



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO – UFOP
ESCOLA DE MINAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA



LUCAS FERNANDES DE SOUSA PESSOA

**ANÁLISE COMPARATIVA DA PERDA DE CARGA EM CANAL
FECHADO DE SEÇÃO QUADRADA: ABORDAGEM ANALÍTICA,
NUMÉRICA E EXPERIMENTAL**

OURO PRETO - MG
2025

LUCAS FERNANDES DE SOUSA PESSOA

lucas.pessoa@aluno.ufop.edu.br

**ANÁLISE COMPARATIVA DA PERDA DE CARGA EM CANAL
FECHADO DE SEÇÃO QUADRADA: ABORDAGEM ANALÍTICA,
NUMÉRICA E EXPERIMENTAL**

Monografia apresentada ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Ouro Preto como requisito para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: DSc. Paulo Henrique Vieira Magalhães

Coorientador: Eng. Isabela Gomes Custódio

**OURO PRETO – MG
2025**

SISBIN - SISTEMA DE BIBLIOTECAS E INFORMAÇÃO

P475a Pessoa, Lucas Fernandes de Sousa.

Análise comparativa da perda de carga em canal fechado de seção quadrada [manuscrito]: abordagem analítica, numérica e experimental. / Lucas Fernandes de Sousa Pessoa. - 2025.

53 f.: il.: color., gráf., tab..

Orientador: Prof. Dr. Paulo Henrique Vieira Magalhães.

Coorientadora: Esp. Isabela Gomes Custódio.

Monografia (Bacharelado). Universidade Federal de Ouro Preto. Escola de Minas. Graduação em Engenharia Mecânica .

1. Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD). 2. Turbulência. 3. Computação - Malha computacional. I. Magalhães, Paulo Henrique Vieira. II. Custódio, Isabela Gomes. III. Universidade Federal de Ouro Preto. IV. Título.

CDU 621

Bibliotecário(a) Responsável: Maristela Sanches Lima Mesquita - CRB-1716



FOLHA DE APROVAÇÃO

Lucas Fernandes de Sousa Pessoa

Análise comparativa da perda de carga em canal fechado de seção quadrada: abordagem analítica, numérica e experimental

Monografia apresentada ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Ouro Preto como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico

Aprovada em 30 de Julho de 2025

Membros da banca

Dr. - Paulo Henrique Vieira Magalhães - Orientador (Escola de Minas da Universidade Federal de Ouro Preto)
Eng. - Isabela Gomes Custódio - Coorientadora (Infinity Foundry)
Dra. - Ana Maura Araújo Rocha - (Escola de Minas da Universidade Federal de Ouro Preto)
Dra.- Ana Leticia Pilz de Castro - (Escola de Minas da Universidade Federal de Ouro Preto)

Prof. Paulo Henrique Vieira Magalhães, orientador do trabalho, aprovou a versão final e autorizou seu depósito na Biblioteca Digital de Trabalhos de Conclusão de Curso da UFOP em 18/08/2025



Documento assinado eletronicamente por **Paulo Henrique Vieira Magalhaes, PROFESSOR DE MAGISTERIO SUPERIOR**, em 18/08/2025, às 21:19, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site http://sei.ufop.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **0962227** e o código CRC **0C710D74**.

Dedico esse trabalho aos meus pais que tanto fizeram para eu alcançar essa conquista.

AGRADECIMENTO

Agradeço a Deus por sempre iluminar meu caminho.

Aos meus pais que sempre fizeram o possível e o impossível por mim.

À Isabela Gomes Custódio por sempre me apoiar nessa jornada.

À Universidade Federal de Ouro Preto pelo ensino público e de qualidade.

À Escola de Minas por todos os desafios proporcionados que me fizeram crescer.

À DIFERENCIAL E.J. e aos meus colegas que estiveram juntos em um momento tão difícil que foi a pandemia.

Ao LAESS por ser ambiente de aprendizado e crescimento e aos colegas dos Projetos Craca e FAB.

Ao meu orientador Paulo Henrique Vieira Magalhães por me apoiar e me orientar em toda essa jornada acadêmica.

Aos professores do curso de Engenharia Mecânica pelo ensino que enriqueceu minha trajetória acadêmica.

À República Olympo pela amizade e parceria durante esses anos de Ouro Preto.

“Não estou nem aí para o que pensam. Nunca me arrependi de nada que fiz. Sobreviverei, custe o que custar! Vou fazer o que eu quiser!”.

Roronoa Zoro

RESUMO

A perda de carga em escoamentos internos é um fenômeno a ser analisado no projeto e operação de sistemas de transporte de fluidos, como dutos, trocadores de calor e sistemas de ventilação, a fim de garantir o funcionamento eficiente e a segurança operacional dessas instalações. Caracteriza-se pela redução de pressão ao longo do escoamento, decorrente dos efeitos de atrito e turbulência. Este trabalho analisa comparativamente as perdas de carga obtidas por métodos analíticos, simulações numéricas e medições experimentais em escoamento interno de um canal fechado de seção quadrada de 80×80 mm e 1 m de comprimento. Justifica-se pela necessidade de avaliar a confiabilidade de ferramentas de Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) avaliando corretamente a escolha da malha e do modelo de turbulência adequado. Como método teórico, empregou-se a equação de Darcy–Weisbach com fator de atrito determinado por Swamee–Jain e Colebrook–White; a componente experimental baseou-se em dados de bancada hidráulica obtidos por Fagundes (2024); e a abordagem numérica consistiu em 45 simulações no ANSYS Fluent[®], combinando três malhas (grosseira, intermediária e refinada) e três modelos de turbulência (*k-ε realizable*, *k-ω SST com Corner Flow Correction* e *Reynolds Stress Model stress-ω*). Ao comparar o resultado analítico com o obtido experimentalmente por Fagundes (2024), observou-se uma diferença de 1,5 a 7,21 mmCA. Enquanto os resultados mostram que as simulações CFD alcançam discrepâncias inferiores a 1 mmCA em relação ao cálculo teórico, permanecendo dentro da incerteza de $\pm 0,5$ mmCA do manômetro. Observou-se que a malha grosseira proporcionou os menores erros percentuais e que o modelo *k-ω SST* ofereceu o melhor compromisso entre fidelidade física e eficiência computacional. Nessa configuração, as diferenças variaram entre 0,01 mmCA e 0,06 mmCA, valores muito inferiores à incerteza do manômetro, evidenciando elevada precisão na predição da perda de carga utilizando CFD.

Palavras-chave: Perda de carga. Canal de seção quadrada. CFD. Modelo de turbulência. Malha computacional.

ABSTRACT

Head loss in internal flows is a phenomenon to be analyzed in the design and operation of fluid transport systems—such as pipelines, heat exchangers, and ventilation systems—in order to ensure efficient performance and operational safety. It is characterized by a pressure drop along the flow path, resulting from friction and turbulence effects. This study provides a comparative analysis of head losses predicted by analytical calculations, numerical simulations and experimental measurements in the internal flow of an 80×80 mm square duct and 1 m in length. The investigation is motivated by the need to assess the reliability of Computational Fluid Dynamics (CFD) tools correctly evaluating the choice of mesh and the appropriate turbulence model. Theoretical predictions employed the Darcy–Weisbach equation with friction factors obtained via Swamee–Jain and Colebrook–White formulations; experimental data were sourced from a hydraulic bench test by Fagundes (2024); and the numerical approach comprised 45 ANSYS Fluent[®] simulations combining three mesh densities (coarse, intermediate, refined) with three turbulence models (realizable k – ϵ , k – ω SST with Corner Flow Correction, and stress– ω Reynolds Stress Model). The comparison between analytical and experimental results from Fagundes (2024) showed differences ranging from 1.5 to 7.21 mmCA. CFD simulations, however, achieved discrepancies of less than 1 mmCA compared to theoretical calculations, remaining within the ± 0.5 mmCA uncertainty of the manometer. The coarse mesh yielded the lowest percentage errors, and the k – ω SST model provided the best balance between physical fidelity and computational efficiency. In this configuration, differences ranged from 0.01 mmCA to 0.06 mmCA, far below the manometer uncertainty, demonstrating the high accuracy of CFD in predicting head loss for square ducts.

Key-words: Head loss. Square duct. CFD. Turbulence model. Computational mesh.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Diâmetro hidráulico para diferentes tipos de seção.	4
Figura 2 – Diagrama de Moody.....	6
Figura 3 – Divisão da camada limite hidrodinâmica.....	11
Figura 4 – Fluxograma da metodologia.....	17
Figura 5 – Seção de medição da perda de carga em bancada hidráulica.....	18
Figura 6 – Esquema da seção transversal do duto.....	19
Figura 7 – Bancada hidráulica.....	20
Figura 8 – Corte da seção de medição de perda de carga da bancada hidráulica.....	20
Figura 9 – Domínio computacional modelado no Ansys SpaceClaim®.....	21
Figura 10 – Organização do ambiente no Ansys Workbench®.....	22
Figura 11 – Vista isométrica da malha grosseira.....	23
Figura 12 – Vista frontal da malha grosseira.....	23
Figura 13 – Vista isométrica da malha intermediária.....	24
Figura 14 – Vista frontal da malha intermediária.....	24
Figura 15 – Vista isométrica da malha refinada.....	25
Figura 16 – Vista frontal da malha refinada.....	25
Figura 17 – Condições de contorno aplicadas em cada face do domínio.....	26
Figura 18 – Plano 1 para medição de pressão.....	27
Figura 19 – Plano 2 para medição de pressão.....	27
Figura 20 – Resíduos adotados como critério de convergência.....	28
Figura 21 – Mensagem do <i>solver</i> indicando que a solução convergiu.....	28
Figura 22 – Gráfico de resíduos gerado pelo Fluent®.....	28
Figura 23 – Fechamento do balanço de massa.....	29
Figura 24 – Estabilização do parâmetro de interesse perda de pressão.....	29

Figura 25 – Gráfico de perda de carga do tubo liso.....	33
Figura 26 – Comparação de perda de carga teórica e experimental.....	35
Figura 27 – Parâmetros do Solver no <i>software</i> Microsoft Excel.....	36
Figura 28 – Comparação das curvas de perda de carga do arranjo experimental com o teórico, variando parâmetros	38
Figura 29 – Curvas de perda de carga das malhas grosseiras comparadas ao analítico	40
Figura 30 – Curvas de perda de carga das malhas intermediárias comparadas ao analítico	40
Figura 31 – Curvas de perda de carga das malhas refinadas comparadas ao analítico	41
Figura 32 – Erro percentual da malha grosseira em relação à vazão volumétrica	43
Figura 33 – Gráfico de ortogonalidade dos elementos.....	44
Figura 34 – Gráfico de <i>skewness</i> dos elementos	44
Figura 35 – Gráfico de <i>aspect ratio</i> dos elementos	45
Figura 36 – Valores de y^+ ao longo da parede do duto	46
Figura 37 – Curvas de perda de carga das duas melhores configurações em relação ao cálculo analítico	48

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dados da bancada hidráulica e do fluido de trabalho	18
Tabela 2– Dados do escoamento no duto	19
Tabela 3 – Quantidade de elementos e nós em cada malha.....	25
Tabela 4 – Perda de carga medida experimentalmente por Fagundes (2024).....	33
Tabela 5 – Resultado dos cálculos analíticos	34
Tabela 6 – Resultado experimental e analítico.....	35
Tabela 7 – Resultado experimental e analítico variando a temperatura	35
Tabela 8 – Rugosidade encontrada para cada vazão e a média desses valores	36
Tabela 9 – Resultado experimental e analítico variando a rugosidade.....	37
Tabela 10 – Diâmetro encontrado para cada vazão e a média desses valores.....	37
Tabela 11 – Resultado experimental e analítico variando a rugosidade.....	38
Tabela 12 – Resultado das simulações CFD da perda de carga [mmCA].....	39
Tabela 13 – Diferença percentual do CFD com o analítico	42
Tabela 14 – Critérios de qualidade de cada malha	43
Tabela 15 – Detalhes dos critérios de qualidade da malha refinada.....	44

LISTA DE SIMBOLOS

Re	número de Reynolds [adim.]
ρ	densidade [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$];
V	velocidade média [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$];
D	diâmetro hidráulico [m];
μ	viscosidade dinâmica [$\text{Pa}\cdot\text{s}$];
A	área de seção transversal do duto [m^2];
p	perímetro molhado [m];
f	fator de atrito [adim];
ε	rugosidade absoluta do duto [m];
h	Perda de carga [m];
L	comprimento do duto [m];
g	aceleração da gravidade [m/s^2];
u	vetor velocidade [m/s];
p	pressão [Pa];
y^+	parâmetro adimensional que define a posição da primeira célula da malha em relação à parede;
u_τ	velocidade de atrito [m/s];
y	distância da primeira célula à parede [m];
τ_w	tensão de cisalhamento na parede [Pa];
k	energia cinética turbulenta [m^2/s^2];
ε	taxa de dissipação de energia [m^2/s^3];
ω	taxa de dissipação específica [s^{-1}];
\dot{m}	vazão mássica [kg/s];
Q	vazão volumétrica [L/min; m^3/s];

LISTA DE SIGLAS

CFD	Dinâmica dos Fluidos Computacional;
DNS	<i>Direct Numerical Simulation;</i>
RANS	<i>Reynolds-Averaged Navier-Stokes;</i>
RSM	<i>Reynolds Stress Model;</i>
SST	<i>Shear Stress Transport;</i>
CFC	<i>Corner Flow Correction;</i>

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Formulação do Problema.....	1
1.2	Justificativa.....	1
1.3	Objetivos.....	2
1.3.1	Geral	2
1.3.2	Específicos.....	2
1.4	Estrutura do Trabalho	3
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
2.1	Escoamento interno em condutos fechados.....	4
2.2	Equações governantes e discretização em CFD	7
2.3	Malha	8
2.3.1	Tipos de elementos de malha	8
2.3.2	Qualidade de malha	9
2.4	Modelos de turbulência	10
2.4.1	Modelo $k-\varepsilon$ <i>Realizable</i>	12
2.4.2	Modelo $k-\omega$ SST com <i>Corner Flow Correction</i>	12
2.4.3	<i>Reynolds Stress Model (stress-ω)</i>	13
2.5	Validação e verificação de modelos CFD	14
2.5.1	Convergência de resíduos.....	14
2.5.2	Convergência de parâmetros de interesse.....	14
2.5.3	Fechamento do balanço de massa.....	15
3	METODOLOGIA.....	16
3.1	Tipo de Pesquisa.....	16
3.2	Materiais e Métodos	17
3.3	Variáveis e Indicadores	30
3.4	Instrumento de coleta de dados	31
3.5	Tabulação dos dados.....	31
3.6	Considerações finais do capítulo	32
4	RESULTADOS	33
5	CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES	49
5.1	Conclusão	49

5.2	Recomendações	51
REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA.....		52

1 INTRODUÇÃO

1.1 Formulação do Problema

A perda de carga em escoamentos internos é um fenômeno fundamental no projeto e operação de sistemas de transporte de fluidos, sendo definida como a redução de pressão ao longo do escoamento devido aos efeitos de atrito e turbulência (WHITE, 2018). Sua estimativa é essencial para garantir o funcionamento eficiente e seguro de dutos, trocadores de calor, sistemas de ventilação, entre outras aplicações industriais. Tradicionalmente, essas perdas são estimadas por meio de modelos teóricos, como a equação de Darcy-Weisbach, com o fator de atrito determinado por equações empíricas, a exemplo da equação de Colebrook-White (MUNSON *et al.*, 2013).

Os modelos teóricos apresentam limitações consideráveis ao assumir condições ideais de escoamento, apesar da praticidade (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2011). Além disso, geometrias diferentes da seção circular, como seções quadradas, introduzem características de fluxo que alteram significativamente o desenvolvimento da camada limite e a distribuição de velocidades, influenciando diretamente a perda de carga (MOTT, 2014).

Com o avanço dos recursos computacionais, a simulação numérica através da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) se consolidou como uma ferramenta poderosa para o estudo de escoamentos internos. No entanto, os resultados numéricos são sensíveis à qualidade da malha e à escolha do modelo de turbulência, sendo necessário avaliar a influência dessas escolhas sobre os resultados (FERZIGER; PERIĆ, 2020). Estudos de verificação e validação são fundamentais nesse contexto, permitindo quantificar a confiança nos resultados obtidos por meio de comparação com soluções teóricas e experimentos (ROACHE, 2009).

Neste sentido, surge a seguinte questão norteadora deste trabalho:

Como analisar comparativamente as perdas de carga obtidas por métodos analíticos, numéricos e experimentais em escoamento interno de um canal fechado de seção quadrada?

1.2 Justificativa

A realização deste estudo justifica-se pela importância da perda de carga como parâmetro-chave no dimensionamento e operação de sistemas que envolvem o escoamento

interno de fluidos. Ademais, a seção quadrada, objeto deste estudo, é comumente encontrada em dutos de ventilação, sistemas de refrigeração e canais técnicos (MOTT, 2014).

A crescente adoção de ferramentas de simulação CFD na indústria demanda investigações rigorosas que avaliem sua precisão e limitações. A comparação entre métodos teóricos, simulações numéricas, com múltiplas malhas e modelos de turbulência, e dados experimentais obtidos em bancada fornece uma abordagem abrangente para avaliar a confiabilidade dos resultados (ROACHE, 2009). Estudos deste tipo contribuem diretamente para a prática profissional, oferecendo bases para decisões técnicas mais bem fundamentadas (ÇENGEL; CIMBALA, 2015; ASME, 2009).

O fato de o estudo envolver três malhas diferentes e três modelos de turbulência adiciona profundidade à análise e permite avaliar a sensibilidade do modelo numérico a variações na discretização e no modelo físico. Além disso, ao integrar um componente experimental, o trabalho cumpre uma das principais exigências de validação em engenharia, o confronto direto entre teoria, simulação e prática (ROACHE, 2009).

Do ponto de vista acadêmico, o estudo promove o desenvolvimento de competências essenciais para a formação do engenheiro mecânico, como modelagem computacional, análise crítica de dados, aplicação de princípios da mecânica dos fluidos e experimentação. Do ponto de vista científico, contribui para a consolidação de metodologias híbridas de análise — teórica, numérica e experimental — para escoamentos internos em geometrias não circulares.

1.3 Objetivos

1.3.1 Geral

Analisar comparativamente as perdas de carga obtidas por métodos analíticos, numéricos e experimentais em escoamento interno de um canal fechado de seção quadrada.

1.3.2 Específicos

- Calcular a perda de carga teórica no duto de seção quadrada utilizando as equações clássicas da mecânica dos fluidos;
- Realizar simulações numéricas do escoamento com três malhas diferentes;
- Aplicar três modelos de turbulência nas simulações;
- Avaliar a sensibilidade dos resultados numéricos à malha e ao modelo de turbulência;

- Comparar os resultados numéricos com os valores teóricos e com dados obtidos experimentalmente da literatura;
- Identificar as principais divergências e convergências entre os métodos e discutir suas implicações práticas e acadêmicas.

1.4 Estrutura do Trabalho

Este trabalho foi desenvolvido ao longo de cinco capítulos, sendo o primeiro referente à formulação do problema, bem como a definição das justificativas e dos objetivos para a análise em questão.

O segundo capítulo aborda os fundamentos teóricos sobre perda de carga, escoamentos internos, dinâmica dos fluidos computacional, modelos de turbulência, qualidade de malha e técnicas de validação numérica e experimental.

No terceiro capítulo é apresentada a metodologia utilizada na realização do trabalho, de modo que contempla os aspectos avaliados para a definição do modelo simulado, os cenários de estudo, parâmetros de entrada, variáveis e indicadores, entre outros.

O quarto capítulo apresenta os resultados obtidos e realiza a análise das comparações entre os métodos, e no quinto capítulo aborda-se as conclusões do estudo e sugestões para trabalhos futuros, de modo que encerra as discussões abordadas e explicita as principais considerações desenvolvidas ao longo das simulações.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Escoamento interno em condutos fechados

O escoamento interno em condutos fechados ocorre quando um fluido se desloca dentro de um canal ou tubo, cujas paredes limitam todo o perímetro do fluxo (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). A caracterização desse tipo de escoamento envolve principalmente a avaliação da relação entre forças viscosas e inerciais, expressa pelo número de Reynolds, conforme a Equação 1 (MUNSON *et al.*, 2013).

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (1)$$

Sendo,

ρ : densidade [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]; V : velocidade média [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]; D : diâmetro hidráulico [m]; μ : viscosidade dinâmica [$\text{Pa}\cdot\text{s}$].

Segundo Çengel e Cimbala (2015), para o escoamento através de tubos não circulares, o número de Reynolds se baseia no diâmetro hidráulico definido pela Equação 2 e ilustrado na Figura 1.

$$D = \frac{4A}{p} \quad (2)$$

Sendo,

A : área de seção transversal do duto [m^2]; p : perímetro molhado [m].

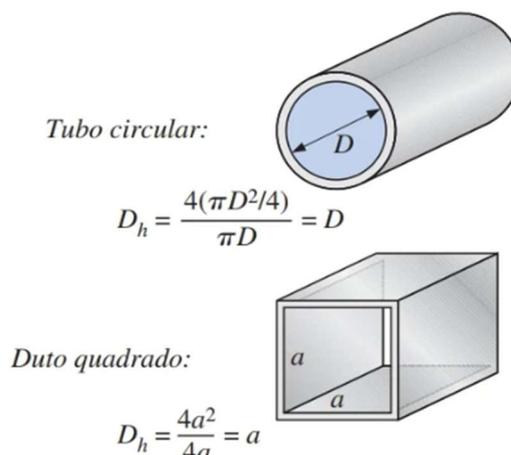


Figura 1 – Diâmetro hidráulico para diferentes tipos de seção.
Fonte: Adaptado de Çengel e Cimbala (2015).

No regime laminar, observado em tubos lisos, quando $Re < 2300$, as camadas viscosas se comportam de forma ordenada, não ocorrendo mistura turbulenta entre elas (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). O comportamento de perda de carga é linear, em função da velocidade média, e o fator de atrito é dado pela Equação 3.

$$f = \frac{64}{Re} \quad (3)$$

Sendo,

f: fator de atrito [adim]; Re: Número de Reynolds [adim].

Essa relação exata deriva da solução analítica das equações de Navier–Stokes para escoamento estacionário, incompressível, newtoniano e laminar em um tubo circular (FERZIGER; PERIĆ, 2020).

Nos casos em que $2300 < Re < 4000$, o escoamento encontra-se na chamada faixa de transição, em que ocorrem pequenas instabilidades na camada limite (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). O limite exato de transição varia de tubo a tubo, dependendo de fatores como rugosidade interna e nível de perturbações na entrada (FOX; McDONALD; PRITCHARD, 2018). Em condutos perfeitamente lisos, esse valor pode se estender até $Re \approx 10000$, mas em tubulações industriais costuma-se observar transição já por volta de $Re \approx 2300$. Durante essa fase, o fator f deixa de obedecer rigidamente à Equação 3, e sua avaliação requer correlações empíricas ajustadas por experimentos de laboratório (MUNSON *et al.*, 2013).

Para $Re > 4000$, o escoamento torna-se plenamente turbulento, dominado por flutuações caóticas e vórtices em diversas escalas espaciais e temporais (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Nessa faixa, o fator de atrito f não admite formulação analítica simples e deve ser obtido por correlações que envolvem Re e a rugosidade relativa (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Pode-se obter o valor de f por meio do uso do diagrama de Moody, ilustrado na Figura 2, ou por meio da equação explícita de Swamee-Jain (Equação 4) ou por meio da equação implícita de Colebrook-White (Equação 5).

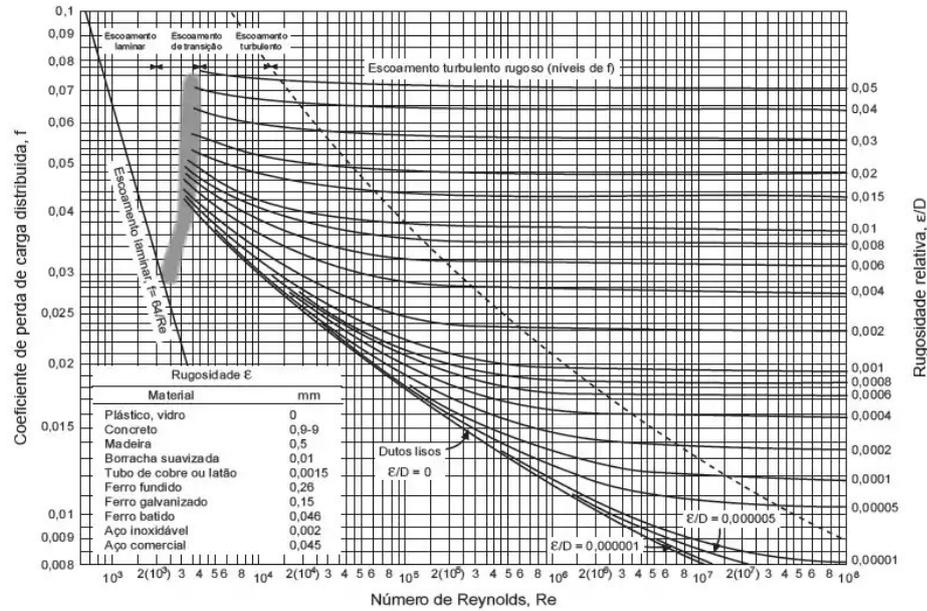


Figura 2 – Diagrama de Moody.

Fonte: Adaptado de Çengel e Cimbala (2015).

$$f_0 = 0,25 \left[\log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^{-2} \quad (4)$$

Sendo,

f_0 : fator de atrito estimado [adim]; ε : rugosidade absoluta do duto [m]; D : diâmetro hidráulico do duto [m]; Re : Número de Reynolds [adim].

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f_0}} \right) \quad (5)$$

Sendo,

f : fator de atrito [adim]; ε : rugosidade absoluta do duto [m]; D : diâmetro hidráulico do duto [m]; Re : Número de Reynolds [adim].

Çengel e Cimbala (2015) ainda afirmam que, na análise do sistema de tubos, é importante verificar a queda de pressão, que normalmente é expressa em termos da altura equivalente da coluna de fluido, chamada de perda de carga, que pode ser calculada pela Equação de Darcy-Weisbach, conforme a Equação 6.

$$h = f \frac{L V^2}{D 2g} \quad (6)$$

Sendo,

h: Perda de carga [m]; f: fator de atrito [adim]; L: comprimento do duto [m]; D: diâmetro hidráulico do duto [m]; V: velocidade média da água [m/s]; g: aceleração da gravidade [m/s²].

No entanto, o cálculo de perda de carga deve ser realizado em escoamento plenamente desenvolvido, que é definido por Çengel e Cimbala (2015, p. 351) como “a região [...] na qual o perfil de velocidade é completamente desenvolvido e permanece inalterado”. Essa região, onde os efeitos da entrada tornam-se insignificantes, localiza-se após a região de entrada, que geralmente possui um comprimento de 10 diâmetros de tubo (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

2.2 Equações governantes e discretização em CFD

A Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD) consiste na aplicação de métodos numéricos para a solução das equações de Navier–Stokes, permitindo estudar escoamentos complexos em geometrias reais sem a necessidade exclusiva de ensaios experimentais (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007). Esses métodos discretizam as equações de conservação de massa e de quantidade de movimento em malhas computacionais, viabilizando a análise de distribuição de velocidades, pressões e esforços de cisalhamento em domínios variados (FERZIEGER; PERIĆ, 2020).

A equação de continuidade para fluido incompressível é expressa pela Equação 7.

$$\nabla \cdot u = 0 \quad (7)$$

Sendo, ∇u a medição da taxa volumétrica de expansão local do fluido em um ponto. O valor igual a zero assegura que não haja acúmulo de massa em cada volume de controle (FERZIEGER; PERIĆ, 2020). A conservação de quantidade de movimento, por sua vez, é descrita pela forma diferencial de Navier–Stokes, conforme a Equação 8 (FERZIEGER; PERIĆ, 2020).

$$\rho (u \cdot \nabla) u = -\nabla p + \mu \nabla^2 u + \rho g \quad (8)$$

Sendo,

ρ : densidade [kg/m^3]; u : vetor velocidade [m/s]; p : pressão [Pa]; μ : viscosidade dinâmica [kg/m.s]; g : gravidade [m/s^2].

Para discretizar essas equações, o Método dos Volumes Finitos é amplamente empregado em ferramentas CFD comerciais e de pesquisa. Nele, o domínio físico é particionado em pequenos volumes de controle, sobre os quais se aplica a forma integral das equações governantes, garantindo conservação local e global de massa e momento (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

Para o acoplamento entre pressão e velocidade em escoamentos incompressíveis, algoritmos como SIMPLE, SIMPLEC e PISO realizam correções sucessivas no campo de pressão e recalculam a velocidade nodal até que o balanço de massa seja satisfeito (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007). A convergência da solução é avaliada pelo decaimento dos resíduos e pelo fechamento do balanço global de massa e quantidade de movimento (FERZIGER; PERIĆ, 2020).

2.3 Malha

Segundo Versteeg e Malalasekera (2007, p. 10), a malha em CFD consiste “na subdivisão do domínio físico em pequenos volumes de controle de forma a permitir a aplicação local das equações integrais de conservação”. A qualidade da malha é determinante para a acurácia de uma simulação CFD, influenciando diretamente a resolução dos gradientes de velocidade e tensão de cisalhamento junto às paredes e à estabilidade numérica (FERZIEGER; PERIĆ, 2020). Nesta seção, discorrem-se os principais tipos de elementos de malha, os requisitos associados ao número adimensional y^+ e as práticas de refinamento por meio de camadas prismáticas (*inflation layers*) para representar corretamente a camada limite.

2.3.1 Tipos de elementos de malha

De acordo com o *Ansys Fluent Theory Guide*, elementos de malha podem ser classificados, de forma geral, em:

- Hexaédricos: elementos estruturados em forma de paralelepípedos. Oferecem ótimo controle de qualidade geométrica e alinhamento com direções preferenciais de escoamento, facilitando a aplicação de camadas prismáticas nas paredes. A malha estruturada hexaédrica costuma apresentar menor inclinação

(*skewness*) e melhor ortogonalidade, reduzindo o erro numérico em regiões de forte gradiente (ANSYS Inc., 2025).

- Prismáticos (ou prismas): frequentemente utilizados conjuntamente com malha hexaédrica, formam camadas finas e graduais próximas à parede, permitindo resolver a subcamada viscosa com menor número de elementos em toda a direção normal à superfície. (ANSYS Inc., 2025).
- Tetraédricos e poliedrais: caracterizam-se por malhas não estruturadas versáteis em geometrias complexas. Apesar da flexibilidade, exigem controle rigoroso de *skewness* e ortogonalidade para evitar instabilidades e dissipação numérica excessiva (FERZIEGER; PERIĆ, 2020; VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

2.3.2 Qualidade de malha

A geração de *inflation layers* criam uma transição entre a região próxima à parede e o núcleo do escoamento. A razão de crescimento entre camadas vizinhas deve ficar abaixo de 1,2 para evitar saltos bruscos no tamanho de célula (ANSYS Inc., 2025).

O *skewness* quantifica o desvio da forma real de uma célula em relação à forma ideal geométrica, como triângulo ou quadrilátero perfeito no 2D, e tetraedro ou hexaedro perfeito no 3D, enquanto a ortogonalidade mede o alinhamento entre as normais das faces das células e a linha que conecta os centroides de células adjacentes (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

O *aspect ratio* (razão de aspecto) corresponde à relação entre o maior e o menor comprimento característico de uma célula. Em termos práticos, indica o quanto uma célula é alongada em relação às suas dimensões ideais. (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

De acordo com o *Ansys Fluent Theory Guide*, para garantir a qualidade da malha, deve-se manter o *skewness* abaixo de 0,3, a ortogonalidade acima de 0,7 e *aspect ratio* inferior a 1000 nos prismas junto à parede, assegurando a resolução adequada da subcamada viscosa (ANSYS Inc., 2025).

O parâmetro y^+ indica a posição da primeira camada de elementos em relação à parede, em unidades de espessura viscosa, conforme a Equação 9, enquanto a Equação 10 apresenta a fórmula para velocidade de atrito (ANSYS Inc., 2025).

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau y}{\mu} \quad (9)$$

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (10)$$

Sendo,

ρ : densidade [kg/m³]; u_τ : velocidade de atrito [m/s]; y : distância da primeira célula à parede [m]; τ_w : tensão de cisalhamento na parede [Pa]; μ : viscosidade dinâmica [kg/m.s].

Para modelos de turbulência com funções de parede, recomenda-se $30 < y^+ < 300$, de modo que a primeira célula esteja dentro da faixa válida da função de parede. Para resolver por completo o escoamento na camada limite hidrodinâmica, exige-se $y^+ < 1$ para capturar diretamente a subcamada viscosa (ANSYS Inc., 2025). A escolha adequada de y^+ é crítica para obter previsões confiáveis de esforço de cisalhamento e distribuição de velocidade junto à parede (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

Em resumo, o uso de *inflation layers* alinhados com a parede, aliado a um refinamento estratégico em regiões críticas e controle de qualidade, assegura que a malha proporcione resultados CFD estáveis e fisicamente confiáveis sem exigir recursos computacionais excessivos (ANSYS Inc., 2025; VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

2.4 Modelos de turbulência

A turbulência é caracterizada por flutuações caóticas, tridimensionais e não lineares no campo de velocidade, geradas pela interação de vórtices de diferentes escalas espaciais e temporais (POPE, 2000). Segundo Souza *et al.* (2011, p. 22):

Os movimentos turbulentos são caracterizados por flutuações instantâneas de velocidade, temperatura e outros escalares. Como consequência destas flutuações, o estado turbulento em um fluido contribui significativamente no transporte de momentum, calor e massa na maioria dos escoamentos de interesse prático e, por isso, tem uma influência determinante nas distribuições destas propriedades no campo de escoamento. Os escoamentos em rios e canais, em tubulações, na esteira de um navio ou avião, na camada limite atmosférica e a maioria das correntes oceânicas pertencem a esta categoria de movimento.

Esses fenômenos intensificam a mistura e o transporte de momento e calor, mas sua resolução direta por *Direct Numerical Simulation* (DNS) é inviável em aplicações industriais, devido ao altíssimo custo computacional (POPE, 2000).

Em escoamentos turbulentos, três regiões são identificadas dentro da camada limite hidrodinâmica, sendo elas a subcamada viscosa, a camada intermediária e a camada logarítmica, como ilustrado na Figura 3 (WHITE, 2018). Dentro da subcamada viscosa, assumindo que o sistema seja homogêneo e isotérmico, o escoamento é predominantemente laminar e, portanto, apenas os esforços viscosos influenciam a transferência de quantidade de movimento nesta região. Na região logarítmica, o escoamento já se encontra plenamente turbulento e, portanto, as tensões turbulentas dominam a transferência de quantidade de movimento. Por fim, na região intermediária, tanto as tensões viscosas quanto as tensões turbulentas são importantes. Neste caso, ambas as tensões influenciam a transferência de quantidade de movimento e os gradientes de velocidade nesta região (ANSYS Inc., 2025; SOUZA *et al.*, 2011).

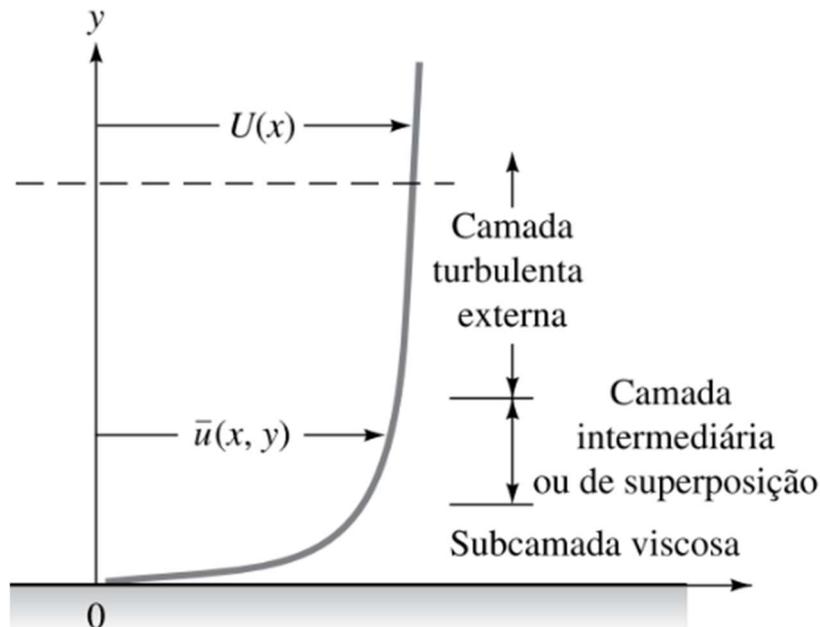


Figura 3 – Divisão da camada limite hidrodinâmica.
Fonte: White (2018, p. 352).

Se os centroides dos volumes de controle da primeira camada de elementos junto à parede encontram-se na região da camada logarítmica, não há informações suficientes para resolver o escoamento na região da parede. Desta forma, o comportamento do perfil de velocidades entre o primeiro centroide e a parede precisa ser modelado utilizando-se funções semi-empíricas que são chamadas de funções de parede (*wall functions*) (SOUZA *et al.*, 2011).

Para viabilizar simulações em domínios reais, empregam-se modelos de turbulência, que fornecem um fechamento para os termos de Reynolds, resultantes da média temporal ou espacial das equações de Navier–Stokes, chamados de RANS (*Reynolds-Averaged Navier-Stokes*) (LAUNDER; SPALDING, 1974; VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007). Em vez de resolver todas as escalas, esses modelos aproximam o efeito das flutuações menores por meio de equações adicionais, permitindo prever o comportamento médio do escoamento com custo reduzido (POPE, 2000).

Existem diversos modelos de turbulência com suas especificações. Três destes modelos foram utilizados na simulação proposta e serão discutidos neste trabalho.

2.4.1 Modelo k - ε *Realizable*

O modelo k - ε padrão, proposto por Launder e Spalding em 1974, fundamenta-se na hipótese de Boussinesq para relacionar o tensor de tensões de Reynolds à taxa média de deformação, resolvendo as equações de transporte da energia cinética turbulenta (k) [m^2/s^2] e de sua taxa de dissipação (ε) [m^2/s^3] com constantes empíricas fixas e viscosidade turbulenta proporcional a k^2/ε . Apesar de seu baixo custo computacional e adequação a escoamentos internos simples, esse modelo apresenta limitações em situações de forte separação de escoamento, curvaturas acentuadas e anisotropia das tensões turbulentas, podendo até gerar componentes de tensões normais negativos e previsões imprecisas em regiões de recirculação e jatos (LAUNDER; SPALDING, 1974).

O modelo k - ε *realizable* foi desenvolvido por Shih *et al.* (1995) para corrigir inconsistências físicas do modelo k - ε padrão, garantindo que as tensões de Reynolds satisfaçam as restrições de positividade (SHIH *et al.*, 1995). Ele introduz uma nova forma para a produção turbulenta no termo de k e uma equação revisada para ε , melhorando a previsão em escoamentos com forte anisotropia e separações (SHIH *et al.*, 1995; POPE, 2000). Tais aprimoramentos resultam em maior robustez numérica e em melhor acurácia na previsão de escoamentos com separações, recirculações e jatos, sem acarretar aumento significativo do custo computacional, confirmando sua eficácia em aplicações industriais que demandam equilíbrio entre fidelidade física e eficiência (FERZIGER; PERIĆ, 2020).

2.4.2 Modelo k - ω SST com *Corner Flow Correction*

O modelo k - ω SST, introduzido por Menter em 1994, resolve as equações de transporte da energia cinética turbulenta (k) [m^2/s^2] e da taxa de dissipação específica (ω) [s^{-1}], sendo k a

energia cinética associada aos redemoinhos turbulentos e ω a frequência com que essa energia é dissipada por unidade de tempo (MENTER, 1994).

A sigla SST significa *Shear Stress Transport*, indicando a formulação híbrida que emprega o modelo $k-\omega$ nas regiões próximas à parede, capaz de prever o escoamento até a subcamada viscosa, sem necessidade de funções de amortecimento adicionais, e faz transição gradual para o modelo $k-\epsilon$ na região de escoamento livre de cisalhamento, reduzindo a sensibilidade a condições de contorno externas e melhorando a previsão de gradientes adversos de pressão e de separação de fluxo (MENTER, 1994).

O modelo inclui também um limitador de tensões de cisalhamento turbulento, proposto por Hellsten em 1998, que modera a produção turbulenta em regiões de forte rotação ou curvatura, evitando superestimações de viscosidade turbulenta e assegurando maior robustez numérica (HELLSTEN, 1998).

Para a previsão de fluxos secundários em cantos agudos, o SST pode ser complementado pela *Corner Flow Correction* (CFC) — implementada em ferramentas comerciais como o ANSYS Fluent® — que insere um termo não linear nas equações de produção turbulenta para simular o transporte de momento e capturar os fluxos secundários de Prandtl do segundo tipo em vértices de canais não circulares, retardando a separação prematura observada nessas configurações (ANSYS Inc., 2025).

2.4.3 *Reynolds Stress Model (stress- ω)*

O *Stress- ω Reynolds Stress Model* (RSM), proposto por Wilcox (2006), constitui um fechamento de segunda ordem que resolve individualmente as equações de transporte para cada um dos seis componentes independentes do tensor de tensões de Reynolds, complementadas por uma sétima equação para a frequência de dissipação específica (ω) (WILCOX, 2006).

Nesse contexto, as tensões de Reynolds representam as correlações estatísticas entre as flutuações de velocidade turbulenta, enquanto ω caracteriza a taxa de dissipação dessas flutuações por unidade de tempo e define a escala de comprimento turbulento, eliminando a necessidade da hipótese de viscosidade turbulenta isotrópica empregada nos modelos de dois parâmetros. (WILCOX, 2006).

Essa abordagem permite a previsão de escoamentos com curvaturas acentuadas, separações e efeitos de rotação com maior fidelidade do que os modelos baseados na hipótese de Boussinesq; contudo, impõe elevado custo computacional e rigidez numérica, além de

demandar malhas refinadas com y^+ próximos de 1, tratamento rigoroso das condições de contorno em superfícies sólidas e planos de simetria (WILCOX, 2006).

2.5 Validação e verificação de modelos CFD

A análise da convergência em CFD é fundamental para garantir que os resultados sejam independentes das iterações e fisicamente confiáveis. Três aspectos são essenciais, sendo eles a redução dos resíduos numéricos, a estabilização de parâmetros de interesse e o fechamento do balanço de massa. (FERZIEGER; PERIĆ, 2020)

2.5.1 Convergência de resíduos

Os resíduos representam o erro local do balanço de equações discretizadas em cada volume de controle. Para um iterador n , o resíduo de continuidade e de *momentum* medem o desvio do balanço de massa e momento, respectivamente, e devem diminuir monotonicamente conforme as iterações avançam. Em geral, considera-se convergida uma simulação quando os resíduos são menores que 10^{-6} , embora valores entre 10^{-4} e 10^{-8} sejam adotados conforme a precisão requerida (FERZIEGER; PERIĆ, 2020; VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

2.5.2 Convergência de parâmetros de interesse

Além dos resíduos, parâmetros globais — como coeficiente de atrito, queda de pressão total ou taxa de arrasto — devem ser monitorados a cada iteração para assegurar que atingem um valor assintótico. Define-se o erro relativo do parâmetro P em iteração n (ε_P^n) pela Equação 11.

$$\varepsilon_P^n = \frac{|P^n - P^{n-1}|}{|P^{n-1}|} \quad (11)$$

Recomenda-se aceitar a convergência quando $\varepsilon_P^n < 10^{-3}$ por várias iterações consecutivas (ROACHE, 2009; VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007). Essa abordagem assegura que, mesmo que os resíduos estejam abaixo do limiar, o resultado físico tenha realmente estabilizado, evitando falsas convergências em que a solução numérica permanece flutuante apesar de resíduos baixos. (ASME, 2009)

2.5.3 Fechamento do balanço de massa

Uma simulação convergida deve satisfazer rigorosamente o balanço global de massa. Calcula-se a diferença entre o somatório dos fluxos mássicos de entrada e saída, conforme a Equação 12.

$$\Delta\dot{m} = \sum_{\text{entra}} \dot{m}_{\text{entra}} - \sum_{\text{sai}} \dot{m}_{\text{sai}} \quad (12)$$

Sendo,

\dot{m} : vazão mássica [kg/s].

Espera-se que o resultado seja menor que 10^{-6} , para garantir que não haja acúmulo de massa no domínio (FERZIEGER; PERIĆ, 2020; VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007). A verificação contínua deste valor previne erros de malha, esquemas convectivos inadequados ou problemas de acoplamento pressão-velocidade, os quais podem mascarar falsas convergências (ASME, 2009).

No segundo capítulo foram apresentados os principais fundamentos relativos às perdas de carga em escoamentos internos, incluindo as equações de Darcy–Weisbach e as correlações de Swamee–Jain e Colebrook–White; em seguida, expuseram-se os conceitos básicos da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), destacando-se os processos de geração de malha e a importância do parâmetro y^+ e da qualidade de malha na captura da subcamada viscosa. Ademais, foram revisados os modelos de turbulência utilizados – $k-\varepsilon$ *realizable*, $k-\omega$ SST com *Corner Flow Correction* e *Reynolds Stress Model stress- ω* – com ênfase em suas formulações, vantagens e limitações. Por fim, discutiram-se as técnicas de validação numérica e experimental, abordando a comparação entre resultados analíticos, numéricos e experimentais.

3 METODOLOGIA

Este capítulo tem por objetivo apresentar os procedimentos utilizados para o desenvolvimento do projeto, as metodologias e os materiais adotados para tabulação e coleta dos dados, além da forma como os dados foram tratados.

3.1 Tipo de Pesquisa

De acordo com Creswell (2021), a pesquisa qualitativa enfoca a exploração e compreensão dos significados subjacentes por meio de perguntas, procedimentos, análises indutivas e interpretações subjetivas. Por outro lado, a pesquisa quantitativa é caracterizada por uma abordagem teórica e objetiva, que utiliza instrumentos para coletar dados numéricos e analisar as relações entre variáveis.

Portanto, a abordagem quantitativa foi a selecionada nesta pesquisa, visto a natureza do trabalho em comparar os resultados de perda de carga obtidos por métodos teóricos, numéricos e experimentais encontrados na literatura.

Segundo Gil (2002), é possível classificar as pesquisas em três grandes grupos: exploratórias, descritivas e explicativas. Essa pesquisa tem como objetivo ser uma pesquisa exploratória acerca do tema estudado, visto que ainda segundo Gil (2002, p. 41), sobre pesquisas exploratórias:

Estas pesquisas têm como objetivo proporcionar maior familiaridade com o problema, com vistas a torná-lo mais explícito ou a constituir hipóteses. Pode-se dizer que estas pesquisas têm como objetivo principal o aprimoramento de ideias ou a descoberta de intuições. Seu planejamento é, portanto, bastante flexível, de modo que possibilite a consideração dos mais variados aspectos relativos ao fato estudado.

Este estudo se configura como uma pesquisa experimental, devido ao fato de envolver a simulação numérica da bancada hidráulica por meio da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) para análise da perda de carga e de comparar esses resultados aos obtidos por cálculos, utilizando as equações clássicas de mecânica dos fluidos, e aos obtidos experimentalmente em bancada hidráulica, encontrados na literatura.

A pesquisa experimental, segundo Gil (2002, p. 47), “consiste em determinar um objeto de estudo, selecionar as variáveis que seriam capazes de influenciá-lo, definir as formas de controle e de observação dos efeitos que a variável produz no objeto.” Nesse caso, a simulação CFD proporciona a oportunidade de investigar o comportamento do escoamento em uma

bancada hidráulica de forma controlada e reprodutível, permitindo a manipulação das variáveis relevantes e a obtenção de resultados detalhados.

3.2 Materiais e Métodos

A metodologia proposta neste estudo é apresentada na Figura 4.

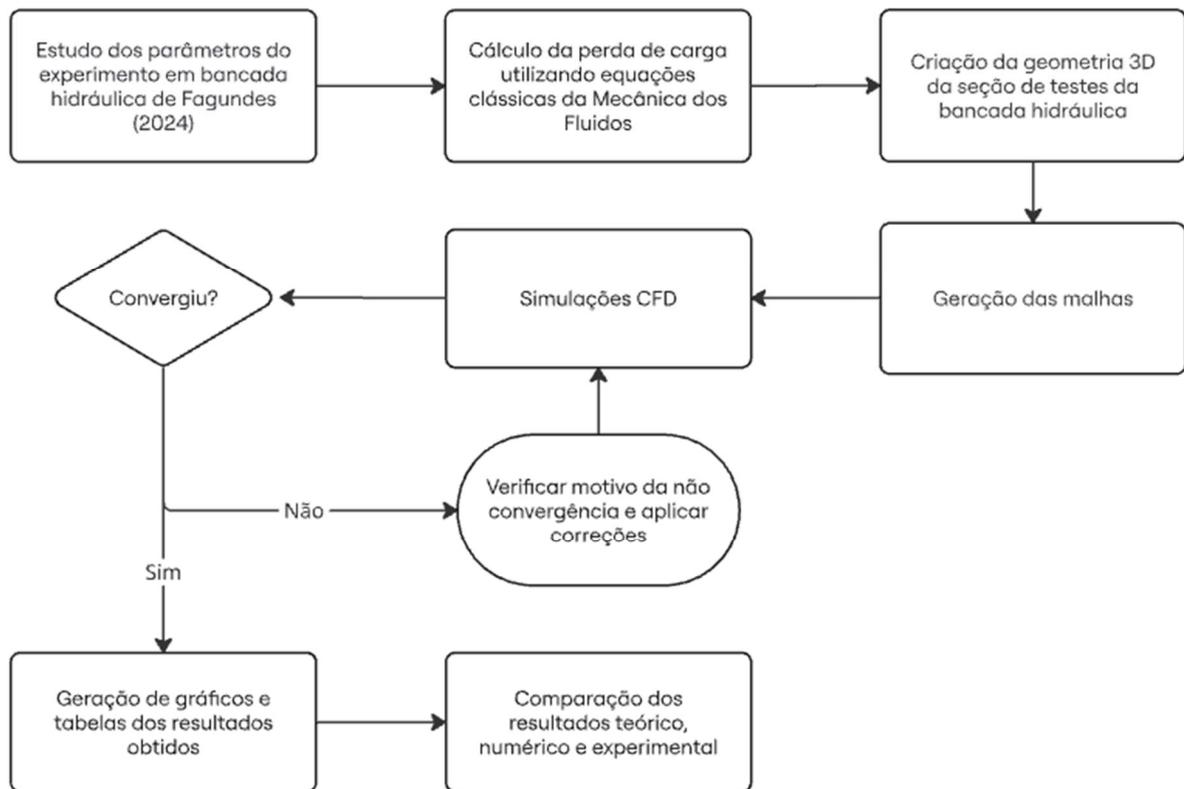


Figura 4 – Fluxograma da metodologia.
Fonte: Pesquisa direta (2025).

O fluxograma apresenta as etapas seguidas nessa pesquisa. A primeira etapa foi obter os parâmetros utilizados no experimento em bancada hidráulica de Fagundes (2024), alocada no Laboratório de Hidráulica da Universidade Federal de Ouro Preto. as dimensões do duto e propriedade do fluido, além dos valores de vazão volumétrica e a respectiva perda de carga medida.

A medição da perda de carga foi realizada em uma seção da bancada com duto de aço inoxidável de seção transversal quadrada (Figura 5) e utilizando água em temperatura ambiente como fluido de trabalho. A Tabela 1 apresenta as dimensões do duto e a propriedades da água a 20°C retiradas da tabela termodinâmica fornecida por Çengel e Cimbala (2015).

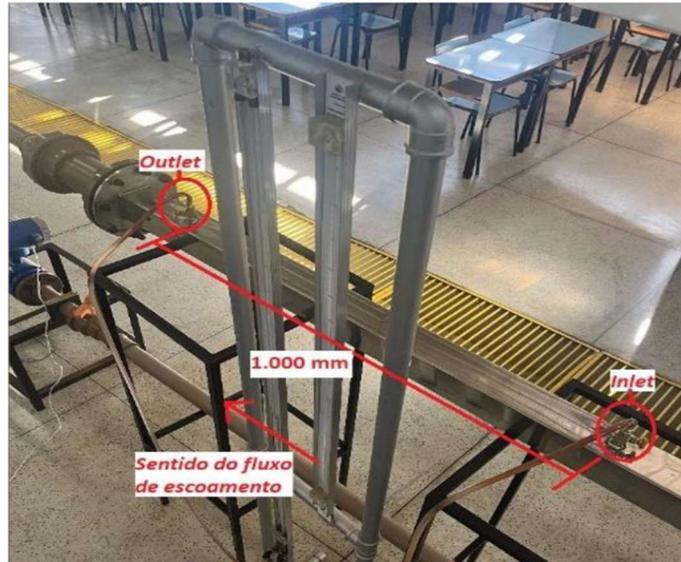


Figura 5 – Seção de medição da perda de carga em bancada hidráulica.
Fonte: Adaptado de Fagundes (2024).

Tabela 1 – Dados da bancada hidráulica e do fluido de trabalho

Diâmetro hidráulico [m]	Comprimento [m]	Rugosidade [mm]	Densidade [kg/m³]	Viscosidade dinâmica [kg/m.s]
0,08	1	0,002	998,0	$1,002 \times 10^{-3}$

Fonte: Adaptado de Fagundes (2024); Çengel e Cimbala (2015).

Inicialmente, calculou-se o número de Reynolds para definição do tipo de escoamento em cada vazão. Converteu-se as vazões de L/min para m³/s, calculou-se a área da seção (Figura 6) multiplicando-se os lados do quadrado (0,08m), e, para encontrar os valores de velocidade, dividiu-se as vazões pela área da seção, obtendo-se e posteriormente o número de Reynolds (Equação 1). Constatou-se que o escoamento é turbulento para todas as vazões, pois $Re > 4000$.

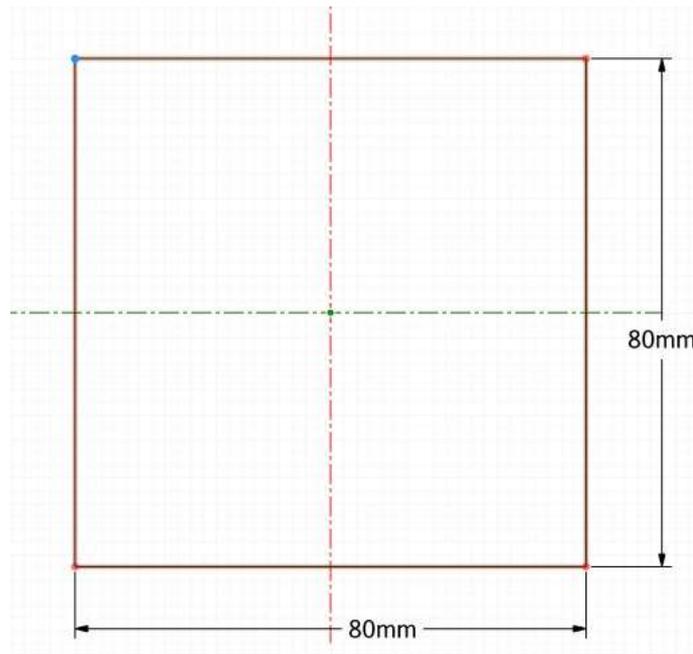


Figura 6 – Esquema da seção transversal do duto.
Fonte: Pesquisa direta (2025).

Tabela 2 – Dados do escoamento no duto

Q [L/min]	Q [m³/s]	A [m²]	V [m/s]	Re
130	0,00217	0,00640	0,3385	26953,72
160	0,00267	0,00640	0,4167	33173,81
190	0,00317	0,00640	0,4948	39393,90
220	0,00367	0,00640	0,5729	45613,99
250	0,00417	0,00640	0,6510	51834,08

Fonte: Pesquisa direta (2025).

Com esses dados e com o auxílio do *software* Microsoft Excel, calculou-se o fator de atrito, usando a equação de Swamee-Jain como estimativa inicial, para resolver a equação de Colebrook-White. Com o fator de atrito, obteve-se o valor da perda de carga, utilizando a equação de Darcy-Weisbach.

Com as dimensões da bancada hidráulica (Figura 7), modelou-se a geometria 3D, a ser usada na simulação CFD, da seção de medição de perda de carga (Figura 8), com o auxílio do *software* Ansys SpaceClaim[®].

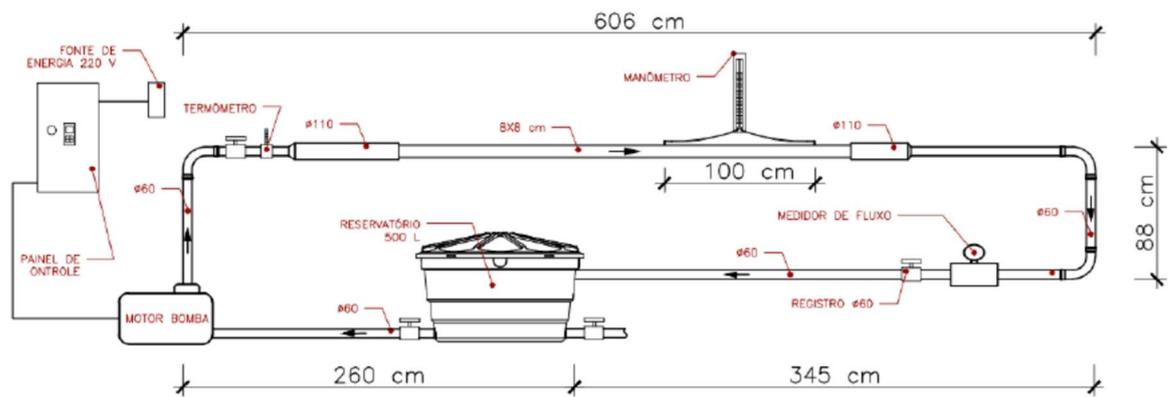


Figura 7 – Bancada hidráulica
Fonte: Adaptado de Fagundes (2024).

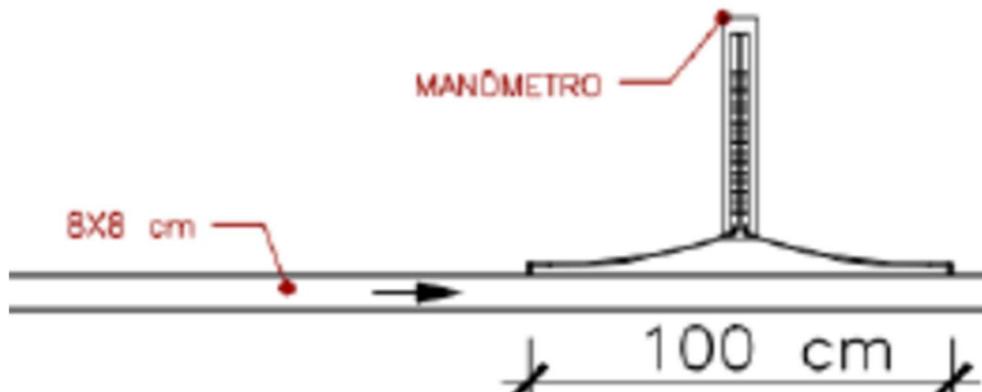


Figura 8 – Corte da seção de medição de perda de carga da bancada hidráulica
Fonte: Adaptado de Fagundes (2024).

Em simulações CFD, a geometria utilizada é o domínio do fluido a ser estudado. Segundo Çengel e Cimbala (2015, p. 881), “um domínio computacional é a região do espaço onde as equações do movimento são solucionadas por CFD.” A geometria foi então modelada com seção de 8 cm de largura por 8 cm de altura e 180 cm de comprimento (Figura 9).

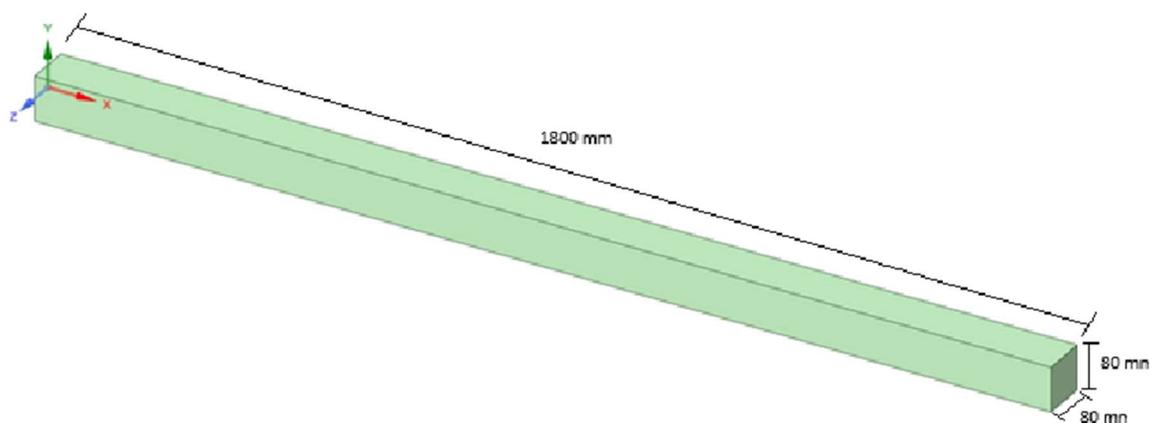


Figura 9 – Domínio computacional modelado no Ansys SpaceClaim®.
Fonte: Pesquisa direta (2025).

Apesar do interesse em calcular a perda de carga em 1 metro de comprimento, modelou-se o domínio com 1,8m para que ela fosse calculada na região hidrodinamicamente desenvolvida. Assim, modelou-se a região de entrada com 10 vezes o valor do diâmetro hidráulico.

Em seguida, organizou-se o ambiente para realizar as simulações CFD utilizando o *software* Ansys Workbench®, no qual conectou-se a geometria ao Ansys Meshing® para gerar a malha. Posteriormente, associou-se cada uma das malhas a três modelos de turbulência, por meio do Ansys Fluent® – *solver* utilizado para simulação CFD no qual todos os arranjos são conectados à ferramenta de parametrização do Ansys®, para simular as cinco vazões em cada modelo. Por último, todos os arranjos foram conectados ao CFD-Post® para visualização dos resultados, conforme a Figura 10.



Figura 10 – Organização do ambiente no Ansys Workbench®.
 Fonte: Pesquisa direta (2025).

As malhas foram geradas com as configurações padrão e classificadas como malha grosseira (*Mesh coarse*), malha intermediária (*Mesh intermediate*) e malha refinada (*Mesh refined*). Nas malhas grosseira e intermediária, utilizou-se os tamanhos de elemento de 8mm e 4mm, respectivamente (Figuras 11 a 14). Na malha refinada manteve-se o tamanho de elemento de 4mm, porém aplicou-se o *inflation* nas paredes do domínio, sendo geradas 10 camadas de elementos a uma taxa de crescimento de 2% e o elemento mais próximo da parede foi definido com espessura de 2mm (Figuras 15 e 16).

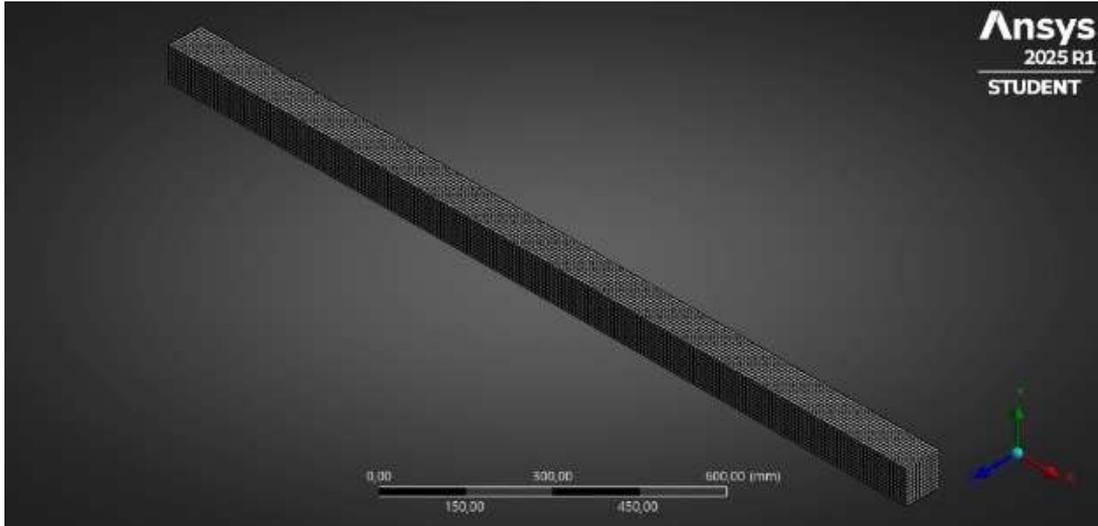


Figura 11 – Vista isométrica da malha grosseira
Fonte: Pesquisa direta (2025).

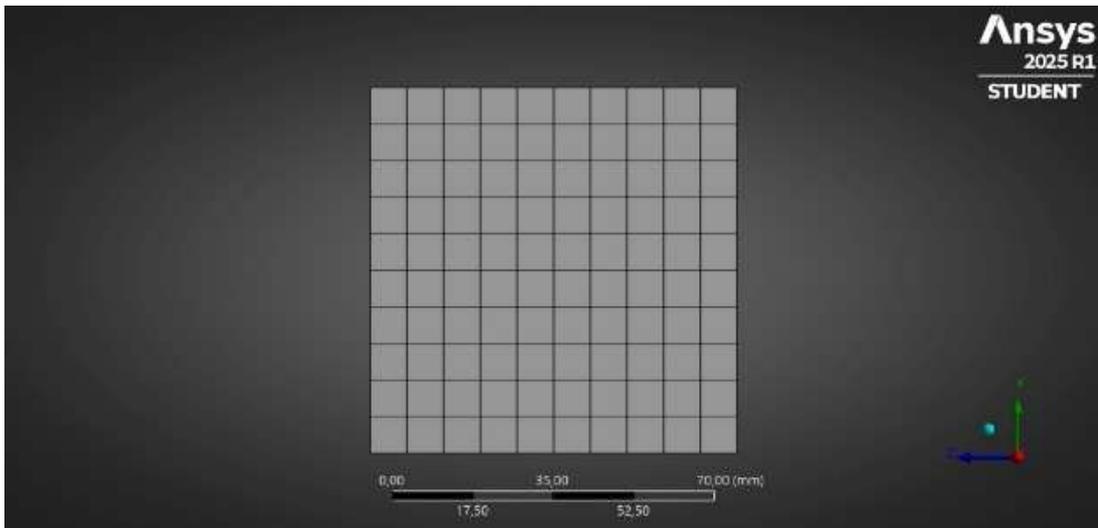


Figura 12 – Vista frontal da malha grosseira
Fonte: Pesquisa direta (2025).

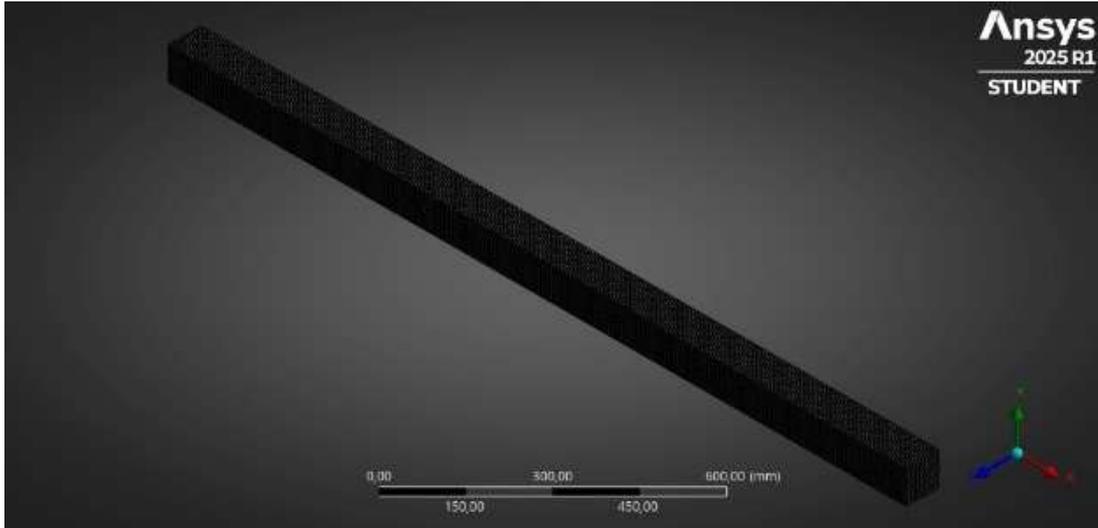


Figura 13 – Vista isométrica da malha intermediária
Fonte: Pesquisa direta (2025).

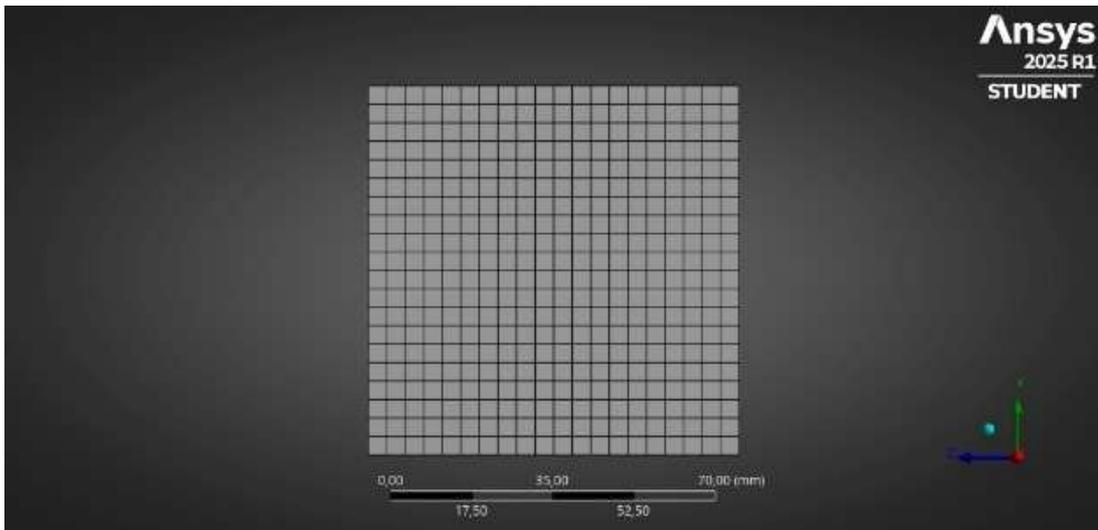


Figura 14 – Vista frontal da malha intermediária
Fonte: Pesquisa direta (2025).

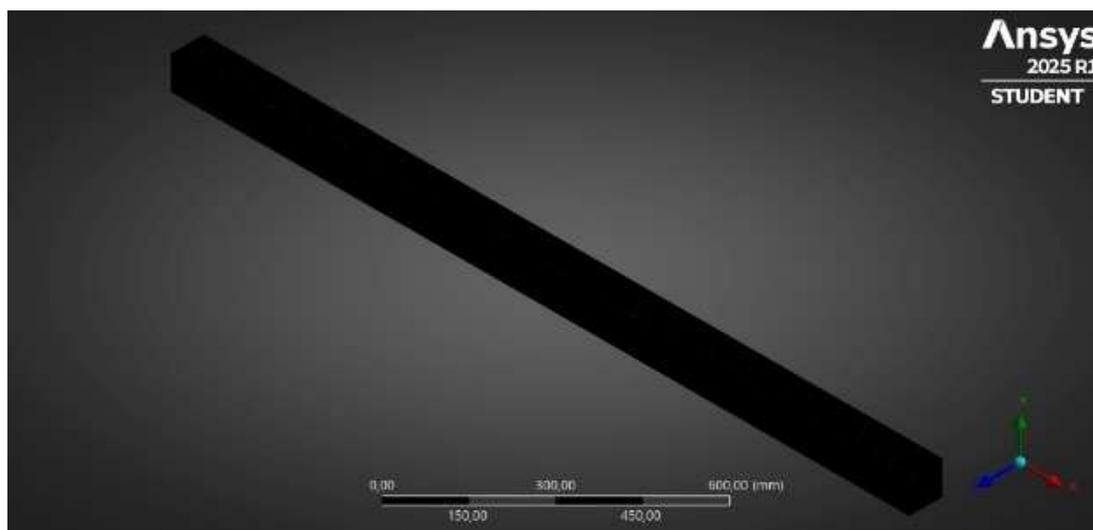


Figura 15 – Vista isométrica da malha refinada
Fonte: Pesquisa direta (2025).

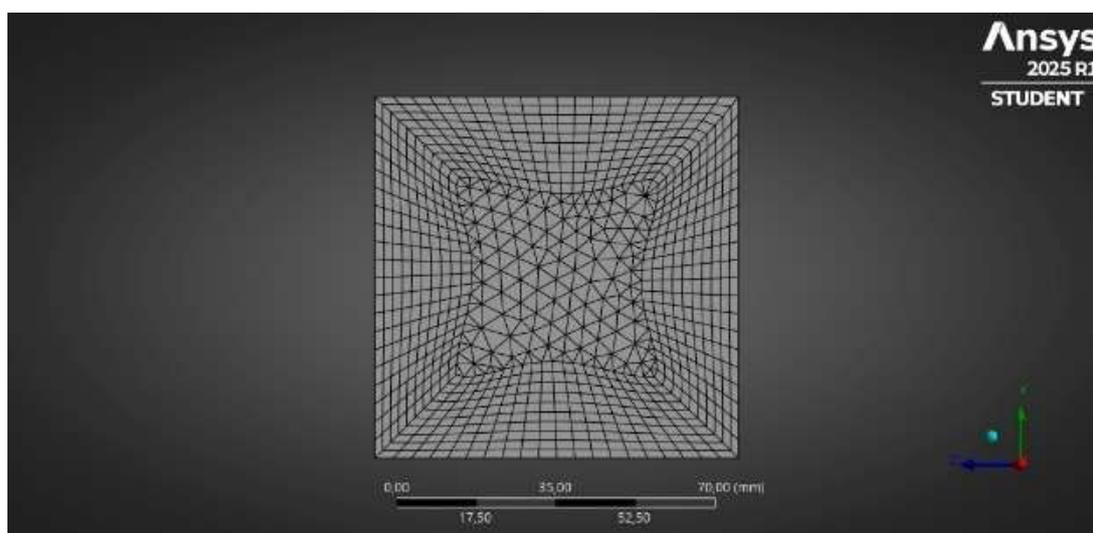


Figura 16 – Vista frontal da malha refinada
Fonte: Pesquisa direta (2025).

É apresentado na Tabela 3 a quantidade de elementos e nós das malhas.

Tabela 3 – Quantidade de elementos e nós em cada malha

Malha	Elementos	Nós
Grosseira	22500	27346
Intermediária	180000	198891
Refinada	1038142	472004

Fonte: Pesquisa direta (2025).

A malha intermediária possui 8 vezes mais elementos que a malha grosseira. A malha refinada possui aproximadamente 5,77 vezes mais elementos que a malha intermediária. Além disso, o número de elementos da malha refinada se aproximou do limite do número de elementos estabelecidos para a versão estudantil do Ansys 2025R1, que é de até 1.048.576 elementos, sendo 10.434 elementos abaixo do limite.

Ainda na geração de malha, foram definidas as faces a serem tratadas como condições de fronteira para a simulação CFD. Na Figura 17, apresenta-se as seleções criadas para o *inlet*, que é a face de entrada do fluxo no domínio, para o *outlet*, que é a face pela qual o fluxo sai do domínio, e para as *walls*, que são as paredes do domínio.



Figura 17 – Condições de contorno aplicadas em cada face do domínio
Fonte: Pesquisa direta (2025).

Após a geração das malhas, ligou-se cada uma a três componentes do Ansys Fluent® para a execução da simulação CFD. Os cálculos foram realizados em regime permanente, isotérmico e considerando-se o fluido incompressível, além das propriedades da água à temperatura de 20°C. A pressão de operação utilizada foi de 101.325 Pa e a aceleração da gravidade no eixo Y de -9,81 m/s². Como, para as cinco vazões volumétricas, o escoamento é turbulento, os modelos de turbulência adotados foram os modelos *k-ε realizable*, *k-ω SST* com *Corner Flow Correction* e *Reynolds Stress Model Stress-ω*.

Configurou-se o *inlet* como *velocity-inlet* e parametrizou-se como valor de entrada, com as velocidades referentes tanto a cada vazão volumétrica utilizada no experimento de Fagundes (2024) quanto no cálculo teórico. No *outlet*, manteve-se a condição padrão de *pressure-outlet* de pressão manométrica zerada, visto que o intuito deste estudo é estimar a diferença de pressão

entre dois pontos no duto, condição que satisfaz o modelo matemático. Ademais, configurou-se as *walls* com a condição de não-escorregamento e com rugosidade de 0,002mm.

Para verificar se a velocidade no *inlet* refletiu a vazão volumétrica, utilizou-se o *Report Definitions* do tipo *Volume Flow Rate* e parametrizou-se uma expressão como parâmetro de saída que multiplica o resultado por 60.000, afim de convertê-lo de m^3/s para L/min . Da mesma forma, parametrizou-se um relatório de fluxo de massa nas fronteiras de entrada e saída do domínio para verificar o balanço de massa do domínio.

Para a perda de pressão, criou-se um plano YZ p1 em $X = 0,8\text{m}$ e um plano YZ p2 em $X = 1,8\text{m}$ (Figuras 18 e 19, respectivamente) e, em cada plano, foi calculada a pressão através da média ponderada pela área, para, assim, parametrizar uma expressão $\text{delta_p} = \text{p1}-\text{p2}$ como parâmetro de saída da simulação e gerar um gráfico desse resultado ao longo das iterações.

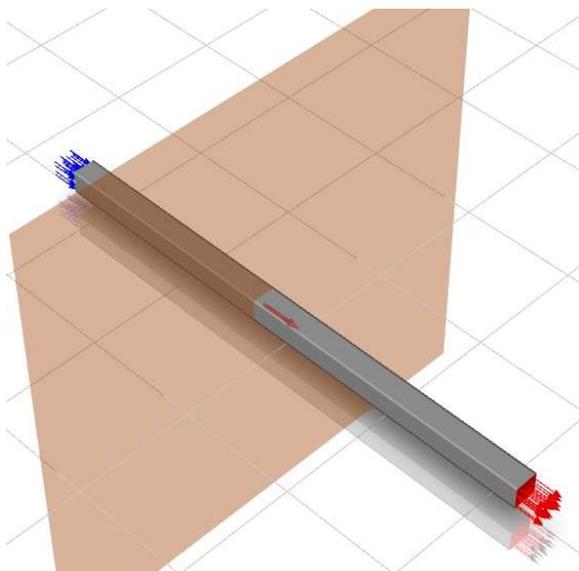


Figura 18 – Plano 1 para medição de pressão
Fonte: Pesquisa direta (2025).

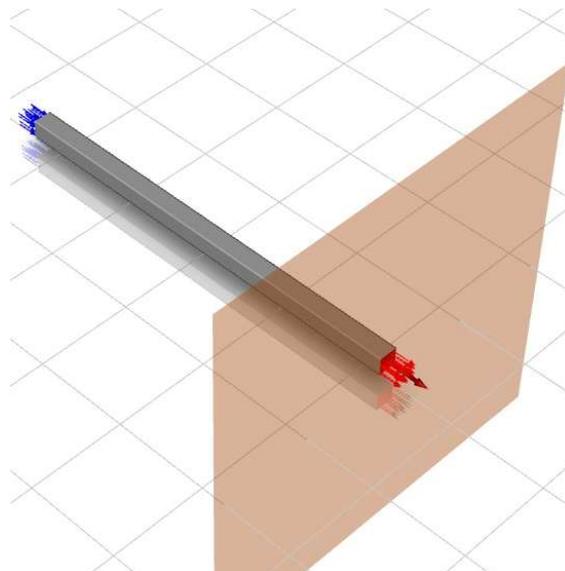


Figura 19 – Plano 2 para medição de pressão
Fonte: Pesquisa direta (2025).

Realizou-se a inicialização da simulação utilizando o *Hybrid Initialization* para gerar um campo de fluxo inicial para as variáveis da solução antes de começar as iterações do *solver*. O modo híbrido de inicialização combina informações de equações de transporte de massa e momento para gerar um campo inicial (ANSYS Inc., 2025).

Para a solução, estabeleceu-se inicialmente 2000 iterações e o critério de convergência de 10^{-5} , baseado nos resíduos das equações da continuidade, das três componentes da equação de Navier-Stokes e dos modelos de turbulência (Figura 20).

Residual	Monitor	Check Convergence	Absolute Criteria
continuity	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	10E-5
x-velocity	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	10E-5
y-velocity	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	10E-5
z-velocity	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	10E-5
k	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	10E-5
epsilon	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	10E-5

Figura 20 – Resíduos adotados como critério de convergência
Fonte: Pesquisa direta (2025).

A estimativa inicial do número de iterações foi suficiente para que a solução atingisse os critérios de convergência, como é apresentado em relatório do Ansys Fluent® (Figura 21) e no gráfico dos resíduos gerado ao longo das iterações, conforme a Figura 22.

iter	continuity	x-velocity	y-velocity	z-velocity	k	epsilon	vazao_lmin	delta_p
111	1.5335e-04	3.3349e-09	2.3573e-10	2.3377e-10	5.7418e-08	9.3283e-08	2.5000e+02	5.4474e+01
112	1.3150e-04	2.8180e-09	2.0298e-10	2.0121e-10	4.8035e-08	7.7761e-08	2.5000e+02	5.4474e+01
113	1.1285e-04	2.3830e-09	1.7467e-10	1.7308e-10	4.0203e-08	6.4866e-08	2.5000e+02	5.4474e+01
114	9.6948e-05	2.0164e-09	1.5021e-10	1.4882e-10	3.3670e-08	5.4173e-08	2.5000e+02	5.4474e+01
114	solution is converged							

Figura 21 – Mensagem do *solver* indicando que a solução convergiu
Fonte: Pesquisa direta (2025).

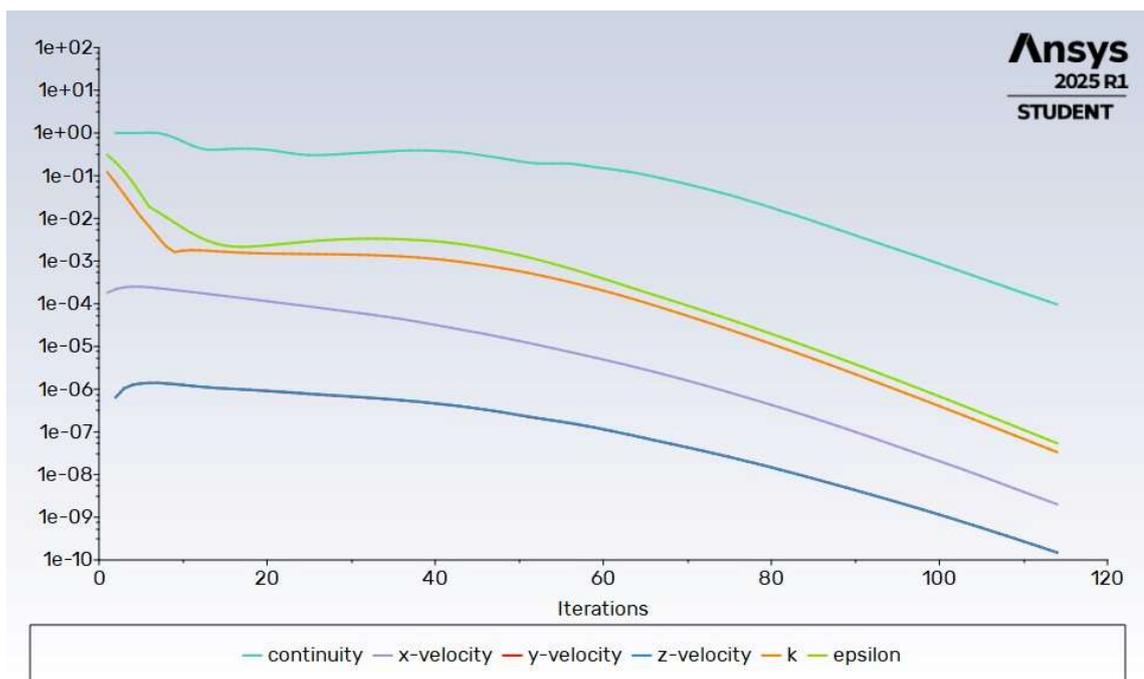


Figura 22 – Gráfico de resíduos gerado pelo Fluent®
Fonte: Pesquisa direta (2025).

Além dos resíduos, observou-se o fechamento do balanço de massa (Figura 23) e a estabilização do parâmetro de interesse, que é a perda de pressão (Figura 24), para garantir que a simulação apresentasse resultados fisicamente confiáveis.

Mass Flow Rate	[kg/s]
inlet	4.1591669
outlet	-4.1591668
Net	8.8041656e-08

Figura 23 – Fechamento do balanço de massa
Fonte: Pesquisa direta (2025).

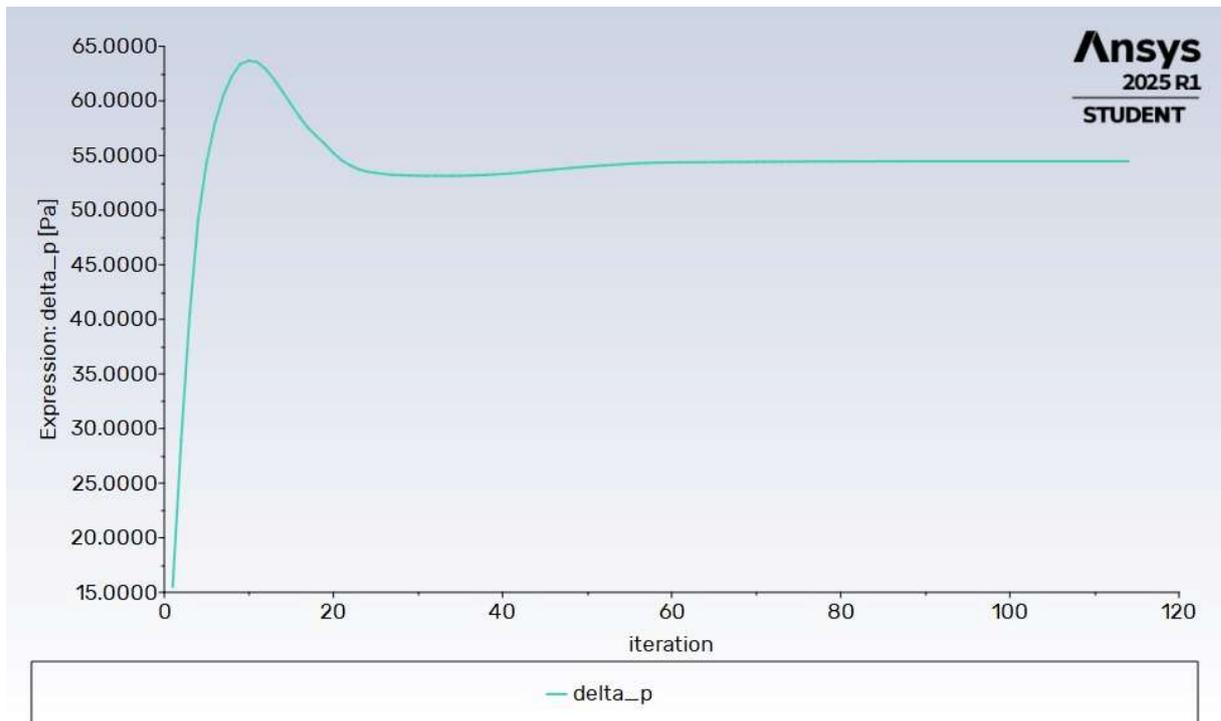


Figura 24 – Estabilização do parâmetro de interesse perda de pressão
Fonte: Pesquisa direta (2025).

O mesmo processo se repetiu para as 5 vazões nas 3 malhas geradas atreladas aos 3 modelos de turbulência, totalizando 45 simulações realizadas de forma parametrizada. Exportou-se a tabela com os resultados de saída parametrizados para o *software* Microsoft Excel e conectou-se a solução de cada componente do Ansys Fluent® ao Ansys CFD-Post® para pós-processamento dos resultados.

Por fim, realizou-se a conversão do resultado de perda de pressão fornecido pelo Ansys Fluent® em Pa para perda de carga em mmCA pela Equação 13, afim de realizar a comparação e discussão dos resultados obtidos pelos métodos teóricos, numéricos e experimentais (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

$$h = \frac{\Delta P}{\rho g} \cdot 1000 \quad (13)$$

Sendo,

h: perda de carga [mmCA]; ΔP : diferença de pressão [Pa]; ρ : densidade [kg/m³]; g: gravidade [m/s²].

3.3 Variáveis e Indicadores

De acordo com Gil (2017), o conceito de variável engloba características observáveis ou mensuráveis, capazes de adotar diferentes valores ou estados dentro de um grupo específico de indivíduos ou objetos. Em contrapartida, os indicadores referem-se a medidas ou valores específicos utilizados para representar ou mensurar as características das variáveis. A relevância dos indicadores reside na sua capacidade de transformar as variáveis em dados quantitativos, facilitando, assim, a análise e interpretação dos resultados alcançados por meio da pesquisa.

O quadro a seguir apresenta as variáveis e indicadores relevantes à esta pesquisa:

Variáveis	Indicadores
Duto	Largura Altura Comprimento Rugosidade
Fluxo	Densidade Viscosidade Vazão Velocidade

	Pressão Perda de carga
Malha	Número de Elementos y^+ <i>Skewness</i> <i>Orthogonality</i> <i>Aspect Ratio</i>
CFD	Resíduos Iterações Densidade Viscosidade Vazão Velocidade Pressão Perda de carga

3.4 Instrumento de coleta de dados

A coleta de dados é formada por cálculos realizados utilizando o *software* Microsoft Excel e relatórios gerados pelos *softwares* Ansys Workbench[®], Ansys Fluent[®] e Ansys CFD-Post[®] da simulação de perda de carga no duto. Com isso, os dados obtidos se referem aos parâmetros de saída retornados pelo modelo numérico.

3.5 Tabulação dos dados

A tabulação dos dados consiste em gráficos e tabelas gerados pelo próprio *software* utilizado na coleta de dados, bem como os gerados utilizando o *software* Microsoft Excel.

3.6 Considerações finais do capítulo

Neste capítulo, foi apresentada a metodologia aplicada para o desenvolvimento das simulações propostas, incluindo as variáveis e indicadores relevantes para a pesquisa. No próximo capítulo, serão apresentados os resultados referentes às simulações decorrentes da metodologia apresentada.

4 RESULTADOS

Neste capítulo, constam os resultados e discussões. Inicialmente, são apresentados os resultados obtidos experimentalmente em bancada hidráulica para posterior comparação com resultados analíticos e numéricos. A Figura 25 contém as curvas de perda de carga em milímetros de coluna d'água (mmCA) dos ensaios realizado por Fagundes (2024) sob as mesmas condições, enquanto a Tabela 4 apresenta a média dos resultados obtidos experimentalmente por Fagundes (2024) para perda de carga.

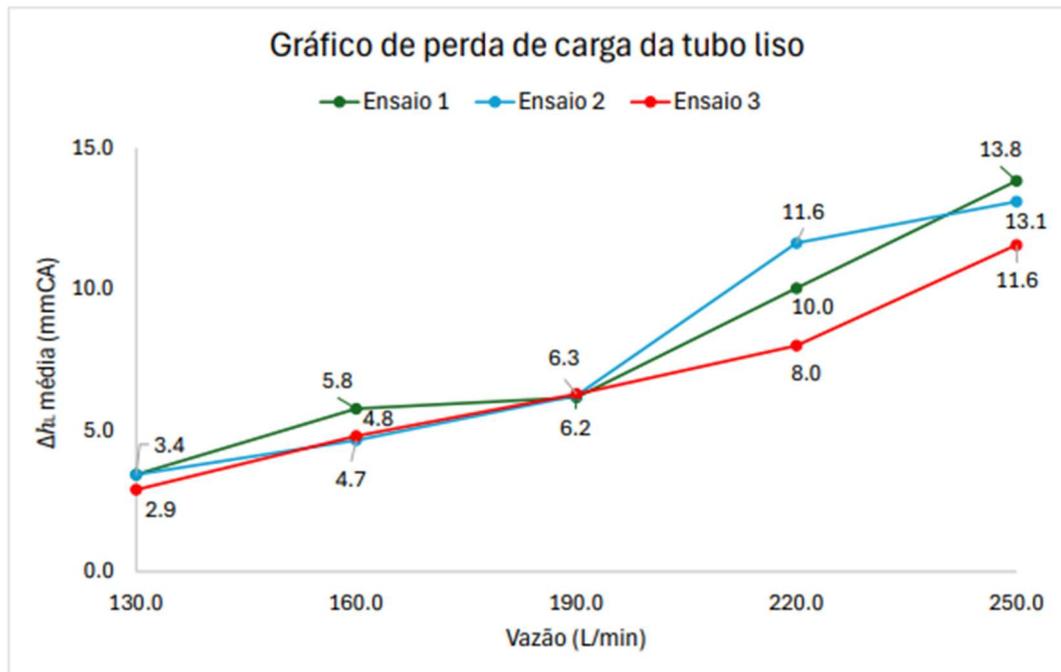


Figura 25 – Gráfico de perda de carga do tubo liso
Fonte: Fagundes (2024).

Tabela 4 – Perda de carga medida experimentalmente por Fagundes (2024)

Q [L/min]	Perda de carga [mmCA]
130	3,26
160	5,07
190	6,23
220	9,89
250	12,83

Fonte: Adaptado de Fagundes (2024).

Observou-se um aumento da perda de carga em relação ao aumento da vazão na Figura 25 e na Tabela 4, assim como abordado por Fagundes (2024):

Nota-se que para todas as curvas analisadas, a elevação da vazão intensificou a amplitude da perda de carga. Acredita-se que essa condição é decorrente do aumento da quantidade de vórtex criados pela turbulência do fluido resultando em uma

dissipação de energia mais significativa e, conseqüentemente, maior perda de carga no sistema.

Calculou-se a perda de carga teórica usando os mesmos parâmetros utilizados para o ensaio físico, a fim de comparar os resultados e relacionar o aumento da vazão com o aumento da perda de carga matematicamente. A Tabela 5 resume os resultados analíticos para as cinco vazões avaliadas (130 a 250 L/min).

Tabela 5 – Resultado dos cálculos analíticos

Q [L/min]	Q [m ³ /s]	A [m ²]	V [m/s]	Re	f_0	f	h_l [mCA]	h_l [mmCA]
130	0,00217	0,00640	0,3385	26975,22	0,02405	0,02416	0,00176	1,76
160	0,00267	0,00640	0,4167	33200,27	0,02290	0,02302	0,00255	2,55
190	0,00317	0,00640	0,4948	39425,32	0,02201	0,02214	0,00345	3,45
220	0,00367	0,00640	0,5729	45650,37	0,02129	0,02142	0,00448	4,48
250	0,00417	0,00640	0,6510	51875,42	0,02069	0,02083	0,00562	5,62

Fonte: Pesquisa direta (2025).

Para cada caso, a vazão volumétrica Q é apresentada em L/min e foi convertida em m³/s; a seção quadrada, com área de $6,40 \times 10^{-3}$ m², gerou velocidades médias V que variam de 0,34 m/s a 0,65 m/s. O Número de Reynolds cresceu com a vazão, passando de $2,7 \times 10^4$ até $5,2 \times 10^4$.

Observou-se que, à medida que Re crescia, o fator de atrito diminuía ligeiramente, refletindo a menor resistência relativa em escoamentos mais turbulentos. Conseqüentemente, a perda de carga h_l aumentou de forma não-linear com a velocidade, saindo de 1,76 mmCA em 130 L/min para 5,63 mmCA em 250 L/min. Essa sequência confirma a dependência da perda de carga em relação à velocidade média do fluido.

A Tabela 6 apresenta os valores de perda de carga analíticos e experimentais e os erros percentuais. As curvas de perda de carga são apresentadas na Figura 26.

Tabela 6 – Resultado experimental e analítico

Q [L/min]	hl experimental [mmCA]	hl analítica [mmCA]	Erro percentual
130	3,26	1,76	84,82%
160	5,07	2,55	99,13%
190	6,23	3,45	80,44%
220	9,89	4,48	120,77%
250	12,83	5,63	128,12%

Fonte: Pesquisa direta (2025).

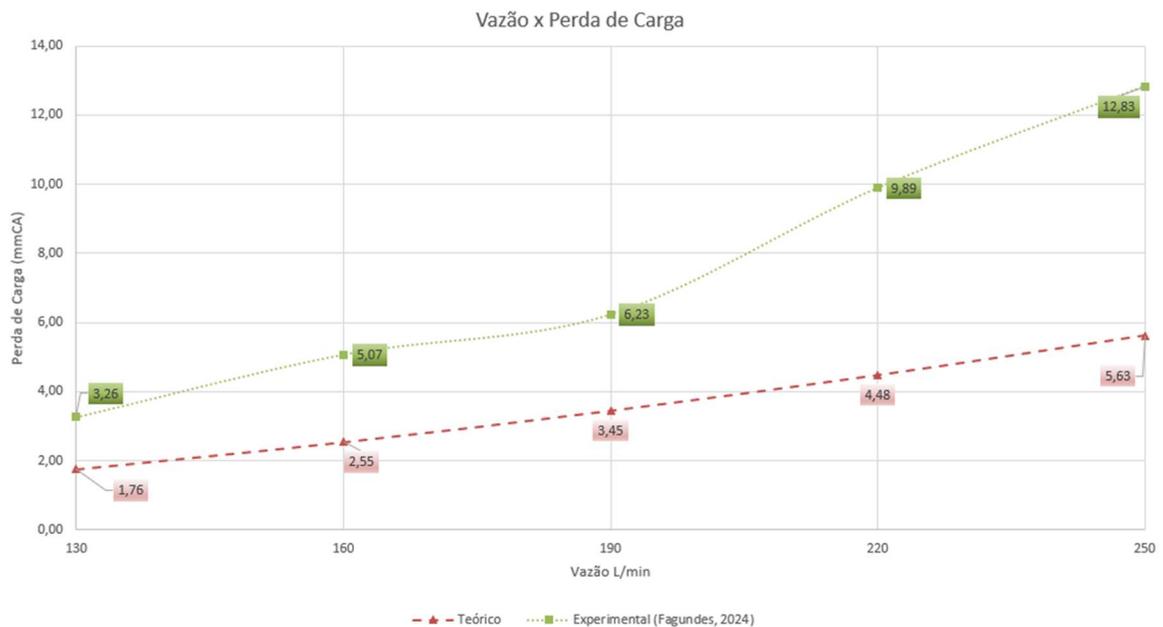


Figura 26 – Comparação de perda de carga teórica e experimental

Fonte: Pesquisa direta (2025).

Tendo em vista a diferença significativa entre os resultados, avaliou-se alterar parâmetros do cálculo analítico que pudessem aproximar aos resultados experimentais. A primeira alteração avaliada foi a do parâmetro temperatura da água de 20°C para 25°C, o que altera a densidade e a viscosidade dinâmica – que são parâmetros usados no cálculo da perda de carga teórica – para 997 kg/m³ e 0,891 x 10⁻³ kg/m.s, respectivamente. A Tabela 7 apresenta os resultados do cálculo analítico variando a temperatura em comparação ao experimental.

Tabela 7 – Resultado experimental e analítico variando a temperatura

Q [L/min]	hl experimental [mmCA]	hl analítica [mmCA]	Erro percentual
130	3,26	1,72	89,91%
160	5,07	2,48	104,49%
190	6,23	3,36	85,20%
220	9,89	4,37	126,50%
250	12,83	5,48	133,96%

Fonte: Pesquisa direta (2025).

Essa alteração provocou um aumento aproximado de 5% do erro em relação ao resultado anterior, e então alteração não foi considerada. A segunda alteração avaliada foi a do parâmetro rugosidade do duto e, para isso, usou-se o *solver* do *software* Microsoft Excel para encontrar, para cada resultado, o valor de rugosidade que fizesse com que a diferença entre o experimental e o teórico se aproximasse de zero. A Figura 27 ilustra os parâmetros utilizados no *software*. O objetivo definido foi alterar a célula \$C\$4 – valor da rugosidade – para que \$F\$23 – célula que contém o valor da diferença entre o resultado experimental e analítico – retornasse o valor 0.



Figura 27 – Parâmetros do Solver no *software* Microsoft Excel.
Fonte: Pesquisa direta (2025).

Calculou-se a média das rugosidades encontradas para as cinco vazões (Tabela 8) e, considerando esse resultado, refez-se os cálculos analíticos das perdas de carga, alterando a rugosidade para a rugosidade média. A Tabela 9 contém a comparação dos resultados das perdas de carga para as cinco vazões com os resultados experimentais.

Tabela 8 – Rugosidade encontrada para cada vazão e a média desses valores

Q [L/min]	Rugosidade [mm]
130	1,114
160	1,263
190	0,838
220	1,412
250	1,439
Média	1,2132

Fonte: Pesquisa direta (2025).

Tabela 9 – Resultado experimental e analítico alterando a rugosidade

Q [L/min]	hl experimental [mmCA]	hl analítica [mmCA]	Erro percentual
130	3,26	3,32	1,90%
160	5,07	5,00	1,38%
190	6,23	7,02	11,25%
220	9,89	9,38	5,43%
250	12,83	12,08	6,20%

Fonte: Pesquisa direta (2025).

Ao recalculas as perdas de carga analíticas utilizando o valor da rugosidade média ($\varepsilon = 1,2132\text{mm}$) encontrada para as cinco vazões e compará-las aos valores experimentais observou-se excelente concordância para $Q = 130 \text{ L/min}$ e 160 L/min (erros de 1,90% e 1,38%, respectivamente). Para $Q = 190 \text{ L/min}$, porém, o desvio atinge 11,25%, reduzindo-se novamente para 5,43% e 6,20% em 220 L/min e 250 L/min , respectivamente.

Porém, como os valores de rugosidade medidos foram várias ordens de magnitude acima dos parâmetros de superfície lisa do aço inox ($\varepsilon = 0,002\text{mm}$), eles provavelmente refletem depósitos, incrustações ou imprecisões de medição, e não as características intrínsecas do material. Portanto, o presente estudo continuou com a rugosidade do duto fornecida no trabalho de Fagundes (2024).

A terceira alteração avaliada foi a do parâmetro diâmetro hidráulico do duto, considerando-se que a diferença entre os resultados experimentais e analíticos se aproximassem de zero. Realizou-se o mesmo procedimento feito para rugosidade, alterando-se apenas a célula variável para a que contém o valor do diâmetro. Em seguida, calculou-se a média dos diâmetros para utilizar no cálculo analítico. A Tabela 10 apresenta o cálculo da média dos diâmetros, enquanto a Tabela 11 compara os resultados de perda de carga, com essa variação do diâmetro, aos resultados experimentais.

Tabela 10 – Diâmetro encontrado para cada vazão e a média desses valores

Q [L/min]	Diâmetro [mm]
130	70,34
160	69,26
190	70,71
220	67,80
250	67,35
Média	69,09

Fonte: Pesquisa direta (2025).

Tabela 11 – Resultado experimental e analítico variando o diâmetro

Q [L/min]	hl experimental [mmCA]	hl analítica [mmCA]	Erro percentual
130	3,26	3,55	8,16%
160	5,07	5,13	1,14%
190	6,23	6,96	10,48%
220	9,89	9,03	9,46%
250	12,83	11,35	13,05%

Fonte: Pesquisa direta (2025).

Ao definir o diâmetro hidráulico como parâmetro variável, de modo a minimizar a diferença entre as perdas de carga experimentais e analíticas, obteve-se valores de diâmetro que variaram de 67,35 mm a 70,71 mm, com média de 69,09 mm. Ao empregar esse diâmetro médio no cálculo de Darcy–Weisbach, notou-se a redução dos erros percentuais em comparação com a bancada hidráulica, especialmente em $Q = 160$ L/min (erro de apenas 1,14%). Ainda assim, desvios maiores persistem em vazões maiores (até 13,05% em 250 L/min), indicando que a simples correção do diâmetro não foi suficiente para obter resultados com erros pequenos.

A Figura 28 sintetiza os resultados encontrados para perda de carga em relação a vazão, com as alterações apresentadas anteriormente. As curvas com os resultados analíticos variando a rugosidade e o diâmetro se aproximaram da curva com os resultados experimentais. Em contrapartida, a curva variando a temperatura se mantém distante.

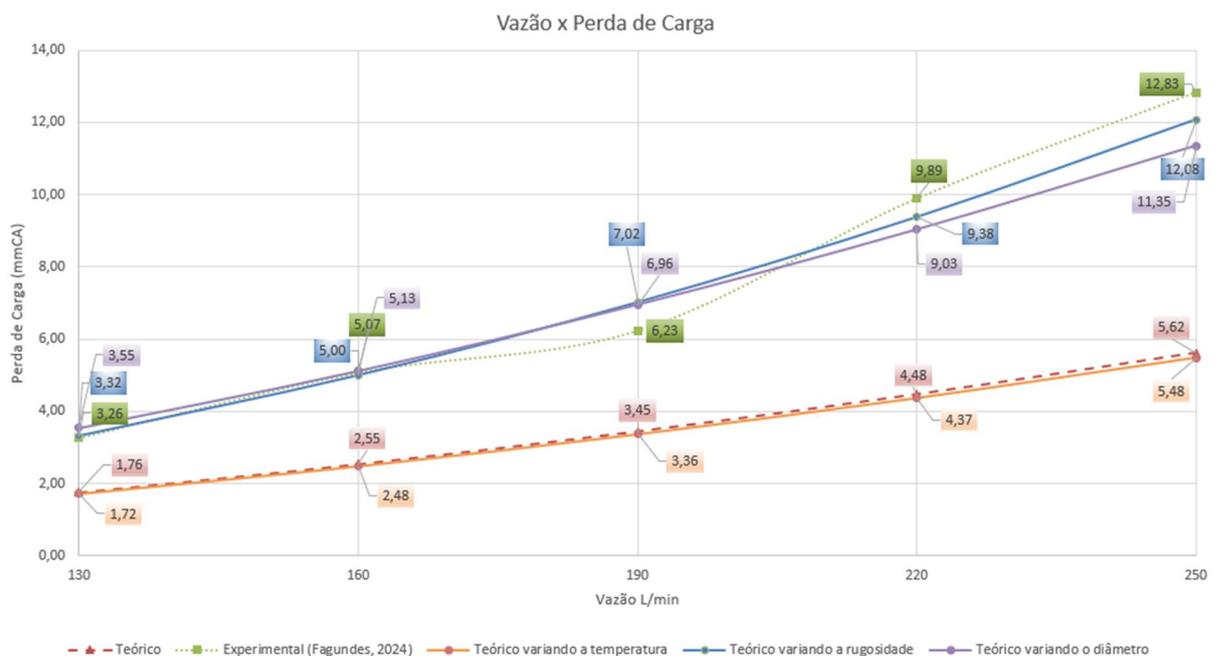


Figura 28 – Comparação das curvas de perda de carga do arranjo experimental com o teórico, variando parâmetros
Fonte: Pesquisa direta (2025).

O estudo seguiu com a realização da simulação CFD usando os parâmetros utilizados no cálculo analítico, mesmo em discordância com os resultados experimentais, devido ao fato de não ter como comprovar qual alteração representa melhor as condições de operação da bancada hidráulica. A Tabela 12 apresenta as perdas de carga calculadas numericamente por simulação CFD para cada vazão adotada, variando as malhas e o modelo de turbulência.

Tabela 12 – Resultado das simulações CFD da perda de carga [mmCA]

Modelo de turbulência k-ε			
Q (L/min)	Grosseira	Intermediária	Refinada
130	1,72	1,62	1,58
160	2,49	2,34	2,29
190	3,40	3,19	3,12
220	4,42	4,16	4,06
250	5,56	5,24	5,11
Modelo de turbulência k-ω SST			
Q (L/min)	Grosseira	Intermediária	Refinada
130	1,79	1,73	1,69
160	2,58	2,50	2,41
190	3,49	3,39	3,27
220	4,53	4,41	4,26
250	5,68	5,54	5,35
Modelo de turbulência RSM			
Q (L/min)	Grosseira	Intermediária	Refinada
130	1,74	1,88	1,59
160	2,50	2,71	2,24
190	3,34	3,67	3,00
220	4,31	4,76	3,87
250	5,38	5,97	4,84

Fonte: Pesquisa direta (2025).

As Figuras 29, 30 e 31 ilustram as curvas de perda de carga obtidas utilizando a malha grosseira, intermediária e refinada, respectivamente, para cada modelo de turbulência em comparação ao cálculo analítico.

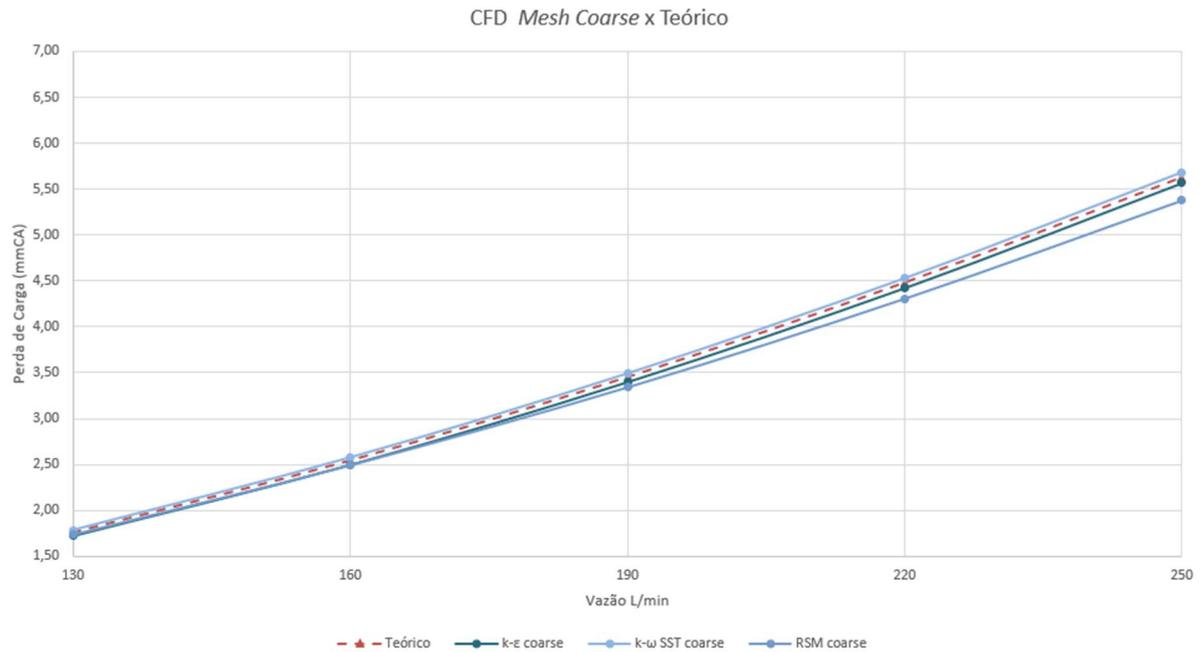


Figura 29 – Curvas de perda de carga das malhas grosseiras comparadas ao analítico
Fonte: Pesquisa direta (2025).

Na malha grosseira, todos os modelos reproduzem corretamente a tendência quase quadrática de aumento da perda de carga com a vazão (130–250 L/min), evidenciando a viabilidade do CFD mesmo com baixa resolução. Esses resultados demonstram a capacidade do CFD, mesmo com baixa densidade de elementos, de capturar o comportamento global de perda de carga em dutos de seção quadrada.

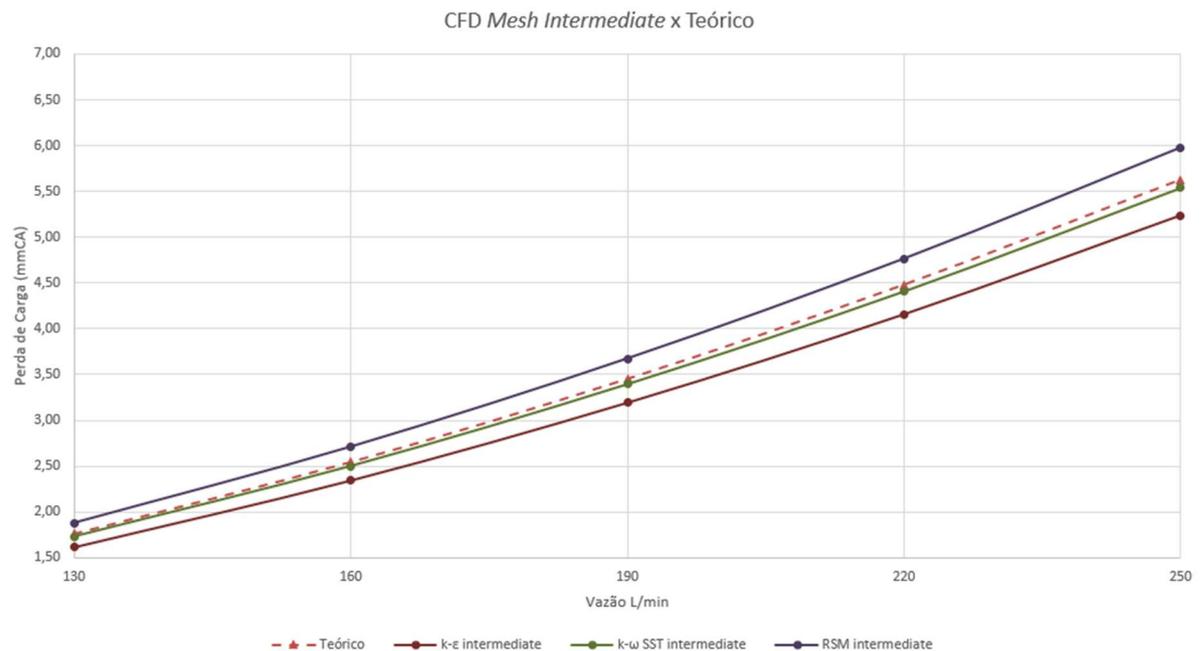


Figura 30 – Curvas de perda de carga das malhas intermediárias comparadas ao analítico
Fonte: Pesquisa direta (2025).

Com o refinamento moderado da malha intermediária, verificou-se um afastamento mais pronunciado em relação à predição teórica: o k- ϵ permaneceu sistematicamente abaixo da curva de referência, enquanto k- ω SST e RSM emergiram acima dela. Esse padrão indica que o aumento da resolução da malha afeta de modo distinto cada formulação de turbulência, acentuando o descolamento qualitativo entre os resultados de CFD e o valor teórico.

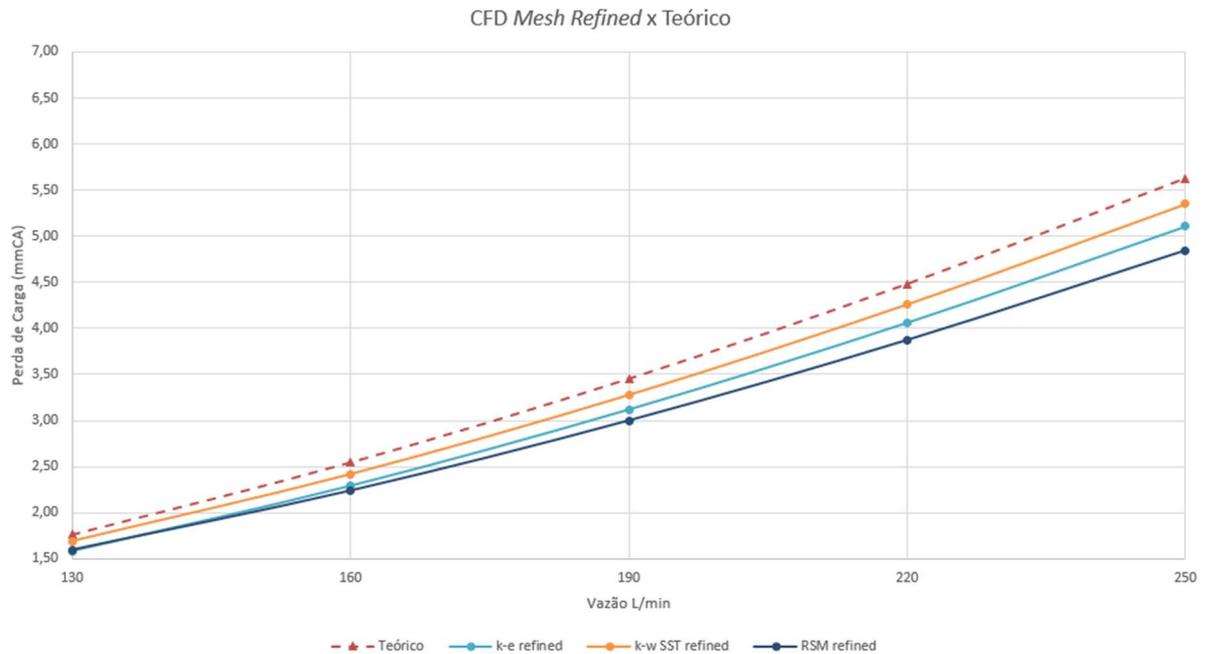


Figura 31 – Curvas de perda de carga das malhas refinadas comparadas ao analítico
Fonte: Pesquisa direta (2025).

Na malha refinada, observou-se um deslocamento para baixo de todas as curvas em relação à predição teórica, embora o perfil de crescimento com a vazão foi preservado. Nessa condição, o modelo k- ω SST acompanhou de forma mais próxima a curva teórica, enquanto k- ϵ e RSM apresentaram um afastamento mais acentuado.

A fim de comparar os resultados obtidos pelo método numérico e pelo teórico, calculou-se o erro percentual de cada um dos resultados, conforme Tabela 13.

Tabela 13 – Diferença percentual do CFD com o analítico

Modelo de turbulência k-ϵ			
Q (L/min)	Grosseira	Intermediária	Refinada
130	2,49%	8,36%	10,39%
160	2,07%	7,92%	10,08%
190	1,67%	7,52%	9,68%
220	1,36%	7,19%	9,33%
250	1,11%	6,90%	9,18%
Modelo de turbulência k-ω SST			
Q (L/min)	Grosseira	Intermediária	Refinada
130	1,27%	2,09%	4,39%
160	1,16%	1,92%	5,19%
190	1,08%	1,77%	5,17%
220	1,02%	1,66%	4,94%
250	0,98%	1,56%	4,90%
Modelo de turbulência RSM			
Q (L/min)	Grosseira	Intermediária	Refinada
130	1,45%	6,48%	9,70%
160	2,02%	6,41%	12,23%
190	3,20%	6,35%	13,26%
220	3,86%	6,29%	13,67%
250	4,43%	6,21%	13,95%

Fonte: Pesquisa direta (2025).

Uma análise por modelo de turbulência evidenciou que, em todos os casos, a malha grosseira apresentou consistentemente os menores erros percentuais em relação aos valores teóricos. No esquema k- ϵ , a malha grosseira gerou desvios de 1,11% a 2,49%, bem inferiores ao intervalo de 6,90% a 8,36% da malha intermediária e ao intervalo de 9,18% a 10,39% da malha refinada. No modelo k- ω SST, observou-se desvios em um intervalo 0,98% a 1,27% na malha grosseira, desvios de 1,56% a 2,09% na intermediária e desvios de 4,39% a 5,19% na refinada. Já no RSM, a malha grosseira produziu erros de 1,45% a 4,43%, enquanto a intermediária e a refinada elevam esses desvios para o intervalo de 6,48% a 6,21% e 9,70% a 13,95%, respectivamente. Esses resultados confirmaram que, para cada formulação de turbulência, a malha com menos elementos ofereceu a melhor aproximação percentual ao predito teórico.

É interessante notar que, em todos os níveis de refinamento de malha, os modelos a duas equações (k- ϵ e k- ω SST) apresentaram redução progressiva do erro percentual à medida que a vazão aumentava, indicando maior concordância em regimes de fluxo mais intenso em contraste ao RSM, que revela comportamento oposto, como ilustra a Figura 32. Esse padrão

sugere que os modelos a duas equações se adaptam melhor ao aumento do regime de escoamento, enquanto o RSM mostra maior sensibilidade às variações de vazão.

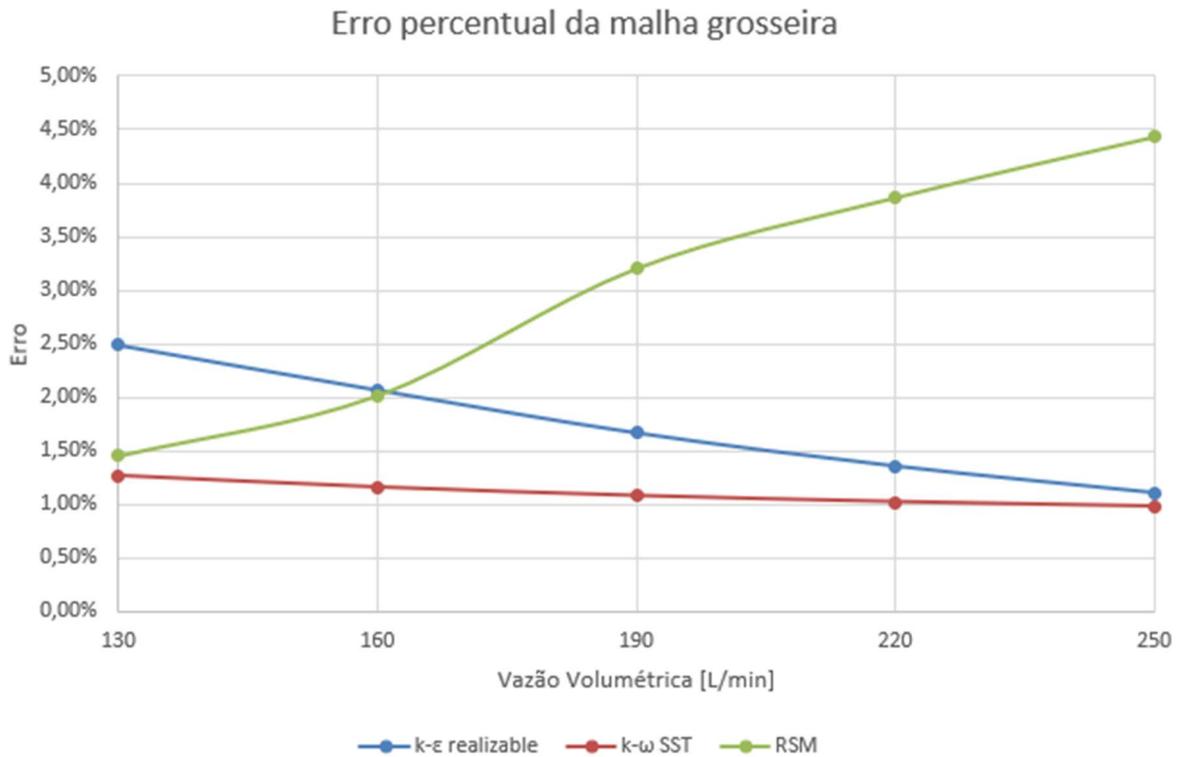


Figura 32 – Erro percentual da malha grosseira em relação à vazão volumétrica
Fonte: Pesquisa direta (2025).

Na sequência, serão examinados os critérios de qualidade de malha — *skewness*, ortogonalidade e *aspect ratio* — para explicar como essas características geométricas influenciaram as discrepâncias observadas nos diferentes níveis de refinamento.

Tabela 14 – Critérios de qualidade de cada malha

Mesh	Elements	Nodes	Min Orthogonality	Max Skewness	Max Aspect Ratio
Grosseira	22500	27346	1	0	1
Intermediária	180000	198891	1	0	1
Refinada	1038142	472004	0,1	0,9	21,38

Fonte: Pesquisa direta (2025).

Quantos aos critérios de qualidade, as malhas grosseira e intermediária são totalmente estruturadas e sem distorção, o que indica que todos os elementos são cubos perfeitos. A malha refinada possui elementos que variam de qualidade, por isso é apresentado na Tabela 15 e nas Figuras 33, 34 e 35 as métricas dos critérios de qualidade fornecidos pelo Ansys Meshing®.

Tabela 15 – Detalhes dos critérios de qualidade da malha refinada

<i>Mesh</i>	Mínima	Máxima	Média	Desvio Padrão
<i>Orthogonality</i>	0,1	0,99527	0,61509	0,17131
<i>Skewness</i>	0	0,9	0,38466	0,17156
<i>Aspect Ratio</i>	1,1796	21,38	2,2869	0,57568

Fonte: Pesquisa direta (2025).

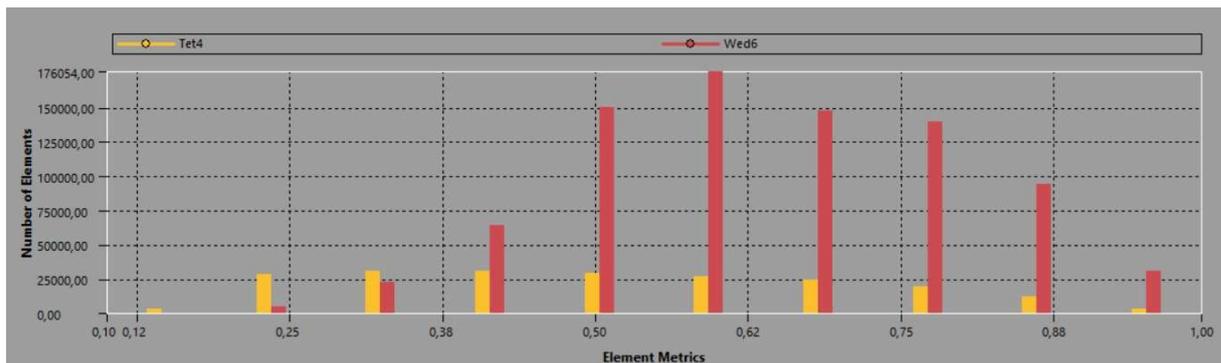


Figura 33 – Gráfico de ortogonalidade dos elementos

Fonte: Pesquisa direta (2025).

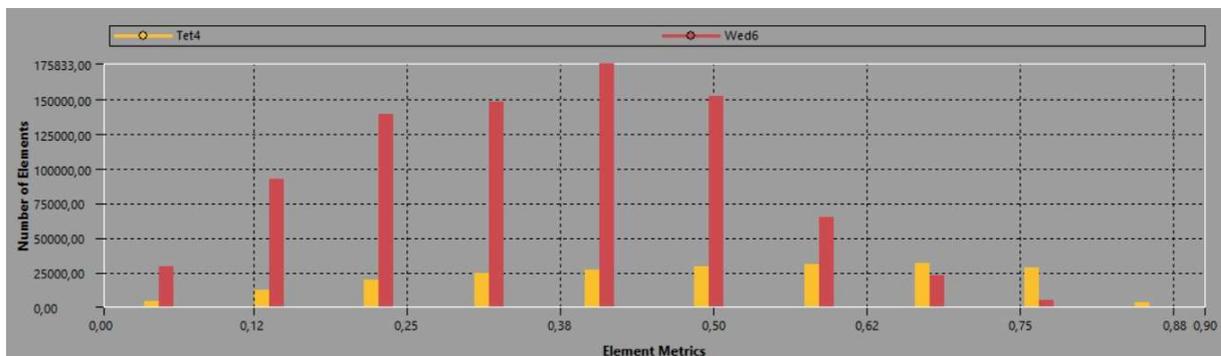


Figura 34 – Gráfico de *skewness* dos elementos

Fonte: Pesquisa direta (2025).

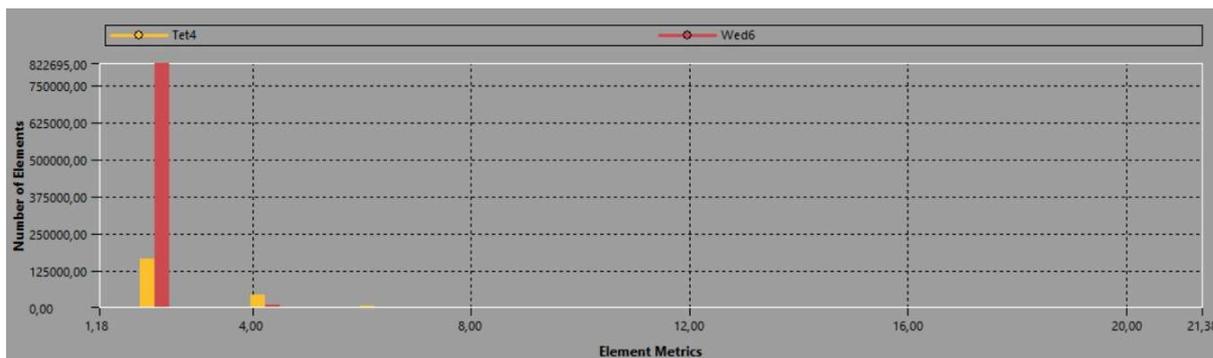


Figura 35 – Gráfico de *aspect ratio* dos elementos
 Fonte: Pesquisa direta (2025).

Notou-se, na malha de maior refinamento, um agravamento do erro, já que o *grid* não era estruturado e apresentou desvios expressivos nos principais indicadores de qualidade. O *skewness* alto evidencia células fortemente distorcidas, que provocam falhas na interpolação; o elevado *aspect ratio* acarreta anisotropia numérica e compromete a acurácia do gradiente de velocidades; e a ortogonalidade deficiente faz com que as normais das faces não fiquem perpendiculares aos vetores de ligação entre os centros de célula, ampliando os erros de discretização dos termos convectivos e difusivos. Esses três elementos, combinados, condicionam negativamente o sistema linear e intensificam instabilidades locais em malhas não estruturadas, resultando em discrepâncias percentuais maiores tanto em relação às malhas grosseiras quanto às intermediárias.

Outro critério utilizado para determinar o comportamento da malha em relação ao modelo de turbulência é a análise do parâmetro adimensional y^+ . Para isso, gerou-se o gráfico desse valor ao longo de uma linha central na parede do duto, utilizando o CFD-Post[®], conforme Figura 36.

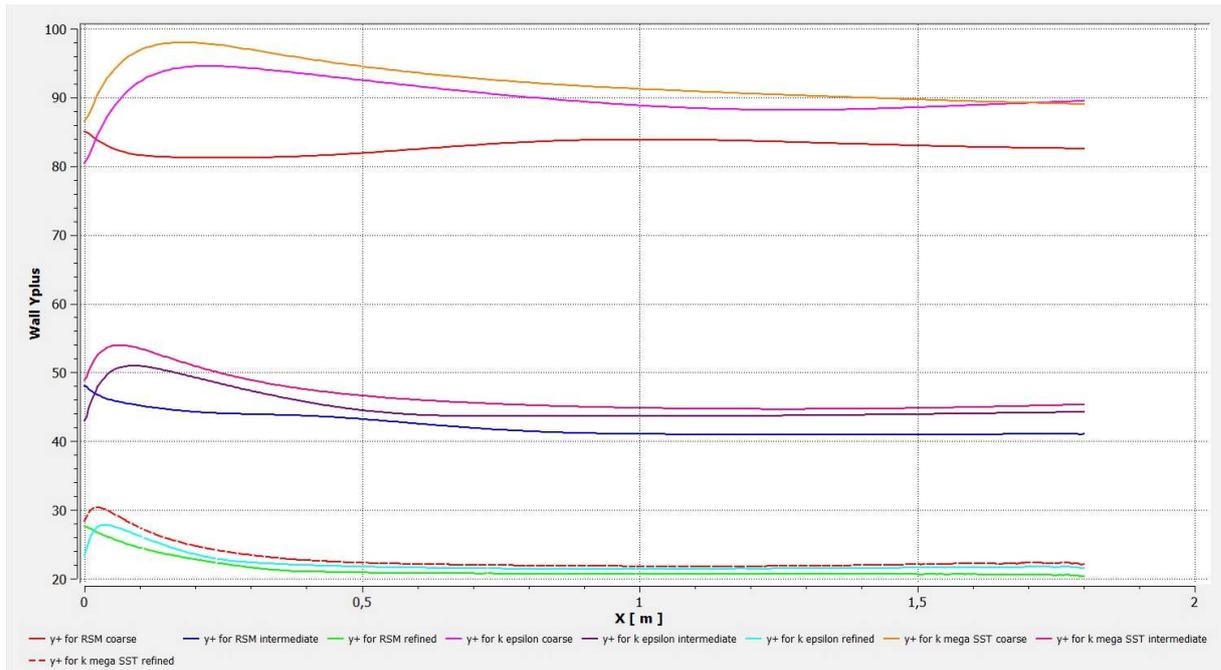


Figura 36 – Valores de y^+ ao longo da parede do duto
 Fonte: Pesquisa direta (2025).

Observou-se o desenvolvimento de y^+ ao longo do duto para todos os casos de simulação. Nos modelos de turbulência a duas equações, observou-se um rápido aumento de y^+ nas regiões iniciais, decorrente do estabelecimento da camada limite, seguido por um decréscimo gradual até um patamar praticamente uniforme, indicativo de escoamento completamente desenvolvido. As malhas grosseira e intermediária mantêm o primeiro nó da malha dentro da região logarítmica, resultando nos maiores valores de y^+ . A malha refinada desloca esse ponto para a camada intermediária, com valores de y^+ entre 20 e 30, o que corrobora com o resultado inferior das malhas refinadas, visto que, de acordo com o *Ansys Fluent Theory Guide*, a lei de parede não representa de forma fidedigna dados reais de velocidade na região intermediária, localizada entre a subcamada viscosa e a camada logarítmica (ANSYS Inc., 2025).

Do ponto de vista dos modelos, o $k-\omega$ SST apresentou sistematicamente os maiores valores de y^+ , o que refletiu sua modelagem de elevada viscosidade turbulenta próxima à parede e sua função de mistura específica entre as formulações de $k-\omega$ e $k-\epsilon$. Já o $k-\epsilon$ *realizable* assumiu níveis intermediários de y^+ , compatíveis com sua hipótese de viscosidade turbulenta isotrópica e com o uso de funções de parede calibradas para y^+ elevados. Além disso, o RSM exibiu os menores valores de y^+ , pois, ao resolver separadamente cada componente do tensor de tensões de Reynolds sem recorrer a uma viscosidade turbulenta – que aumenta artificialmente a tensão

de cisalhamento e conseqüentemente a velocidade de atrito e o y^+ — tende a subestimar a tensão real na parede, em malhas que não chegam a y^+ próximos de 1, o que explica o motivo dos resultados utilizando o RSM serem inferiores aos outros dois modelos.

Entre os modelos de turbulência a duas equações, notou-se que o modelo $k-\omega$ SST apresentou a melhor performance, uma vez que sua abordagem híbrida combina a precisão do $k-\omega$ na região adjacente à parede — onde resolve com maior fidelidade o desenvolvimento da camada limite sem recorrer a funções de parede inadequadas — com a solidez do $k-\varepsilon$ no núcleo do escoamento. Essa sinergia possibilita captar gradientes de velocidade e pressão extremamente pronunciados nas proximidades da parede, além de enfrentar de forma mais eficiente eventuais separações e efeitos de pressão adversa. Como o $k-\omega$ SST não se apoia excessivamente em correlações empíricas para o tratamento *near-wall*, mantém sua estabilidade mesmo em malhas com baixa estruturação ou refinamento irregular, minimizando erros locais de discretização e assegurando resultados mais alinhados com os valores teóricos.

Já entre os resultados obtidos com as malhas estruturadas usando o $k-\omega$ SST, a comparação entre as malhas grosseira e intermediária revela uma diferença de desempenho praticamente imperceptível do ponto de vista prático. Apesar de o refinamento de 8 mm para 4 mm implicar intuitivamente em maior resolução espacial, o erro percentual médio na predição da perda de carga varia menos de um ponto percentual entre essas duas grades, mantendo-se dentro de faixas tão estreitas que não justificam o aumento de custo computacional, como ilustra a Figura 37. Esse comportamento evidencia a robustez da função de mistura inerente ao $k-\omega$ SST, que já na malha grosseira é capaz de situar o primeiro nó em condições ideais para aplicação da *wall-function* logarítmica e de preservar um perfil de viscosidade turbulenta estável. Como a malha intermediária apenas realça detalhes que não influenciam significativamente o cálculo do atrito, conclui-se que, para essa configuração de duto quadrado, tanto a malha grosseira quanto a intermediária fornecem estimativas equivalentes de perda de carga quando se emprega o $k-\omega$ SST.

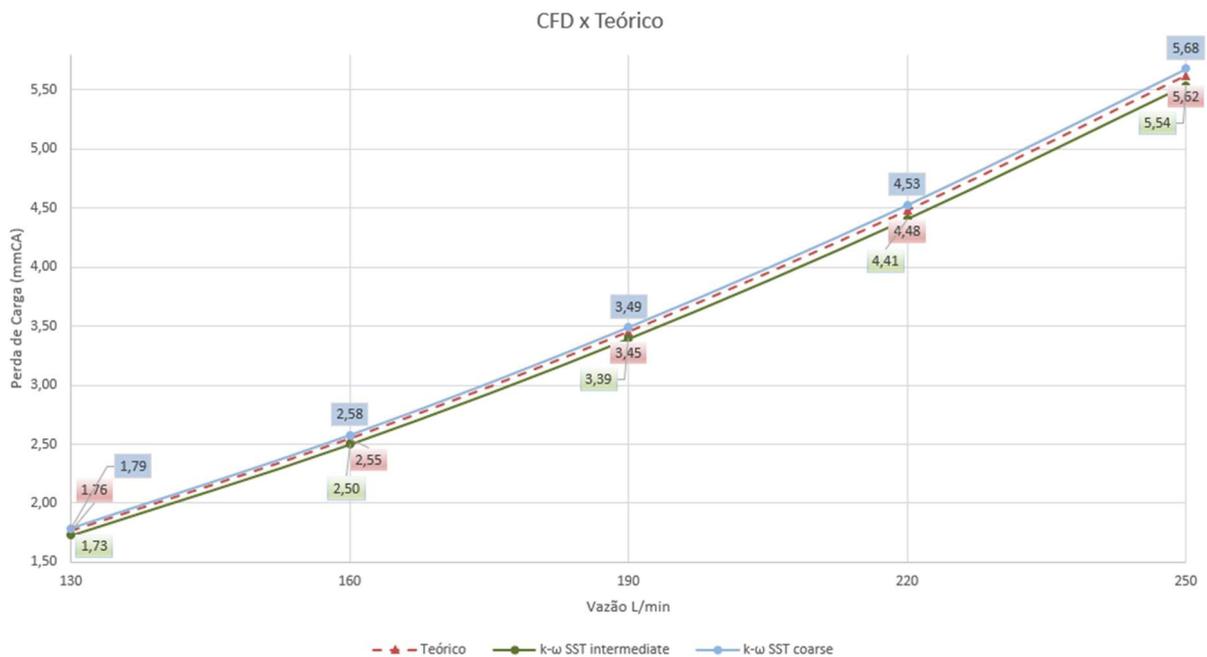


Figura 37 – Curvas de perda de carga das duas melhores configurações em relação ao cálculo analítico
Fonte: Pesquisa direta (2025).

É fundamental ressaltar que, em todas as combinações de malha e modelo de turbulência e para qualquer vazão considerada, os resultados numéricos de CFD jamais apresentam desvio superior a 1 mmCA em relação ao cálculo teórico. Na configuração de maior concordância — o modelo k- ω SST com malha grosseira —, a diferença máxima registrada chega a apenas 0,06 mmCA, valor próximo de um décimo da incerteza de leitura de 0,5 mmCA – metade do valor da menor divisão do instrumento – atribuído ao manômetro utilizado nas medições experimentais. Essa proximidade entre predição numérica, análise teórica e incerteza experimental não apenas valida a robustez do procedimento de simulação, mas também evidencia que as discrepâncias observadas estão bem abaixo da faixa de precisão dos instrumentos, conferindo elevada confiabilidade aos resultados obtidos por CFD neste estudo.

5 CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES

5.1 Conclusão

O presente trabalho teve como objetivo comparar, para um canal de seção quadrada de 80×80 mm e extensão de 1 m, as perdas de carga calculadas teoricamente, simuladas numericamente (CFD) e medidas experimentalmente, além de avaliar a influência da malha computacional e dos modelos de turbulência na acurácia dos resultados.

Ao comparar o resultado analítico com o obtido experimentalmente por Fagundes (2024), observou-se uma diferença de 1,5 a 7,21 mmCA. Além disso, realizou-se um estudo variando parâmetros como temperatura, rugosidade e diâmetro hidráulico para tentar identificar qual alteração justificaria o erro encontrado. Porém, com a impossibilidade de comprovar quais alterações melhor representariam as reais condições de operação da bancada hidráulica, manteve-se o estudo utilizando os parâmetros iniciais para o cálculo numérico.

Todas as simulações CFD realizadas apresentaram discrepâncias inferiores a 1 mmCA em relação aos cálculos teóricos, permanecendo dentro da incerteza de $\pm 0,5$ mmCA associada ao manômetro utilizado.

Ao avaliar-se as malhas, identificou-se que a malha refinada possuía elementos que não estavam dentro dos critérios de qualidade aceitáveis pelo *solver* e, por isso, apresentou os resultados com maiores erros. Dentre os modelos de turbulência, o *Reynolds Stress Model* obteve os resultados com mais discrepância numérica em relação ao analítico, pois o modelo exige malhas com y^+ próximos de 1, o que não foi o caso das malhas utilizadas neste estudo.

Entre os modelos de turbulência analisados, o $k-\omega$ SST destacou-se por oferecer o menor desvio em relação ao cálculo teórico quando combinado à malha grosseira. Nessa configuração, as diferenças variaram entre 0,01 mmCA e 0,06 mmCA, valores muito inferiores à incerteza do manômetro ($\pm 0,5$ mmCA), evidenciando elevada precisão na predição da perda de carga. O bom desempenho do modelo $k-\omega$ SST decorre de sua formulação híbrida, que alia a capacidade do $k-\omega$ para representar com acurácia o desenvolvimento da camada limite junto à parede à robustez do $k-\epsilon$ na região central do escoamento.

Assim, conclui-se que a configuração com o modelo $k-\omega$ SST e malha grosseira representa de forma válida e confiável os resultados analíticos para a perda de carga em dutos de seção quadrada. A baixa discrepância encontrada confirma a aplicabilidade dessa abordagem

em contextos industriais, desde que respeitadas as condições de malha e parâmetros adotados neste estudo.

5.2 Recomendações

Para trabalhos futuros, recomenda-se:

- Investigar as causas da bancada hidráulica possuir erros de alta magnitude em comparação ao cálculo analítico;
- Observar se a região de entrada foi longa o suficiente para o escoamento desenvolver-se completamente;
- Realizar um estudo de convergência de malha para comparar os resultados de perda de carga em malhas com $y^+ = 1$;
- Comparar os resultados obtidos com outros modelos de turbulência;
- Estudar quais parâmetros dos modelos de turbulência a duas equações ($k-\omega$ SST e $k-\varepsilon$ *realizable*) influenciam nos resultados em malhas de mesma estrutura.

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **V&V 20–2009: Standard for Verification and Validation in Computational Fluid Dynamics and Heat Transfer**. New York: ASME, 2009.

ANSYS, Inc. **Ansys Fluent Theory Guide**. Canonsburg: ANSYS, Inc., 2025.

ÇENGEL, Yunus A.; CIMBALA, John M. **Mecânica dos fluidos**. 3. ed. Porto Alegre: AMGH, 2015.

CRESWELL, J. W. **Research Design: Qualitative, Quantitative, and Mixed Methods Approaches**. 5. ed. Thousand Oaks: SAGE Publications, 2021.

FAGUNDES, D. M. **Proposição de metodologia para determinação da perda de carga de uma amostra de bioincrustação em uma bancada de fluxo experimental de conduto forçado**. 49 f. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) - Escola de Minas, Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, 2024.

FERZIGER, J. H.; PERIĆ, M. **Computational Methods for Fluid Dynamics**. 4. ed. Berlin: Springer, 2020.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introduction to Fluid Mechanics**. 8. ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2011.

GIL, Antonio Carlos. **Como elaborar projetos de pesquisa**. 3. ed. São Paulo: Atlas, 2002.

GIL, Antonio Carlos. **Métodos e técnicas de pesquisa social**. 7. ed. São Paulo: Atlas, 2017.

HELLSTEN, A. **Stress-limiter formulation applied to k- ω model**. In: BRADSHAW, P.; GROLIMUND, E. A. (eds.). *Turbulence, Heat and Mass Transfer 6*. New York: Begell House, 1998. p. 729–734.

LAUNDER, B. E.; SPALDING, D. B. **The numerical computation of turbulent flows**. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, v. 3, n. 2, p. 269–289, 1974.

MENTER, F. R. **Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications**. *AIAA Journal*, v. 32, n. 8, p. 1598–1605, 1994.

MOTT, Robert L. **Machine Elements in Mechanical Design**. 5. ed. Upper Saddle River: Pearson Education, 2014.

MUNSON, B. R.; YOUNG, D. F.; OKIISHI, T. H. **Fundamentals of Fluid Mechanics**. 7. ed. Hoboken: Wiley, 2013.

POPE, S. B. **Turbulent Flows**. Cambridge: Cambridge University Press, 2000.

ROACHE, Patrick J. **Fundamentals of Verification and Validation**. 2. ed. Socorro: Hermosa Publishers, 2009.

SHIH, T. H.; LIOU, W. W.; SHABBIR, A.; YANG, Z.; ZHU, J. **A new k- ϵ eddy viscosity model for high Reynolds number turbulent flows: model development and validation**. *Computers & Fluids*, v. 24, n. 3, p. 227–238, 1995.

SOUZA, José Francisco Almeida de; OLIVEIRA, Leopoldo Rota de; AZEVEDO, José Luiz Lima de; SOARES, Ivan Dias; MATA, Maurício Magalhães. **Uma revisão sobre a turbulência e sua modelagem**. *Revista Brasileira de Geofísica*, Rio de Janeiro, v. 29, n. 1, p. 21–41, 2011. ISSN 0102-261X.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method**. 2. ed. Harlow: Pearson Education Ltd., 2007.

WHITE, Frank M. **Mecânica dos fluidos**. 8. ed. Porto Alegre: ArtMed, 2018.

WILCOX, D. C. **Turbulence Modeling for CFD**. 3. ed. La Canada, CA: DCW Industries, 2006.