



UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
NÚCLEO DE DESENVOLVIMENTO AMAZÔNICO EM ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM INFRAESTRUTURA E
DESENVOLVIMENTO ENERGÉTICO

HERMESON CONCEIÇÃO WANZELER

**AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO E EROÇÃO POR CAVITAÇÃO E SEDIMENTOS
EM TURBINAS AXIAIS ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA**

Tucuruí - Pa

2025

HERMESON CONCEIÇÃO WANZELER

**AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO E EROÇÃO POR CAVITAÇÃO E SEDIMENTOS
EM TURBINAS AXIAIS ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Infraestrutura e Desenvolvimento Energético do Núcleo de Desenvolvimento Amazônico em Engenharia, da Universidade Federal do Pará, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Infraestrutura e Desenvolvimento Energético. Área de concentração: Desenvolvimento Energético.

Orientador: Prof. Dr. André Luiz Amarante Mesquita

Tucuruí - Pa

2025

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) de acordo com ISBD
Sistema de Bibliotecas da Universidade Federal do Pará
Gerada automaticamente pelo módulo Ficat, mediante os dados fornecidos pelo(a)
autor(a)

C744a Conceição Wanzeler, Hermeson.
AVÁLIAÇÃO DE DESEMPENHO E EROSÃO POR
CAVITAÇÃO E SEDIMENTOS EM TURBINAS AXIAIS
ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA / Hermeson
Conceição Wanzeler. — 2025.
78 f. : il. color.

Orientador(a): Prof. Dr. André Luiz Amarante Mesquita
Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal do Pará,
Núcleo de Desenvolvimento Amazônico em Engenharia,
Programa de Pós-Graduação em Engenharia de
Infraestrutura e Desenvolvimento Energético, Tucuruí, 2025.

1. Turbinas Axiais. 2. Cavitação. 3. Erosão Por
Sedimentos. 4. Simulação Numérica. 5. Erosão Por
Cavitação. I. Título.

CDD 621.406

HERMESON CONCEIÇÃO WANZELER

**AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO E EROÇÃO POR CAVITAÇÃO E SEDIMENTOS
EM TURBINAS AXIAIS ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Infraestrutura e Desenvolvimento Energético do Núcleo de Desenvolvimento Amazônico em Engenharia, da Universidade Federal do Pará, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Infraestrutura e Desenvolvimento Energético. Área de concentração: Desenvolvimento Energético.

Orientador: Prof. Dr. André Luiz Amarante Mesquita

Aprovada em 08 de novembro de 2025.

BANCA EXAMINADORA:



Documento assinado digitalmente

ANDRÉ LUIZ AMARANTE MESQUITA

Data: 09/03/2026 22:01:12-0300

Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Doutor / André Luiz Amarante Mesquita / UFPA - Orientador



Documento assinado digitalmente

TAYGOARA FELAMINGO DE OLIVEIRA

Data: 10/03/2026 13:01:02-0300

Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Doutor / Taygoara Felamingo de Oliveira / UnB



Documento assinado digitalmente

MACIEL DA COSTA FURTADO

Data: 09/03/2026 22:22:14-0300

Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Doutor / Maciel da Costa Furtado / UFPA



Documento assinado digitalmente

JOSE GUSTAVO COELHO

Data: 09/03/2026 22:12:16-0300

Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Doutor / José Gustavo Coelho / UFTM

AGRADECIMENTOS

Dedico este trabalho a todas as pessoas que, de alguma forma, contribuíram para a minha trajetória acadêmica e profissional. Desde o início, cada incentivo, gesto de apoio e palavra de encorajamento foram fundamentais para o meu desenvolvimento pessoal e para a conquista deste objetivo.

Agradeço, em especial, às minhas irmãs, aos meus pais, Genivaldo e Maria do Livramento, e à minha querida avó, Maria Barrada, pelo amor incondicional, dedicação e confiança em mim depositada. Sem vocês, nada disso seria possível.

Estendo também minha gratidão à Universidade Federal do Pará e a todos os seus funcionários, pelo ambiente de excelência e pelas oportunidades que contribuíram para o meu crescimento acadêmico e humano.

Ao professor André Mesquita, registro meu sincero agradecimento pela orientação, paciência e sabedoria, elementos indispensáveis para a realização deste trabalho. Sua dedicação como orientador, chefe e coordenador foi essencial para o meu aprendizado e amadurecimento acadêmico.

Agradeço igualmente ao professor José Gustavo, cujos ensinamentos na área computacional foram de grande importância.

Aos meus amigos de trabalho, estudo e pesquisa, deixo meu reconhecimento por todo apoio e companheirismo, que tornaram minha caminhada mais leve e motivadora.

E, por fim, à minha grande amiga e companheira Dani Baia, pela confiança, carinho e incentivo constantes.

Este trabalho é, com carinho e gratidão, dedicado a todos vocês, que estiveram ao meu lado e contribuíram de forma significativa para a realização desta conquista.

RESUMO

Avaliação de Desempenho e Erosão por Cavitação e Sedimentos em Turbinas Axiais através de Simulação Numérica

Este trabalho apresenta uma avaliação do desempenho e dos efeitos de erosão por cavitação e sedimentos em uma turbina hidráulica axial de ultra-baixa queda, utilizando técnicas de simulação numérica. O estudo fundamenta-se em dados de projeto e resultados experimentais disponibilizados por Souza (1988), que serviram como referência para a construção do modelo computacional e para a validação das análises. Inicialmente, desenvolveu-se o domínio fluido da turbina com base na geometria dos perfis do rotor e das diretrizes, obtidos a partir de coordenadas planas e posteriormente convertidos em coordenadas cilíndricas. A geração de malha foi realizada no software ANSYS TurboGrid, obedecendo a critérios de qualidade estabelecidos e submetida a estudo de independência de malha, para boa representação do modelo computacional. As condições de contorno foram definidas conforme o regime de escoamento em circuito fechado, com controle de vazão e pressão por válvula borboleta e comporta, além da inserção de modelos multifásicos para representar a cavitação e a interação partícula-fluido. O fenômeno de cavitação foi descrito pelo modelo de Rayleigh-Plesset, enquanto a erosão por partículas de areia, com diferentes diâmetros, foi avaliada por meio do modelo de Finnie. Os resultados demonstraram boa concordância entre as curvas características obtidas numericamente e os dados experimentais, validando o modelo proposto do campo de escoamento. Observou-se ainda que a cavitação se concentra no extradorso das pás do rotor, enquanto a erosão por partículas afeta principalmente o intradorso e a região da carcaça. Conclui-se que turbinas de ultra-baixa queda devem ser projetadas para operar fora das zonas cavitantes e, em ambientes com alta concentração de sedimentos, recomenda-se o uso de materiais resistentes à abrasão e o ajuste de condições de operação para mitigar a degradação.

Palavras-chave: Turbinas Axiais; Cavitação; Erosão Por Sedimentos; Simulação Numérica; Erosão Por Cavitação.

ABSTRACT

Performance Assessment and Cavitation and Sediment Erosion in Axial Turbines through Numerical Simulation

This work presents an evaluation of the performance and the erosion effects caused by cavitation and sediments in an ultra-low head axial hydraulic turbine, using numerical simulation techniques. The study is based on design data and experimental results provided by Souza (1988), which served as a reference for building the computational model and validating the analyses. Initially, the fluid domain of the turbine was developed based on the geometry of the rotor and guide vane profiles, obtained from planar coordinates and later converted into cylindrical coordinates. Mesh generation was carried out using ANSYS TurboGrid software, following established quality criteria and subjected to a mesh independence study to ensure accurate representation of the computational model. Boundary conditions were defined according to the closed-loop flow regime, with flow and pressure controlled by a butterfly valve and sluice gate, along with the implementation of multiphase models to represent cavitation and particle-fluid interaction. The cavitation phenomenon was modeled using the Rayleigh-Plesset model, while the erosion caused by sand particles of varying diameters was assessed through the Finnie model. The results showed good agreement between the numerically obtained characteristic curves and the experimental data, validating the proposed flow field model. It was also observed that cavitation is concentrated on the suction side of the rotor blades, whereas particle erosion primarily affects the pressure side and the casing region. It is concluded that ultra-low head turbines should be designed to operate outside cavitating zones and, in environments with high sediment concentration, the use of abrasion-resistant materials and the adjustment of operating conditions are recommended to mitigate degradation.

Keywords: Axial turbines; Cavitation; Sediment erosion; Numerical simulation; Cavitation erosion.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 2.1 - Superfícies de corrente.	4
Figura 2.2 - Grades lineares e triângulos de velocidades.	5
Figura 2.3 – Etapas da implosão de bolha de vapor. Fonte: SNTOC, 2018.	11
Figura 2.4 – Erosão de partícula em uma superfície; (a) Material dúctil; (b) Material Frágil.	15
Figura 2.5 - Exemplo de sistema experimental de erosão hidrossedimentar em turbina Pelton (Turbine Testing Lab - Kathmandu).	16
Figura 2.6 - Método de camadas de tinta para identificar padrões de erosão em conchas de turbina Pelton.	17
Figura 3.1 - Gráfico de aplicação de turbinas hidráulicas.	19
Figura 3.2 - Vórtices cavitantes; (a) vórtice de ponta contínua; (b) vórtice de ponta despeça. Fonte: Brennen, 1995.	22
Figura 3.3 – Formação de cavitação em uma turbina tipo bulbo na superfície da pá do rotor.	22
Figura 3.4 – Turbina Kaplan com efeitos de erosão nas pás do rotor.	24
Figura 4.1 – Subdivisão das camadas próximo as paredes.	30
Figura 4.2 – Tipos de elementos de malha.	31
Figura 4.3 - Vetores utilizados para calcular a qualidade ortogonal de uma célula.	32
Figura 5.1 - Vista isométrica da turbina axial de Souza.	38
Figura 5.2 - Turbina de Souza com ênfase aos componentes internos.	39
Figura 5.3 - Dimensões do perfil suporte e montagem.	40
Figura 5.4 - Vista frontal de montagem das diretrizes e dimensões do perfil.	40
Figura 5.5 - Vista frontal montagem rotor com detalhe no gap.	41
Figura 5.6 - Esquema da bancada de ensaio da turbina com as indicações das medições de pressão.	43
Figura 5.7 – Curva de colina <i>n11 x P11</i> da turbina axial de ultra-baixa queda.	48
Figura 5.8 - Curva de colina <i>Q11 x P11</i> da turbina axial de ultra-baixa queda.	49
Figura 5.9 – Esquemas mostrando regiões de erosão de cavitação no rotor de 3 pás.	50
Figura 5.10 - Gráfico dos pontos do ensaio de cavitação.	51

Figura 6.1 – Disposição da montagem dos perfis em coordenadas cilíndricas; a) Vista lateral dos perfis; b) vista frontal dos perfis.	53
Figura 6.2 - Perfis sólidos das pás do rotor; a) Vista lateral da pá; b) Vista frontal da pá; c) Vista frontal das pás do rotor distribuído em sua montagem.	53
Figura 6.3 – Componentes internos da turbina axial.	53
Figura 6.4 - Domínio fluido da turbina axial para simulação.	54
Figura 6.5 – Malha no domínio da alimentação e suporte.	55
Figura 6.6 – Malha no domínio da sucção.....	55
Figura 6.7 – Malha para o domínio das diretrizes.....	56
Figura 6.8 – Malha para o domínio do rotor.	56
Figura 6.9 – Domínio para o cálculo numérico.	57
Figura 6.10 – Contorno Y^+ em torno do rotor.	60
Figura 7.1 – Campo de velocidade do escoamento da turbina axial.....	61
Figura 7.2 - Campo de pressão do escoamento da turbina axial.....	62
Figura 7.3 - Curva auxiliar P_xN do CFD e experimental a 3,307 mCA.	63
Figura 7.4 - Curva auxiliar $Rend_xN$ do CFD e experimental a 3,307 mCA.	63
Figura 7.5 - Curva auxiliar H_xN do CFD e experimental a 3,307 mCA	64
Figura 7.6 – Vista frontal do rotor no multifásico com cavitação; a) Simulação com $\sigma=1,1141$; b) Simulação com $\sigma=1,827$	65
Figura 7.7 - Vista frontal do rotor no multifásico com cavitação; a) Simulação com $\sigma=1,1141$; b) Simulação com $\sigma=1,827$	66
Figura 7.8 - Componentes da turbina axial com erosão dos particulados.....	67
Figura 7.9 - Erosão nos componentes internos da entrada da turbina axial.	67
Figura 7.10 - Erosão nos componentes da diretrizes da turbina axial.	68
Figura 7.11 - Erosão nos componentes do rotor da turbina axial vista posterior.....	68
Figura 7.12 - Erosão nos componentes do rotor da turbina axial vista isométrica. ...	69
Figura 7.13 - Erosão nos componentes do rotor da turbina axial no tempo de operação vista isométrica.....	69
Figura 7.14 - Combinação dos efeitos de erosão nas pás do rotor; a) Intradorso das pás do rotor. b) Extradorso das pás do rotor.	70

LISTA DE TABELAS

Tabela 5.1 - Coordenadas dos perfis Göttigen.....	41
Tabela 6.1 – Informações do estudo de malha.....	59
Tabela 7.1 – Resultados experimental e simulação do ponto 6.....	64
Tabela 7.2 - Resultados experimental e simulação do ponto 11	65

LISTA DE ABREVIATURAS

ASTM - American Society for Testing and Materials
CFD - Computational Fluid Dynamics
DNS - Direct Numerical Simulation
DPM - Discrete Phase Model
ERCOFTAC - European Research Community on Flow, Turbulence and Combustion
GCI - Índice de Convergência de Malha
IEC - International Electrotechnical Commission
LES - Large Eddy Simulation
LHPCH - Laboratório Hidromecânico para Pequenas Centrais Hidrelétricas
mCA - metros de coluna d'água
MEV - Microscopia Eletrônica de Varredura
NPSH - Net Positive Suction Head
PCH - Pequena Central Hidrelétrica
RANS - Reynolds-Averaged Navier–Stokes
RP - Rayleigh–Plesset
RPM - rotações por minuto
SBES - Stress-Blended Eddy Simulation
SNTOC - Sociedade Nacional de Terapia por Ondas de Choque
SST - Shear Stress Transport
TTR - Teorema do Transporte de Reynolds
UFPA - Universidade Federal do Pará
UFTM - Universidade Federal do Triângulo Mineiro
ULH - Ultra Low Head
UnB - Universidade de Brasília
URANS - Unsteady Reynolds-Averaged Navier–Stokes
ZGB - Zwart–Gerber–Belamri

LISTA DE SÍMBOLOS

- A - Área de passagem do fluido [m^2]
 C - Velocidade absoluta do escoamento [m/s]
 C_1 - Velocidade absoluta média na entrada do rotor [m/s]
 C_m - Velocidade meridional do escoamento [m/s]
 C_{m4} - Velocidade meridional no bordo de ataque do rotor [m/s]
 C_{m5} - Velocidade meridional no bordo de fuga do rotor [m/s]
 C_{u4} - Componente tangencial da velocidade absoluta na entrada do rotor [m/s]
 C_{u5} - Componente tangencial da velocidade absoluta na saída do rotor [m/s]
 d - Distância normal da parede até o primeiro ponto da malha [m]
 D_e - Diâmetro externo da seção de escoamento [m]
 D_i - Diâmetro interno da seção de escoamento [m]
 F - Força resultante atuante no volume de controle [N]
 H - Altura manométrica da turbina [m]
 hf - Perdas por atrito na linha de sucção [m]
 k - Energia cinética turbulenta [m^2/s^2]
 \dot{m} - Vazão mássica do fluido [kg/s]
 n - Vetor normal à superfície de controle [-]
 P_{atm} - Pressão atmosférica local [Pa]
 P_e - Potência mecânica no eixo [W]
 $P_{10C_{a1}}$ - Pressão absoluta local [Pa]
 P_u - Potência hidráulica útil [W]
 P_{vapor} - Pressão de vapor [Pa]
 Q - Vazão volumétrica do fluido [m^3/s]
 p - Pressão estática do fluido [Pa]
 r - Raio da seção considerada [m]
 T - Torque exercido no eixo da turbina [$\text{N}\cdot\text{m}$]
 T - Temperatura do fluido [$^{\circ}\text{C}$]
 u - Velocidade instantânea em um ponto [m/s]
 U - Velocidade tangencial da pá do rotor [m/s]
 V - Velocidade característica do escoamento [m/s]
 v - Vetor velocidade do fluido [m/s]

W - Velocidade relativa do escoamento [m/s]
 W_4 - Velocidade relativa no bordo de ataque do rotor [m/s]
 W_5 - Velocidade relativa no bordo de fuga do rotor [m/s]
 z_s - Cota geométrica do eixo da turbina [m]
 β_4 - Ângulo de entrada relativo do rotor [graus]
 β_5 - Ângulo de saída relativo do rotor [graus]
 Δh - Variação da entalpia específica do fluido [J/kg]
 ΔP - Diferença de pressão entre a entrada e a saída da turbina [Pa]
 η_h - Eficiência hidráulica [%]
 μ - Viscosidade dinâmica do fluido [Pa·s]
 ν - Viscosidade cinemática do fluido [m²/s]
 σ - Número de cavitação [-]
 σ_t - Coeficiente de Thoma [-]
 ω - Velocidade angular do rotor [rad/s]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	CONSIDERAÇÕES GERAIS	1
1.2	JUSTIFICATIVA	2
1.3	OBJETIVOS	2
1.3.1	GERAL	2
1.3.2	Específicos	2
2	FUNDAMENTOS	4
2.1	GRADE LINEARES E TRIANGULO DE VELOCIDADE.....	4
2.2	EQUAÇÃO DE EULER EM TURBOMÁQUINAS	8
2.3	CAVITAÇÃO.....	11
2.3.1	Coeficiente de cavitação.....	12
2.4	EROSÃO POR SEDIMENTOS	14
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
3.1	TURBINAS DE BAIXA E ULTRA-BAIXA QUEDA.....	19
3.2	CAVITAÇÃO EM TURBINAS HIDRÁULICAS AXIAIS.....	21
3.3	EROSÃO POR SEDIMENTOS EM TURBINAS AXIAIS.....	23
4	MODELAGEM NUMÉRICA DO ESCOAMENTO EM TURBINAS HIDRÁULICAS	25
4.1	EQUAÇÕES GOVERNANTES	26
4.2	MODELO COMPUTACIONAL	28
4.3	CONDIÇÕES DE CONTORNO	28
4.4	MALHA COMPUTACIONAL	31
4.5	MODELO DE TURBULÊNCIA	33
4.6	MODELO DE EROSÃO POR CAVITAÇÃO	35
4.7	MODELO DE EROSÃO POR SEDIMENTOS.....	36
5	CASO TESTE: TURBINA AXIAL DE ULTRA-BAIXA QUEDA	38
5.1	BANCADA EXPERIMENTAL.....	38
5.2	GRANDEZAS E METODOLOGIA DOS ENSAIOS	42
5.3	CURVA DE COLINA.....	47
5.4	CAVITAÇÃO.....	49
6	MODELO NUMÉRICO PARA ESTUDO DO ESCOAMENTO	52

6.1	CONFIGURAÇÃO NO ANSYS CFX	54
6.1.1	convergência de malha.....	58
7	RESULTADOS.....	61
7.1	VALIDAÇÃO DO ESCOAMENTO.....	61
7.2	ANÁLISE DA CAVITAÇÃO	64
7.3	EROSÃO POR SEDIMENTOS.....	66
7.4	EROSÃO COMBINADA CAVITAÇÃO E POR SEDIMENTOS	69
8	CONSIDERAÇÕES FINAIS	72
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	74

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS

A utilização de simulação numérica usando Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) tem se mostrado essencial para a análise e otimização de turbinas hidráulicas, especialmente em estudos sobre erosão e cavitação. Esses fenômenos são críticos para a performance e durabilidade das turbinas, influenciando diretamente sua eficiência operacional. Estudos como os de Rakibuzzaman *et al.*, (2019) têm demonstrado a importância da aplicação de técnicas CFD para investigar as características de erosão por sedimentos e cavitação em turbinas Francis, utilizando o software ANSYS para modelar e prever esses efeitos com alta precisão.

A cavitação é um fenômeno complexo que envolve a formação e o colapso de bolhas de vapor em um fluido, causado pela queda da pressão local abaixo da pressão de vapor do líquido. Esse processo pode gerar forças de impacto significativas e erosão nas superfícies das pás das turbinas. Feng *et al.* (2024) destacam que a simulação precisa da cavitação requer a resolução de estruturas de vapor de diferentes escalas temporais e espaciais, desde micro-bolhas até cavidades grandes que podem se estender por toda a superfície de sucção de uma pá de turbina.

O uso de modelos numéricos como o Rayleigh-Plesset, adaptados para condições multifásicas, é comum em simulações de cavitação. Esses modelos permitem a análise detalhada das taxas de transferência de massa entre as fases líquida e vapor, proporcionando uma compreensão aprofundada dos mecanismos de cavitação e seus impactos erosivos. Estudos de Gnanaskandan e Mahesh (2015) e Budich, Schmidt e Adams (2018) mostraram que a interação entre bolhas e a dinâmica do fluxo pode ser complexa, exigindo alta resolução da malha e pequenos passos de tempo para capturar adequadamente esses fenômenos.

A erosão por sedimentos é outro fator crítico que afeta a longevidade das turbinas hidráulicas. Sedimentos como areia e outras partículas sólidas, quando presentes no fluxo de água, podem causar desgaste significativo nas superfícies das pás devido ao impacto repetido e à abrasão. Tabakoff e Hussein (1971), apresentaram cálculos de trajetória de partículas em turbinas de fluxo axial, mostrando como a densidade, material e tamanho das partículas influenciam os locais de impacto e os padrões de erosão.

Os avanços em CFD têm permitido a integração de modelos de erosão e cavitação em simulações multifásicas, proporcionando uma visão mais completa dos desafios enfrentados pelas turbinas hidráulicas. A aplicação dessas técnicas em estudos recentes tem oferecido insights valiosos para o desenvolvimento de estratégias de mitigação e aprimoramento do design das turbinas, visando aumentar sua eficiência e durabilidade.

1.2 JUSTIFICATIVA

O estudo da degradação das pás em turbinas axiais de baixa queda e as que engloba as de ultra-baixa queda é essencial para melhorar a eficiência e a durabilidade, que são cruciais para a geração de energia renovável em centrais hidrelétricas. Problemas como cavitação e erosão impactam negativamente o desempenho das turbinas, causando perdas de eficiência e aumento dos custos de manutenção. A utilização de simulações numéricas, como o CFD, permite uma análise detalhada desses fenômenos, identificando áreas críticas e fornecendo percepções valiosas para otimizações no design das turbinas.

Além disso, essas simulações auxiliam na validação de dados experimentais e no desenvolvimento de estratégias para mitigar os efeitos de desgaste, contribuindo para a sustentabilidade e a eficiência energética. Portanto, este estudo é justificado pela necessidade de aprimorar a performance e a longevidade das turbinas axiais prevendo sua operação, principalmente as implantadas em leitos onde há grande concentração de particulados diluídos nos meios, promovendo uma geração de energia mais limpa e confiável.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Geral

Simular a degradação das pás devido a ação do fluido com resíduos particulados e a degradação por cavitação.

1.3.2 Específicos

- Desenvolver um modelo numérico tridimensional de uma turbina axial hidráulica de pequeno porte, utilizando dados de projeto.

- Validação do modelo CFD com base em dados experimentais ensaiados.
- Utilizar a análise CFD para apresentar as zonas da turbina, onde ocorre erosão devido a cavitação e erosão por partículas presente no fluido.

2 FUNDAMENTOS

2.1 GRADE LINEARES E TRIANGULO DE VELOCIDADE

As grades lineares e os triângulos de velocidade são conceitos fundamentais no estudo e design de turbomáquinas. Esses conceitos são utilizados para analisar e projetar o comportamento do fluxo de fluido ao passar por diferentes componentes da turbomáquina, como rotores e estatores.

Grades lineares referem-se à disposição dos perfis das pás de uma turbomáquina de maneira que o fluxo de fluido possa ser analisado de forma simplificada. Em uma configuração de grade linear, as pás são modeladas como perfis bidimensionais como apresentadas na Figura 2.1, que foram dispostas por Wu (1952), permitindo a análise do comportamento do fluxo em uma seção transversal da máquina. Esta abordagem é frequentemente utilizada em estudos preliminares de design e otimização de turbomáquinas, facilitando a compreensão dos fenômenos aerodinâmicos que ocorrem entre as pás.

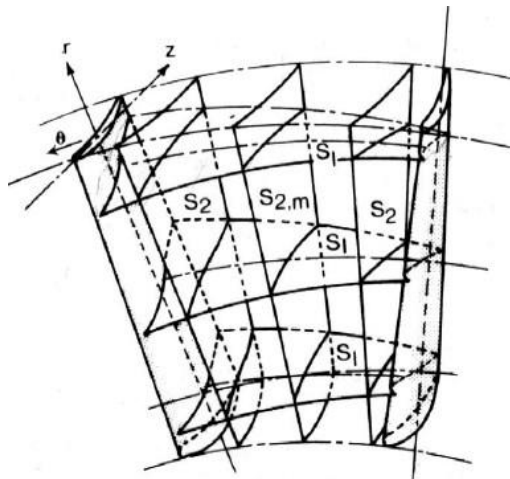


Figura 2.1 - Superfícies de corrente.
Fonte: Wu, 1952.

Essas grades são usadas para investigar várias características dinâmicas do escoamento, como os coeficientes de sustentação e arrasto, a distribuição de pressão ao longo das pás, e o comportamento da camada limite, incluindo crescimento, transição e separação. Além disso, estudos sobre vorticidade ajudam a entender a formação de vórtices, enquanto a análise de cavitação é essencial para evitar danos às pás e melhorar a durabilidade da turbomáquina (GÜLICH, 2010).

A principal vantagem das grades lineares é a simplificação que elas proporcionam na análise do escoamento. Em vez de um estudo tridimensional complexo, a análise bidimensional permite uma avaliação mais rápida e menos

onerosa dos fenômenos de escoamento. Isso é especialmente útil nas fases iniciais de design e otimização de turbomáquinas, onde múltiplas iterações de design podem ser necessárias (GÜLICH, 2010).

Os triângulos de velocidade são ferramentas analíticas essenciais no estudo de turbomáquinas, utilizados para descrever as velocidades de escoamento em diferentes pontos de uma turbina ou compressor. Eles ajudam a visualizar e calcular as interações entre o fluido em movimento e os componentes rotativos da máquina, como as pás do rotor e do estator.

Um triângulo de velocidade é composto por três vetores principais, a velocidade absoluta (C), a velocidade relativa (W) e a velocidade tangencial (U) como demonstrado na Figura 2.2. Sabendo que a velocidade inicial pode ser calculada, a velocidade inicial em 1 como apresentado na Equação (2.1):

$$C_1 = C_m = \frac{Q}{A} \quad (2.1)$$

Onde C_1 é a velocidade absoluta em 1, C_m equivale a velocidade absoluta média na entrada, Q e a vazão do fluido e A corresponde a área de passagem do fluido.

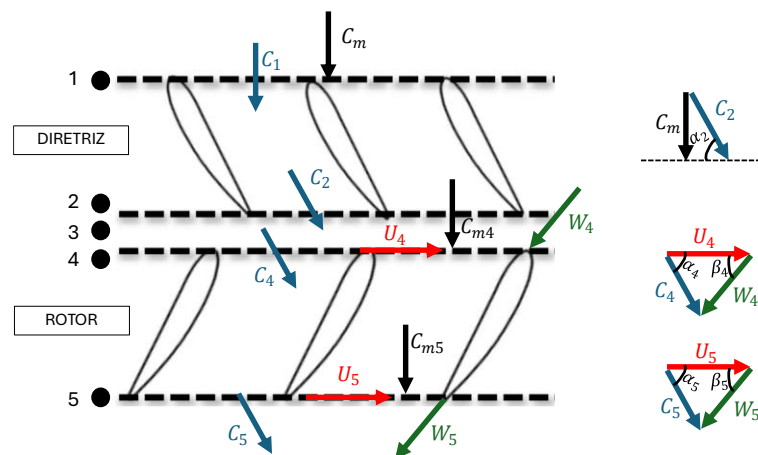


Figura 2.2 - Grades lineares e triângulos de velocidades.

Sabendo que a velocidade tangencial pode ser calculada de acordo com a Equação (2.2), tanto para o bordo de ataque sendo o ponto 4, quando o bordo de fuga sendo o ponto 5 apresentado na Figura 2.2.

$$U = \omega r \quad (2.2)$$

Onde ω é a velocidade angular e r é o raio da seção.

Assim, temos a Equação (2.3) se refere ao componente absoluto meridional.

$$C_{m4} = \frac{4 Q}{\pi(D_e^2 - D_i^2)} \quad (2.3)$$

Onde C_{m4} é a velocidade meridional no bordo de ataque da pá do rotor D_e e o diâmetro externo e D_i representa o diâmetro interno.

Com isso temos o ângulo de entrada relativo do rotor β_4 , apresentado na Equação (2.4):

$$\beta_4 = \arctan\left(\frac{C_{m4}}{\omega r_4 - C_{u4}}\right) \quad (2.4)$$

Onde β_4 é o ângulo entre U_4 e W_4 , sendo r_4 é o raio da seção na parte do rotor e C_{u4} é a componente da velocidade absoluta na entrada do rotor.

Para isso temos o cálculo da velocidade relativa no bordo de ataque do rotor W_4 , como apresentado na Equação (2.5):

$$W_4 = \frac{C_{m4}}{\text{sen}(\beta_4)} \quad (2.5)$$

Assim como no bordo de ataque, a velocidade meridional C_{m5} no bordo de fuga é calculada pela conservação do fluxo volumétrico através da Equação (2.6):

$$C_{m5} = \frac{4 Q}{\pi(D_e^2 - D_i^2)} \quad (2.6)$$

Onde C_{m5} representa a velocidade meridional no bordo de fuga da pá do rotor.

A conservação da vazão volumétrica implica que C_{m5} é igual a C_{m4} (velocidade meridional no bordo de ataque), assumindo que a seção transversal entre os diâmetros D_e e D_i permanece constante, caso contrário deve ser levado em consideram os diâmetros de cada seção.

O ângulo de saída relativo β_5 é determinado considerando a relação entre as componentes da velocidade no ponto de fuga. A Equação (2.7) utilizada é:

$$\beta_5 = \arctan\left(\frac{C_{m4}}{\omega r_5 - C_{u5}}\right) \quad (2.7)$$

Nesta equação, o termo ωr_5 representa a velocidade tangencial da pá do rotor no ponto de fuga. O ângulo β_5 é obtido a partir da tangente inversa (\arctan) da razão entre a velocidade meridional C_{m5} e a diferença entre a velocidade tangencial do rotor e a componente absoluta da velocidade C_{u5} .

A velocidade relativa W_5 no bordo de fuga do rotor é calculada utilizando o ângulo de saída relativo β_5 , como apresentado na Equação (2.8) é:

$$W_5 = \frac{C_{m5}}{\text{sen}(\beta_5)} \quad (2.8)$$

A velocidade relativa W_5 é obtida dividindo a velocidade meridional C_{m5} pelo seno do ângulo de saída relativo β_5 . Este cálculo é crucial para entender o comportamento do escoamento ao deixar a pá do rotor, influenciando diretamente a eficiência e o desempenho da turbina.

A velocidade angular ω é definida como a taxa de rotação do rotor em torno de seu eixo, expressa em radianos por segundo (rad/s). Esta velocidade angular é diretamente relacionada às velocidades tangenciais nas seções específicas do rotor, tanto no bordo de ataque (ponto 4) quanto no bordo de fuga (ponto 5), como apresentadas na Figura 2.2.

A velocidade tangencial no bordo de ataque do rotor, U_4 , é dada pela Equação (2.9):

$$U_4 = \omega r_4 \quad (2.9)$$

A velocidade tangencial no bordo de fuga do rotor, U_5 , é dada pela Equação (2.10):

$$U_5 = \omega r_5 \quad (2.10)$$

É importante notar que, para um rotor rígido e assumindo que não haja variação na velocidade angular ω ao longo do comprimento das pás, a velocidade angular ω é constante. Portanto, a velocidade tangencial U_4 no bordo de ataque e a velocidade tangencial U_5 no bordo de fuga são diretamente proporcionais ao respectivo raio da seção. Quando consideramos que a rotação do rotor é uniforme, podemos afirmar que a velocidade angular ao longo do rotor pode ser descrita como a Equação (2.11):

$$\omega = \frac{U_4}{r_4} = \frac{U_5}{r_5} \quad (2.11)$$

Portanto, a velocidade angular é igual à relação entre a velocidade tangencial e o raio da seção, tanto no bordo de ataque quanto no bordo de fuga. Então a rotação do rotor determina as velocidades tangenciais nas diferentes seções da pá.

2.2 EQUAÇÃO DE EULER EM TURBOMÁQUINAS

A equação de Euler aplicada às turbomáquinas constitui uma das bases teóricas mais importantes para a compreensão da conversão de energia em escoamentos rotativos. No caso específico das turbinas hidráulicas, essa equação permite calcular a energia que o fluido transfere para o rotor durante seu escoamento pela máquina. Essa transferência de energia ocorre como resultado das variações nas componentes tangenciais da velocidade do fluido ao entrar e sair do rotor.

A equação de Euler, derivada a partir da conservação do momento angular para volumes de controle rotativos, estabelece que a variação da energia específica de um fluido, expressa sob a forma de entalpia, é diretamente proporcional à diferença entre os produtos da velocidade periférica das pás e a componente tangencial da velocidade absoluta do fluido nas seções de entrada e saída do rotor. Em termos matemáticos, essa relação é expressa pela Equação (2.1):

$$\Delta h = U_5 C_{u5} - U_4 C_{u4} \quad (2.12)$$

Onde Δh representa a entalpia de estagnação, U é a velocidade tangencial da pá, e C_u é a componente tangencial da velocidade absoluta do fluido. Os subscritos 4 e 5 referem-se, respectivamente, aos pontos de entrada e de saída do rotor, como apresentado na Figura 2.2.

Essa equação é fundamental porque estabelece o elo direto entre a dinâmica do escoamento e a produção de trabalho mecânico. A partir dela, é possível determinar a potência hidráulica útil que o escoamento transfere ao rotor, considerando-se a taxa de vazão mássica do fluido que atravessa a turbina. Essa potência útil pode ser obtida multiplicando-se a variação de entalpia específica pela vazão mássica, resultando na seguinte Equação (2.1):

$$P_u = \dot{m}(U_5 C_{u5} - U_4 C_{u4}) \quad (2.13)$$

Nessa expressão, P_u corresponde à potência hidráulica útil, ou seja, a quantidade de energia por unidade de tempo efetivamente transferida do fluido para a turbina, e \dot{m} representa a vazão mássica do fluido.

No entanto, nem toda essa energia é convertida diretamente em potência no eixo, pois perdas mecânicas e hidráulicas inevitavelmente ocorrem no processo. A potência efetiva no eixo, também chamada de potência de saída da turbina, depende do torque gerado pelas forças de interação entre o fluido e as pás, e da velocidade angular de rotação do rotor. Essa potência mecânica é dada pela Equação (2.1):

$$P_e = T\omega \quad (2.14)$$

em que P_e é a potência no eixo, T é o torque exercido no eixo da turbina e ω é a velocidade angular de rotação do rotor.

A razão entre a potência efetiva no eixo e a potência hidráulica útil define a eficiência hidráulica da turbina, η_h . Essa grandeza é de extrema importância na avaliação do desempenho energético da máquina, pois expressa o quão eficientemente a turbina consegue converter a energia do fluido em energia mecânica utilizável. A eficiência hidráulica é calculada pela Equação (2.1):

$$\eta_h = \frac{P_e}{P_u} \quad (2.15)$$

Altos valores de eficiência indicam que a maior parte da energia do fluido está sendo convertida em trabalho mecânico no eixo, enquanto baixos valores sugerem que há perdas significativas, seja por cavitação, atrito, turbulência ou outros fenômenos hidrodinâmicos.

Segundo White (2016), em turbinas bem projetadas e operando em regime ideal, essa eficiência pode ultrapassar 90%, especialmente em turbinas hidráulicas como as do tipo Francis e Kaplan. Contudo, em condições de baixa queda ou em turbinas submetidas a escoamentos multifásicos e sedimentares, essas perdas tornam-se mais relevantes, sendo necessário um controle rigoroso do projeto e das condições operacionais para garantir uma boa performance.

A equação de Euler, além de ser uma ferramenta teórica robusta, serve como base para análises práticas em simulações computacionais, modelagem de desempenho e otimização de projetos. A correta aplicação dessa equação permite não apenas estimar a quantidade de energia disponível no escoamento, mas também diagnosticar perdas de eficiência e propor melhorias geométricas no rotor e nos componentes de guia do escoamento.

Apesar de amplamente aplicada no dimensionamento e análise de turbomáquinas, a equação de Euler apresenta algumas limitações importantes que devem ser consideradas. Seu desenvolvimento parte de hipóteses simplificadoras, como escoamento invíscido, permanente e unidimensional, o que significa que fenômenos reais como atrito viscoso, separação de fluxo, instabilidades transientes e efeitos turbulentos não são diretamente representados por essa formulação. Além disso, a equação assume que o escoamento é perfeitamente alinhado com as superfícies das pás e que não há perdas energéticas associadas à dissipação, vibração ou cavitação.

Essa limitação teórica justifica a importância da utilização de métodos complementares, como as simulações numéricas baseadas em Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), que permitem incorporar esses efeitos complexos no modelo, oferecendo uma representação mais realista do comportamento do fluido nas diferentes regiões da turbina. A equação de Euler, serve como referência teórica fundamental para verificar a consistência dos resultados obtidos em simulações,

especialmente no que se refere ao balanço energético e à coerência entre os campos de velocidade simulados e as quantidades calculadas de torque e potência. Assim, embora simplificada, sua aplicação continua sendo estratégica para validar modelos.

2.3 CAVITAÇÃO

Segundo Brennen (1995), a cavitação constitui um fenômeno hidrodinâmico no qual surgem cavidades de vapor em um líquido quando a pressão local do escoamento cai abaixo da pressão de vapor à temperatura considerada. Esse fenômeno decorre de núcleos de gás e microbolhas já presentes no fluido provenientes de gases dissolvidos, impurezas ou microdefeitos em superfícies sólidas, que se expandem sob condições de baixa pressão, essa análise tem fundamentos em princípios termodinâmicos e mecânicos do escoamento fluido.

Budich, Schmidt e Adams (2018) descrevem a dinâmica do ciclo cavitante como uma sequência de etapas nucleação, crescimento e colapso das bolhas, o processo da implosão da bolha formada na cavitação pode ser observada seu processo na Figura 2.3. No colapso, as bolhas transmitem energia por ondas de choque e microjatos que atingem superfícies sólidas, gerando tensões localizadas e danos superficiais.

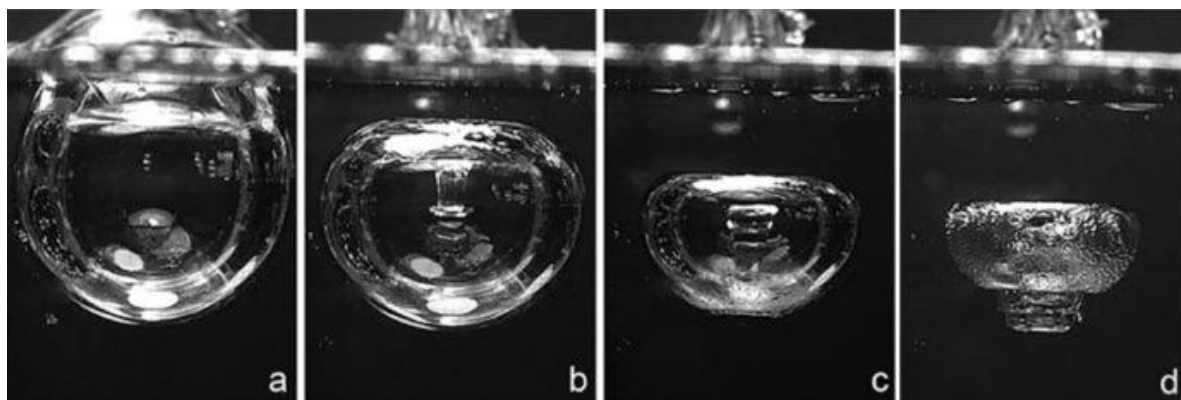


Figura 2.3 – Etapas da implosão de bolha de vapor.
Fonte: SNTOC, 2018.

Sob perspectiva macroscópica, Brennen (1995) observa que a cavitação produz ruído, vibração e deteriora o desempenho hidráulico de sistemas como bombas e válvulas, podendo comprometer a confiabilidade e a vida útil de componentes. Essa abordagem discute os efeitos do fenômeno na eficiência operacional. Brennen (1995) também documenta os danos típicos do colapso de bolhas como erosão localizada (*pitting*) e fadiga superficial enquanto identifica

aplicações benéficas da cavitação em processos como limpeza ultrassônica e intensificação química. Caso optasse por tratar esses efeitos, expansões futuras poderiam incluir essas aplicações controladas do fenômeno.

2.3.1 Coeficiente de cavitação

O número de cavitação é uma das grandezas fundamentais para caracterizar a tendência de um escoamento líquido ao surgimento de cavidades de vapor. Segundo Brennen (1995), esse número relaciona a pressão local do fluido com sua pressão de vapor, levando em conta a energia cinética associada ao escoamento. De forma geral, o número de cavitação é definido pela Equação (2.16).

$$\sigma = \frac{P_{local} - P_{vapor}}{\frac{1}{2}\rho V^2} \quad (2.16)$$

Onde:

- σ é o número de cavitação (adimensional);
- P_{local} é a pressão absoluta na entrada do rotor (Pa);
- P_{vapor} é a pressão de vapor do fluido (Pa);
- ρ é a densidade do fluido (kg/m^3);
- V é a velocidade característica do escoamento (m/s).

Valores baixos de σ indicam maior propensão à cavitação. Esse número é afetado por fatores como elevação da temperatura, baixa pressão absoluta (altitude elevada), ou aumento da velocidade de escoamento comuns em turbinas de baixa queda com tubos de sucção longos.

A pressão de vapor do fluido é uma variável termodinâmica chave na análise do fenômeno. Para a água a 25°C , essa pressão é de aproximadamente 3,17 kPa. Sempre que a pressão absoluta no escoamento cai abaixo desse valor, há risco iminente de formação de bolhas de vapor. A relação entre pressão de vapor e temperatura pode ser estimada pela Equação (2.17) de Antoine.

$$\log_{10}(P_{vapor}) = A - \frac{B}{C + T} \quad (2.17)$$

Onde:

- T é a temperatura do fluido ($^{\circ}\text{C}$),
- A, B e C são constantes empíricas específicas de cada substância.

Além do número de cavitação, outro parâmetro amplamente utilizado é o coeficiente de Thoma (σ_T) apresentado na Equação (2.18), usado principalmente em análises de projeto e operação de turbinas. Ele representa a relação entre a energia disponível na sucção da turbina e a altura total disponível para conversão de energia.

$$\sigma_T = \frac{NPSH}{H} \quad (2.18)$$

Onde:

- $NPSH$ é a altura líquida positiva de sucção (*Net Positive Suction Head* (m)),
- H é a altura manométrica total da turbina (m).

O valor de $NPSH$ pode ser obtido pela Equação (2.19):

$$NPSH = \frac{P_{atm} - P_{vapor}}{\rho g} + z_s - h_f \quad (2.19)$$

Onde:

- P_{atm} é a pressão atmosférica local (Pa);
- Z_s é a cota geométrica do eixo da turbina (m),
- h_f são as perdas por atrito na linha de sucção (m),
- g é a aceleração da gravidade (m/s^2).

Em que H é a altura manométrica, pode ser estimada com base na diferença de pressão entre a entrada e a saída da turbina expressada pela Equação (2.20):

$$H = \frac{\Delta P}{\rho g} \quad (2.20)$$

Com os valores de $NPSH$ e H , calcula-se σ , o qual é usado para dimensionar a cota de instalação da turbina de modo a evitar a cavitação. Valores típicos de σ para turbinas axiais variam conforme a geometria hidráulica e a rotação específica (Franc; Michel, 2004).

2.4 EROÇÃO POR SEDIMENTOS

A erosão por sedimentos, também denominada erosão hidroabrasiva, corresponde ao processo de remoção progressiva de material das superfícies sólidas quando partículas sólidas transportadas pelo fluido impactam o material com determinada velocidade e ângulo. Em turbinas hidráulicas, esse fenômeno está diretamente associado à presença de sedimentos minerais em suspensão, sendo particularmente relevante em rios de regiões montanhosas e em grandes bacias sedimentares, onde a carga sólida pode atingir valores elevados durante eventos sazonais. Estudos recentes demonstram que a erosão resulta da combinação de mecanismos de microcorte, deformação plástica e fratura superficial, cuja predominância depende das propriedades mecânicas do material da pá, das características das partículas e das condições locais do escoamento (RAI; KUMAR, 2016; ARORA; KUMAR; SINGAL, 2024).

O ângulo de impacto é um dos parâmetros mais influentes no processo erosivo. Para materiais dúcteis, amplamente utilizados em componentes hidráulicos, a taxa de erosão tende a apresentar valores máximos em ângulos oblíquos, associados ao mecanismo de microcorte tangencial. Em contrapartida, materiais mais frágeis apresentam desgaste máximo próximo ao impacto normal, em razão da propagação de trincas e da fratura localizada. Além disso, partículas angulosas promovem maior taxa de remoção de material do que partículas arredondadas de mesma granulometria, devido à maior concentração de tensões durante o impacto, conforme ilustrado na Figura 2.4 (JAVAHERI, 2018; GHENAIET, 2023).

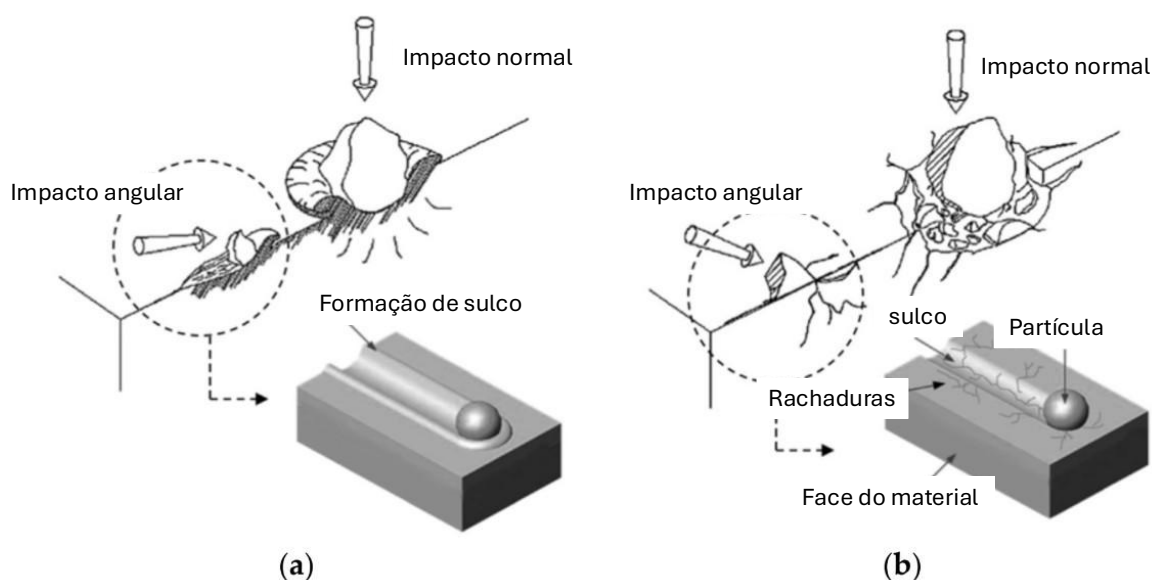


Figura 2.4 – Erosão de partícula em uma superfície; (a) Material dúctil; (b) Material Frágil.
Fonte: Adaptado Javaheri, 2018.

A velocidade de impacto é um fator de primeira ordem a erosão, em geral, cresce com uma potência da velocidade, com expoente em muitos sistemas. Oka, Okamura e Yoshida (2005) propõem uma equação preditiva prática que incorpora, além do ângulo, o diâmetro das partículas, sua dureza e forma e propriedades mecânicas do material, fornecendo bons resultados para comparar condições e materiais em projeto.

A caracterização experimental da erosão por partículas permanece fundamental para a compreensão dos mecanismos físicos envolvidos e para a validação de modelos numéricos. Ensaio laboratoriais baseados em jatos abrasivos permitem controlar parâmetros como velocidade, ângulo de impacto e concentração de sedimentos, sendo amplamente utilizados para comparação de materiais e revestimentos. Embora métodos padronizados, como o ensaio por jato de partículas, forneçam informações relevantes, estudos recentes destacam que ambientes reais de turbinas hidráulicas envolvem escoamentos líquidos multifásicos, com ampla distribuição de tamanhos de partículas e variação contínua das condições hidrodinâmicas, o que exige cautela na extrapolação direta dos resultados laboratoriais (ASTM G76, 2018; KANG *et al.*, 2024).

Entre as inovações experimentais recentes, destaca-se a busca por reproduzir de forma mais fiel a geometria e as condições operacionais das turbinas hidráulicas em laboratório. Um exemplo emblemático é o Laboratório de Testes de Turbinas da

Universidade de Kathmandu (Nepal), que desenvolveu plataformas específicas para o estudo da erosão hidrossedimentar em turbinas Pelton e Francis. Em 2024, Mirza Umar *et al.* apresentaram um sistema experimental não recirculante para rodas Pelton em condição estática, no qual uma mistura de água e partículas de sílica é conduzida por um circuito fechado até um bocal direcionado a uma concha fixa, conforme ilustrado na Figura 2.5. O sistema inclui tanque de mistura com agitador, controle de vazão por inversor de frequência e separação de sedimentos por hidrociclone, permitindo ensaios controlados e repetíveis sob jatos de alta velocidade.

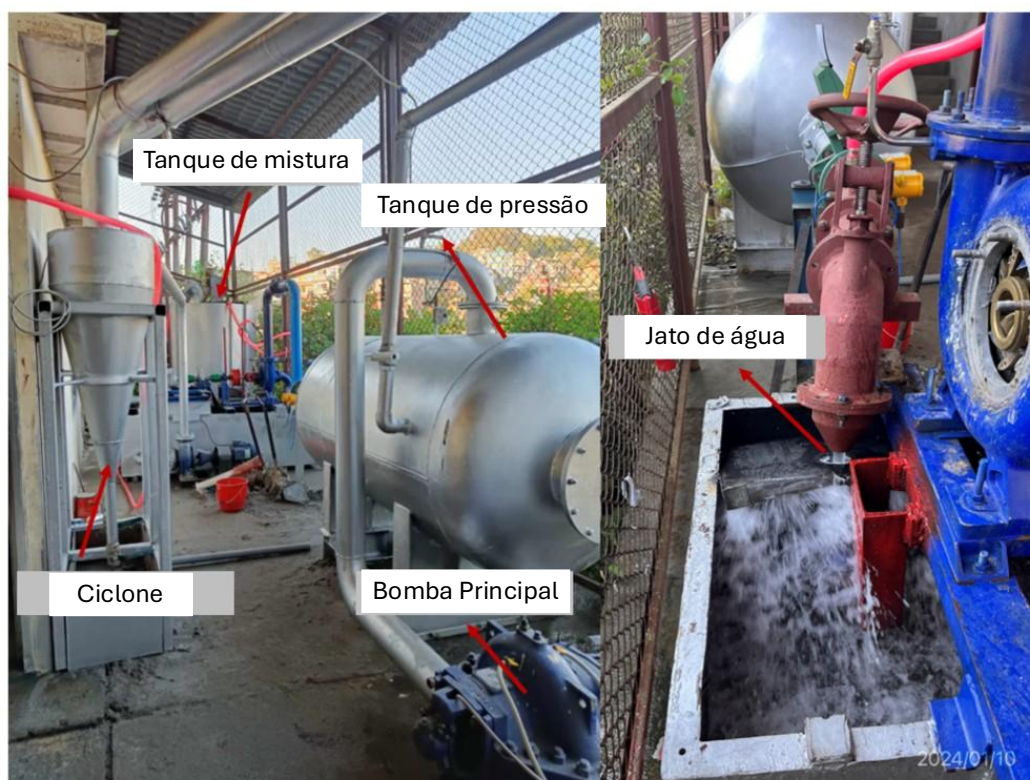


Figura 2.5 - Exemplo de sistema experimental de erosão hidrossedimentar em turbina Pelton (Turbine Testing Lab - Kathmandu).

Uma técnica simples e eficaz empregada nesses estudos consiste na aplicação de camadas sucessivas de tintas coloridas sobre a superfície das pás, com espessuras controladas, formando um padrão multicolorido. Durante os ensaios, a remoção progressiva das camadas permite identificar visualmente as regiões de maior intensidade erosiva e a taxa relativa de penetração do desgaste, conforme exemplificado na Figura 2.6. Essa abordagem possibilita correlacionar diretamente os padrões de escoamento com as zonas críticas de erosão, complementando medições tradicionais de perda de massa e análises tridimensionais da superfície erodida. Os resultados mostram que a distribuição do desgaste varia significativamente com o

ângulo de ataque do jato e com a geometria da pá, concentrando-se em regiões como o notch, bordos e áreas de transição do escoamento.



Figura 2.6 - Método de camadas de tinta para identificar padrões de erosão em conchas de turbina Pelton

Além dessas técnicas, métodos instrumentais avançados têm sido incorporados aos ensaios modernos. Câmeras de alta velocidade permitem visualizar o impacto das partículas e os mecanismos instantâneos de microcorte e crateramento, enquanto scanners a laser e sistemas de medição tridimensional possibilitam a quantificação detalhada da profundidade de erosão ao longo da superfície. A microscopia eletrônica de varredura (MEV) é amplamente utilizada para identificar micromecanismos de desgaste, como sulcos paralelos associados ao microcutting e regiões de lavradura e extrusão plástica, típicas de impactos oblíquos. Essas observações experimentais têm fornecido subsídios importantes para o refinamento

de modelos empíricos e numéricos de erosão, inclusive para o desenvolvimento de correlações específicas em função da concentração de sedimentos e do tempo de exposição (WANG *et al.*, 2024; WEI *et al.*, 2025).

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 TURBINAS DE BAIXA E ULTRA-BAIXA QUEDA

As turbinas hidráulicas são máquinas rotativas que transformam a energia potencial e cinética da água em energia mecânica de rotação, posteriormente convertida em eletricidade. Segundo Quaranta *et al.*, (2022), a seleção tecnológica dessas máquinas decorre da combinação entre altura de queda e vazão, pois esses parâmetros condicionam o regime de escoamento e o arranjo hidráulico mais eficiente.

A escolha do tipo de turbina é determinada por variáveis como a queda disponível e o volume de escoamento, o que costuma ser resumido em diagramas de aplicabilidade (Figura 3.1). Conforme Quaranta *et al.*, (2022), as turbinas do tipo Pelton e Turgo atendem quedas elevadas, Francis cobre faixas intermediárias e Kaplan e hélice dominam em quedas baixas com grandes vazões.

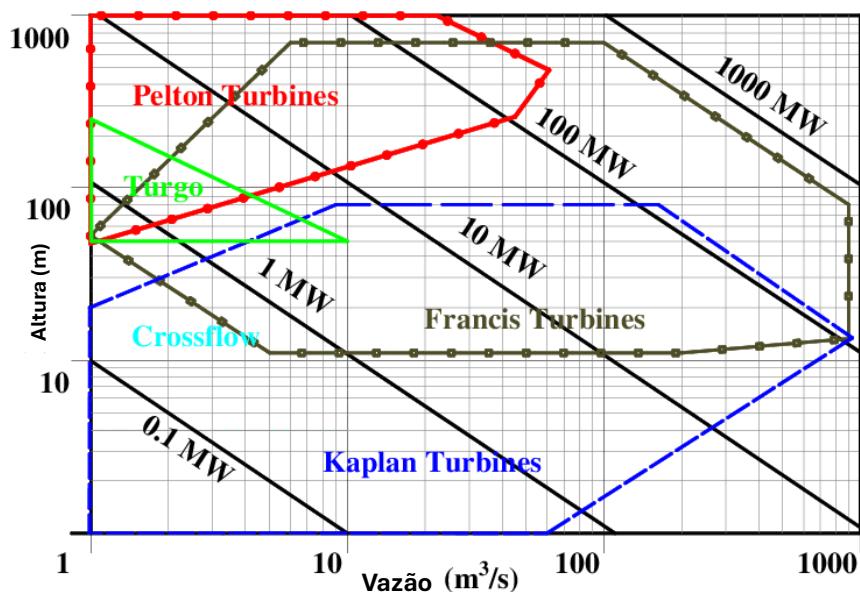


Figura 3.1 - Gráfico de aplicação de turbinas hidráulicas.
Fonte: Adaptado Chen *et al.*, 2013.

As turbinas Francis, Kaplan, Pelton, Turgo e de fluxo cruzado são os principais tipos, cada qual otimizado para uma janela de operação. Segundo Quaranta *et al.*, (2022) e catálogos técnicos de fabricantes, máquinas axiais (Kaplan, hélice e bulbo) são típicas de baixa queda por oferecerem passagens hidráulicas amplas e baixas perdas locais.

A classificação das turbinas hidráulicas é tradicionalmente feita com base na altura de queda bruta entre os níveis montante e jusante. De acordo com Quaranta *et*

al., (2022), turbinas são consideradas de baixa queda quando operam com desníveis inferiores a 30 metros, de queda média entre 30 e 300 metros e de alta queda acima desse valor. Essa distinção é fundamental, pois influencia diretamente a seleção do tipo de turbina, sua geometria, seu arranjo estrutural e os regimes de escoamento para os quais deve ser otimizada.

As turbinas de baixa queda são amplamente aplicadas em grandes rios de planície, como os da bacia amazônica, onde a declividade natural do terreno é reduzida, mas a disponibilidade de vazão é elevada. Nesses cenários, torna-se necessário compensar a menor energia potencial da água com grandes volumes de escoamento. Por essa razão, tais turbinas apresentam rotores de grande diâmetro, baixas rotações específicas e passagens hidráulicas amplas, com foco na eficiência volumétrica (Quaranta *et al.*, 2022).

As configurações mais comuns de turbinas para baixa queda incluem modelos de fluxo axial ou semi-axial, como as turbinas Kaplan, hélice e bulbo. Essas turbinas são empregadas, nas usinas de Santo Antônio e Jirau, no rio Madeira no estado de Rondônia. Nos casos em que a queda d'água é ainda mais reduzida tipicamente inferior a 5 m, entra-se no regime de ultra-baixa queda, ou *Ultra Low Head* (ULH). Nessa faixa, o aproveitamento energético se torna mais desafiador, pois a energia potencial disponível é mínima e os impactos de perdas hidráulicas tornam-se proporcionalmente maiores. Samora *et al.*, (2016), ao estudarem turbinas para pequenas centrais com quedas inferiores a 5 m, destacam que o desempenho eficiente só é viável mediante o uso de geometrias otimizadas, com reduzida perda por atrito e elevada capacidade de conversão de energia cinética.

Entre os trabalhos aplicados ao contexto amazônico, destaca-se o estudo de Vinagre *et al.*, (2016), que propôs a otimização técnico-econômica do uso de turbinas axiais em PCHs de baixa queda, empregando duas unidades operando em paralelo. Utilizando um modelo chuva-vazão com fator de ganho sigmoidal para simular curvas de permanência de vazões, verificou-se que essa configuração pode elevar a eficiência energética para até 80% em turbinas Kaplan de dupla regulagem, 72% para semi-Kaplan (regulagem no rotor) e 65% para turbinas hélice (regulagem no distribuidor). A análise econômica indicou que os melhores resultados ocorreram para turbinas de mesma potência, regulagem apenas no rotor e potência total de 30 MW, em um cenário de mercado desaquecido, resultando em período de retorno de 1,7 anos e rentabilidade de 222%.

No contexto brasileiro, o uso de turbinas para quedas inferiores a 5 metros é particularmente relevante para aproveitamentos de trechos de rios e igarapés. Nessas condições, turbinas de pequena escala, como as testadas por Samora *et al.*, (2016), mostram potencial para implantação em campo, desde que protegidas contra abrasão por sedimentos e variações hidrodinâmicas. Essas turbinas têm grande aplicabilidade em regiões isoladas da rede elétrica convencional ou com fornecimento deficiente, contribuindo para a qualidade e estabilidade do fornecimento, tanto em sistemas *off-grid* quanto em redes locais *on-grid*.

As turbinas de baixa e ultra-baixa queda configuram-se como elementos estratégicos para a expansão do aproveitamento hidrelétrico descentralizado, sobretudo em regiões com restrições geográficas e socioeconômicas. A viabilidade técnica e econômica de sua aplicação depende de estudos integrados de dimensionamento hidráulico, análise econômica e adequação às condições locais.

3.2 CAVITAÇÃO EM TURBINAS HIDRÁULICAS AXIAIS

Em turbinas axiais a cavitação decorre, em essência de quedas locais de pressão no escoamento ao longo da face de sucção das pás e nas discontinuidades do canal de escoamento. Segundo Franc e Michel (2004), a distribuição de pressão em perfis hidrodinâmicos sob elevadas velocidades relativas favorece a nucleação e o crescimento de cavidades, que ao colapsarem produzem pulsações de pressão, ruído e perda de rendimento hidromecânico. O fenômeno tende a intensificar-se fora da faixa de melhor rendimento e em condições de baixa margem de sucção.

As formas típicas em máquinas axiais incluem a cavitação em folha na face de sucção, no extradorso, a cavitação no bordo de fuga e, de forma crítica, a cavitação de vórtice de ponta (*tip-vortex cavitation*) (Figura 3.2), associada ao escoamento de folga entre a ponta da pá e o anel de descarga. Em estudos específicos para Kaplan, Ma *et al* (2021) demonstram que a folga de ponta governa a formação do vórtice de fuga e altera fortemente o campo de escoamento e a distribuição de vapor na região periférica do rotor, já em perfis de pás de turbina bulbo, alterações de geometria de hidrofólio retardam a iniciação da cavitação e encurtam as estruturas cavitantes observadas em túnel de cavitação.

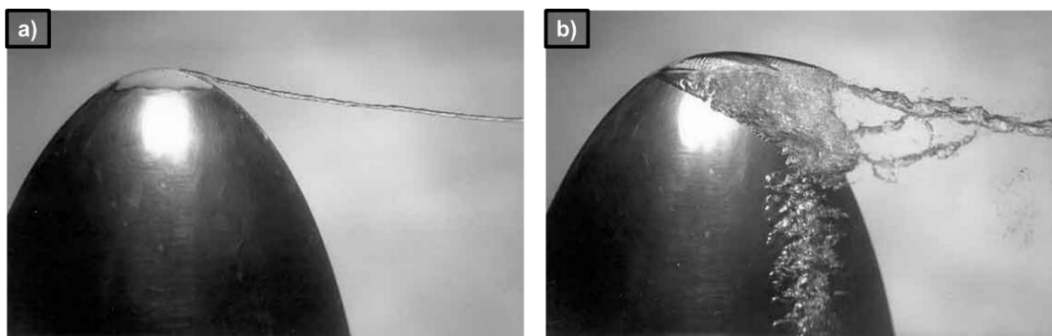


Figura 3.2 - Vórtices cavitantes; (a) vórtice de ponta contínua; (b) vórtice de ponta despeça.
Fonte: Brennen, 1995.

Os efeitos sobre o desempenho e a estabilidade operativa manifestam-se por queda de eficiência, vibração e ruído, e por potenciais instabilidades hidráulicas no difusor (draft tube), como a formação de “vortex rope” em carga parcial. A normalização de ensaios de aceitação em modelo (IEC 60193:2019) estabelece procedimentos para obter curvas de cavitação e limites de operação de máquinas duplamente reguladas, incluindo a influência do número de Thoma nas curvas de fuga e na eficiência transposta para protótipo. Tais diretrizes balizam a avaliação de margem anticavitação em projeto e operação.

Quanto aos mecanismos de dano, o colapso de bolhas próximo à parede gera microjatos e ondas de choque que promovem *pitting* (Figura 3.3) em regiões recorrentes como ponta de pá, bordo de fuga e junção pá cubo. Em Kaplan, está diretamente ligado à erosão na ponta da pá intervenções geométricas locais como aleta, mostram potencial de reduzir a intensidade cavitante sem penalizar o desempenho hidráulico (Shamsuddeen *et al.*, 2020). Sob ambientes com sólidos finos, a sinergia cavitação-abrasão acelera a degradação superficial e encurta intervalos de manutenção.

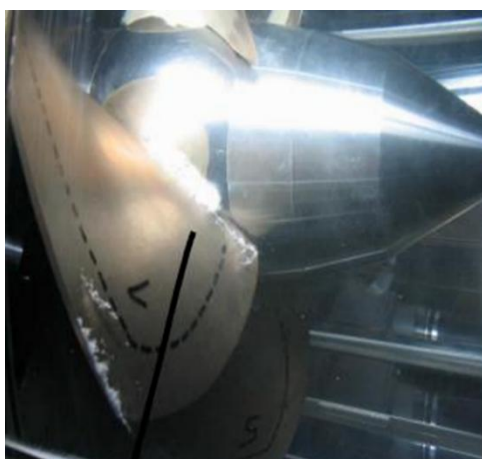


Figura 3.3 – Formação de cavitação em uma turbina tipo bulbo na superfície da pá do rotor.
Fonte: Necker, Aschenbrenner e Moser, 2009.

O diagnóstico do estado cavitante evoluiu com técnicas sincronizadas de imagem, vibração e pressão em máquinas axiais. Em Kaplan e bulbo, métodos de análise multirracial de sinais têm identificado, de forma robusta, a cavitação incipiente e suas transições, correlacionando imagens de cavitação nas pás com assinaturas em acelerômetros no cubo e com pulsações no difusor. Em bulbo de laboratório, Feng *et al.* (2024) mostram que parâmetros de vibração e pressão variam de modo consistente com o regime de cavitação, permitindo classificação automática de estados, em Kaplan abordagem análoga foi validada com sinais de vibração e imagens sincronizadas.

Estudos recentes sobre campo interno em condições fora de cames e sobre o escoamento no difusor de turbinas Kaplan reforçam que a uniformidade de escoamento a jusante do rotor função do ângulo de pá e da abertura do distribuidor é determinante para minimizar regiões de baixa pressão e controlar a evolução do vórtex. A análise numérica e experimental tem proposto números discriminantes de uniformidade e ajustes de operação para manter a máquina fora de faixas propensas a cavitação intermitente (YAN *et al.*, 2024).

3.3 EROÇÃO POR SEDIMENTOS EM TURBINAS AXIAIS

Segundo a IEC 60193 (2019), em turbinas Kaplan e bulbo a erosão hidro abrasiva concentra sobretudo nas pás do rotor sendo o bordo de ataque o mais prejudicado por receber maior impacto normal a colisão dos particulados, na região de ponta de pá, na carenagem, nas pás-guia do distribuidor e em zonas de transição como câmara do rotor e cone do tubo de sucção. A norma define variáveis operativas para previsão de estimar a profundidade de erosão acumulada e gestão do problema, a carga de partículas e os fatores que dependem do escoamento e das características do material carregado por componente e adverte que cavitação e abrasão se reforçam mutuamente.

Rai e Kumar (2016) mediram a erosão em uma Kaplan de baixa queda no Upper Ganga Canal (Índia) e observaram desgaste predominante no bordo de fuga externo e na ponta da pá, além de dano na câmara do rotor e no cone do tubo de sucção (Figura 3.4) os autores propuseram calibrar o modelo de erosão ao sítio com base em dados de sedimentos (concentração, tamanho, forma e mineralogia). Arora, Kumar e Singal (2024) retomaram o mesmo aproveitamento e quantificaram a erosão

seguindo a IEC 62364 (2019), confirmando as zonas críticas e a utilidade da abordagem normativa para planejamento de manutenção.



Figura 3.4 – Turbina Kaplan com efeitos de erosão nas pás do rotor.
Fonte: Adaptado Arora, Kumar e Singal, (2024).

No entorno da ponta da pá, a interação entre o escoamento de folga e as trajetórias de partículas intensifica impactos e cisalhamentos. Ghenaiet (2023) simulou o transporte de areia através de um estágio Kaplan e mostrou maior densidade de impacto no terço frontal das pás e na região de ponta, coerente com os padrões de campo e com a sensibilidade na folga de ponta da pá do rotor.

No distribuidor, segundo a IEC 60193 (2019), os bordos de ataque das pás-guia recebem jatos carregados de sedimentos e, por isso, entram no cálculo com velocidade característica própria e coeficiente de escoamento local o aumento de folgas por desgaste no distribuidor repercute a jusante no escoamento de ponta do rotor, favorecendo trilhas erosivas recorrentes na periferia das pás.

Do ponto de vista funcional, a IEC 60193 (2019) indica que a erosão em turbinas axiais provoca perda de rendimento, incremento de vibração, ruído e redução do tempo entre revisões. No caso prático do Upper Ganga Canal, Rai e Kumar (2016) documentaram como a quantificação padronizada da erosão permite planejar intervenções e ajustar a operação em períodos de maior carga de sedimentos.

E ainda a IEC 60193 (2019) as medidas de mitigação mais efetivas em turbinas axiais combinam a gestão de sedimentos a montante como descargas de fundo e operação sazonal, ajustes de geometria, ângulos e folgas para reduzir alguns fatores, especialmente em ponta de pá e bordos de ataque, e revestimentos de alta dureza nas superfícies mais críticas.

4 MODELAGEM NUMÉRICA DO ESCOAMENTO EM TURBINAS HIDRÁULICAS

A *Computational Fluid Dynamics* (CFD) é uma ferramenta que resolve numericamente as equações de Navier–Stokes, continuidade e conservação de energia em domínios tridimensionais com geometrias complexas e condições de contorno específicas. Essa abordagem tem se mostrado altamente eficaz em turbomáquinas hidráulicas, oferecendo análise precisa do desempenho de rotores, estatores e sistemas de sucção em cenários onde experimentação seria inviável ou excessivamente onerosa (Uddin; Gao; Akangah, 2024).

Para turbinas axiais, a CFD simula o escoamento desde a entrada até a saída da máquina, permitindo avaliação detalhada de campos de pressão, velocidades, turbulência e distribuição de carga nas pás. O método de volumes finitos é o mais utilizado, pois integra as equações governantes sobre volumes de controle, assegurando a conservação das grandezas físicas e representando adequadamente fenômenos complexos como cavitação e separação de fluxo. Estudos em turbinas hidráulicas com SST $k-\omega$ confirmam a eficiência dessa abordagem, demonstrando ser um modelo que captura os fenômenos físicos para o regime em que as turbinas são impostas de operação (Iovănel *et al.*, 2022; Xie *et al.*, 2022).

O processo de simulação envolve três etapas principais sendo a primeira a modelagem geométrica, representando todos os componentes relevantes da turbina, a segunda é discretização com malha refinada o suficiente para garantir uma boa acurácia, especialmente em regiões críticas como bordos de ataque e fuga das pás e terceiro a definição de condições de contorno e seleção de modelo de turbulência apropriado, como o SST, que capta com fidedignidade a interação entre escoamento e superfícies sólidas (Uddin; Gao; Akangah, 2024).

No pós-processamento, a CFD fornece dados quantitativos como curvas de eficiência, torque, potência hidráulica e qualitativos, como campos de pressão, padrões de vórtices e zonas de recirculação, informações essenciais para otimizar o projeto e mitigar erosão e cavitação. A literatura mais recente também descreve a incorporação de algoritmos de machine learning, empregados para acelerar a geração de malhas ou prever padrões de escoamento, reduzindo o tempo computacional sem comprometer a precisão (Park *et al.*, 2024).

4.1 EQUAÇÕES GOVERNANTES

O escoamento em turbomáquinas descreve-se pelos princípios de conservação da massa, da quantidade de movimento e, quando necessário, da energia. Essas formas integrais derivam do Teorema do Transporte de Reynolds (TTR), que relaciona a variação temporal de uma propriedade dentro de um volume de controle ao fluxo dessa propriedade através de sua superfície de controle. O TTR fornece a ponte entre as formulações de sistema e de volume de controle, sendo a base para as equações integrais usadas em engenharia (Fox; Mecdonald; Pritchard, 2011; White, 2016).

A conservação da massa (continuidade) afirma que a taxa de variação da massa no volume de controle somada ao fluxo líquido que atravessa a superfície é nula, conforme a Equação (4.1):

$$\frac{d}{dt} \int_{V_c} \rho dV + \int_{S_c} \rho (v \cdot n) dA = 0 \quad (4.1)$$

onde ρ é a densidade do fluido, v o vetor velocidade e n o vetor normal à superfície. Em turbinas hidráulicas operando com água incompressível, ρ é constante, e a equação se reduz à condição $\nabla v = 0$.

A conservação da quantidade de movimento deriva da aplicação da segunda lei de Newton ao volume de controle conforme a Equação (4.2). Ela afirma que a variação do momento linear é igual à soma das forças atuantes sobre o fluido, que incluem as forças de pressão (normais à superfície), forças viscosas (tangenciais) e forças de campo, como a gravidade.

$$\sum F = \frac{d}{dt} \int_{V_c} \rho v dV + \int_{S_c} \rho v (v \cdot n) dA \quad (4.2)$$

Essa Equação (4.3) leva, no caso de fluidos newtonianos, à equação de Navier–Stokes:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\nabla p + \mu \nabla^2 v + \rho g \quad (4.3)$$

onde p é a pressão estática, μ a viscosidade dinâmica e g a aceleração da gravidade. Para escoamentos em que os efeitos viscosos são desprezíveis, obtém-se a Equação (4.4) de Euler:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\nabla p + \rho g \quad (4.4)$$

Em turbinas axiais, o escoamento é predominantemente turbulento, o que implica a presença de flutuações caóticas tridimensionais na velocidade e na pressão. Modelar diretamente todas as escalas de turbulência, como no método DNS (Direct Numerical Simulation), é impraticável para geometrias complexas devido ao custo computacional extremamente elevado. Por essa razão, emprega-se a abordagem RANS (Reynolds-Averaged Navier–Stokes), que decompõe a velocidade em uma componente média e outra flutuante no tempo como na Equação (4.5).

$$u = \bar{u} + u' \quad (4.5)$$

A média temporal das equações de Navier-Stokes, utilizada na formulação das equações de Reynolds (RANS), elimina as flutuações instantâneas do escoamento turbulento, mas introduz termos adicionais denominados tensões de Reynolds. Essas tensões representam os efeitos do transporte de quantidade de movimento devido às flutuações turbulentas e não podem ser resolvidas diretamente, exigindo o uso de modelos de fechamento. Tais modelos como os de uma equação (Spalart-Allmaras) ou duas equações, como k - ϵ , k - ω e SST aproximam o efeito das tensões de Reynolds sobre o escoamento médio, permitindo a simulação prática de escoamentos turbulentos (Younoussi *et al.*, 2024; Wilcox, 2006; Menter, 1994).

Além da continuidade e da quantidade de movimento, a equação da energia pode ser utilizada quando há interesse em analisar efeitos térmicos ou de cavitação. Embora o escoamento de água em turbinas seja tipicamente isotérmico, fenômenos de vaporização local comuns em regiões de baixa pressão afetam o balanço energético e podem ser representados numericamente (White, 2016; Versteeg; Malalasekera, 2007).

4.2 MODELO COMPUTACIONAL

O modelo CFD constrói-se, de forma sistemática, em cinco passos. Primeiro, representa-se a geometria rotor, distribuidor, estator, folga de ponta e tubo de sucção. Segundo, divide-se o domínio em regiões rotativa e estacionária. Terceiro, escolhem-se interfaces rotor-estator adequadas sendo eles *Frozen Rotor* ou *Mixing-Plane* para regimes essencialmente estacionários, e *Sliding Mesh* quando a interação não estacionária entre fileiras e os transientes são relevantes essa hierarquia de uso é discutida por Celik *et al.*, (2008) e comparada, em estudos recentes, por Szlivka *et al.*, (2023). e por trabalhos clássicos de interface média em turbomáquinas. Quarto, gera-se a malha com refino dessa malha em regiões a parede, em especial, nas regiões de bordo e folgas. Quinto, definem-se condições de contorno consistentes (vazão ou pressão total à montante pressão estática, nível a jusante e, havendo cavitação, pressão absoluta com referência à pressão de vapor). Essas decisões seguem as Best Practice Guidelines da ERCOFTAC (Celik *et al.*, 2008).

Quanto à malhagem, prioriza-se hexa e estruturada onde a geometria permite e não estruturada tetra, prisma e poliedro em passagens complexas, sempre com métricas de qualidade controladas *skewness*, *orthogonal quality* e *aspect ratio* e transições suaves. A ERCOFTAC (Celik *et al.*, 2008) recomenda verificar sistematicamente esses índices antes de ir para etapa de solução do modelo. Documentações técnicas descrevem limites práticos como *orthogonal quality* entre 0 e 1, visando valores mínimos aceitáveis e procedimentos para isolar e corrigir elementos críticos. (Celik *et al.*, 2008).

A qualidade e a confiabilidade dos resultados exigem verificação e validação. Para verificação numérica, recomenda-se o estudo de independência de malha com o Índice de Convergência de Malha (GCI) de Celik *et al.*, (2008) para validação, compara-se com dados de referência e reportam-se incertezas conforme o padrão.

4.3 CONDIÇÕES DE CONTORNO

A definição do domínio computacional é uma etapa determinante no processo de simulação CFD, pois estabelece a região física onde as equações governantes serão resolvidas e influencia diretamente a qualidade e a estabilidade dos resultados. No caso de turbinas axiais, o domínio deve abranger todas as regiões relevantes para

o comportamento hidráulico, desde a entrada de escoamento até a saída, incluindo o tubo de sucção, a carcaça, o rotor, o estator.

Para representar adequadamente o movimento relativo entre componentes móveis e fixos, o domínio é segmentado em zonas rotativas e estacionárias, interligadas por interfaces de acoplamento numérico, como o método Frozen Rotor, empregado em análises estacionárias, que reproduz o movimento relativo realista em análises transientes (Park *et al.*, 2024). O dimensionamento do domínio deve considerar margens de segurança, tipicamente de 2 a 3 diâmetros hidráulicos a montante e de 4 a 6 a jusante, de forma a evitar que efeitos artificiais de entrada ou saída interfiram na região de interesse (Uddin; Gao; Akangah, 2024).

As condições de contorno determinam a forma como o escoamento interage com as fronteiras do domínio. Na entrada, podem ser impostas condições de velocidade uniforme, perfil de velocidade desenvolvido ou vazão volumétrica, acompanhadas de parâmetros de intensidade e escala de turbulência. Em simulações de rendimento, a condição de pressão total é frequentemente utilizada na entrada. Na saída, adota-se geralmente a vazão mássica, permitindo o ajuste natural do perfil de velocidade. As paredes sólidas, como pás e carcaça, recebem a condição de não deslizamento (*no-slip*), podendo ainda incluir rugosidade equivalente quando se deseja considerar perdas por atrito superficial.

Em turbomáquinas, o tratamento próximo às paredes é particularmente importante devido aos fortes gradientes de velocidade e pressão presentes na subcamada viscosa. Esse tratamento é quantificado pelo parâmetro adimensional y^+ , definido como descreve a Equação (4.6).

$$y^+ = \frac{y U_*}{\nu} \quad (4.6)$$

Onde y é a distância normal da parede até o centro do primeiro elemento de malha, $U_* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$ é a velocidade de atrito, τ_w é a tensão de cisalhamento na parede, ρ é a densidade do fluido e ν é a viscosidade cinemática. O valor de y^+ representa um número de Reynolds local baseado na velocidade de atrito e na distância à parede. Na análise do escoamento próximo às paredes, é comum utilizar variáveis

adimensionais para descrever o comportamento da camada limite turbulenta de forma generalizada. Uma dessas variáveis é U^+ , definida pela relação (Equação (4.7)).

$$U^+ = \frac{U}{U_*} \quad (4.7)$$

O controle adequado de y^+ garante que o modelo de turbulência escolhido funcione de forma consistente, ele pode ter seu valor alterando o nível de camada limite imposta na construção da malha. Para simulações resolvidas até a parede (*wall-resolved*), recomenda-se $y^+ \leq 1$, de modo a capturar toda a subcamada viscosa. Já para simulações com funções de parede (*wall functions*), indicadas para reduzir o custo computacional, valores entre 30 e 300 são comuns, sendo que trabalhos recentes demonstram bons resultados em turbomáquinas mesmo com y^+ médio acima de $1 > y^+ < 5$, desde que o refinamento e a modelagem estejam coerentes com o regime de escoamento conforme a região de interesse como apresentado na Figura 4.1 (Ideen; Sadrehaghghi, 2023; Park *et al.*, 2024).

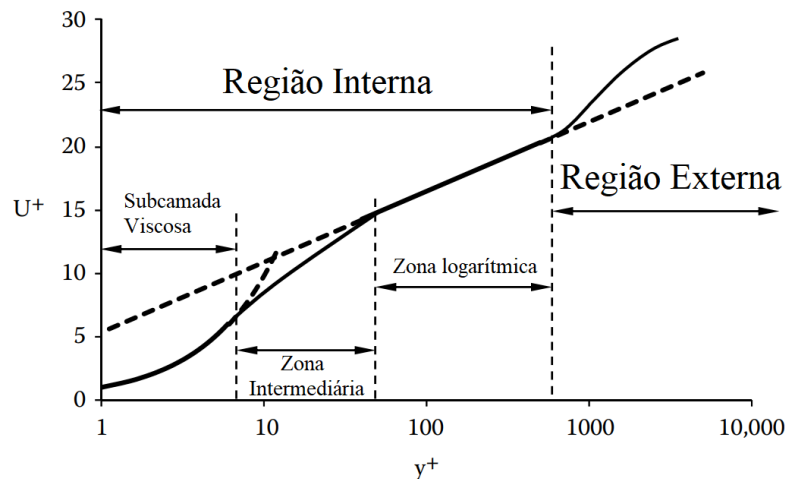


Figura 4.1 – Subdivisão das camadas próximo às paredes.
Fonte: Adaptado ANSYS, Inc., 2024

Assim, a escolha adequada do domínio computacional, das condições de contorno e do tratamento próximo à parede incluindo o controle é essencial para garantir que a simulação CFD de uma turbina axial represente fielmente o comportamento hidráulico.

4.4 MALHA COMPUTACIONAL

A malha computacional é o base da solução numérica em CFD, pois condiciona estabilidade, convergência dos resultados das grandezas previstas. A geometria tridimensional envolve passagens curvilíneas, pequenas folgas e interfaces rotor e estator, o que exige uma estratégia de malhagem que concilie fidelidade geométrica com qualidade numérica. No plano 2D, as células básicas são triangulares e quadrilaterais no 3D como apresentados na Figura 4.2, utilizam-se tetraédricas, hexaédricas, prismáticas, piramidais e poliedrais podendo ser combinadas em topologias híbridas para adaptar o tipo de elemento à função local no escoamento.

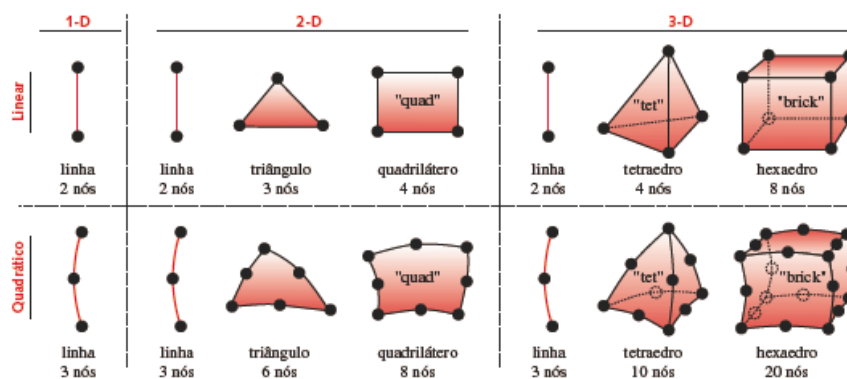


Figura 4.2 – Tipos de elementos de malha.
Fonte: Adaptado de NORTON, 2013.

Entre os tipos de célula, as hexaédricas são tradicionalmente a referência em precisão quando bem alinhadas ao escoamento, por reduzirem a difusão numérica e favorecerem gradientes bem resolvidos especialmente em geometrias complexas (Thoma; Longest, 2022). Já as tetraédricas destacam-se pela facilidade e rapidez de geração em volumes intrincados, mas tendem a demandar contagens maiores e podem apresentar maior dissipação numérica o uso de camadas prismáticas junto às paredes mitiga essas limitações e melhora a convergência (Thoma; Longest, 2022). Em contextos com geometrias muito irregulares, as células poliedrais surgem como alternativa que combina construção não estruturada rápida com boa eficiência computacional e precisão por possuírem mais faces por célula, aproximam melhor os gradientes e mostram menor sensibilidade a alongamentos, frequentemente com tempo de pré-processamento reduzido sem sacrificar a acurácia (Thoma; Longest, 2022).

A qualidade da malha é usualmente avaliada por um conjunto de métricas geométricas. A skewness mede quão distante a célula está da forma ideal

(equiangular/equilátera) valores próximos de 0 indicam boa qualidade e próximos de 1 são indesejáveis. Em diretrizes largamente adotadas, recomenda-se manter a skewness máxima de malhas abaixo de 0,95, sendo preferível trabalhar com médias muito inferiores, na metodologia conhecida como *equilateral volume deviation method* (método de desvio de volume equilateral), a *skewness* é definida da seguinte maneira expressada pela Equação (4.8).

$$Skewness = \frac{\text{Tamanho ótimo da célula} - \text{Tamanho da célula}}{\text{Tamanho ótimo da célula}} \quad (4.8)$$

A *orthogonal quality* (0 a 1) resume o alinhamento célula-faces-normais 1 é ideal e 0 é o pior caso (Figura 4.3). Para tri/tet/prisma/pirâmide, essa métrica combina ortogonalidade e $(1 - skewness)$, enquanto para hex/poliedro leva em conta o desvio angular entre vetores de face e de centroide (ANSYS, 2017). A não-ortogonalidade deve ser tão baixa quanto possível valores menores 70° são usualmente seguros 70 á 85° exigem esquemas e corretores específicos e maiores 85° , recomendam-se correções mais fortes ou re-malhagem.

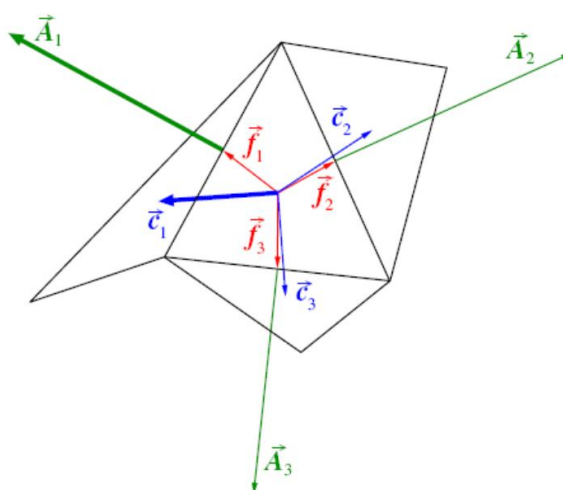


Figura 4.3 - Vetores utilizados para calcular a qualidade ortogonal de uma célula.
Fonte: ANSYS, Inc., 2024

Para determinar a qualidade ortogonal de uma célula, consideram-se duas componentes vetoriais principais, o vetor \vec{A}_i , que representa a normal da face, e dois vetores de referência, sendo \vec{c}_i o vetor que liga o centroide da célula ao centroide da célula adjacente e \vec{f}_i o vetor que liga o centroide da célula ao centroide da face. Para cada face da célula, calcula-se o cosseno do ângulo formado entre \vec{A}_i e \vec{c}_i , bem como entre \vec{A}_i e \vec{f}_i . O menor valor de cosseno obtido entre essas comparações define a

ortogonalidade da célula. A forma final de cálculo da qualidade ortogonal depende do tipo de célula, mas, em geral, valores mais próximos de 1 indicam melhor alinhamento e, portanto, maior qualidade da malha.

4.5 MODELO DE TURBULÊNCIA

A simulação numérica de escoamentos turbulentos pode ser abordada por diferentes níveis de resolução, que variam em complexidade e custo computacional. No extremo mais detalhado encontra-se a DNS (*Direct Numerical Simulation*), abordagem determinística que resolve diretamente todas as escalas turbulentas a partir das equações de Navier–Stokes, sem modelos de fechamento. Embora forneça resultados de alta fidelidade, a DNS exige resolução temporal e espacial extremamente refinada, tornando-se inviável para a maioria das aplicações de engenharia com altos números de Reynolds (Moin; Mahesh, 1998).

Um nível intermediário é a LES (*Large Eddy Simulation*), também determinística na representação das grandes escalas turbulentas e estatístico, mas que modela as pequenas escalas responsáveis pela dissipação por meio de modelos de sub-malha. A LES permite capturar fenômenos não estacionários com maior precisão que os modelos de média, mas ainda requer alta demanda computacional, especialmente em escoamentos próximos à parede, onde as escalas turbulentas são menores (Piomelli, 1999).

No outro extremo está a RANS (Reynolds-Averaged Navier–Stokes), abordagem estatística que resolve apenas as grandezas médias no tempo ou no espaço, modelando todas as flutuações turbulentas. Apesar de sacrificar parte do detalhamento das estruturas turbulentas, o método RANS é amplamente utilizado em engenharia devido ao seu baixo custo computacional e à robustez em regimes estacionários ou com variações lentas no tempo (Wilcox, 2006).

Dentro do contexto RANS, os modelos de duas equações são amplamente empregados, por resolverem variáveis de transporte que caracterizam a turbulência. O modelo SST (*Shear Stress Transport*), proposto por Menter (1994), combina o modelo $k-\omega$ padrão próximo às paredes com o modelo $k-\epsilon$ modificado na região afastada, utilizando funções de mistura (*blending functions*) para garantir a transição suave entre as regiões como apresentado na Equação (4.9). Essa combinação

melhora o desempenho em escoamentos com gradientes de pressão adversos e separações moderadas (Younoussi *et al.*, 2024).

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial x_j} = \\ P_k - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \omega)}{\partial x_j} = \\ \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (4.9)$$

onde:

- k é a energia cinética turbulenta;
 - ω é a taxa de dissipação específica;
 - P_k é o termo de produção de kkk;
 - β^* , β , α , σ_k , σ_ω e $\sigma_{\omega 2}$ são constantes calibradas;
 - μ é a viscosidade molecular e μ_t a viscosidade turbulenta;
 - F_1 é a função de mistura que define a região de atuação de cada modelo base.
- A viscosidade turbulenta é calculada pela Equação (4.10).

$$\mu_t = \frac{\rho \alpha_1 k}{\max(\alpha_1 \omega, S F_2)} \quad (4.10)$$

Em que S é a magnitude da taxa de deformação e F_2 é a segunda função de mistura, responsável por limitar o transporte de tensão de cisalhamento.

Modelos de transição, como o $\gamma - Re_\theta$, podem ser acoplados ao SST para melhorar a previsão do ponto de transição laminar-turbulento e de bolhas de separação. Em aplicações complexas, métodos híbridos como DES (*Detached Eddy Simulation*) e SBES (*Stress-Blended Eddy Simulation*) combinam RANS e LES, permitindo representar estruturas de grande escala fora da camada limite com custo reduzido em comparação à LES pura (Přihoda *et al.*, 2024; Ye; van Esch, 2019)

A escolha do modelo de turbulência deve considerar os objetivos da simulação, o custo computacional disponível e as características físicas do escoamento. Independentemente do modelo, recomenda-se verificar a sensibilidade da malha,

validar resultados com dados experimentais e aplicar critérios de qualidade (Ecoftac, 2023).

4.6 MODELO DE EROÇÃO POR CAVITAÇÃO

A cavitação se representa em CFD e como os resultados do escoamento alimentam índices de risco de erosão por cavitação. Em formulações Eulerianas de mistura, a fase vapor aparece por meio da fração volumétrica α_v e evolui por uma equação de transporte com termos-fonte de evaporação e condensação. Esses termos derivam, em grande medida, da dinâmica de uma bolha representativa governada pela equação de Rayleigh–Plesset (RP) e, portanto, conectam a física do crescimento e colapso de bolhas ao balanço de massa do modelo de mistura (Brennen, 1995; Zwart; Gerber; Belamri, 2004).

A equação de RP resulta do balanço radial de quantidade de movimento em um líquido incompressível ao redor de uma bolha esférica de raio $R(t)$. Na forma clássica com viscosidade e tensão superficial, ela se escreve como descrito pela Equação (4.11) (Budich, Schmidt e Adams 2018).

$$R\ddot{R} + \frac{3}{2}\dot{R}^2 = \frac{1}{\rho_\ell} [p_b(t) - P_\infty(t)] - \frac{4\mu_\ell\dot{R}}{R} - \frac{2\sigma}{R} \quad (4.11)$$

Em que ρ_ℓ e μ_ℓ são, respectivamente, densidade e viscosidade do líquido, σ é a tensão superficial, $P_\infty(t)$ é a pressão distante da bolha e $p_b(t)$ é a pressão interna da bolha. Para uma mistura vapor mais gás não condensável, pela Equação (4.12) comumente (Plesset; Prosperetti, 1977; Brennen, 1995).

$$p_b(t) = p_v + p_{g0} \left(\frac{R_0}{R} \right)^{3k} \quad (4.12)$$

A maioria dos modelos de cavitação em CFD resolve a fração de vapor α_v por uma equação de transporte e fecha a taxa de transferência de massa \dot{m} com base em uma versão simplificada da RP. O modelo Zwart–Gerber–Belamri (ZGB), amplamente usado em CFD, parte da RP desprezando termos de ordem superior e, com uma densidade de núcleos (Zwart; Gerber; Belamri, 2004).

Para capturar cavitação em nuvem o shedding cíclico e colapsos coletivos, cujos choques locais estão fortemente ligados à agressividade erosiva, recomenda-se malha e passo de tempo capazes de resolver o desprendimento periódico estudos com LES/URANS documentam a sequência de formação de colapso e sua relação com picos de pressão na parede (Gavaises *et al.*, 2015).

Comparações recentes indicam que a escolha do índice deve refletir o tipo de cavitação, o modelo de cavitação adotado e a disponibilidade de sinais transientes e combinações de índices e calibração com ensaios acelerados têm produzido melhor concordância com dano real em máquinas hidráulicas (Sedlář *et al.*, 2024).

4.7 MODELO DE EROSÃO POR SEDIMENTOS

Na simulação CFD com injeção Lagrangeana de partículas (*Discrete Phase Model* – DPM), o escoamento contínuo resolve nas equações de Navier–Stokes, enquanto as trajetórias das partículas se integram individualmente sob arrasto, forças de pressão e gravidade. Cada impacto partícula parede gera uma taxa local de erosão que o solver acumula por face de malha, conforme uma correlação de erosão escolhida pelo modelo Finnie, Grant–Tabakoff, Oka, McLaury. Essa abordagem é prática em turbomáquinas porque separa transporte de campo de escoamento de mecanismos de remoção de material sendo o modelo de erosão, permitindo varrer ângulo e velocidade de impacto e propriedades do alvo (ANSYS, 2017; Hankeln; Riedelbauch, 2019).

O modelo de Finnie descreve a erosão em materiais dúcteis por um mecanismo de corte, relacionando o volume removido à fração da energia cinética da partícula efetivamente gasta em cisalhar o material. Em sua forma canônica, a taxa de erosão E escala com uma potência da velocidade de impacto e com uma função do ângulo de impacto α , sendo $E \propto V^n f(\alpha)$ (Kang *et al.*, 2024; Ruff; Wiederhorn, 1979). Para fins de implementação em CFD, usam-se formas fechadas para $f(\alpha)$ que distinguem ângulos baixos sendo o corte dominante e altos na redução da remoção em que os dúcteis erodem pouco em com um ângulo normal ao impacto. Uma escrita funcional muito empregada em códigos e a derivada da formulação de Finnie é Ogunlela (Equação 4.13) (ANSYS, 2017).

$$E = KV^n f(\alpha) \tag{4.13}$$

Sendo o termo angular $f(\alpha)$ descrito pela Equação (4.14).

$$f(\alpha) = \begin{cases} \frac{1}{3} \cos^2 \alpha, & 18,5^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ \\ \sin(2\alpha) - 3 \sin^2 \alpha, & \alpha < 18,5^\circ \end{cases} \quad (4.14)$$

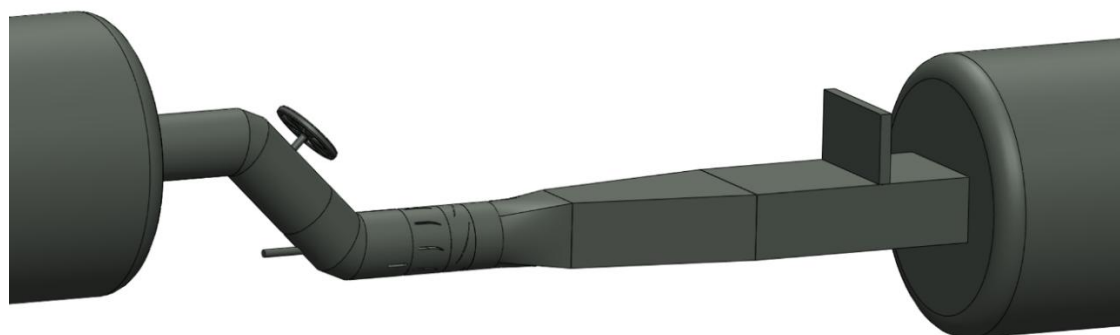
Em que K é uma constante de ajuste do material da partícula, V é a velocidade de impacto e n a potência de velocidade. O modelo prediz máximo de erosão em ângulos oblíquos de 20° à 30° e rápida queda em impactos normais característica consistente com ensaios de erosão dúctil (Kang *et al.* 2024; Eltobgy; Ng; Elbestawi, 2005).

Na prática de turbomáquinas hidráulicas, o Finnie é útil para mapear bordos de ataque e fuga e regiões de folga sob impacto rasante. Entretanto, como não incorpora dureza relativa da partícula alvo e nem o tamanho e forma explicitamente, costuma-se calibrar K e n para o material e a mineralogia. Guias de uso lembram que o termo angular e o expoente de velocidade devem ser ajustados ao caso (ANSYS, 2017; Ruff; Wiederhorn, 1979).

Em DPM, define-se tipo de injeção contínua ou pulsada, distribuição granulométrica, coeficientes de restituição normal e tangencial e critério de impacto sendo reflect, trap, escape. Para o fluido aquoso, é comum aplicar acoplamento unidirecional em baixas concentrações e bidirecional se a fase sólida altera o campo (Hankeln; Riedelbauch, 2019). A escolha do modelo de erosão deve refletir material do alvo, faixa de ângulos e disponibilidade de propriedades, comparações em bombas e compressores mostram padrões espaciais semelhantes entre Finnie e Grant-Tabakoff em zonas de corte oblíquo, com diferenças marcantes onde deformação domina (Hankeln; Riedelbauch, 2019; ANSYS, 2017).

5 CASO TESTE: TURBINA AXIAL DE ULTRA-BAIXA QUEDA

Neste estudo, o projeto de turbina axial concebido por Souza (1988), desenvolvido para aplicações de pequeno porte na agricultura com ênfase em sistemas de irrigação e orientado por critérios de robustez, baixo número de componentes, versatilidade de instalação, operação e manutenção mínima. O protótipo foi ensaiado no Laboratório Hidromecânico para Pequenas Centrais Hidrelétricas (LHPCH), o modelo é apresentado na Figura 5.1, em Itajubá, servindo como referência construtiva e funcional para a presente investigação (SOUZA, 1988).



**Figura 5.1 - Vista isométrica da turbina axial de Souza.
Fonte: Adaptado Souza, 1988.**

O modelo foi especificado para altura de queda de 4 m, vazão de 286 l/s, rotação de 1145 rpm e potência de projeto de 9,8 kW parâmetros que caracterizam a máquina como turbina axial de ultra-baixa queda, adequada a instalações simples (SOUZA, 1988).

5.1 BANCADA EXPERIMENTAL

O conjunto hidráulico-mecânico apresenta configuração compacta e linear, com escoamento estabelecido da esquerda para a direita (Figura 5.2).

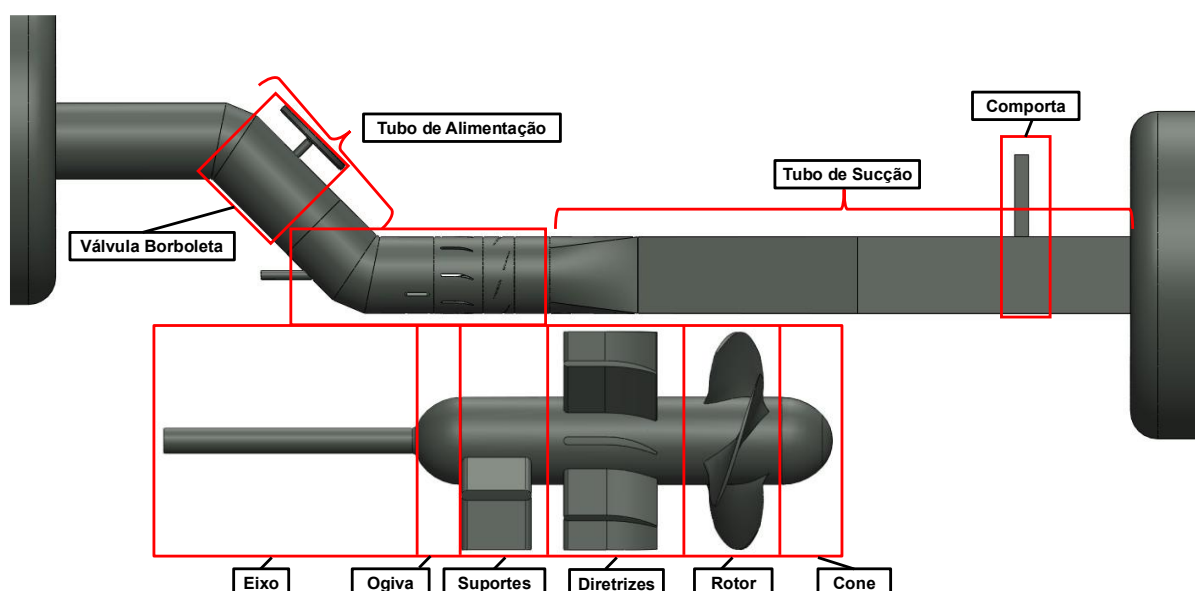


Figura 5.2 - Turbina de Souza com ênfase aos componentes internos.

Fonte: Adaptado Souza, 1988.

A sequência de componentes é a seguinte: tubo de alimentação, responsável por conduzir e estabilizar o fluxo afluyente, eixo de transmissão, ogiva, que promove a transição hidrodinâmica para o núcleo da máquina, cubos (*hub*) de fixação, 3 aletas de suporte do conjunto central, dimensionadas para garantir rigidez com mínima obstrução, 8 pás diretrizes (diretrizes), cuja função é orientar o escoamento para o ataque adequado, os triângulos de velocidade discutidos no Seção 2.1, a orientação dada pelas pás diretrizes define o ângulo de velocidade absoluta (α) com que a água atinge o rotor. Esse ângulo, combinado com a velocidade tangencial do rotor (U) imposta pela rotação, determina a velocidade relativa de entrada (W_4) nas pás do rotor. Em outras palavras, as diretrizes ajustam o vetor de velocidade do fluido de forma que o ataque do escoamento ao bordo de ataque do rotor ocorra no ângulo ótimo, 4 pás no rotor responsável pela extração de energia, cone a jusante, que realiza a recomposição do escoamento na saída imediata do rotor, e trecho de descarga, que conduz o fluido para jusante.

As aletas de suporte, representadas na Figura 5.3, estão dispostas de forma equidistante ao longo da circunferência interna do tubo, assegurando simetria estrutural e equilíbrio hidrodinâmico. Essa configuração favorece a distribuição uniforme dos esforços mecânicos e reduz a indução de assimetrias no escoamento, evitando perturbações significativas a jusante. O alinhamento preciso dessas aletas em relação ao eixo central contribui para a estabilidade operacional e para a preservação das características de escoamento que incidem sobre as pás diretrizes.

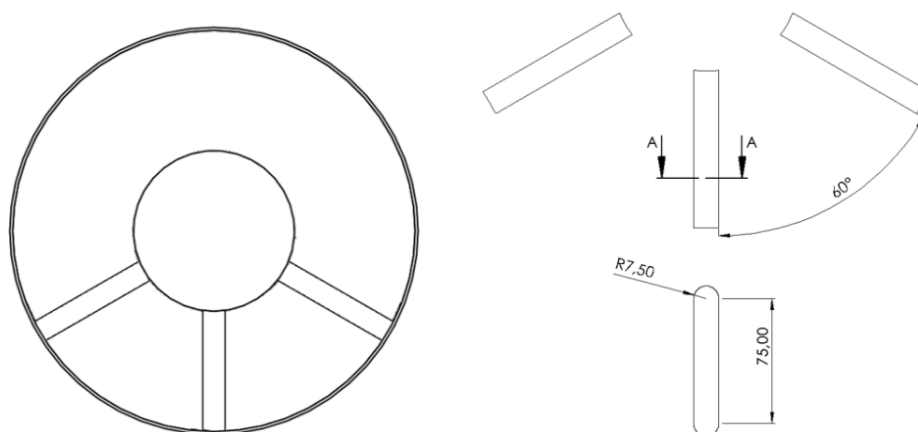


Figura 5.3 - Dimensões do perfil suporte e montagem.
Fonte: Adaptado Souza, 1988.

As pás diretrizes, ilustradas na Figura 5.4, estão dispostas radialmente ao redor do hub, formando canais de passagem que guiam o escoamento em direção ao rotor com ângulo de ataque adequado. Essa configuração tem como principal função orientar o fluxo de água, minimizando perdas por desvio e turbulência antes do ingresso nas pás móveis. O arranjo geométrico e a inclinação de cada pá são projetados para otimizar a distribuição de velocidade e pressão na entrada do rotor, contribuindo diretamente para o aumento da eficiência hidráulica da turbina.

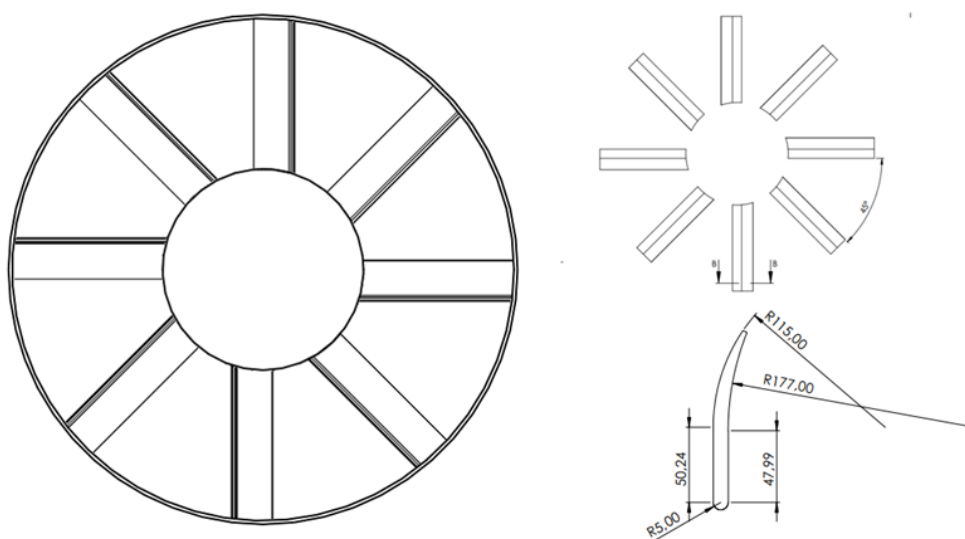


Figura 5.4 - Vista frontal de montagem das diretrizes e dimensões do perfil.
Fonte: Adaptado Souza, 1988.

O rotor, apresentado na Figura 5.5, cujo diâmetro interno do tubo na seção do rotor é de 279,85 mm e folga de ponta de 0,61 mm entre a extremidade das pás e o anel de fechamento, é o elemento responsável por converter a energia hidráulica do escoamento em energia mecânica, transmitindo o torque ao eixo. A jusante, um cone

difusor conduz a expansão do escoamento e orienta a descarga, reduzindo perdas e favorecendo a recuperação de pressão na saída.

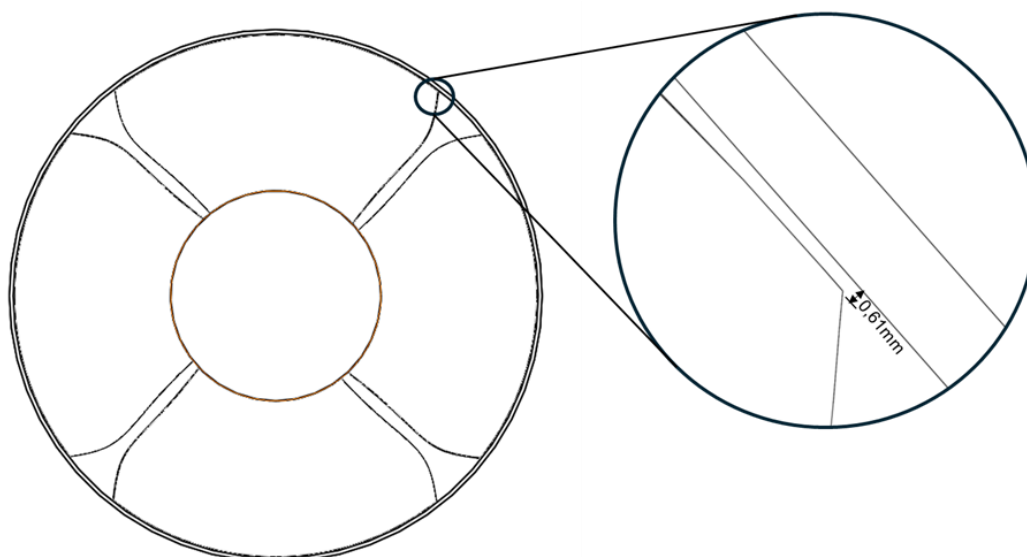


Figura 5.5 - Vista frontal montagem rotor com detalhe no gap.
Fonte: Adaptado Souza, 1988.

A geometria das pás do rotor foi derivada das coordenadas dos perfis Gö 480 e Gö 428, apresentadas na Tabela 5.1. Esses perfis, originários da série alemã Göttingen, são amplamente utilizados no projeto de pás de turbinas e hélices por oferecerem bom equilíbrio entre capacidade de carga hidráulica e resistência à cavitação. As coordenadas foram adotadas como seções de referência ao longo do raio e, a partir delas, realizou-se a distribuição de corda por estação radial, a aplicação do ângulo de montagem (*stagger*) e a torção progressiva da pá, de forma a compatibilizar o escoamento incidente. A transição entre hub e ponta foi definida com variações suaves de corda e espessura, evitando descontinuidades geométricas e favorecendo a estabilidade do escoamento sobre as superfícies ativas (Souza, 1988).

Tabela 5.1 - Coordenadas dos perfis Göttingen.
COORDENADAS DOS PERFIS USADOS

Perfil	x	0	2,5	5	10	20	30	50	70	90	100
GÖ 480	y_s	2,55	6,15	7,65	9,80	12,10	12,85	11,60	7,85	2,85	0,0
	y_i	2,55	0,30	0,05	0,10	0,70	1,10	1,55	1,25	0,10	0,0
GÖ 428	y_s	1,25	3,50	4,80	5,60	8,20	8,55	7,80	5,50	2,15	0,0
	y_i	1,25	0,20	0,10	0,00	0,15	0,30	0,40	0,25	0,05	0,0

Fonte: Adaptado Souza, 1988.

A bancada experimental empregada na análise da turbina axial de ultra-baixa queda seguiu uma configuração clássica de circuito fechado com elementos instrumentais apropriados para medir temperatura, pressão, vazão, torque e rotação, conforme descrito por Souza (1988). A montagem incluiu:

- Termômetro para controle da temperatura da água no circuito, garantindo condições hidrotermodinâmicas estáveis, relevantes para precisão das medições;
- Manômetros de água e manômetros de mercúrio, permitindo leituras de pressão estática e diferencial em distintos pontos do sistema;
- Transdutores de pressão para medições digitais mais rápidas e sensíveis, integráveis à aquisição de dados;
- Célula de carga acoplada ao conjunto rotor-gerador (tacogerador) para quantificar torque;
- Venturi instalado na linha de alimentação para estimar a vazão volumétrica através de diferença de pressão, com base em calibração prévia;
- Barômetro e higrômetro, responsáveis pela correção da pressão ambiente e umidade relativa, com implicações na pressão de vapor, cavitação e propriedades termofísicas da água.

5.2 GRANDEZAS E METODOLOGIA DOS ENSAIOS

O funcionamento de uma turbina hidráulica pode ser descrito a partir da equação da energia, aplicada entre uma seção de montante e outra de jusante do escoamento. Na forma estendida, essa Equação (5.1) é expressa como:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + h_L + H_T \quad (5.1)$$

Em que z é a cota piezométrica, p a pressão, ρ a densidade, g a aceleração da gravidade, V a velocidade média, α o coeficiente de energia cinética, h_L as perdas hidráulicas e H_T a altura de energia extraída pela turbina. No caso de uma máquina motora, este último termo representa a parcela da carga transformada em trabalho mecânico.

Define-se a altura de queda bruta H_b (m) como a diferença de energia entre o reservatório de montante e o de jusante. Já a altura de queda líquida H (m)

corresponde à queda bruta descontadas as perdas hidráulicas (Equação (5.2)), ou seja:

$$H = H_b - h_L = \frac{\Delta P}{\rho * g} \quad (5.2)$$

A potência hidráulica P_h (w) disponível no eixo hidráulico é, assim, calculada pela Equação (5.3).

$$P_h = \rho g Q H \quad (5.3)$$

No presente estudo, destaca-se que o sistema de ensaio da turbina opera em circuito fechado, conforme ilustrado na Figura 5.6, sendo controlado e forçado, o que difere das condições reais de campo observadas em usinas hidrelétricas. Nessas circunstâncias, a condição de funcionamento expressa na Equação (5.1) é modificada por meio do acionamento da válvula borboleta e da comporta, como indicado anteriormente na Figura 5.2. Esse arranjo implica que variáveis fundamentais, como as pressões de entrada e saída e as cotas piezométricas, são ajustadas de forma artificial, alterando a interpretação direta das equações de energia e da altura de queda.

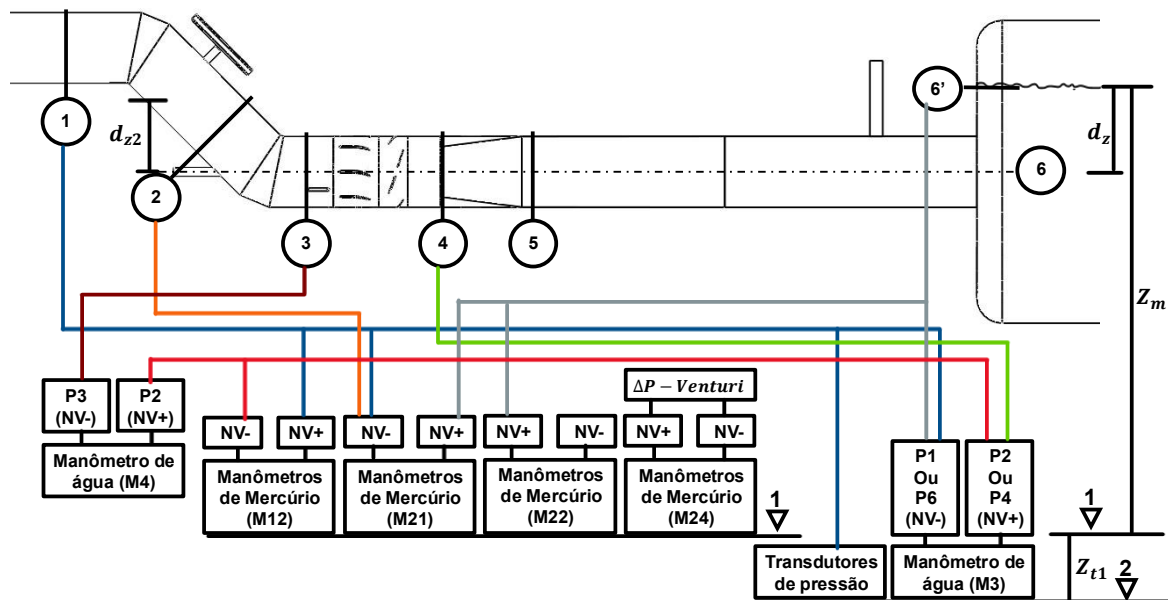


Figura 5.6 - Esquema da bancada de ensaio da turbina com as indicações das medições de pressão.

Fonte: Adaptado Souza, 1988.

Além da altura de queda e da potência hidráulica, o desempenho da turbina também é influenciado pelas perdas existentes. Estas podem ser classificadas em perdas externas (ocorridas em condutos e conexões do sistema), perdas internas (decorrentes de incidência, separação de fluxo, folgas de ponta e atrito nas passagens do rotor) e perdas mecânicas (atritos em mancais e vedação).

O rendimento global da turbina é usualmente decomposto em três parcelas, a eficiência hidráulica η_h , associada ao aproveitamento da energia no escoamento, a eficiência volumétrica η_v , que considera os vazamentos e recirculações, e a eficiência mecânica η_m , referente às perdas por atrito e componentes sólidos. Assim, a eficiência total pode ser escrita como descreve a Equação (5.4).

$$\eta = \eta_h \eta_v \eta_m = \frac{P_{eixo}}{\rho g Q H} \quad (5.4)$$

Sendo que P_{eixo} (w) representa a potência útil entregue pelo rotor ao eixo da turbina.

A vazão Q (m^3/s) é determinada a partir da variação registrada no manômetro de mercúrio M24, conectado ao dispositivo Venturi. O valor obtido é ajustado por meio de fatores de calibração previamente estabelecidos. A partir da medição da vazão, torna-se possível calcular as velocidades de entrada e saída do sistema, uma vez que as áreas correspondentes são conhecidas. Assim, a velocidade em cada seção é determinada pela Equação (5.5).

$$C_n = \frac{Q}{A_n} \quad (5.5)$$

Sendo C_n (m/s) a velocidade de entrada C_e (m/s) ou de saída C_s (m/s), com essas velocidades conseguimos calcular a energia cinética do sistema H_c (m) pela Equação (5.6).

$$H_c = \frac{C_e^2 - C_s^2}{2g} \quad (5.6)$$

A altura de queda foi determinada a partir da diferença de pressão registrada no manômetro de mercúrio M21. A partir dessa medição, obteve-se a altura de pressão H_p (m), a qual, somada ao termo referente à energia cinética, resultou na altura de queda bruta H_d (m) conforme expresso na Equação (5.7):

$$H_d = H_p + H_c \quad (5.7)$$

No caso específico da bancada experimental, consideraram-se também as perdas hidráulicas h_l , determinadas a partir de ensaios realizados previamente. Para quantificar essas perdas, elaborou-se uma equação de interpolação obtida pelo método dos mínimos quadrados, a qual forneceu um valor médio representativo denominado $H_{perda} = H$. Dessa forma, a altura de queda líquida disponível para o sistema foi expressa pela Equação (5.8):

$$H_d^* = H_d - H_{perda} \quad (5.8)$$

Esse procedimento permitiu ajustar a altura de queda às condições reais do circuito fechado do laboratório.

A rotação do freio n_{fm} (rpm) é obtida de forma direta, não sendo necessária a aplicação de fatores de correção. O momento do freio M_f (N.m) é registrado pela célula de carga instalada no sistema, permitindo o cálculo da potência no eixo do freio P_e (w), conforme descrito na Equação (5.9).

$$P_e = \frac{2\pi * M_f * n_{fm}}{60} \quad (5.9)$$

A potência de atrito P_{at} (w) foi determinada a partir de ensaios experimentais, cujos resultados foram ajustados pelo método dos mínimos quadrados, logo a potência no eixo do rotor da turbina P_{ef} (w) e dado pela soma das duas potências como descrito na Equação (5.10).

$$P_{ef} = P_e + P_{at} = (Q * \Delta P) \quad (5.10)$$

Logo o rendimento para a turbina n_h e descrito pela Equação (5.11)

$$n_h = \frac{P_{ef}}{P_h} * 100 \quad (5.11)$$

Para rotação do rotor da turbina n_t (*rpm*) temos expressado na Equação (5.12).

$$n_t = 4 * n_{fm} \quad (5.12)$$

Com essa discretização, foi possível obter resultados em diferentes pontos de operação por meio da variação da abertura angular da válvula, que controlou a vazão, e da abertura da comporta na sucção, que garantiu o ajuste da pressão no sistema.

O número de Reynolds (Re) constitui um dos parâmetros adimensionais mais relevantes da mecânica dos fluidos, desempenhando papel central na análise de escoamentos em turbomáquinas. Esse número adimensional expressa a razão entre as forças inerciais e viscosas que atuam em um fluido em movimento, sendo definido pela Equação (5.13):

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (5.13)$$

Valores elevados de Re revelam a predominância das forças inerciais, caracterizando um regime turbulento, enquanto valores reduzidos evidenciam a maior influência das forças viscosas, associadas ao regime laminar. No contexto de turbinas hidráulicas, o número de Reynolds exerce influência direta sobre o comportamento da camada limite, a ocorrência de separações de escoamento e as perdas hidráulicas do sistema (WHITE, 2016; FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2011).

Além desse parâmetro clássico, empregam-se em turbomáquinas hidráulicas as denominadas grandezas unitárias, que possibilitam a comparação entre máquinas de diferentes escalas geométricas e condições operacionais. Tais grandezas são normalizadas em função da altura manométrica H da turbina, o que viabiliza a correlação entre os resultados obtidos em modelos reduzidos e os valores observados em protótipos em escala real, conforme os princípios da teoria da semelhança hidrodinâmica (GÜLICH, 2010).

A rotação unitária (n_{11}) é definida pela Equação (5.14).

$$n_{11} = \frac{n * D}{\sqrt{H}} = \frac{\pi * n_t * D_e}{60 * \sqrt{2g * h_d^*}} \quad (5.14)$$

Essa grandeza possibilita comparar turbinas com diferentes dimensões sob a mesma condição de queda.

A vazão unitária (Q_{11}) é obtida pela Equação (5.15):

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}} = \frac{4 * Q}{\pi * D_e^2 * \sqrt{2g * h_d^*}} \quad (5.15)$$

Por fim, a potência unitária (P_{11}) é calculada pela Equação (5.16):

$$P_{11} = \frac{P}{D^2 H^{3/2}} = \frac{4000 * P_{ef}}{\rho * \pi * D_e^2 * g * H_d^* * \sqrt{2g * H_d^*}} \quad (5.16)$$

Esse coeficiente permite avaliar o desempenho energético de turbinas de diferentes dimensões em condições normalizadas.

Dessa forma, verifica-se que tanto o número de Reynolds quanto as grandezas unitárias representam ferramentas indispensáveis para a análise, comparação e projeto de turbinas hidráulicas. O primeiro fornece uma métrica global do regime de escoamento, enquanto as grandezas unitárias possibilitam a generalização dos resultados obtidos em ensaios com modelos reduzidos, garantindo a confiabilidade na extrapolação para protótipos em escala real (GÜLICH, 2010).

5.3 CURVA DE COLINA

Os resultados experimentais podem ser organizados em um gráfico conhecido como curva de colina, no qual os pontos de operação da turbina são conectados de forma a delimitar regiões de desempenho. Esse tipo de representação permite visualizar de maneira clara a variação do comportamento da máquina em função do rendimento, evidenciando as faixas de maior eficiência e facilitando a identificação das condições operacionais mais favoráveis.

Com base nos ensaios realizados por Souza (1988) na turbina axial de ultra-baixa queda, foram elaborados dois gráficos experimentais de desempenho. O primeiro corresponde à curva de colina $n_{11} \times P_{11}$, representada na Figura 5.7, enquanto o segundo mostra a curva de colina $Q_{11} \times P_{11}$, apresentada na Figura 5.9. Essas curvas reúnem os pontos experimentais obtidos, permitindo visualizar as regiões de maior rendimento e identificar as condições de operação mais adequadas da máquina.

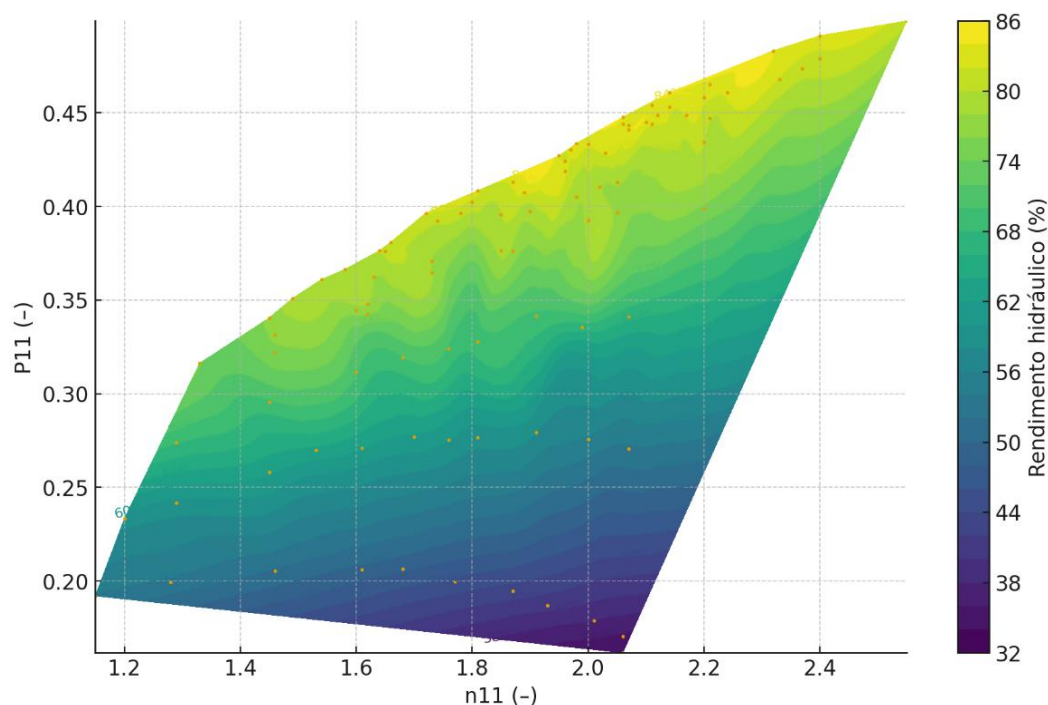


Figura 5.7 – Curva de colina $n_{11} \times P_{11}$ da turbina axial de ultra-baixa queda.
Fonte: Adaptado Souza, 1988.

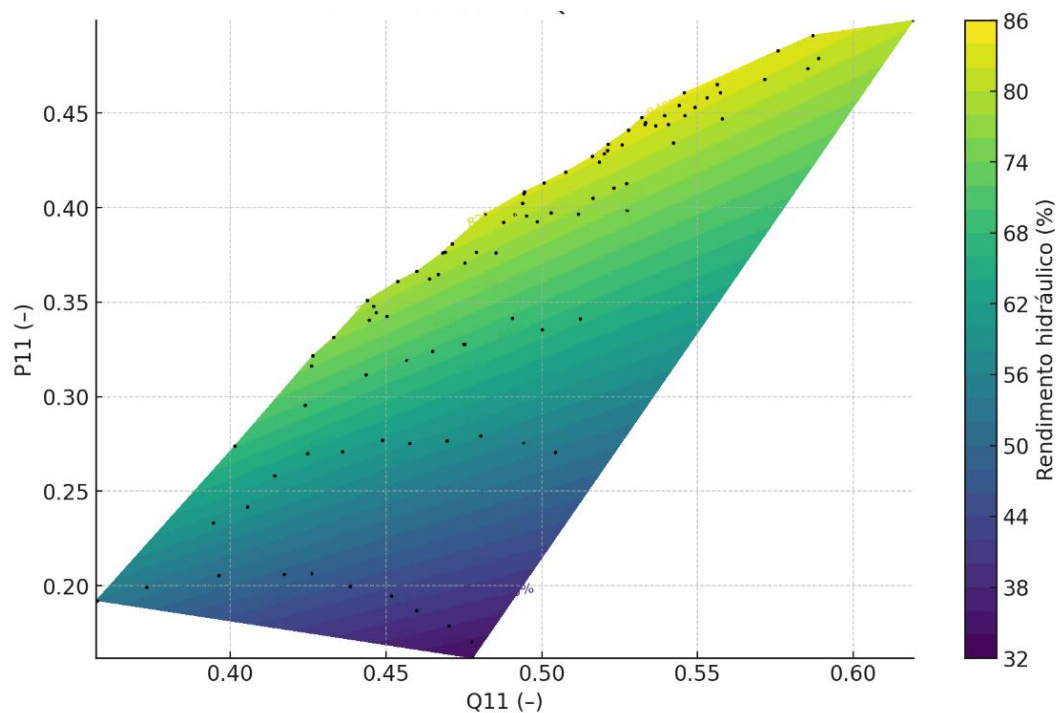


Figura 5.8 - Curva de colina $Q_{11} \times P_{11}$ da turbina axial de ultra-baixa queda
Fonte: Adaptado Souza, 1988.

5.4 CAVITAÇÃO

Souza (1988) realizou ensaios experimentais considerando não apenas a queda variável, mas também a ocorrência de cavitação. Esses ensaios foram conduzidos com válvulas e comportas totalmente abertas, de modo a se aproximar da condição correspondente ao ponto de máximo rendimento da turbina. Os testes abrangeram rotores de três e de quatro pás, sendo que, no caso do presente estudo, adotou-se como referência o modelo de quatro pás. Durante as investigações, Souza (1988) elaborou um esboço das regiões afetadas pela cavitação no rotor de três pás, conforme apresentado na Figura 5.9, e observou que a distribuição não uniforme do fenômeno estava associada a falhas no controle de qualidade da fabricação. Como consequência, os efeitos de erosão por cavitação se manifestaram predominantemente na face de sucção das pás, isto é, no extradorso, entre a aresta de entrada, o bordo de ataque e a região média da pá.

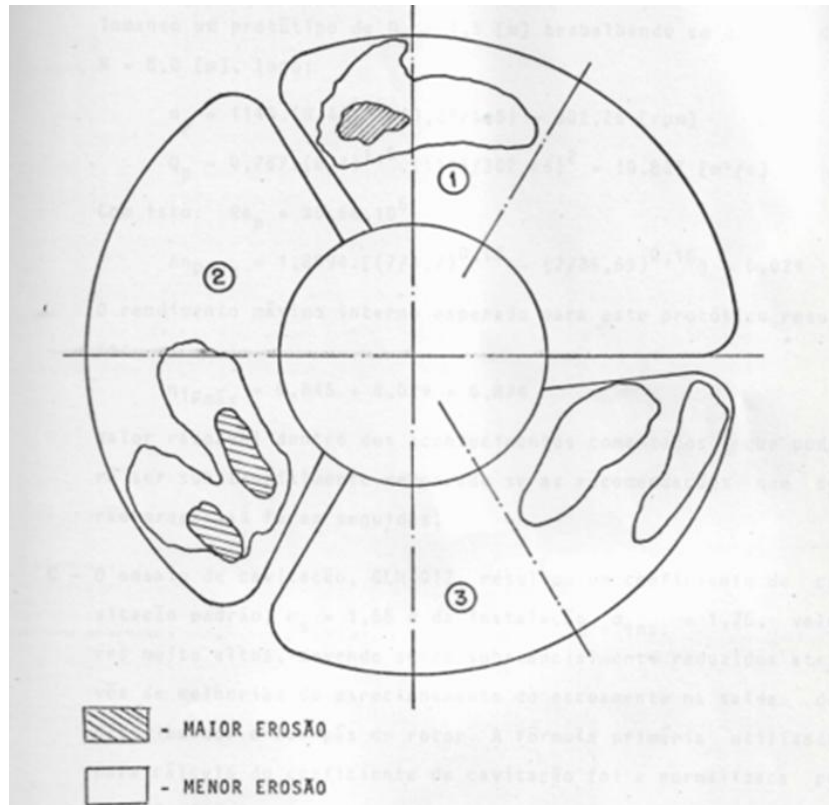


Figura 5.9 – Esquemas mostrando regiões de erosão de cavitação no rotor de 3 pás.
Fonte: Adaptado Souza, 1988.

Para a avaliação dos efeitos de cavitação, realizaram-se cálculos adicionais no campo de funcionamento da turbina, com o objetivo de determinar o coeficiente de cavitação (σ). Utilizou-se o coeficiente de Thoma (σ_t), que estabelece a relação entre a diferença de pressão disponível e a pressão de vapor do fluido, normalizada pela altura líquida de operação.

Souza (1988), descreveu o coeficiente de cavitação da bancada como sistema forçado como observado na Equação (5.17).

$$\sigma_T = \sigma = \frac{P_{suc} - P_v}{H_d^*} \quad (5.17)$$

Sendo que P_{suc} e a pressão absoluta na sucção calculada como a Equação (5.18).

$$P_{suc} = P_{atm} + P_{rs} \quad (5.18)$$

Logo P_{atm} é a pressão atmosférica medida nos equipamentos e P_{rs} é a pressão relativa na sucção que é medida no manômetro M22 que leva em relação também a altura de coluna de Z_m e d_z .

E por fim para P_v (mCA) e a pressão de vapor do líquido que como descrito na definido pela equação de Antoine Souza (1988) descreveu como na Equação (2.19) já com as constantes do fluido e a equação simplificada.

$$P_v = \frac{(116 * t_m^2 - 100 * t_m + 26400)}{300000} \quad (5.19)$$

Sendo que t_m é a temperatura média em que o ensaio foi realizado.

A Figura (5.10) apresenta os pontos de ensaio de cavitação realizados para a turbina de 4 pás, onde os pontos com menores coeficientes apresentam maiores condições de efeito de cavitação.

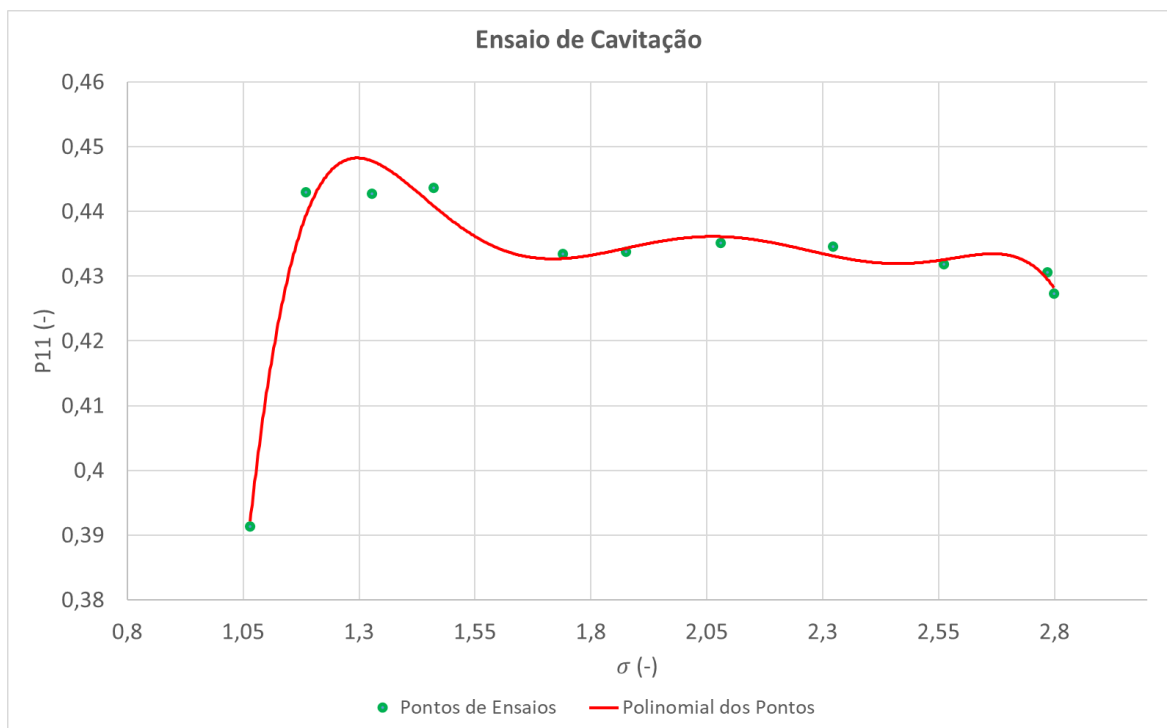


Figura 5.10 - Gráfico dos pontos do ensaio de cavitação.

Fonte: Adaptado Souza, 1988.

6 MODELO NUMÉRICO PARA ESTUDO DO ESCOAMENTO

No modelo numérico, o domínio fluido precisa englobar toda a região onde os fenômenos relevantes do escoamento se desenvolvem, incluindo a entrada, o interior da turbina e a saída. Dessa forma, garantido que estruturas como vórtices, gradientes de pressão e padrões de circulação sejam corretamente representados. Se o domínio for muito extenso, haverá aumento do custo computacional e do tempo de processamento, por outro lado, se for muito restrito, poderá não captar todos os efeitos importantes do fluxo. Por isso, a definição adequada do domínio é fundamental para conciliar precisão e eficiência na simulação.

No presente estudo, o domínio foi construído de modo a incorporar todos os elementos internos da turbina que influenciam o escoamento. A modelagem iniciou pela pá do rotor, elaborada com base nos perfis usados por Souza (1988), descritos na Seção 5.1. Esses perfis, definidos a partir do raio da seção, do comprimento de corda e do ângulo de montagem, foram convertidos de coordenadas planas para cilíndricas, de forma a preservar a geometria característica em cada raio.

O perfil em coordenadas planas adimensionais (x, y) . Considerando o comprimento de corda L_n , o raio da seção R_n e o ângulo de montagem β_n , as distâncias físicas ao longo da corda e na direção normal podem ser escritas como $s = x * L_n$, $t = y * L_n$.

Ao assumir que a seção está apoiada sobre uma superfície cilíndrica de raio R_n , sem inclinação radial local, a transformação para coordenadas cilíndricas (r, θ, z) resulta com descrito pela Equação (6.1).

$$r = R_n, \quad \theta = \theta_0 + \frac{s \sin \xi + t \cos \xi}{R}, \quad z = z_0 + s \cos \xi - t \sin \xi \quad (6.1)$$

onde θ_0 e z_0 determinam a posição da seção no domínio. Nesse sistema, o vetor unitário na direção da corda projeta como $e_{corda} = \cos \xi e_z + \sin \xi e_\theta$, enquanto o vetor normal local é dado por $e_u = -\sin \xi e_z + \cos \xi e_\theta$. Assim, o parâmetro s avança a geometria ao longo da corda e t desloca a espessura na direção normal, originando os incrementos axiais e circunferenciais expressos nas equações acima, então com isso temos os perfis plotado apresentados na Figura 6.1

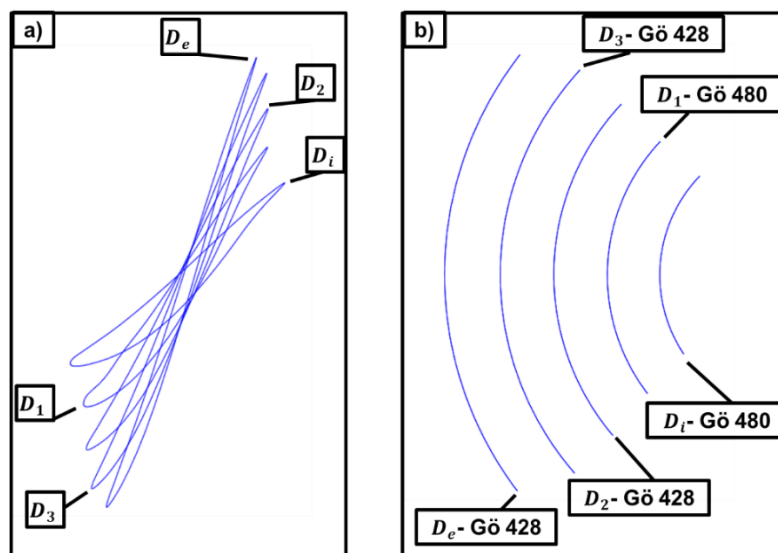


Figura 6.1 – Disposição da montagem dos perfis em coordenadas cilíndricas; a) Vista lateral dos perfis; b) vista frontal dos perfis.

Fonte: Adaptado Souza, 1988.

A Figura 6.2 apresenta a conformação das pás sólidas do rotor, permitindo visualizar de maneira clara a esbeltez do perfil e a distribuição de sua geometria ao longo da seção.

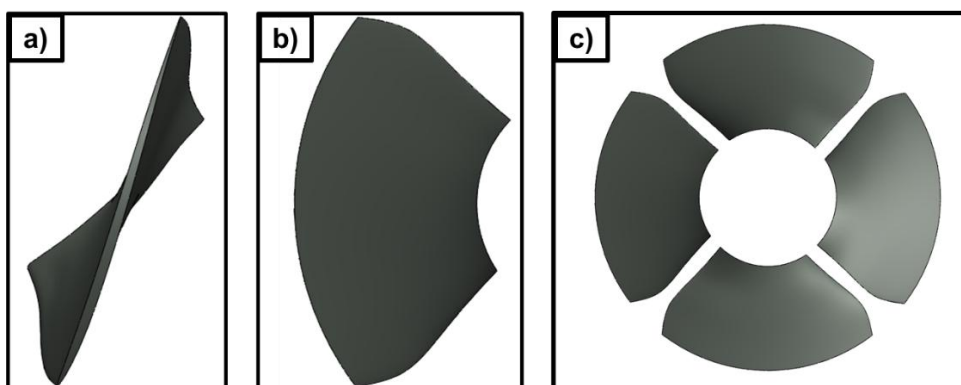


Figura 6.2 - Perfis sólidos das pás do rotor; a) Vista lateral da pá; b) Vista frontal da pá; c) Vista frontal das pás do rotor distribuído em sua montagem.

Fonte: Adaptado Souza, 1988.

Logo temos os principais componentes internos, no caso todos os componentes ligados ao cubo da turbina (Figura 6.3).

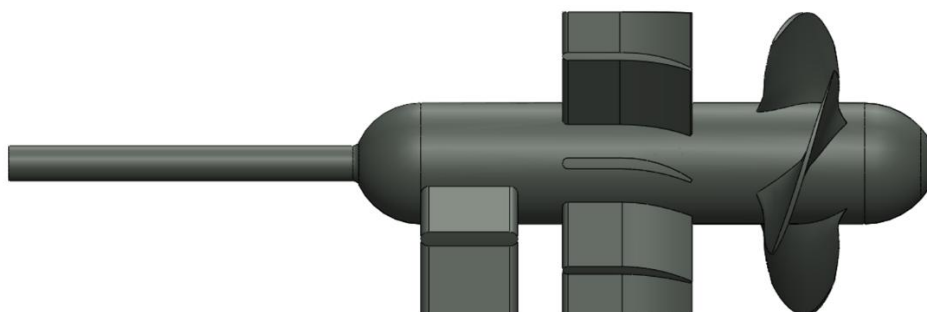


Figura 6.3 – Componentes internos da turbina axial.

Fonte: Adaptado Souza, 1988.

Para a definição do domínio fluido, foram considerados apenas os componentes internos da turbina axial que exercem influência direta sobre o escoamento. No caso específico em estudo, optou-se por desconsiderar a presença da válvula borboleta e da comporta no modelo geométrico (), visto que os ensaios utilizados como referência foram realizados com esses dispositivos totalmente abertos, não exercendo, portanto, influência significativa sobre o escoamento. Caso as condições de abertura da válvula borboleta e da comporta variassem durante os testes a cada ponto de operação, seria necessário gerar um domínio fluido distinto para cada configuração de operação, a fim de representar adequadamente os diferentes estados de escoamento.

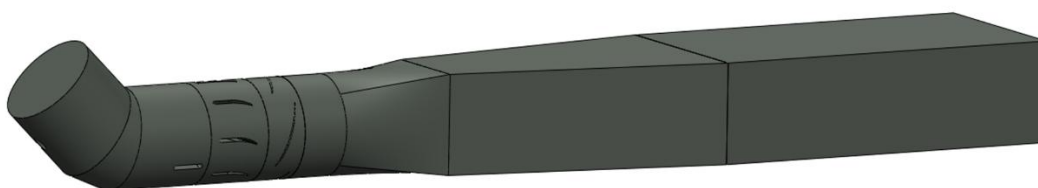


Figura 6.4 - Domínio fluido da turbina axial para simulação.

6.1 CONFIGURAÇÃO NO ANSYS CFX

Com o domínio fluido já estabelecido vem as condições para configuração da análise numérica, antes de se chegar nas configurações para análise se deve criar malhas nos domínios. Para a criação das malhas, foram utilizados o ANSYS Mesh e o ANSYS TurboGrid. O ANSYS Mesh foi empregado para gerar malhas estruturadas e não estruturadas, permitindo a discretização precisa da geometria do modelo. O ANSYS TurboGrid, especializado na criação de malhas para turbomáquinas, foi utilizado para gerar malhas de alta qualidade nas regiões das diretrizes e do rotor da turbina axial. Esses processos asseguraram a captura detalhada das características geométricas e a precisão das simulações numéricas subsequentes.

Para a parte das zonas de alimentação, suporte e sucção, foi utilizado o ANSYS Mesh, que criou uma malha tetraédrica, conforme apresentado na Figura 6.5 mostra o domínio da alimentação e do suporte e Figura 6.6 apresenta o domínio da sucção. Essa abordagem permitiu uma discretização detalhada e precisa dessas áreas, essenciais para capturar corretamente o comportamento do fluido durante a simulação.

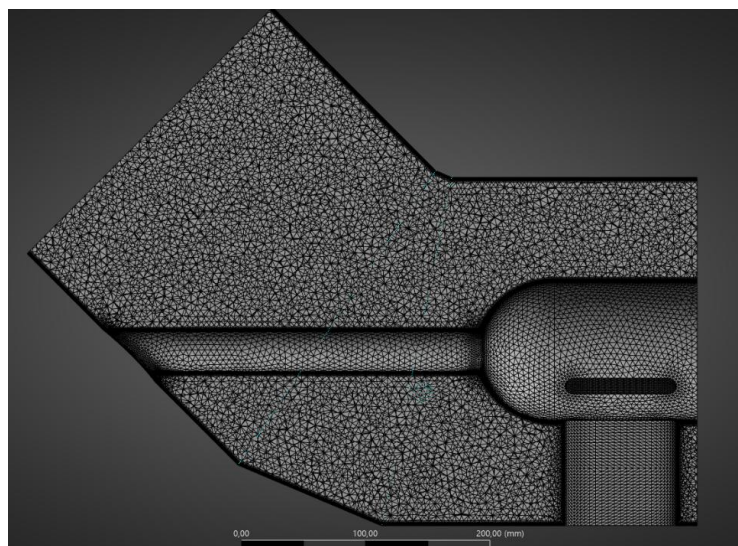


Figura 6.5 – Malha no domínio da alimentação e suporte.

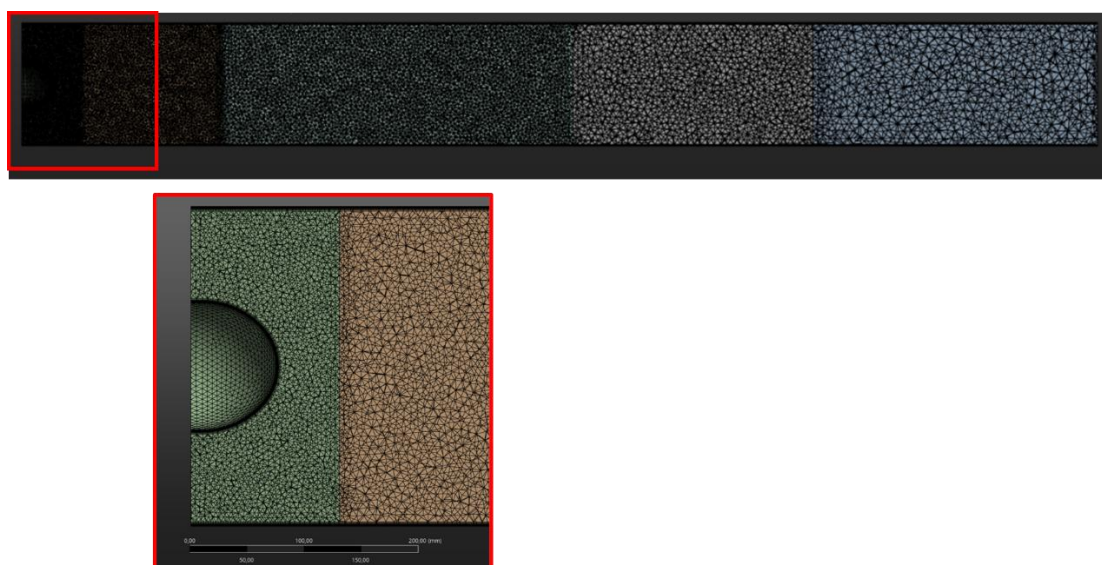


Figura 6.6 – Malha no domínio da sucção

Para a geração de malha nos domínios das diretrizes (estator) e do rotor, empregou-se o TurboGrid do pacote ANSYS. As Figura 6.7 e 6.8 apresentam as curvas guias, as linhas e os pontos de controle que definem a topologia da malha e orientam a sua parametrização. Por meio dessas curvas guias, controla a distribuição dos elementos ao longo das direções axial, circumferencial e radial, incluindo número de divisões, progressão para a taxa de crescimento, espessura das camadas próximas à parede e alinhamento com as linhas de escoamento. O TurboGrid parte da hipótese de periodicidade geométrica, quando as pás são idênticas e igualmente espaçadas, e modelada apenas um canal entre pás, e obtêm-se os demais por rotação, aplicando condições de contorno periódicas. No caso em estudo, entretanto,

a turbina axial não apresenta simetria estrita, de modo que a simplificação por setor único não se aplica.

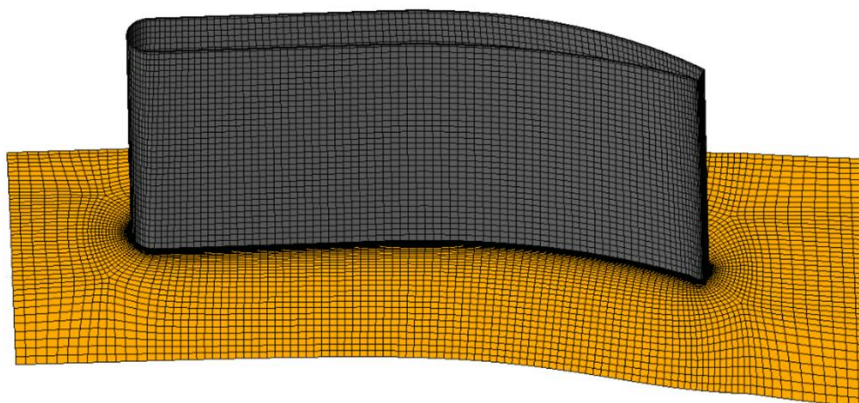


Figura 6.7 – Malha para o domínio das diretrizes.

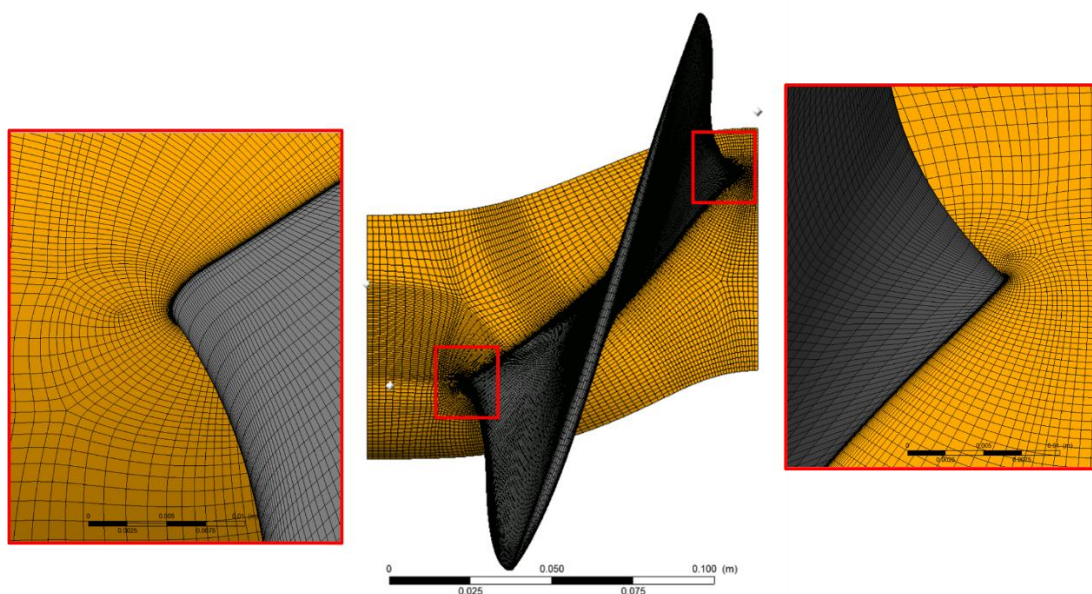


Figura 6.8 – Malha para o domínio do rotor.

Nas pás do rotor, as regiões de bordo de ataque e de bordo de fuga receberam refinamento de malha mais intenso, com maior densidade de elementos, para preservar a curvatura geométrica da pá e resolver adequadamente os gradientes do escoamento.

Com as malhas de todos os domínios concluídas, procede-se à definição das condições de contorno no ANSYS CFX para dar início aos cálculos numéricos, estabelecendo o comportamento do escoamento em cada região do modelo. Especificam-se as condições de entrada (*inlet*) e saída (*outlet*), as paredes com aderência e as interfaces entre componentes como estator e rotor, de modo a

reproduzir o regime de operação adotado. O domínio completo encontra-se apresentado na Figura 6.9.

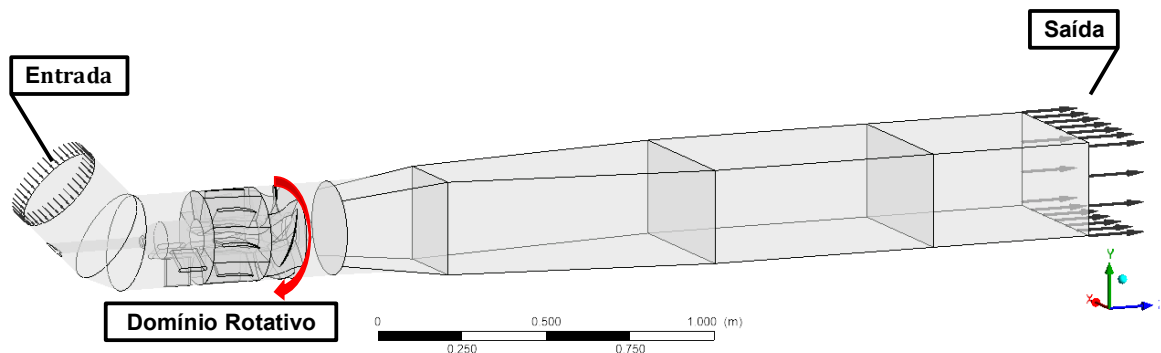


Figura 6.9 – Domínio para o cálculo numérico.

As condições de contorno foram definidas conforme a função de cada fronteira do modelo. Nas superfícies de parede (wall), impôs-se impermeabilidade e não deslizamento (*no-slip*), de modo que não ocorre escoamento através da fronteira e a interação dá-se apenas por cisalhamento viscoso. Na entrada do domínio (*inlet*), prescreveu-se a pressão (P_{in}) na saída (*outlet*) impôs-se a vazão mássica (Q_{out}), compatibilizando ambos os valores com a densidade e a viscosidade do fluido nas condições de bancada, aceleração gravitacional usada foi de onde foi realizado o ensaio, no caso em Itajubá com $g = 9,785 \text{ m/s}^2$. Quando a modelagem inclui turbulência, especificam-se os parâmetros de entrada requeridos pelo modelo de fechamento adotado (por exemplo, intensidade de turbulência e escala de comprimento). Neste estudo, definiu-se na entrada uma intensidade de turbulência de 5%, valor típico para escoamentos internos subsônicos, permitindo ao solver calcular adequadamente os termos de produção e dissipação turbulentas nas equações de transporte.

A pressão de entrada P_{in} sendo descrita pela Equação (6.2).

$$P_{in} = H_1 * \rho * g \quad (6.2)$$

Onde H_1 é definida como a equação da energia apresentada na Seção 5.1 logo definimos como expressada pela Equação (6.3).

$$H_1 = d_z + \frac{C_s^2}{2g} - \left(d_{z2} - D_{ext} + \frac{\sqrt{2}}{4} \right) + H_d^* \quad (6.3)$$

Para a simulação de cavitação, aplicou-se o modelo de Rayleigh–Plesset, no qual se inseriu a fase de vapor d'água no domínio, esse vapor d'água surge quando as condições de pressão e temperatura estão em condições de cavitação. A pressão de saturação do fluido foi utilizada como condição de referência, sendo calculada conforme descrito na Seção 5.4. Adotou-se para o modelo o coeficiente de condensação igual a 0,01 e o coeficiente de vaporização igual a 50, parâmetros que regulam a taxa de crescimento e colapso das bolhas de vapor sendo esses valores iniciais estabelecidos pelo software. A densidade do vapor d'água considerada foi de $0,02308 \text{ kg/m}^3$, de modo a representar corretamente as propriedades físicas da fase vapor no processo de cavitação.

Na modelagem multifásica, foi inserido o material particulado como fase dispersa, sendo a areia como representativa do escoamento sólido. A massa específica das partículas foi considerada igual a 2650 kg/m^3 , enquanto o diâmetro de 0,3 mm em simulações, de forma a avaliar o efeito do tamanho das partículas sobre o impacto erosivo nas superfícies. O modelo de erosão empregado foi o proposto por Finnie, configurado com velocidade de potência (*Velocity Power Factor*) igual a 2,4 e velocidade de referência (*Reference Velocity*) definida em 1664 m/s , onde o valores desses fatores afetam o resultado da erosão. A condição de contorno de injeção considerou a vazão mássica de partículas introduzida uniformemente na entrada do domínio, fixada em 1% da vazão mássica do fluido principal. Essa abordagem permitiu representar de maneira realista a interação entre a fase contínua (água) e a fase dispersa (partículas de areia), possibilitando a análise do desgaste por erosão dos grãos e das características locais do escoamento.

6.1.1 Convergência de malha

A análise de convergência da malha do domínio fluido constitui uma etapa fundamental para assegurar resultados numéricos consistentes e confiáveis, pois a qualidade da discretização está diretamente relacionada tanto à precisão quanto à estabilidade do processo de simulação. Uma malha com número reduzido de elementos pode gerar erros significativos nos resultados em virtude da baixa resolução espacial, enquanto um refinamento excessivo, com elevado número de elementos e nós, tende a aumentar de forma considerável o tempo de processamento e o custo computacional. Nesse estudo, foram avaliados quatro conjuntos de malhas

com diferentes níveis de refinamento, cada um com quantidades distintas de elementos e de nós. A análise foi realizada em um ponto de operação selecionado como referência para o estudo de convergência, considerando-se os critérios de qualidade de malha descritos na Seção 4.4. A escolha da malha ideal ocorreu quando a diferença entre os resultados obtidos para uma malha e a subsequente, de maior refinamento, não ultrapassou 5% em relação aos parâmetros de desempenho avaliados, assegurando assim a representatividade do modelo sem comprometer a eficiência computacional (Tabela 6.1).

Tabela 6.1 – Informações do estudo de malha

Estudo de malha turbina axial - Rotação de 1404 RPM (H=3,307 mCA)								
Nº	Número de Elementos					P_s (kW)	P_{ef} (kW)	P_s/P_{ef} (%)
	Alimentação /Suporte	Diretriz	Rotor	Sucção	Total			
1	1,0E+06	2,2E+06	3,0E+06	1,3E+06	7,4E+06	7,407	7,881	6,01%
2	1,3E+06	3,8E+06	4,6E+06	2,0E+06	1,2E+07	7,643		3,03%
3	1,8E+06	5,1E+06	6,3E+06	2,9E+06	1,6E+07	7,678		2,58%
4	2,7E+06	7,3E+06	8,1E+06	4,2E+06	2,2E+07	7,683		2,52%

A Figura 6.10 apresenta a distribuição do parâmetro adimensional Y^+ na superfície das pás do rotor da turbina axial. Observa-se que a maior parte da malha ao redor das superfícies sólidas apresenta valores baixos de Y^+ , o que reflete um bom refinamento próximo às paredes. O valor médio obtido foi de 2,48, indicando que a primeira camada de células está inserida dentro da subcamada laminar do escoamento. Essa configuração é especialmente adequada para o modelo de turbulência SST k- ω , que exige resolução total da camada limite sem o uso de funções de parede. Dessa forma, garante-se uma melhor precisão na captura dos gradientes de velocidade e pressão junto às superfícies, contribuindo para a qualidade dos resultados no domínio rotativo simulado.

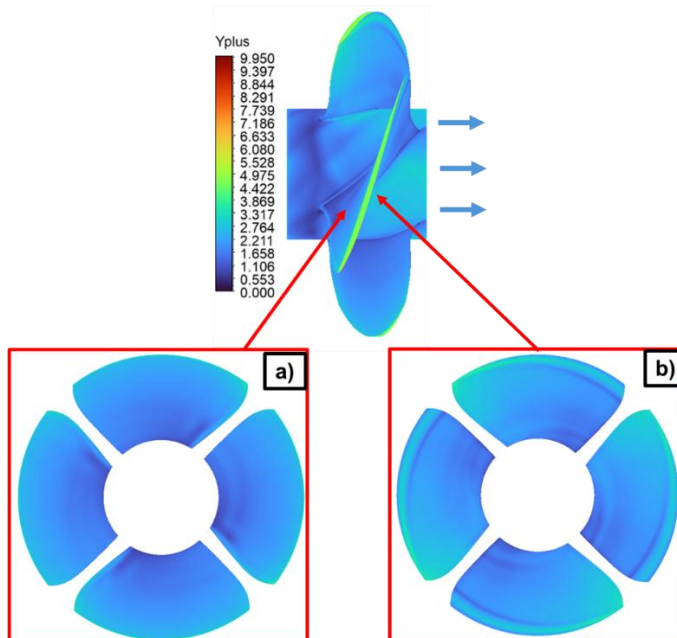


Figura 6.10 – Contorno Y^+ em torno do rotor.

Adicionalmente, a malha gerada atendeu às principais métricas de qualidade geométrica recomendadas para simulações numéricas em turbomáquinas, como ortogonalidade (*Orthogonal Quality*), distorção angular (*Skewness*) e razão de aspecto (*Aspect Ratio*), o que assegura estabilidade numérica e maior confiabilidade nos resultados obtidos.

7 RESULTADOS

7.1 VALIDAÇÃO DO ESCOAMENTO

A Figura 7.1 ilustra o contorno de velocidades para o ponto de operação correspondente à rotação de 1272 rpm sendo *Frozen Rotor* e uma altura de 4,022 mCA, próximo ao ponto de operação, conforme os dados experimentais de referência. Esse resultado permite visualizar o desenvolvimento do escoamento ao longo de um plano longitudinal da turbina, possibilitando a análise do comportamento do fluido desde a entrada no tubo de alimentação até a saída no tubo de sucção. A representação gráfica evidencia regiões de aceleração, recirculação e uniformidade de fluxo.

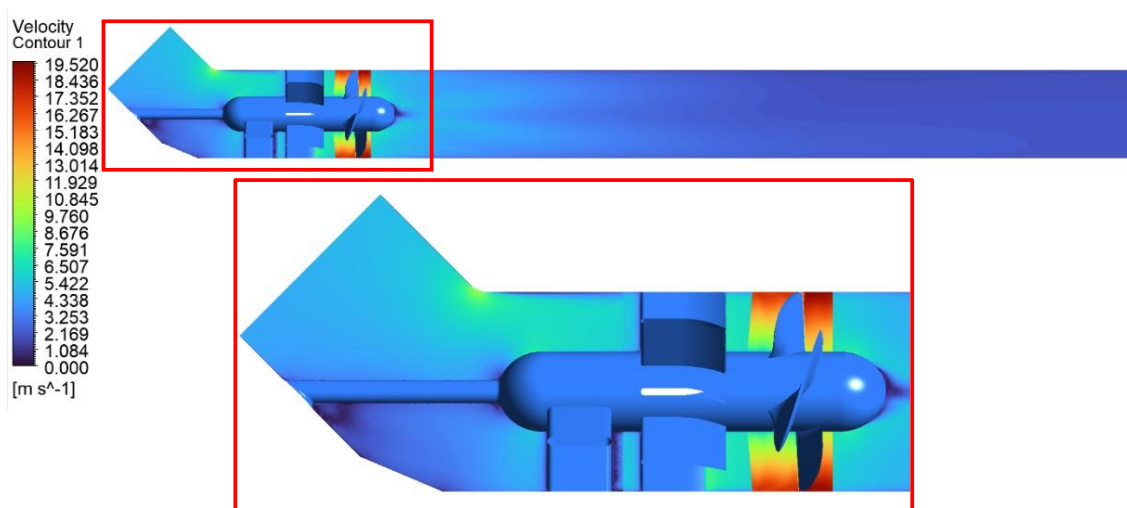


Figura 7.1 – Campo de velocidade do escoamento da turbina axial.

Além da análise da distribuição de velocidades, também foram avaliados os contornos de pressão ao longo do escoamento interno da turbina. A Figura 7.2 apresenta o campo de pressões para o mesmo ponto de operação com rotação de correspondente ao mesmo caso experimental anteriormente analisado. Nesta representação, observa-se de forma clara a queda de pressão ao longo do percurso do fluido, especialmente na passagem pela região do rotor. Essa perda de carga é esperada, uma vez que corresponde à conversão da energia de pressão em energia mecânica pela ação das pás do rotor. A visualização do gradiente de pressão contribui para a identificação das zonas de maior dissipação e permite verificar se o comportamento hidráulico do modelo simulado está coerente com o funcionamento físico da turbina.

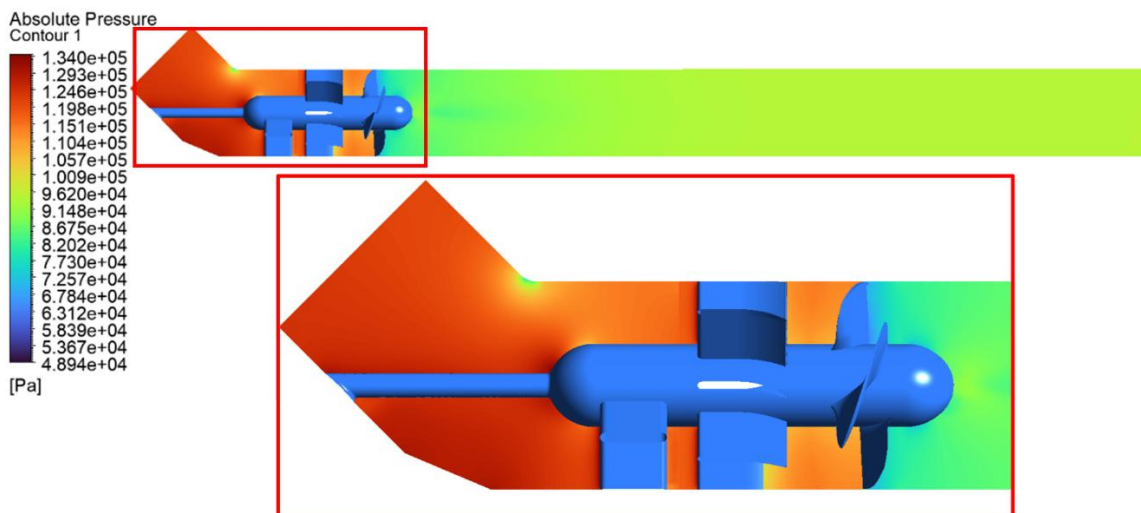


Figura 7.2 - Campo de pressão do escoamento da turbina axial.

Dessa forma, foi considerada a curva auxiliar de 3,307 metros de coluna d'água (mCA) como condição representativa do ponto de operação simulado. Os resultados de potência obtidos por meio da simulação CFD para esse ponto foram comparados com os dados experimentais correspondentes, para validação do modelo numérico.

A análise comparativa permite observar o grau de discrepância entre os valores simulados e os medidos em bancada. Apesar da boa aproximação nos parâmetros de torque e comportamento do escoamento. Essa comparação é essencial para avaliar a precisão da simulação e validar os avanços obtidos com a nova modelagem da turbina.

Foi plotada a curva auxiliar PxN (potência versus rotação) da simulação CFD em conjunto com a curva experimental, possibilitando a comparação direta dos valores de potência ao longo da faixa de operação da turbina. Conforme ilustrado na Figura 7.3. Curva auxiliar CFD e experimental a 3,307 mCA.

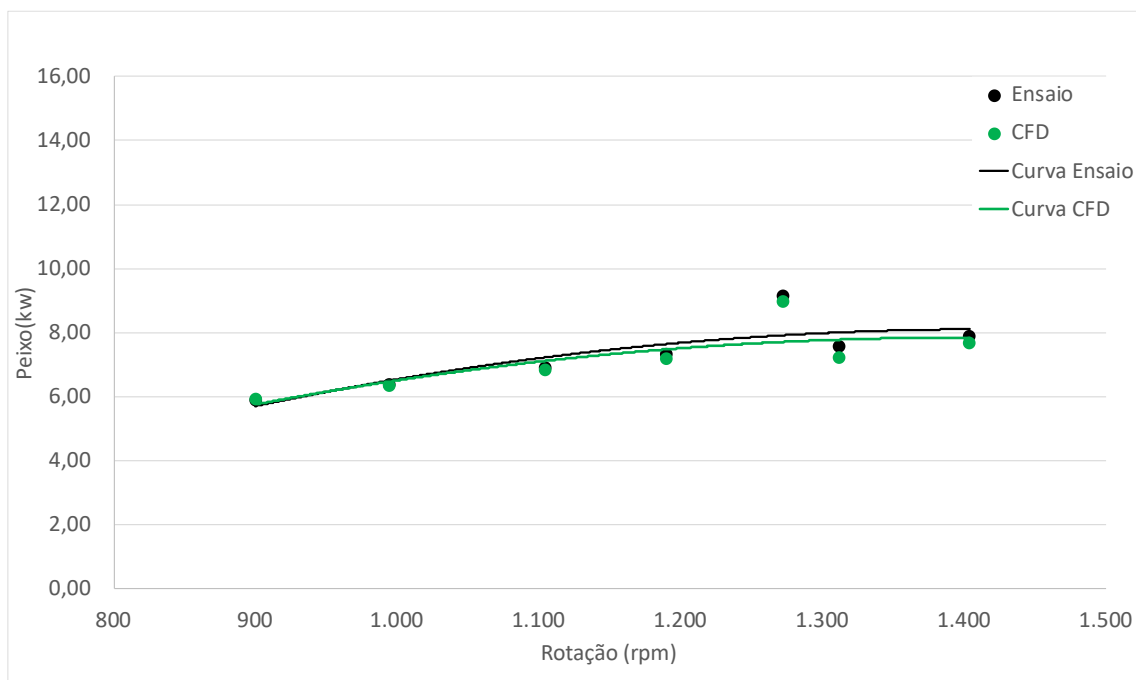


Figura 7.3 - Curva auxiliar P x N do CFD e experimental a 3,307 mCA.

Os dados de rendimentos estão apresentados a curva auxiliar de 3,307 mCA de rendimento em função da rotação da turbina ($\text{Rend} \times N$), utilizando os dados obtidos nas simulações numéricas e nos ensaios experimentais, com o objetivo de comparar o desempenho hidráulico entre ambos os métodos. A Figura 11 apresenta essa comparação.

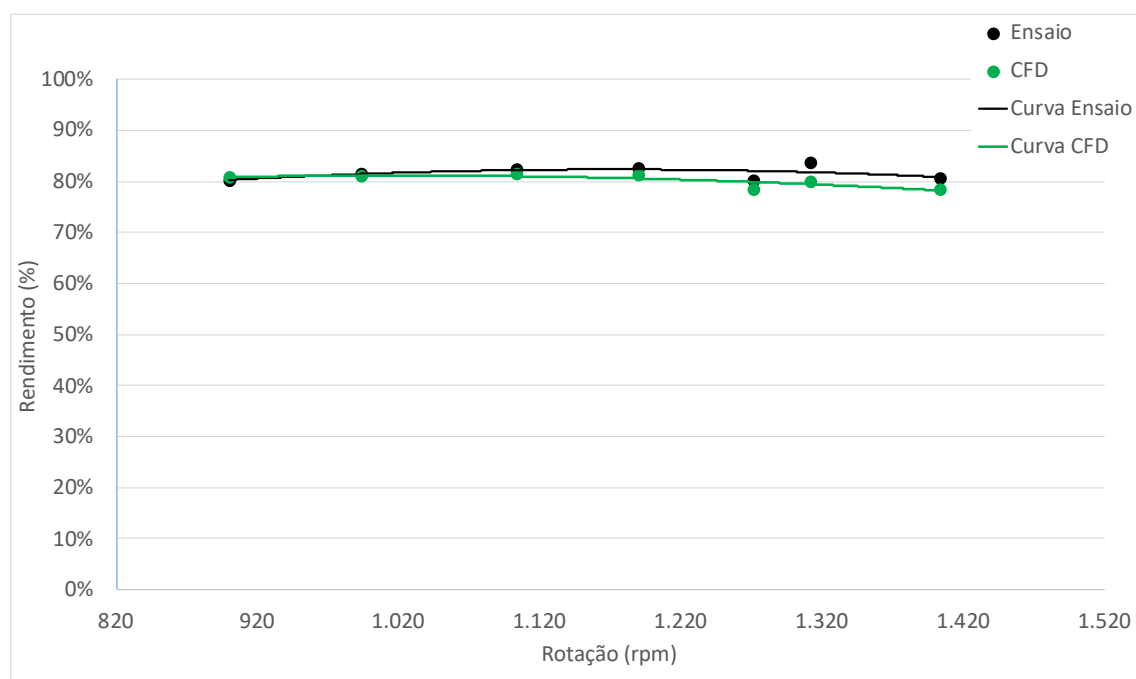


Figura 7.4 - Curva auxiliar Rend x N do CFD e experimental a 3,307 mCA.

Foram extraídos dos resultados da simulação CFD os valores médios de pressão nos planos de entrada (*inlet*) e de saída (*outlet*) do domínio computacional. A partir dos valores médios de pressão extraídos nas regiões de entrada e saída da simulação, foi possível calcular a altura hidráulica da simulação (H_{sim}), então comparar a curva das alturas (Figura 7.5).

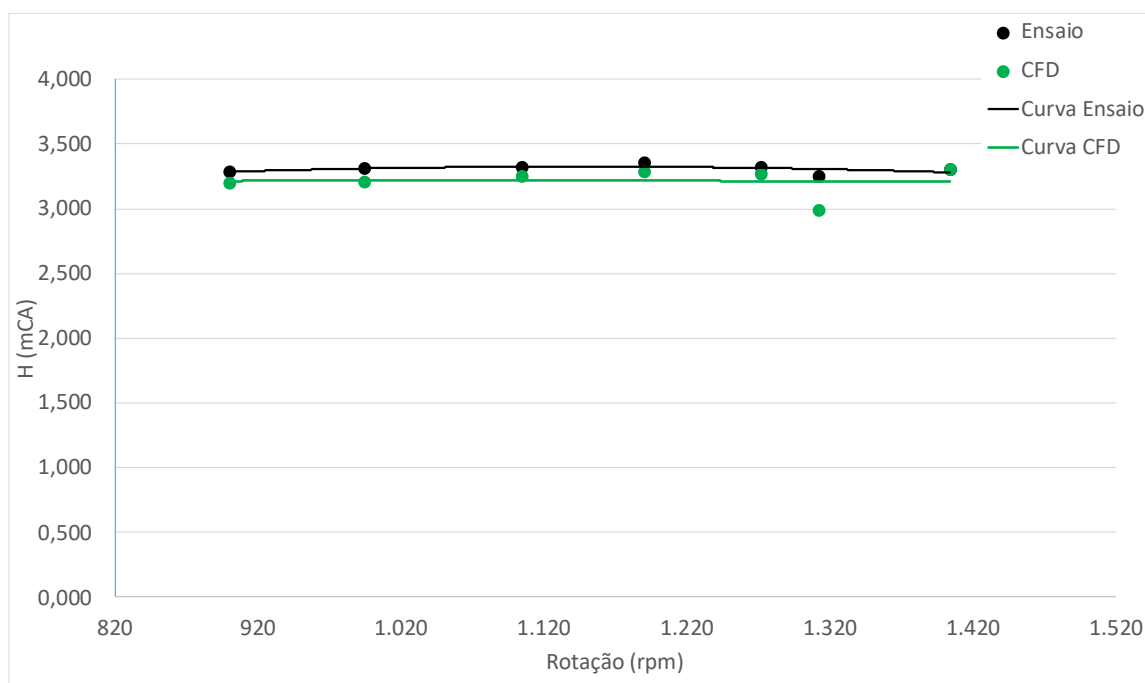


Figura 7.5 - Curva auxiliar HxN do CFD e experimental a 3,307 mCA

7.2 ANÁLISE DA CAVITAÇÃO

Foram simulados dois pontos cavitantes correspondentes às condições de operação do ensaio, o ponto 6 com coeficiente de cavitação $\sigma = 1,827$ e o ponto 11 com valor reduzido, $\sigma = 1,141$.

Foram simulados dois pontos de operação do ensaio de cavitação, utilizando a mesma configuração numérica de setup, sendo alteradas apenas as condições de contorno de entrada e saída, bem como a rotação do rotor. Observou-se que o Ponto 6 apresentou resultados próximos aos obtidos experimentalmente, indicando boa representatividade do modelo. Em contrapartida, o Ponto 11 apresentou divergências em relação aos valores experimentais, conforme evidenciado nas

Tabela 7.1 e 7.2.

Tabela 7.1 – Resultados experimental e simulação do ponto 6

Ponto 6 do Ensaio de Cavitação

Simulação CFD		Experimental de Souza	
Rotação da turbina (rpm) 1.272			
Torque Simulação	67,220 Nm	Potência Eixo	8,364 kw
Potência mecânica	8,954 kw	Potência de Atrito	0,925 kw
Rendimento Hid. Sim.	78,50%	Potência Mecânica	9,289 kw
Comparação Potência	-3,60%	Potência Hidráulica	11,406 kw
Comparação Rend.	-3,74%	Rendimento Hid. Exp.	81,44%

Tabela 7.2 - Resultados experimental e simulação do ponto 11

Ponto 11 do Ensaio de Cavitação			
Simulação CFD		Experimental de Souza	
Rotação da turbina (rpm) 1.201			
Torque Simulação	86,741 Nm	Potência Eixo	7,827 kw
Potência mecânica	10,909 kw	Potência de Atrito	0,842 kw
Rendimento Hid. Sim.	93,11%	Potência Mecânica	8,669 kw
Comparação Potência	25,85%	Potência Hidráulica	11,716 kw
Comparação Rend.	20,54%	Rendimento Hid. Exp.	73,99%

Essa abordagem possibilitou a comparação direta entre os dois pontos de operação, permitindo avaliar a influência da redução do coeficiente de cavitação sobre o comportamento hidráulico e a formação de regiões suscetíveis à ocorrência do fenômeno de cavitação a comparação entre os dois pontos de operação com o multifásico acoplado pode ser analisado na Figura 7.8 e 7,9, onde o efeito de cavitação foi apresentado apenas nas pás do rotor.

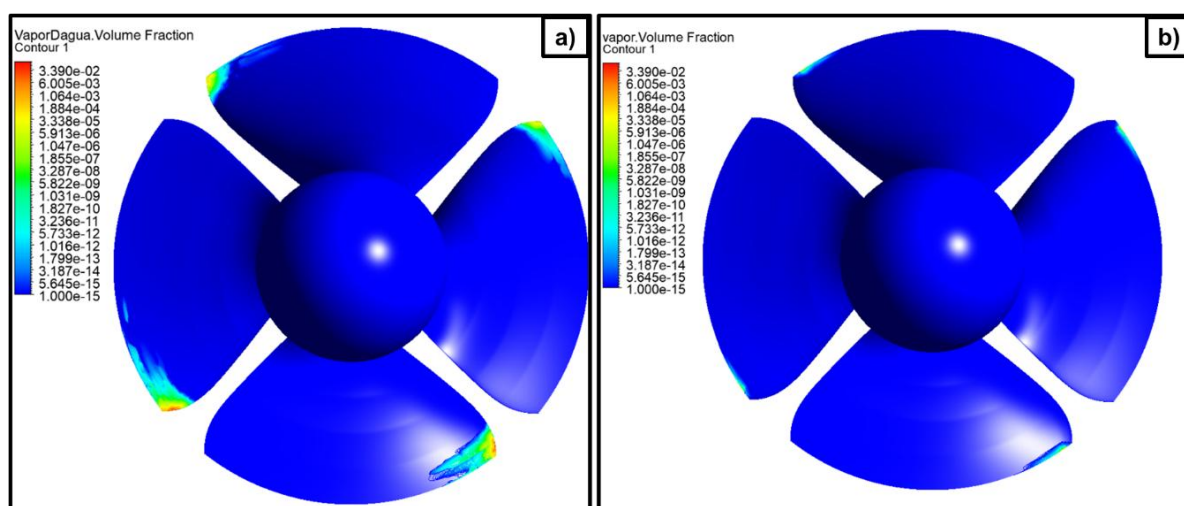


Figura 7.6 – Vista frontal do rotor no multifásico com cavitação; a) Simulação com $\sigma=1,1141$; b) Simulação com $\sigma=1,827$.

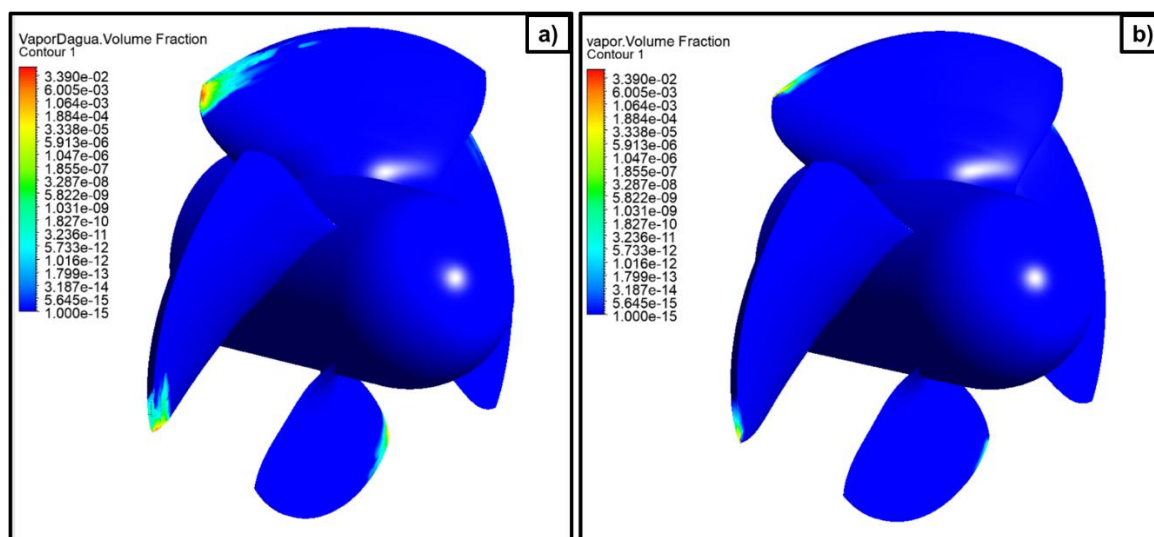


Figura 7.7 - Vista frontal do rotor no multifásico com cavitação; a) Simulação com $\sigma=1,1141$; b) Simulação com $\sigma=1,827$.

Conforme observado no experimento conduzido por Souza (1988), onde se verificou a ocorrência de efeitos de cavitação no extradorso das pás do rotor (ver Seção 5.4), a simulação numérica realizada neste trabalho também evidenciou comportamentos semelhantes, provavelmente ocasionado vórtex cavitantes na ponta das pás como observado por Brenner (1995). Ainda que o caso de teste tenha considerado a configuração do rotor com quatro pás, foi possível identificar a formação de regiões de cavitação, especialmente na ponta das pás, permitindo uma análise comparativa entre os resultados numéricos e experimentais.

7.3 EROSIÃO POR SEDIMENTOS

O ponto de operação escolhido foi o ponto 11. A erosão causada pelas partículas sólidas, conforme esperado, apresentou maior intensidade nas regiões de maior velocidade relativa do escoamento e ângulo de impacto mais acentuado. Dessa forma, observou-se que toda a turbina está sujeita a danos provocados pelas partículas presentes no fluido, contudo, as pás do rotor foram as mais afetadas devido à sua condição de movimento rotativo, que intensifica a energia cinética das partículas durante o choque. A Figura 7.8 ilustra os principais componentes da turbina axial, destacando as áreas mais críticas quanto ao desgaste erosivo identificado na análise.

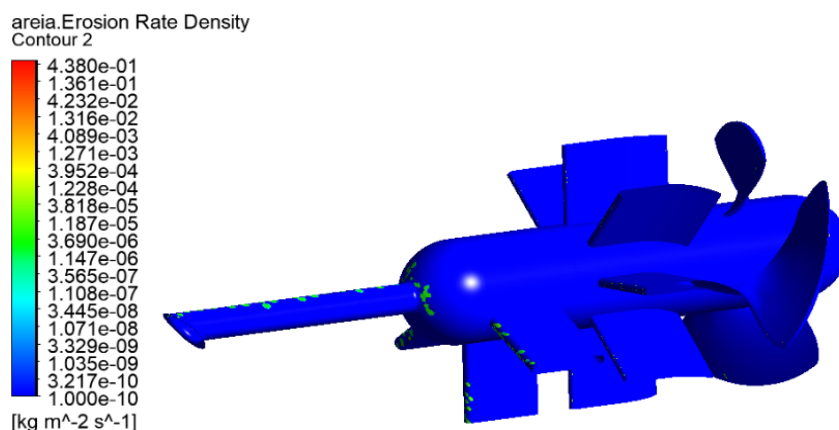


Figura 7.8 - Componentes da turbina axial com erosão dos particulados.

Conforme ilustrado na Figura 7.9, verificou-se que os danos por erosão no eixo e na ogiva concentram-se principalmente nas regiões de maior impacto do escoamento, evidenciando a influência direta da intensidade do jato sobre esses componentes. Observa-se, ainda, que determinadas áreas das pás de suporte permaneceram praticamente intactas, mesmo em zonas próximas ao bordo de ataque, indicando que a distribuição do escoamento e a orientação local do escoamento relativo desempenham papel relevante na definição das regiões mais suscetíveis ao processo erosivo.

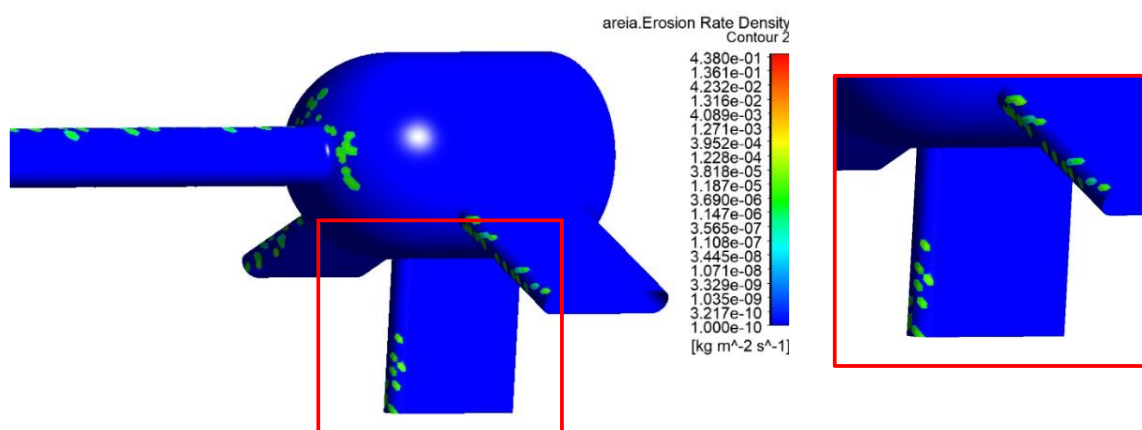


Figura 7.9 - Erosão nos componentes internos da entrada da turbina axial.

Na região das diretrizes, o principal efeito de erosão foi identificado no bordo de ataque das pás diretrizes, área que está diretamente exposta ao impacto inicial das partículas presentes no escoamento. Observa-se que, mesmo nas regiões próximas ao bordo de fuga onde ocorre uma maior curvatura para o direcionamento do escoamento em direção ao rotor não foram constatados danos significativos. Esse comportamento pode ser explicado pela variação do ângulo de incidência das partículas, que favorece a intensificação do processo de erosão no bordo de ataque,

enquanto no bordo de fuga a orientação do escoamento reduz a severidade dos impactos, conforme ilustrado na Figura 7.10.

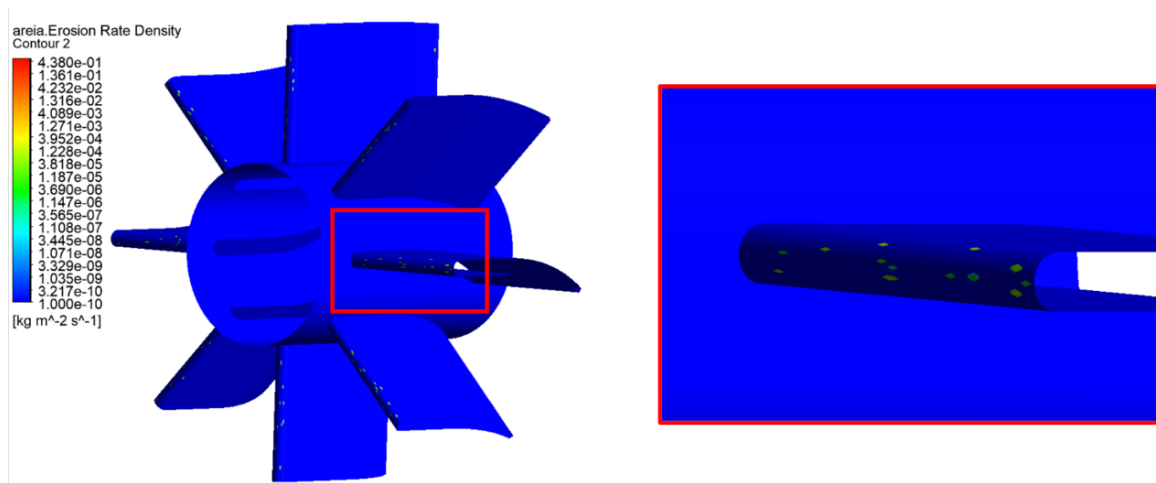


Figura 7.10 - Erosão nos componentes da diretrizes da turbina axial.

Os maiores danos erosivos foram observados nas pás do rotor, com destaque para o bordo de ataque, onde o escoamento incide de forma mais perpendicular, intensificando o impacto das partículas. Além disso, algumas regiões do intradorso também apresentaram desgaste significativo. Essa ocorrência pode estar associada ao fato de o rotor constituir um domínio rotativo e estar quase que perpendicular ao fluxo, o que aumenta a velocidade relativa entre as partículas e a superfície das pás, favorecendo o processo de lixiviação e erosão do material, como ilustrado na Figura 7.11 e 7.12.

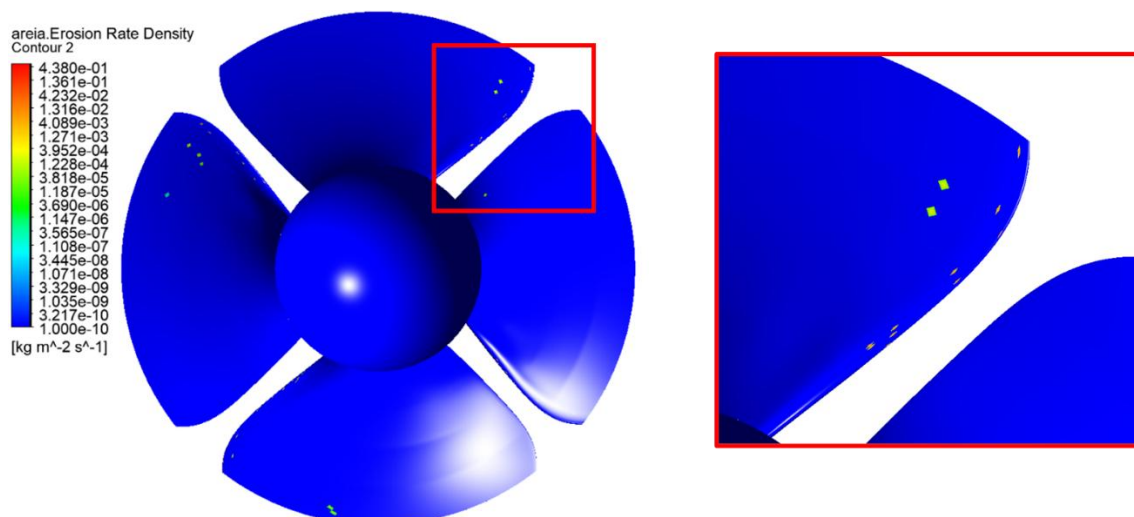


Figura 7.11 - Erosão nos componentes do rotor da turbina axial vista posterior.

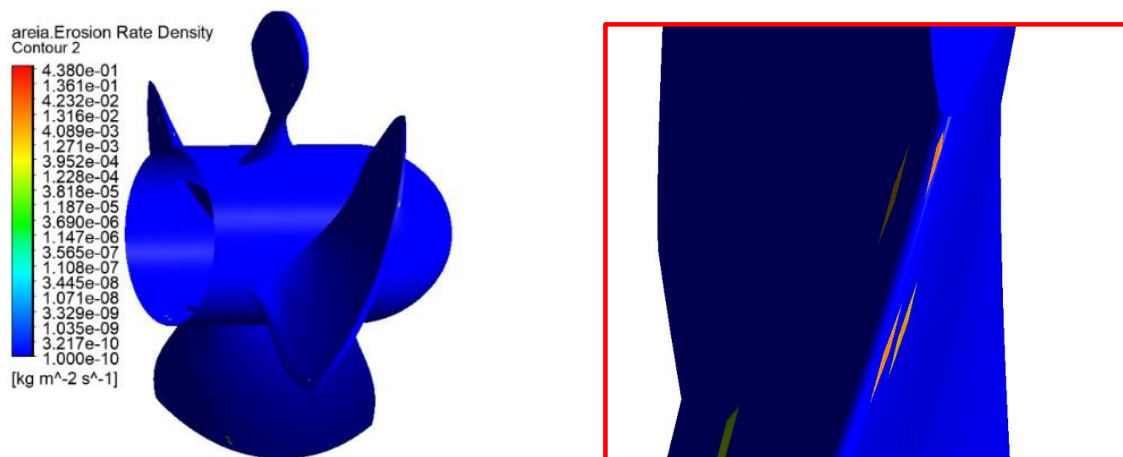


Figura 7.12 - Erosão nos componentes do rotor da turbina axial vista isométrica.

Os resultados da simulação de erosão por impacto na turbina axial também podem ser analisados em função do tempo de operação. Dessa maneira, é possível avaliar a evolução progressiva dos danos nos diferentes componentes da turbina, evidenciando o aumento gradual da intensidade e da extensão das regiões afetadas. A Figura 7.13 apresenta essa evolução ao longo do tempo, permitindo identificar as zonas mais críticas e compreender o comportamento do processo erosivo durante a operação contínua do equipamento.

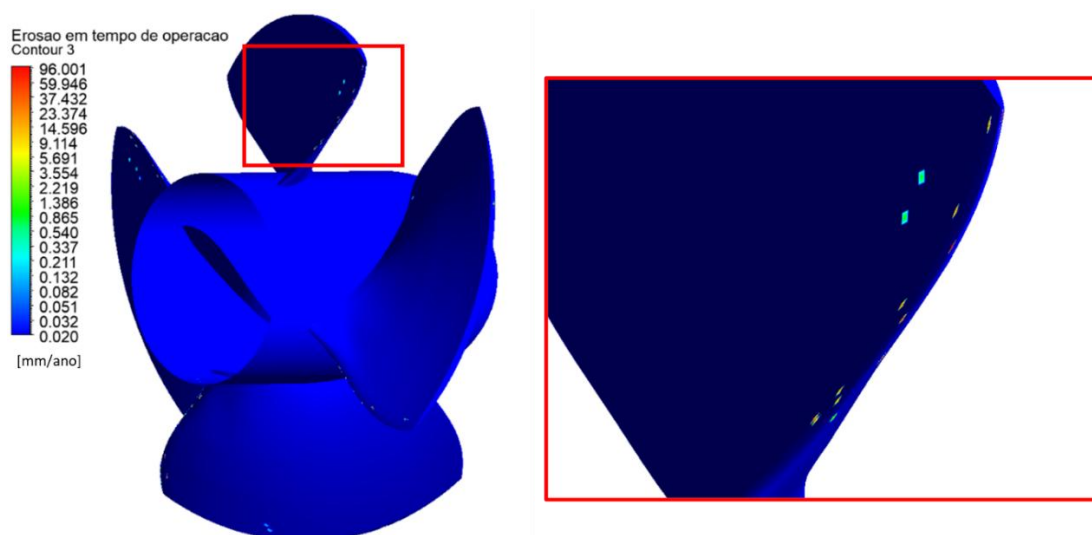


Figura 7.13 - Erosão nos componentes do rotor da turbina axial no tempo de operação vista isométrica.

7.4 EROSÃO COMBINADA CAVITAÇÃO E POR SEDIMENTOS

A atuação simultânea da cavitação e da erosão por partículas sólidas intensifica o processo de degradação da turbina, resultando em danos de maior magnitude. Observa-se que esses dois mecanismos não incidem nos mesmos pontos, a cavitação

manifesta-se preferencialmente no extradorso das pás, onde há condições de baixa pressão que favorecem a formação e o colapso de bolhas, enquanto a erosão por partículas se concentra em regiões específicas do intradorso e nas proximidades da ogiva, em função do maior ângulo de incidência e da elevada energia cinética das partículas transportadas pelo escoamento. A análise comparativa demonstra que a superposição desses efeitos contribui para ampliar as áreas afetadas e acelerar o processo de deterioração do conjunto hidráulico, como evidenciado na Figura 7.14.

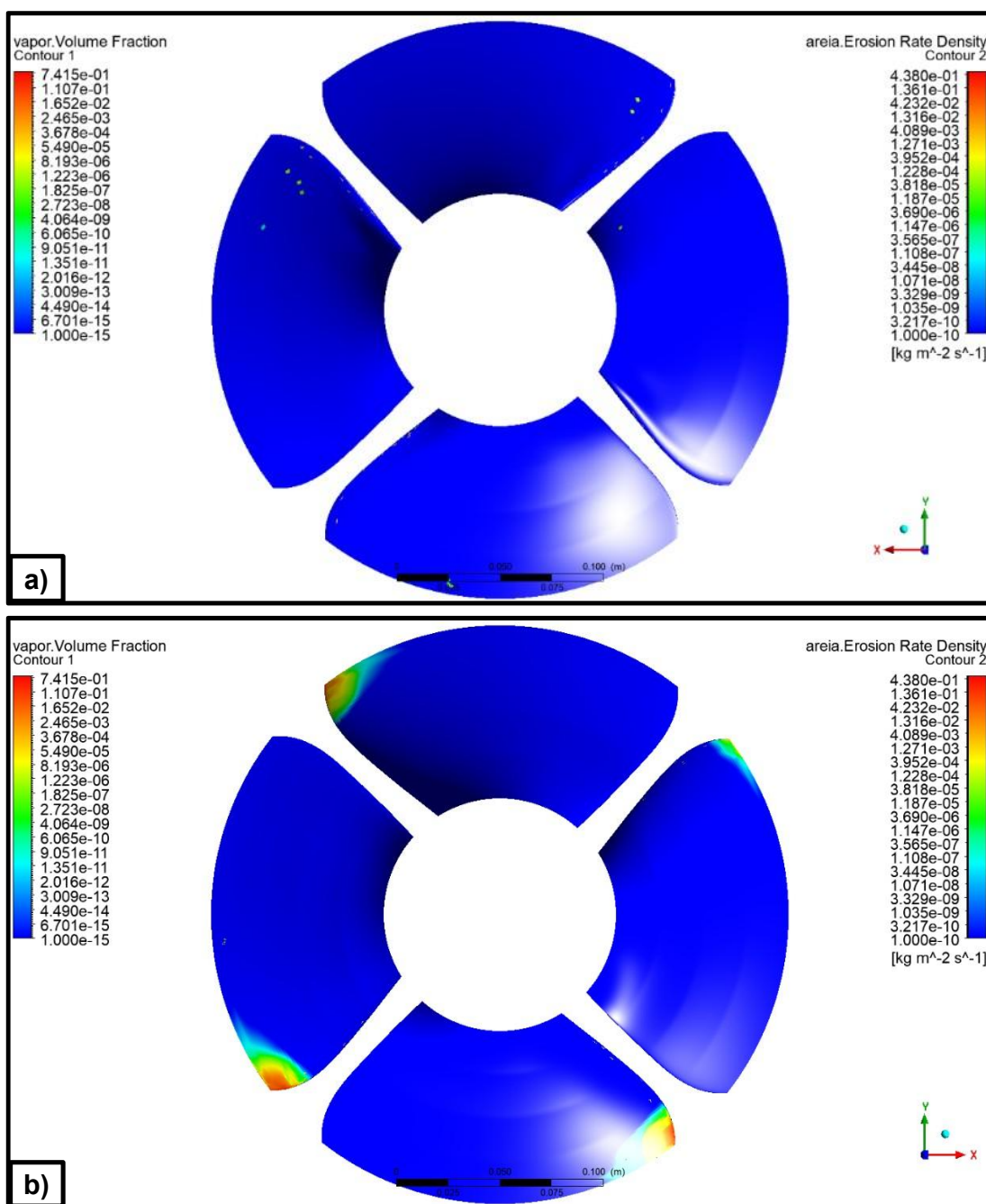


Figura 7.14 - Combinação dos efeitos de erosão nas pás do rotor; a) Intradorso das pás do rotor. b) Extradorso das pás do rotor.

No intradorso das pás não foram identificados efeitos significativos de cavitação, verificando-se apenas o desgaste decorrente do impacto das partículas sólidas. Em contrapartida, no extradorso observou-se a ocorrência predominante de cavitação, acompanhada apenas por pontos isolados de erosão por sedimentos, os quais se mostraram de menor relevância em comparação ao efeito cavitante.

8 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Com base nos dados de projeto disponibilizados por Souza (1988), foi possível desenvolver um modelo numérico de uma turbina axial de ultra-baixa queda, o qual pôde ser comparado com resultados experimentais previamente obtidos. A utilização das curvas auxiliares permitiu traçar a curva de colina, em que os pontos experimentais foram correlacionados aos valores de rendimento. Observou-se que os resultados provenientes da simulação numérica apresentaram boa concordância com os dados de ensaio, revelando perfis semelhantes de comportamento operacional. Essa proximidade evidencia a consistência e a confiabilidade do modelo numérico adotado, o que válida a metodologia empregada.

Em um segundo momento, foi realizada a modelagem do escoamento multifásico para avaliar a ocorrência de cavitação e a influência do número de cavitação no desempenho da turbina. De forma clara que a redução do número de cavitação intensifica o fenômeno, confirmando tendências já discutidas por Brennen (1995), que descreveu os efeitos da cavitação em forma de vórtices na região da ponta das pás.

A análise também contemplou a atuação das partículas sólidas no escoamento. Os resultados mostraram que os maiores impactos erosivos ocorrem nas áreas de maior concentração de energia cinética, corroborando observações semelhantes às de Kang *et al.* (2024), que identificaram regiões críticas de erosão por impacto de partículas, bem como as análises de Arora, Kumar e Singal (2024), que relatam danos associados à interação fluido-partícula em turbinas hidráulicas.

A simulação do escoamento trifásico, considerando a água como fase contínua e o vapor d'água e as partículas sólidas como fases dispersas, permitiu verificar que a cavitação e a erosão por partículas se manifestam em zonas distintas do rotor. Entretanto, observou-se que, à medida que a erosão avança nas regiões de maior solicitação energética do intradorso, ocorre uma alteração perceptível nos perfis aerodinâmicos das pás, o que pode favorecer o surgimento de cavitação em áreas onde inicialmente não havia evidências desse fenômeno.

Para minimizar os danos e prolongar a vida útil das turbinas axiais de ultra-baixa queda, tem que esses equipamentos sejam projetados para operar fora das zonas cavitantes, privilegiando condições próximas a um ponto de operação específico ou com reduzida variação de carga. Essa estratégia permite reduzir a

intensidade do fenômeno de cavitação e, conseqüentemente, os impactos erosivos associados.

Em locais onde o leito apresenta concentrações significativas de sedimentos, mesmo a escolha de materiais com maior resistência à abrasão e à erosão não elimina totalmente os efeitos do desgaste. Nessas situações, a turbina precisa trabalhar não apenas sob a ação dos impactos particulados, mas também sob a influência da cavitação, o que contribui para a redução da durabilidade do conjunto hidráulico. O emprego de turbinas projetadas para operar em faixas mais amplas de regime, capazes de se adaptar às variações de carga e de vazão, mitigando a atuação simultânea de cavitação e erosão.

Os resultados obtidos e das observações feitas neste estudo, se tem caminhos importantes para trabalhos futuros. Entre eles, destaca-se a análise da influência da variação na concentração de partículas sólidas no fluido, permitindo avaliar como diferentes níveis de carga sedimentar afetam o padrão e a intensidade do desgaste erosivo nos componentes hidráulicos. Além disso, estudos adicionais podem ser conduzidos para investigar modificações geométricas nas pás ou na estrutura da turbina como forma de mitigar os efeitos da erosão por sedimentos. Alterações no perfil hidrodinâmico podem oferecer soluções promissoras para reduzir a incidência de impactos críticos. Ainda no campo da cavitação, recomenda-se uma investigação mais ampla de sua ocorrência ao longo de toda a faixa de operação da turbina, analisando diferentes regimes de rotação e carga, o que poderá fornecer subsídios para o desenvolvimento de estratégias otimizadas de controle e mitigação desse fenômeno. Essas frentes de pesquisa representam oportunidades para aprimorar o desempenho e a durabilidade de turbinas hidráulicas operando em ambientes com desafios de erosão dos seus componentes, como presença de sólidos em suspensão e regimes de cavitação.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANSYS. **Better Particle Erosion Fluid Dynamics Modeling in Ansys Fluent**. Blog técnico, 2017. Disponível em: ANSYS. Acesso em: 30 ago. 2025.

ANSYS, Inc. **Ansys CFX-Solver Theory Guide**. United States, 2024 R1. In: Ansys Release Documentation, Ansys Release 2024.

ASTM INTERNATIONAL. **ASTM G76-18** — Standard Test Method for Conducting Erosion Tests by Solid Particle Impingement Using Gas Jets. West Conshohocken, 2018.

BRENNEN, Christopher Earls. **Cavitation and Bubble Dynamics**. New York: Oxford University Press, 1995.

BUDICH, Bernd; SCHMIDT, Steffen J.; ADAMS, Nikolaus A. Numerical simulation and analysis of condensation shocks in cavitating flow. **Journal of Fluid Mechanics**, Cambridge, v. 838, p. 759–813, 2018. DOI: 10.1017/jfm.2017.882.

CELIK, Ismail B.; GHIA, Urmila; ROACHE, Patrick J.; FREITAS, Christopher J.; COLEMAN, Hugh W.; RAAD, Peter E. Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications. **Journal of Fluids Engineering**, v. 130, n. 7, 078001, 2008. DOI: 10.1115/1.2960953.

CHEN, Jian; YANG, Hongxing; LIU, C. P.; LAU, C. H.; LO, Min-Hui. A novel vertical axis water turbine for power generation from water pipelines. **Energy**, v. 54, p. 184–193, 2013. DOI: 10.1016/j.energy.2013.01.064.

ELTOBGY, Mohamed S.; NG, Eu-Gene; ELBESTAWI, Mohamed A. *Finite element modeling of erosive wear*. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, v. 45, n. 11, p. 1337–1346, 2005. DOI: 10.1016/j.ijmachtools.2005.01.007.

FENG, Jianjun; ZHAO, Nannan; ZHU, Guojun; WU, Guangkuan; LI, Yunzhe; LUO, Xingqi. Cavitation identification in a hydraulic bulb turbine based on vibration and pressure fluctuation measurements. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 208, art. 111042, 2024. DOI: 10.1016/j.ymsp.2023.111042.

FOX, Robert W.; MCDONALD, Alan T.; PRITCHARD, Philip J. **Introduction to Fluid Mechanics**. 8. ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2011.

FRANC, Jean-Pierre; MICHEL, Jean-Marie. **Fundamentals of Cavitation**. Dordrecht: Springer, 2004. (Fluid Mechanics and Its Applications; v. 76). DOI: 10.1007/1-4020-2233-6.

GAVAISES, Manolis; VILLA, Fabio; KOUKOUVINIS, Phoevos K.; MARENGO, Marco; FRANC, Jean-Pierre. Visualisation and LES simulation of cavitation cloud formation and collapse in an axisymmetric geometry. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 68, p. 14–26, 2015. DOI: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2014.09.008.

GHENAIET, Adel. *Study of particle dynamics through a Kaplan stage*. In: EUROPEAN CONFERENCE ON TURBOMACHINERY – FLUID DYNAMICS & THERMODYNAMICS (ETC15), 15., 2023, Budapest. **Proceedings**... Brussels: Euroturbo, 2023. Paper ETC2023-121. DOI: 10.29008/ETC2023-121.

GNANASKANDAN, Aswin; MAHESH, Krishnan. A numerical method to simulate turbulent cavitating flows. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 70, p. 22–34, 2015. DOI: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2014.11.009.

GÜLICH, Johann Friedrich. **Centrifugal Pumps**. 2. ed. Berlin; Heidelberg: Springer, 2010.

HANKELN, Fabian; RIEDELBAUCH, Stefan. Comparison of different models for determination of erosion wear in centrifugal pumps. In: EUROPEAN CONFERENCE ON TURBOMACHINERY – FLUID DYNAMICS & THERMODYNAMICS (ETC13), 13., 2019, Lausanne. **Proceedings**. Brussels: Euroturbo, 2019. Paper ETC2019-037. DOI: 10.29008/ETC2019-037.

SADREHAGHIGHI, Ideen (adaptador e editor). **Turbomachinery of Gas Turbines in CFD**. *CFD Open Series*, report n. 2.80, Annapolis, MD, jan. 2023.

IEC – International Electrotechnical Commission. **IEC 60193:2019** – Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines — Model acceptance tests. 3. ed. Geneva: IEC, Apr. 2019. Ed. 3.0 b.

IEC – International Electrotechnical Commission. **IEC 62364:2019** – Hydraulic machines – Guidelines for dealing with hydro-abrasive erosion in Kaplan, Francis, and Pelton turbines. Geneva: IEC, Mar. 2019. Edition 2.0.

JAVAHERI, Vahid; PORTER, David; KUOKKALA, Veli-Tapani. Slurry erosion of steel – Review of tests, mechanisms and materials. **Wear**, v. 408–409, p. 248–273, 2018. DOI: 10.1016/j.wear.2018.05.010.

KANG, Can; ZHANG, Minghui; XU, Hong-liang; ZHANG, Qing; LI, Cai-E. Erosive Wear Caused by Large Solid Particles Carried by a Flowing Liquid: A Comprehensive Review. **Processes**, v. 12, n. 6, art. 1150, 2024. DOI: 10.3390/2227-9717/12/6/1150.

MA, Yue; QIAN, Bing; FENG, Zhiguo; WANG, Xuan; SHI, Guangtai; LIU, Zongku; LIU, Xiaobing. *Flow behaviors in a Kaplan turbine runner with different tip clearances*. **Advances in Mechanical Engineering**, v. 13, n. 5, art. 1423, p. 1–15, 2021. DOI: 10.1177/16878140211015879.

IOVĂNEL, Raluca Gabriela; DEHKHARQANI, Arash Soltani; BUCUR, Diana Maria; CERVANTES, Michel José. Numerical Simulation and Experimental Validation of a Kaplan Prototype Turbine Operating on a Cam Curve. **Energies**, Basel, v. 15, n. 11, art. 4121, 2022. DOI: 10.3390/en15114121.

MENTER, F. R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. **AIAA Journal**, v. 32, n. 8, p. 1598–1605, ago. 1994. DOI: 10.2514/3.12149.

MOIN, Parviz; MAHESH, Krishnan. Direct numerical simulation: a tool in turbulence research. **Annual Review of Fluid Mechanics**, v. 30, p. 539–578, 1998. DOI: 10.1146/annurev.fluid.30.1.539.

ARORA, Naman; KUMAR, Arun; SINGAL, Sunil Kumar. Hydro-abrasive erosion in Kaplan turbines: a case study. **Journal of Hydroinformatics**, v. 26, n. 9, p. 2251–2260, set. 2024. DOI: 10.2166/hydro.2024.096.

NECKER, Jörg; ASCHENBRENNER, Thoma; MOSER, Winfried. Cavitation in a bulb turbine. *In*: INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON CAVITATION (CAV2009), 7., 2009, ANN ARBOR, MICHIGAN, USA. **Proceedings...** Ann Arbor: CAV2009, 2009. Paper n. 91, p. 1–7.

NORTON, Robert L. **Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. 1055 p.

OKA, Y. I.; OKAMURA, K.; YOSHIDA, T. Practical estimation of erosion damage caused by solid particle impact: Part 1 – Effects of impact parameters on a predictive equation. **Wear**, v. 259, n. 1–6, p. 95–101, jul. 2005. DOI: 10.1016/j.wear.2005.01.039.

PARK, Jeongbin; MANGANO, Marco; SERAJ, Sabet; PACINI, Bernardo; LIAO, Yingqian; KNIGHT, Bradford G.; NAIK, Kartik; MAKI, Kevin J.; MARTINS, Joaquim R. R. A.; SUN, Jing; PAN, Yulin. CFD-based design optimization of a 5 kW ducted hydrokinetic turbine with practical constraints. **arXiv preprint** arXiv:2411.13492, 2024. DOI: 10.48550/arXiv.2411.13492.

PŘÍHODA, Jaromír; STRAKA, Petr; ŠIMURDA, David; ŠIDLOF, Petr; LEPIČOVSKÝ, Jan. Hybrid LES/RANS Simulations of Compressible Flow in a Linear Cascade of Flat Blade Profiles. **Journal of Thermal Science**, v. 33, n. 5, p. 1839–1850, 2024. DOI: 10.1007/s11630-024-1995-z.

PIOMELLI, Ugo. Large-eddy simulation: achievements and challenges. **Progress in Aerospace Sciences**, v. 35, n. 4, p. 335–362, 1999. DOI: 10.1016/S0376-0421(98)00014-1.

QUARANTA, Emanuele; BAHREINI, Amir; RIASI, Alireza; REVELLI, Roberto. The Very Low Head Turbine for hydropower generation in existing hydraulic infrastructures: state of the art and future challenges. **Sustainable Energy Technologies and Assessments**, v. 51, art. 101924, 2022. DOI: 10.1016/j.seta.2021.101924.

RAI, Anant K.; KUMAR, Arun. Analyzing hydro-abrasive erosion in Kaplan turbine: a case study from India. **Journal of Hydrodynamics**, v. 28, n. 5, p. 863–872, out. 2016. DOI: 10.1016/S1001-6058(16)60687-X.

RAKIBUZZAMAN, Md; KIM, Hyoung-Ho; KIM, Kyungwuk; SUH, Sang-Ho; KIM, Kyung Yup. Numerical Study of Sediment Erosion Analysis in Francis Turbine. **Sustainability**, v. 11, n. 5, art. 1423, 2019. DOI: 10.3390/su11051423.

RUFF, A. W.; WIEDERHORN, S. M. Erosion by solid particle impact – NBSIR 78-1575. Gaithersburg: National Bureau of Standards/NIST, 1979. Interim Report.

SAMORA, Irene; HASMATUCHI, Vlad; MÜNCH-ALLIGNÉ, Cécile; FRANCA, Mário J.; SCHLEISS, Anton J.; RAMOS, Helena M. Experimental characterization of a five blade tubular propeller turbine for pipe inline installation. **Renewable Energy**, v. 95, p. 356–366, 2016. DOI: 10.1016/j.renene.2016.04.023.

SEDLÁŘ, Milan; KOUTNÝ, Antonín; KRÁTKÝ, Tomáš; KOMÁREK, Michal; FULÍN, Martin. Assessment of Cavitation Erosion Using Combined Numerical and Experimental Approach. **Fluids**, v. 9, n. 11, art. 259, 2024. DOI: 10.3390/fluids9110259.

SHAMSUDDEEN, Mohamed Murshid; PARK, Jungwan; CHOI, Young-Seok; KIM, Jin-Hyuk. Unsteady multi-phase cavitation analysis on the effect of anti-cavity fin installed on a Kaplan turbine runner. **Renewable Energy**, v. 162, p. 861–876, 2020. DOI: 10.1016/j.renene.2020.08.100.

SOUZA, Z. *Relatórios de teste e operação da turbina hidráulica tipo tubo da MEP*. Relatório interno, UNIFEI, Itajubá, MG, 1989.

SOCIEDADE NACIONAL DE TERAPIA POR ONDAS DE CHOQUE (SNTOC). *Conheça nossos eventos*. [S. l.], 2018.

SZLIVKA, Ferenc; HETYEI, Csaba; FEKETE, Gusztáv; MOLNÁR, Ildikó. Comparison of Mixing Plane, Frozen Rotor, and Sliding Mesh Methods on a Counter-Rotating Dual-Rotor Wind Turbine. **Applied Sciences**, v. 13, n. 15, art. 8982, 2023. DOI: 10.3390/app13158982.

TABAKOFF, Warren; HUSSEIN, M. Fathy. Effect of suspended solid particles on the properties in cascade flow. **AIAA Journal**, v. 9, n. 8, p. 1514–1519, ago. 1971. DOI: 10.2514/3.49954

THOMA, Morgan L.; LONGEST, P. Worth. Evaluation of the Polyhedral Mesh Style for Predicting Aerosol Deposition in Representative Models of the Conducting Airways. **Journal of Aerosol Science**, v. 159, art. 105851, jan. 2022. DOI: 10.1016/j.jaerosci.2021.105851.

UDDIN, Mohammad Nasim; GAO, Yang; AKANGAH, Paul M. Computational Fluid Dynamics Simulation on Blade Geometry of Novel Axial Flow Turbine for Wave Energy Extraction. **Energies**, v. 17, n. 14, art. 3602, 2024. DOI: 10.3390/en17143602.

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

VINAGRE, Marco Valério de Albuquerque; BLANCO, Claudio José Cavalcante; MESQUITA, André Luiz Amarante; LIMA, Alberto Carlos de Melo; BELLO, Leonardo Augusto Lobato. Otimização do uso de turbinas axiais em pequenas centrais hidrelétricas da Amazônia. **Revista Brasileira de Recursos Hídricos**, Porto Alegre, v. 21, n. 1, p. 88–98, jan./mar. 2016. DOI: 10.21168/rbrh.v21n1.p88-98.

WHITE, Frank M. **Fluid Mechanics**. 8. ed. New York: McGraw-Hill Education, 2016. ISBN 978-0-07-339827-3.

WILCOX, David C. **Turbulence Modeling for CFD**. 3. ed. La Cañada Flintridge: DCW Industries, 2006. ISBN 978-1-928729-08-2.

WU, Chung-Hua. A general theory of steady three-dimensional flow of a non-viscous fluid in subsonic and supersonic turbomachines of axial-, radial-, and mixed-flow types. Washington: NACA Technical Note 2604, Jan. 1952. 93 p.

YE, Changliang; VAN ESCH, Bart P.M. Study of hydrofoil boundary layer transition using different turbulence models. *In: IAHR 2019, IOP CONFERENCE SERIES: EARTH AND ENVIRONMENTAL SCIENCE*, v. 405, art. 012025, 2019. DOI: 10.1088/1755-1315/405/1/012025.

XIE, Chuanliu; ZHANG, Cheng; FU, Tenglong; ZHANG, Tao; FENG, Andong; JIN, Yan. Numerical Analysis and Model Test Verification of Energy and Cavitation Characteristics of Axial Flow Pumps. **Water**, v. 14, n. 18, art. 2853, 2022. DOI: 10.3390/w14182853.

YAN, Dandan; CHEN, Shuqiang; REN, Peng; ZHAO, Weiqiang; CHEN, Xiaobin; LIU, Chengming; ZHOU, Lingjiu; WANG, Zhengwei. Vibration and Flow Characteristics of a 200 MW Kaplan Turbine Unit under Off-Cam Conditions. **Machines**, Basel, v. 12, n. 8, art. 586, 2024. DOI: 10.3390/machines12080586.

YOUNOUSSI, Somaya; ETTAOUIL, Abdeslem. *Calibration method of the $k-\omega$ SST turbulence model for wind turbine performance prediction near stall condition*. **Heliyon**, v. 10, n. 1, art. e24048, 15 jan. 2024. DOI: 10.1016/j.heliyon.2024.e24048.

ZWART, Philip J.; GERBER, A. G.; BELAMRI, Thabet. A two-phase flow model for predicting cavitation dynamics. *In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON MULTIPHASE FLOW (ICMF)*, 5., 2004, Yokohama. **Proceedings**... Paper No. 152, 2004.