1,5	62
Figura 20 - Coeficiente de perda de carga K vs Número de Reynolds Re e relação de diâmetro (D/d) = 2	63
Figura 21 - Campo de velocidades no difusor de 5° (Regime Turbulento, $D/d=2$)	63
Figura 22 - Campo de velocidades no difusor de 60° (Regime Turbulento, $D/d=2$)	64
Figura 23 - Campo de velocidades no difusor de 60° (Regime Turbulento, $D/d=1,5$)	65

Figura 24 - Campo de velocidades no difusor de 5° (Regime Laminar, $D/d=2$).....	65
Figura 25 - Campo de velocidades no difusor de 60° (Regime Laminar, $D/d=2$).....	66

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Qualidade de malha.....	44
Tabela 2 - Validação 1 (Laminar).....	48
Tabela 3 - Validação 1 (Turbulento)	49
Tabela 4 - Validação 2	50
Tabela 5 - Validação 3	50
Tabela 6 - Matriz de simulações	51

Nomenclatura

Letras Latinas Minúsculas

d	Diâmetro interno da conduta	[m]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
k	Energia cinética de turbulência	[m ² /s]
n	Expoente da Lei de Potência	[]
r	Distância radial	[m]
t	Tempo	[s]
u	Componente do vetor velocidade em notação cartesiana	[m/s]
u'	Componente flutuante da velocidade	[m/s]
v	Componente do vetor velocidade em notação cartesiana	[m/s]
w	Componente do vetor velocidade em notação cartesiana	[m/s]
y^+	Distância adimensional à parede	[]
z	Altura	[m]

Letras Latinas Maiúsculas

D	Diâmetro maior	[m]
H_p	Perda de carga total	[m]
H_{pd}	Perda de carga distribuída	[m]
H_{pl}	Perda de carga localizada	[m]
K	Coeficiente de perda de carga	[]
L	Comprimento	[m]
L_e	Comprimento de entrada	[m]
P	Pressão estática	[Pa]
R	Raio máximo da conduta	[m]
Re	Número de Reynolds	[]
V	Velocidade média do escoamento	[m/s]

Símbolos gregos

f	Fator de atrito	[]
θ	Meio ângulo de abertura	[°]
ρ	Massa volúmica	[Kg/m ³]
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa.s]
μ_t	Viscosidade turbulenta	[Pa.s]
ϑ	Viscosidade cinemática	[m ² /s]
ϵ	Rugosidade absoluta	[m]
τ_w	Tensão de corte na parede	[Pa]
∇	Operador divergente	[1/m]

Capítulo 1: INTRODUÇÃO

Diversos setores da indústria dependem intrinsecamente do transporte de fluidos através de tubagens, sendo frequentemente imperativo proceder à regulação de parâmetros fundamentais, tais como a velocidade e a pressão do escoamento. Para tal, recorre-se habitualmente à instalação de dispositivos de geometria variável, nomeadamente contrações e expansões, ao longo das condutas. No caso específico das expansões graduais, estas tomam a designação de difusores. Como refere [1], a correta determinação da resistência hidráulica nestes componentes é crítica, uma vez que o seu desempenho influencia diretamente o consumo energético das instalações, constituindo estes elementos o objeto central da presente investigação.

Segundo [2], a utilização de difusores remonta, hipoteticamente, ao ano 100 d.C., altura em que os engenheiros romanos os teriam empregue com o desígnio de aumentar o caudal de água nos seus sistemas hidráulicos. Desde então, o interesse em compreender e otimizar o desempenho destes componentes tem crescido de forma substancial. Com efeito, uma conceção eficiente dos difusores possui o potencial de reduzir significativamente a energia requerida para a bombagem do fluido, incrementando, por conseguinte, a eficiência global do sistema de transporte.

Não obstante, até meados do século XX, o comportamento do escoamento no interior dos difusores permanecia um fenómeno insuficientemente compreendido. A análise teórica baseava-se, essencialmente, na equação de Bernoulli, que será devidamente abordada na secção 2.2, a qual, embora útil, revelou-se insuficiente dada a desconsideração das perdas de energia inerentes ao processo real. Consequentemente, o desenvolvimento de projetos dependia, em larga medida, de dados empíricos. Foi apenas com o advento e consolidação da teoria da camada limite, exaustivamente explorada por autores como [3], que se alcançou um entendimento aprofundado sobre a separação do escoamento e as perdas energéticas. Tornou-se, assim, possível quantificar estas dissipações através dos conceitos de perda de carga distribuída (H_p) e localizada (H_{p_l}), permitindo uma abordagem metodológica mais rigorosa ao dimensionamento de sistemas.

De acordo com [4], uma das causas primordiais para a discrepância verificada entre os resultados teóricos e os experimentais reside na separação da camada limite. Este fenómeno induz a formação de gradientes adversos de pressão e velocidade, o que resulta numa significativa dissipação de energia interna. Adicionalmente, a presença de difusores é suscetível

de introduzir perturbações suplementares no escoamento, promovendo a formação de vórtices e o incremento da turbulência. Assim como demonstra a Figura 1.

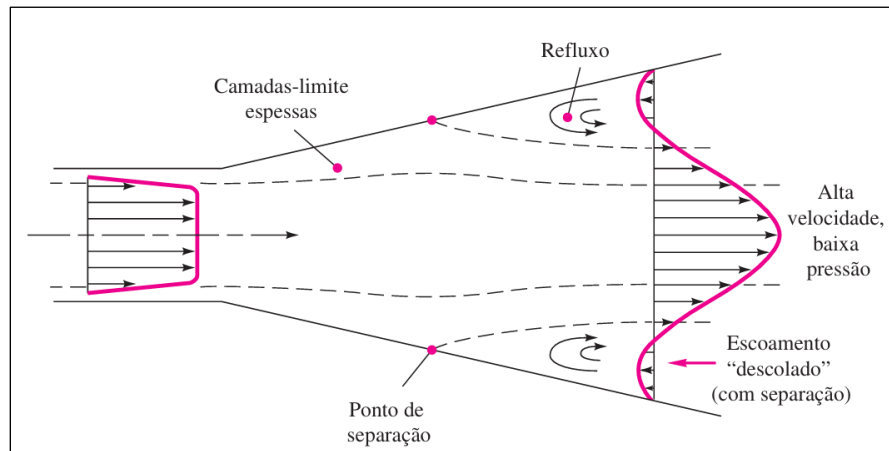


Figura 1- Descolamento da camada limite e recirculação difusor – [4].

1.1 Contexto e Motivação

Neste contexto, o estudo da perda de carga assume uma relevância preponderante. Todavia, e não obstante os difusores apresentarem uma configuração geométrica aparentemente elementar, a sua análise reveste-se de notória complexidade devido à interação dinâmica entre zonas de recirculação e jatos de escoamento. Tais especificidades inviabilizam uma formulação puramente analítica capaz de prever o comportamento do escoamento com precisão.

Ao longo das últimas décadas, esta problemática foi amplamente abordada através de métodos experimentais. Contudo, a experimentação física acarreta limitações intrínsecas, não só no que concerne aos dispendiosos recursos financeiros e temporais exigidos, mas também devido à complexidade de reprodução de certos fenômenos físicos. Concomitantemente, o progresso tecnológico elevou a simulação numérica, designadamente através da Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD), ao estatuto de alternativa robusta. Segundo [5], as técnicas de CFD permitem a resolução numérica das equações governantes do escoamento de fluidos, possibilitando a análise detalhada de variáveis que seriam dificilmente mensuráveis experimentalmente. Esta abordagem possibilita a variação controlada de múltiplos parâmetros com elevada eficiência, proporcionando resultados que demonstram uma forte correlação com os dados reportados na literatura.

1.2 Justificativa

Como anteriormente referenciado, os difusores beneficiam de uma aplicação transversal nos sistemas de transporte de fluidos, operando desde contextos de baixa exigência, como as

redes de distribuição doméstica, até sistemas industriais caracterizados por pressões elevadas e rigorosos requisitos operacionais, designadamente nos setores petroquímico, alimentar e farmacêutico. Nestas aplicações, conforme salientam [6], a compreensão aprofundada dos fatores que governam a dissipação de energia interna é nevrálgica. Com efeito, variações, ainda que sutis, nos parâmetros geométricos ou nas condições operacionais podem induzir reduções substanciais nas perdas de carga, culminando na otimização do desempenho de unidades de bombagem e na eficiência global do circuito hidráulico.

Não obstante a profícua produção científica existente sobre esta temática, uma fração significativa da informação disponível na literatura, incluindo os trabalhos pioneiros de mapeamento de regimes de escoamento desenvolvidos por [7], deriva de estudos laboratoriais realizados sob condições controladas e específicas. Esta peculiaridade experimental impõe limitações à extrapolação direta dos resultados para cenários de maior complexidade ou realismo, tipicamente encontrados em escalas industriais onde prevalecem regimes de escoamento turbulento plenamente desenvolvidos.

Sob esta ótica, torna-se patente a necessidade de uma análise mais abrangente e sistemática dos parâmetros primordiais que influenciam a perda de carga em difusores, contemplando um espectro alargado de cenários operacionais. Esta compreensão holística afigura-se essencial não apenas para o incremento do desempenho no transporte de fluidos, mas também para a conceção de sistemas que sejam, simultaneamente, mais eficientes, sustentáveis e dotados de viabilidade técnico-económica.

1.3 Objetivos Propostos

À luz do enquadramento exposto, a presente dissertação alicerça-se na análise de resultados obtidos através de simulação computacional, recorrendo ao código numérico comercial ANSYS Fluent. O objetivo primordial deste trabalho consiste no estabelecimento de correlações entre o coeficiente de perda de carga localizada (K) e a variação do número de Reynolds (Re), avaliando a influência da geometria do escoamento através da alteração do ângulo de divergência dos difusores.

Metodologicamente, o estudo delimita-se à análise de fluidos newtonianos, adotando-se a água como fluido de trabalho de referência. Pretende-se, desta forma, validar a aplicação de métodos de volumes finitos, conforme descrito por [8], na previsão de perdas energéticas em componentes hidráulicos, visando a obtenção de dados passíveis de aplicação em projetos de engenharia.

1.4 Conteúdo E Organização Da Dissertação

A presente dissertação encontra-se estruturada em seis capítulos, articulados de forma sequencial com o intuito de conduzir o leitor desde a contextualização inicial da temática até à apresentação das ilações finais e propostas de desenvolvimento futuro.

O **Capítulo 1** introduz o tema em estudo, estabelecendo a contextualização e a motivação subjacente à investigação. São delineados a justificativa e os objetivos traçados, concluindo-se com a presente descrição da organização estrutural do documento.

No **Capítulo 2**, estabelece-se a fundamentação teórica, onde são revisitados os conceitos basilares da Mecânica dos Fluidos indispensáveis à compreensão do problema. Este capítulo contempla a caracterização do escoamento interno em condutas, a dedução das equações fundamentais de conservação, o princípio de funcionamento dos difusores e os mecanismos físicos de perda de carga. Adicionalmente, são apresentados os fundamentos da simulação numérica, com particular enfoque na Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD) e nas especificidades do solver ANSYS Fluent, ferramenta utilizada para a concretização das simulações.

O **Capítulo 3** consagra-se à revisão do estado da arte, compilando e analisando os estudos mais relevantes sobre perdas de carga em difusores e a aplicação de CFD em escoamentos internos. Nesta secção, procura-se identificar as lacunas existentes no conhecimento atual, as quais fundamentam a pertinência e a oportunidade do presente estudo.

A metodologia de investigação é detalhada no **Capítulo 4**. Nesta etapa, descrevem-se minuciosamente as geometrias analisadas e as condições de fronteira adotadas. É dada especial atenção ao processo de discretização do domínio (geração da malha) e aos estudos de independência da mesma, bem como à estratégia de simulação e aos critérios de validação dos resultados.

O **Capítulo 5** é reservado à apresentação e discussão crítica dos resultados obtidos através das simulações numéricas. Procede-se à comparação destes dados com valores teóricos e experimentais reportados na literatura, analisando-se o comportamento dos coeficientes de perda de carga e a influência das variáveis geométricas e operacionais no desempenho dos difusores.

Por fim, o **Capítulo 6** sintetiza as principais conclusões retiradas deste trabalho, evidenciando os contributos alcançados e reconhecendo as limitações do estudo. São, igualmente, sugeridas pistas para trabalhos futuros que permitam complementar ou aprofundar o conhecimento desenvolvido nesta investigação.

Capítulo 2: REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O presente capítulo consagra-se à exposição da fundamentação teórica que sustenta o desenvolvimento desta investigação. Numa fase preliminar, revisitam-se os conceitos basilares da Mecânica dos Fluidos, com particular incidência sobre as equações de conservação que governam o escoamento e os fenómenos físicos a ele associados. Neste âmbito, procede-se à análise crítica dos dados teóricos e experimentais disponíveis na literatura da especialidade, focando na caracterização da perda de carga em difusores.

Subsequentemente, introduz-se a abordagem numérica adotada para a resolução do problema proposto. É dado especial relevo aos fundamentos da Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD), explorando as metodologias de discretização e a sua aplicabilidade na simulação de escoamentos internos, conforme os princípios estabelecidos por [9]. Por fim, apresenta-se o solver comercial ANSYS Fluent, ferramenta selecionada para a execução das simulações, detalhando-se as suas características intrínsecas, capacidades de processamento e justificando a sua pertinência face aos requisitos específicos deste estudo.

2.1 Escoamento de Fluidos e Equações Governantes

Conforme postulado na obra clássica de [10], um fluido define-se como “uma substância que se deforma continuamente sob a aplicação de uma tensão de corte (ou cisalhamento) tangencial, independentemente da magnitude dessa tensão”. Este comportamento fundamental, que distingue os fluidos dos sólidos, encontra-se esquematizado na Figura 2.

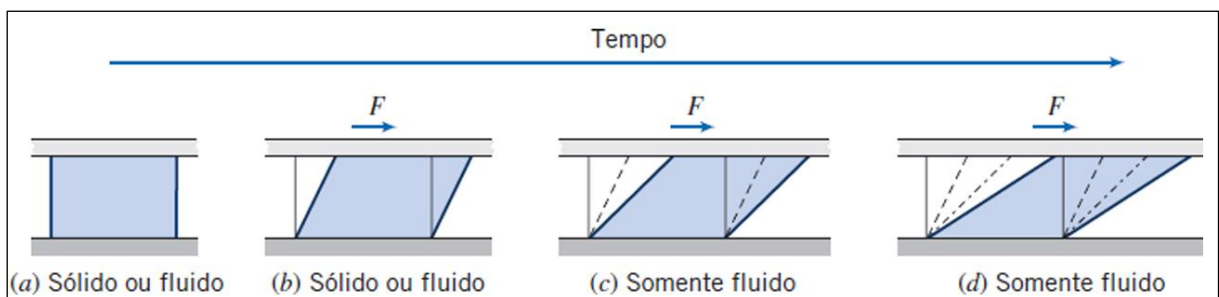


Figura 2– Comportamento de deformação contínua de um fluido, [10] adaptado.

Estabelecida a definição, impõe-se a distinção dos diferentes comportamentos reológicos intrínsecos a esta classe de materiais. De uma forma geral, os fluidos podem ser categorizados como newtonianos ou não newtonianos, classificação que decorre da relação

funcional entre a tensão de corte aplicada e a taxa de deformação (também designada por gradiente de velocidade).

Os fluidos newtonianos caracterizam-se por apresentar uma viscosidade dinâmica constante a uma dada temperatura e pressão. Isto implica que a relação entre a tensão de corte e a taxa de deformação é linear, obedecendo rigorosamente à Lei da Viscosidade de Newton.

Os exemplos paradigmáticos desta categoria incluem a água e o ar. Em contrapartida, os fluidos não newtonianos exibem uma viscosidade que não é constante, variando em função da tensão de corte aplicada. Nestes casos, a relação constitutiva é não linear e a viscosidade aparente pode depender de variáveis adicionais, como o tempo de aplicação da tensão ou a temperatura. Exemplos comuns, citados por [11], incluem suspensões complexas como o sangue, produtos alimentares como o ketchup, pastas dentífricas e diversos polímeros industriais.

No âmbito da presente dissertação, o estudo incidirá exclusivamente sobre o escoamento de fluidos newtonianos. Esta delimitação metodológica justifica-se, primeiramente, pela predominância destes fluidos numa vasta gama de aplicações industriais e sistemas de transporte. Adicionalmente, esta opção permite isolar e analisar com maior clareza os fenómenos hidrodinâmicos associados à perda de carga nos difusores, dissociando-os da complexidade reológica inerente aos comportamentos não lineares.

No âmbito da Mecânica dos Fluidos, o número de Reynolds assume um estatuto de parâmetro adimensional fundamental. Introduzido pelo físico e engenheiro britânico Osborne Reynolds no final do século XIX, mais concretamente no seu célebre trabalho apresentado à Royal Society em 1883, este conceito revolucionou a compreensão da dinâmica de escoamentos.

Através de uma série de experiências rigorosas, Reynolds identificou a existência de dois regimes de escoamento distintos e antagónicos. O primeiro, designado por regime laminar, caracteriza-se pelo movimento ordenado do fluido, onde as partículas se deslocam em lâminas ou camadas paralelas, sem mistura macroscópica transversal. O segundo, denominado regime turbulento, é dominado por movimentos caóticos e flutuações estocásticas de velocidade e pressão, promovendo a formação de vórtices e uma intensa dissipação de energia, exemplificado pela Figura 3.

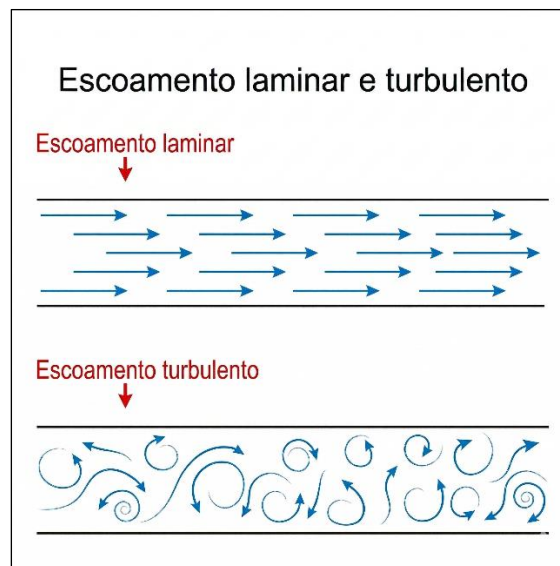


Figura 3, Comparação entre regimes de escoamento

Reynolds demonstrou que a transição entre estes regimes está intrinsecamente correlacionada com a razão entre as forças de inércia (que tendem a desestabilizar o escoamento) e as forças viscosas (que atuam no sentido de amortecer perturbações). Desta análise resultou a definição do número de Reynolds (Re), uma grandeza que permite prever o comportamento hidrodinâmico sob condições específicas.

Para escoamentos internos em condutas de secção circular, a expressão analítica do número de Reynolds assume a forma da equação 1.

$$Re_d = \frac{\rho * V * d}{\mu} = \frac{V * d}{\nu} \quad (1)$$

Onde:

- ρ : representa a massa volúmica do fluido [kg/m^3];
- V : corresponde à velocidade média do escoamento [m/s];
- d : refere-se ao diâmetro interno da conduta [m];
- μ : designa a viscosidade dinâmica do fluido [Pa.s ou kg/m.s];
- ν : refere-se a viscosidade cinemática. [m^2/s].

É amplamente reconhecido na literatura científica que não existe um valor universalmente estanque para o número de Reynolds crítico que marca o início da transição para a turbulência, variando este limiar em função da rugosidade das paredes e das perturbações a montante. Contudo, para efeitos da presente dissertação, adota-se a classificação clássica

proposta por [4]. Segundo este autor, considera-se que o escoamento se comporta de forma laminar para $Re < 2300$, assumindo um caráter turbulento para valores de $Re > 2300$.

Não obstante esta definição teórica, a análise desenvolvida neste estudo concentrar-se-á exclusivamente em regimes de escoamento plenamente estabelecidos. O objetivo desta delimitação é evitar as incertezas e instabilidades inerentes à região de transição, onde o comportamento do fluido é intermitente e de difícil previsão numérica. Consequentemente, a investigação avaliará dois intervalos distintos e segregados:

1. Regime Predominantemente Laminar: Compreendendo valores de Re situados entre 2 e 1000;
2. Regime Turbulento: Analisando cenários com Re superior a 5000.

Esta abordagem metodológica visa assegurar a consistência dos resultados e a correta aplicação dos modelos de turbulência selecionados para a fase posterior do trabalho.

Considerando que o âmbito deste trabalho se circunscreve ao escoamento interno em condutas de secção circular, torna-se imprescindível analisar a interação entre o fluido e as fronteiras sólidas confinantes. Nestas interfaces vigora a condição de não escorregamento (ou condição de aderência), a qual postula que a velocidade relativa do fluido em contacto direto com a parede é nula, assumindo a velocidade da superfície sólida.

Esta restrição cinemática impõe um retardamento nas camadas de fluido adjacentes à parede devido à ação das forças viscosas. Conforme a teoria originalmente desenvolvida por [12], este fenómeno dá origem à formação da camada limite, uma região onde se desenvolvem acentuados gradientes transversais de velocidade, evoluindo desde zero (na parede) até à velocidade do escoamento livre no núcleo da conduta.

Consequentemente, o perfil de velocidades sofre uma transformação progressiva ao longo do troço inicial da conduta. Este processo de ajustamento dinâmico perdura até que as camadas limite, crescendo a partir das paredes em direção ao centro, acabem por convergir e preencher a totalidade da secção transversal. Quando o perfil de velocidades estabiliza, tornando-se invariável na direção do escoamento ($\partial u / \partial x = 0$), diz-se que se atingiu o regime de escoamento plenamente desenvolvido.

A distância longitudinal necessária para que esta condição de equilíbrio se estabeleça é tecnicamente designada por comprimento de entrada (Le). A Figura 4 ilustra esquematicamente este fenómeno, evidenciando a evolução do perfil de velocidades desde a secção de admissão até ao estabelecimento do regime desenvolvido.

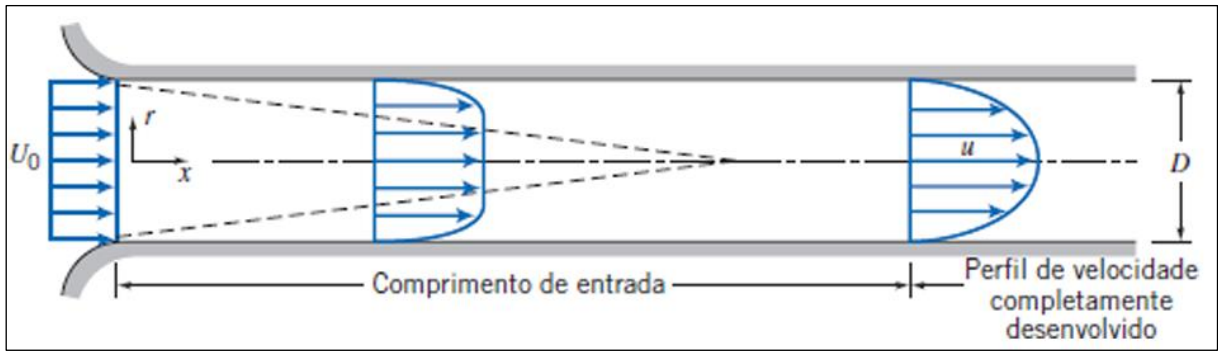


Figura 4– Demonstração variação do perfil de velocidade na região de entrada, [10] adaptado.

A estimativa do comprimento de entrada hidrodinâmico é exequível tanto para escoamentos em regime laminar quanto turbulento, sendo habitualmente expressa através de uma relação adimensional entre o comprimento necessário para o desenvolvimento (Le) e o diâmetro interno da conduta (d). Estas correlações permitem determinar a distância longitudinal requerida para que o perfil de velocidades evolua de uma distribuição uniforme (típica de uma admissão abrupta) para um perfil parabólico ou logarítmico plenamente desenvolvido a jusante.

No que concerne ao regime laminar, a literatura estabelece uma dependência linear direta com o Número de Reynolds. Segundo [4], o comprimento de entrada pode ser aproximado pela equação 2.

$$\frac{Le}{d} \approx 0,06Re \quad (2)$$

Por outro lado, no regime turbulento, a física do escoamento altera-se substancialmente. Devido à intensificação do transporte de quantidade de movimento (difusão turbulenta) na direção transversal, a camada limite cresce mais rapidamente, resultando numa região de entrada consideravelmente mais curta. Para este cenário, utiliza-se frequentemente a correlação empírica de potência, dada pela equação 3.

$$\frac{Le}{d} \approx 4,4Re^{\frac{1}{6}} \quad (3)$$

É imperativo salientar que estas expressões constituem aproximações empíricas amplamente aceites. A sua aplicação permite aferir, em fase de projeto ou análise preliminar, se a extensão da conduta a montante da secção de teste é suficiente para garantir um escoamento plenamente desenvolvido. Tal validação reveste-se de particular acuidade no presente estudo,

uma vez que a determinação rigorosa da perda de carga localizada em difusores pressupõe que o escoamento se encontre estabilizado tanto a montante como a jusante do componente, mitigando assim a influência de efeitos de entrada nos resultados obtidos.

Impõe-se salientar que a morfologia do perfil de velocidades, uma vez atingido o regime plenamente desenvolvido, exibe disparidades notórias entre os regimes laminar e turbulento. No caso do escoamento laminar, a estabilidade imposta pela preponderância das forças viscosas dita que as lâminas de fluido deslizem suavemente umas sobre as outras. Consequentemente, o perfil de velocidades adquire uma configuração perfeitamente parabólica, com a velocidade máxima localizada no eixo central da conduta e decrescendo suavemente até zero nas paredes. Este comportamento é descrito analiticamente pela solução exata das equações de Navier-Stokes para escoamento de Hagen-Poiseuille como demonstrado na Equação 4.

$$\frac{u(r)}{u_{m\acute{a}x}} = 1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2 \quad (4)$$

Em contrapartida, no regime turbulento, a dinâmica do escoamento altera-se radicalmente. A dominância das forças de inércia promove uma intensa mistura macroscópica e a redistribuição transversal da quantidade de movimento (momentum).

Como resultado deste processo de difusão turbulenta, o perfil de velocidades sofre uma uniformização na região nuclear, tornando-se significativamente mais "achatado" (*plug-like*) no centro, enquanto apresenta gradientes de velocidade severos na imediata proximidade da parede. Empiricamente, este comportamento é frequentemente aproximado pela Lei de Potência (ou Lei de 1/n), descrita pela Equação 5.

$$\frac{u(r)}{u_{m\acute{a}x}} = \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (5)$$

Onde o expoente n varia tipicamente entre 6 e 10, dependendo do número de Reynolds. Esta distinção topológica nos perfis é determinante para o cálculo dos coeficientes de perda de carga e para a calibração dos modelos de turbulência em CFD. Essa diferença no formato do perfil de velocidade desenvolvido é evidenciada na Figura 5.

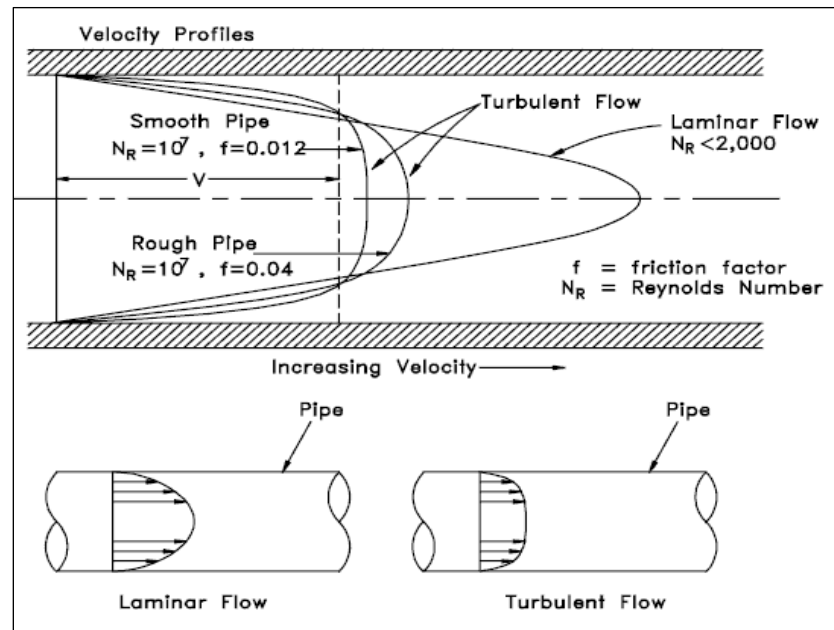


Figura 5 – Comparação perfil de velocidade laminar vs turbulento- [13] adaptado.

2.2 Difusores e Perdas de Carga em Sistemas de Escoamento

Um parâmetro determinante na quantificação da perda de carga distribuída é o fator de atrito de Darcy (f). Este coeficiente traduz a resistência imposta pelas paredes da conduta ao movimento do fluido. Embora a literatura científica apresente diversas abordagens e correlações empíricas para o seu cálculo, a formulação proposta por [14], permanece como a referência universalmente aceita para escoamentos em regime turbulento.

A equação de Colebrook-White (equação 6) expressa o fator de atrito em função do número de Reynolds (Re) e da rugosidade relativa (ϵ/d):

$$\frac{1}{f^{\frac{1}{2}}} = -2,0 * \log \left(\frac{\epsilon/d}{3,7} + \frac{2,51}{Re_d * f^{\frac{1}{2}}} \right) \quad (6)$$

Observa-se que esta expressão é transcendental e implícita em relação a f , o que inviabiliza a sua resolução analítica direta, exigindo métodos numéricos iterativos. Para escoamentos laminares, a relação para f pode ser simplificada para a equação 7:

$$f = 64/Re \quad (7)$$

Para contornar esta complexidade matemática, [15], sistematizou a resolução desta equação para um vasto espectro de condições operacionais, desenvolvendo a célebre representação gráfica hoje conhecida como Diagrama de Moody.

Este ábaco permite determinar o fator de atrito de forma expedita, relacionando visualmente três parâmetros adimensionais fundamentais: o número de Reynolds, a rugosidade relativa da conduta e o próprio fator de atrito. O diagrama tornou-se uma ferramenta indispensável na engenharia hidráulica, facilitando o dimensionamento prático de sistemas de tubagens. A esquematização deste diagrama está demonstrada na Figura 6.

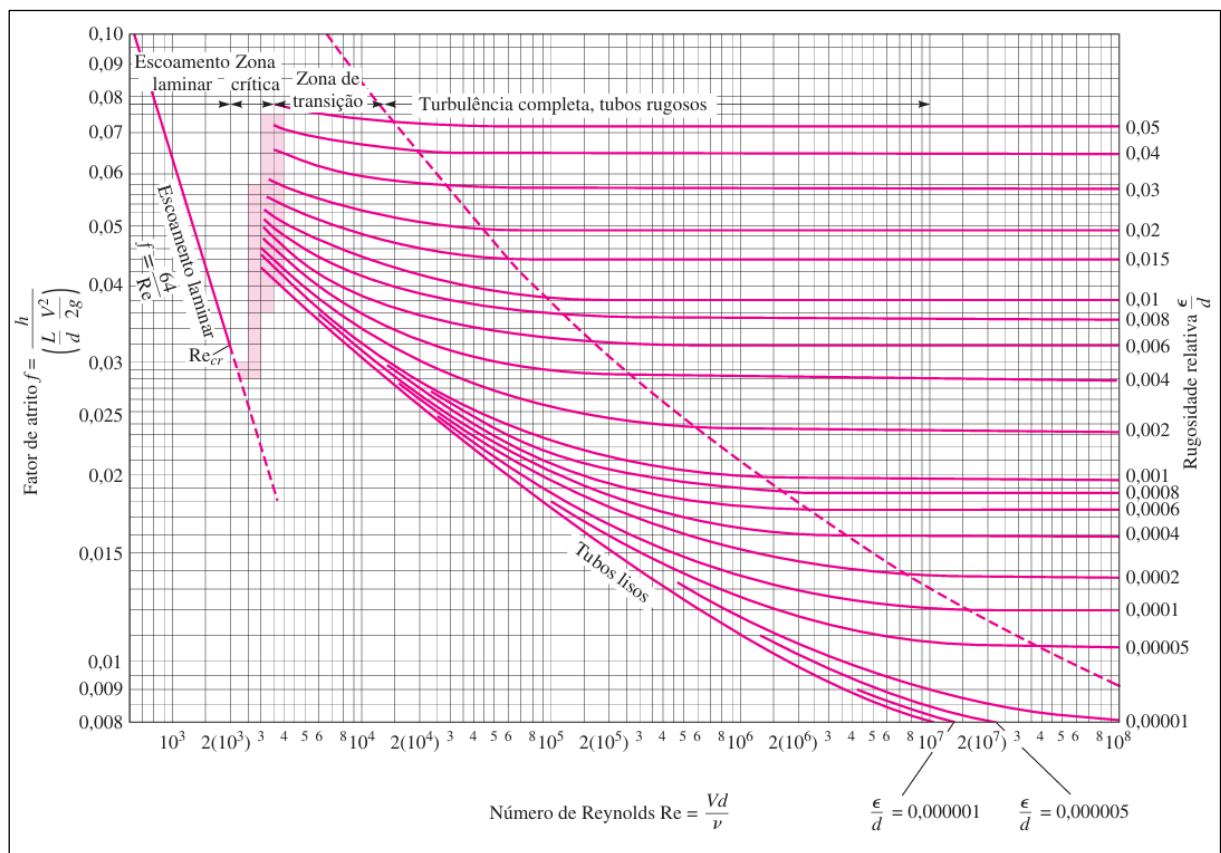


Figura 6 – Diagrama de Moody, [4]

Apesar a utilidade prática do Diagrama de Moody, no âmbito do presente estudo optou-se pela resolução numérica da equação de Colebrook. Esta abordagem metodológica visa mitigar os erros de leitura visual inerentes à utilização de ábacos, garantindo assim uma determinação mais rigorosa e precisa do fator de atrito (f) durante a fase de validação dos dados.

No que concerne à conservação de energia, a clássica equação de Bernoulli estabelece uma relação fundamental entre a pressão estática, a velocidade e a cota geométrica do fluido. Embora este modelo idealizado apresente uma correlação satisfatória com resultados

experimentais em condutas lisas e de secção constante, a sua aplicabilidade torna-se limitada em cenários reais complexos. Conforme supracitado, o modelo de Bernoulli diverge significativamente da realidade quando ocorrem variações abruptas de geometria ou quando a rugosidade das paredes é considerável, fatores que induzem dissipação de energia irreversível não contemplada no modelo de fluido ideal (inviscido).

Para quantificar esta discrepância energética, recorre-se ao conceito de perda de carga (H_p). Esta dissipação de energia mecânica por unidade de peso pode ser decomposta, para efeitos de análise, em duas componentes globais:

1. **Perda de Carga Distribuída (H_{pd}):** Resultante primordialmente das tensões de corte viscosas (atrito) que atuam ao longo das secções retas da conduta;
2. **Perda de Carga Localizada (H_{pl}):** Originada por singularidades geométricas, tais como difusores, válvulas ou curvas, que perturbam o escoamento, induzindo a separação da camada limite e a formação de estruturas vorticosas.

Esta segunda componente (H_{pl}) constitui o objeto central da presente investigação. Todavia, é imperativo notar que, num sistema real, é impossível isolar experimentalmente a perda localizada sem considerar a contribuição simultânea das perdas distribuídas ao longo do circuito.

Assim sendo, a perda de carga total entre dois pontos de uma linha de corrente corresponde à diferença de carga hidráulica entre essas secções. Matematicamente, isto é expresso pela Equação da Energia Generalizada (equação 8), que incorpora os termos de perda:

$$\left(\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 \right) = \left(\frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 \right) + H_{p(1-2)} \quad (8)$$

Onde os índices 1 e 2 representam a entrada (*Inlet*) e a saída (*Outlet*) do sistema. Isolando o componente de perda de carga e simplificando o componente da altura pois estamos considerando condutas na horizontal obtemos a equação 9 abaixo.

$$H_{p(1-2)} = \left(\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} \right) - \left(\frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} \right) \quad (9)$$

Na posse das propriedades físicas do fluido e das condições operacionais do escoamento, designadamente o caudal volúmico, a rugosidade absoluta das paredes e o comprimento linear da conduta, torna-se viável a determinação rigorosa do fator de atrito (f) através da resolução da equação de Colebrook.

Subsequentemente, este parâmetro adimensional (H_p) é integrado na formulação clássica proposta pelo engenheiro alemão [16], que, refinada posteriormente pelos estudos de [17], resultou na célebre Equação de Darcy-Weisbach. Esta expressão constitui o pilar fundamental para a quantificação da perda de carga distribuída (H_{pd}) em condutas, sendo definida pela equação 10:

$$H_{pd} = f \frac{L V^2}{d 2g} \quad (10)$$

O princípio de funcionamento de um difusor baseia-se na conversão de energia cinética em energia de pressão, o que implica, necessariamente, que o fluido se desloque no sentido dos potenciais de pressão crescentes. Em mecânica dos fluidos, esta condição configura um gradiente adverso de pressão $dP/dx > 0$.

Conforme elucidado na teoria da camada limite de [3], a imposição deste gradiente adverso atua como uma força retardadora sobre as partículas de fluido. O efeito é particularmente crítico nas regiões adjacentes às paredes, onde o fluido já possui momentum reduzido devido às tensões viscosas. À medida que o escoamento progride ao longo da geometria divergente, as partículas na camada limite perdem energia cinética progressivamente até que a sua velocidade se anula.

Quando o fluido junto à parede estagna, ocorre o fenómeno da separação da camada limite. A partir deste ponto, denominado ponto de separação (onde a tensão de corte na parede se anula, $\tau_w = 0$), gera-se um escoamento reverso. Este processo culmina na formação de zonas de recirculação e vórtices de grande escala a jusante, que não só reduzem a área efetiva de escoamento como dissipam grandes quantidades de energia mecânica, elevando drasticamente a perda de carga do componente.

No que concerne especificamente às singularidades geométricas do tipo difusor (expansões graduais), a quantificação da dissipação energética baseia-se na determinação do coeficiente de perda de carga localizada, usualmente denotado por K .

Conforme estabelecido por [4], este parâmetro adimensional representa a fração da carga cinética que é irreversivelmente dissipada devido à turbulência e à separação do escoamento. A relação fundamental que define este coeficiente é expressa pela equação 11:

$$k = \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right)^2 = \frac{2g * h_{pl}}{V_1^2} \quad (11)$$

Em síntese, depreende-se que a perda de carga total num sistema de escoamento resulta da aplicação do princípio da aditividade, correspondendo ao somatório das componentes dissipativas distribuída e localizada. Matematicamente, esta relação expressa-se pela equação 12:

$$h_p = \sum_{i=0}^{\infty} h_i = h_{p-Tubulação1} + h_{p-Tubulação2} + h_{p-Difusor} \quad (12)$$

Consequentemente, na posse das condições de fronteira e das propriedades reológicas do fluido, torna-se viável a determinação analítica da perda de carga induzida pelo difusor. Esta quantificação teórica assume um carácter nevrálgico no âmbito desta dissertação, servindo como termo de comparação fundamental para a aferição da fiabilidade dos resultados numéricos obtidos. A metodologia específica utilizada para este confronto entre a teoria e a simulação será objeto de uma descrição pormenorizada na Secção 4.4, onde se estabelecem os critérios de validação do modelo computacional.

2.3 Simulação Numérica e Métodos de Solução

A Dinâmica de Fluidos Computacional, vulgarmente designada pelo acrónimo CFD (*Computational Fluid Dynamics*), alicerça-se na resolução numérica das equações governantes do escoamento de fluidos. Conforme detalhado por [18], a base matemática desta abordagem reside nas equações de Navier-Stokes, um sistema de equações diferenciais parciais não lineares que descrevem o comportamento dinâmico de fluidos viscosos.

A solução deste sistema permite determinar a evolução espacial e temporal dos campos de velocidade e pressão. Matematicamente, estas equações representam a tradução analítica dos princípios fundamentais de conservação da física clássica aplicados a um volume de controlo infinitesimal. São elas: a conservação da massa (Equação da Continuidade) e a conservação da quantidade de movimento (Equações de Navier-Stokes propriamente ditas).

2.3.1 Conservação de Massa

O princípio da conservação da massa postula que a taxa de variação da massa no interior de um volume de controlo é igual ao fluxo líquido de massa que atravessa a superfície desse volume. Na sua forma diferencial mais geral, para um fluido compressível e regime transiente, a equação 13, expressa esta lei.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla * (\rho v) = 0 \quad (13)$$

Sendo:

ρ = Densidade do fluido.

t = Tempo.

v = Vetor velocidade.

∇ = Operador divergente.

No contexto do presente estudo, assumindo-se o fluido (água) como incompressível (ρ constante) e operando em regime permanente ($t = \text{constante}$), a equação simplifica-se para a equação 14:

$$\nabla * v = 0 \quad (14)$$

Ou, em notação cartesiana (para um sistema tridimensional x, y, z) obtemos a equação 15:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (15)$$

Esta condição assegura que o caudal de massa que entra no domínio é estritamente igual ao que dele sai, não havendo acumulação de matéria.

2.3.2 Conservação de Quantidade de Movimento

Complementarmente à conservação da massa, a dinâmica do fluido é regida pelo princípio da conservação da quantidade de movimento linear (momentum). Este princípio constitui, na sua essência, a aplicação da Segunda Lei de Newton a um volume de controlo fluido infinitesimal. Segundo este postulado, a taxa de variação temporal da quantidade de movimento de uma partícula fluida é igual ao somatório das forças externas que sobre ela atuam.

Para um fluido newtoniano, incompressível e com viscosidade constante (caso da água líquida utilizada neste estudo), as equações resultantes, universalmente conhecidas como Equações de Navier-Stokes, podem ser representadas vetorialmente da seguinte forma, conforme demonstrado por [5] na equação 16.

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + (v \nabla) v \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 v + \rho g \quad (16)$$

A interpretação física de cada termo desta equação é crucial para a compreensão da mecânica do escoamento simulado:

1. **Termo de Inércia (Lado Esquerdo):** Representa a aceleração da partícula fluida. É composto pela aceleração local $(\partial v / \partial t)$, nula em regime permanente, e pelo termo convectivo $((v \nabla) v)$ que descreve o transporte de quantidade de movimento pela própria velocidade do escoamento. A não-linearidade deste termo convectivo é a principal fonte de complexidade na resolução numérica e a causa da turbulência em altos números de Reynolds.
2. **Gradiente de Pressão $(-\nabla p)$:** Representa as forças de superfície normais resultantes das diferenças de pressão no fluido. Em difusores, este termo é dominante (gradiente adverso).
3. **Termo Viscoso ou Difusivo $(\mu \nabla^2 v)$:** Descreve as forças de atrito interno devidas à viscosidade dinâmica (μ) . É este termo que modela a difusão de *momentum* e o desenvolvimento das camadas limite junto às paredes.
4. **Forças de Corpo (ρg) :** Representa as forças volumétricas externas, sendo a gravidade a mais comum.

A resolução analítica deste sistema de equações diferenciais parciais acopladas é inviável para a maioria das aplicações práticas de engenharia. Desta impossibilidade advém a necessidade imperiosa de recorrer a métodos numéricos, como os de Volumes Finitos implementados no ANSYS Fluent, para discretizar e resolver o domínio de cálculo.

2.3.3 Modelação da Turbulência: A Abordagem RANS

Embora as equações de Navier-Stokes descrevam a física completa do escoamento, a sua resolução direta (DNS – *Direct Numerical Simulation*) para regimes turbulentos industriais ($Re > 5000$) exige um custo computacional proibitivo, dado que seria necessário resolver todas as escalas espaciais e temporais da turbulência, desde os maiores vórtices até à escala de dissipação de Kolmogorov [19].

Para contornar esta limitação, a abordagem padrão em engenharia consiste na aplicação da decomposição de Reynolds, proposta originalmente por [20]. Esta metodologia decompõe as variáveis instantâneas do escoamento (como a velocidade u e a pressão p) numa componente média temporal $(\bar{u})$ e numa componente flutuante (u'), como demonstra a equação 17.

$$u(t) = \bar{u} + u'(t) \quad (17)$$

Ao substituir estas variáveis nas equações de conservação e efetuar a média temporal, obtêm-se as equações de Navier-Stokes com Média de Reynolds (RANS – *Reynolds-Averaged Navier-Stokes*). A formulação resultante é semelhante às equações originais, mas introduz um novo termo desconhecido: o Tensor de Tensões de Reynolds ($-\rho \overline{u'_i u'_j}$).

Este tensor representa o transporte de quantidade de movimento devido às flutuações turbulentas. Como o número de incógnitas supera agora o número de equações, surge o denominado "Problema do Fecho". Para o resolver, recorre-se habitualmente à Hipótese de Boussinesq [21], que modela as tensões de Reynolds como função dos gradientes da velocidade média, introduzindo o conceito de viscosidade turbulenta (μ_t)

2.3.4 O Modelo de Turbulência SST k-omega

A precisão de uma simulação RANS depende intrinsecamente da correta estimativa da viscosidade turbulenta (μ_t). Entre os diversos modelos de duas equações disponíveis na literatura, o modelo SST k-omega (*Shear Stress Transport*), desenvolvido por [22], destaca-se como a escolha de referência para escoamentos aerodinâmicos e hidráulicos complexos.

O modelo SST foi concebido para resolver as limitações históricas dos seus predecessores, combinando o melhor de dois mundos através de uma função de mistura (*blending function*) inteligente:

1. Nas regiões próximas da parede (camada limite), o modelo ativa a formulação k-omega original de Wilcox, que é robusta na resolução de gradientes viscosos e não requer funções de amortecimento complexas;
2. Nas regiões afastadas da parede (escoamento livre), o modelo comuta automaticamente para a formulação k-epsilon, evitando a conhecida sensibilidade do modelo k-omega às condições de fronteira de turbulência no escoamento livre.

Adicionalmente, o modelo de Menter introduz uma limitação na tensão de corte (daí a designação *Shear Stress Transport*), o que melhora significativamente a previsão do início e da extensão da separação do escoamento sob gradientes adversos de pressão.

No contexto do presente estudo sobre difusores, onde o escoamento é dominado por um gradiente adverso de pressão e onde a previsão correta da separação da camada limite é crítica para o cálculo da perda de carga, o modelo SST k-omega apresenta uma superioridade comprovada face aos modelos padrão (k-epsilon *standard* ou *Realizable*), justificando-se assim a sua adoção como ferramenta de simulação.

2.3.5 Volumes Finitos

Definido o modelo físico-matemático que governa o escoamento, importa salientar que as equações diferenciais parciais apresentadas anteriormente (Navier-Stokes e modelos de turbulência) são válidas para um domínio contínuo. No entanto, para que estas possam ser resolvidas computacionalmente, torna-se imperativo converter o domínio espacial contínuo num conjunto finito de subdomínios discretos, processo que constitui o alicerce do Método dos Volumes Finitos (FVM). Neste contexto, a geração da malha não representa apenas uma etapa de definição geométrica, mas sim um passo crítico que condiciona diretamente a precisão, a convergência e a estabilidade da solução numérica obtida.

Conforme sublinham [5], uma discretização inadequada pode introduzir erros de difusão numérica artificial ou impedir a convergência dos resíduos das equações de conservação. Para mitigar estes riscos, a avaliação da malha deve reger-se por métricas geométricas rigorosas, destacando-se duas fundamentais:

1. **Assimetria (*Skewness*):** Avalia o desvio angular das células em relação a uma forma ideal (equilátera). Células excessivamente distorcidas comprometem o cálculo preciso dos fluxos nas faces, devendo-se evitar valores elevados (tipicamente superiores a 0,95);
2. **Qualidade Ortogonal (*Orthogonal Quality*):** Quantifica o alinhamento entre o vetor que une os centróides de duas células adjacentes e o vetor normal à face partilhada. Valores próximos da unidade (1) indicam uma excelente ortogonalidade, condição essencial para minimizar o erro de discretização dos gradientes de pressão e velocidade.

Adicionalmente à qualidade geométrica global, a correta resolução da camada limite turbulenta assume um papel preponderante em simulações de escoamento interno, especialmente quando se utilizam modelos de turbulência avançados como o SST. A física do escoamento junto a uma fronteira sólida é caracterizada por escalas de comprimento muito reduzidas, cuja análise depende da distância adimensional à parede, denotada por y^+ , que é dependente do parâmetro u_τ que representa a velocidade de atrito. A equação 18 define analiticamente este parâmetro adimensional.

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau y}{\mu} \quad (18)$$

A estrutura da camada limite turbulenta estratifica-se em regiões distintas: a Subcamada Viscosa ($y^+ < 5$), onde as tensões viscosas predominam e o perfil de velocidade é linear, e a Região Logarítmica ($y^+ > 30$), onde a turbulência se encontra plenamente desenvolvida.

A escolha do modelo de turbulência dita imperativamente o requisito de refinamento da malha nesta região. Para o modelo SST k-omega, selecionado no âmbito deste estudo, é necessário resolver explicitamente a subcamada viscosa sem recorrer a funções de parede (*wall functions*) simplificadas. Consequentemente, a malha deve apresentar um elevado grau de refinamento junto às superfícies sólidas, garantindo que o valor de y^+ no primeiro nó adjacente à parede seja inferior ou próximo da unidade ($y^+ \cong 1$). Apenas através deste rigoroso controlo da discretização é possível capturar fielmente os gradientes de velocidade e a tensão de corte na parede, variáveis determinantes para o cálculo da perda de carga em difusores.

Capítulo 3: REVISÃO DA LITERATURA

Este capítulo apresenta uma revisão abrangente do estado da arte e da literatura científica subjacente ao tema em escrutínio. Ao longo das próximas secções, serão exploradas e sintetizadas as publicações de maior relevo, desde as formulações empíricas clássicas até às modernas abordagens numéricas, com o propósito de enquadrar o problema e sublinhar a pertinência académica e de engenharia desta investigação. Na secção final, proceder-se-á à identificação crítica das lacunas metodológicas e de conhecimento ainda prevaletentes na literatura, cuja existência consubstancia a motivação e justifica a necessidade premente do presente estudo.

3.1 Trabalhos Sobre Perdas de Carga em Difusores

A perda de carga em difusores já foi exaustivamente estudada e existem muitas publicações científicas sobre o parâmetro K , porém majoritariamente os estudos se focam em relatórios de dados experimentais em regime plenamente turbulento.

3.1.1 Rosa(2002)

Num estudo seminal, [23] investigou o comportamento de fluidos Newtonianos em expansões graduais axissimétricas, com o objetivo principal de quantificar o coeficiente de perda de carga localizada num difusor cónico. A investigação adotou uma metodologia integralmente numérica, recorrendo ao método dos volumes finitos em malhas não-ortogonais para a resolução iterativa das equações de transporte discretizadas. Em vez de se apoiar numa tradicional recolha de dados experimentais, o autor focou-se na simulação computacional do escoamento em regime estritamente laminar, procurando colmatar a pronunciada escassez de informação fidedigna na literatura clássica para aplicações industriais com fluidos de elevada viscosidade. O modelo computacional definiu fronteiras de cálculo suficientemente extensas nas condutas a montante e a jusante da expansão, garantindo o desenvolvimento pleno do perfil de velocidades e uma avaliação rigorosa do caudal e do diferencial de pressões.

No que concerne aos resultados, [23] evidenciou que a variação do coeficiente de perda de carga está intrinsecamente dependente do ângulo de divergência (θ) e do regime de escoamento, o qual foi simulado para números de Reynolds compreendidos entre $Re = 2$ e $Re = 200$. Constatou-se que o coeficiente diminui de forma progressiva tanto com o aumento do ângulo de abertura do difusor como com o incremento do número de Reynolds. Ao contrastar

estas predições numéricas com as expressões analíticas e empíricas da literatura, que assumem generalizações muitas vezes exclusivas para escoamentos turbulentos, o estudo revelou discrepâncias que chegaram a superar os 1000% para valores muito baixos de Reynolds. A análise dissecou ainda a influência das tensões de corte na parede e a distorção no perfil cinemático originada pela transição geométrica, dinâmicas intimamente ligadas ao comportamento de separação da camada limite e à consequente dissipação irreversível de energia.

Como principal conclusão, o autor propôs correlações algébricas compactas para calcular com exatidão o coeficiente de perda de carga em função das razões de expansão, do ângulo de abertura e do regime do fluido. Relativamente à procura de um "ângulo ótimo" capaz de minimizar a degradação da pressão em regime laminar, verificou-se uma dinâmica peculiar: à medida que o ângulo de abertura se aproxima de um limite abrupto (tendendo para uma expansão súbita a 90°), o comprimento físico do difusor encurta consideravelmente. Esta geometria mais curta minimiza as perdas distribuídas associadas puramente ao atrito nas paredes, resultando num coeficiente de perda de carga total paradoxalmente inferior.

3.1.2 Gibson(1910)

Retrocedendo aos fundamentos empíricos que alicerçam o estudo de geometrias divergentes, é incontornável referir o trabalho de [24].

Num estudo seminal de cariz experimental, [24] investigou o escoamento de fluidos em condutas com secções divergentes e convergentes, com o fito de determinar a dependência da perda de carga face ao ângulo de abertura do difusor. A investigação baseou-se numa rigorosa montagem laboratorial, para a qual foram construídos vinte e cinco tubos em madeira envernizada, englobando secções circulares, quadrangulares e retangulares. A quantificação do caudal foi efetuada com elevada exatidão através de um tanque volumétrico calibrado, enquanto o diferencial de pressões foi registado com recurso a manómetros diferenciais de água e mercúrio. De particular relevo metodológico é o facto de o autor ter aplicado um método de correção analítica para deduzir as perdas de carga distribuídas (fricção) do valor total, isolando assim a energia dissipada exclusivamente pela singularidade geométrica, uma abordagem análoga à estratégia de calibração adotada no presente estudo numérico.

Os resultados evidenciaram que o coeficiente de perda de carga é fortemente governado pelo ângulo de divergência (θ) e pela velocidade do escoamento. Constatou-se que, para velocidades superiores a aproximadamente 1,5 m/s (5 ft/s no estudo original), a percentagem de perda de carga estabiliza, tornando-se assintótica, enquanto para velocidades inferiores se regista uma diminuição acentuada. Relativamente à geometria, os dados revelaram um

comportamento não-linear contraintuitivo: a perda de energia localizada aumenta com a abertura até atingir um máximo crítico num ângulo em torno dos 63° , diminuindo posteriormente à medida que a geometria se aproxima de uma expansão abrupta (180°). O autor justificou este fenómeno postulando que o jato central de alta velocidade impacta sobre um anel periférico de fluido estagnado, gerando escoamento reverso. A restrição espacial imposta a estes vórtices agrava a dissipação por impacto e desestabiliza a camada limite, inibindo a transferência de energia cinética entre camadas adjacentes de fluido.

Como corolário da sua observação, a investigação identificou o ângulo capaz de minimizar a dissipação global do sistema. Para condutas circulares de divergência uniforme, verificou-se que a perda de carga total (incluindo o atrito) atinge o seu valor mínimo para um ângulo de divergência na ordem dos $5^\circ 30'$. Esta otimização resulta de um compromisso físico fundamental: ângulos inferiores a este limiar originam difusores excessivamente longos, onde a vasta área molhada penaliza o sistema por atrito viscoso; inversamente, para aberturas superiores a 8° , a resistência induzida pelo descolamento do escoamento e pela turbulência de impacto suplanta rapidamente os efeitos do atrito. Concluiu-se, assim, que a restrição da abertura a este estreito limiar constitui o critério geométrico de excelência para atenuar as perdas irreversíveis.

3.1.3 Kline et al. (1959)

Aprofundando a compreensão física sobre a estabilidade aerodinâmica no interior destas geometrias, o trabalho de [7] constitui o pilar definitivo da literatura moderna sobre difusores.

Num estudo seminal, [7] investigaram o comportamento do escoamento em difusores bidimensionais de paredes retas, com o objetivo principal de mapear os diferentes regimes de escoamento e determinar a geometria ótima capaz de maximizar a recuperação de pressão estática. A investigação adotou uma exigente metodologia experimental baseada em técnicas de visualização de fluxo. Com recurso à injeção de corante em canais de água transparentes, os autores efetuaram uma recolha de dados observacional que permitiu analisar de forma sistemática a influência combinada do ângulo de divergência (2θ) e da razão entre o comprimento do difusor e a largura da secção de entrada. Esta abordagem permitiu isolar o comportamento dinâmico da camada limite para um vasto espectro de configurações sob condições de escoamento turbulento.

Os principais resultados evidenciaram que o coeficiente de perda de carga não sofre apenas uma degradação suave com o aumento do ângulo, mas é subitamente agravado por transições abruptas entre quatro regimes de escoamento distintos. Constatou-se que, para ângulos de divergência reduzidos, o escoamento mantém-se estável e aderente às paredes.

Contudo, à medida que o ângulo aumenta, o escoamento atinge um limite crítico e entra num regime de separação transitória (*transitory stall*). Este estado caracteriza-se pela formação de vórtices instáveis de grande escala que oscilam assimetricamente entre as paredes divergentes, induzindo flutuações severas de pressão e perdas de carga catastróficas. Incrementos geométricos adicionais conduzem, primeiramente, a um estol completamente desenvolvido (onde o fluido descola de forma permanente numa das paredes) e, por fim, a um escoamento em jato (*jet flow*), no qual a separação ocorre em ambas as fronteiras e a conversão de energia cinética em pressão se torna praticamente nula.

Como principal conclusão, a investigação definiu de forma quantitativa o limite para o dimensionamento de um difusor ótimo. Os autores demonstraram que o "ângulo ótimo", aquele que assegura o mínimo de perdas dissipativas e o máximo coeficiente de desempenho, situa-se numa margem estreita imediatamente anterior à linha de formação da primeira separação transitória considerável (geralmente num ângulo θ entre os $3,5^\circ$ e 5° para a maioria dos comprimentos relativos). Concluiu-se que qualquer tentativa de encurtar a conduta, adotando ângulos superiores a este limite para poupar perdas por atrito viscoso, resulta numa dissipação caótica de energia decorrente da separação da camada limite que oblitera rapidamente qualquer vantagem geométrica. Este mapeamento forneceu o primeiro critério de design fiável para prever e evitar a descolagem do fluido em sistemas de admissão e descarga.

3.2 Aplicações do Ansys Fluent em Estudo de Escoamentos

A consolidação da Dinâmica de Fluidos Computacional como ferramenta de excelência na engenharia deve-se, em grande medida, à robustez dos métodos numéricos implementados em códigos comerciais avançados, como é o caso do ANSYS Fluent. Conforme detalhado por [5], a arquitetura deste solver fundamenta-se no Método dos Volumes Finitos (FVM - *Finite Volume Method*), o qual garante a conservação estrita das grandezas físicas macroscópicas (massa e momento linear) em cada célula de controlo do domínio espacial. A resolução das equações governantes de Navier-Stokes para fluidos incompressíveis impõe um desafio matemático associado ao acoplamento iterativo entre os campos de pressão e velocidade. Na literatura computacional, a fiabilidade do ANSYS Fluent nestes cenários é amplamente sustentada pela utilização do algoritmo SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*), formulado originalmente por [8]. A adoção destas formulações consagradas, particularmente quando associadas a malhas estruturadas que alinham as faces das células com a direção principal do fluxo, permite minimizar os erros de difusão numérica e assegurar uma convergência estável das equações de transporte.

No que concerne à modelação de escoamentos em geometrias divergentes (difusores), a seleção do modelo de turbulência assume um papel verdadeiramente crítico, dada a presença inata de fortes gradientes adversos de pressão e a elevada propensão para a separação da camada limite. Para contornar as falhas de previsão dos modelos clássicos (como o modelo padrão k-epsilon, que tipicamente subestima o descolamento do escoamento), a literatura moderna preconiza a utilização do modelo Shear Stress Transport (SST) k-omega, originalmente desenvolvido por [22]. Este modelo atua como uma formulação híbrida que concilia o melhor de dois espectros dinâmicos: emprega a formulação k-omega na subcamada viscosa junto à parede, garantindo uma captura exímia da tensão de corte e da separação do fluido (exigindo para tal uma malha refinada com $y^+ < 1$), e transita progressivamente para o modelo k-epsilon na região central de escoamento livre, evitando a dependência espúria das condições de fronteira externas [22]. É precisamente esta capacidade de prever com exatidão o ponto de estol e a subsequente dissipação de energia cinética em turbulência que valida a utilização do ANSYS Fluent acoplado ao modelo SST k-omega para a determinação rigorosa de coeficientes de perda de carga localizada.

Numa perspectiva de aplicabilidade computacional contemporânea e complementando os estudos em regime turbulento, [25] recorreu ao software ANSYS Fluent para investigar a perda de carga localizada em escoamentos estritamente laminares através de componentes típicos de tubagens industriais (curvas de 45°, 90° e 180°, tês de saída lateral, joelhos de 90° e expansões abruptas). Nesta formulação, por se tratar de um escoamento incompressível e em regime permanente dominado pela viscosidade, a resolução da subcamada junto à parede não requer o recurso a modelos de turbulência ou ao critério y^+ . Em vez disso, a captura exata dos gradientes de velocidade foi assegurada pela imposição da condição de não-eskorregamento (no-slip) acoplada a uma discretização espacial de elevada qualidade. O autor gerou malhas híbridas com forte refinamento ortogonal junto às superfícies delimitadoras (recorrendo à ferramenta inflation) e implementou rotinas de programação interna (User Defined Functions - UDF) para prescrever analiticamente os perfis hidrodinâmicos de velocidade na fronteira de admissão.

A validação da modelação computacional foi efetuada através do confronto dos resultados simulados com dados numérico-empíricos consolidados na literatura, nomeadamente os estudos de [26] e de [27], para uma expansão abrupta com razão de 1:2,6. O solver demonstrou uma enorme fiabilidade na reprodução da física do escoamento, apresentando uma excelente aproximação com desvios relativos de apenas 5% e 8% face às referências nas condições críticas avaliadas. O estudo atesta, de forma categórica, que o pacote ANSYS constitui uma ferramenta eficiente e de elevada precisão para o cálculo de coeficientes de perda

de carga localizada (K), sendo capaz de prever com exatidão a evolução dos gradientes de pressão, a formação de zonas de recirculação e o desenvolvimento de escoamentos secundários (movimento helicoidal), afirmando-se como uma alternativa robusta e economicamente otimizada face às complexas abordagens experimentais tradicionais.

Ainda no contexto da validação de modelos numéricos avançados no ecossistema ANSYS, o estudo de [28], ilustra a extrema robustez destas ferramentas na resolução de geometrias com elevada complexidade de escoamento. O autor utilizou o software ANSYS CFX (um solver pertencente à mesma família tecnológica do Fluent) para a simulação numérica transiente de um escoamento turbulento conjugado com transferência de calor num canal composto, caracterizado por um tubo cilíndrico inserido num canal retangular. Para capturar com elevada fidelidade a complexidade fluidodinâmica do domínio através do método dos volumes finitos, adotou-se o modelo de turbulência híbrido SAS-SST (Scale-Adaptive Simulation - Shear Stress Transport). Em estreita consonância com as melhores práticas de CFD, a discretização da malha junto à parede foi rigorosamente projetada para resolver a subcamada viscosa sem o recurso a funções de parede empíricas aproximadas. Para o efeito, garantiu-se que o primeiro nó da malha adjacente à fronteira sólida respeitasse estritamente a distância adimensional de $y^+ < 1$ (estipulada fisicamente num tamanho de elemento de 0,035 mm). Adicionalmente, a estabilidade e o rigor da solução computacional foram assegurados por um exigente critério de convergência, com resíduos limitados à ordem de 10^{-6} (RMS).

A aferição da precisão do modelo computacional foi efetuada mediante a comparação direta dos resultados simulados com os dados experimentais consolidados por [29] para a mesma geometria. Constatou-se uma concordância excepcional na reprodução da fenomenologia do escoamento, registando-se uma margem de erro ínfima, inferior a 1%, na previsão das velocidades axiais máximas nas regiões centrais do canal. Em suma, o software comprovou ser uma ferramenta altamente fiável não apenas na determinação exata dos campos de velocidade, mas também na extração analítica de coeficientes térmicos e hidrodinâmicos. Este estudo reitera, de forma inequívoca, que a utilização de modelos da família SST, desde que acoplados a malhas com o adequado refinamento junto à parede, constitui a metodologia de referência para a previsão de perfis de escoamento com elevada exatidão.

3.3 Lacunas Encontradas na Literatura

Apesar da vasta literatura empírica e analítica consagrada ao estudo das perdas de carga em sistemas de tubagens, uma revisão exaustiva do estado da arte revela uma escassez significativa de investigações focadas especificamente na caracterização de difusores cónicos com recurso de CFD. Esta lacuna de conhecimento é particularmente pronunciada no que

concerne aos escoamentos em regime laminar, onde a maioria dos dados disponíveis nos catálogos e manuais clássicos da engenharia provém de extrapolações empíricas ou de metodologias experimentais datadas.

Adicionalmente, constata-se a ausência de trabalhos na literatura moderna que abordem, de forma unificada e comparativa, o fenómeno da "inversão do ângulo ótimo" de divergência face à alteração do regime de escoamento. Embora o estudo de [23] tenha explorado a minimização de perdas em expansões para o regime estritamente laminar, o autor recorreu a formulações numéricas próprias (códigos académicos) e não abrangeu a transição para a turbulência. Na verdade, a literatura carece de um estudo que contraste diretamente estes dois universos físicos, demonstrando de forma quantitativa como a dinâmica da dissipação transita da dominância do atrito viscoso (onde ângulos maiores e comprimentos curtos são mais eficientes) para a dominância da separação da camada limite (onde ângulos suaves são estritamente necessários).

Neste enquadramento, a presente dissertação propõe-se a suprimir estas lacunas científicas. O estudo visa não apenas mapear o comportamento dos difusores de forma contínua em ambos os regimes (laminar e turbulento), mas fundamentalmente comprovar e formalizar o fenómeno da inversão do ângulo ótimo. Em simultâneo, o trabalho procura validar a robustez da metodologia CFD, mais especificamente do software comercial ANSYS Fluent acoplado ao modelo de turbulência SST k-omega, como uma ferramenta de excelência para a determinação precisa do coeficiente de perda de carga nestes componentes, dotando a comunidade de engenharia de critérios de dimensionamento mais rigorosos e atualizados.

Capítulo 4: METODOLOGIA

O presente capítulo consagra-se à descrição detalhada da metodologia adotada nesta investigação, tendo por desígnio fundamental assegurar a reprodutibilidade científica do estudo, bem como evidenciar as etapas cruciais da modelação numérica, validação e análise de dados. Para promover uma sistematização clara e lógica dos conteúdos, o capítulo encontra-se estruturado em quatro secções nucleares:

Definição da geometria do domínio e das respetivas condições de fronteira impostas à simulação. Descrição do processo de discretização espacial (geração de malha) e apresentação do estudo de independência da malha, essencial para garantir a isenção de erros numéricos. Exposição da estratégia de simulação, detalhando os modelos físicos e os parâmetros do solver selecionados. Estabelecimento dos critérios de validação e da metodologia aplicada ao tratamento e discussão crítica dos resultados obtidos.

4.1 Geometria e Condições de Fronteira

4.1.1 Geometria

O domínio de cálculo modelado neste estudo consiste numa conduta de secção circular variável, dividida em três segmentos funcionais distintos: a conduta de admissão (a montante), o difusor (secção de teste) e a conduta de descarga (a jusante). As dimensões e características de cada secção foram rigorosamente estabelecidas para isolar o fenómeno físico em análise e garantir a estabilidade numérica da solução. As variáveis geométricas utilizadas para construir o modelo estão demonstradas na Figura 7.

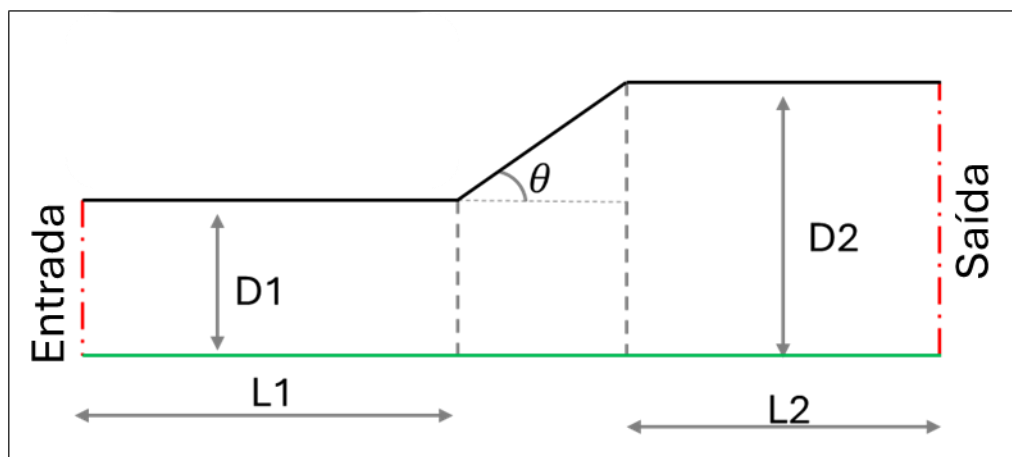


Figura 7 Difusor axissimétrico.

Devido às acentuadas disparidades cinemáticas e físicas entre os regimes de escoamento em análise, revelou-se imperativa a modelação de domínios computacionais distintos para os cenários laminar e turbulento. Esta adaptação incidiu primariamente nas extensões das condutas a montante e a jusante, visando otimizar o custo computacional sem comprometer a física do problema.

Em ambos os casos, o objetivo fulcral desta secção é garantir que o fluido atinja a entrada do difusor com um perfil de velocidades plenamente desenvolvido (hidraulicamente estabelecido), expurgando quaisquer perturbações decorrentes da fronteira de admissão. Assim, estabeleceram-se duas configurações:

1. **Geometria para Regime Turbulento:** A conduta de entrada possui um diâmetro constante de $D1 = 50$ mm e um comprimento de $L1 = 4,9$ m. Esta extensão, que perfaz 98 vezes o diâmetro nominal (98 $D1$), incorpora uma margem de segurança altamente conservadora face ao comprimento de entrada teórico, assegurando a estabilização absoluta das tensões de Reynolds e do perfil de velocidades achatado antes de o escoamento atingir a singularidade.
2. **Geometria para Regime Laminar:** Sabendo que a evolução da camada limite em regime laminar dita um comprimento de entrada consideravelmente menor para baixos caudais (governado pela relação $Le \cong 0,06Re$), o domínio numérico foi redimensionado para evitar malha supérflua. Para estes casos, manteve-se o diâmetro de $D1 = 50$ mm, mas reduziu-se o comprimento para $L1 = 3,0$ m. Esta extensão, equivalente a 60 $D1$, excede amplamente o espaço estritamente necessário para o pleno desenvolvimento do perfil parabólico de Poiseuille na gama de Reynolds estudada ($Re \leq 1000$).

O elemento central do estudo, o difusor, conecta a secção de entrada à de saída através de uma expansão cónica linear. A geometria foi parametrizada para abranger um vasto espectro de ângulos de divergência (θ), permitindo uma análise abrangente da sensibilidade da perda de carga à geometria. O plano de testes contempla uma análise detalhada na gama de 5° a 60° (ângulos usuais em engenharia).

A última secção retoma o perfil de diâmetro constante ($D2$), variando a sua dimensão em função da razão de expansão pretendida. Foram modelados os diâmetros de saída de 75 e 100 mm.

O comprimento desta secção foi fixado em $L2 = 9,75$ m, para o regime turbulento e 3m para o laminar. Esta extensão considerável é imperativa por duas razões técnicas:

- Permitir a re-estabilização e o desenvolvimento completo do escoamento após as fortes perturbações e recirculações induzidas pelo difusor;

- Garantir que o plano de saída (*pressure outlet*) esteja suficientemente afastado da zona de interesse para evitar que condições de refluxo (*backflow*) contaminem a convergência numérica na região do difusor.

É nesta região estabilizada que se procede à recolha dos dados de pressão e velocidade para o cálculo das perdas.

4.1.2 Condições de Fronteira

A correta definição das condições de fronteira é determinante para a convergência numérica e para a fidelidade física da simulação. Neste estudo, foram impostas as seguintes condições nas superfícies que delimitam o domínio computacional:

Na secção de admissão, foi prescrita uma condição de Entrada de Velocidade (*Velocity Inlet*), sendo os casos de estudo categorizados em dois regimes dinâmicos distintos:

- Regime Turbulento: Gama de velocidades compreendida entre 0,1 e 5 m/s, resultando em números de Reynolds no intervalo $Re \cong [5.000 - 248.804]$.
- Regime Laminar: Gama de velocidades reduzidas, entre $4,02 \times 10^{-5}$ e 0,0201 m/s, correspondendo a números de Reynolds situados entre 2 e 1000.

Na fronteira de jusante, aplicou-se uma condição de Saída de Pressão (*Pressure Outlet*), definindo-se uma pressão manométrica nula (0 Pa), correspondente à descarga para a atmosfera. Adicionalmente, ativou-se a opção de prevenção de fluxo reverso no solver. Esta medida numérica visa garantir a estabilidade da solução caso se formem vórtices de recirculação que atinjam o plano de saída, impedindo a entrada artificial de fluido no domínio.

Para as superfícies sólidas, assumiu-se a condição de Paredes Estacionárias lisas com a condição de não-escorregamento (*No-Slip Condition*), impondo velocidade nula ao fluido em contacto com a parede ($u=0, v=0$).

De modo a assegurar a estabilidade e o rigor da solução numérica, adotou-se um exigente critério de convergência, estipulando-se a redução dos resíduos das equações de conservação para patamares inferiores a 10^{-6} .

Visando a otimização do custo computacional sem comprometer a precisão dos resultados, foram adotadas duas simplificações fundamentais:

- Modelo Bidimensional Axissimétrico: Dado que a geometria da conduta e do difusor possui simetria rotacional em torno do eixo longitudinal e que o escoamento médio esperado é simétrico, o domínio 3D foi reduzido a um plano 2D. O eixo central foi definido como Eixo de Simetria (*Axis*), permitindo ao *solver* resolver as equações em coordenadas cilíndricas (x, r).

- Desconsideração da Gravidade: Considerando que o escoamento é dominado por convecção forçada (forças de inércia e pressão) e que o fluido é incompressível e isotérmico, as forças de impulsão são desprezáveis. Consequentemente, os efeitos gravitacionais foram desabilitados na simulação.

4.2 Geração e Independência da Malha

A geração da malha é uma etapa nevrálgica na simulação numérica, uma vez que a qualidade da discretização influencia diretamente a precisão dos resultados e o custo computacional. Neste estudo, optou-se pela construção de uma malha estruturada, composta predominantemente por elementos quadrilaterais, estratégia que favorece o alinhamento do fluxo com as faces das células e minimiza a difusão numérica. A Figura 8 ilustra a malha gerada para a abertura de 60° .

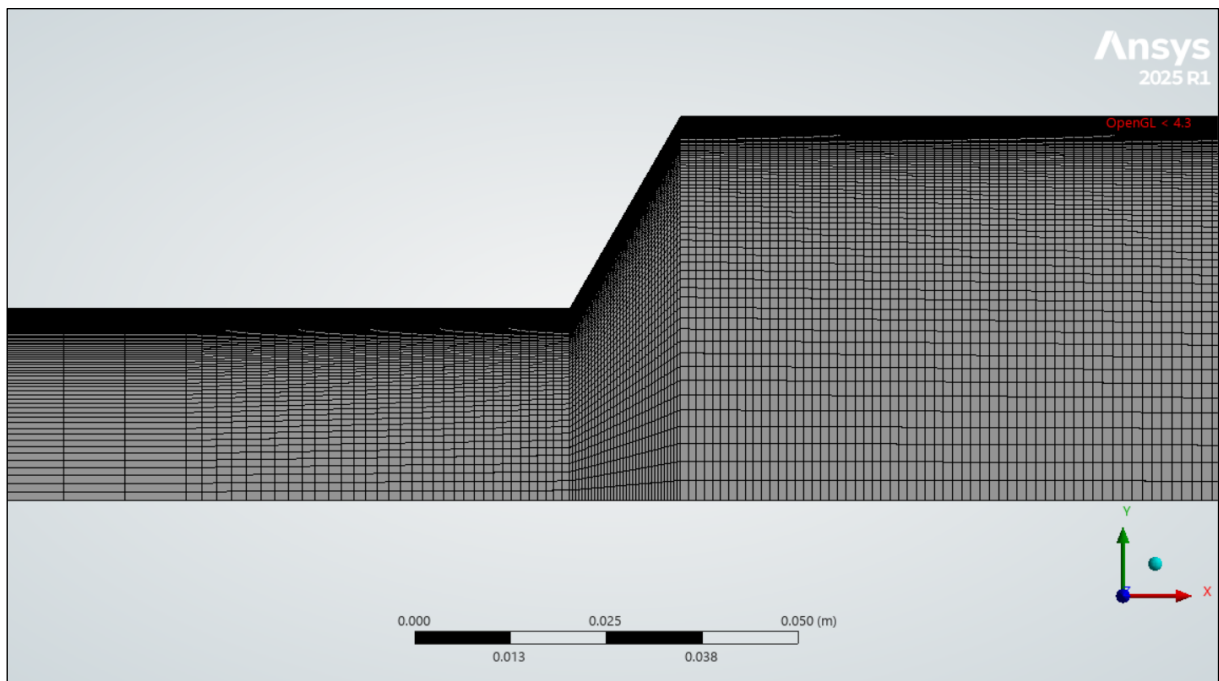


Figura 8 – Malha estruturada difusor

4.2.1 Topologia e Estratégia de Refinamento

Para permitir um controlo local refinado sobre a densidade de elementos, a geometria foi segmentada em cinco blocos distintos (*multiblock topology*), conforme ilustrado na Figura 9.

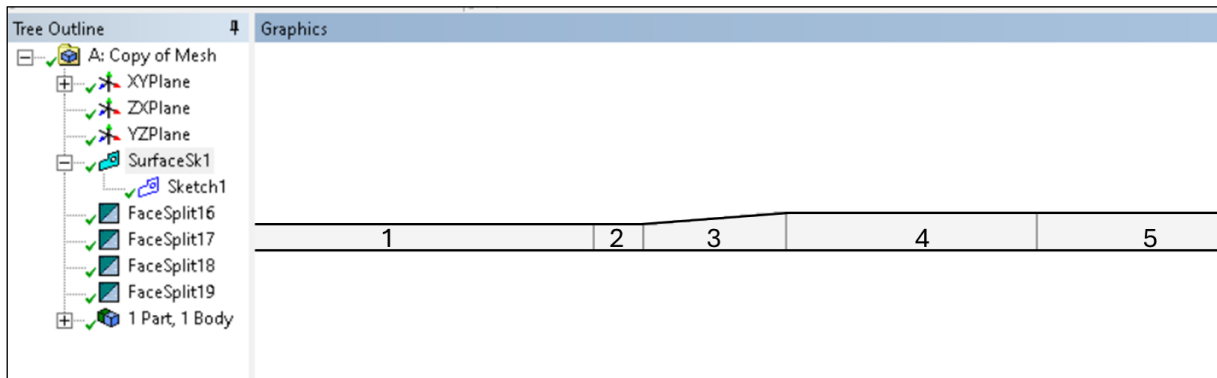


Figura 9 – Geometria (*multiblock topology*)

1. **Blocos de Montante e Jusante (Partes 1 e 5):** Representam as tubagens de diâmetro constante. Nestas zonas, onde os gradientes longitudinais são suaves, o refinamento longitudinal é menos crítico.
2. **Difusor (Parte Central):** A zona de maior interesse físico, onde ocorrem os gradientes de pressão adversos e a separação do escoamento, exigindo o refinamento máximo.
3. **Zonas de Transição (Partes 2 e 4):** Blocos intermediários criados na interface entre as tubagens e o difusor para garantir uma transição suave da malha (*smooth transition*), evitando saltos abruptos na razão de aspeto dos elementos.

4.2.2 Parâmetros de Dimensionamento

A definição das dimensões dos elementos obedeceu a critérios rigorosos de camada limite e resolução do escoamento central:

- **Resolução Transversal (Eixo Y):** Em todas as cinco secções, manteve-se uma constância de 100 divisões na direção radial. Foi aplicado um Fator de Bias (*Bias Factor*) elevado (100 nas tubagens e 150 no difusor/transições) para concentrar os nós junto às paredes, assegurando a captura correta da subcamada viscosa e os valores de y^+ desejados.
- **Resolução Longitudinal (Eixo X):**
 - Nas tubagens (1 e 5), definiu-se um tamanho de elemento de 8 mm.
 - Nas zonas de transição, reduziu-se o tamanho para 6 mm, com um *bias factor* de 2 para suavizar a entrada no difusor.
 - No difusor, a malha foi discretizada com 30 divisões longitudinais.

4.2.3 Estudo de Independência de Malha (Sensibilidade)

A seleção dos parâmetros supracitados resultou de uma rigorosa análise de sensibilidade de malha. Este estudo preliminar teve por objetivo determinar o compromisso ótimo entre a precisão da solução numérica e o tempo de processamento (CPU time).

Foram avaliadas três densidades de malha para a região das tubagens: grosseira (16 mm), média (8 mm) e fina (4 mm). A análise comparativa revelou que:

1. A redução de 16 mm para 8 mm resultou numa melhoria significativa na resolução dos perfis de velocidade, sem penalizar excessivamente o tempo de cálculo.
2. A redução subsequente, de 8 mm para 4 mm, proporcionou um ganho marginal de precisão de apenas 0,05% nos valores monitorizados. Contudo, este refinamento implicou um acréscimo de aproximadamente 15 minutos por simulação no tempo de processamento.

Concluiu-se, assim, que o refinamento para 4 mm não se justificava face ao custo computacional (retornos decrescentes), estabelecendo-se a malha com elementos de 8 mm como o padrão para todas as simulações subsequentes. Esta configuração final apresentou excelentes métricas de qualidade (Assimetria e Ortogonalidade), garantiu valores de $y^+ < 1$ e demonstrou um comportamento robusto na convergência dos resíduos. A Tabela 1 traz os valores de qualidade de malha para o caso mais extremo, $\theta = 60^\circ$.

Métrica de Qualidade (ANSYS Meshing)	Valor Mínimo	Valor Máximo	Valor Médio	Critério de Aceitação Recomendado
Qualidade Ortogonal (<i>Orthogonal Quality</i>)	0,33	1	0,99	$> 0,20$
Assimetria (<i>Skewness</i>)	1,00E-10	0,66	0,011	$< 0,95$

Tabela 1 – Qualidade de malha

4.3 Estratégia de Simulação

A determinação precisa do coeficiente de perda de carga localizada (K) impõe um desafio metodológico: a impossibilidade física de isolar o difusor das tubagens a montante e a jusante necessárias para o desenvolvimento do escoamento. O valor extraído diretamente da simulação global corresponde à perda de carga total ($H_{p-total}$), que engloba tanto a dissipação induzida pela singularidade (difusor) como as perdas por atrito distribuídas ao longo das condutas de extensão.

Para dissociar estas componentes e mitigar a propagação de erros numéricos, adotou-se duas metodologias de cálculos distintas, uma para o regime laminar e outra para o turbulento. Para o regime laminar adotou-se a seguinte estratégia de medição.

4.3.1 Estratégia Regime Laminar

Primeiramente é necessário estabelecer a correta localização dos planos de medição, onde serão coletados os valores de velocidade e pressão estática. A recolha desses dados foi realizada exclusivamente nos planos de fronteira do domínio:

1. **Entrada (Inlet):** Onde o perfil de velocidade é prescrito e estável;
2. **Saída (Outlet):** Localizada a uma distância suficiente a jusante para garantir a reestabilização do escoamento e a dissipação completa dos vórtices gerados pelo difusor.

A escolha destes planos extremos visa evitar a leitura de dados em secções onde o fluxo se encontra perturbado ou com recirculações ativas (fluxo reverso), o que introduziria oscilações espúrias e imprecisões na média das pressões.

Para dissociar a perda de carga localizada da perda distribuída ao longo das condutas, adotou-se uma estratégia de pós-processamento diferenciada, rigorosamente adaptada à fenomenologia e à precisão numérica de cada regime de escoamento:

No que concerne aos escoamentos puramente laminares, a resolução direta das equações de conservação (sem recurso a modelos de turbulência) traduz-se numa concordância quase perfeita com a física do escoamento. Verificando-se que os resultados das simulações numéricas para tubos retos são extremamente próximos dos valores teóricos, optou-se por utilizar diretamente a formulação analítica de Darcy-Weisbach (com $f = 64/Re$) para o cálculo da perda de carga distribuída. Este valor teórico foi subsequentemente subtraído à perda total extraída do domínio do difusor.

A perda de carga localizada atribuível exclusivamente ao difusor (H_{pl}) é, portanto, determinada pela diferença entre a perda de carga total simulada no conjunto e a perda de carga distribuída na tubagem equivalente, conforme a equação 19.

$$H_{pl} = \Delta H_{total,CFD} - \Delta H_{tubos,Teórico} \quad (19)$$

Finalmente, o coeficiente de perda de carga é obtido normalizando este valor pela carga cinética à entrada, conforme a Equação 11 (apresentada no Capítulo 2).

Esta metodologia assegura que o valor de K obtido reflete fielmente a dissipação geométrica, expurgado de influências de atrito e de erros numéricos de discretização.

4.3.2 Estratégia Regime Turbulento

Relativamente ao regime de escoamento totalmente turbulento ($Re < 2300$), a determinação precisa do coeficiente de perda de carga localizada exigiu uma distinção rigorosa entre as perdas distribuídas (atrito nas paredes da tubagem) e as perdas singulares (perturbações geométricas).

A literatura da especialidade demonstra que a medição direta da pressão nas secções imediatamente a montante e a jusante do componente conduz a resultados imprecisos, facto que decorre de dois fenómenos físicos inerentes ao escoamento:

- **Descolamento e Turbulência:** A geometria do difusor altera significativamente o perfil de velocidades, promovendo a formação de zonas de recirculação.
- **Recuperação da Pressão Estática:** À saída do difusor, o escoamento apresenta um perfil de velocidades distorcido. Ao longo da tubagem a jusante, ocorre uma conversão contínua da energia cinética residual em pressão estática, até que o perfil de velocidades (logarítmico, no caso turbulento) se restabeleça integralmente.

Para mitigar este enviesamento na recolha de dados e isolar a energia dissipada exclusivamente pelo difusor, adotou-se o Método de Extrapolação do Gradiente de Pressão.

Este procedimento encontra-se amplamente consolidado e padronizado por referências clássicas de fluidodinâmica, como [1], e por publicações normativas de calibração, como a descrita por [30], no relatório técnico NIST TN 2206. A metodologia fundamenta-se na premissa de que a queda de pressão por atrito contínuo descreve um comportamento linear, estruturando-se nas seguintes etapas operacionais:

1. **Mapeamento a Montante (Tubagem de Menor Diâmetro):** Numa região da conduta de entrada onde o escoamento já se encontra plenamente desenvolvido, a perda de carga é governada unicamente pelo atrito viscoso. Através dos pontos de medição nesta zona, estabelece-se a equação da reta que modela o gradiente de pressão linear a montante.
2. **Mapeamento a Jusante (Tubagem de Maior Diâmetro):** Novos pontos de medição são alocados a uma distância adequada após o difusor, assegurando que a recuperação de pressão foi concluída e o fluido regressou a um regime estável. De igual modo, calcula-se o gradiente linear correspondente à queda de pressão ditada pelo atrito no novo diâmetro.
3. **Projeção Matemática (Extrapolação):** Recorrendo às equações lineares previamente definidas, o comportamento da pressão é projetado virtualmente para o centro geométrico do difusor (X_{centro}):

- A reta a montante é extrapolada para a frente, determinando a pressão idealizada antes da perturbação geométrica ($P_{\text{extrap_entrada}}$).
- A reta a jusante é extrapolada para trás, determinando a pressão estabilizada após a referida perturbação ($P_{\text{extrap_saída}}$).

4. **Cálculo da Queda de Pressão Efetiva:** A diferença vertical entre estas duas retas virtuais no ponto central do componente anulam, matematicamente, a influência do comprimento das tubagens retas. A perda de carga real e isolada do difusor ($\Delta P_{\text{difusor}}$) é demonstrada através da Figura 10 e consequentemente, obtida através da equação 20.

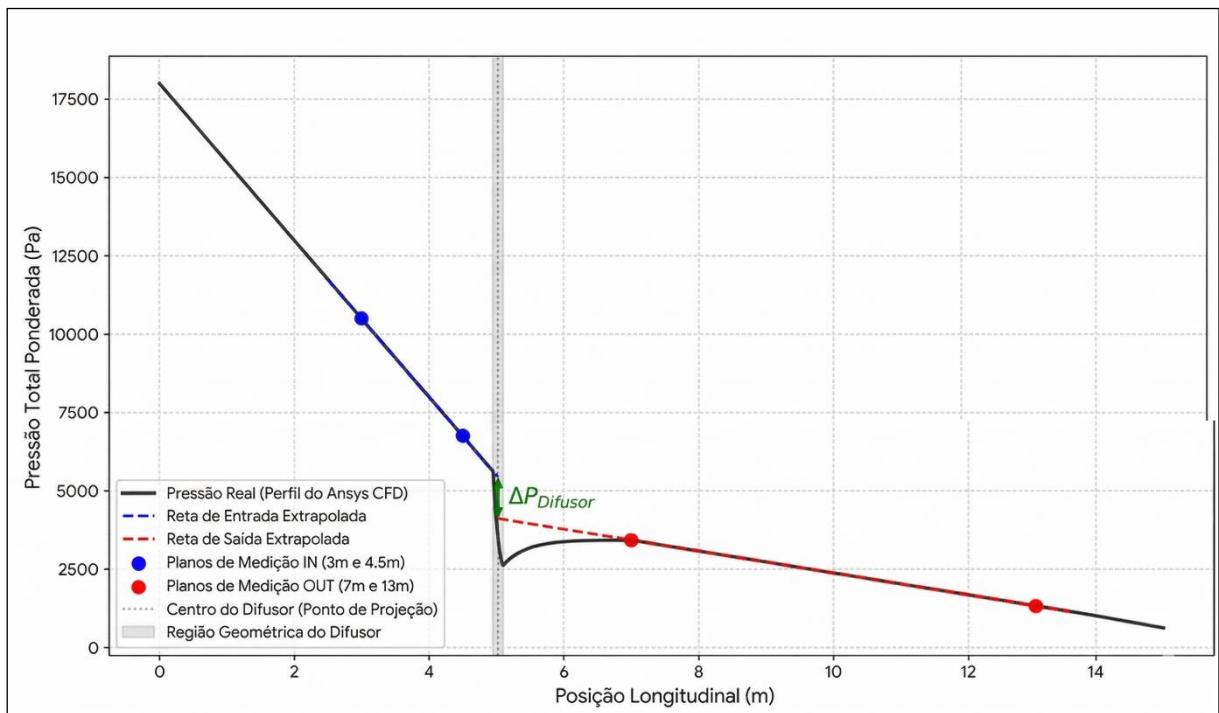


Figura 10 – Metodologia da extrapolação da perda de carga

$$\Delta P_{\text{difusor}} = P_{\text{extrap-entrada}} - P_{\text{extrap-saída}} \quad (20)$$

Por fim, o coeficiente de perda de carga localizada adimensional (K) é determinado relacionando esta queda de pressão efetiva com a pressão dinâmica de referência na secção de entrada, como a equação 21 evidência.

$$k = \frac{\Delta P_{\text{difusor}}}{\frac{1}{2} \rho V_1^2} \quad (21)$$

4.4 Critérios de Validação e Análise de Resultados

A credibilidade de qualquer estudo numérico em Dinâmica de Fluidos Computacional depende intrinsecamente de um processo rigoroso de Verificação e Validação (V&V). Conforme estabelecido por [31], a validação consiste na aferição da capacidade do modelo computacional em representar fielmente a física do mundo real.

Para atestar a robustez das simulações realizadas nesta dissertação, adotou-se uma metodologia de validação tripartida, abrangendo:

1. **Validação Analítica:** Comparação do atrito viscoso com a equação de Colebrook-White;
2. **Verificação de Consistência Fenomenológica:** Análise de limites físicos (*bounding analysis*);
3. **Validação da Singularidade:** Confronto das perdas localizadas no difusor com as correlações empíricas de Gibson, conforme documentado por [4].

4.4.1 Validação Analítica: Escoamento em Conduas (Colebrook-White)

A primeira etapa focou-se na validação do cálculo das perdas distribuídas (H_{pd}). Foram simulados dois segmentos de tubagem distintos. O primeiro segmento se refere ao escoamento laminar, tendo um comprimento $L=1\text{m}$ e 55 mm de diâmetro. Os resultados numéricos foram confrontados com a equações teóricas descritas na secção 2. A Tabela 2 apresenta a discrepância relativa encontrada para escoamento laminar:

Re	Vel(m/s)	Hp(Teórico)	$\Delta P(\text{Ansys})$	Hp (Ansys)	% de erro
498	0,010	1,31E-05	0,128534	1,31E-05	0,12%
249	0,005	6,56E-06	0,064265	6,56E-06	0,11%
50	0,001	1,31E-06	0,012851	1,31E-06	0,10%

Tabela 2 - Validação 1 (laminar)

Já para o escoamento turbulento foi simulada uma tubagem com comprimento $L=9,75\text{m}$ e diâmetros constantes variando entre 55 a 150 mm. Os resultados numéricos ($H_{p-\text{ANSYS}}$) foram confrontados com a solução teórica da equação de Darcy-Weisbach, utilizando o fator de atrito (f) obtido pela equação implícita de [14], amplamente aceite como a referência para escoamentos turbulentos em condutas comerciais. Tabela 3 apresenta a diferença relativa encontrada para escoamento turbulento:

Diametro mm	Velocidade [m/s]	Delta p [Pa]	hp [m] Ansys	hp [m] Teórico	Δ Ansys x Teórico
55	0,83	1.328,65	0,136	0,132	2,91%
55	4,13	23.325,87	2,382	2,355	1,13%
65	0,59	600,47	0,061	0,059	3,23%
65	2,96	10.464,38	1,069	1,056	1,24%
75	0,44	298,19	0,030	0,030	1,45%
75	2,22	5.265,86	0,538	0,531	1,30%
100	0,25	77,38	0,008	0,008	3,64%
100	1,25	1.328,58	0,136	0,134	1,61%
125	0,16	26,83	0,003	0,003	3,88%
125	0,80	456,62	0,047	0,046	1,77%
150	0,11	11,27	0,001	0,001	3,82%
150	0,56	190,68	0,019	0,019	1,75%

Tabela 3 - Validação 1 (turbulento)

A análise revela uma elevada concordância entre o modelo numérico e a teoria clássica. O desvio máximo registado foi de 3,88% para o diâmetro de 125 mm ($Re \cong 20.000$). Segundo [22], o modelo de turbulência SST k-omega apresenta um desempenho superior na previsão de fluxos limitados por paredes ("*wall-bounded flows*") quando a malha satisfaz o critério de $y^+ < 1$. O facto de os erros serem residuais confirma a qualidade da discretização da camada limite e a adequação do modelo de turbulência seleccionado.

4.4.2 Verificação de Consistência Fenomenológica (Limites Físicos)

Como segunda etapa de validação metodológica, procedeu-se a uma análise qualitativa dos limites físicos inerentes ao sistema. Para o efeito, simulou-se um difusor com uma expansão diametral de 50 mm para 55 mm, variando o seu ângulo de divergência, e comparou-se a perda de carga total do domínio com dois casos teóricos de referência correspondentes a condutas de secção constante (50 e 55 mm de diâmetro).

Os resultados obtidos demonstram que a curva de perda de carga do difusor se situa de forma consistente dentro do "envelope físico" esperado. A Tabela 4 apresenta o confronto entre a queda de pressão do sistema contendo a singularidade (difusor) e as respectivas tubagens de referência. Conforme postulado pelos princípios da fluidodinâmica, a geometria de secção constante mais estreita (50 mm) impõe a maior queda de pressão do sistema devido à maior velocidade média de escoamento e consequente aumento do atrito viscoso. Em contrapartida, a condução de 55 mm apresenta a menor dissipação de energia. O facto de as simulações do difusor exibirem uma perda de carga intermédia, delimitada perfeitamente por estes dois extremos geométricos, atesta a coerência física e a robustez preditiva do modelo numérico desenvolvido.

Velocidade inlet [m/s]	Mínimo	Máximo	Ângulo de Abertura (2θ)	Pressão Total [Pa]	Regime de Escoamento
4,00E-05	1,72E-03	2,52E-03	90°	2,048E-03	Laminar
4,00E-05	1,72E-03	2,52E-03	8°	2,051E-03	Laminar
2,01E-03	8,86E-02	1,29E-01	90°	1,037E-01	Laminar
2,01E-03	8,86E-02	1,29E-01	8°	1,041E-01	Laminar
1,00E+00	6,94E+02	1,09E+03	90°	8,22E+02	Turbulento
1,00E+00	6,94E+02	1,09E+03	8°	8,11E+02	Turbulento
5,00E+00	1,21E+04	1,92E+04	90°	1,45E+04	Turbulento
5,00E+00	1,21E+04	1,92E+04	8°	1,42E+04	Turbulento

Tabela 4 - Validação 2

4.4.3 Validação do Modelo de Difusor (Correlação de Gibson)

A validação definitiva consistiu no isolamento da perda de carga localizada (H_{pl}). Aplicando a metodologia diferencial descrita na secção 4.3, os valores numéricos foram comparados com a fórmula empírica de A. H. Gibson, citada na obra de referência de [4] para difusores cónicos com $2\theta \leq 45^\circ$ e descrito pela equação 21.

$$k_d = 2,61 * \operatorname{sen}\theta * \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)^2 + f_{\text{médio}} * \frac{L_{\text{difusor}}}{d_{\text{médio}}} \quad (21)$$

A Tabela 5 sintetiza os desvios obtidos para velocidades de entrada de 5 m/s e 1 m/s:

5 m/s			1 m/s		
Ângulo °	hpl [m]	erro	Ângulo °	hpl [m]	erro
10	1,453	-2,03%	10	0,083	0,60%
8	1,449	-2,12%	8	0,083	0,53%
6	1,447	-2,11%	6	0,083	0,51%
4	1,445	-2,09%	4	0,083	0,50%
15	1,466	-2,55%	15	0,084	0,12%
70	1,483	-1,35%	70	0,084	0,58%
60	1,483	-1,35%	60	0,084	0,78%
45	1,483	-1,35%	45	0,084	0,70%
40	1,483	-1,35%	40	0,084	0,66%
35	1,483	-1,34%	35	0,084	0,62%
30	1,483	-1,34%	30	0,084	0,57%
25	1,483	-1,35%	25	0,084	0,50%
20	1,483	-1,35%	20	0,084	0,37%
90	1,475	-1,83%	90	0,084	0,58%

Tabela 5 - Validação 3

A correlação entre a simulação e a previsão empírica revelou-se excecional.

- Para a velocidade de 1 m/s, o erro manteve-se consistentemente abaixo de 1%.

- Para 5 m/s, o desvio máximo observado foi de -2,55% (para $\theta = 15^\circ$).

Estes valores conferem um grau de confiança elevado à metodologia. A pequena discrepância observada é expectável, uma vez que as correlações de Gibson se baseiam em dados experimentais do início do século XX, os quais, segundo [32], possuem incertezas inerentes à instrumentação da época. O facto de a simulação CFD (RANS) replicar estes dados com desvios inferiores a 3% válida a estratégia de subtração de perdas distribuídas para o cálculo do coeficiente K.

4.5 Matriz de Casos de Estudo e Plano de Simulação

Validada a metodologia numérica e comprovada a fiabilidade do modelo, estabeleceu-se a matriz de ensaios definitiva para a análise paramétrica a apresentar no capítulo seguinte. O plano de trabalhos contempla a variação sistemática de dois parâmetros fundamentais: o ângulo de divergência (θ) e o número de Reynolds (Re), mantendo-se o estudo concentrado a duas razões de diâmetro constantes (1,5 e 2).

A fim de contemplar quer o escoamento dominado pelas forças viscosas (regime laminar), quer o escoamento dominado pelas forças inerciais (regime turbulento), os ensaios foram divididos em dois grandes blocos. A Tabela 6 sumariza as condições de fronteira impostas, resultando num total de 224 simulações independentes.

Regime Fluidodinâmico	Ângulos de Abertura (θ)	Números de Reynolds Analisados (Re)	Modelo de Escoamento
Laminar	5°, 6°, 8°, 10°, 20°, 30°, 40°, 60°	2, 5, 12.5, 25, 50, 100, 200, 400, 600, 800, 1000	Laminar (Equações Exatas)
Turbulento	5°, 6°, 8°, 10°, 20°, 30°, 40°, 60°	5×10^3 , $1,5 \times 10^4$, $2,5 \times 10^4$, 4×10^4 , 5×10^4 , 1×10^5 , $1,5 \times 10^5$, 2×10^5 , $2,5 \times 10^5$	RANS (SST k-omega)

Tabela 6 - Matriz de simulações

4.6 Conclusão do Capítulo

Em suma, a metodologia descrita neste capítulo fundamenta-se na utilização do código ANSYS Fluent para a resolução das equações RANS, suportada por uma malha estruturada rigorosamente verificada quanto à sua independência e qualidade ($y^+ < 1$). A estratégia de isolamento da perda de carga localizada, através da subtração das perdas distribuídas calibradas, demonstrou na fase de validação uma concordância elevada com as correlações empíricas clássicas, apresentando desvios residuais inferiores a 3% na maioria dos casos.

Estão assim reunidas as condições técnicas e científicas para proceder, no capítulo subsequente, à apresentação detalhada dos resultados e à discussão aprofundada sobre a

influência da geometria e do regime de escoamento na eficiência energética dos difusores. A Figura 11 traz um resumo das principais configurações aplicadas ao ANSYS Fluent.

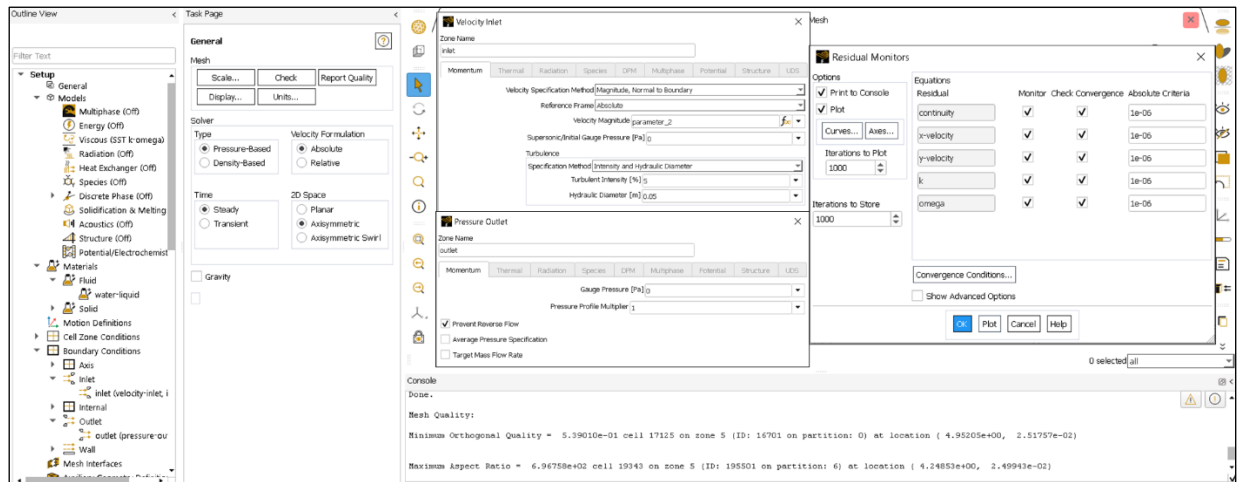


Figura 11 - Configurações ANSYS Fluent

Capítulo 5: RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1 Introdução

O presente capítulo destina-se à exposição pormenorizada e à discussão crítica dos resultados numéricos obtidos ao longo deste estudo. O foco central da análise recai sobre a avaliação do comportamento do coeficiente de perda de carga localizada (K) em resposta à variação de três parâmetros fundamentais do sistema: o número de Reynolds (Re), o ângulo de divergência do difusor (θ) e a razão de expansão geométrica (D/d).

Para garantir uma interpretação lógica e coerente com a fenomenologia do escoamento, a discussão encontra-se estruturada de forma sequencial. Numa primeira fase, isola-se e examina-se exclusivamente o escoamento em regime laminar, explorando as particularidades da dissipação viscosa. Subsequentemente, a análise foca-se no regime turbulento, avaliando o impacto dos gradientes adversos de pressão e da separação da camada limite. Por fim, os dados de ambas as fases são agregados num panorama unificado, com o intuito de avaliar criticamente a zona de transição e a influência global que a mudança de regime de escoamento exerce sobre a magnitude de K .

5.2 Análise do Regime Laminar

A observação do comportamento do coeficiente de perda de carga (K) na região com escoamento laminar (para números de Reynolds até aproximadamente 1000) revela uma dinâmica dominada quase exclusivamente pelas forças viscosas do fluido. Analisando as curvas para as duas razões de expansão estudadas ($D/d = 1,5$ e $D/d = 2,0$), destacam-se dois fenómenos físicos fundamentais: a dependência linear logarítmica com o número de Reynolds e a inversão da influência do ângulo de divergência.

5.2.1 Dependência Inversa com o Número de Reynolds

O primeiro aspeto notório é o decréscimo acentuado e contínuo do valor de K à medida que o número de Reynolds aumenta. Numa escala logarítmica em ambos os eixos (log-log), as curvas apresentam-se como retas com declive negativo. Este comportamento espelha a natureza analítica do escoamento laminar em condutas, onde as perdas são governadas pela tensão de corte viscosa na parede. À semelhança do fator de atrito de Darcy ($f = 64/Re$), o coeficiente K no regime laminar mostra-se inversamente proporcional a Re . À medida que a velocidade (e consequentemente o Reynolds) aumenta, o peso relativo das forças viscosas diminui, resultando

numa queda exponencial do coeficiente de perda normalizado, esta queda está representada na Figura 12.

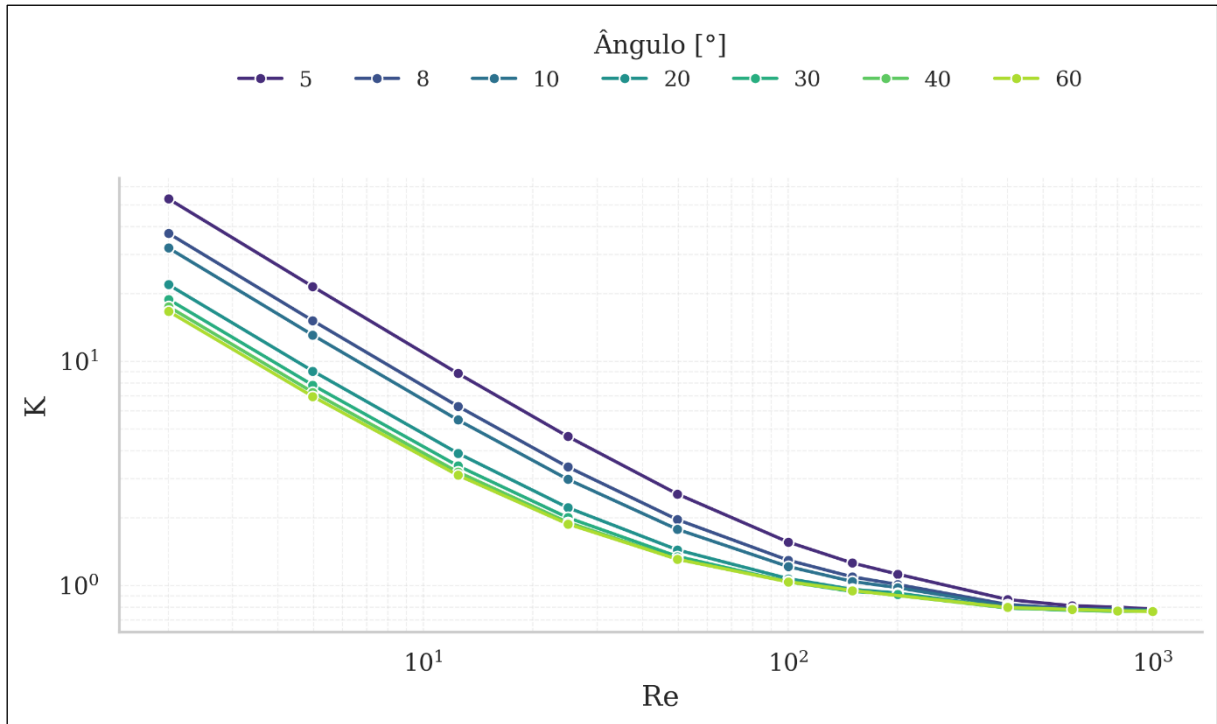


Figura 12 – Coeficiente de perda de carga K vs Número de Reynolds Re, para regime laminar e relação de diâmetro ($D/d = 1,5$)

5.2.2 O Efeito do Ângulo e a Penalização do Comprimento

O fenómeno mais singular observado nesta gama de escoamento é a hierarquia das perdas em função do ângulo de abertura (θ), conforme demonstrado na Figura 12. Contrariando a intuição aerodinâmica válida para altas velocidades, no regime laminar, os difusores com ângulos mais fechados (ex: 5° e 8°) geram as maiores perdas de carga, enquanto as expansões mais abruptas (ex: 45° a 60°) apresentam os menores valores de K.

Esta "inversão" é perfeitamente explicada pela geometria do componente e pela predominância do atrito. Para uma mesma razão de expansão (D/d fixa), o comprimento axial do difusor (L) é inversamente proporcional à tangente do ângulo de abertura, conforme definido na equação 22.

$$L = \frac{D - d}{\tan(\theta)} \quad (22)$$

Consequentemente, um difusor com $\theta = 5^\circ$ é substancialmente mais longo do que um difusor com $\theta = 60^\circ$. Em regime laminar, onde a separação da camada limite é suprimida ou

possui um impacto energético secundário face à dissipação viscosa, a perda de carga é ditada primariamente pela extensão da área molhada em contacto com o fluido. O difusor de 5° obriga o fluido a percorrer uma longa distância sob forte atrito viscoso, acumulando perdas por fricção superiores às perdas geradas pela separação suave num difusor curto de 60° .

5.2.3 Influência da Razão de Expansão geométrica (D/d)

Por fim, a Figura 13 traz a comparação direta entre os resultados para $D/d = 1,5$ e $D/d = 2,0$. Embora o padrão de decréscimo e a hierarquia dos ângulos se mantenham idênticos em ambos os casos, a magnitude global do coeficiente K é consideravelmente superior para a razão $D/d = 2,0$. Uma maior razão de expansão implica, por definição geométrica, um maior comprimento total do difusor (para o mesmo ângulo) e uma maior área de parede sujeita a tensões de corte, o que justifica a translação das curvas para valores de K mais elevados no eixo das ordenadas.

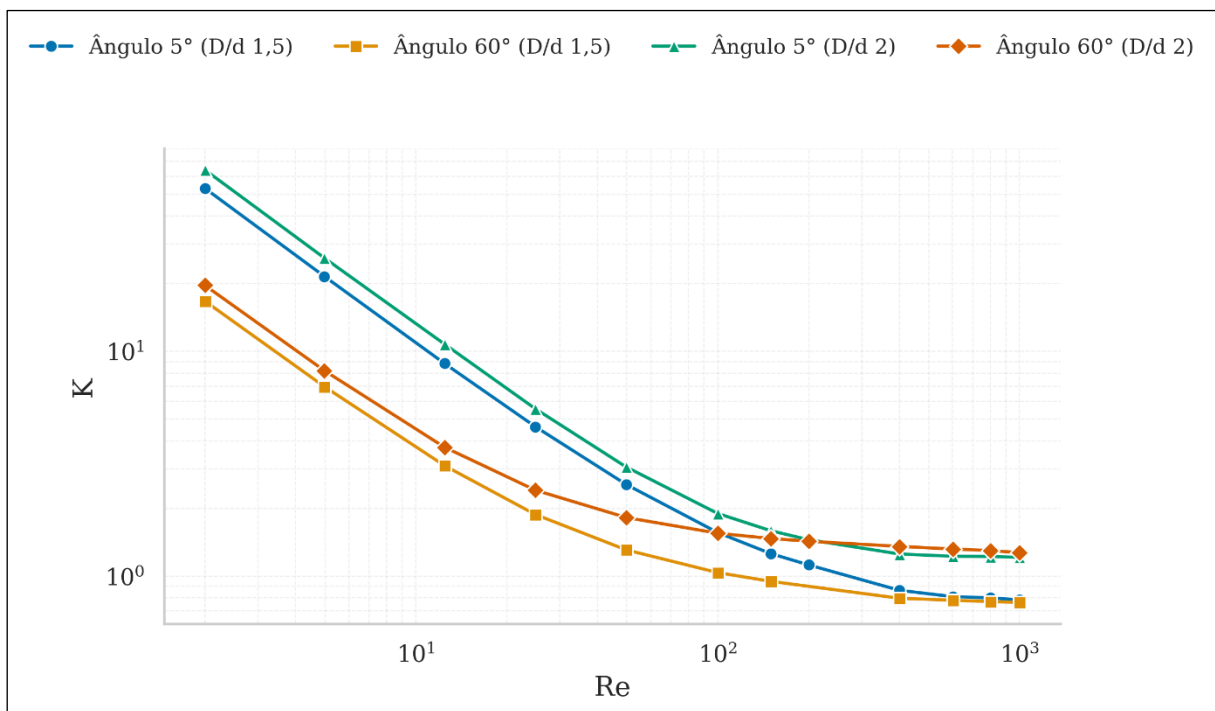


Figura 13 - Coeficiente de perda de carga K vs Número de Reynolds Re, regime laminar

5.2.4 Comparação com a literatura

Para consolidar a validade física dos resultados numéricos obtidos neste regime, procedeu-se a uma validação cruzada com os dados patentes na literatura especializada, com particular destaque para o estudo analítico e computacional desenvolvido por [23].

A Figura 14 apresenta a sobreposição dos coeficientes de perda de carga (K) extraídos das presentes simulações (ANSYS) com os valores de referência do referido artigo, incidindo sobre dois ângulos diametralmente opostos do espectro testado: 5° (difusor longo) e 60° (difusor curto).

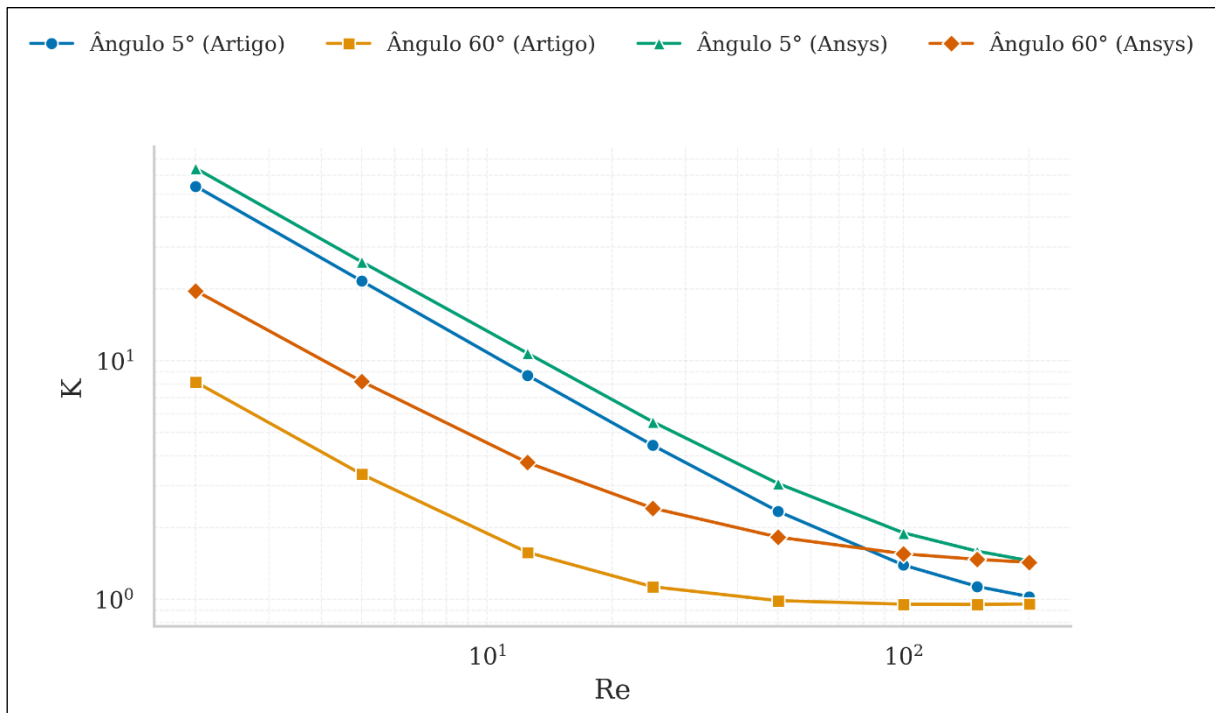


Figura 14 - Validação do Coeficiente de Perda: Ansys vs Artigo, relação de diâmetro $(D/d) = 1,5$

A análise atenta do gráfico permite extrair duas conclusões fundamentais. Em primeiro lugar, constata-se uma excelente correlação morfológica entre as curvas de tendência. As simulações numéricas reproduzem com exatidão o declive negativo constante (em escala log-log), provando que o solver capturou corretamente a relação inversamente proporcional entre o atrito e o número de Reynolds. Adicionalmente, a hierarquia geométrica é perfeitamente replicada: tal como no artigo de referência, a simulação confirma que o difusor de 5° induz perdas substancialmente superiores ao de 60° neste regime de escoamento.

Não obstante a perfeita concordância qualitativa, uma análise quantitativa revela que as curvas geradas via ANSYS Fluent (linha verde para 5° e laranja escuro para 60°) apresentam uma ligeira sobrestimação sistemática (um desfasamento vertical positivo) face aos resultados de Rosa (2004). Este desvio marginal é um fenómeno frequentemente documentado na literatura de modelação computacional em regime laminar e pode ser atribuído a fatores inerentes à própria formulação numérica, nomeadamente:

1. Pequenas discrepâncias no grau de desenvolvimento assumido para o perfil de velocidades na secção de entrada;
2. A difusão numérica residual decorrente da discretização espacial (*mesh resolution*) na subcamada junto à parede, que pode inflacionar o cálculo da tensão de corte efetiva.

Ainda assim, o paralelismo rigoroso entre as curvas e a manutenção do comportamento físico esperado atestam a robustez do modelo, validando plenamente a metodologia adotada para o estudo da dissipação viscosa.

5.3 Análise do regime turbulento

A transição para o regime turbulento, observável a partir de números de Reynolds da ordem de $2,5 * 10^3$, assinala uma alteração radical na fenomenologia da dissipação de energia no interior do difusor. A análise da região direita das curvas (para Re até $3 * 10^5$) revela que os mecanismos governantes deixam de ser ditados pelo atrito viscoso e passam a ser dominados pela inércia do fluido e pelos gradientes de pressão.

5.3.1 Comportamento Assintótico e Independência de Reynolds

A primeira constatação evidente é o achatamento das curvas. Ao contrário do decréscimo linear acentuado verificado no regime laminar, para $Re > 10^3$, o coeficiente de perda de carga (K) estabiliza e torna-se praticamente constante (linhas horizontais). Este comportamento corrobora a teoria clássica da mecânica dos fluidos para escoamentos plenamente turbulentos: a altas velocidades, as forças de inércia superam de tal forma as forças viscosas que o coeficiente de perda de carga perde a sua dependência face ao número de Reynolds, passando a ser uma função exclusiva da macro-geometria do componente. A Figura 15 evidencia o fato de toda a dissipação passa a ser regida pela turbulência de grande escala e não pela fricção na parede.

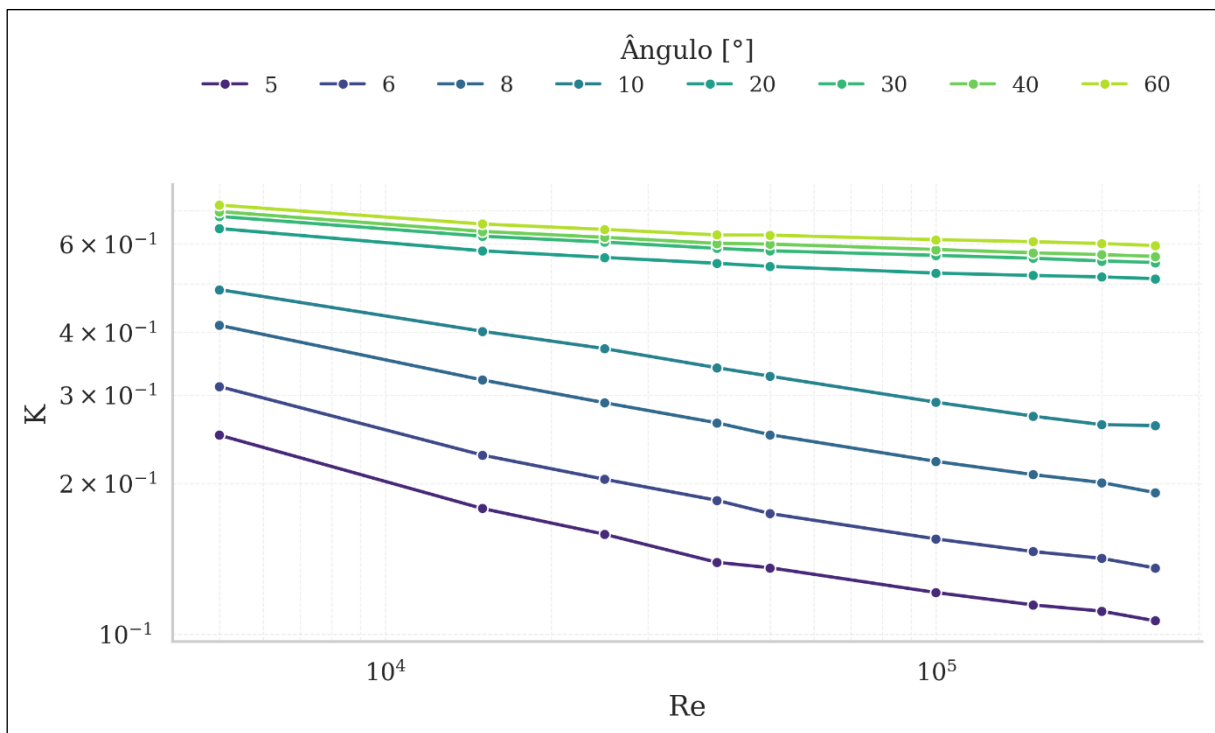


Figura 15 - Coeficiente de perda de carga K vs Número de Reynolds Re , para regime turbulento e relação de diâmetro $(D/d) = 2$

5.3.2 Efeito Agravado da Razão de Expansão (D/d)

A Figura 16 traz a comparação entre as razões de expansão $D/d = 1,5$ e $D/d = 2,0$, verifica-se que a severidade da separação do escoamento é exponenciada pela razão geométrica. Para $D/d = 1,5$, os piores ângulos (ex: 60°) estabilizam num K em torno de 0,3 a 0,4. Contudo, ao duplicar a secção transversal ($D/d = 2,0$), a quantidade de energia cinética que o difusor tenta converter em pressão estática é muito maior. Consequentemente, a falha nessa conversão (devido à separação severa num ângulo de 60°) resulta numa dissipação muito mais violenta, com os valores de K a estabilizarem na ordem de 0,6 a 0,7.

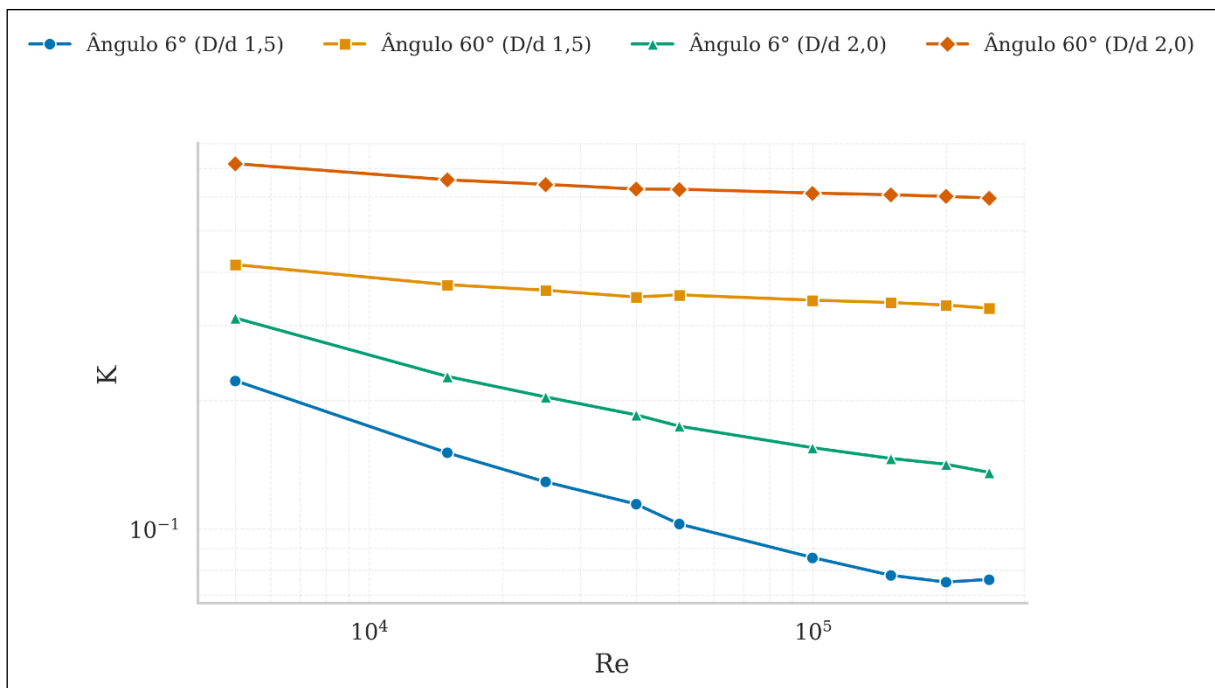


Figura 16 - Coeficiente de perda de carga K vs Número de Reynolds Re , regime turbulento

Comprova-se, assim, que o dimensionamento aerodinâmico (a manutenção de ângulos $\theta < 10^\circ$) é um requisito crítico unicamente no regime turbulento, sob pena de perdas de carga inadmissíveis.

5.3.3 Comparação com a literatura

Para atestar a validade física dos resultados em regime turbulento, procedeu-se a uma validação cruzada com a correlação empírica de Gibson (Equação 15). Este método, cuja formulação detalhada foi apresentada na Secção 4.3, baseia-se no cálculo analítico da perda de carga total do sistema, agregando as componentes de perda distribuída (fricção nas condutas) e perda localizada (singularidade do difusor).

A Figura 17 ilustra a comparação entre o coeficiente de perda de carga total teórico do sistema e os valores extraídos diretamente das simulações numéricas.

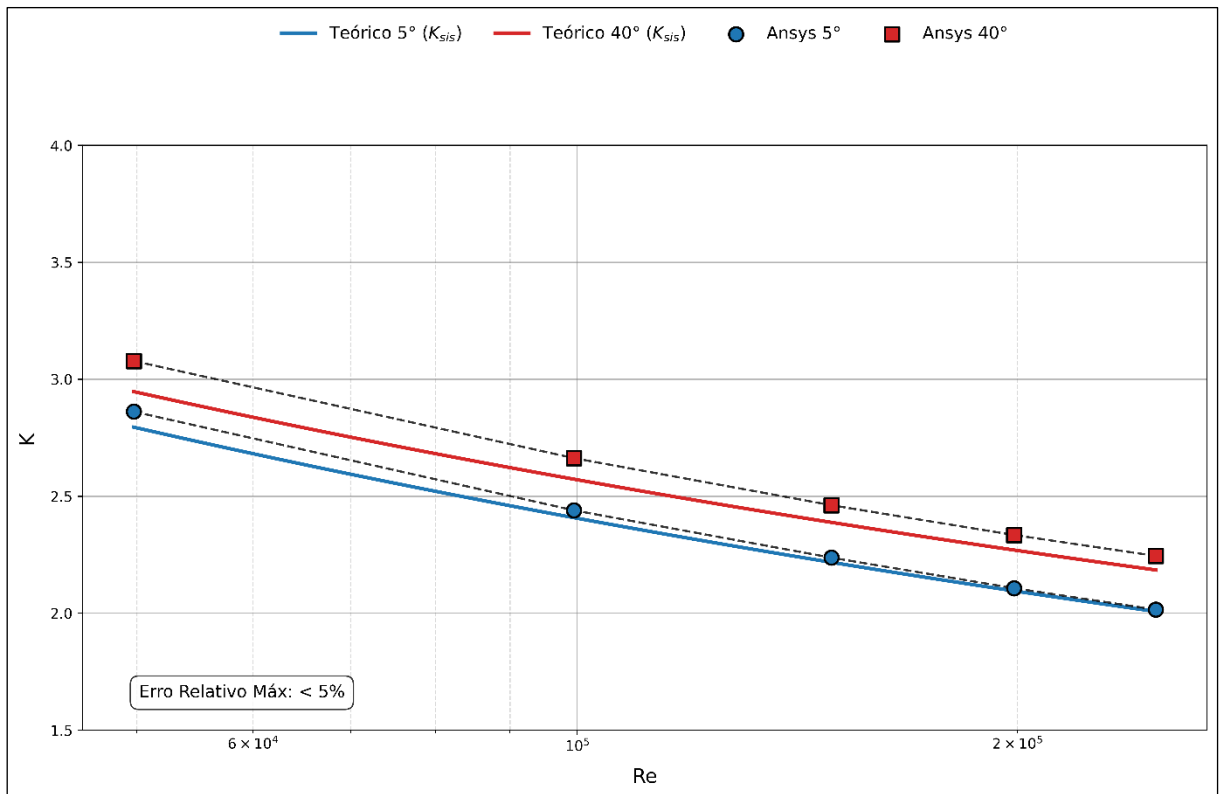


Figura 17- Validação do Coeficiente de Perda de Carga (K): Teórico vs Ansys, regime turbulento

A análise atenta da referida figura permite constatar uma excelente consonância, na morfologia das curvas de tendência, bem como nos valores.

Numa fase subsequente, isolando a perda de carga localizada imputável exclusivamente ao difusor (recorrendo à estratégia de extrapolação do gradiente de pressão), torna-se possível o confronto direto e rigoroso com os coeficientes teóricos. Esta validação da singularidade para a relação de diâmetros igual a 2, encontra-se demonstrada na Figura 18.

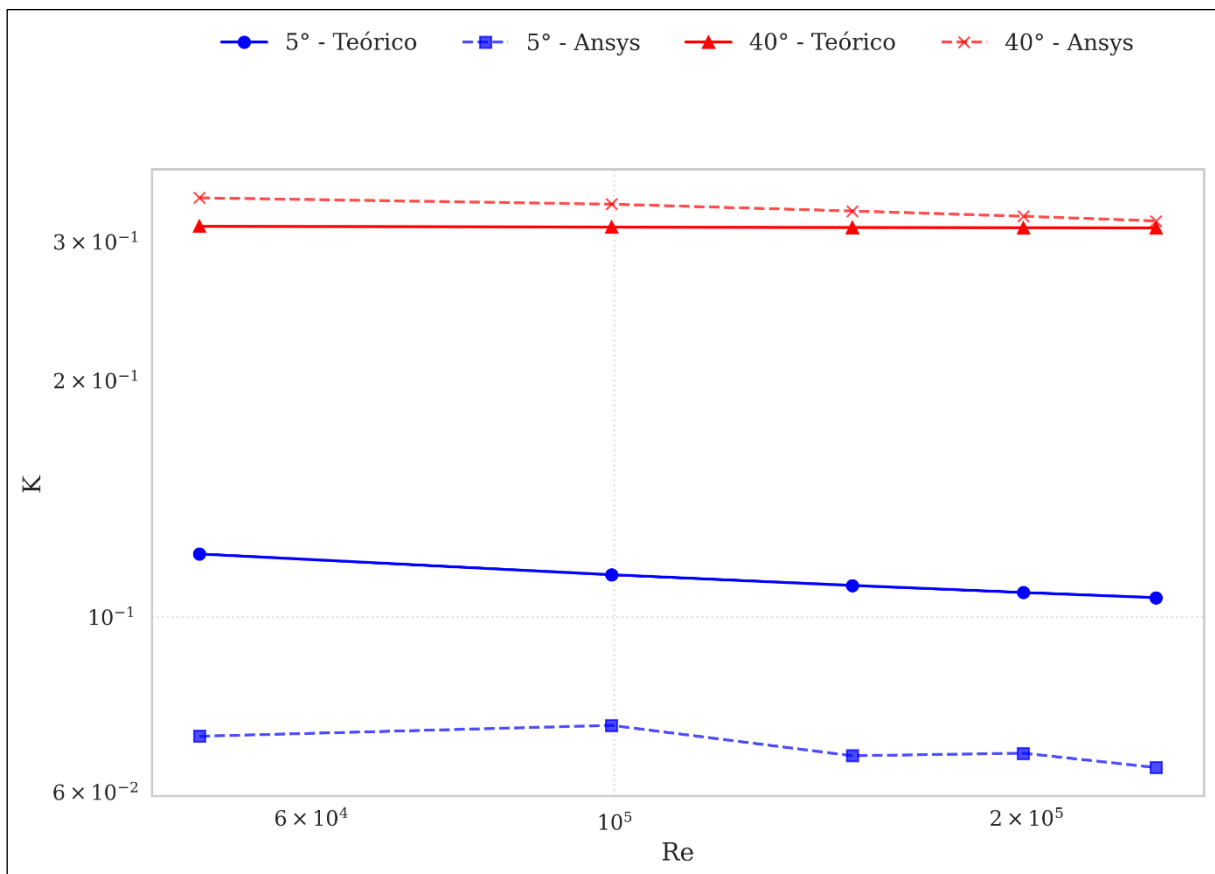


Figura 18 - Comparação do fator de perda de carga K para Ângulos de 5° e 40° teórico x Ansys, regime turbulento

A observação desta figura corrobora a capacidade do modelo numérico em capturar a fenomenologia do escoamento com elevada exatidão. A título exemplificativo, a simulação capta perfeitamente a penalização severa imposta pelo descolamento do escoamento: um difusor com 40° de abertura apresenta uma perda de carga aproximadamente quatro vezes superior à de um difusor de 5° submetido a condições cinemáticas idênticas. Outro aspeto de manifesto relevo prende-se com a tendência assintótica de estabilização das curvas numéricas, que mimetiza fielmente o comportamento teórico estabelecido na literatura. Este paralelismo demonstra que o solver prevê corretamente a física de escoamentos plenamente turbulentos, nos quais o coeficiente de perda de carga se torna praticamente independente do número de Reynolds (Re).

Não obstante a forte correlação qualitativa observada, denotam-se divergências quantitativas entre os valores absolutos de K obtidos numericamente e os previstos pelas correlações teóricas clássicas. Estas discrepâncias são intrínsecas às limitações e simplificações adotadas nas formulações analíticas ou empíricas da literatura. Muitas destas equações tendem a subestimar a severidade da separação da camada limite sob fortes gradientes adversos de pressão ou, inversamente, a sobrestimar a componente de perda por atrito.

Em contrapartida, a metodologia CFD empregue, caracterizada por uma elevada densidade de malha estruturada e refinada na região da camada limite ($y^+ < 1$), possui a capacidade de resolver numericamente estas nuances cinemáticas com maior precisão fenoménica do que as generalizações da literatura. Consequentemente, estas divergências quantitativas são expectáveis e justificáveis pela maior fidelidade do modelo numérico face à teoria simplificada. Reitera-se, portanto, que o facto de o comportamento das curvas numéricas respeitar rigorosamente a física subjacente, validado pela hierarquia correta dos ângulos e pela independência de Reynolds, é suficiente para ratificar a robustez e a fiabilidade dos resultados obtidos.

5.4 Influência dos Parâmetros Geométricos e de Escoamento

O fenómeno de maior relevância nesta secção é a inversão completa da influência do ângulo de divergência (θ) comparativamente ao regime laminar. As Figuras 19 e 20 elucidam que no regime turbulento, os ângulos fechados (5° e 8°) apresentam os menores coeficientes de perda, enquanto as aberturas mais severas (como 40° e 60°) geram perdas de carga substancialmente mais elevadas. Importa ainda salientar que este padrão fenomenológico se verificou de forma consistente em ambas as relações de diâmetro investigadas.

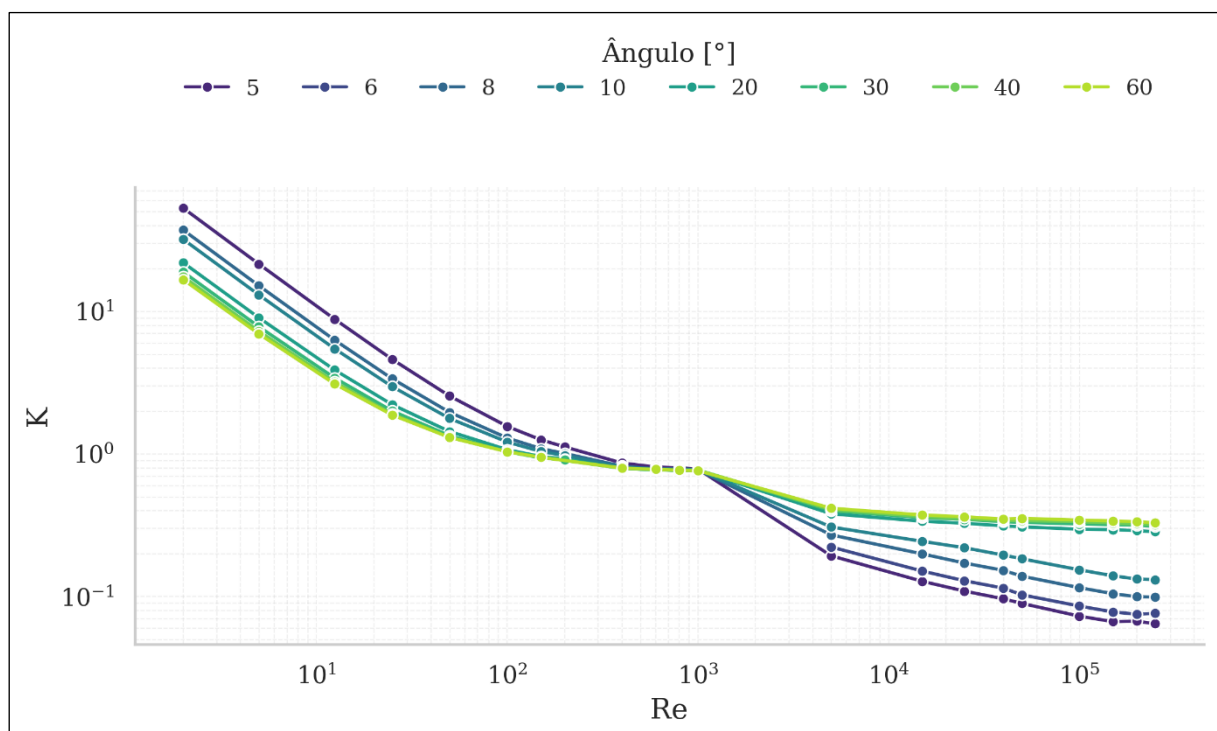


Figura 19 Coeficiente de perda de carga K vs Número de Reynolds Re e relação de diâmetro $(D/d) = 1,5$

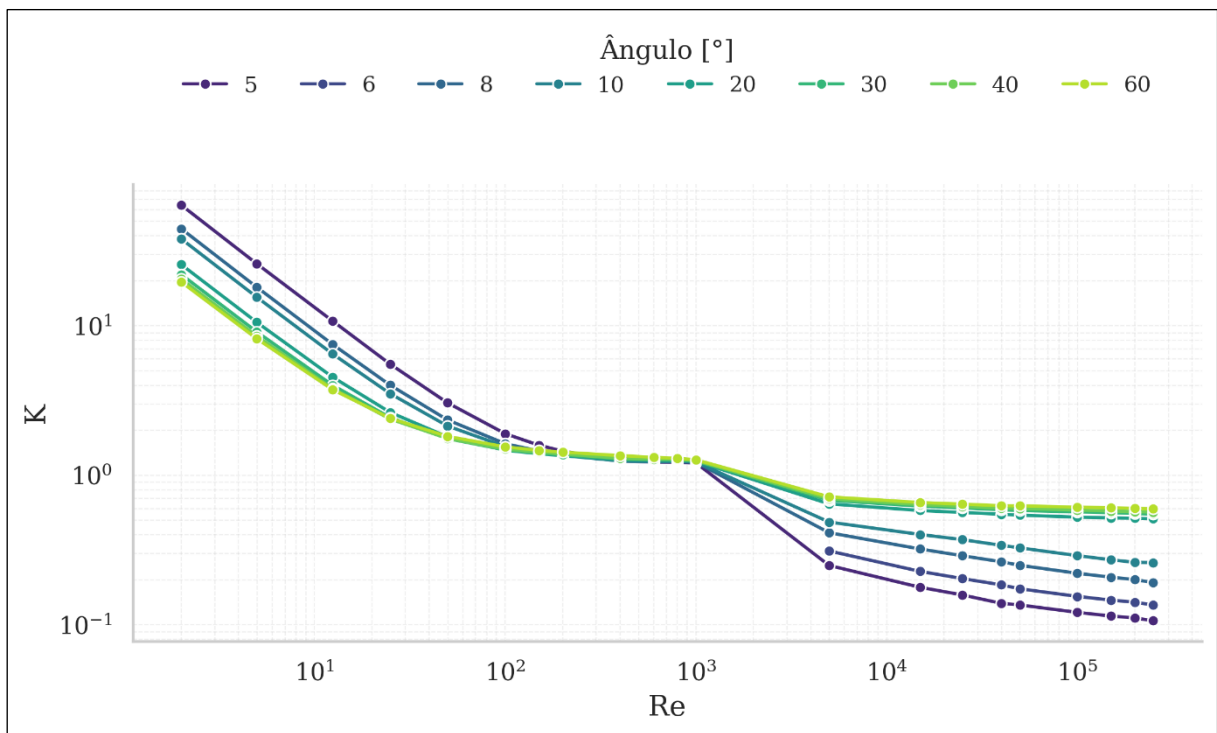


Figura 20 - Coeficiente de perda de carga K vs Número de Reynolds Re e relação de diâmetro $(D/d) = 2$

Esta inversão de comportamento encontra justificção na teoria da camada limite submetida a gradientes adversos de pressão ($dP/dx > 0$). Num difusor de ângulo reduzido (5°), a desaceleração do fluido ocorre de forma gradual.

A energia cinética do escoamento turbulento é suficiente para vencer o gradiente adverso, mantendo o escoamento "colado" à parede (sem separação) como demonstrado pela Figura 21. A perda de carga restringe-se, assim, ao atrito residual e à dissipação natural da turbulência.

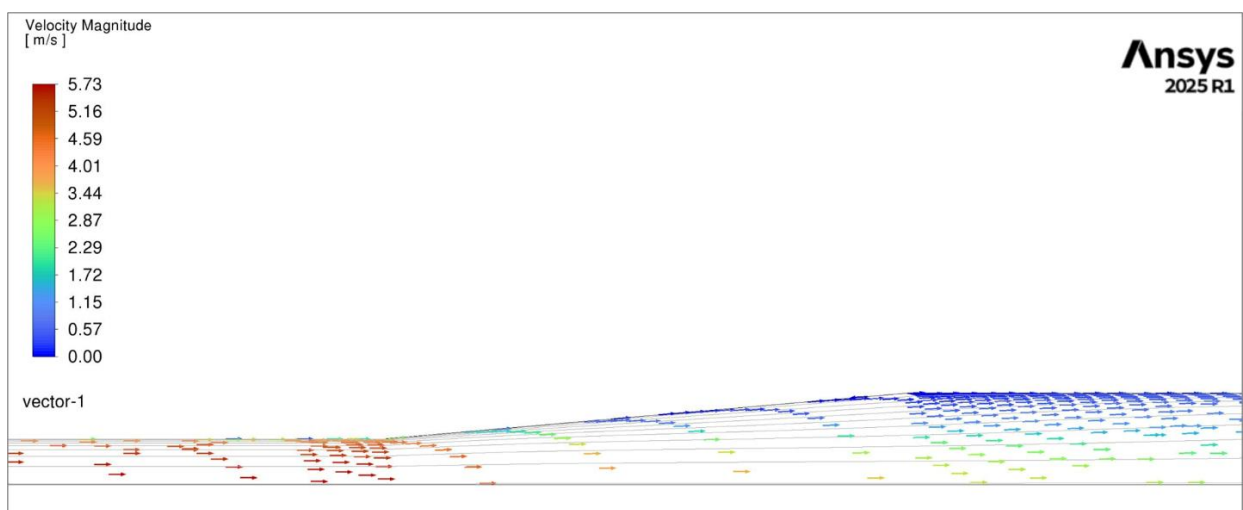


Figura 21 - Campo de velocidades no difusor de 5° (Regime Turbulento, $D/d=2$).

Por outro lado, em difusores com aberturas acentuadas ($> 15^\circ$), o aumento abrupto da secção transversal impõe uma desaceleração excessivamente rápida ao escoamento. Consequentemente, as partículas de fluido adjacentes à parede perdem a sua energia cinética antes de superarem o gradiente adverso de pressão, resultando no descolamento precoce da camada limite. Este fenómeno de separação dá origem a vastas zonas de recirculação e vórtices (fenómeno dominado pelo arrasto de forma, ou *form drag*), cujo comportamento é passível de visualização nas Figuras 22 e 23, referentes às razões de diâmetro $D/d = 2$ e $D/d = 1,5$, respetivamente. A massa de fluido em recirculação atua como um bloqueio à secção efetiva de passagem e converte a energia mecânica do escoamento principal em calor através da forte dissipação turbulenta, o que justifica a escalada abrupta dos valores do coeficiente K para os ângulos de 30° , 40° e 60° . Adicionalmente, a análise comparativa destas figuras permite constatar que uma maior relação de diâmetros induz a formação de uma bolha de recirculação de maiores dimensões, o que explica diretamente a obtenção de valores de perda de carga mais elevados nestas configurações.

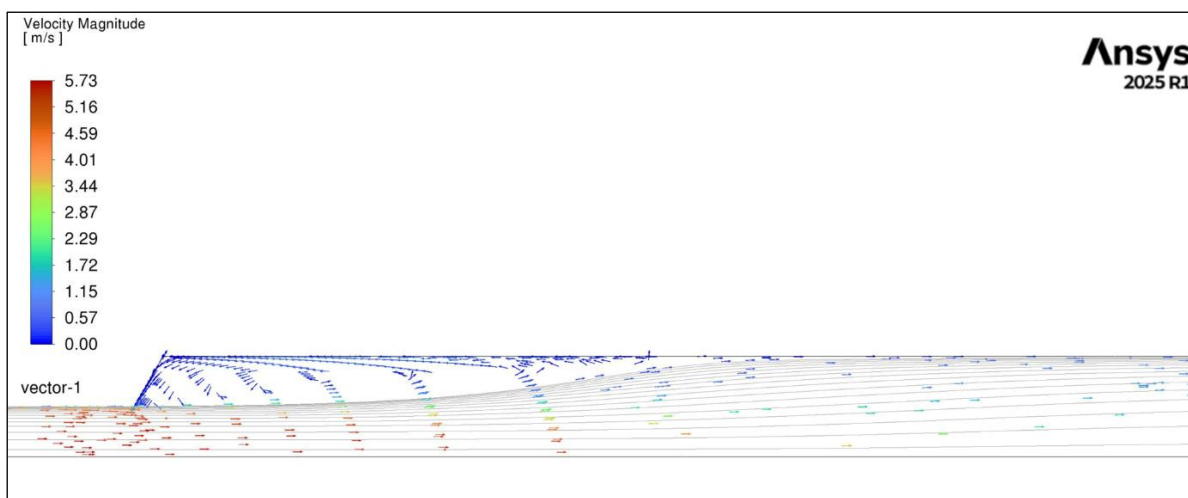


Figura 22 - Campo de velocidades no difusor de 60° (Regime Turbulento, $D/d=2$).

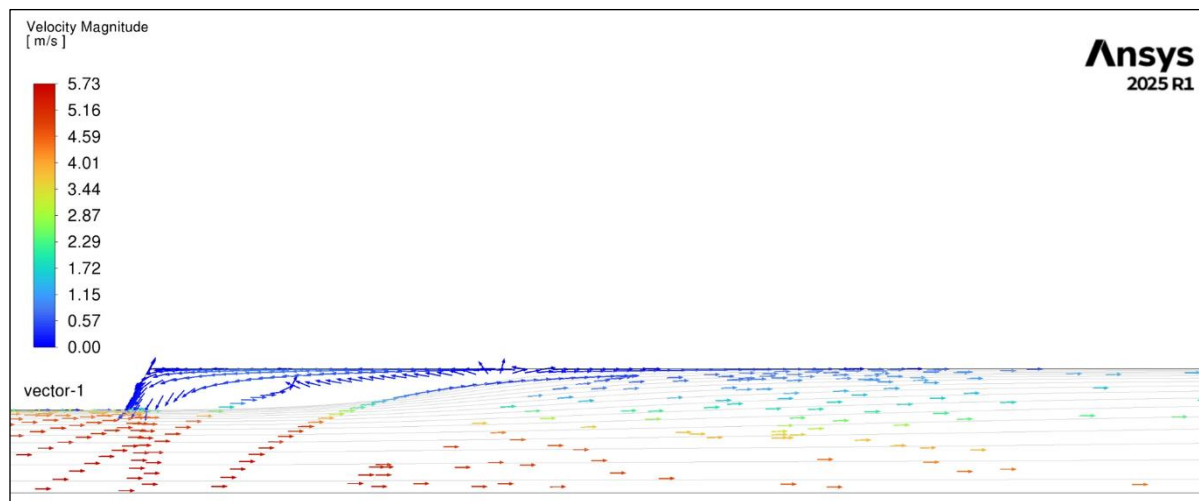


Figura 23 - Campo de velocidades no difusor de 60° (Regime Turbulento, $D/d=1,5$).

Para evidenciar a dualidade deste fenómeno, um dos focos centrais do presente estudo, importa salientar que este paradigma se inverte por completo sob condições de regime laminar (baixos números de Reynolds). Ao analisar a Figura 24 é possível verificar que neste cenário, onde as forças viscosas dominam o escoamento, o mecanismo de dissipação de energia altera-se de forma radical. Num difusor longo e de ângulo reduzido (5°), o fluido é forçado a percorrer uma extensa área superficial. Devido à elevada viscosidade, o atrito de parede (tensão de cisalhamento) acumulado ao longo de todo este comprimento torna-se o fator penalizador dominante, culminando numa elevadíssima perda de carga.

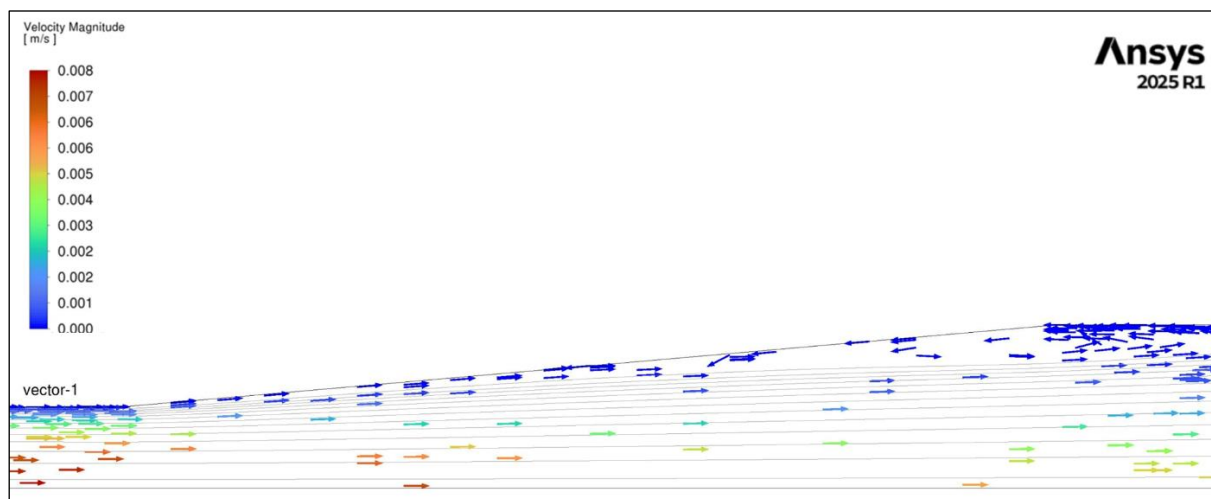


Figura 24 - Campo de velocidades no difusor de 5° (Regime Laminar, $D/d=2$).

Em contrapartida, para ângulos de abertura acentuados (como 40°), o comprimento axial do difusor é substancialmente encurtado. Embora o descolamento da camada limite continue a ocorrer, a ausência de flutuações inerciais faz com que a zona de recirculação formada seja

estacionária e não caótica. Ao observar a Figura 25 é possível verificar que o escoamento principal laminar desliza suavemente sobre esta bolha de fluido estagnado, que atua do ponto de vista dinâmico, como um "rolamento líquido", evitando o atrito prolongado com a parede sólida. Consequentemente, a energia dissipada a contornar esta bolha estacionária acaba por ser manifestamente inferior à energia consumida pelo extremo atrito viscoso nas paredes do difusor de 5°. Fica assim justificada, em termos fluidodinâmicos, a obtenção de menores valores de K para aberturas maiores, comprovando a inversão do conceito de "ângulo ótimo" entre os regimes turbulento e laminar.

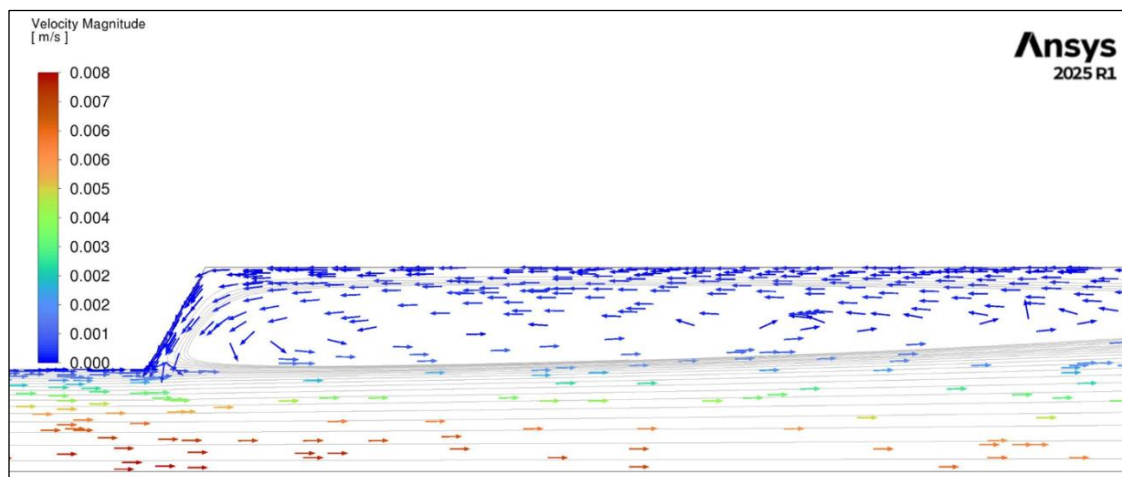


Figura 25 - Campo de velocidades no difusor de 60° (Regime Laminar, $D/d=2$).

Capítulo 6: CONCLUSÃO

6.1 Síntese do Trabalho Desenvolvido

O presente trabalho de dissertação teve como objetivo fundamental a investigação paramétrica e fenomenológica do escoamento de fluidos em difusores cónicos, focando-se na quantificação da perda de carga (coeficiente K) e na topologia do escoamento sob diferentes regimes fluidodinâmicos. Recorrendo a ferramentas de Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD), especificamente o *software* ANSYS Fluent, implementou-se uma metodologia numérica rigorosa alicerçada em processos de Verificação e Validação (V&V). A adoção de malhas de elevada qualidade (com $y^+ < 1$) e a utilização do modelo de turbulência de transição das tensões de cisalhamento (SST k - ω) permitiram capturar com elevada fidelidade o comportamento da camada limite perante gradientes adversos de pressão. Adicionalmente, a estratégia de isolamento da perda de carga singular, subtraindo as perdas distribuídas de acordo com as diretrizes normativas do NIST, provou ser uma abordagem analítica robusta e fiável.

6.2 Conclusões Principais

A extensa matriz de simulações paramétricas, que abrangeu a variação sistemática do meio ângulo de abertura (θ) e do número de Reynolds (Re), permitiu extrair conclusões fluidodinâmicas de grande relevo, destacando-se as seguintes:

- **Validação Histórica no Regime Turbulento:** Para escoamentos dominados por forças inerciais (Re elevados), os resultados numéricos corroboram as observações experimentais clássicas da literatura (como os dados de Gibson e as formulações empíricas). Confirmou-se que difusores com ângulos reduzidos (na ordem dos 5° a 8°) minimizam a dissipação de energia.
- **O Impacto da Separação da Camada Limite:** Evidenciou-se que, no regime turbulento, ângulos de abertura acentuados ($> 15^\circ$) impõem uma desaceleração excessiva do fluido, resultando no descolamento precoce da camada limite. Este fenómeno origina vastas zonas de recirculação caótica que bloqueiam a secção de passagem e convertem a energia cinética do escoamento principal em calor, justificando a escalada abrupta do coeficiente K .
- **O Paradoxo do Regime Laminar (Inversão do Ângulo Ótimo):** A descoberta mais proeminente deste estudo reside na inversão completa do paradigma de projeto para baixos números de Reynolds. Provou-se que, num regime estritamente governado pelas

forças viscosas, os ângulos reduzidos (5°) tornam-se altamente penalizadores devido ao extremo atrito de parede acumulado ao longo da extensa geometria do difusor.

- **A Mecânica do "Rolamento Líquido":** Em contrapartida, difusores curtos com grandes aberturas (ex: 40°) demonstraram ser mais eficientes no regime laminar. A zona de recirculação formada assume um caráter estacionário e não caótico, sobre a qual o escoamento principal desliza com fricção mínima, atuando como um fluido lubrificante estagnado. Esta dinâmica subverte a lógica do regime turbulento e estabelece um novo critério para a otimização de micro-difusores ou sistemas de alta viscosidade.
- **A Constância no Limiar da Transição:** Verificou-se ainda que, para escoamentos laminares na iminência da transição para o regime turbulento (com números de Reynolds na ordem de 1000), ocorre uma notável estabilização geométrica. Neste domínio específico, o coeficiente de perda de carga revela-se praticamente constante e independente do ângulo de abertura do difusor. Este fenômeno sugere a existência de um ponto de equilíbrio dinâmico, no qual o aumento da dissipação provocada pela separação do escoamento em ângulos maiores é perfeitamente contrabalançado pela redução do atrito viscoso de parede, anulando assim a sensibilidade do sistema à geometria divergente.

6.3 Recomendações para Trabalhos Futuros

Apesar da abrangência do presente estudo, a complexidade inerente à mecânica dos fluidos abre portas para investigações subsequentes. Como perspectivas de continuidade, sugere-se:

1. **Validação Experimental Avançada:** A realização de ensaios laboratoriais com recurso a técnicas óticas não intrusivas, como a Velocimetria por Imagem de Partículas (PIV - *Particle Image Velocimetry*), para mapear o campo de velocidades e validar experimentalmente o fenômeno da bolha de recirculação estacionária no regime laminar.
2. **Mapeamento do Regime de Transição e Ponto de Inversão:** Uma investigação numérico-experimental focada primariamente no regime de transição fluido-dinâmica (tipicamente entre $Re = 2000$ e $Re = 4000$). O objetivo central seria identificar com precisão matemática o número de Reynolds crítico, ou a faixa de transição, no qual se verifica a exata inversão do conceito de ângulo ótimo. Mapear detalhadamente esta fronteira de instabilidade permitiria unificar os modelos teóricos e fechar em definitivo a lacuna de conhecimento entre os comportamentos assintóticos laminar e turbulento.

3. **Fluidos Não-Newtonianos:** A expansão da matriz computacional para avaliar o comportamento do coeficiente K em escoamentos de fluidos com reologia complexa (fluidos não-Newtonianos), de grande interesse para as indústrias química e alimentar.
4. **Fenómenos Transientes e Cavitação:** A investigação do impacto de escoamentos pulsáteis na estabilidade do ponto de separação da camada limite, bem como a análise do risco de cavitação induzida pelas flutuações de pressão em aberturas abruptas, através de simulações transientes (URANS ou LES).

Bibliografia

- [1] I. E. Idelchik, Handbook of Hydraulic Resistance, 4 ed., New York, New York: Begell House, 2007.
- [2] H. Rouse e S. Ince, History of Hydraulics, Iowa City, IA: Iowa Institute of Hydraulic Research, 1957.
- [3] H. Schlichting e K. Gersten, Boundary-Layer Theory, Berlin: Springer-Verlag, 2017.
- [4] F. M. White, Fluid Mechanics, vol. 7, New York, NY: McGraw-Hill, 2011.
- [5] H. K. V. & W. Malalasekera, An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method, 2 ed., Harlow, Essex: Pearson Education, 2007.
- [6] A. P. R. T. H. O. B. R. Munson, Fundamentals of Fluid Mechanics, 7 ed., Hoboken, NJ: Wiley, 2012.
- [7] S. J. Kline, D. E. Abbott e R. W. Fox, “Optimum design of straight-walled diffusers,” *Journal of Basic Engineering*, vol. 81, 1959.
- [8] S. V. Patankar, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Washington, DC, DC: Hemisphere Publishing Corporation, 1980.
- [9] J. H. Ferziger e M. Perić, Computational Methods for Fluid Dynamics, 3 ed., Berlin: Springer-Verlag, 2002.
- [10] R. W. Fox, A. T. McDonald, P. J. Pritchard e J. W. Mitchell, Introduction to Fluid Mechanics (Fox & McDonald’s), vol. 10, Hoboken: Wiley, 2020.
- [11] R. P. Chhabra e J. F. Richardson, Non-Newtonian Flow and Applied Rheology, 2 ed., Oxford: Butterworth-Heinemann, 2008.
- [12] L. Prandtl, “Über Flüssigkeitsbewegung bei sehr kleiner Reibung,” *B. G. Teubner*, p. 484–491, 1904.
- [13] USDOE, “DOE Fundamentals Handbook: Thermodynamics, Heat Transfer, and Fluid Flow (Vols.1–3),” U.S. Dept. of Energy, Washington, DC, EUA, 1992.
- [14] C. F. Colebrook, “Turbulent flow in pipes, with particular reference to the transition region...,” *Institution of Civil Engrs (revista)*, vol. 11, pp. 133-156, 1939.

- [15] L. F. Moody, "Friction factors for pipe flow," *ASME (Revista)*, vol. 66, pp. 671-678, 1944.
- [16] J. Weisbach, *Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik*, Friedrich Vieweg und Sohn, 1845.
- [17] H. Darcy, *Recherches expérimentales relatives au mouvement de l'eau dans os tuyaux*, Paris: Mallet-Bachelier, 1857.
- [18] J. D. Anderson, *Computational Fluid Dynamics: The Basics with Applications*, New York, NY: McGraw-Hill, 1995.
- [19] A. N. Kolmogorov, "The local structure of turbulence," *Doklady Akademii Nauk SSSR*, vol. 30, 1941.
- [20] O. Reynolds, "On the dynamical theory of incompressible viscous fluids," *Philosophical Transactions of the Royal Society A*, vol. 186, pp. 123-164, 1895.
- [21] J. Boussinesq, "Essai sur la théorie des eaux courantes," *Gauthier-Villars (CR Acad Sci)*, vol. 23, pp. 140-141, 1877.
- [22] F. R. Menter, "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications," *AIAA Journal*, vol. 32, pp. 1598-1605, 1994.
- [23] S. M. S. Rosa, "Estudo numérico do comportamento de difusores em regime laminar," Porto, 2002.
- [24] A. H. Gibson, "On the flow of water through pipes," *Proceedings of the Royal Society A*, vol. 86, pp. 305-322, 1910.
- [25] D. Z. Camargo, "Análise numérica do coeficiente de perda de carga em escoamentos laminares de fluidos pseudoplásticos em elementos de conexão," FES – Campus São Mateus, São Mateus, 2020.
- [26] S. L. D. Kfuri e e. al., "Friction coefficients for Bingham and Power-Law fluids," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 139, 2017.
- [27] P. J. O. & J. P. M. F. T. Pinho, "Pressure losses in the laminar flow of shear-thinning fluids across a sudden expansion," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 24, nº 5, p. 747–761, 2003.
- [28] G. K. Aoyama, "Simulação numérica do escoamento turbulento em canal composto," Natal, 2017.

- [29] M. S. G. & S. Tavoularis, “The structure of turbulent flow in a rectangular channel containing a cylindrical rod – Part I: Reynolds-averaged measurements,” *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 23, pp. 59-73, 2000.
- [30] L. Lin, M. Duarte Batista e N. S. Milesi-Ferretti, “State-of-the-art Review on Measurement of Pressure Losses of Fluid Flow through Pipe Fittings,” Gaithersburg, 2022.
- [31] P. J. Roache, *Verification and Validation in Computational Science and Engineering*, Albuquerque, NM: Hermosa Publishers, 1998, p. 446.
- [32] D. S. Miller, *Internal Flow Systems: Design and Performance Prediction*, 2 ed., Oxford: Butterworth-Heinemann, 1990.