

**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA “JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
FACULDADE DE ENGENHARIA
CAMPUS DE ILHA SOLTEIRA**

DANIEL MARCOS MUSETI

**INSERÇÃO DE GERADORES DE VÓRTICES LONGITUDINAIS PARA
A MITIGAÇÃO DO VÓRTICE DE CORDA EM UMA TURBINA
HIDRÁULICA DO TIPO FRANCIS**

Ilha Solteira

2023

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DANIEL MARCOS MUSETI

**INSERÇÃO DE GERADORES DE VÓRTICES LONGITUDINAIS PARA
A MITIGAÇÃO DO VÓRTICE DE CORDA EM UMA TURBINA
HIDRÁULICA DO TIPO FRANCIS**

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira – UNESP como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre. Especialidade: Ciências Térmicas.

Nome do orientador
Prof. Dr. Leandro Oliveira Salviano

Ilha Solteira

2023

FICHA CATALOGRÁFICA
Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

M986i Museti, Daniel Marcos.
Inserção de geradores de vórtices longitudinais para a mitigação do vórtice de corda em uma turbina hidráulica do tipo Francis / Daniel Marcos Museti. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2023
125 f. : il.

Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Ciências Térmicas, 2023

Orientador: Leandro Oliveira Salviano
Inclui bibliografia

1. Turbina hidráulica Francis. 2. Vórtice de corda. 3. Geradores de vórtices.
5. CFD.

Raiane da Silva Santos
Raiane da Silva Santos



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA

Câmpus de Ilha Solteira

CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

TÍTULO DA DISSERTAÇÃO: Inserção de geradores de vórtices longitudinais para a mitigação do vórtice de corda em uma turbina hidráulica do tipo Francis.

AUTOR: DANIEL MARCOS MUSETI

ORIENTADOR: LEANDRO OLIVEIRA SALVIANO

Aprovado como parte das exigências para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica, área: Ciências Térmicas pela Comissão Examinadora:

Prof. Dr. LEANDRO OLIVEIRA SALVIANO (Participação Presencial)
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira - UNESP

Prof. Dr. ALUISIO VIAIS PANTALEÃO (Participação Presencial)
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira - UNESP

Aluisio Viais
Pantaleao:
24718677823

Digitalmente assinado por: Aluisio
Viais Pantaleao:24718677823
E-mail: aluisio.pantaleao@unesp.br
Data: 2023/04/14 15:15:46 -03'00'

Prof. Dr. PAULO EDUARDO BATISTA DE MELLO (Participação Virtual)
Departamento de Engenharia Mecânica / Universidade de São Paulo - USP

Ilha Solteira, 15 de fevereiro de 2023

Dedico este trabalho
de modo especial, à minha família.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus, por me dar essa oportunidade e por me dar forças para realizar o Mestrado em Engenharia Mecânica na UNESP - Ilha Solteira e por estar comigo em todo o tempo.

Agradeço minha família por estar sempre me apoiando e me dando incentivos de todas as maneiras, eu amo muito vocês. Aos meus pais Yara e Reinaldo, por sonharem este sonho junto comigo, por aguentarem junto comigo nos momentos de saudade, e sempre me motivando e dando injeções de ânimo. À minha irmã Nicole que sempre me inspira com seu jeito, a ser uma pessoa melhor, e também à sua maneira me motiva e torce por mim.

Agradeço ao meu orientador, Leandro, pelos grandes ensinamentos, direcionamentos e todo apoio no desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço à banca de defesa pela participação e contribuição para melhoria do trabalho.

Agradeço também a todos os professores e funcionários da universidade que colaboraram, de alguma forma neste trabalho também.

Agradeço aos meus companheiros de pesquisa, Rafael e Henrique, por todos os aprendizados juntos e também pela amizade que temos.

Agradeço a todos os colegas do departamento que tive o privilégio de vivenciar junto esses anos, podendo dividir sala e aprender muito com eles. Agradeço aos meus amigos, que foram importantes demais nesses anos, sempre apoiando, motivando e foram essenciais.

E também agradeço a Rúbia, uma pessoa especial que colaborou de muitas maneiras durante o desenvolvimento deste trabalho e também comemorou esta conquista.

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001.

“Em todo o espaço há energia...é (só) uma questão de tempo até que os homens tenham êxito em associar seus mecanismos ao aproveitamento desta energia.”

Nikola Tesla

RESUMO

No Brasil a energia hidrelétrica tem sido usada como a principal fonte para a geração de eletricidade, fornecendo energia continuamente à rede elétrica. Paralelamente, a demanda por fontes de energias renováveis vem substancialmente crescendo nos últimos anos em decorrência das crescentes preocupações com as mudanças climáticas devido ao uso excessivo de combustíveis fósseis. Algumas destas energias renováveis como a energia solar e eólica, por exemplo, são consideradas como fontes de energias intermitentes, podendo gerar instabilidades na rede elétrica de distribuição. Além da produção de eletricidade, as turbinas hidráulicas fornecem estabilidade à rede devido à sua rápida resposta às mudanças na demanda e flexibilidade para operar em uma variedade de condições operacionais, tornando-a ideal para uso como modulador de rede, evitando a falta ou a sobrecarga no fornecimento de eletricidade. Neste sentido, com o avanço da tecnologia de modelagem computacional (CFD), o projeto de turbinas hidráulicas tem permitido a avaliação do escoamento sob diferentes condições de operação, identificando, ainda na fase de projeto, fenômenos como o vórtice de corda no tubo de descarga, que são responsáveis por muitas características operacionais indesejáveis, incluindo redução de eficiência, ruído, vibrações, variações na potência de saída, e pulsações de pressão no tubo de descarga e conduto forçado. Esta ferramenta numérica não era uma realidade para as usinas hidrelétricas instaladas no Brasil em meados da década de 70, onde o desenvolvimento era essencialmente empírico e analítico. Desta forma, o objetivo deste trabalho é investigar a possibilidade de mitigação do vórtice de corda em uma turbina hidráulica *benchmarking* do tipo Francis apresentada no *Workshop Francis-99*, considerando a inserção de dispositivos passivos do tipo geradores de vórtices sobre o perfil da pá do rotor. Foi adotada uma modelagem considerando a periodicidade do rotor e palhetas direcionadoras móveis para reduzir o custo computacional. O escoamento é considerado incompressível e turbulento, e uma abordagem inicial foi feita considerando o regime estacionário e posteriormente a configuração mais promissora na mitigação do vórtice de corda foi submetida ao regime transitório para comparação. As condições de operação PL (*Partial Load*), BEP (*Best Efficiency Point*) e HL (*High-Load*) foram investigadas. A inserção de geradores de vórtices sobre as pás de um rotor de uma turbina Francis permitiu a mitigação do vórtice de corda no tubo de descarga. A mitigação do vórtice de corda com a inserção

de geradores de vórtices provocou redução na eficiência da turbina hidráulica em todas as configurações e condições, mas com a análise dos parâmetros e resultados foi possível minimizar essa queda na eficiência e, para a maioria dos casos, obter um ligeiro acréscimo no torque. Os resultados qualitativos no regime transitório mostram que as mudanças no vórtice de corda foram sutis quando comparadas aos resultados do regime estacionário, permitindo concluir que para uma análise inicial de mitigação do vórtice de corda o regime estacionário se mostra razoavelmente satisfatório. Apesar da inserção dos geradores de vórtices no rotor ocasionarem uma perda na eficiência, estes dispositivos passivos modificam a dinâmica do escoamento mitigando o vórtice de corda e, possivelmente, melhorando a estabilidade operacional da turbina hidráulica, podendo assim evitar a necessidade de uma completa substituição das turbinas.

Palavras-chave: turbina hidráulica Francis; vórtice de corda; geradores de vórtices; CFD.

ABSTRACT

In Brazil, hydroelectric power has been used as the main source for the generation of electricity, continuously supplying energy to the electrical grid. At the same time, the demand for renewable energy sources has been growing substantially in recent years as a result of growing concerns about climate change due to the excessive use of fossil fuels. Some of these renewable energies such as solar and wind energy, for example, are considered intermittent sources of energy, which can generate instabilities in the electrical distribution network. In addition to producing electricity, hydraulic turbines provide grid stability due to their quick response to changes in demand and flexibility to operate in a variety of operating conditions, making them ideal for use as a grid modulator, preventing fault or overload in the supply of electricity. In this sense, with the advancement of computer modeling technology (CFD), the design of hydraulic turbines has allowed the evaluation of the flow under different operating conditions, identifying, even in the design phase, phenomena such as the vortex rope in the draft tube, which are responsible for many undesirable operating characteristics, including reduced efficiency, noise, vibrations, variations in output power, and pressure pulsations in the draft tube and penstock. This numerical tool was not a reality for the hydroelectric plants installed in Brazil in the mid-1970s, where development was essentially empirical and analytical. Thus, the objective of this work is to investigate the possibility of mitigating the vortex rope in a Francis-type benchmarking hydraulic turbine presented at the Francis-99 Workshop, considering the insertion of passive devices such as vortex generators on the rotor blade profile. The rotor periodicity and moving vanes were adopted to reduce the computational cost. The flow is considered incompressible and turbulent and an initial approach was made considering the steady state and then the most promising configuration in string vortex mitigation was submitted to the transient regime for comparison. The operating conditions PL (Partial Load), BEP (Best Efficiency Point) and HL (High-Load) were investigated. The insertion of vortex generators on the rotor blades of a Francis turbine allowed the mitigation of the rope vortex in the discharge tube. The mitigation of the string vortex with the insertion of vortex generators caused a reduction in the efficiency of the hydraulic turbine in all configurations and conditions, but with the analysis of the parameters and results it was possible to minimize this drop in efficiency and for most cases to obtain a slight increase in torque. The qualitative results in the transient

regime show that the changes in the chord vortex were subtle when compared to the steady-state results, allowing to conclude that for an initial analysis of chord vortex mitigation the steady-state regime is reasonably satisfactory. Although the insertion of vortex generators in the rotor caused a loss in efficiency, it allowed a change in the flow sufficient to mitigate the rope vortex and possibly improve the operational stability of the turbine and consequently of the plant, thus avoiding the need for a complete replacement of the turbines.

Keywords: Francis hydraulic turbine; vortex rope; vortex generators; CFD.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Fontes de energia no contexto global dos últimos anos.....	17
Figura 2: Geração de eletricidade a partir de diversas fontes no Brasil.	18
Figura 3: Esquema de usina hidrelétrica.	19
Figura 4: Faixa de aplicação da turbina hidráulica do tipo Francis.....	20
Figura 5: Evolução das turbinas Francis ao longo dos anos.	21
Figura 6: a) Exemplificação de simulações CFD, (a) Inserção de geometria passiva de intensificação de troca de calor e (b) Análise de escoamento em uma turbina do tipo Francis.....	23
Figura 7: Esquema de turbina Francis em corte.....	28
Figura 8: Triângulo de velocidades na saída do rotor de cada regime de operação.	29
Figura 9: a) Esquema de vórtice de corda. b) Vórtice de corda em PL.	30
Figura 10: a) Vórtice de corda em PL. b) Vórtice de corda em HL.	31
Figura 11: Vórtice de corda na saída do rotor, para os três pontos de operação, PL, BEP, HL, respectivamente.	32
Figura 12: Diferenças do vórtice de corda na saída da pá, nos três estágios de operações: PL, BEP e HL.	33
Figura 13: As diferentes alternativas para injeção de ar.	37
Figura 14: Dispositivo passivo do tipo J-Grooves.....	40
Figura 15: a) Cone do rotor adaptado para a FRUCE b) Cone do rotor com a FRUCE.....	40
Figura 16: a) Cone do rotor. b) Cone do rotor ranhurado em espiral.	41
Figura 17: Perfis dos dispositivos no rotor. a) GV1 com perfil curvado. b) GV2 com perfil retangular.	43
Figura 18: Geometrias e dimensões dos GVs. a) GV curvado e dimensões. b) GV retangular e dimensões.	43
Figura 19: Domínio computacional disponibilizado pela Francis-99.....	49
Figura 20: Domínio computacional.....	50
Figura 21: Domínio computacional e Interfaces.	51
Figura 22: Domínio computacional da voluta.	52
Figura 23: Domínio computacional das pás direcionadoras móveis.....	53
Figura 24: Domínio computacional do conjunto de pás do rotor.	54
Figura 25: Domínio computacional do tubo de descarga.	55
Figura 26: Malha no canal do rotor. a) Vista lateral do canal inteiro. b) Vista aproximada com detalhe das camadas de prismas sobre a superfície da pá.	57
Figura 27: Malhas no tubo de descarga. a) Vista lateral. b) Corte transversal.	58
Figura 28: Vista superior da malha no tubo de descarga. a) Cone e entrada do tubo. b) Malha hexaédrica do tubo.	58
Figura 29: Representação dos vetores normais utilizados para o cálculo do critério de qualidade “Orthogonal quality”.	59
Figura 30: Malha padrão no regime operacional PL com Q-criterion 300 s^{-2}	62
Figura 31: Comparação no regime PL. a) permanente b). Transitório.	63

Figura 32: Critério de Convergência.....	66
Figura 33: Critério de Convergência por análise qualitativa.	66
Figura 34: Comparação de resultados numéricos e experimental para o Torque (T).	68
Figura 35: Comparação de resultados numéricos e experimental para a Eficiência.	68
Figura 36: Geradores de vórtice (GV) na pá do rotor. a) Pá do rotor sem geradores. b) Pá do rotor com geradores com perfis curvado. c) Pá do rotor com geradores com perfis retangular.	69
Figura 37: Linhas para definição dos parâmetros de análise.	76
Figura 38: Parâmetros analisados.....	77
Figura 39: Definição do ângulo de ataque dos dispositivos. a) GV com perfil curvado b) GV com perfil retangular.	78
Figura 40: Resultados de eficiência para as configurações da análise do espaçamento, para o GV1, nos três regimes de operação.	81
Figura 41: Resultados de eficiência para as configurações da análise do espaçamento, para o GV2, nos três regimes de operação.	82
Figura 42: Resultados de eficiência para as configurações da análise do ângulo de ataque, para o GV1, nos três regimes de operação.	84
Figura 43: Resultados de eficiência para as configurações da análise do ângulo de ataque, para o GV2, nos três regimes de operação.	84
Figura 44: Resultados de eficiência para as configurações da análise da quantidade de GVs, para o GV1, nos três regimes de operação.	86
Figura 45: Resultados de eficiência para as configurações da análise da quantidade de GVs, para o GV2, nos três regimes de operação.	86
Figura 46: Vista superior de um conjunto de pá com a pá auxiliar e os geradores de vórtices da configuração 11.	104
Figura 47: Vista lateral de 2 conjuntos de pás com as pás auxiliares e os geradores de vórtices em destaque.	105
Figura 48: Vista lateral do rotor completo com os geradores de vórtices em destaque.	105
Figura 49: Resultados de torque para as configurações 9 e 11 do GV2 e a original, na condição PL.	109
Figura 50: Resultados de torque para as configurações 9 e 11 do GV2 e a original, na condição BEP.	109
Figura 51: Resultados de torque para as configurações 9 e 11 do GV2 e a original, na condição HL.	110

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Parâmetros medidos durante o segundo Workshop.....	48
Tabela 2: Condições de contorno no domínio computacional da voluta.	52
Tabela 3: Condições de contorno no domínio computacional das pás direcionadoras móveis.....	53
Tabela 4: Condições de contorno no domínio computacional do conjunto de pás do rotor.....	54
Tabela 5: Condições de contorno no domínio computacional do tubo de descarga.	55
Tabela 6: Propriedades do refino de malha do rotor e no tubo de descarga.....	59
Tabela 7: Comparação Regime Permanente e Transitório.	61
Tabela 8: Informações das malhas para o GCI.	64
Tabela 9: Resultados de torque e eficiência obtidos nas simulações numérica, para os três regimes de operação.	64
Tabela 10: Resultado do GCI.	65
Tabela 11: Resultados das simulações com os GVs no rotor em PL, BEP e HL.	71
Tabela 12: Q-criterion de 300 s^{-2} dos DP's no rotor em PL.	73
Tabela 13: Q-criterion de 300 s^{-2} dos DP's no rotor em BEP.	74
Tabela 14: Q-criterion de 300 s^{-2} dos GV's no rotor em HL.....	75
Tabela 15: Configurações do GV1 e parâmetros analisados.	79
Tabela 16: Configurações do GV2 e parâmetros analisados.	79
Tabela 17: Resultados da primeira etapa da análise paramétrica, para os dois tipos de GVs, realizada nos três diferentes regimes de operação.	80
Tabela 18: Análise qualitativa do rotor original sem GV e as configurações com GV1, sob os três regimes de operação, utilizando Q-criterion de 300 s^{-2}	89
Tabela 19: Análise qualitativa do rotor original sem GV e as configurações com GV2, sob os três regimes de operação, utilizando Q-criterion de 300 s^{-2}	94
Tabela 20: Resultados da segunda etapa da análise paramétrica, para os dois tipos de GVs, na configuração 10, realizada nos três diferentes regimes de operação.	101
Tabela 21: Análise qualitativa do rotor original sem GV e a configuração 10 do GV1 e GV2, sob os três regimes de operação, utilizando Q-criterion de 300 s^{-2}	102
Tabela 22: Resultados da segunda etapa da análise paramétrica, para os dois tipos de GVs, na configuração 11, realizada nos três diferentes regimes de operação.	107
Tabela 23: Análise qualitativa do rotor original sem GV e a configuração 11 do GV1 e do GV2, sob os três regimes de operação, utilizando Q-criterion de 300 s^{-2}	111
Tabela 24: Resultado da última volta no regime transitório, na condição de operação PL.	114
Tabela 25: Resultado da última volta no regime transitório, na condição de operação BEP.	115
Tabela 26: Resultado da última volta no regime transitório, na condição de operação HL.	116

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

BEP	Ponto ótimo da eficiência
CFD	Dinâmica dos Fluidos Computacional
DP	Dispositivos Passivos
DT	Tubo de Descarga
EIA	Energy Information Administration
FRUCE	Extensão do cone de rotação livre
GCI	Índice de Convergência de Malha
GGI	Interface de Malha Geral
HL	Carga alta
IEC	<i>International Electrotechnical Commission</i>
LES	<i>Large Eddy Simulation</i>
NTNU	Universidade Norueguesa de Ciência e Tecnologia
NVKS	Centro de Energia Hidrelétrica Norueguesa
PL	Carga parcial
RANS	Reynolds-Averaged Navier-Stokes
RMS	Raiz Quadrática Média
RU	Rotor
SH	Capa do rotor
SST	<i>Shear Stress Transport</i>
GV	Gerador de vórtice

LISTA DE SÍMBOLOS LATINOS

$arg_1, arg_2, CD_{k\omega}$	Constantes para as funções de mistura
\vec{A}_i	Vetor normal da face
\vec{C}_i	Vetor do centroide da célula ao centroide das células adjacentes
C_3	Coefficiente de dissipação
\vec{f}_i	Vetor do centroide da célula à cada centroide das faces da célula
F_1, F_2	Funções de mistura para o modelo de turbulência k- ω
g	Aceleração gravitacional [m/s ²]
H	Altura líquida [m]
L_c	Comprimento do núcleo do jato [mm]
L_j	Comprimento do jato efetivo [mm]
N_1, N_2, N_3	Malha Refinada, Intermediária e Grosseira, consequentemente.
P	Pressão [Pa]
P_k	Termo de produção de turbulência [J/kg]
P_{kb}	Termo de produção de flutuabilidade na equação-k [J/kg]
$P_{\omega b}$	Termo de produção de flutuabilidade na equação- ω [J/kg]
Q	Q-criterion [s ⁻²]
\dot{Q}	Vazão Volumétrica [m ³ /s]
r	Distância do fluido até o centro de giro da rotação [m]
S	Tensor de taxa de deformação [s ⁻¹]
t	Tempo [s]
T	Torque [N.m]
U,V,W	Velocidades do fluido [m/s]
y	Distância do primeiro elemento de malha até a parede [m]
z	Diferença de altura entre a entrada da voluta e a saída do tubo de descarga [m]

LISTA DE SÍMBOLOS GREGOS

Ω	Tensor de taxa de rotação [s ⁻¹]
$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \beta', \beta_1, \beta_2, \beta_3$	
$\sigma_1, \sigma_{k1}, \sigma_{k2}, \sigma_{k3}$	Constantes para o modelo de turbulência k- ω
$\sigma_{\omega 1}, \sigma_{\omega 2}, \sigma_{\omega 2}$	
δ	delta de Kronecker [adimensional]
k	Energia cinética turbulenta [J/kg]
μ	Viscosidade dinâmica [kg/m.s]
η	Eficiência da turbina [%]
ρ	Massa específica [kg/m ³]
σ_ρ	Número Schmidt de turbulência [adimensional]
θ	Ângulo [°]
ν	Viscosidade cinemática [m ² /s]
ω	Velocidade angular [rad/s]

LISTA DE SUBÍNDICES

abs	Absoluto
i, j, k	Notação vetorial
t	Turbulência
k	Equação-k do modelo de turbulência
ω	Equação- ω do modelo de turbulência
b	Flutuabilidade
l	Estado de líquido
v	Estado de vapor
m	Axial
1	Entrada
2	Saída

SUMÁRIO

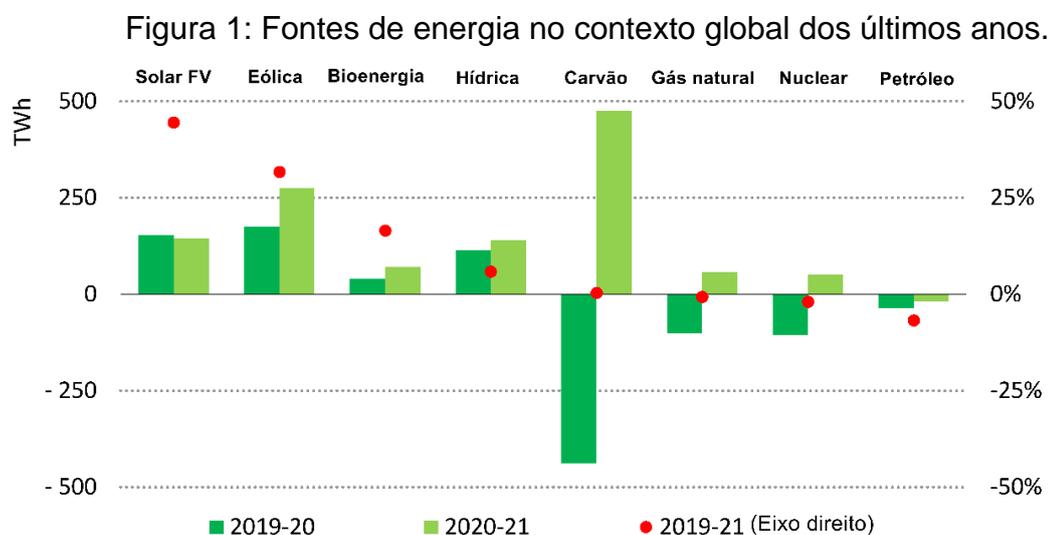
1	INTRODUÇÃO	17
2	OBJETIVOS	25
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	26
3.1	TURBINA HIDRÁULICA DO TIPO FRANCIS	26
3.2	VÓRTICE DE CORDA.....	29
3.3	IDENTIFICAÇÃO DO VÓRTICE DE CORDA.....	31
3.4	INSTABILIDADES GERADAS PELO VÓRTICE DE CORDA.....	35
3.5	TÉCNICAS PARA MITIGAÇÃO DO VÓRTICE DE CORDA.....	36
3.5.1	Método por injeção de fluidos	36
3.5.2	Método por dispositivos passivos	39
3.5.2.1	Dispositivos passivos no rotor	42
4	METODOLOGIA NUMÉRICA	44
4.1	MODELO DE TURBULÊNCIA.....	45
4.2	EQUACIONAMENTO DA EFICIÊNCIA	46
4.3	DOMÍNIO COMPUTACIONAL E CONDIÇÕES DE CONTORNO.....	48
4.4	DISCRETIZAÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL (MALHAS).....	55
4.4.1	Malhas do rotor.....	56
4.4.2	Malhas do tubo de descarga.....	57
4.4.3	Critério de qualidade de malha.....	58
4.5	ABORDAGEM TRANSITÓRIA E ESTACIONÁRIA	60
4.6	ESTUDO DE DENSIDADE DE MALHA.....	63
4.7	VALIDAÇÃO NUMÉRICA	67
5	RESULTADOS	69
5.1	ANÁLISE PARAMÉTRICA.....	76
5.2	PRIMEIRA ETAPA DA ANÁLISE PARAMÉTRICA.....	78
5.2.1	Espaçamento	81

5.2.2	Ângulo de ataque.....	83
5.2.3	Quantidade de geradores de vórtices.....	85
5.3	ANÁLISE DO VÓRTICE DE CORDA	88
5.4	SEGUNDA ETAPA DA ANÁLISE PARAMÉTRICA	100
5.5	ANÁLISE SOB A CONDIÇÃO TRANSITÓRIA	113
6	CONCLUSÕES	117
	REFERÊNCIAS.....	120

1 INTRODUÇÃO

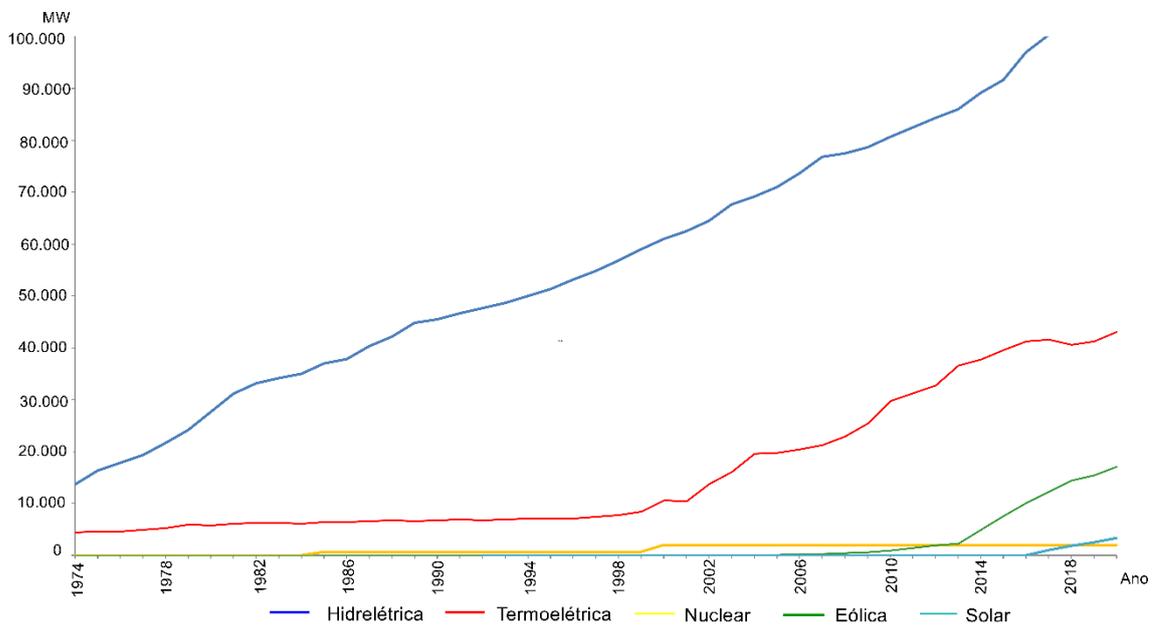
A demanda por fontes de energia renováveis vem substancialmente crescendo nos últimos anos em decorrência, entre outros, de aspectos econômicos e ambientais a necessidade de redução no uso de energia proveniente de fontes não renováveis como o petróleo. Surge a necessidade do aprofundamento nos estudos técnicos sobre fontes de energias renováveis, como: biomassa, eólica, solar e hidráulica e avaliando-se em conjunto com os impactos socioeconômicos e ambientais [1].

No contexto global e atual, no período que enfrentamos a pandemia do COVID-19, nos últimos anos, a demanda global de eletricidade esteve em queda, uma vez que foi restringida a atividade comercial e industrial, como medidas de contenção. Mesmo nesse período, o crescimento recorde de energias renováveis, que forneceu pouco mais da metade do aumento no fornecimento de eletricidade em 2021, liderados por energia eólica e solar fotovoltaica, que em 2020 cresceram 12% e 23%, respectivamente, e pela energia hidráulica que apresentou um crescimento considerável também e a utilização dessa energia e das outras fontes renováveis para geração de eletricidade continuará aumentando pelos próximos anos, conforme projeções do IEA , Figura 1. Com as renováveis em constante crescimento combinado com um declínio na demanda global de eletricidade, colocou as usinas de combustível fóssil e nuclear em uma situação difícil em 2020. A demanda de fontes não renováveis diminuiu mais de 3% [2].



A Figura 2 apresenta um histórico de geração de eletricidade no Brasil entre os anos de 1974 a 2020, obtidos a partir da Empresa de Pesquisa Energética (EPE) que tem a missão de elaborar e publicar o Balanço energético nacional 2021 (BEN) que documenta e divulga, anualmente, extensa pesquisa e a contabilidade relativas à oferta e consumo de energia no Brasil [3]. Como pode ser observado, a energia elétrica a partir das usinas hidrelétricas teve constante crescente na participação da matriz e embora houvesse o crescimento expressivo de outras fontes como eólica e das termoelétricas, permaneceu como a principal fonte de geração de eletricidade.

Figura 2: Geração de eletricidade a partir de diversas fontes no Brasil.

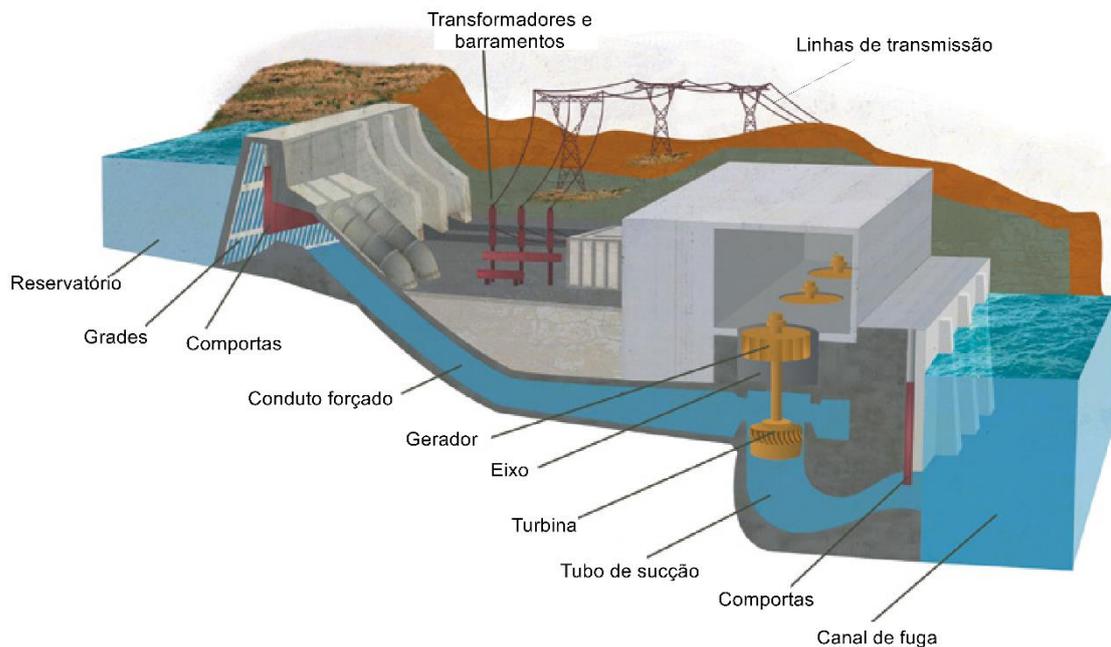


Fonte: BEN, 2021 [3].

As usinas hidrelétricas formadas por um conjunto de obras e equipamentos, são responsáveis pela geração da maior parte de energia elétrica fornecida para a rede de distribuição no Brasil, através do aproveitamento do potencial hidráulico existente em um rio. A forma construtiva das barragens retém a água como reservatórios abertos que proporcionam uma geração relativamente constante através do controle de vazão, regime de operação e sazonalidades do rio, quando é importante acumular a água nas ocasiões de excesso para uso em períodos de escassez, visando suprir aos grupos geradores com as vazões regulada e ordenada, conforme a demanda de energia na rede elétrica.

A Figura 3 mostra um desenho esquemático de uma usina hidrelétrica, onde a água contida no reservatório é conduzida pelo conduto forçado sendo direcionado para as turbinas, depois passando pelo tubo de descarga retorna ao fluxo do rio. Os geradores são acoplados às turbinas e convertem a energia cinética em energia elétrica, com a energia gerada os transformadores elevam a tensão e está pronta para a rede de transmissão.

Figura 3: Esquema de usina hidrelétrica.



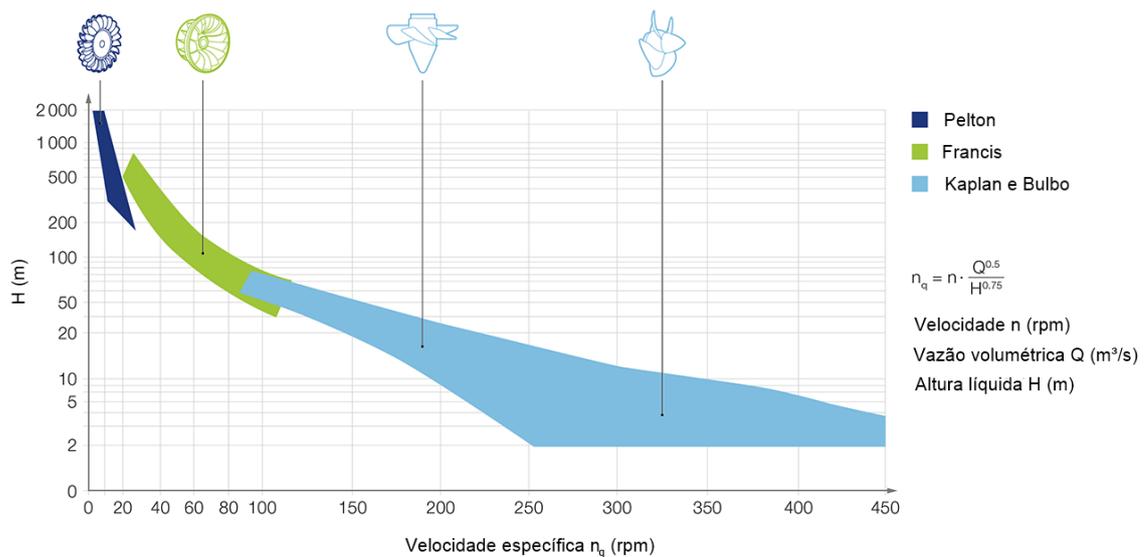
Fonte: Imagem adaptada de Loures e Godinho [4].

O projeto de uma usina hidrelétrica deve considerar o aspecto social e ambiental do local, além disso deve ser feita uma análise sobre as características do local, para definir pontos importantes do projeto, como o tipo de turbina a ser implementado. Existem vários tipos de turbina que se adequam às particularidades dos locais, entre eles, a turbina Pelton, que é uma turbina de impulso, onde jatos de água são dirigidos para as pás. Esse tipo de turbina é operado com altas quedas e vazões baixas. Há também a turbina Kaplan, que pode ser vista como uma hélice girando, extraindo trabalho do escoamento. As turbinas Kaplan normalmente operam com baixas quedas e altas vazões. O terceiro tipo é a turbina Francis, que possui uma ampla faixa de operação em relação às máquinas Pelton e Kaplan. As turbinas Francis e Kaplan são turbinas de reação, impulsionadas pela diferença de pressão das pás

do rotor. A turbina Francis pode ser usada para quedas baixas e altas, dependendo do projeto [5]. Assim, as especificações de altura de queda d'água e vazão, são determinantes para a escolha do tipo de turbina a ser utilizada na planta geradora [6].

A Figura 4 apresenta a faixa de aplicação de cada tipo de turbina dependendo da altura de queda d'água (em metros) e da velocidade específica n_q (em rpm), a partir dos valores de velocidade (rpm), vazão (m^3/s) e altura líquida (m) [7].

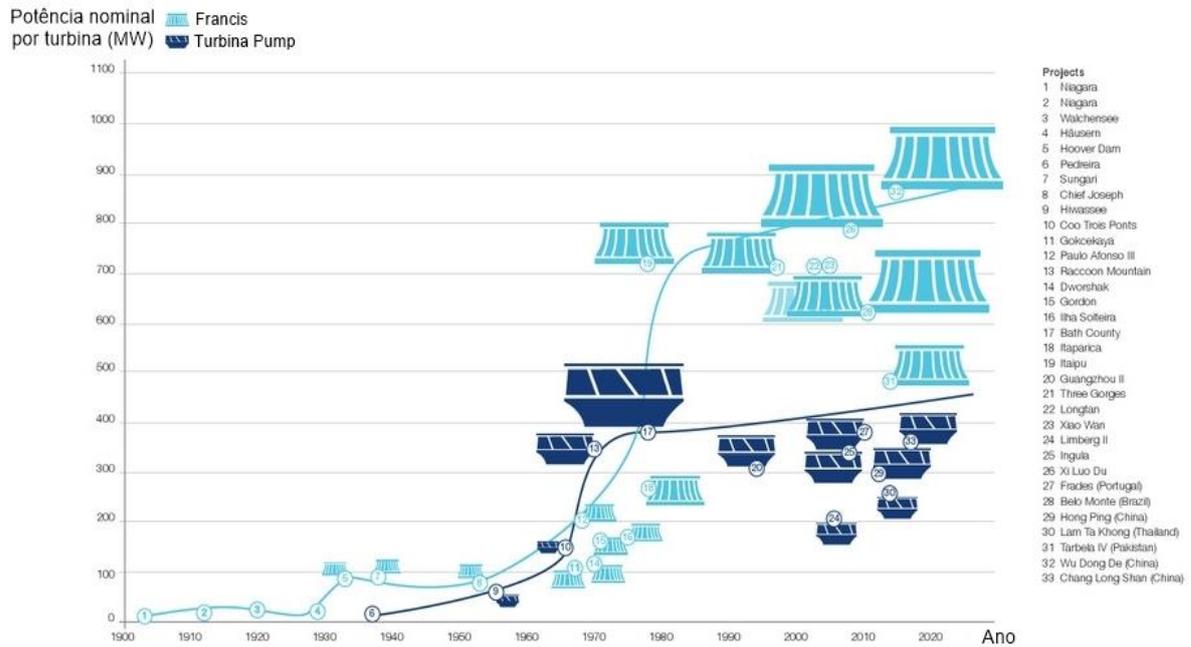
Figura 4: Faixa de aplicação da turbina hidráulica do tipo Francis.



Fonte: Imagem adaptada de Voith [7].

O desenvolvimento de turbinas hidráulicas do tipo Francis começou a partir de 1848, quando James B. Francis, Engenheiro Chefe da *Locks and Canals Company* em Lowell, no estado de Massachusetts dos Estados Unidos, realizou uma série de testes padrões no intuito de melhorar a validação da eficiência da turbina [8]. Algumas turbinas Francis começaram em 1900 a serem produzidas e em 1930 começaram a evoluir sua potência, mas foi depois de 1960 e principalmente na década de 70 que houve um aumento expressivo na produção de turbinas Francis, e também um grande avanço tecnológico, fazendo turbinas com melhor desempenho e mais potentes, como por exemplo, as turbinas da usina hidrelétrica de Itaipu em Foz do Iguaçu – PR e principalmente no Brasil, a maioria das turbinas dessa época ainda estão em operação. Com o aumento da tecnologia, a utilização de turbinas de alta performance foram crescendo e hoje é amplamente difundida, com aplicações em muitos outros países como China, Noruega, Portugal, Estados Unidos da América, Tailândia, entre outros, vistos na Figura 5.

Figura 5: Evolução das turbinas Francis ao longo dos anos.



Fonte: Imagem adaptada de Voith [7].

Os recursos hídricos são a principal fonte renovável de energia elétrica no Brasil, ao passo que atualmente as usinas hidráulicas estão sendo construídas e modernizadas. Conseqüentemente, muitos problemas científicos e de engenharia surgem no campo da dinâmica do escoamento [9]. Uma análise de CFD do sistema hidráulico é mais rápida que estudos experimentais e, uma vez criado um modelo numérico, pode-se produzir resultados adicionais com mais agilidade.

Khalil [10] aponta que as pesquisas correlatas à área da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) começaram a ser feitas por volta do início da década de 70, considerando um escoamento de fluido em um tubo, com geometria simples, através da solução das Equações de Navier-Stokes. Em anos seguintes, começaram a surgir modelos de turbulências [10]. Entretanto, somente a partir de 1986 que as simulações CFD começaram a ser utilizadas intensamente em pesquisas acadêmicas e na indústria. Muitas dificuldades eram reportadas, por exemplo: condições de contorno, malhas que não definiam bem a geometria, limitações computacionais e, conseqüentemente, tempo elevado das simulações [10].

Atualmente, a velocidade de processamento aumentou vertiginosamente, permitindo a solução de problemas cada vez mais complexos, com soluções

numéricas mais robustas e projetos de turbinas hidráulicas mais confiáveis. O projeto de um rotor de uma turbina é uma tarefa complexa, pois envolve muitas variáveis geométricas e operacionais. Através de simulações computacionais é possível projetar uma configuração que atenda adequadamente os requerimentos de uma aplicação.

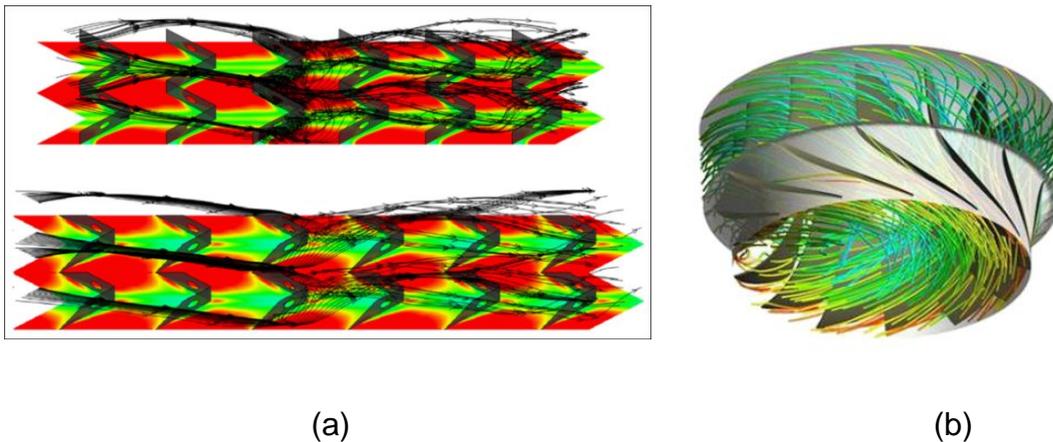
Os avanços na modelagem computacional (CFD) contribuiu para o projeto de componentes [11; 12] e previsão do desempenho das turbinas Francis. A simulação numérica do escoamento em turbinas é uma ferramenta útil para o projeto de turbinas hidráulicas, desde que trata-se de um problema muito complexo devido às características do escoamento com turbulência, vórtices no canal e estruturas transitórias em grandes escalas [9].

O desenvolvimento de computadores de alto desempenho tem permitido o uso de técnicas numéricas para a solução de problemas complexos de engenharia, como a intensificação na transferência de calor através da inserção de geometrias passivas em trocadores de calor [13], Figura 6a, e também na análise de um escoamento em um rotor de turbina hidráulica do tipo Francis [14], Figura 6b. Mais recentemente, na área de energias renováveis, a metodologia da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) tem sido aplicada, por exemplo, na compreensão dos fenômenos dinâmicos no interior de um rotor de uma turbina do tipo Francis, possibilitando o cálculo de rendimento, vazão, potência de eixo, e avaliações complexas como o escoamento turbulento, cavitação, descolamento da camada limite, fadiga, vibrações, análise fluido-estrutura, entre outras análises. Desta maneira, este tipo de abordagem permite dimensionar de forma mais detalhada diversos sistemas de engenharia, minimizando eventuais fenômenos que impactem em seu desempenho.

Neste sentido, a Francis-99 é uma série de três Workshops que disponibiliza acesso aberto de design e dados completos sobre um modelo de turbina *Benchmarking* do tipo Francis em escala 1:5,1 em operação em uma comunidade norueguesa chamada Tokke [15]. Este modelo de turbina foi feito em laboratório pelo Centro de Energia Hidrelétrica Norueguesa (NVKS), o qual é um centro nacional para o desenvolvimento e educação em tecnologia de energia hidráulica na Universidade Norueguesa de Ciências e Tecnologia (NTNU) [16]. Este centro possui cooperação entre universidades, instituições e empresas do setor hidrelétrico. São disponibilizadas as informações de todas as pesquisas e resultados já realizados, tais

como as geometrias para download e uso em software de simulação, inclusive com as malhas preparadas para simulação, dados de operações e resultados coletados, como pressão, velocidades, rendimentos, e diversas outros detalhes [16].

Figura 6: a) Exemplificação de simulações CFD, (a) Inserção de geometria passiva de intensificação de troca de calor e (b) Análise de escoamento em uma turbina do tipo Francis.



Fonte: a) Skullong *et al.* [13] b) Choi *et al.* [14].

A partir destes modelos *Benchmarking* disponibilizados, é possível realizar novos estudos em turbinas hidráulicas. Os futuros sistemas hidrelétricos exigirão operações com maior flexibilidade no sistema operacional devido à introdução de fontes de energias intermitentes, como eólica e a solar. Simulações numéricas mais eficientes e precisas ajudarão a fornecer uma melhor compreensão de como esses novos históricos de carga afetam a integridade estrutural das turbinas [17]. Durante a troca de carga, as unidades hidráulicas passam repetidamente por modos de operação fora do ponto nominal de projeto BEP (sigla do inglês *Best Efficiency Point*). Nesses modos, o escoamento permanece essencialmente em turbilhão após passar pela pá da turbina. A instabilidade do escoamento resulta no aparecimento de pulsações hidrodinâmicas de baixa frequência, que ameaçam a segurança e a confiabilidade da estrutura da turbina. A melhoria da eficiência das máquinas hidráulicas e da tolerância a falhas é impossível sem estudar os mecanismos físicos dos processos hidrodinâmicos, entre os quais um importante papel é desempenhado pelos fenômenos transitórios associados à formação de estruturas de vórtice em larga escala. Um dos mecanismos responsáveis pela geração de pulsações de escoamento

é o vórtice de corda, formado a jusante do canal sob cargas parciais ou em excesso de carga quando o escoamento apresenta grandes vórtices após passar pelo canal [18]. Este fenômeno impacta no aumento da vibração no equipamento, devido a oscilação desta estrutura de vórtices no tubo de descarga, dificultando a operação da turbina e, conseqüentemente, prejudicando a durabilidade do equipamento e seus componentes [19].

Dispositivos passivos têm sido aplicados com sucesso em trocadores de calor [13], além da utilização na aeronáutica [20], e outras áreas da indústria. Kumar, propôs a inserção de dispositivos passivos sobre o rotor, investigando variações de geometria, tamanho e local e constatou uma interessante alternativa para mitigar o vórtice de corda [21].

2 OBJETIVOS

Diante dos iminentes desafios apresentados anteriormente para o desenvolvimento de projetos eficientes de turbinas hidráulicas, esta pesquisa tem como principal objetivo investigar o impacto na formação do vórtice de corda gerado no tubo de descarga e na eficiência hidráulica de uma turbina Francis, através da inserção de dois tipos de dispositivos passivos no rotor, considerando três pontos operacionais: PL (Carga Parcial), BEP (ponto nominal) e HL (Carga alta), através da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD). A abordagem numérica será realizada a partir da geometria disponibilizada pelo *Workshop Francis-99* da NTNU [16].

Os aspectos geométricos dos dispositivos passivos do tipo geradores de vórtices longitudinais que serão investigados são: ângulo de ataque, quantidade de geradores de vórtices e formato. A modelagem computacional da geometria com os melhores aspectos geométricos obtidos será para um escoamento sob o regime transitório, embora parte da investigação seja conduzida sob o regime estacionário devido as limitações de recursos computacionais.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A energia elétrica proveniente das hidrelétricas ainda são as maiores fontes de energia elétrica no Brasil. A penetração da eletricidade gerada a partir de energia solar e eólica levantou uma preocupação significativa sobre a estabilidade da rede. As usinas hidrelétricas são usadas para equilibrar os parâmetros da rede devido à resposta rápida e suave à rede das turbinas hidráulicas. Portanto, as turbinas precisam suportar fenômenos transitórios, como variação de carga, partida-parada, desligamento de emergência e rejeição total de carga. Isso leva a flutuações de pressão instáveis e desenvolvimento de fluxo complexo no rotor, e tubo de descarga. Além disso, operar a turbina Francis em condições fora do projeto leva à cavitação, vórtice de corda, vibração e ruído na turbina, diminuindo a eficiência geral da turbina [19]. Em condições de baixa vazão (PL), por exemplo, o vórtice de corda torna-se pronunciado, impactando a condição de operação segura da turbina, especialmente no que se refere a instabilidade devido a vibração provocada pela dinâmica do escoamento no tubo de descarga.

As próximas seções mostram os principais sistemas de uma turbina hidráulica do tipo Francis, bem como detalhes do vórtice de corda e as investigações que têm sido realizadas para a mitigação de sua forma e/ou seu efeito.

3.1 Turbina hidráulica do tipo Francis

As turbinas hidráulicas são máquinas projetadas com a finalidade de transformar a energia hidráulica (energia de pressão e energia cinética) do fluxo de água em energia mecânica, na forma de torque e velocidade de rotação. Essas turbinas também podem ser definidas como máquinas primárias do sistema, cuja principal função é acionar um gerador elétrico. O conjunto das turbinas hidráulicas utilizado na montagem de usinas hidrelétricas típicas é composto por componentes hidráulicos, mecânicos, pneumáticos e elétricos. Basicamente, um sistema de turbina Francis é composto pelas seguintes partes: voluta, pás direcionadoras fixas, pás

direcionadoras móveis, rotor e tubo de descarga. Esses componentes, como podem ser vistos na Figura 7, têm a seguinte função no sistema: Voluta: é produzida em forma de câmara espiral, que se curva em torno de seu próprio eixo ao longo de todo o seu comprimento. As pás direcionadoras fixas são elementos estruturais que mantêm intacta a integridade mecânica do invólucro em espiral. As pás direcionadoras móveis tem a função primária do distribuidor que é converter a energia de pressão do fluido em energia cinética. Outra função deste componente é controlar a vazão do fluido que chega à turbina, de modo a oferecer ao gerador exatamente a energia demandada pela rede [22].

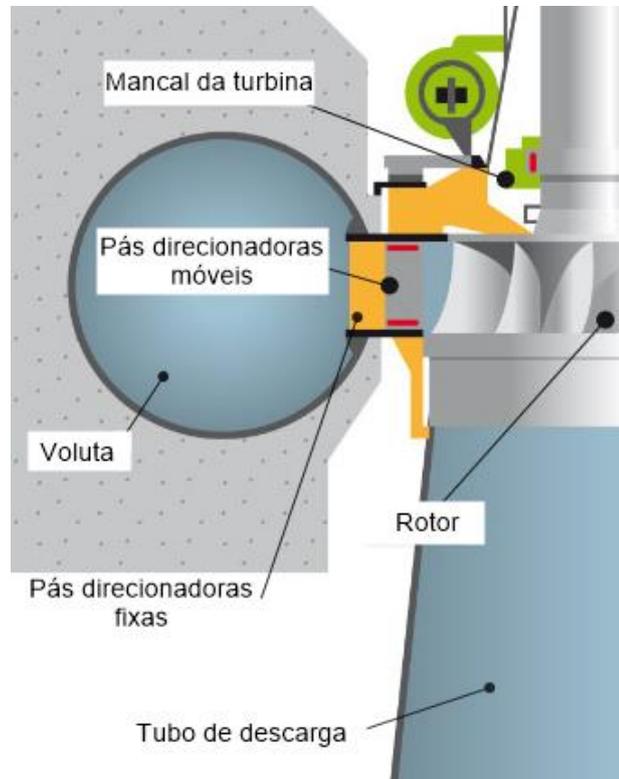
Existem dois componentes mais críticos de qualquer turbina de água de reação que são o rotor e o tubo de descarga que influenciam muito o desempenho geral da turbina. Portanto, esses dois componentes precisam de atenção especial durante o projeto e também durante a operação [23].

A água que entra no rotor possui tanta energia cinética quanto energia de pressão. A pressão na entrada para o rotor é maior do que a pressão na saída. Quando a água flui através do rotor, a água está sob pressão e há uma conversão gradual da pressão em energia cinética. A rotação do rotor é parcialmente devido à ação do impulso e parcialmente devido à mudança na pressão sobre as pás do rotor. Assim, esse tipo de turbina é chamado de turbina de reação. Como a pressão no interior da turbina é diferente da entrada, existe a possibilidade de a água fluir por alguma passagem que não seja o rotor e ela escapar sem fazer nenhum trabalho. Portanto, o rotor de uma turbina de reação é completamente fechado em uma caixa hermética e o rotor e a caixa permanecem completamente cheios de água durante toda a operação da turbina [24]. O tubo de descarga da turbina Francis sendo um difusor reduz a velocidade de saída do escoamento ao sair do conjunto da turbina, para minimizar a perda de energia cinética e recuperar o máximo de energia na saída [25].

O desempenho de um tubo de descarga é geralmente caracterizado pela recuperação de pressão e como grande parte da recuperação ocorre na região do cone [26]. A curvatura de 90° graus encontrada em tubos de descarga em cotovelo, com uma subsequente mudança circular para retangular da seção transversal,

modifica ainda mais o escoamento, especialmente em cargas parciais, criando padrões de vórtice muito complexos com recirculação e vórtices secundários [27].

Figura 7: Esquema de turbina Francis em corte.



Fonte: Imagem adaptada da Pxl Seals [28].

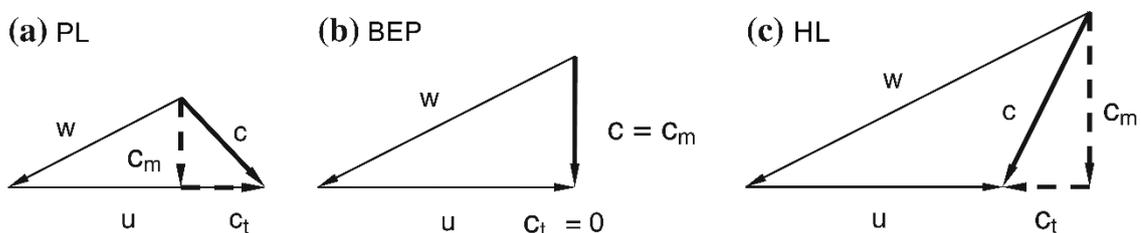
O perfil de escoamento neste componente pode variar consideravelmente dependendo das condições de operação. Três pontos de operação propostos pelo workshop Francis-99: carga parcial (PL), ponto de melhor eficiência (BEP) e o modo de alta carga (HL). Foram utilizados dados de geometria fornecidos pelo Workshop. Estruturas de vórtices são formadas no cone do tubo de descarga para os pontos de operação HL e BEP [18]. Na operação de carga parcial de uma turbina Francis, um núcleo de vórtice espiral (ou vórtice de corda) aparece no tubo de descarga e geralmente causa flutuação de pressão [29], resultando em perdas hidráulicas [30], enquanto as operações de sobrecarga incorrem em mais perdas mecânicas juntamente com as perdas hidráulicas. Quando a carga excede um determinado valor, ocorrem fortes vibrações no eixo e resultam em aumento das perdas mecânicas [30].

A Figura 8 apresenta o triângulo de velocidade na saída do rotor, onde “C” representa a velocidade absoluta entre as componentes de velocidade axial (C_m) e tangencial (C_t), a velocidade “u” é a velocidade periférica na saída do rotor, e “W” é a

componente relativa da velocidade absoluta [31]. Na condição BEP, o escoamento que sai do rotor é puramente axial e tem componente de velocidade tangencial (C_t) igual a zero. Já na condição PL, onde a vazão é menor que a do BEP, além de componentes axiais de velocidade, a componente tangencial da velocidade está na direção da velocidade do rotor periférico (revolução do rotor), há componentes tangenciais, uma vez que o escoamento de água é menor que na condição BEP, O escoamento em PL é caracterizado por vórtices de grande escala, turbulência e regiões de recirculação [19]. Neste caso o escoamento é direcionado para as periferias do tubo, devido a força centrífuga de revolução do rotor, de modo que gera vórtices no mesmo sentido de rotação do rotor.

Na condição de operação HL, onde a vazão é maior que a do BEP, existem também componentes axiais e tangenciais de velocidade na saída do rotor, a componente de velocidade tangencial tem sentido contrário da rotação do rotor, resultando em vórtices no sentido contrário [21].

Figura 8: Triângulo de velocidades na saída do rotor de cada regime de operação.



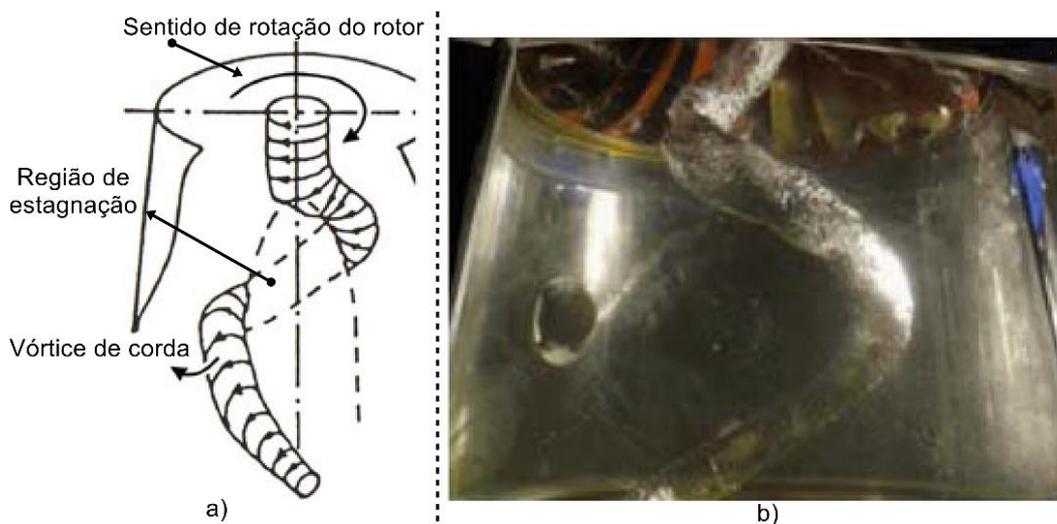
Fonte: Adaptada de Dorfler *et al* [31].

3.2 Vórtice de corda

Pesquisadores vêm realizando investigações a fim de desenvolver uma melhor compreensão da formação de vórtices e da perda de energia associada nas turbinas hidráulicas. Quando uma turbina hidráulica é operada em condições fora do projeto, seu escoamento interno torna-se bastante complexo e estruturas vorticais é normalmente originado da saída do rotor. Essas estruturas tem uma grande influência no escoamento em um tubo de descarga. Na operação de carga parcial, ela se

desenvolve e forma um vórtice helicoidal no tubo de descarga [32]. O vórtice de corda é uma estrutura de vórtice helicoidal que se forma logo a jusante do rotor da turbina e se estende até o tubo de descarga [33]. Zobeiri [34] explica que um gradiente adverso de pressão na direção axial está associado ao perfil de velocidade na saída do rotor, onde o escoamento axial no centro quando muito fraco pode se tornar um escoamento axial negativo, ou escoamento reverso axial que também pode ser chamado de “*Vortex Breakdown*” (traduzindo do inglês, vórtice de quebra) [34]. Goyal *et al.* [19] e Kumar *et al.* [21] concluem que este o *vortex breakdown* gera uma zona de recirculação criando uma região de estagnação com relação à passagem da água pelo tubo de descarga, causando a formação do vórtice de corda. O vórtice de corda gira em torno desta região conforme apresentado na Figura 9.

Figura 9: a) Esquema de vórtice de corda. b) Vórtice de corda em PL.



Fonte: Adaptada de Dorfler *et al* [31].

O vórtice de corda não só aumenta as perdas hidráulicas no tubo de descarga ao depreciar a conversão de energia cinética em energia potencial, mas também reduz a eficiência geral da turbina. O vórtice de corda consiste em vórtices integrados que giram e se movem para baixo no tubo de descarga [35]. A quebra do vórtice no tubo de descarga gera pulsações de pressão e, conseqüentemente, vibrações, fadiga e outras falhas mecânicas na turbina [36].

Exemplos do vórtice de corda sob os regimes de operação PL e HL, foram identificados por Kobro [15], durante experimentos com uma turbina Francis na NTNU, conforme apresentado na Figura 10.

Figura 10: a) Vórtice de corda em PL. b) Vórtice de corda em HL.



Fonte: Adaptada de Kobro [15].

3.3 Identificação do vórtice de corda

Um dos principais papéis das usinas hidrelétricas é fornecer energia de pico. Portanto, variações rápidas do modo de operação, como partida, desligamento ou ajuste da potência de saída, são frequentemente necessárias para as turbinas hidráulicas [27]. No entanto, as frequentes mudanças na geração de energia por recursos de energia renovável impactam diretamente na faixa de operação necessária das unidades hidrelétricas. Ampliar a faixa de operação da turbina Francis aumenta o tempo de trabalho em carga fora do projeto (carga alta (HL) e carga parcial (PL)), o que resulta em fenômenos de fluxo complexos [37]. A existência do vórtice de corda no tubo de descarga resulta em uma redução da área efetiva do escoamento, pois o escoamento é direcionado para a parede com maior velocidade em relação à região central. Assim, o vórtice de corda pode ser considerado como um corpo sólido rotativo que gira a uma velocidade angular mais lenta e atua como um obstáculo ao escoamento principal no tubo de descarga [38].

Dewan *et al.* [39] concluíram que um modelo de sensibilidade à turbulência com uma simulação de grandes escalas (LES) é um modelo de turbulência que é mais

capaz de modelar as estruturas complexas de escoamento do vórtice de corda [39]. Na figura 11 é possível visualizar o vórtice de corda na saída do rotor, para os três pontos de operação.

Figura 11: Vórtice de corda na saída do rotor, para os três pontos de operação, PL, BEP, HL, respectivamente.



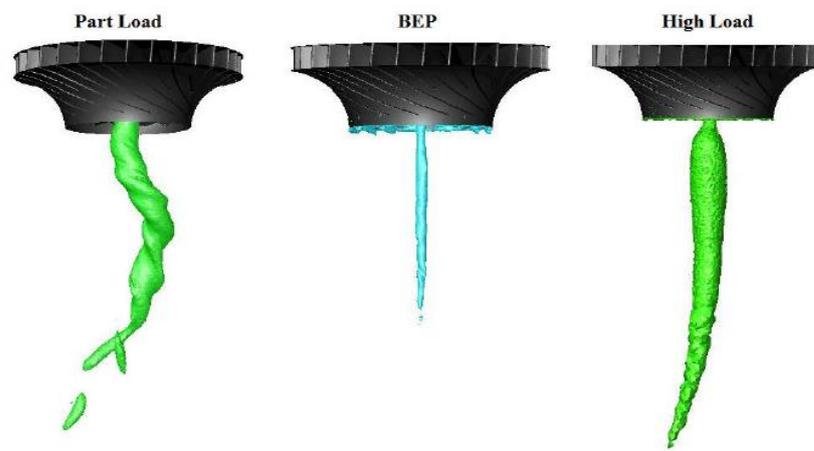
Fonte: Dewan *et al* [39].

Para configurações complexas, a abordagem de Navier-Stokes (RANS), sendo menos custosa computacionalmente, foi considerada por Minakov *et al.* [40] uma opção mais adequada para fins industriais. Na Figura 12, é possível visualizar os resultados e diferenças do vórtice de corda obtidas através das simulações para os três estágios de operações.

É essencial identificar o vórtice de corda e estruturas vorticais em turbinas hidráulicas. Uma classificação clara dos métodos de identificação de vórtices ainda está ausente na literatura, dificultando a escolha do método adequado para a análise [41]. Zhang *et al.* [41], a fim de revelar as complexas estruturas de vórtices nas turbinas hidráulicas, fizeram uma revisão dos métodos avançados para identificação e visualização de vórtices investigados por pesquisadores. Os métodos de identificação de vórtices são classificados com base em cinco taxonomias diferentes: identificação do vórtice de corda no tubo de descarga em turbinas do tipo Francis utilizando linhas de corrente (Zeng *et al.* [42]), iso-superfícies de pressão (Ruprech *et al.* [43]), método de helicidade (Kumar e Saini [44]) e iso-superfícies de pressão e o

método *Q-criterion* (Minakov *et al.* [18]). Gavrilov *et al.* [9] também utilizaram iso-superfícies de pressão para identificação dos vórtices nas 3 diferentes condições de operação. Gavrilov *et al.* [45] utilizaram o método *λ_2 -criterion* para estudar as estruturas vorticais no tubo de descarga de uma Francis-99 na condição PL.

Figura 12: Diferenças do vórtice de corda na saída da pá, nos três estágios de operações: PL, BEP e HL.



Fonte: Minakov *et al* [40].

O método *Q-criterion* identifica os vórtices usando o segundo invariante do tensor gradiente de velocidade. Este método é adequado para a identificação do vórtice no fluido incompressível [41]. Segundo Hunt *et al.* [46], a existência da estrutura do vórtice é verificada quando o índice é positivo, representando as regiões onde a norma euclidiana do tensor de vorticidade é maior que a taxa de deformação, S , ou quando a força de rotação supera a força de deformação, Zhang *et al.* [41].

Conforme indicado na equação (1), Hunt *et al.* [46] desenvolveu o equacionamento para a obtenção do valor de Q :

$$Q = \frac{1}{2} [|\Omega|^2 - |S|^2] > 0 \quad [1]$$

onde, Ω é o tensor de taxa de rotação e é obtido pela equação (2):

$$\Omega = \frac{1}{2} [\nabla \vec{U} - (\nabla \vec{U})^T] \quad [2]$$

Já o tensor de taxa de deformação S é obtido pela equação (3):

$$S = \frac{1}{2} [\nabla \vec{U} + (\nabla \vec{U})^T] \quad [3]$$

No estado atual, a maioria dos métodos de identificação de vórtices são bastante sensíveis aos valores escolhidos para a análise de vórtices. Por exemplo, no *Q-criterion*, um valor apropriado para o gráfico da iso-superfície depende da experiência do pesquisador [41]. Como método qualitativo de análise, iso-superfícies do segundo invariante do gradiente de velocidade (*Q-criterion*), foram usados pelos autores Minakov *et al.* [18], Gavrilov *et al.* [45], Krane [47] e Fahlbeck e Uppstrom [48], sugerem valores de Q entre 200 e 400 s^{-2} para visualizar as estruturas de escoamento.

Minakov *et al.* [18], utilizaram o método de *Q-criterion* para analisar os resultados de suas simulações e confirmaram que o vórtice de corda é a principal causa de pulsações de pressão de baixa frequência em turbinas hidráulicas. Gavrilov *et al.* [45], analisaram no tubo de descarga de uma Francis-99 e além do λ_2 -*criterion*, também fizeram visualizações de *Q-criterion* com valor de 400 s^{-2} . Krane [47] utilizou o valor de 200 s^{-2} [47]. Fahlbeck e Uppstrom [48] também simularam o escoamento e uma turbina Francis-99 em uma sequência completa de desligamento e quatro cenários curtos de partida da turbina, e concluíram que a velocidade de abertura tem impacto no desenvolvimento do escoamento no tubo de descarga, a partir na análise de *Q-criterion* com valor de 200 s^{-2} , seguindo a definição de Holmen [49].

Contudo, é possível observar que o método do *Q-criterion* tem sido preferencialmente utilizado pelos pesquisadores para a caracterização do vórtice de corda a partir de simulações numéricas e foi utilizado como método de visualização deste trabalho, embora o valor do *Q-criterion* ainda esteja vinculado às características do refino da malha e da condição operacional.

3.4 Instabilidades geradas pelo vórtice de corda

Embora a tecnologia hidrelétrica atual esteja muito madura, ainda há espaço para melhorias adicionais. Para a maioria das usinas hidrelétricas, as turbinas operam há décadas e, em muitas dessas usinas hidrelétricas, as condições de operação mudaram significativamente em relação às condições originais [50]. Também com a necessidade de estar operando em diferentes regimes de operações, para estabilizar a rede. Essas mudanças nas condições de operação e regimes podem levar a vibração intensa.

Conforme abordado por Dorfler *et al.* [31] a turbina Francis tem mais dificuldade para cumprir os limites do padrão de vibração definido, pois a norma não distingue entre os tipos de turbinas, e em algumas não ocorre o fenômeno do vórtice de corda [31]. Valentin *et al.* [51] destacaram ainda que quando ocorre o vórtice de corda e a frequência deste vórtice de corda coincide com uma frequência natural dos componentes hidráulico, ocorre uma ressonância hidráulica, grandes pulsos de pressão são propagados por todo o sistema hidráulico, nesta situação, a potência de saída pode oscilar significativamente, colocando em risco a estabilidade da rede elétrica [51].

Rheingans e Milwaukee [52] em seu trabalho sobre instabilidades dinâmicas, concluíram que as oscilações de energia são causadas por vibrações de tubos de descarga. E definiram que as oscilações de potência são produzidas por flutuações no torque no rotor, que por sua vez são causadas pelos vibrações do tubo de descarga e flutuações de pressão do conduto forçado [52]. As flutuações de pressão no tubo de descarga são dependentes da vazão, pressão local, campo de velocidade, projeto do rotor, formato do tubo de descarga e resposta dinâmica do sistema [53]. Assim, torna-se importante compreender e identificar o vórtice de corda, sua capacidade de influenciar as características hidrodinâmicas da turbina, seu efeito nos componentes estruturais mecânicos e elétricos ao longo da faixa de operação da turbina e suas medidas mitigadoras [25].

3.5 Técnicas para mitigação do Vórtice de Corda

Algumas pesquisas têm sido realizadas com o objetivo de mitigar o fenômeno da formação do vórtice de corda, e serão discutidos nesta seção.

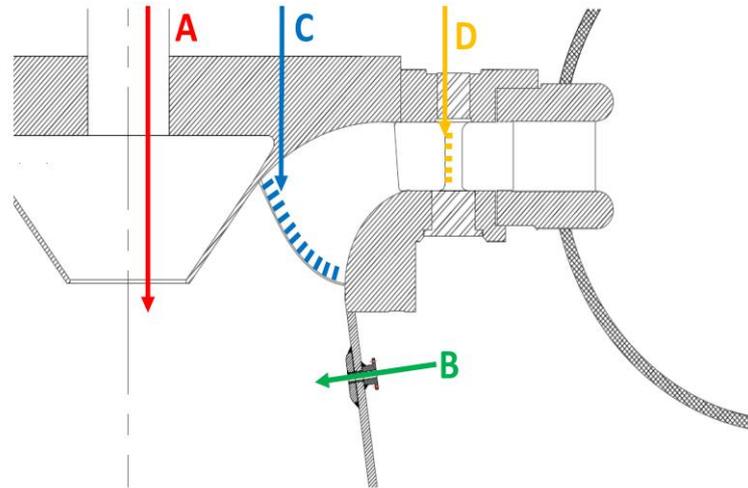
Para superar esses efeitos do vórtice de corda, vários métodos com o objetivo de mitigar o fenômeno da formação do vórtice de corda, e serão discutidos nesta seção, e podem ser classificados como a) Métodos ativos; b) Métodos passivos. Métodos como protuberâncias, ranhuras no tubo de descarga e cone do rotor estendido são categorizados como métodos geométricos (passivos), enquanto os métodos com injeção de fluidos (ativos) consistem em injeção de ar e água.

3.5.1 Método por injeção de fluidos

A técnica de mitigação do vórtice de corte em turbina hidráulica do tipo Francis através da injeção de fluido consiste em aplicar água ou ar no início do tubo de descarga. Os métodos de fluido requerem uma fonte externa de energia para operação e podem ser controlados de acordo com as condições de operação da turbina. Esses métodos incluem principalmente injeção de ar e água no cone do tubo de descarga [21].

Gogstad [53] definiu diferentes alternativas para a injeção de ar, como podem ser vistas na Figura 13. As medições de pressão realizadas após os testes revelaram que a injeção de ar tem um efeito de amortecimento positivo nos valores de frequência de pico a pico, mas pode aumentar as amplitudes de baixa frequência em carga parcial. E que a injeção de ar não afetou a eficiência da turbina [53].

Figura 13: As diferentes alternativas para injeção de ar.



Fonte: Gogstad [53].

onde:

- A: Injeção de ar central no centro do tubo de descarga através do cone;
- B: Injeção de ar periférico através da parede do tubo de descarga;
- C: Injeção de ar distribuído a partir do bordo de fuga da pá do rotor;
- D: Injeção de ar a montante entre o rotor e as pás direcionadoras móveis.

Luo *et al.* [32] notaram que com a admissão de ar com taxa de ventilação adequada a distribuição de pressão torna-se muito homogênea. A distribuição homogênea da pressão no campo de escoamento seria favorável para a supressão da oscilação da pressão [32].

Os métodos de injeção de água no tubo de descarga, para mitigar o vórtice de corda podem ser de duas maneiras: a) Injeção de água tangencial. b) Injeção axial de água. Francke [36] implementou o método de injeção tangencial de água em um tubo de descarga. Bicos foram montados na parede do tubo de descarga com ângulos de injeção ajustáveis e a água foi injetada tangencialmente na direção oposta ao movimento do vórtice. Os resultados mostraram que as amplitudes de pulsação de

pressão foram reduzidas, mas não eliminadas por este método. E a eficiência geral foi reduzida em 3,4% para 30% de BEP e apenas 0,4–0,9% para 40% de BEP [36].

Foroutan e Yavuzkurt [54] estudaram a mitigação do vórtice de corda injetando axialmente uma pequena fração (uma pequena porcentagem da vazão total) de água no tubo de descarga. A aplicação de jato de água aumenta a quantidade de movimento axial no centro e remove a região estagnada assim conseguiu eliminar a vórtice de corda e, reduzir significativamente a amplitude das flutuações de pressão [54].

Muntean *et al.* [55] testaram diversas porcentagens de vazões para descarga do jato e não observaram alteração significativa na frequência de supressão para uma descarga de jato inferior a 5%. Em 7%, houve um aumento na amplitude de baixa frequência, e acima de 8,5% de descarga, as frequências dominantes das flutuações de pressão foram mitigadas na condição de 60% e 70% PL. Eles concluíram que a recuperação de pressão do tubo de descarga foi observada máxima sem flutuações de pressão a 10% de descarga do jato [55].

Resiga *et al.* [17] concluíram que a técnica de controle de jato proposta, com um jato altamente energético no eixo eliminando a região central quase estagnada pode-se evitar o desenvolvimento de do vórtice de corda, mitigando assim a principal fonte de flutuações de pressão, enquanto a eficiência geral da turbina permanece praticamente inalterada [17].

Ao contrário das técnicas de mitigação geométrica, um mecanismo de mitigação de fluido pode ser desligado quando não for necessário, e nenhum dispositivo extra é necessária, o que obstrui o escoamento. Assim, não há redução na eficiência no BEP, e nenhum outro efeito indesejado está presente na operação ideal. Os métodos de mitigação de fluidos são eficazes para mitigar as pulsações de pressão do tubo de descarga, ruído e vibrações estruturais nas turbinas hidráulicas. Esses métodos alteram a frequência do vórtice de corda ou suprimem completamente sua formação [21].

3.5.2 Método por dispositivos passivos

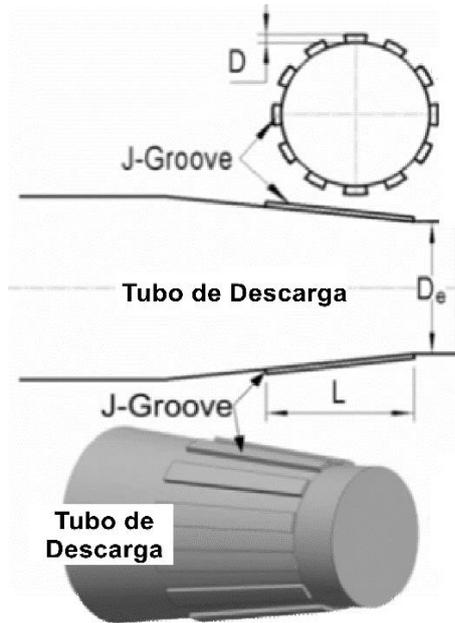
A estratégia geral das instalações passivas é alterar o escoamento no centro do tubo de descarga por instalações físicas no cone do rotor ou na parede do tubo de descarga. Os métodos geométricos não requerem fonte externa de energia para mitigar o vórtice de corda e seus efeitos no tubo de descarga.

O uso de *J-Grooves* (traduzindo do inglês, Ranhuras) é uma das modificações estruturais comuns do tubo de descarga. É um alinhador de escoamento que pode ser instalado no cone do tubo de descarga para quebrar o vórtice, ou pode ser instalado na parede do tubo de descarga, que buscam suprimir o vórtice de quebra em cargas parciais. KC *et al.* [25] investigaram um tubo de descarga com 13 *J-Grooves* com uma profundidade de 10 mm, onde observaram que a intensidade da turbulência e a magnitude da vorticidade foram controladas permanecendo ao longo da linha central e que a profundidade do sulco além de 10 mm resultou em recirculação do escoamento na região do cone e refluxo para baixo na saída, sem qualquer contribuição para o controle do vórtice [25].

Chen *et al.* [56] implementaram uma estratégia de otimização multiobjetivo para melhorar a forma do *J-Groove* inserida na parede do tubo de descarga, conforme mostrado na Figura 14. A flutuação de pressão no tubo de descarga otimizada é mitigada significativamente para estabilizar a operação da turbina Francis sob a condição de ponto fora do projeto. No entanto, a ranhura contribui para as perdas de energia no tubo de descarga.

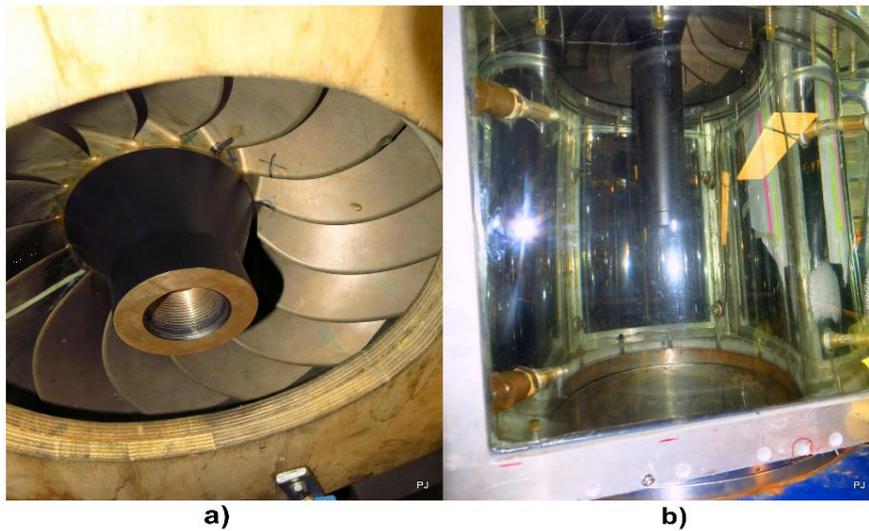
Gogstad [53] realizou experimentos no Laboratório *Waterpower*, com um dispositivo passivo denominado FRUCE (sigla do inglês *Free Rotating Cone Extension*), o qual é uma extensão do cone conectado ao cubo do rotor, e verificou que os resultados dependem do comprimento e diâmetro da FRUCE. Na Figura 15, podemos ver imagens do cone do rotor antes e depois com a inserção da FRUCE, no Laboratório *Waterpower*.

Figura 14: Dispositivo passivo do tipo *J-Grooves*.



Fonte: Adaptada de Chen *et al* [56].

Figura 15: a) Cone do rotor adaptado para a FRUCE b) Cone do rotor com a FRUCE.



Fonte: Gogstad [53].

Três FRUCES com diferentes comprimentos e diâmetros foram projetados e testados na UHE Leifossene. Uma redução nas pulsações de pressão foi alcançada

em PL. O FRUCE também reduziu as pulsações de pressão HL, mas a desvantagem é a eficiência reduzida também, concluindo que o FRUCE pode ser uma possível solução para reduzir as pulsações de pressão em turbinas Francis [53].

Sano *et al.* [57] compararam um cone simples (Figura 16a) com um cone do rotor ranhurado em espiral (Figura 16b), usado para reduzir a amplitude de pulsação de pressão no tubo de descarga e observou que a velocidade na extremidade do cone aumentou com um cone espiral, o que pode ter reduzido as pulsações de pressão [57].

Figura 16: a) Cone do rotor. b) Cone do rotor ranhurado em espiral.



Fonte: Sano *et al* [57].

Qian *et al.* [33] analisaram variações do cone do rotor estendido para mitigar as oscilações de pressão no tubo de descarga. As comparações foram com o cone do rotor original, um cone do rotor estendido, um cone do rotor estendido com ranhuras e um cone do rotor de topo redondo são analisados em cinco condições de operação. Os resultados obtidos mostram que três projetos de cone de rotor modificados alteram o padrão do vórtice de corda e, conseqüentemente, influenciam na oscilação da pressão, além de melhorar a estabilidade da turbina Francis diminuindo a amplitude da oscilação da pressão. No entanto, os cones de rotor modificados aumentam o comprimento do vórtice de corda [33] e diminuem a área de escoamento, reduzindo o efeito do tubo de descarga na recuperação da pressão.

As protuberâncias foram instaladas pela primeira vez no tubo de descarga diretamente abaixo do rotor, Rheingans e Milwaukee [52]. As protuberâncias alteram

as condições de escoamento o que reduziu as oscilações de potência e as flutuações de frequência do sistema em 75 por cento [52]. Além disso, Nishi *et al.* [29] realizaram experimentos usando protuberâncias no tubo de descarga, e constataram que a instalação de protuberâncias na parede do cone de entrada de um tubo de descarga funciona para ampliar a faixa de operação de carga parcial de uma turbina Francis, reduzindo a amplitude das pulsações de pressão, embora o uso de protuberâncias na condição PL pode causar aumento de instabilidades como vibrações na turbina.

Todos esses métodos são benéficos para mitigar o vórtice de corda, o que resulta em uma redução das amplitudes de flutuação de pressão e, portanto, das oscilações de potência, ruído e vibrações. Entretanto, a solução mais adequada para a mitigação do vórtice de corda ainda não é conhecida e, desta forma, a possibilita a investigação de novos métodos considerando diferentes geometrias, tamanhos, quantidades e local de instalação.

3.5.2.1 Dispositivos passivos sobre o rotor

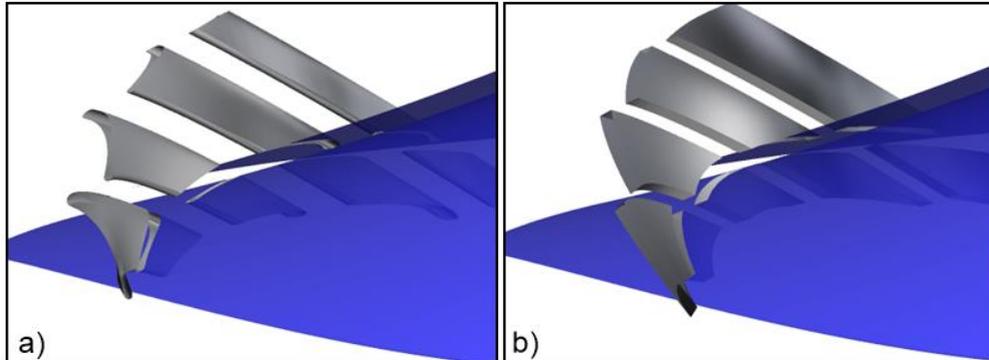
Inicialmente, foram inseridos dispositivos passivos sobre as superfícies das pás do rotor, conforme mostrado na Figura 17. O objetivo é investigar a dinâmica do escoamento em relação ao formato do vórtice de corda, com a expectativa de reduzir a formação da zona de estagnação e, conseqüentemente, o vórtice de corda no tubo de descarga.

Os dispositivos foram inseridos no lado do *Shroud* e no final da pá, próximo à saída para o tubo de descarga, conforme nomenclatura a seguir:

- Original: Sem inserção de geradores de vórtices.
- GV1: Gerador de vórtice curvado.
- GV2: Gerador de vórtice retangular.

Os dispositivos passivos, tanto o curvado como o retangular são da mesma altura, acompanhando a altura da pá, e ambos são colocados no lado interno e externo da pá, como pode ser visto na Figura 17. O GV2 com perfil retangular pretende ser uma alternativa de construção mais simples para o caso de uma aplicação industrial.

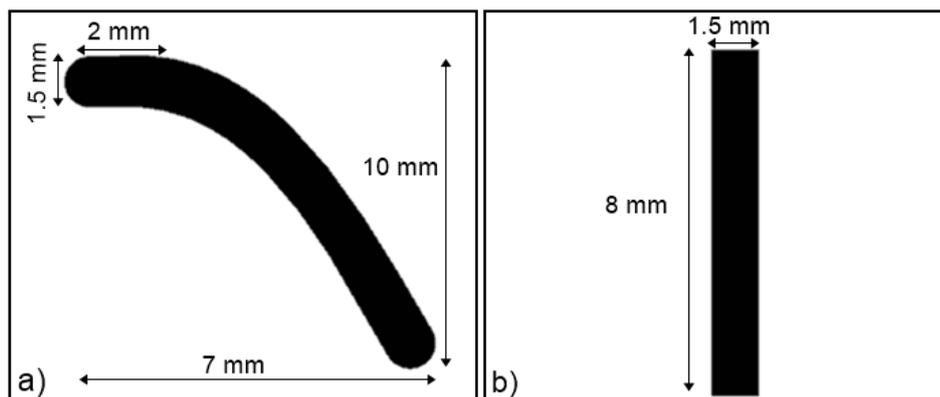
Figura 17: Perfis dos dispositivos no rotor. a) GV1 com perfil curvado. b) GV2 com perfil retangular.



Fonte: Autoria Própria.

Os GVs apresentam diferentes geometrias, como podemos ver na Figura 18, foi mantido apenas a largura igual, no comprimento são diferentes e o GV1 apresenta maior comprimento que o GV2.

Figura 18: Geometrias e dimensões dos GVs. a) GV curvado e dimensões. b) GV retangular e dimensões.



Fonte: Autoria própria.

4 METODOLOGIA NUMÉRICA

A metodologia numérica baseada na análise numérica da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) é realizada através de três etapas: pré-processamento, processamento e pós-processamento. A primeira etapa, que é a modelagem da turbina e a geração de malha será desenvolvida nas ferramentas ANSYS *Spaceclaim* e ANSYS *Meshing*. A segunda etapa, que é a solução das equações governantes (processamento), Minakov *et al.* [58] propuseram uma abordagem para modelagem da dinâmica do escoamento do fluido na turbina hidráulica, através das equações de Navier-Stokes, para diferentes pontos operacionais da turbina do tipo Francis. As equações de Navier-Stokes são resolvidas para obter campos de velocidade e pressão [22]. As equações governantes são discretizadas utilizando o método dos volumes finitos [59] e são resolvidas usando ANSYS-CFX, através do solver *Coupled* (método acoplado para o acoplamento pressão-velocidade). Finalmente, a fase de pós-processamento será realizada no *software* ANSYS *CFD-Post*, que é uma ferramenta que permite identificar, caracterizar e compreender os principais fenômenos e padrões da dinâmica dos fluidos. Na fase de processamento, serão consideradas as hipóteses de acordo com Choi *et al.* [14], para fluido incompressível, turbulento, escoamento tridimensional, e em regime transitório. Dessa maneira a equação da continuidade (Equação 4) e da quantidade de movimento (Equação 5) podem ser apresentadas como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{U}) = 0 \quad [4]$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho \vec{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{U} \otimes \vec{U}) \\ & = -\nabla p + \nabla \cdot \left[\mu \left(\nabla \vec{U} + (\nabla \vec{U})^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \vec{U} \right) \right] - 2\rho \omega \times \vec{U} - \rho \omega \times (\omega \times r) \end{aligned} \quad [5]$$

onde: p é a pressão no fluido (Pa), μ é a viscosidade dinâmica do fluido (Pa.s), δ é o delta de Kronecker, ω é a velocidade angular do fluido (rad/s), r é a distância do fluido até o centro de giro da rotação (m).

4.1 Modelo de Turbulência

Os fenômenos de escoamento em turbinas hidráulicas, como o vórtice de corda, fazem necessário o uso de um modelo de turbulência aprimorado para caracterizá-lo. Entende-se da literatura que diferentes modelos de turbulência têm sido adotados para caracterizar diferentes fenômenos do escoamento em turbinas hidráulicas.

Choi *et al.* [14] abordaram que no modelo de turbulência (SST k- ω), um modelo de turbulência k- ω é aplicado na zona próxima à parede e um modelo de turbulência k- ϵ modificado é aplicado no campo de escoamento principal. Sua equação de transporte tem um padrão semelhante com o modelo de turbulência k- ω padrão:

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_i} (k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \overline{G_k} - Y_k + S_k \quad (6)$$

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_i} (\omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (7)$$

onde, k e ω são a energia cinética turbulenta e taxa de dissipação de turbulência, respectivamente, G_k é um termo produtivo da energia cinética turbulenta, G_ω é um termo produtivo da taxa de dissipação de turbulência, Γ_k e Γ_ω são os coeficientes de difusão efetivos de k e ω , respectivamente, Y_k e Y_ω são os termos de dissipação de k e ω , respectivamente, D_ω é o termo de difusão cruzada e S_k e S_ω são termos de fonte. Comparado com o modelo de turbulência k- ω padrão, um termo de difusão D_ω é introduzido no modelo de turbulência SST k- ω , como é mostrado na eq. 7.

A abordagem URANS (Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes) com o modelo de turbulência SST k- ω tem sido a estratégia mais usada na literatura. Choi *et al.* [14] realizaram simulação numérica em regime transitório em uma turbina do tipo Francis, sob diversas condições operacionais, com o modelo de turbulência k- ω SST, justificando ser o modelo que traz mais acuracidade mediante a presença de um gradiente adverso de pressão [14]. Murugesan e Rudramoorthy [60] realizaram simulações numéricas em uma máquina de fluxo de estágio simples e multi-estágio,

e constataram que o modelo de turbulência que mais teve acuracidade em altas vazões foi o modelo SST k- ω [60]. Arispe *et al.* [61] utilizaram o modelo SST k- ω em simulações em um tubo de descarga de uma turbina Francis, e sugeriram que este é o modelo de turbulência mais confiável que pode prever com precisão as características do escoamento durante gradientes de pressão adversos e separação da camada limite. KC *et al.* [25], Tran e Long [37] também utilizaram o modelo de turbulência SST k- ω nas simulações de turbina do tipo Francis sob diferentes regimes operacionais.

Além disso, para escoamento com alto número de Reynolds, a espessura da subcamada viscosa é tão pequena que se torna muito difícil refinar a malha próxima à parede, e em alguns casos proibitivos computacionalmente [23]. No software Ansys CFX, a abordagem automática da função de parede garante que se a camada limite não for resolvida, automaticamente as funções de parede são empregadas [23].

Desta forma, o modelo de turbulência a ser utilizado neste trabalho será o SST k- ω , indicando adequada caracterização quando submetidos ao descolamento da camada limite, gradientes adverso de pressão e significativa distorção do escoamento.

4.2 Equacionamento de Eficiência

O presente trabalho utiliza os dados divulgados no Primeiro e Segundo Workshop Francis 99 [16] para a modelagem computacional e cálculo de eficiência, tais como: pressão de entrada na voluta, pressão de saída no tubo de descarga, velocidade angular do rotor, torque no gerador, vazão volumétrica, densidade e viscosidade cinemática da água da água, ângulo de abertura das pás direcionadoras móveis e altura líquida, seguindo recomendações de calibração, medições e análise de dados conforme norma IEC 60193:1999 (IEC, abreviação do inglês *International Electrotechnical Commission*) [16]. Para o cálculo de eficiência e altura líquida, adotou-se a metodologia descrita no segundo Workshop.

A Tabela 1 apresenta os dados para os experimentos no segundo *Workshop* [16], os quais são utilizados para a realização das simulações numéricas. Para o cálculo da eficiência da turbina hidráulica do tipo Francis, Aggidis e Zidonis [62] realizaram procedimento semelhante ao adotado neste trabalho.

Para o cálculo da eficiência, é necessário o cálculo da altura líquida disponível (H), sendo determinada pela equação (6):

$$H = \frac{P_{1\text{ abs}} - P_{2\text{ abs}}}{\rho g} + \frac{U_1^2 + U_2^2}{2g} + z \quad [8]$$

onde: $P_{1\text{ abs}}$ e $P_{2\text{ abs}}$ são valores absolutos referentes as pressões de entrada na voluta e saída no tubo de descarga (Pa), respectivamente. Os valores de U_1 e U_2 são as velocidades na entrada e saída (m/s), respectivamente, obtidas da relação entre a vazão volumétrica e a seção da área analisada. ρ é a massa específica (kg/m^3), g é a aceleração gravitacional (m/s^2). A diferença de altura entre a entrada da voluta e a saída do tubo de descarga, z , é de 1,075 m [16].

O cálculo da eficiência é obtido pela equação (7):

$$\eta = \frac{\omega T}{\rho \dot{Q} g H} \quad [9]$$

onde: ω é a rotação do rotor em (rad/s), T é o torque gerado pelo rotor em (N.m). A vazão volumétrica, \dot{Q} , é utilizada como condição de contorno em (m^3/s). E a altura líquida disponível é obtida pela equação 8 [62].

Tabela 1: Parâmetros medidos durante o segundo *Workshop*.

Parâmetros	PL	BEP	HL
Ângulo da Pá direcionadora móvel (°)	6,72	9,84	12,43
Altura Líquida (m)	11,87	11,94	11,88
Vazão Volumétrica (m ³ /s)	0,13962	0,19959	0,24246
Torque no gerador (N.m)	416,39	616,13	740,54
Perda de Torque (N.m)	4,4	4,52	3,85
Velocidade angular do rotor (rpm)	332,84	332,59	332,59
Pressão de Entrada da Voluta, absoluta (kPa)	218,08	215,57	212,38
Pressão de saída do Tubo de descarga, absoluta (kPa)	113,17	111,13	109,59
Eficiência Hidráulica (%)	90,13%	92,39%	91,71%
Massa específica da água (kg/m ³)	999,8	999,8	999,8
Viscosidade Cinemática da água (m ² /s)	9,57E-07	9,57E-07	9,57E-07
Aceleração gravitacional (m/s ²)	9,82	9,82	9,82

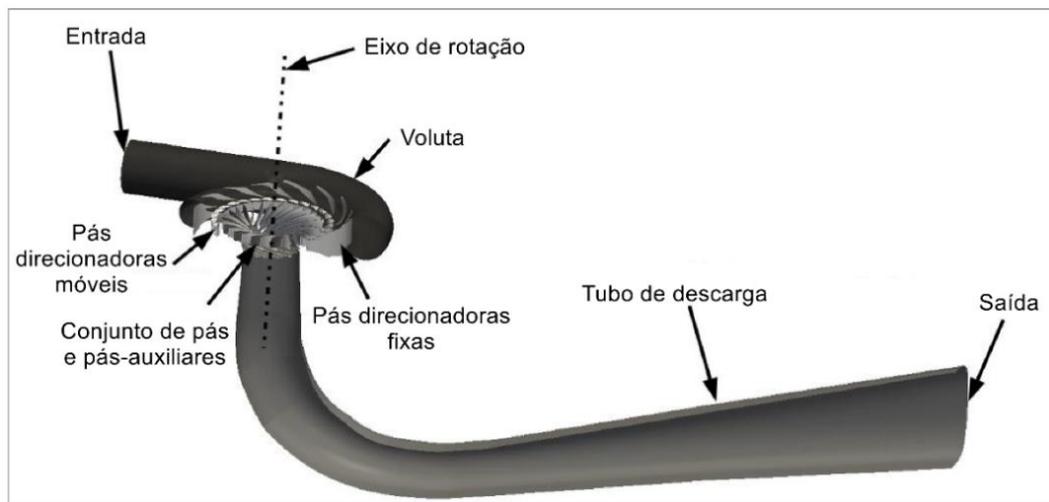
Fonte: NTNU [16].

4.3 Domínio computacional e condições de contorno

A turbina Francis em operação em uma comunidade norueguesa chamada Tokke, possui diâmetro na saída do rotor $D = 1,779$ m, uma altura líquida de $H = 377$ m e uma potência de saída nominal de 110 MW. A turbina deste protótipo que é objeto deste trabalho, foi reproduzida no laboratório pelo Centro de Energia Hidrelétrica Norueguesa (NVKS) em escala 1:5.1 com um diâmetro na saída do rotor $D = 0,349$ m

e uma altura líquida de $H = 12$ m. A turbina contém 14 pás direcionadoras fixas, 28 pás direcionadoras móveis e 30 pás do rotor divididas em 15 pás-auxiliares e 15 pás do rotor [16]. Uma vista de corte de toda a geometria da turbina com todos os componentes é mostrada por Stoessel e Nilsson [63], Figura 19.

Figura 19: Domínio computacional disponibilizado pela Francis-99.

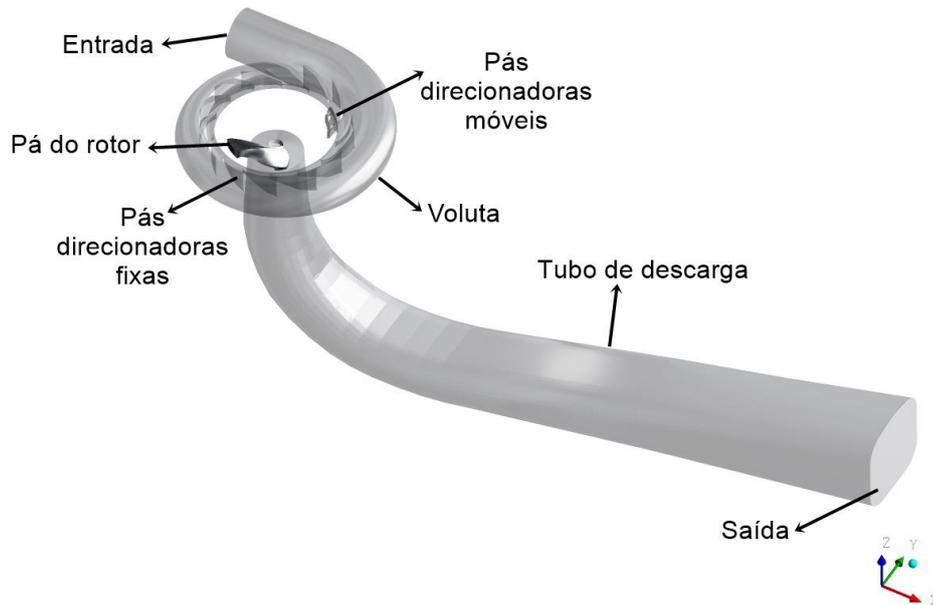


Fonte: Adaptada de Stoessel e Nilsson [63].

Alguns autores, como: Sotoudeh *et al* [35], Stoessel e Nilsson [63], Amstutz *et al* [64] e Chen *et al* [56] consideraram uma geometria simplificada para realizar as simulações, assumindo a periodicidade rotacional para componentes repetidos, como as pás do rotor e as pás direcionadoras móveis.

A geometria investigada neste trabalho, também foi simplificada para as simulações numéricas, considerando a voluta, com duas pás direcionadoras móveis sob a condição de periodicidade (total de 28 pás), e de um conjunto de 15 pás inteiras (pá e pá-auxiliar), também sob a condição de periodicidade é assumido uma pá e um *splitter* (traduzindo do inglês, pá-auxiliar), e o tubo de descarga, conforme mostrado na Figura 20.

Figura 20: Domínio computacional.



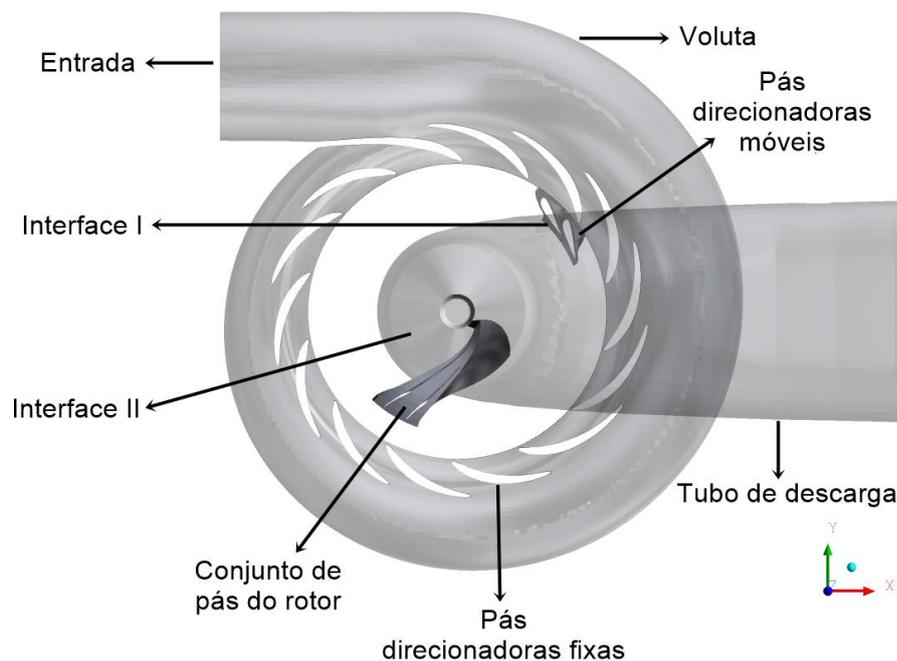
Fonte: Autoria Própria.

A Figura 21 apresenta os domínios computacionais e as interfaces entre os domínios rotativos e estacionários. A voluta, pás direcionadoras móveis e o tubo de descarga são componentes estacionários, enquanto o rotor é o componente rotativo. A Interface I representa a conexão entre as pás direcionadoras móveis e o rotor. Já a Interface II, representa a conexão entre o rotor e o tubo de descarga.

Em ambas as interfaces foram adotadas a condição do tipo *Frozen-rotor* (traduzindo em português, rotor parado). O *Frozen Rotor* é um método baseado em um quadro de referência rotativo (traduzindo do inglês, *Moving Reference Frame*), é uma aproximação de estado estacionário em que elementos individuais podem ser atribuídos a diferentes velocidades de rotação e/ou translação. O fluxo em cada corpo móvel é resolvido usando as equações do quadro de referência móvel. Se a região for estacionária ($\omega=0$), as equações se reduzem às suas formas estacionárias. Nas interfaces entre os elementos, uma transformação local do quadro de referência é executada para permitir que as variáveis de fluxo em uma região sejam usadas para calcular os fluxos no limite da região adjacente. Deve-se notar que a abordagem MRF não leva em conta o movimento relativo de uma região em movimento em relação às regiões adjacentes (que podem estar em movimento ou estacionárias); a malha permanece fixa para o cálculo. Isso é análogo a congelar o movimento da parte móvel

em uma posição específica e observar o campo de fluxo instantâneo com o rotor nessa posição [65]. Cálculos simultâneos de escoamento de estator e rotor usando malhas deslizantes são indiscutivelmente superiores e mais precisos, mas é computacionalmente mais exigente, requer iterações mais longas e é menos robusto. A abordagem do *Frozen Rotor* é mais prática, econômica e robusta [27].

Figura 21: Domínio computacional e Interfaces.



Fonte: Autoria Própria.

A precisão de qualquer análise CFD depende muito das condições de contorno, que devem ser especificadas em todos os limites do domínio de escoamento. Tiwari [23] considerou que as adequações das condições de contorno são necessárias para obter simulações mais precisas do fluxo real através de turbinas hidráulicas [23]. As condições de entrada para vazão mássica e pressão estática na saída tem sido aplicadas com adequada convergência dos campos de velocidade e pressão, Tiwari *et al.*[66] e Sanjay Jain e Saini [67].

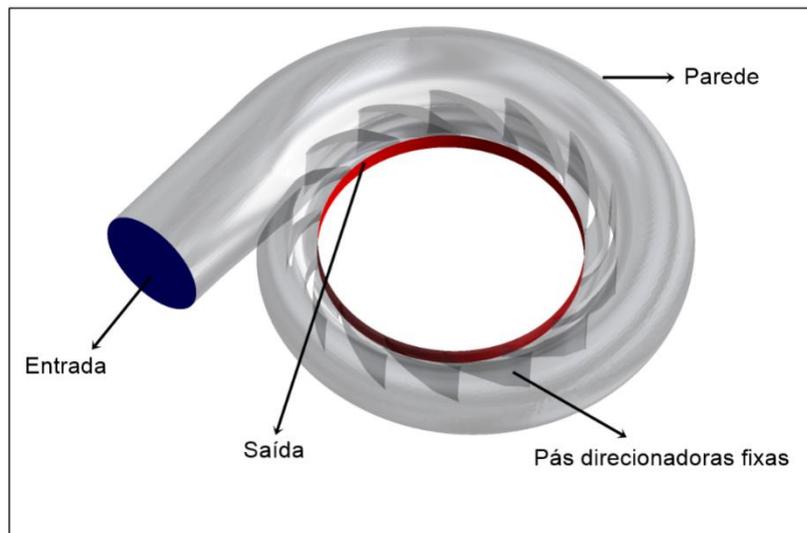
A Tabela 2 apresenta as condições de contorno aplicadas ao domínio computacional da voluta, detalhados na Figura 22.

Tabela 2: Condições de contorno no domínio computacional da voluta.

Contornos	Condições
Entrada	Vazão mássica prescrita fixa Intensidade turbulenta = 5% Temperatura fixa
Paredes e Pás direcionadoras fixas	Sem deslizamento Adiabático Parede lisa
Saída	Interface GGI (abreviação do inglês <i>General Grid Interface</i>) com Pás direcionadoras móveis <i>Frozen Rotor</i>

Fonte: Aatoria Própria.

Figura 22: Domínio computacional da voluta.



Fonte: Aatoria Própria.

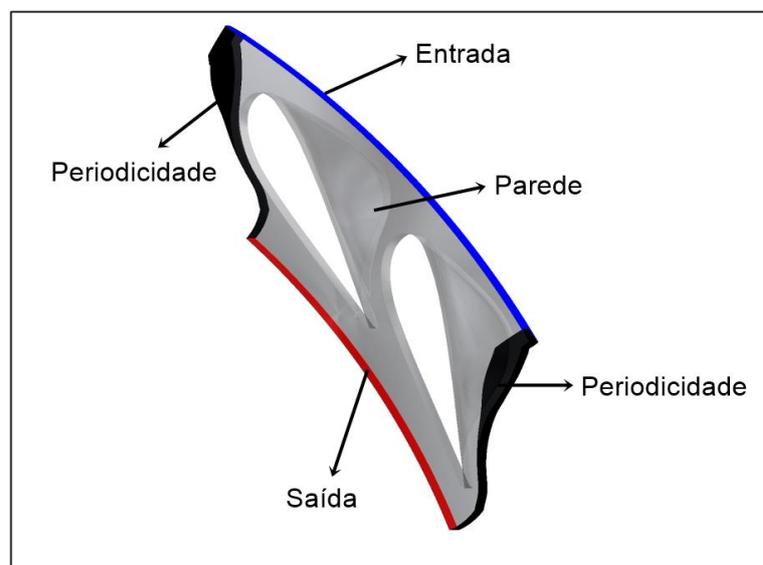
A Tabela 3 apresenta as condições de contorno no domínio computacional nas pás direcionadoras móveis, conforme mostra o conjunto de imagens na Figura 23.

Tabela 3: Condições de contorno no domínio computacional das pás direcionadoras móveis.

Contornos	Condições
Entrada	Interface GGI com voluta <i>Frozen Rotor</i>
Parede	Sem deslizamento Adiabático Parede lisa
Periodicidade	Periódico rotacional Fluxo de interface conservativa
Saída	Interface GGI com conjunto de pás do rotor <i>Frozen Rotor</i>

Fonte: Autoria Própria.

Figura 23: Domínio computacional das pás direcionadoras móveis.



Fonte: Autoria Própria

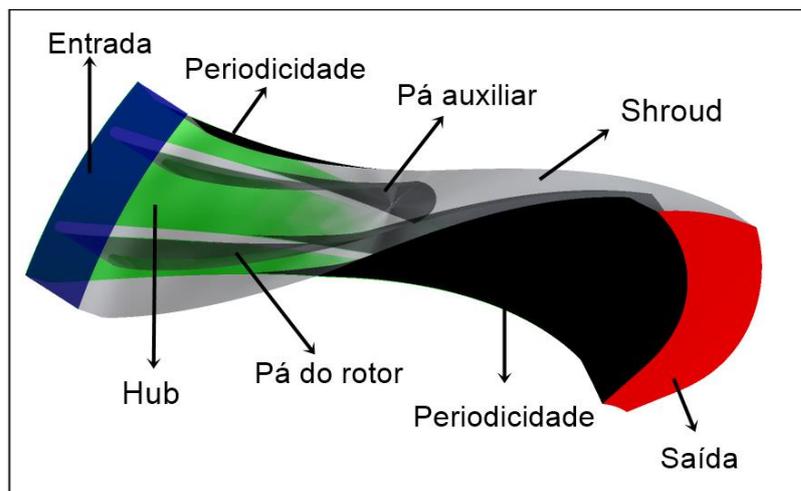
A Tabela 4 apresenta as condições de contorno no domínio computacional do conjunto de pás do rotor, mostrado pelo conjunto de imagens na Figura 24.

Tabela 4: Condições de contorno no domínio computacional do conjunto de pás do rotor.

Contornos	Condições
Superfície da pá	Sem deslizamento
<i>Hub</i> (Cubo) e <i>Shroud</i> (Capa)	Adiabático Parede lisa
Entrada	Interface GGI com pás direcionadoras móveis <i>Frozen Rotor</i>
Saída	Interface GGI com tubo de descarga <i>Frozen Rotor</i>
Periodicidade	Periódico rotacional Fluxo de interface conservativa

Fonte: Autoria Própria.

Figura 24: Domínio computacional do conjunto de pás do rotor.



Fonte: Autoria Própria.

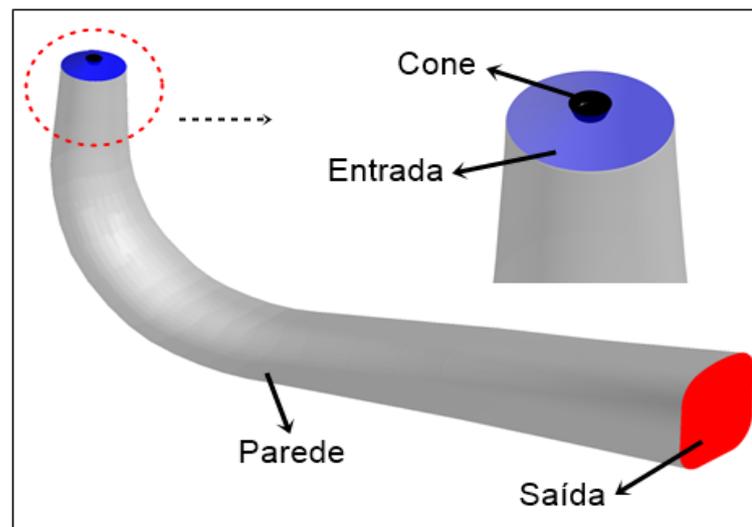
A Tabela 5 apresenta as condições de contorno no domínio computacional do tubo de descarga, conforme mostrado pelo conjunto de imagens na Figura 25.

Tabela 5: Condições de contorno no domínio computacional do tubo de descarga.

Contornos	Condições
Entrada	Interface GGI com conjunto de pás do rotor <i>Frozen Rotor</i>
Cone	Com deslizamento Adiabático Pressão Relativa prescrita
Parede	Sem deslizamento Adiabático Parede lisa
Saída	Pressão Relativa prescrita

Fonte: Autoria Própria.

Figura 25: Domínio computacional do tubo de descarga.



Fonte: Autoria Própria.

4.4 Discretização do modelo computacional

O *software Ansys Meshing Tools* foi utilizado para o desenvolvimento da malha sobre o domínio computacional. A NTNU disponibilizou as malhas, mas não podem ser editadas devido ao formato do arquivo utilizado (.msh), embora compatível com o *software Ansys Meshing*, esta malha é apropriada apenas para leitura e utilização diretamente nos *solvers* do *software Ansys*. Neste trabalho, como a inserção de

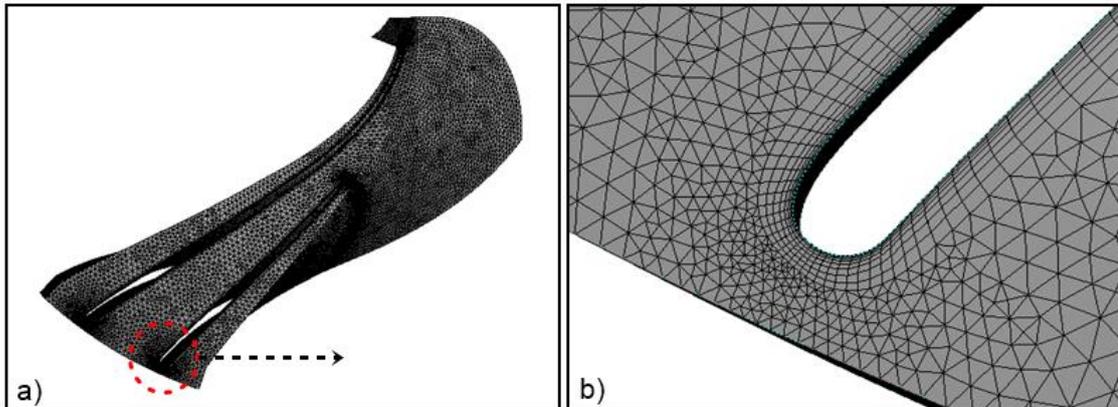
dispositivos passivos será feita no rotor e a caracterização do fenômeno do vórtice de corda é vista no tubo de descarga, foi necessário adequar a geometria disponibilizada e gerar novas malhas destes componentes para a realização das simulações numéricas, com o objetivo de verificar seu impacto sobre a eficiência e torque da turbina hidráulica, além do estudo qualitativo do vórtice de corda.

4.4.1 Malha do rotor

Inicialmente, para o rotor, definiu-se os métodos que seriam utilizados e optou-se por utilizar tetraedros e métodos locais de controle de crescimento dos elementos. A malha tetraédrica é versátil, capaz de modelar domínios irregulares. As células triangulares, que formam os elementos tetraédricos, devem apresentar característica similar a triângulos equiláteros, minimizando possíveis dificuldades de convergência do modelo numérico.

Apesar das malhas tetraédricas serem capazes de representar geometrias bastante complexas, este tipo de malha pode apresentar dificuldade de caracterização dos efeitos da camada limite em função da necessidade de significativo refino de malha dos elementos próximo à parede do domínio. Desta forma, é usual utilizar camadas de prismas próximas à superfície, permanecendo no restante do domínio os elementos tetraédricos, como pode ser visto na Figura 26.

Figura 26: Malha no canal do rotor. a) Vista lateral do canal inteiro. b) Vista aproximada com detalhe das camadas de prismas sobre a superfície da pá.



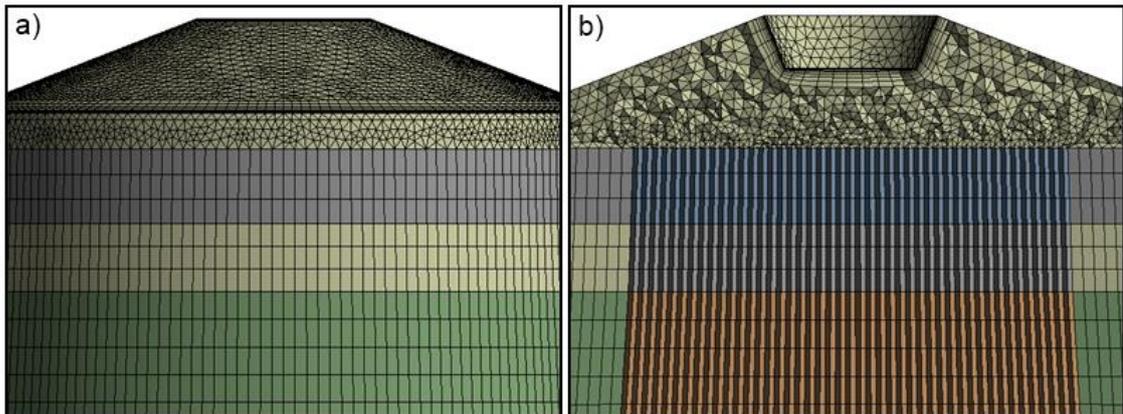
Fonte: Próprio autor.

4.4.2 Malha do tubo de descarga

As malhas no tubo de descarga foram geradas com três tipos de elementos para reduzir o custo computacional. Elementos hexaédricos foram usados para o tubo de descarga, reduzindo a quantidade de elementos total da malha sem prejuízo ao processo de convergência. O cone do tubo de descarga foi feito com elementos tetraédricos, por serem elementos que se adaptam mais facilmente a geometrias complexas, e em todo o tubo foram inseridos elementos prismáticos próximos da parede, com o objetivo de captar os fenômenos associados a camada limite. Neste caso, para a modelagem das camadas de prismas, tanto da malha do rotor, quanto da malha do tubo de descarga, manteve-se a altura total próximo a parede das pás, com 8 subdivisões e uma razão de crescimento entre as camadas de 1,4 e 0.15mm para a altura do primeiro elemento.

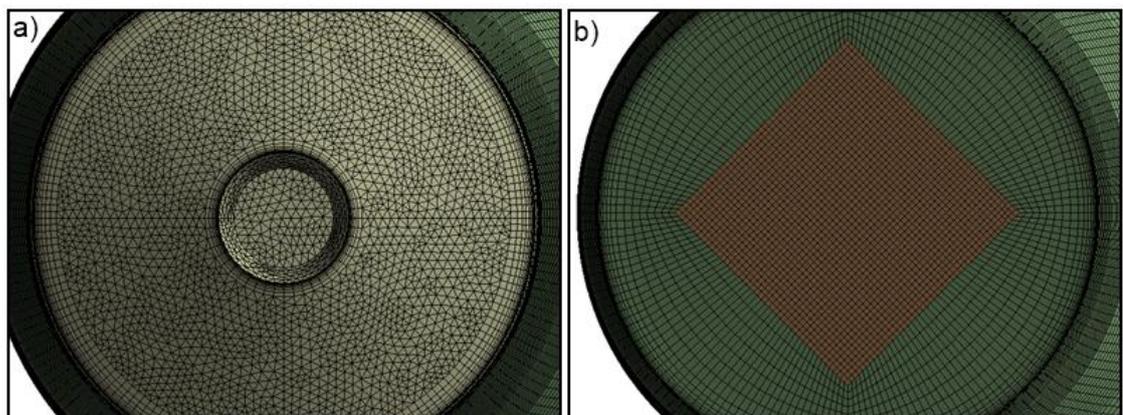
A Figura 27 e 28 mostra as malhas geradas em corte transversal na parte do cone e uma vista superior da malha hexaédrica.

Figura 27: Malhas no tubo de descarga. a) Vista lateral. b) Corte transversal.



Fonte: Autoria Própria.

Figura 28: Vista superior da malha no tubo de descarga. a) Cone e entrada do tubo. b) Malha hexaédrica do tubo.



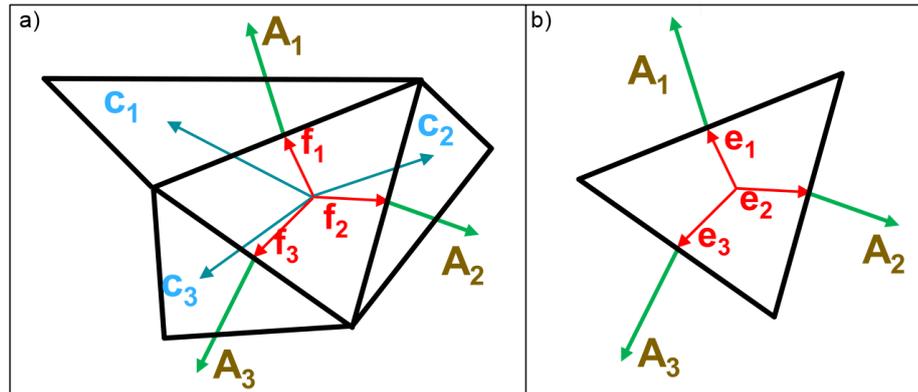
Fonte: Autoria Própria.

4.4.3 Critério de qualidade de malha

A partir do Manual do *software* Ansys [65], foi definido o método chamado de qualidade ortogonal (traduzindo do inglês, “*Orthogonal Quality*”) para a avaliação da qualidade dos elementos, o qual é calculado considerando o vetor normal a cada face da célula. Os cossenos entre as faces são calculados definindo a ortogonalidade da malha. A Figura 29 considera os vetores normais (A_i) à face do elemento, os vetores entre os centroides da célula e o ponto médio das faces (f_i), os vetores entre os

centroides de célula adjacentes (C_i), e os vetores entre os centroides de uma face e as medianas (e_i) [65].

Figura 29: Representação dos vetores normais utilizados para o cálculo do critério de qualidade “Orthogonal quality”.



Fonte: [65].

O *software* Ansys Meshing utiliza o valor máximo de cada célula e realiza uma média aritmética simples, sendo possível ter um parâmetro numérico de referência [65]. A Tabela 6 apresenta as informações sobre o refino de malha no rotor e no tubo de descarga e a ortogonalidade. A qualidade é caracterizada pelo mínimo de ortogonalidade, ou seja, quanto mais próximo o valor estiver de 1, melhor é a qualidade da malha gerada.

Tabela 6: Propriedades do refino de malha do rotor e no tubo de descarga.

Refinos de malha	Número de elementos (Rotor)	Ortogonalidade Média	Número de elementos (Tubo de descarga)	Ortogonalidade Média
N ₁ (Refinada)	7.525.640	0,78	8.172.750	0,93
N ₂ (Intermediária)	3.306.725	0,76	3.548.905	0,93
N ₃ (Grosseira)	1.493.426	0,73	1.569.722	0,94

Fonte: Autoria Própria.

Conforme a Tabela 6, mesmo com a complexidade da geometria do rotor e do tubo de descarga, é possível admitir que as malhas estão adequadas segundo as recomendações em [65].

4.5 Abordagem transitória e estacionária

A caracterização do vórtice de corda indica que uma abordagem considerando um regime transitório é a mais adequada. Sotoudeh *et al.* [35] utilizaram passos de tempo diferentes para as simulações com geometria simétrica e completa 0,0015 s, que corresponde a 3 graus de rotação do rotor e 0,0125 s, que corresponde a 25 graus de rotação do rotor, respectivamente, e constatou que os intervalos de tempo da geometria simétrica devem ser menores do que os intervalos de tempo da geometria completa para obter maior precisão nos resultados. Assim, como a geometria do domínio computacional foi definida como simétrica, passos de tempo menores foram necessários, o que demanda um enorme recurso computacional.

A necessidade de uma malha refinada, associado ao pequeno passo-angular, pode conduzir a um tempo de análise proibitivo considerando os recursos computacionais disponíveis para este trabalho. Além disso, conforme discutido na seção 3.5.2, a identificação de uma técnica passiva promissora necessita de muitas análises para a definição de um dispositivo passivo efetivo visando a mitigação do vórtice de corda.

Desta forma, a estratégia adotada neste trabalho inicialmente considerará a investigação de diversas alternativas de dispositivos passivos nas pás do rotor sob o regime estacionário, observando, naturalmente, as características qualitativas dos vórtices identificados. Assim, o dispositivo passivo inserido nas pás do rotor que for promissor para a mitigação do vórtice de corda será submetido a uma análise transitório para a quantificação de seu efeito sobre a eficiência e torque da turbina hidráulica Francis, bem como sobre a formação e emissão do vórtice de corda.

O objetivo desta análise preliminar é verificar se a análise de convergência de malha poderia ser realizada por meio de uma modelagem estacionária em contrapartida a uma abordagem transitória. O Torque e a Eficiência da turbina hidráulica Francis foram avaliados e comparados. Além disso, uma análise qualitativa do vórtice de corda também é realizada.

Para este estudo, a malha padrão disponibilizada pelo Workshop Francis-99 foi usada. As mesmas configurações de domínio e interfaces foram adotadas em ambas as simulações. No *software* Ansys CFX, para problemas dependentes do tempo, a cada passo de tempo, várias iterações predefinidas são executadas. Ao atingir a convergência residual ou número máximo de iteração especificado, o processo passa para a próxima etapa de tempo. Na simulação em regime transitório, o solver permite levar em conta os efeitos não estacionários do campo de escoamento dinâmico para cada passo de tempo [34]. Para a configuração do regime transitório, foram utilizados parâmetros adotados por Tran *et al.* [37], que simularam a turbina Francis-99 em condições operacionais PL, com o intuito de identificar o vórtice de corda. As simulações do regime transitório foram executadas com o campo inicial obtido a partir dos resultados da simulação no regime permanente, passo de tempo de 5E-4 segundos (equivalente ao avanço angular de 1°), sendo o intervalo de tempo total avaliado na simulação de 1,8 segundos, com critério de convergência de erro residual RMS (sigla derivada do inglês Root-Mean-Square, traduzindo Raiz Quadrática Média) de no mínimo 1E-5.

Conforme pode ser verificado na Tabela 7, os valores de eficiência e torque apresentam uma pequena diferença para os regimes permanente e transitório para os três pontos de operação.

Tabela 7: Comparação Regime Permanente e Transitório.

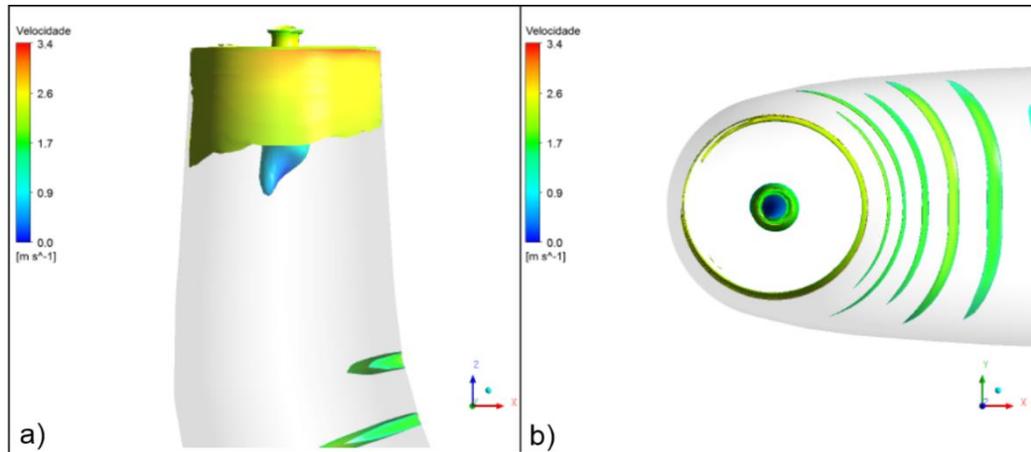
Condição	Regime	Torque (N.m)	Dif. Torque (%)	Eficiência (%)	Dif. Eficiência (%)
PL	Estacionário	475,90	0,83	87,11	0,09
	Transitório	479,84		87,03	
BEP	Estacionário	677,59	1,38	87,89	0,04
	Transitório	686,97		87,93	
HL	Estacionário	803,43	1,48	86,60	0,18
	Transitório	815,30		86,76	

Fonte: Autoria Própria.

A partir dos dados apresentados na Tabela 7, uma análise qualitativa do vórtice de corda é realizada utilizando o método Q-criterion com o valor fixo de $Q = 300 \text{ s}^{-2}$, para a condição operacional PL. Utilizando a malha disponibilizada pelo Workshop, o

vórtice de corda não foi completamente caracterizado, como pode ser visto na Figura 30.

Figura 30: Malha padrão no regime operacional PL com Q -criterion 300 s^{-2} .

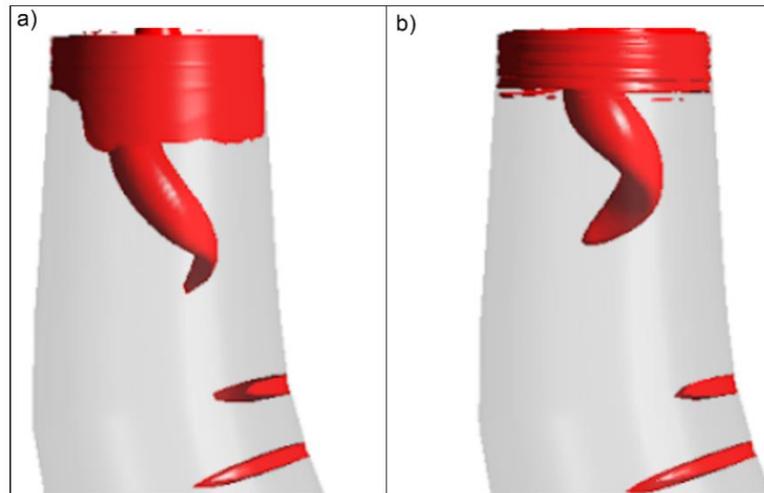


Fonte: Autoria Própria.

Desta forma, foi desenvolvida uma malha do rotor mais refinada quando comparada à malha padrão disponibilizada pelo *Workshop Francis-99*, com objetivo de obter melhor caracterização do vórtice de corda tanto para o regime permanente quanto para o regime transitório. A malha analisada nesta avaliação preliminar é semelhante à malha intermediária detalhada anteriormente.

Como pode ser observado na Figura 31, com uma malha mais refinada o vórtice de corda pôde ser caracterizado. Embora o vórtice de corda apresente diferença qualitativa em seu formato, a sua similar caracterização, considerando uma abordagem estacionária e periódica, é razoável adotar o procedimento de iniciar o estudo da inserção de dispositivos passivos sobre as pás do rotor a partir de uma abordagem estacionária e, posteriormente, submeter a solução promissora a uma análise transitória. Desta forma, o presente trabalho acomoda-se aos recursos computacionais disponíveis, permitindo análise em tempo de processamento não proibitivo.

Figura 31: Comparação no regime PL. a) permanente b). Transitório.



Fonte: Autoria Própria.

4.6 Estudo da densidade de malha

A análise de sensibilidade foi desenvolvida com base no método GCI (*Grid Convergence Index*) [68], o qual se fundamenta no método de extrapolação de *Richardson* e tem por finalidade avaliar o erro relativo da discretização do domínio computacional. O método estima a incerteza numérica analisando três conjuntos de malhas com diferentes refinamentos. Conforme recomendação feita por Celik *et al.* em [68], é desejável que o fator de razão entre as malhas, Eq. 10, seja superior ou igual a 1,3:

$$r = \left(\frac{h_{fine}}{h_{course}} \right)^{1/3} \quad (10)$$

onde: h_{fine} representa o número de elementos da malha mais refinada e h_{course} é a quantidade de elementos da malha mais grosseira.

A Tabela 8 apresenta as informações sobre os três refinamentos de malha, o número de elementos total considerando a somatória dos elementos no rotor e no tubo de descarga e o fator de refinamento.

Tabela 8: Informações das malhas para o GCI.

Componentes	Refinamentos de malha	Número de elementos	Fator de Refinamento
Rotor	N₁	15.698.390	1,32
+	N₂	6.855.630	1,31
Tubo de Descarga	N₃	3.063.148	*

Fonte: Autoria Própria.

Contudo, o cálculo da métrica GCI é realizado considerando as informações de malha mostradas na Tabela 9, e mostrado na Tabela 10. Os parâmetros submetidos ao método GCI, que caracterizam o problema hidráulico, são o torque e eficiência da turbina hidráulica, os quais são calculados a partir da solução numérica.

Tabela 9: Resultados de torque e eficiência obtidos nas simulações numéricas, para os três regimes de operação.

Malha	PL		BEP		HL	
	Torque (N.m)	Eficiência (%)	Torque (N.m)	Eficiência (%)	Torque (N.m)	Eficiência (%)
N₁	456,944	86,290	648,300	87,082	768,660	86,255
N₂	456,820	86,270	648,303	87,074	768,745	86,220
N₃	456,810	86,246	647,973	87,073	768,740	86,320

Fonte: Autoria Própria.

Tabela 10: Resultado do GCI.

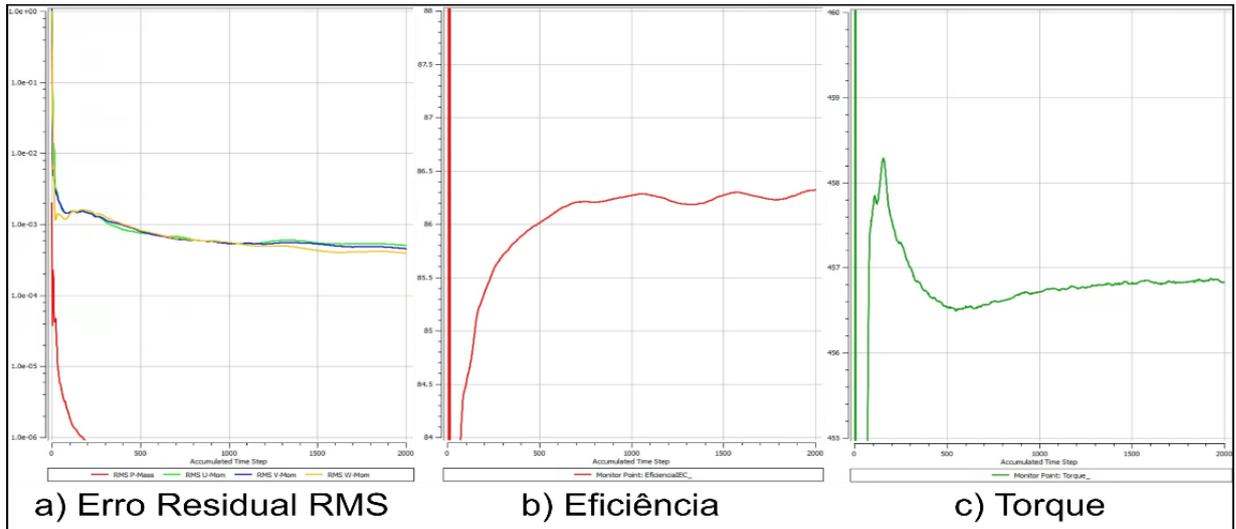
Operação	GCI	Torque (%)	Eficiência (%)
PL	GCI₂₁	0,0032%	0,12%
	GCI₃₂	0,0003%	0,15%
BEP	GCI₂₁	0,0005%	0,002%
	GCI₃₂	0,0005%	0,0004%
HL	GCI₂₁	0,0009%	0,027%
	GCI₃₂	0,0006%	0,08%

Fonte: Autoria Própria.

Como pode ser visto, para os dois parâmetros hidráulicos analisados, os valores de GCI_{21} (incerteza numérica da malha mais refinada) e GCI_{32} (incerteza numérica da malha intermediária) são muito semelhantes. Os resultados do GCI_{21} e GCI_{32} (%) indicam que a incerteza numérica do modelo em função do refino de malha é significativamente pequeno, tanto para o torque quanto para a eficiência, indicando que a utilização da malha intermediária (N_2) é uma opção adequada. Dessa forma, a independência de malha foi satisfatoriamente alcançada pelo método GCI.

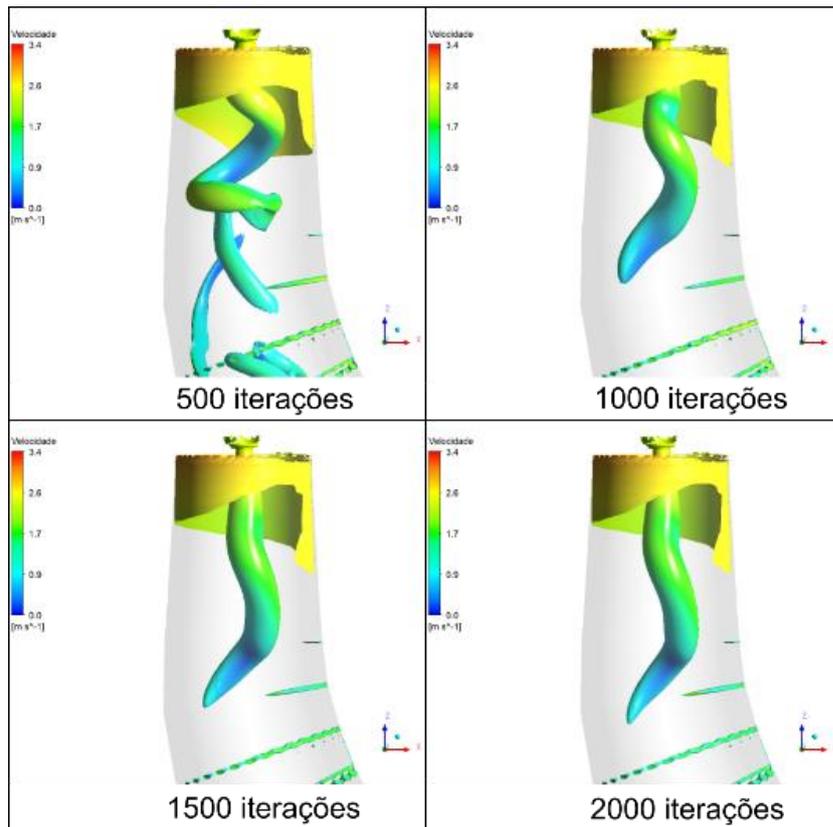
No estudo de malhas e sensibilidade, as condições operacionais PL e HL apresentaram difícil convergência para atingir o resíduo de $1E-5$. Esta dificuldade também foi relatada por Stoessel e Nilsson [63] e Zobeiri [34] que definiu um residual de $1E-3$ para essas condições [34]. Desta forma, com o objetivo de reduzir o custo computacional, avaliou-se adicionalmente ao longo do processo de convergência da solução a estabilidade dos principais parâmetros de saída (Torque e Eficiência), conforme mostrado na Figura 32, e o formato do vórtice de corda também é avaliado a partir de uma análise qualitativa sob o método *Q-criterion* com valor de $Q = 300 \text{ s}^{-2}$, considerando a escala de velocidade, conforme mostrado na Figura 33. Ambas análises foram feitas na condição operacional mais crítica (PL), considerando a malha intermediária (N_2).

Figura 32: Critério de Convergência.



Fonte: Autoria Própria.

Figura 33: Critério de Convergência por análise qualitativa.



Fonte: Autoria Própria.

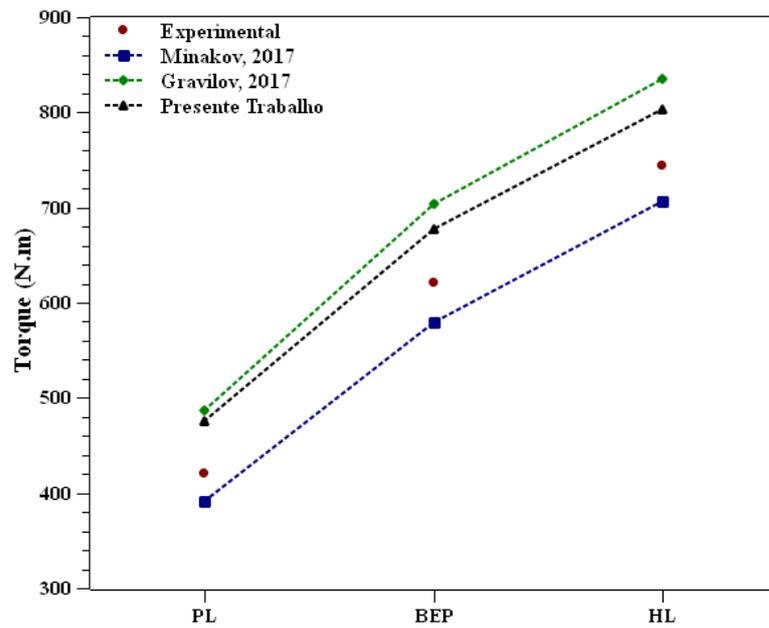
Conforme visto nas Figuras 32 e 33, pode-se concluir que a partir da iteração 1500 os resultados oscilam em uma estreita faixa, indicando razoável estabilidade. Além disso, não houve diferença significativa no formato do vórtice de corda entre a

iteração 1500 e 2000. Portanto, para as demais simulações, foi definido um critério de convergência de 1500 iterações, garantindo a redução do custo computacional e a estabilidade dos principais parâmetros sob análise. As demais condições operacionais também foram avaliadas, e permitem conclusão semelhante.

4.7 Validação Numérica

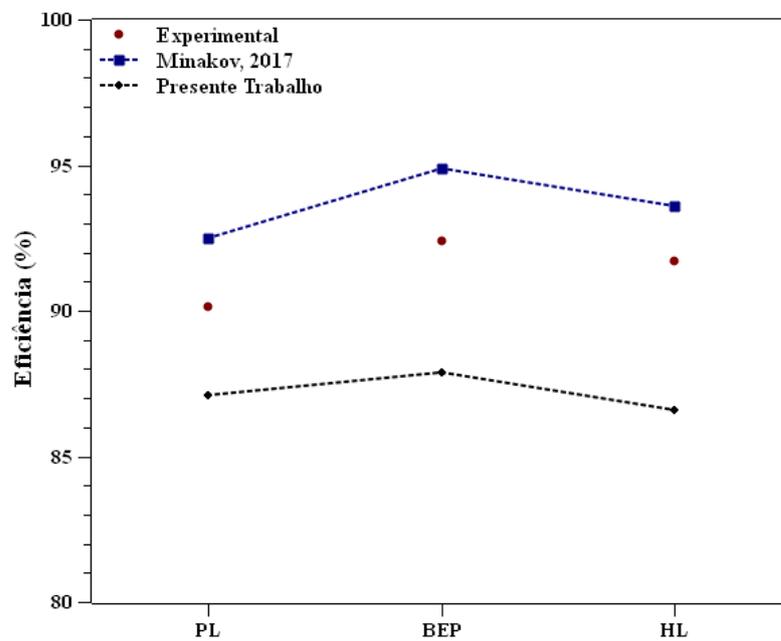
A validação numérica é feita no presente trabalho para verificação da qualidade dos resultados numéricos e verificação da modelagem proposta. A validação da abordagem numérica é feita pela comparação com os dados experimentais a partir do Workshop Francis-99. Além disso, os resultados numéricos do presente trabalho são comparados às simulações numéricas por Minakov *et al.* [40] e Grivilov *et al.* [9]. Apesar de a presente abordagem ter se baseado nos trabalhos de Minakov e Grivilov, para o cálculo de eficiência, algumas diferenças são encontradas no domínio computacional e condições de contorno. Minakov *et al.* [40] utilizaram a turbina completa para simulações enquanto Grivilov *et al.* [9] não utilizaram a voluta, inserindo assim perfis de velocidades prescritas na entrada das pás direcionadoras móveis. Dessa forma, como pode ser visto nas Figuras 34 e 35, as simulações numéricas deste trabalho indicam similar tendência quando comparada aos dados experimentais e também em relação aos trabalhos de Minakov *et al.* [40] e Grivilov *et al.* [9]. Sendo assim, para os propósitos deste trabalho, a modelagem pode ser considerada satisfatória, permitindo o estudo detalhado do comportamento hidráulico em função do tipo de dispositivo passivo avaliado.

Figura 34: Comparação de resultados numéricos e experimental para o Torque (T).



Fonte: Autoria Própria

Figura 35: Comparação de resultados numéricos e experimental para a Eficiência.



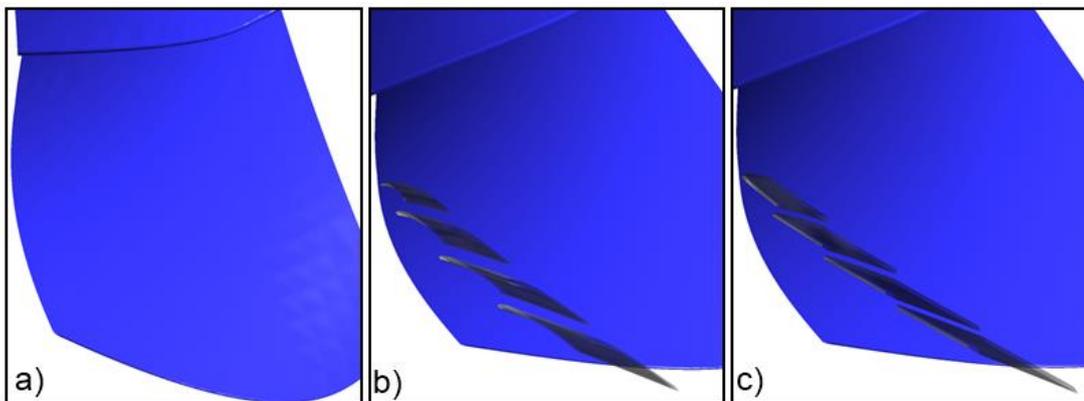
Fonte: Autoria Própria

5 RESULTADOS

Preliminarmente, alguns tipos de geradores de vórtice inseridos sobre as superfícies das pás do rotor foram avaliados quanto ao impacto sobre a formação do vórtice de corda, considerando a condição operacional PL, BEP e HL, em regime estacionário. A redução no desempenho da turbina devido à formação do vórtice de corda no tubo de descarga, principalmente quando é operada em regime de carga parcial, é uma preocupação importante para as usinas hidrelétricas. A formação do vórtice de corda é atribuída à formação de uma região estagnada no centro do tubo de descarga. Resiga *et al.* [17] citaram que uma técnica de controle de formação do vórtice de corda deve focar na região de estagnação próxima ao eixo do tubo de descarga ao invés dos vórtices próximos à parede. Além disso, a técnica empregada também não deve resultar em redução considerável da eficiência da turbina e, principalmente, no ponto de melhor eficiência. Assim, o objetivo da inserção dos dispositivos nas pás do rotor, neste trabalho, espera encontrar um modelo de dispositivo que atenda a essas diretrizes e que seja de construção simples, de forma a não exija grandes modificações no rotor atual.

Inicialmente, foram inseridos dispositivos passivos sobre as superfícies das pás do rotor, conforme mostrado na Figura 36.

Figura 36: Geradores de vórtice (GV) na pá do rotor. a) Pá do rotor sem geradores. b) Pá do rotor com geradores com perfis curvado. c) Pá do rotor com geradores com perfis retangular.



Fonte: Autoria Própria.

Considerando as três condições de operação, conforme pode ser observado na Tabela 11, todas as alternativas de geradores de vórtice resultaram em modificações nos valores de eficiência e/ou torque da turbina hidráulica. O gerador de vórtice GV2 apresentou o maior aumento no torque, e a configuração GV1 apresentou a menor redução da eficiência, considerando as três condições de operação. Para o torque com GV1, o aumento foi de aproximadamente 1% e para GV2 ficou entre 2% e 3%, considerando as três condições. Para a eficiência e condição PL, as menores diferenças foram observadas em relação a configuração original, sendo menor que 1% em GV1 e menor que 2% em GV2. Nas condições BEP e HL, a eficiência comparada ao modelo original foi 8% menor para GV2 em HL.

Tabela 11: Resultados das simulações com os GVs no rotor em PL, BEP e HL.

Configurações	Regimes de operação											
	PL				BEP				HL			
	Eficiência (%)	Dif. Eficiência (%)	Torque (N.m)	Dif. Torque (N.m)	Eficiência (%)	Dif. Eficiência (%)	Torque (N.m)	Dif. Torque (N.m)	Eficiência (%)	Dif. Eficiência (%)	Torque (N.m)	Dif. Torque (N.m)
Original	86,27	*	456,82	*	87,07	*	648,30	*	86,22	*	768,75	*
GV1	85,42	-0,97%	461,19	0,959%	84,34	-2,94%	652,87	0,70%	82,35	-4,48%	778,57	1,27%
GV2	84,64	-1,88%	467,74	2,39%	82,50	-5,24%	663,1	2,28%	79,29	-8,02%	791,86	3,07%

Fonte: Autoria Própria.

Além disso, uma análise qualitativa do vórtice de corda para o modelo original e para cada uma das alternativas de gerador de vórtice é realizada considerando as três condições de operação, baseado no método do *Q-criterion* com valor de $Q = 300 \text{ s}^{-2}$, conforme mostrado nas Tabelas 12, 13 e 14, a partir das vistas lateral e superior.

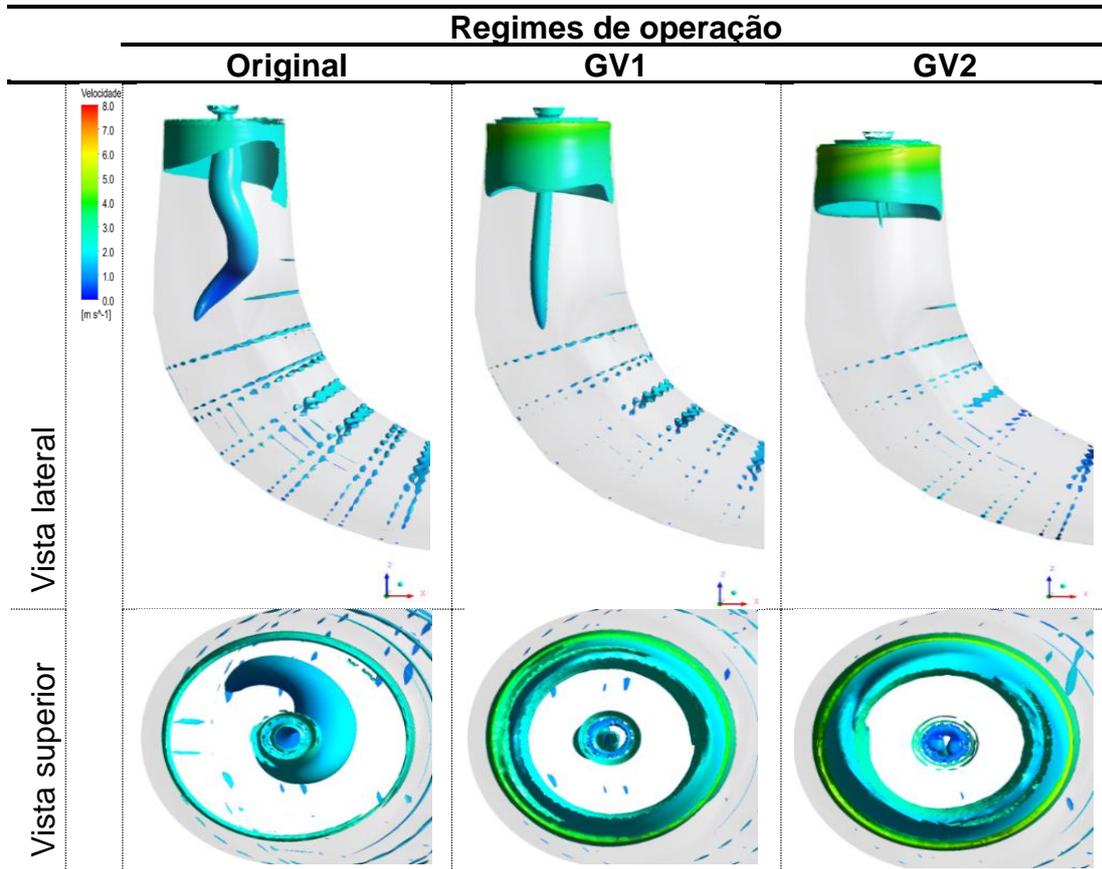
No modelo original é possível observar a variação no formato do vórtice de corda para as diferentes condições de operação da turbina. No ponto BEP, a direção do escoamento é principalmente paralela ao eixo. Em pontos de operação diferentes do BEP, uma componente de velocidade tangencial está presente. Este componente da velocidade tangencial é a fonte de diferentes fenômenos fluidodinâmicos. Em PL, a direção do escoamento tangencial é na mesma direção da rotação do rotor. Em HL, a direção de rotação do fluxo giratório muda, resultando em um formato mais rombudo (“tocha”) e oposto à rotação do rotor [15]. Em PL, o vórtice de corda tem formato em espiral girando no mesmo sentido que o rotor, enquanto na parte do cone, o vórtice permanece em torno do eixo da turbina. Entretanto, à medida que se aproxima do cotovelo do tubo de descarga o vórtice se afasta do eixo de rotação. A velocidade do fluido no tubo de descarga diminui à medida que se afasta da região de entrada, de modo que a redução da velocidade proporciona a conversão da energia cinética gerada pela pá no rotor em um aumento de pressão estática [22].

Nota-se que a inserção dos dispositivos passivos impacta no formato do vórtice de corda, tornando a estrutura vortical confinada ao longo da linha do eixo central, como pode ser vista em PL, onde ambos dispositivos centralizaram o vórtice. A diferença foi que o GV2 também apresentou redução significativa no comprimento da estrutura do vórtice de corda. Em BEP, o GV1 apresentou a estrutura vortical semelhante ao original. O GV2 também apresentou vórtice centralizado, porém um pouco mais característico com a estrutura encontrada em HL. Em HL, os dois dispositivos apresentaram o vórtice tipo “tocha”, como citado por Kobro, mas com maior diâmetro comparado ao original. E o diâmetro do vórtice de corda na parte superior é menor do que aquele na parte inferior próxima ao cotovelo. Em BEP e HL, a componente axial da velocidade do escoamento no núcleo aumentou.

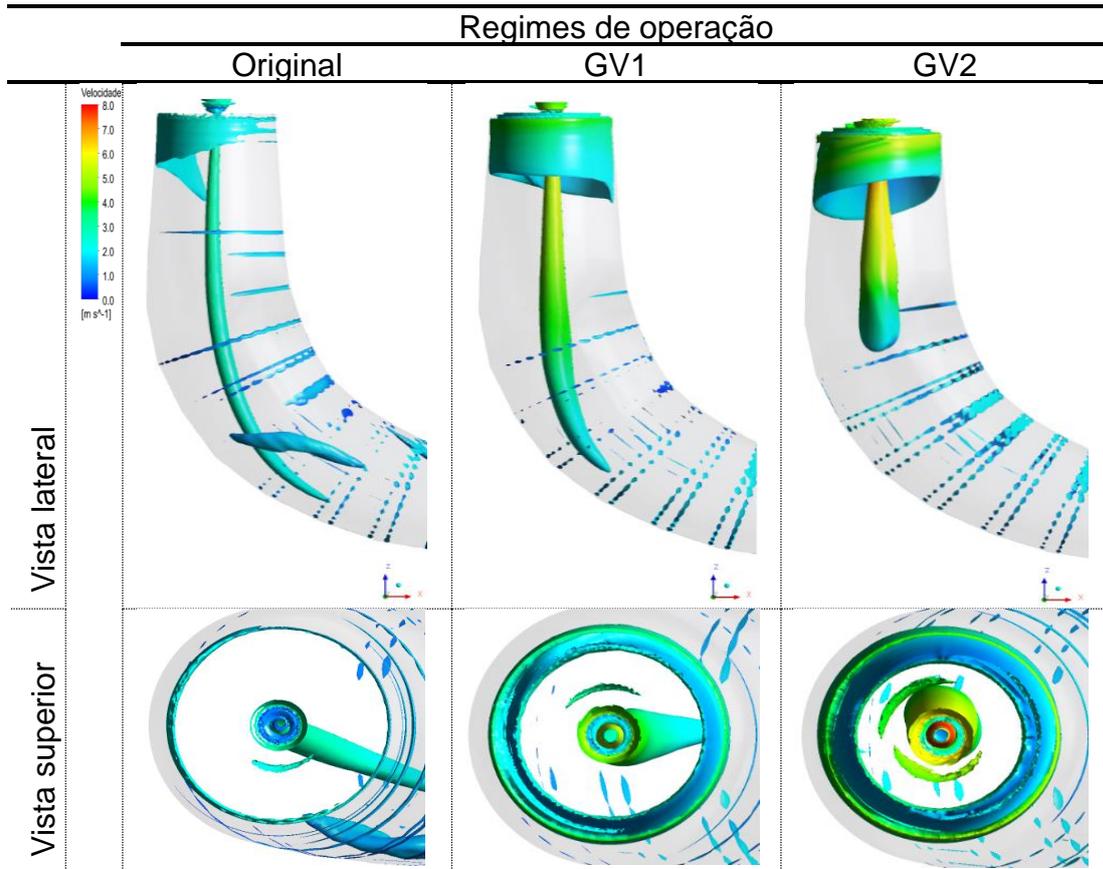
O dispositivo passivo GV1, além de ter menor impacto sobre a eficiência nas três condições operacionais, foi a alternativa que apresentou uma redução no vórtice de corda na condição PL. Já na condição BEP, GV1 apresentou estrutura vortical

semelhante ao original, fato que é importante pois o objetivo além mitigar o vórtice de corda é alterar o mínimo possível a dinâmica do escoamento.

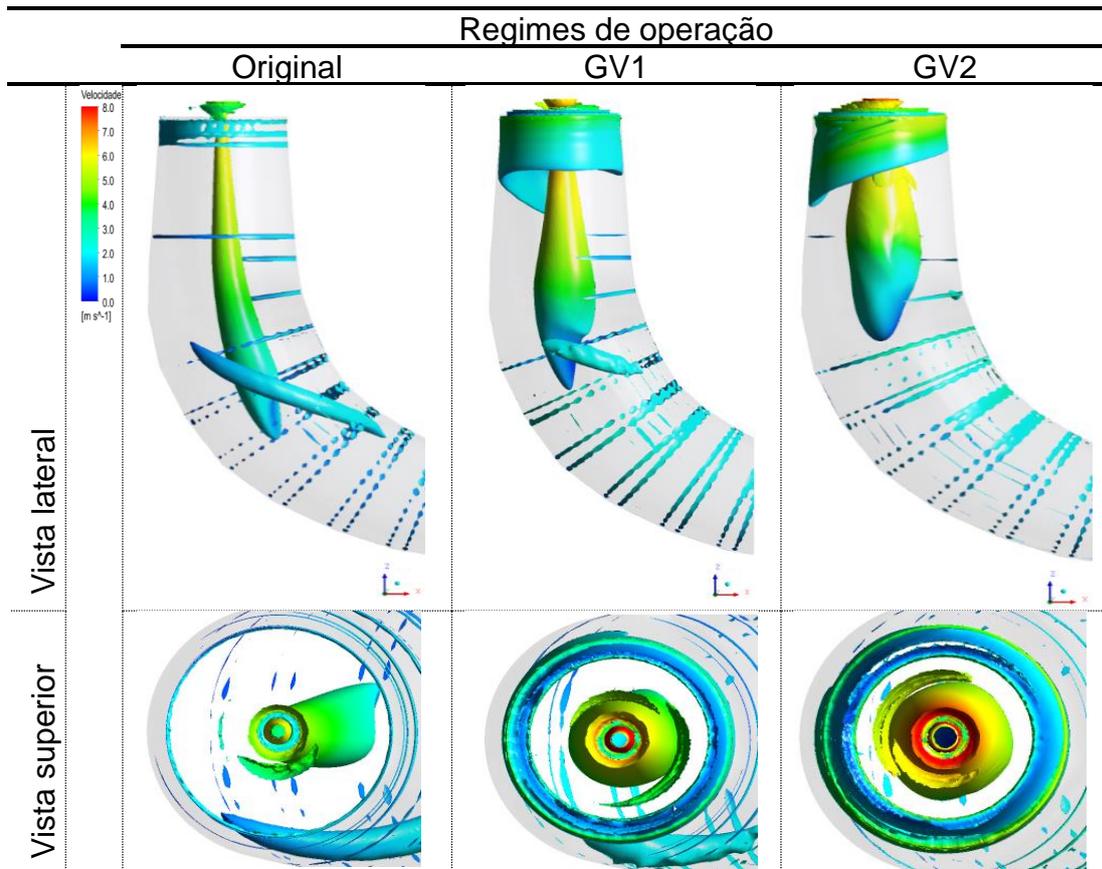
Tabela 12: *Q-criterion* de 300 s^{-2} dos GV's no rotor em PL.



Fonte: Autoria própria.

Tabela 13: *Q-criterion* de 300 s^{-2} dos DP's no rotor em BEP.

Fonte: Autoria própria.

Tabela 12: *Q-criterion* de 300 s^{-2} dos DP's no rotor em HL.

Fonte: Autoria própria.

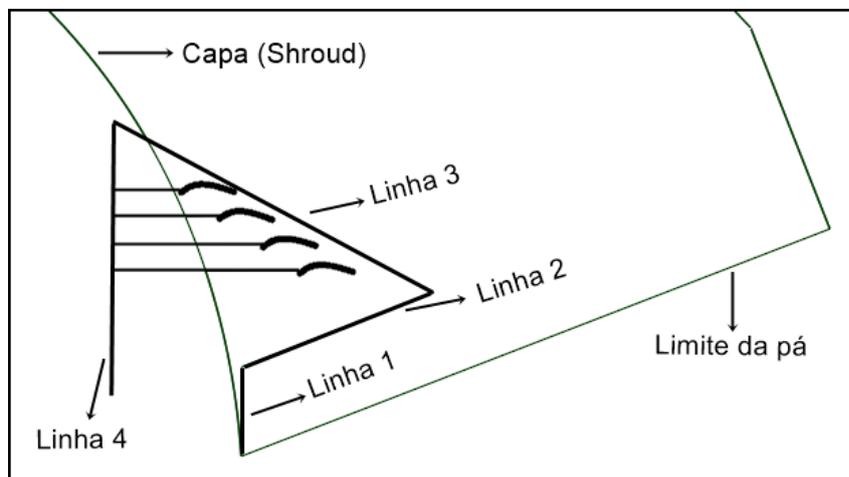
Contudo, a aplicação de geradores de vórtice sobre as pás do rotor aumenta a quantidade de movimento axial no centro e mitiga a região estagnada em todas as condições, podendo aumentar a estabilidade do escoamento. Considerando que o vórtice de corda foi reduzido em PL, e também teve a menor redução da eficiência em PL, propõe-se submeter às configurações para uma análise paramétrica das características geométricas dos dispositivos, e espera-se que os resultados obtidos apresentem igual ou maior eficiência para os casos BEP e HL.

Os resultados preliminares demonstram uma importante correlação entre as condições de operação e a formação do vórtice de corda, indicando que a metodologia adotada é relevante para a análise do comportamento de turbinas hidráulicas industriais.

5.1 Análise paramétrica

Nesta seção, uma análise paramétrica é realizada a partir das configurações dos GVs, com o objetivo de identificar a sensibilidade dos parâmetros de entrada em função de mudanças geométricas dos dispositivos passivos. A Figura 37 mostra as linhas que foram traçadas para identificar os parâmetros geométricos que serão analisados.

Figura 37: Linhas para definição dos parâmetros de análise.



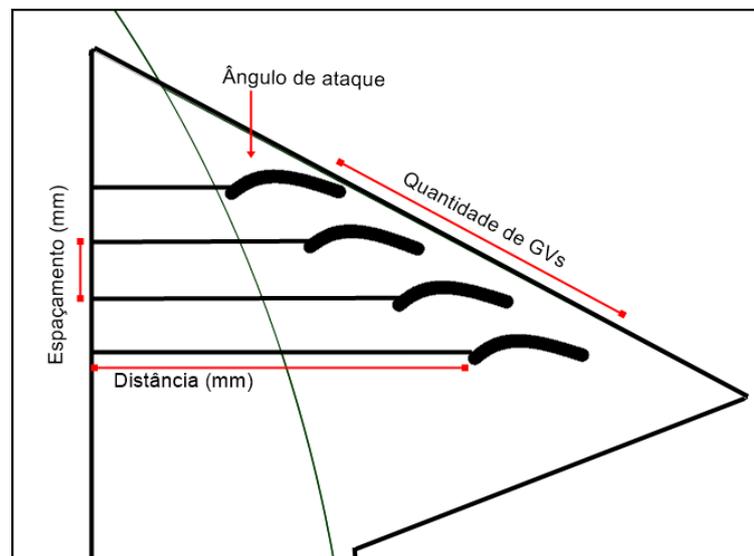
Fonte: Autoria própria.

A linha 1, criada a 90° do plano e com comprimento de 20mm, estabelece uma distância com o limite da pá, para que ao ser convertido em sólido, o desenho dos GVs, não ultrapassem a borda final da pá. A linha 2, paralela com a linha do limite da pá e com comprimento de 45 mm, foi definida para delimitar a base da área de implementação dos GVs. A linha 3, com 80 mm de dimensão e a 50° da linha 2, é uma linha guia que estabelece um limite para a disposição dos GVs, com o objetivo de evitar que eles fiquem próximos do centro da pá e interfiram no escoamento o mínimo possível, mas o suficiente para mitigar o vórtice de corda sem a penalização na eficiência. A linha 4, é uma linha com ângulo reto (90°) ao plano e traçada a partir do ponto final da linha 3, com comprimento de 60 mm, tem o objetivo de facilitar a definição dos parâmetros, visto que a linha da capa (Shroud) é curvada, assim

estabelece melhor controle dos parâmetros e distâncias entre os dispositivos. Essa reta deve formar 90 graus sempre com a reta do parâmetro de distância.

Para o processo de análise paramétrica foi considerada a configuração 1 que contém 4 GVs com espaçamento de 6 mm entre eles e com ângulos de ataque de 30°. Os parâmetros geométricos: Espaçamento, distância da linha 4 até o dispositivo, ângulo de ataque e a quantidade de GVs, estão indicados na Figura 38, e avaliados de forma individual, mantendo a configuração 1 da pá inicial para os parâmetros que não estão sendo analisados.

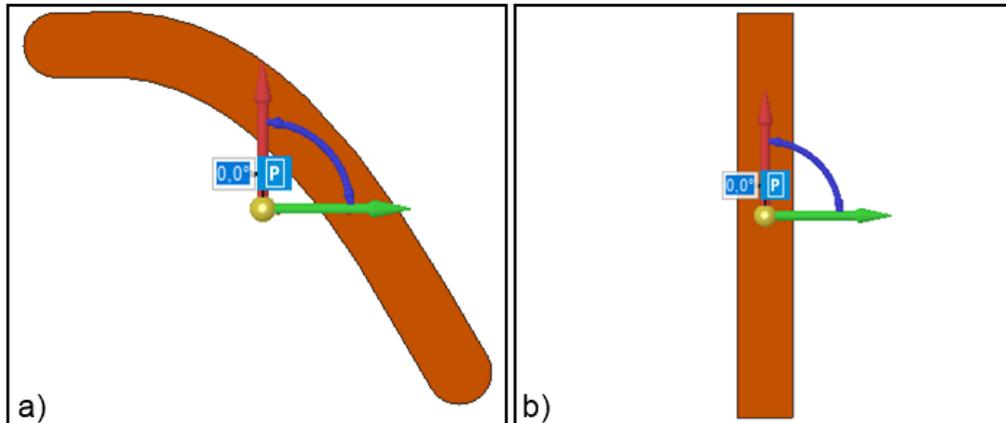
Figura 38: Parâmetros analisados.



Fonte: Autoria própria.

O espaçamento entre os GVs é definido a partir da linha 4. A distância dos GVs foi definida a partir de linhas perpendiculares a linha 4 e traçadas até o ponto inicial de construção do dispositivo. O ângulo de ataque do dispositivo é determinado pelo eixo do plano definido para criação dos dispositivos, como pode ser observado na Figura 39. E o último parâmetro testado será a configuração com apenas 2 GVs. A distância foi mantida constante em todas as configurações.

Figura 39: Definição do ângulo de ataque dos dispositivos. a) GV com perfil curvado
b) GV com perfil retangular.



Fonte: Autoria própria.

5.2 Primeira etapa da análise paramétrica

Inicialmente foram definidas 9 configurações diferentes para o GV1 e 9 para o GV2, sendo a primeira configuração parametrizada a partir da geometria do teste 1. Na análise paramétrica proposta, a partir da configuração 1, foram analisados os parâmetros individualmente, variando cada parâmetro enquanto os demais permaneciam sem alteração. A configuração 1 é a base, onde a partir dela foram geradas as demais.

Na Tabela 15 para o GV1 e Tabela 16 para o GV2, podemos ver as configurações de 1 a 4 representando a variação de espaçamento. Nas configurações 1, 5, 6 e 7 são analisados o ângulo de ataque e para as configurações 1, 8 e 9 podemos ver a diferença entre a quantidade de GVs e os valores que foram variados foram deixados em destaque com a cor cinza nas tabelas.

Tabela 15: Configurações do GV1 e parâmetros analisados.

Configurações	Parâmetros analisados		
	Espaçamento (mm)	Ângulo de ataque (°)	Quantidade de GVs
1 (GV1_6_30_4)	6	30	4
2 (GV1_7_30_4)	7	30	4
3 (GV1_8_30_4)	8	30	4
4 (GV1_9_30_4)	9	30	4
5 (GV1_6_40_4)	6	40	4
6 (GV1_6_20_4)	6	20	4
7 (GV1_6_10_4)	6	10	4
8 (GV1_6_30_3)	6	30	3
9 (GV1_6_30_2)	6	30	2

Fonte: Autoria própria.

Tabela 16: Configurações do GV2 e parâmetros analisados.

Configurações	Parâmetros analisados		
	Espaçamento (mm)	Ângulo de ataque (°)	Quantidade de GVs
1 (GV2_6_60_4)	6	60	4
2 (GV2_7_60_4)	7	60	4
3 (GV2_8_60_4)	8	60	4
4 (GV2_9_60_4)	9	60	4
5 (GV2_6_70_4)	6	70	4
6 (GV2_6_50_4)	6	50	4
7 (GV2_6_40_4)	6	40	4
8 (GV2_6_60_3)	6	60	3
9 (GV2_6_60_2)	6	60	2

Fonte: Autoria própria.

Os resultados quantitativos obtidos pelas configurações dos dois tipos de geradores de vórtices inseridos sobre a pá do rotor, sob os três regimes de operação, podem ser vistos na Tabela 17. A seguir serão discutidos os resultados da Tabela 17 junto com os gráficos e sessões referentes a cada parâmetro analisado.

Tabela 17: Resultados da primeira etapa da análise paramétrica, para os 2 tipos de GVs, realizada nos três diferentes regimes de operação.

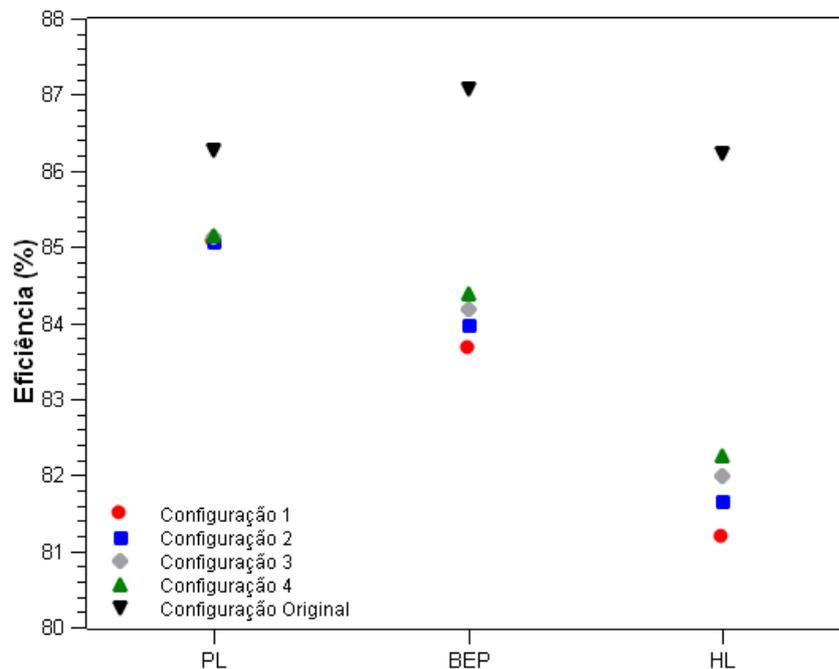
Configurações	Regimes de operação											
	PL				BEP				HL			
	Eficiência (%)	Dif. Eficiência (%)	Torque (N.m)	Torque (N.m)	Eficiência (%)	Dif. Eficiência (%)	Torque (N.m)	Dif. Torque (N.m)	Eficiência (%)	Dif. Eficiência (%)	Torque (N.m)	Dif. Torque (N.m)
Original	86,27	*	456,82	*	87,097	*	648,30	*	86,22	*	768,75	*
1 (GV1_6_30_4)	85,063	-1,40	462,95	1,34	83,65	-3,93	655,63	1,13	81,17	-5,86	781,49	1,66
2 (GV1_7_30_4)	85,065	-1,40	460,12	0,72	83,96	-3,57	650,39	0,32	81,66	-5,29	774,37	0,73
3 (GV1_8_30_4)	85,123	-1,33	459,22	0,53	84,17	-3,34	649,35	0,16	81,99	-4,91	774,13	0,70
4 (GV1_9_30_4)	85,157	-1,29	458,31	0,33	84,38	-3,10	648,14	0,02	82,26	-4,59	772,39	0,47
5 (GV1_6_40_4)	84,932	-1,55	458,74	0,42	83,89	-3,66	649,72	0,22	81,53	-5,43	773,95	0,68
6 (GV1_6_20_4)	85,53	-0,86	464,17	1,61	84,44	-3,02	658,05	1,50	82,12	-4,76	785,47	2,18
7 (GV1_6_10_4)	85,952	-0,37	459,59	0,61	85,88	-1,37	651,07	0,43	84,33	-2,20	776,74	1,04
8 (GV1_6_30_3)	85,367	-1,05	459,04	0,49	84,77	-2,64	648,53	0,04	82,78	-3,99	772,88	0,54
9 (GV1_6_30_2)	85,564	-0,82	455,82	-0,22	85,76	-1,51	645,07	-0,50	84,15	-2,40	768,95	0,03
1 (GV2_6_60_4)	85,38	-1,03	459,12	0,50	84,66	-2,77	649,77	0,23	82,49	-4,32	774,67	0,77
2 (GV2_7_60_4)	85,50	-0,90	459,13	0,50	84,86	-2,54	650,24	0,30	82,96	-3,78	775,81	0,92
3 (GV2_8_60_4)	85,57	-0,82	459,16	0,51	85,04	-2,33	650,50	0,34	83,21	-3,49	776,25	0,98
4 (GV2_9_60_4)	85,61	-0,76	458,90	0,46	85,24	-2,11	650,04	0,27	83,46	-3,20	775,65	0,90
5 (GV2_6_70_4)	85,29	-1,14	458,88	0,45	84,51	-2,94	649,26	0,15	82,29	-4,56	774,23	0,71
6 (GV2_6_50_4)	85,66	-0,71	458,61	0,39	85,36	-1,96	649,17	0,13	83,55	-3,10	774,31	0,72
7 (GV2_6_40_4)	85,94	-0,38	458,13	0,29	86,16	-1,05	648,77	0,07	84,69	-1,78	773,61	0,63
8 (GV2_6_60_3)	85,48	-0,91	456,16	-0,15	85,56	-1,73	645,69	-0,40	84,13	-2,42	769,69	0,12
9 (GV2_6_60_2)	85,81	-0,53	455,37	-0,32	86,24	-0,96	644,53	-0,58	84,91	-1,52	767,71	-0,13

Fonte: Autoria própria.

5.2.1 Espaçamento

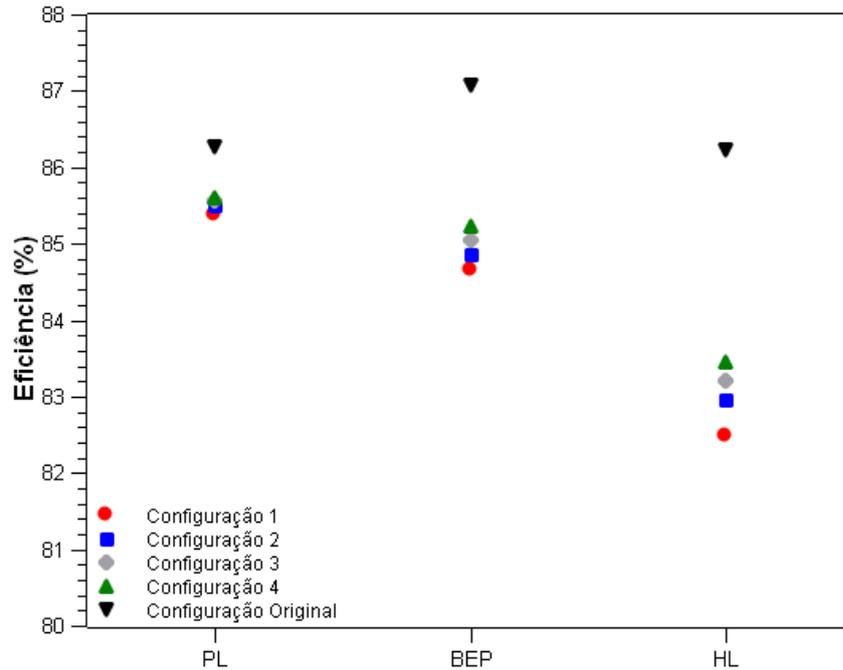
As configurações que representam as variações de espaçamento nas geometrias são de 1 a 4, com espaçamento de 6 a 9 mm, respectivamente. Com a distância fixada, o espaçamento passou a ter limitantes na construção das geometrias definindo assim 6 mm como o menor espaçamento possível para não sobrepor os GVs e 9 mm como o valor máximo para que não ultrapasse o limite final da pá, conforme a Figura 37. A Figura 40 para o GV1 e Figura 41 para o GV2 mostram os valores de eficiência para a análise do espaçamento.

Figura 40: Resultados de eficiência para as configurações da análise do espaçamento, para o GV1, nos três regimes de operação.



Fonte: Autoria própria.

Figura 41: Resultados de eficiência para as configurações da análise do espaçamento, para o GV2, nos três regimes de operação.



Fonte: Autoria própria.

Analisando os parâmetros individualmente para os valores de eficiência, foi observado que a variação deste parâmetro é pouco influente sobre a eficiência. Os gráficos e a Tabela 17 mostram que nos dois GVs houve queda na eficiência. A configuração 4 (GV1_9_30_4) e (GV2_9_60_4) com espaçamento 9 mm foram a que obtiveram menores prejuízos. As diferenças foram de -1,29% no maior espaçamento e de -1,40% para o espaçamento mínimo de 6 mm em GV1. E para o GV2 foi de -0,76% no maior espaçamento e de -1,03% no espaçamento mínimo. Os gráficos de para o espaçamento apresentarem uma tendência bem similar, o GV2 apresentou uma ligeira vantagem em relação ao GV1 devido a sua eficiência mais alta nos três regimes de operação.

Em relação ao torque, como mostrado na Tabela 17, os dois GVs apresentaram um leve aumento em todas as configurações e nos três regimes testados. O GV1 apresentou uma tendência de aumento de torque proporcional a redução do espaçamento, resultado diferente da análise da eficiência, onde a configuração com

maior espaçamento foi mais vantajosa. Já o GV2 não apresentou uma tendência e teve valores abaixo do GV1.

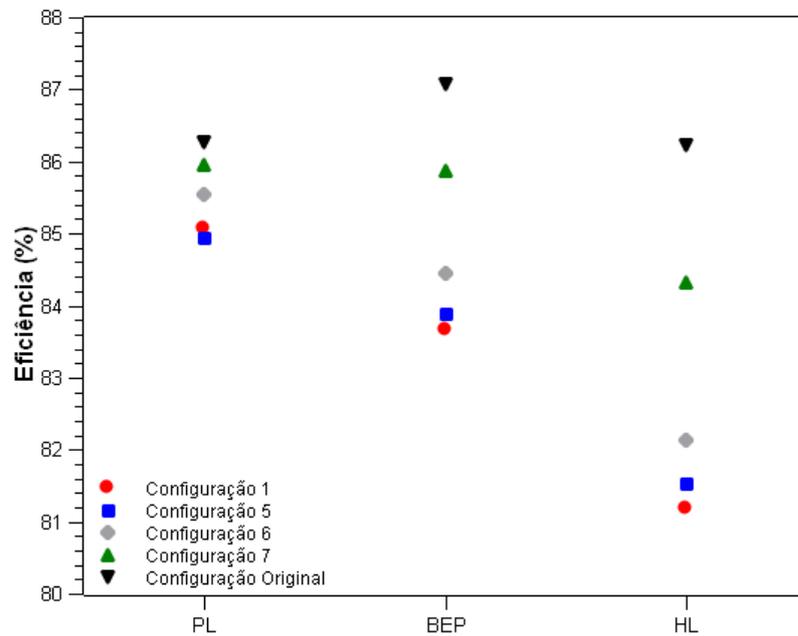
5.2.2 Ângulo de ataque

As configurações que representam a variação de ângulo de ataque são a 1, 5, 6 e 7, em GV1 foram testados com ângulo de 30° , 40° , 20° e 10° , respectivamente. Para o GV2 foi necessário maior ângulo de ataque, pois o GV1 já apresenta uma angulação em sua geometria. Portanto o GV2 apresenta em suas configurações 1,5,6 e 7, os ângulos de ataque de 60° , 70° , 50° , e 40° , respectivamente

A configuração 1 (base) foi definida com o ângulo de 30° para o GV1 e 60° para o GV2. Com a ideia de tentar não afetar bruscamente o escoamento foi pensado em testar ângulos menores que 30° (GV1) e menores que 60° (GV2). Entretanto, ângulos menores que 10° e menores que 40° dificultam a criação da geometria. Não houve limitantes para a construção de ângulos maiores que 30° (GV1) e que 60° (GV2), porém foi testado apenas uma configuração com 40° (GV1) e 70° (GV2).

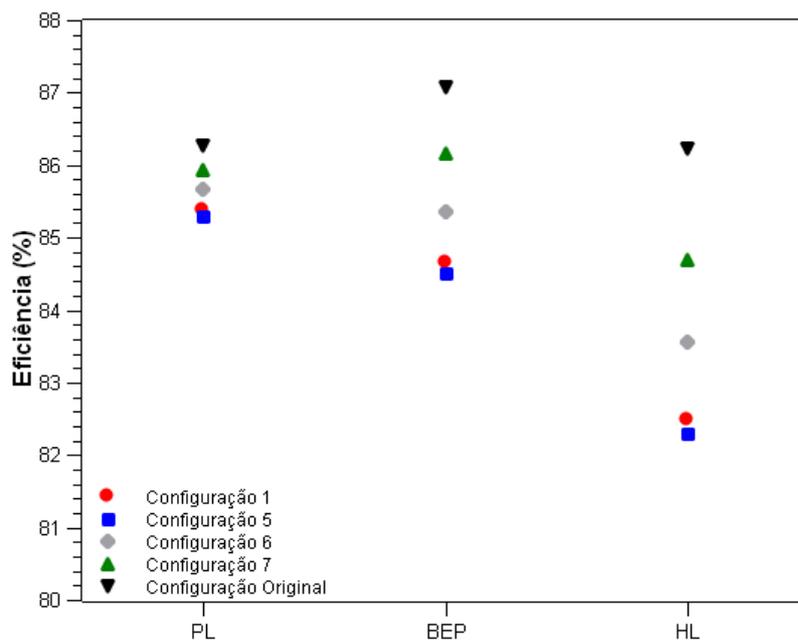
Os resultados de eficiência para a variação do ângulo de ataque podem ser vistos na Figura 42, para o GV1 e Figura 43, para o GV2.

Figura 42: Resultados de eficiência para as configurações da análise do ângulo de ataque, para o GV1, nos três regimes de operação.



Fonte: Autoria própria.

Figura 43: Resultados de eficiência para as configurações da análise do ângulo de ataque, para o GV2, nos três regimes de operação.



Fonte: Autoria própria.

Conforme os resultados mostrados na Tabela 17 e visualizados nas Figuras 42 e 43, foi observado que o ângulo de ataque dos geradores de vórtices tem grande impacto sobre a eficiência da turbina hidráulica e todos trouxeram impacto negativo na eficiência. As Figuras 42 e 43 indicam que os ângulos de ataque menores de 20° e 10° (GV1) e menores que 50° e 40° (GV2), são mais favoráveis na questão da eficiência, com menores perdas.

Para o GV2, o aumento do ângulo de ataque significou menor eficiência. Como podemos ver essa tendência seguiu para o GV1 apenas no PL, a configuração 5 com o ângulo de 40° , foi melhor do que com 30° em BEP e HL, mas ainda assim estes ângulos maiores apresentaram consideráveis valores de perda de eficiência.

O ângulo de 10° (GV1) na configuração 7 foi a mais vantajosa em eficiência das 9 testadas para esse tipo de GV. E para o GV2, a configuração 7 (GV2_6_40_4) foi a com menor prejuízo na eficiência em PL e a segunda menor em BEP e HL.

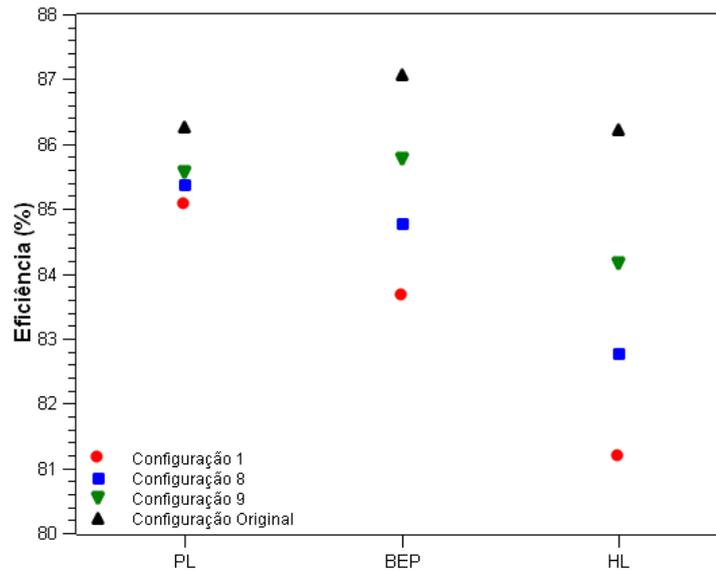
Em relação ao torque, como mostrado na Tabela 17, os dois GVs apresentaram um curto aumento em todas as configurações e nos três regimes testados. O GV1 não apresentou uma tendência, mas a configuração 6 (GV1_6_20_4) foi a com maior acréscimo no torque dentre as 9 testadas nesse GV. Já o GV2 apresentou pouca diferença de torque entre as configurações e também teve valores abaixo do GV1.

5.2.3 Quantidade de GVs

As configurações que apresentam variações na quantidade de GVs são a 1, 8 e 9, variando entre 4, 3 e 2 dispositivos, respectivamente. Da maneira como foi desenhado os dispositivos e dentro da região próximo a saída da pá, ilustrada na Figura 37, ficou limitado a máximo de 4 dispositivos nas configurações, devido ao processo de criação da geometria dos GVs, assim, impedindo de adicionar mais algum dispositivo sem mudar os parâmetros ou aspectos geométricos do GV. Na configuração com 3 dispositivos é retirado o último elemento, localizado próximo ao limite da pá (Figura 37) e na configuração com 2 dispositivos são retirados os dois últimos elementos, também no mesmo sentido da configuração anterior.

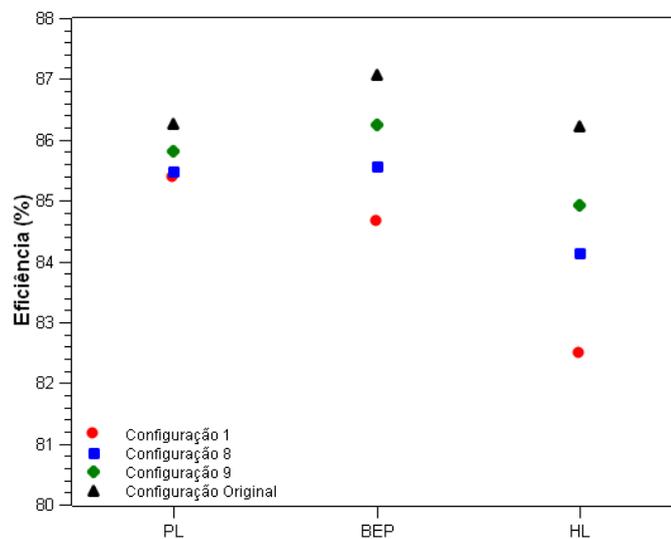
A seguir, temos os resultados de eficiência considerando a quantidade de GVs, representados na Figura 44 para o GV1 e Figura 45 para o GV2.

Figura 44: Resultados de eficiência para as configurações da análise da quantidade de GVs, para o GV1, nos três regimes de operação.



Fonte: Autoria própria.

Figura 45: Resultados de eficiência para as configurações da análise da quantidade de GVs, para o GV2, nos três regimes de operação.



Fonte: Autoria própria.

Conforme os dados da Tabela 17, podemos analisar que este último parâmetro também demonstrou muito impacto na eficiência. E os impactos também foram todos negativos. As Figuras 44 e 45 mostram uma tendência que com menor quantidade de GVs, menor o prejuízo na eficiência. Assim as configurações com apenas 2 GVs tiveram os maiores valores de eficiência.

A configuração 9 (GV1_6_40_2) apresentou o segundo maior valor de eficiência, nos três regimes, dentre as 9 configurações testadas nesse tipo de GV. Já a configuração 9 (GV2_6_60_2) apresentou maior eficiência em BEP e HL, e a segunda em PL.

Em relação ao torque, como mostrado na Tabela 17, as configurações 8 e 9, nas quais tiveram seus últimos GVs retirados, apresentaram menores ganhos no torque e até perdas como a configuração 9 (GV1_6_30_2) que teve prejuízo no torque em PL e BEP e em HL foi praticamente nulo. Já o GV2 apresentou na configuração 9 (GV2_6_60_2) perda de torque nos três regimes de operação e em PL e BEP da configuração 8 (GV2_6_60_3).

De maneira geral, foi observado que a eficiência sofreu redução em todas as configurações com a inserção dos GVs. E que o parâmetro do ângulo de ataque e a quantidade de GVs tem maiores consequências na eficiência da turbina do que o espaçamento. Mas espaçamento maior, ângulo de ataque menor e menor quantidade de GVs, indicaram os maiores resultados na eficiência.

Também foi possível observar que o aumento no torque através da inserção dos dispositivos seguiu na mesma tendência da configuração original sem dispositivos, conforme maior a velocidade de rotação, o torque também foi maior.

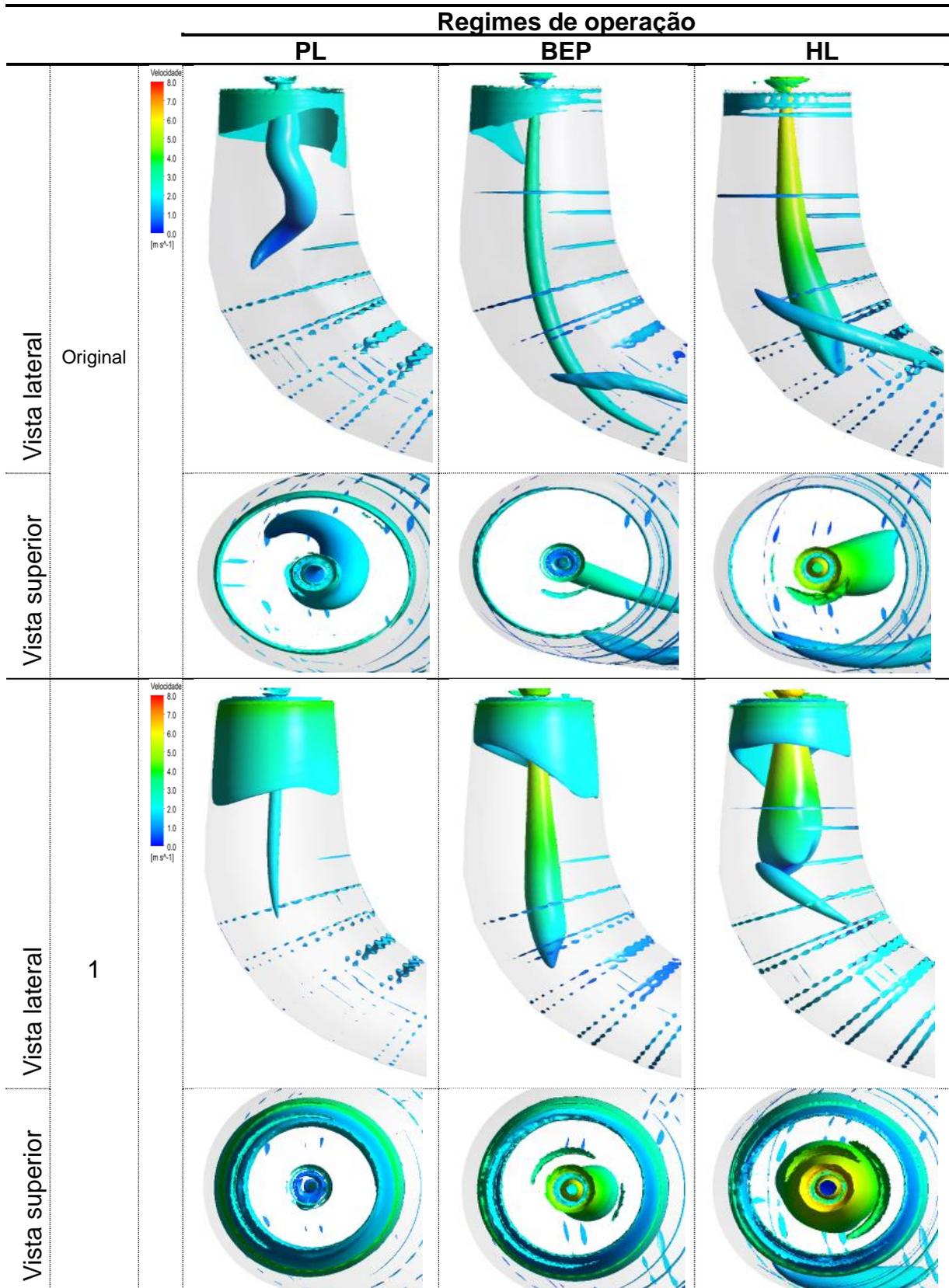
Foi observado também que a quantidade de GVs é um parâmetro com maior impacto no torque e principalmente os últimos GVs, localizados próximos à saída da pá, tem maiores influências no torque.

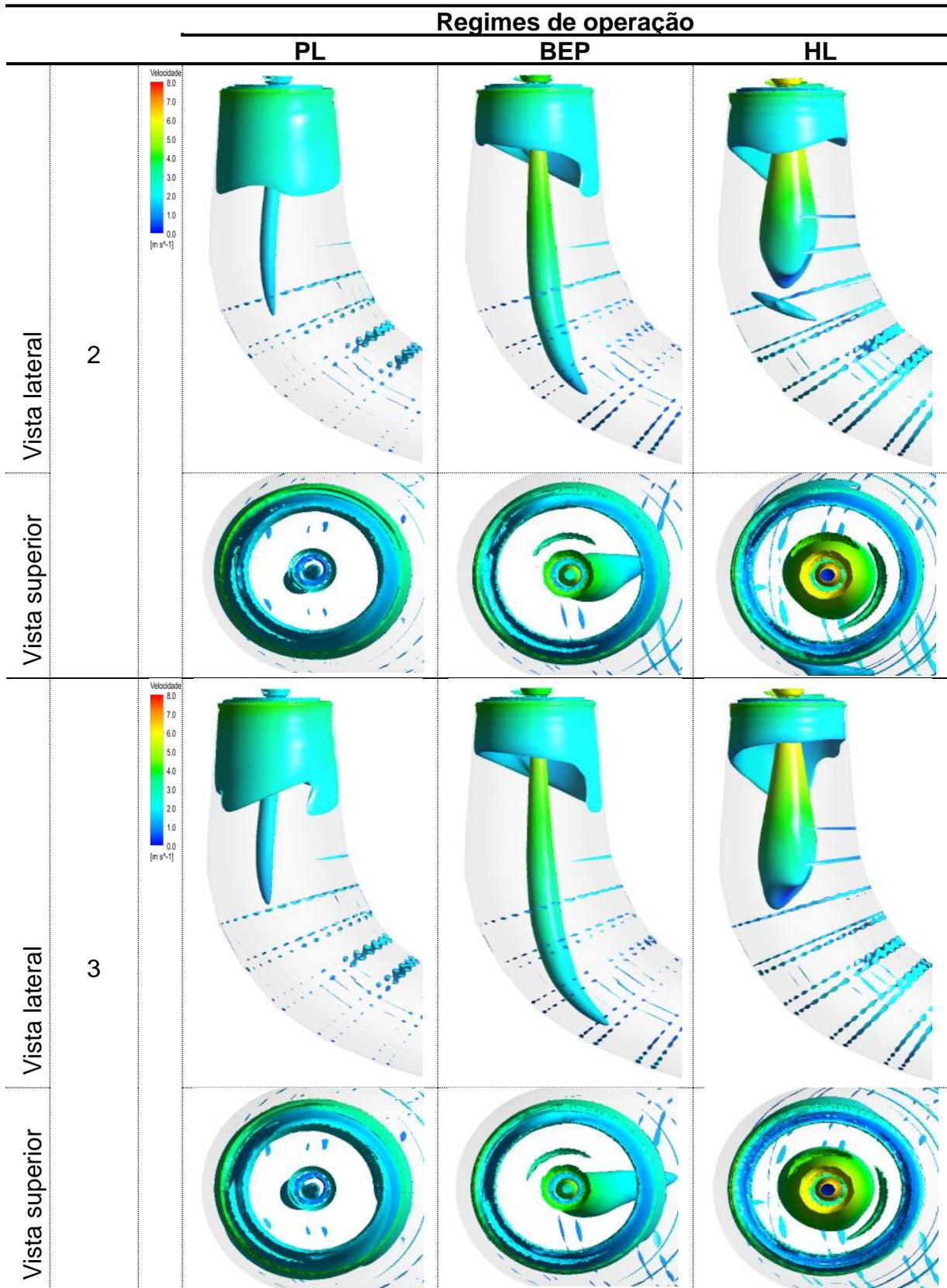
5.3 Análise do vórtice de corda

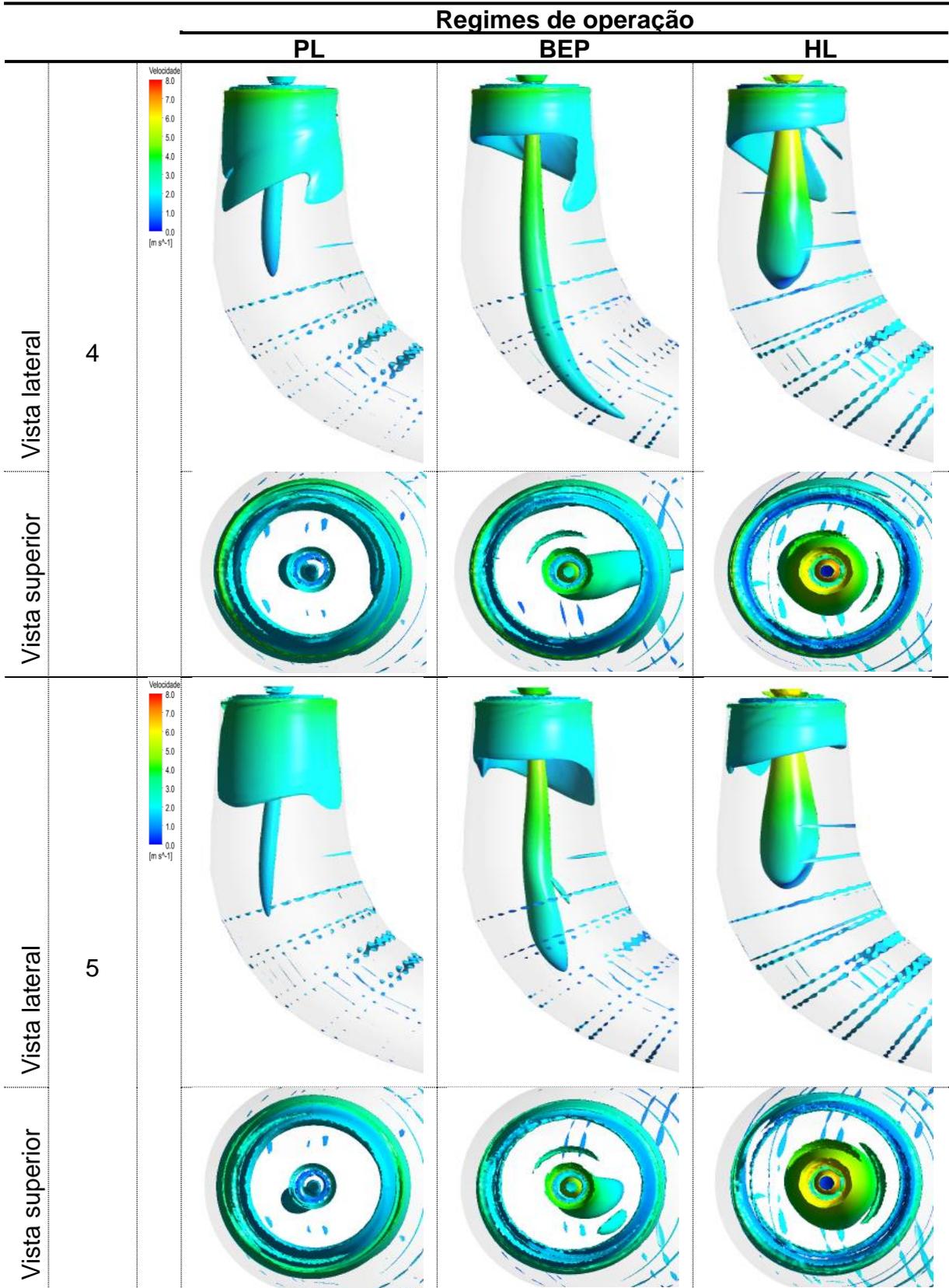
A análise de estrutura de vórtices é uma análise qualitativa baseada nas características do escoamento. Nas Tabelas 18 e 19, para a carga parcial no rotor original sem dispositivos, é possível verificar um vórtice de corda no tubo de descarga com formato helicoidal. Comparado ao tubo de descarga do modelo base, a aplicação de geradores de vórtices no perfil do rotor, aumenta a quantidade de movimento axial no centro e remove a região de estagnação na maioria dos casos. Foi observado também que sua forma mudou de helicoidal para um cilindro estendido e foi confinado ao longo da linha central e em alguns casos levemente descentralizado em relação ao eixo do tubo de descarga.

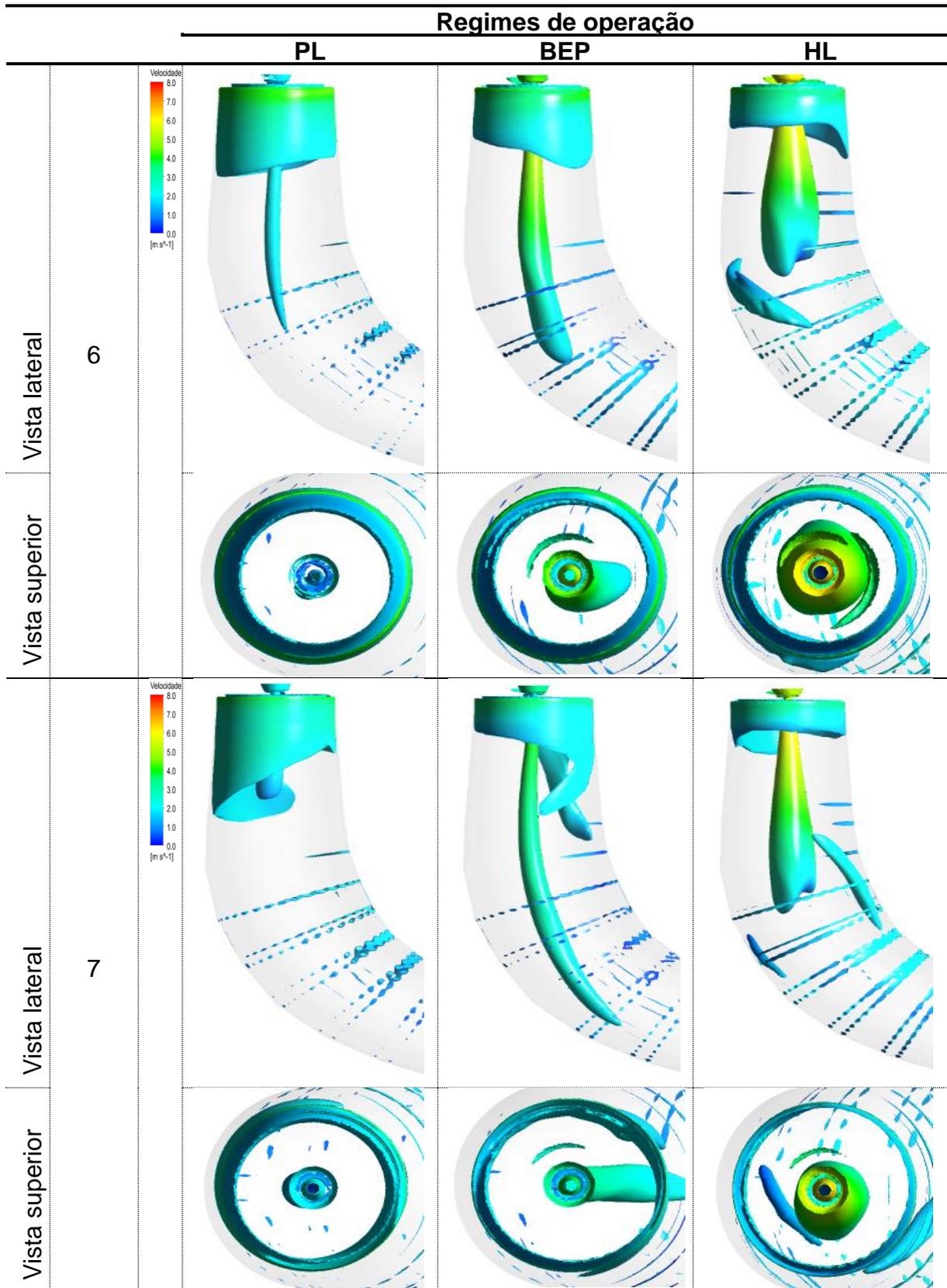
Assim, nas Tabelas 18 e 19, podemos observar que existem alterações significativas no formato do vórtice de corda para as diferentes condições de operação da turbina. Conforme observado, o vórtice de corda é caracterizado pelo desenvolvimento da região de estagnação ao longo do eixo central do tubo de sucção. O vórtice de corda no tubo de descarga está exatamente em torno dessa região de estagnação [69].

Tabela 18: Análise qualitativa do rotor original sem GV e as configurações com GV1, sob os três regimes de operação, utilizando Q -criterion de 300 s^{-2} .









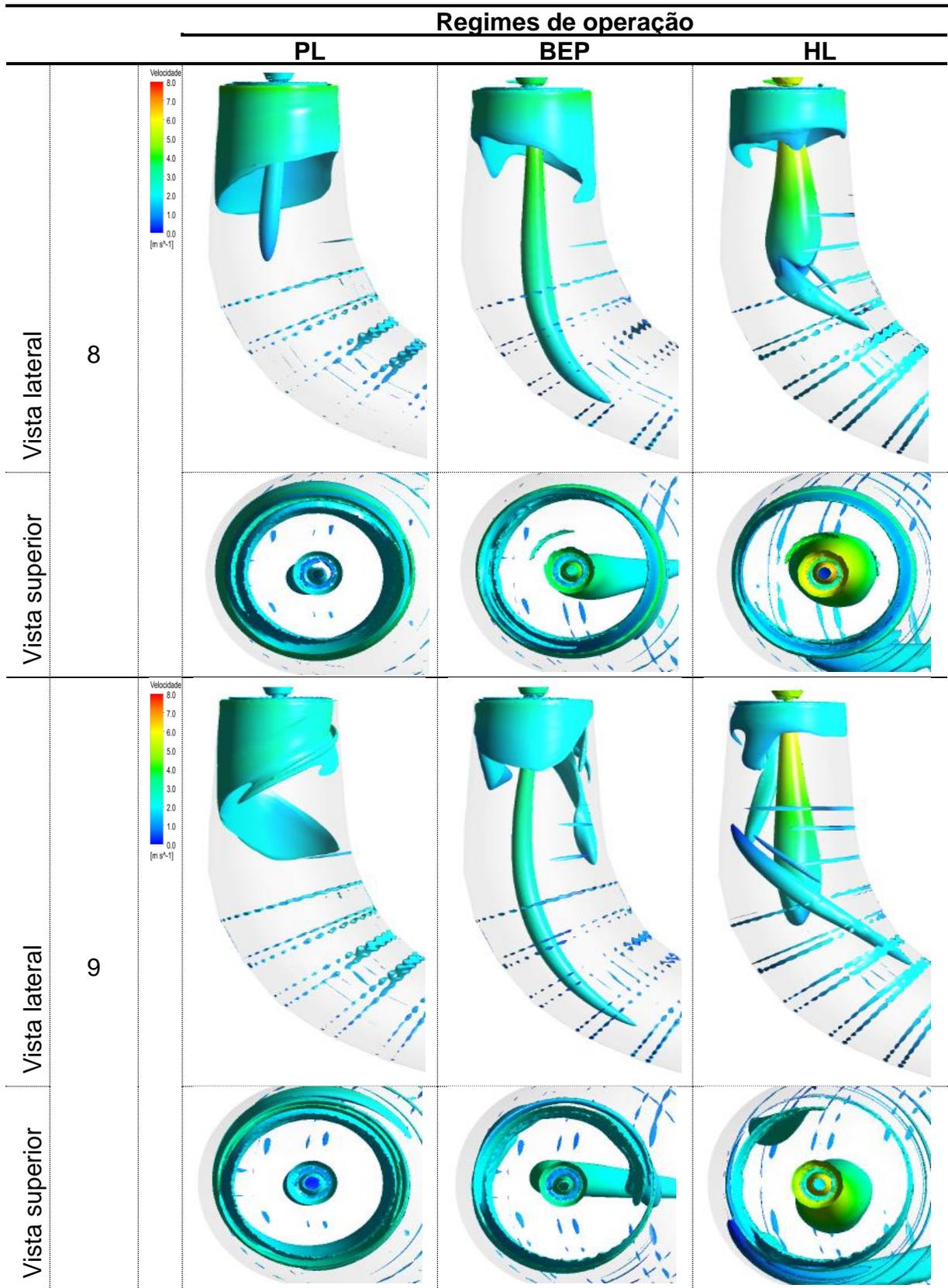
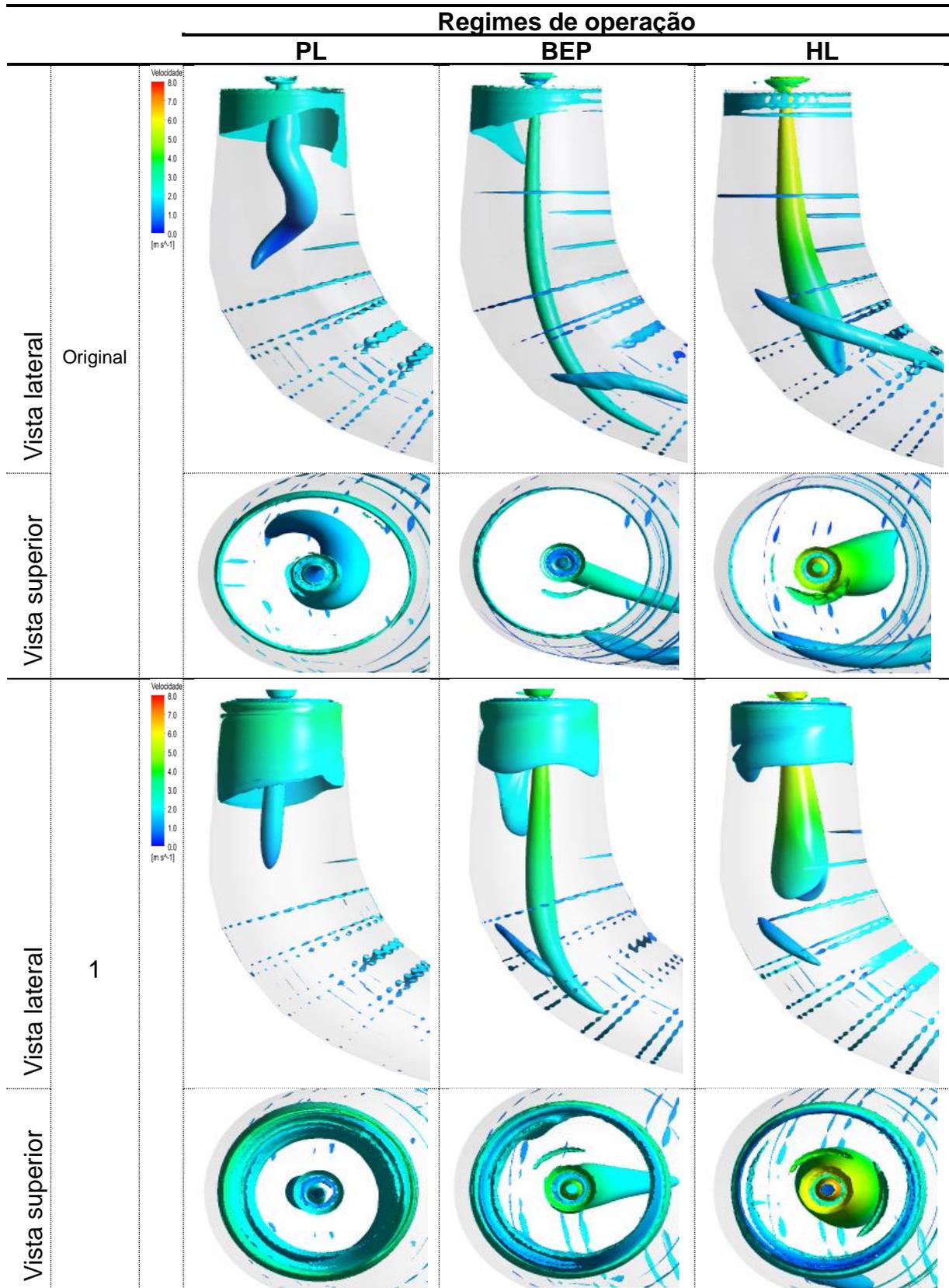
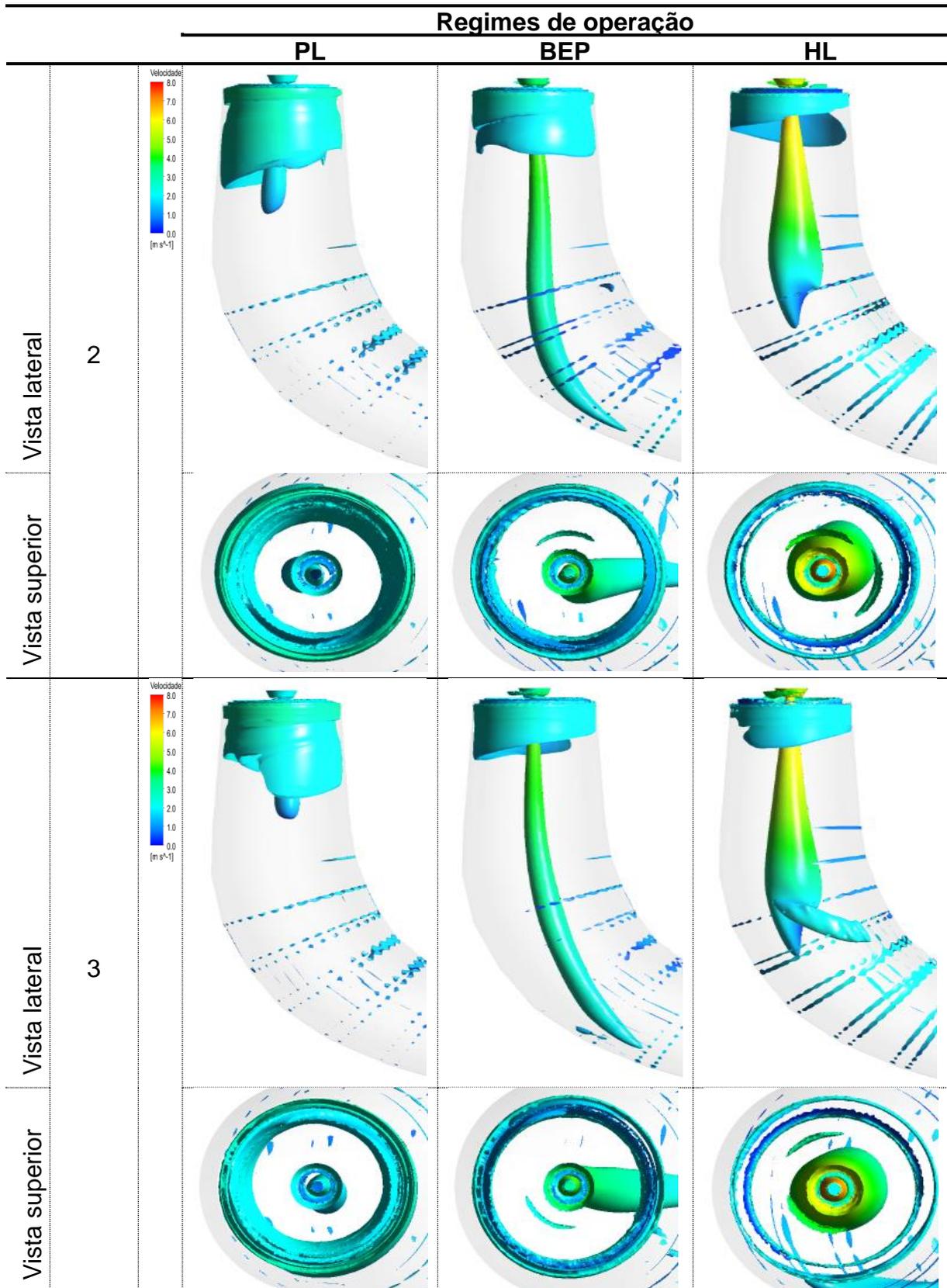
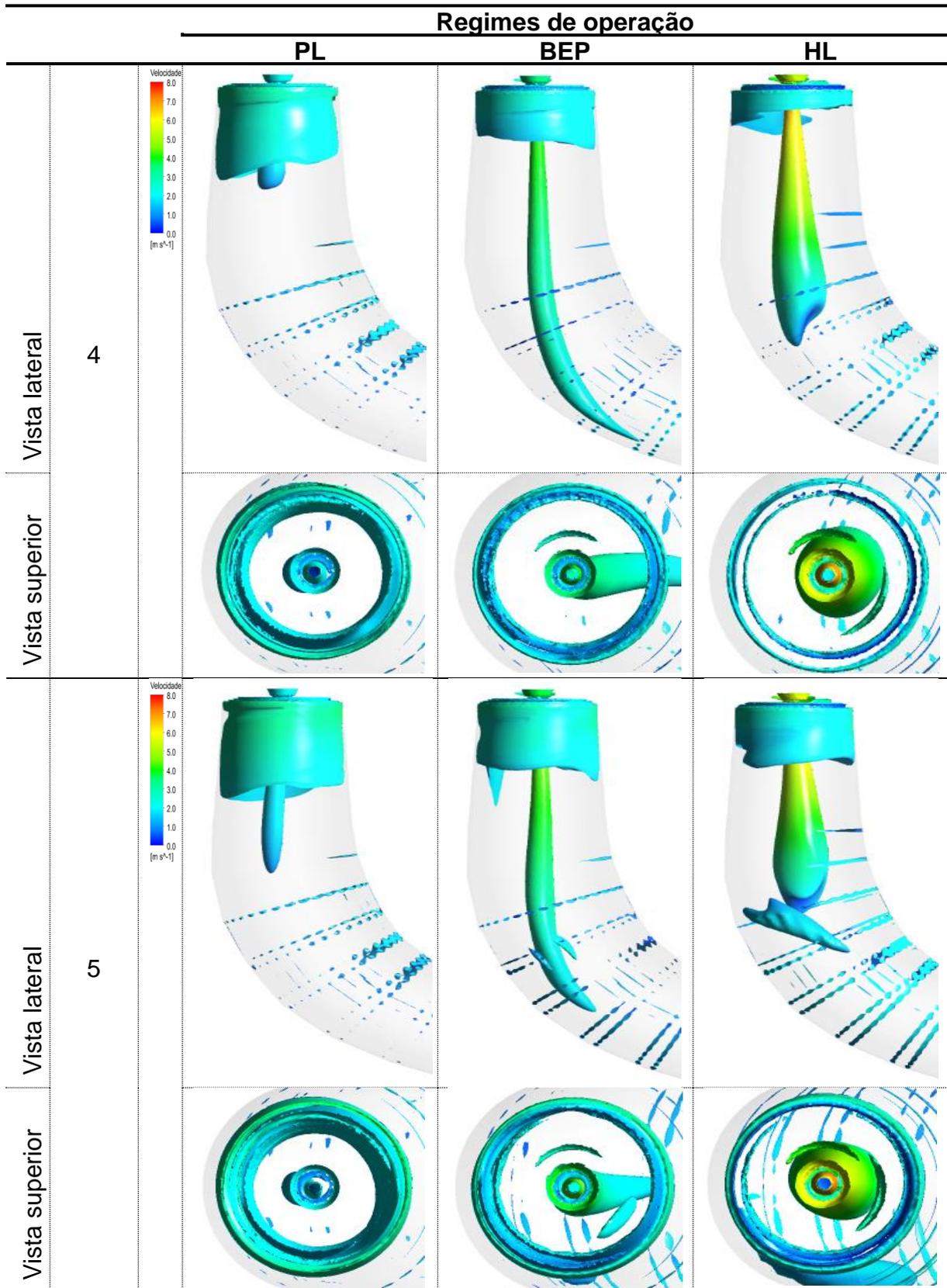
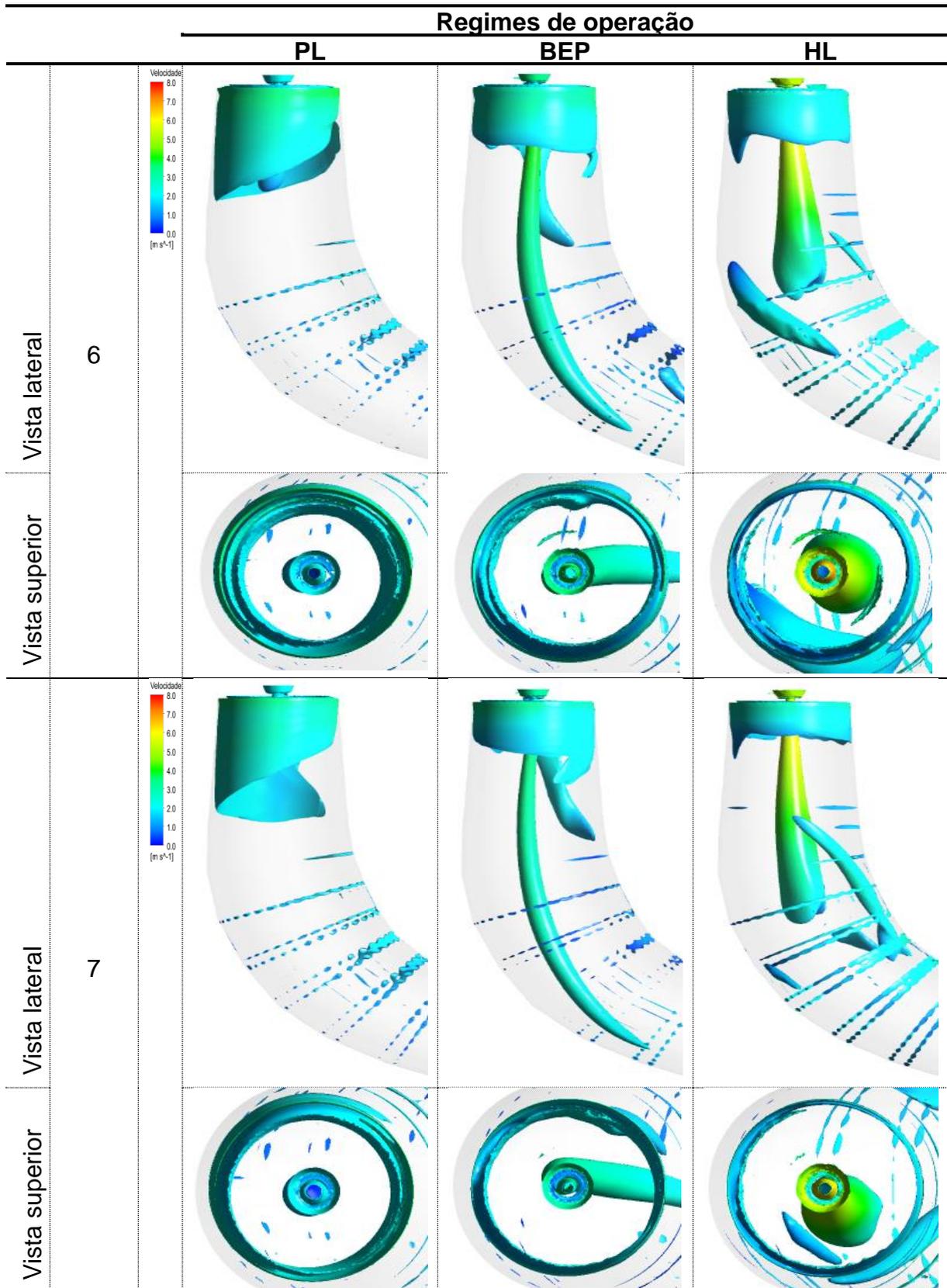


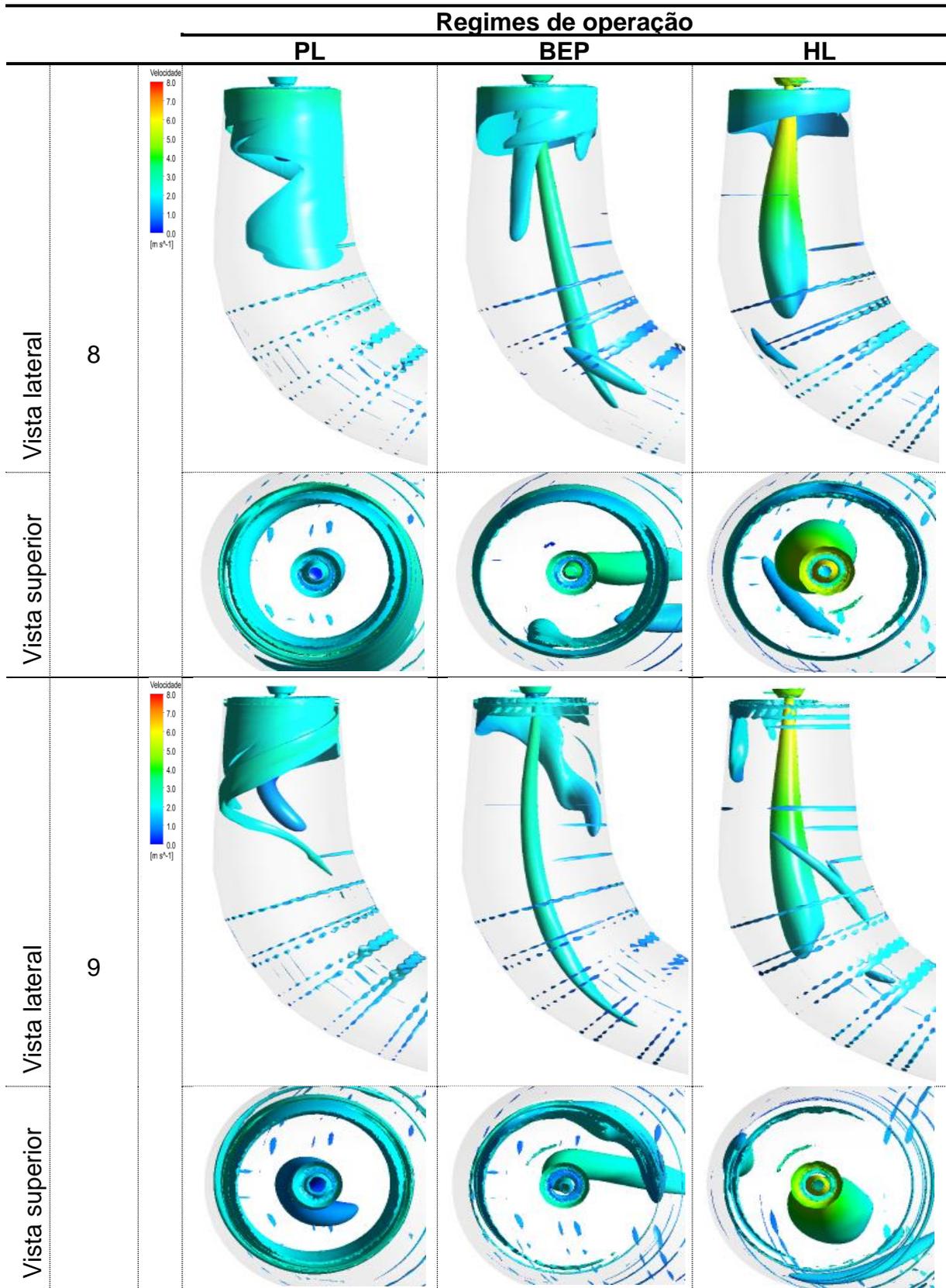
Tabela 19: Análise qualitativa do rotor original sem GV e as configurações com GV2, sob os três regimes de operação, utilizando Q -criterion de 300 s^{-2} .











Em carga parcial, o vórtice de corda pode elevar a possibilidade de vibração da turbina hidráulica, resultado das forças que atuam radialmente no tubo de descarga. O vórtice de corda neste regime é caracterizado como em formato de “saca-rolhas” [70], como uma forma em espiral girando na mesma direção do rotor e em torno de uma região estagnada, resultante da desaceleração do escoamento e gradiente de pressão axial. Assim a desaceleração do escoamento na saída do rotor contribui muito para a formação do vórtice de corda, sendo então uma possível justificativa para a centralização do escoamento após a inserção dos geradores de vórtices, já que aumentam a velocidade do escoamento na saída do rotor. As figuras da Tabela 18, através da vista lateral e superior, ilustram que todas as configurações do GV1 conseguiram mitigar o vórtice de corda e centralizá-los. Já para o GV2, temos a configuração 9 (GV2_6_60_2), além da configuração base (sem GV) que manteve o vórtice com o formato helicoidal característico, como podem ser vistos nas figuras da Tabela 19.

No ponto de melhor eficiência (BEP), o escoamento é puramente axial e centralizado no eixo do tubo de descarga. A estrutura é estabilizada para a condição de máxima eficiência da máquina, que é exatamente a condição normal de operação da turbina. Assim, pela Tabela 18, através da vista lateral e superior, podemos observar que todas as configurações do GV1 mantiveram o formato retilíneo e centralizado, bem próximo do encontrado na configuração base. Já para o GV2, na Tabela 19, foi observado uma diferença apenas na configuração 8 (GV2_6_60_3), que o vórtice apesar de retilíneo, não se desenvolve na região central em relação ao eixo do rotor e ao longo do tubo de descarga. Sendo essa, a única configuração que piorou o vórtice no melhor ponto de eficiência (BEP). Visto que a ideia do dispositivo, além de mitigar o vórtice no ponto crítico (PL), também, é não trazer prejuízo no ponto de melhor eficiência, onde o escoamento já é puramente axial.

Em carga alta, o vórtice de corda, apresenta um formato de tocha, como discutido anteriormente, resultado da geração do vórtice em rotação contrária à rotação do rotor, e geralmente simétrico e centralizado em relação ao eixo do tubo de descarga, apresentando diâmetros maiores na parte inferior, próximo ao cotovelo e menores próximos ao cone do rotor, em alguns casos podendo ser simétrico rotacionalmente. Além disso, pode também apresentar alguma excentricidade em relação ao eixo do rotor. Nas Tabelas 17 e 18, através da vista lateral e superior, foi

verificado que o vórtice, em todas as configurações, segue as características citadas anteriormente e se mantém centralizado, com diâmetros maiores na inferior e em alguns casos com leve excentricidade em relação ao eixo do rotor. Em nenhum caso foi observado alguma circunstância negativa, neste regime de operação.

Nas Tabelas 17 e 18, por meio das vistas lateral e superior, pode-se notar um aumento da vorticidade na parede, em todas as configurações e principalmente nas configurações do GV1. Possivelmente esse efeito é gerado pela modificação do escoamento após a inserção dos geradores de vórtices

5.4 Segunda etapa da análise paramétrica

A segunda etapa da análise paramétrica consiste em formar uma geometria com as conclusões obtidas na primeira etapa, baseado nos parâmetros envolvidos. Assim propôs-se uma geometria com o objetivo de diminuir o impacto negativo sobre a eficiência, embora desejável a mitigação do vórtice de corda. Assim, a construção da geometria da configuração 10 dos dois tipos de GVs, foi a partir dos melhores resultados de eficiência para cada parâmetro testado na primeira etapa, sendo eles então: espaçamento 9mm, ângulo de ataque de 10° (GV1) e 40° (GV2) e 2 GVs apenas. A configuração 10 (GV1_9_10_2) e 10 (GV2_9_40_2) representam as configurações com os melhores aspectos paramétricos obtidos.

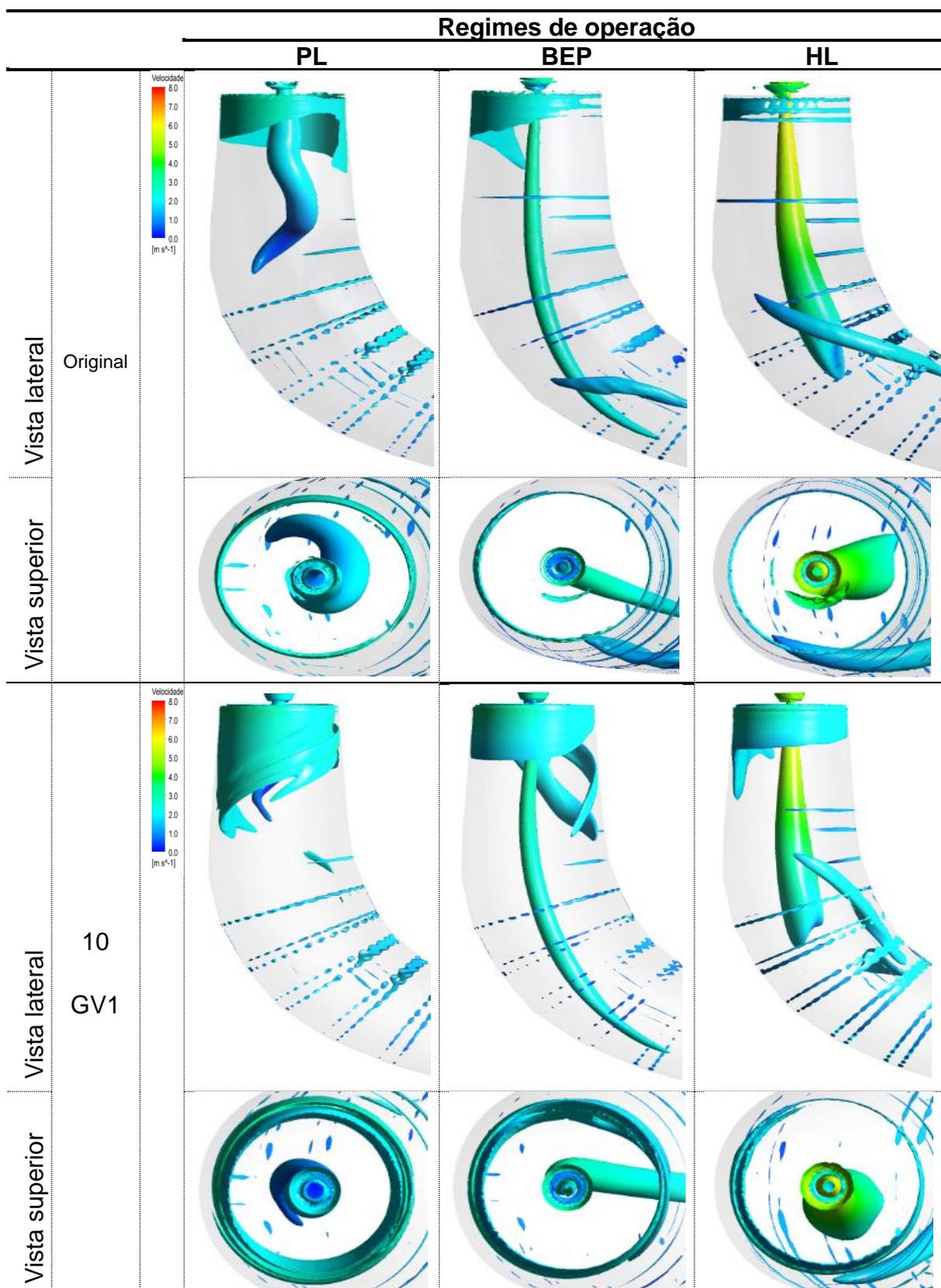
A seguir temos a Tabela 20 que apresenta os resultados de eficiência e torque obtidos na segunda etapa da análise paramétrica para os dois tipos de GVs na configuração 10. E em seguida a Tabela 21 com os resultados qualitativos da configuração 10 comparada com a original sem GVs. A discussão desses resultados será após a apresentação dessas tabelas

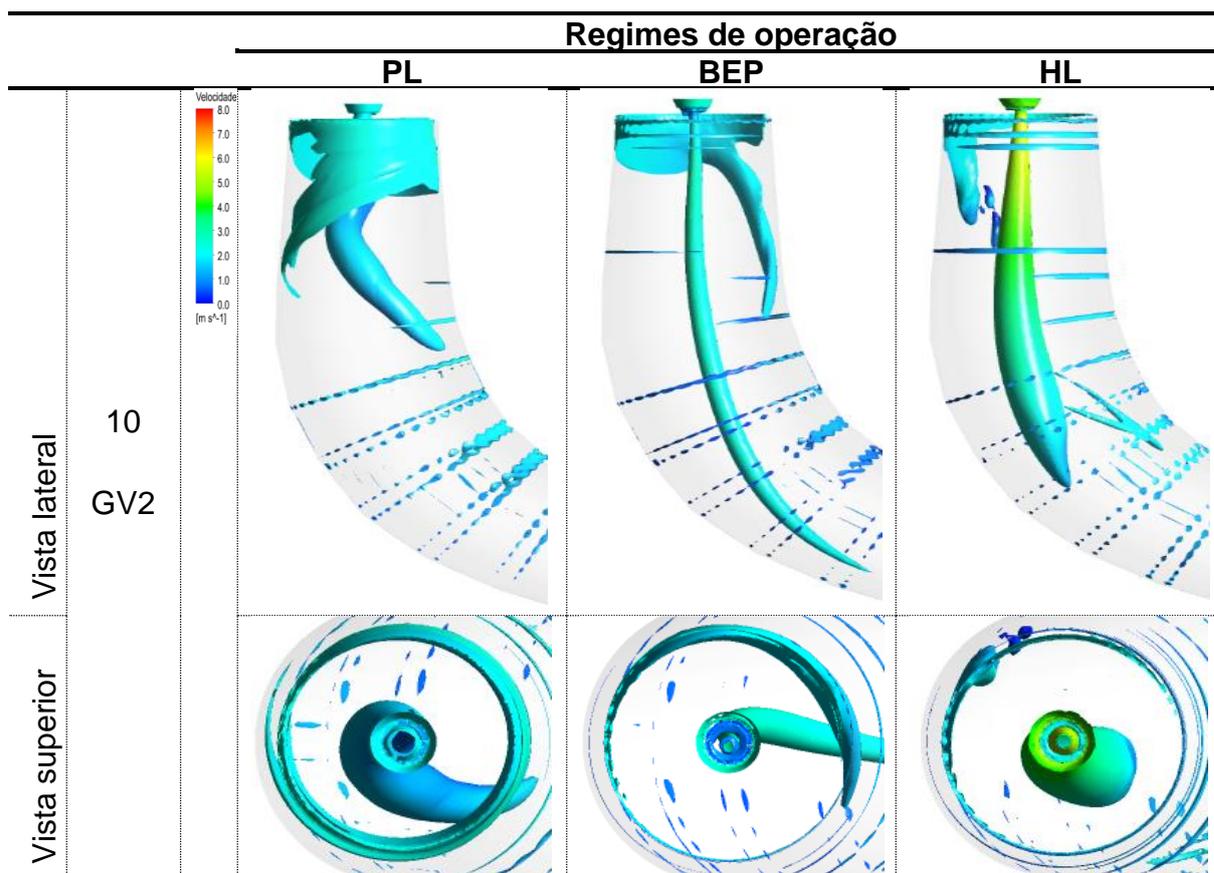
Tabela 20: Resultados da segunda etapa da análise paramétrica, para os dois tipos de GVs, na configuração 10, realizada nos três diferentes regimes de operação.

Configurações	Regimes de operação											
	PL				BEP				HL			
	Eficiência (%)	Dif. Eficiência (%)	Torque (N.m)	Dif. Torque (N.m)	Eficiência (%)	Dif. Eficiência (%)	Torque (N.m)	Dif. Torque (N.m)	Eficiência (%)	Dif. Eficiência (%)	Torque (N.m)	Dif. Torque (N.m)
Original	86,27	*	456,82	*	87,097	*	648,30	*	86,22	*	768,75	*
10 (GV1_9_10_2)	85,80	-0,54	455,64	-0,26	86,194	-1,01	645,28	-0,46	84,90	-1,53	769,36	0,08
10 (GV2_9_40_2)	86,08	-0,22	455,70	-0,53	86,792	-0,32	645,23	-0,47	85,83	-0,45	768,96	0,03

Fonte: Autoria própria.

Tabela 21: Análise qualitativa do rotor original sem GV e a configuração 10 do GV1 e GV2, sob os três regimes de operação, utilizando Q -criterion de 300 s^{-2} .





Conforme a Tabela 20, a configuração 10 foi testada e para a eficiência nos mostraram bons resultados em relação as configurações da primeira etapa, atingindo o objetivo dessa nova configuração de reduzir a perda na eficiência. A configuração 10 (GV1_9_10_2) obteve a maior eficiência em BEP e HL, e a segunda maior em PL. Já a configuração 10 (GV2_9_40_2) o prejuízo na eficiência foi menor que 0,5% em todos os regimes de operação.

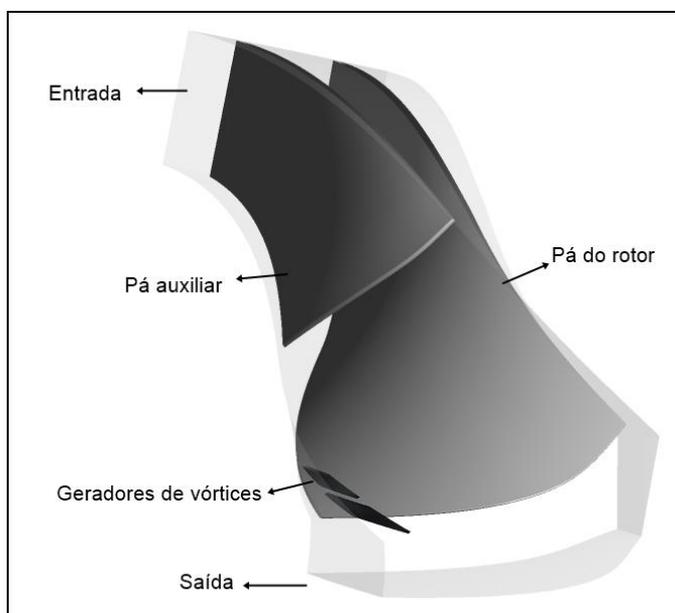
Em relação ao torque, as configurações 10 do GV1 e do GV2 tiveram perda de torque em PL e em BEP, e praticamente igual ao modelo sem dispositivos em HL, tendência bem similar com a configuração 9.

Os resultados quantitativos demonstraram uma melhora na eficiência e torque em relação as configurações da primeira etapa.

Foi verificado na Tabela 21 que nas condições BEP e HL, o vórtice de corda se desenvolveu centralizado e similar ao modelo sem dispositivos, porém o objetivo do trabalho é encontrar uma solução que seja boa nas três condições e não foi suficiente para a mitigação do vórtice de corda utilizando os dois tipos de GVs, na condição PL.

A partir dos bons resultados em eficiência para a configuração 10 (GV1_9_10_2) e configuração 10 (GV2_9_40_2) e considerando as conclusões sobre o parâmetro da quantidade de GVs, discutido na sessão 5.2.3, foi notado que os dois últimos GVs (próximos a saída da pá) apresentam uma maior influência sobre o torque que os dois primeiros. Assim, esta nova tentativa visa a possibilidade dessa região próxima a pá também podem contribuir mais na eficiência e na mitigação do vórtice de corda. Portanto, a configuração 11 foi criada com os mesmos aspectos geométricos da configuração 10, porém os dois GVs dessa configuração foram realocados e inseridos nessa região mais próxima da saída na pá do rotor. Sendo definidas então para os dois tipos de GVs, a configuração 11 (GV1_re_9_10_2) e configuração 11 (GV2_re_9_40_2). Na Figura 46, podemos observar com a vista superior geradores de vórtices bem mais próximos da saída, na configuração 11 (GV2_re_9_40_2).

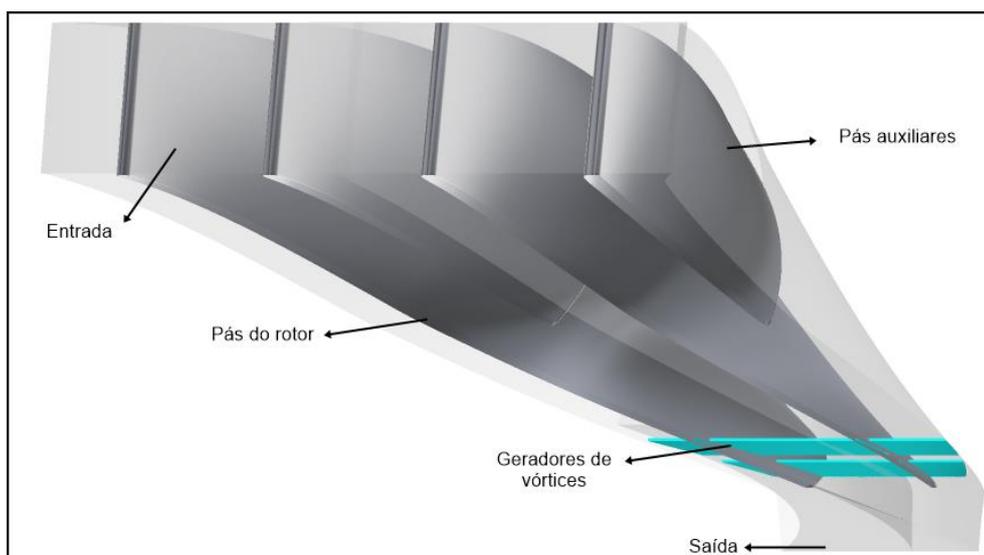
Figura 46: Vista superior de um conjunto de pá com a pá auxiliar e os geradores de vórtices da configuração 11(GV2_re_9_40_2).



Fonte: Autoria própria.

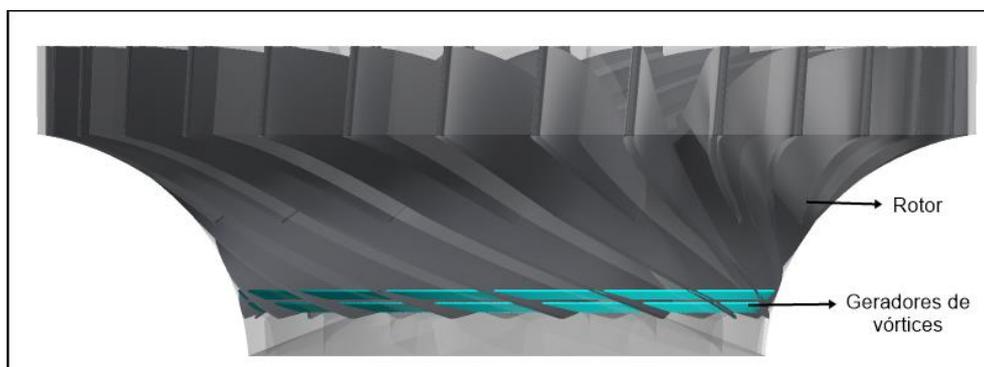
Para melhor compreender e visualizar a inserção dos geradores de vórtices sobre as pás do rotor foram feitas vistas laterais em relação à geometria do rotor e das pás com destaque para os GV's, conforme mostradas nas Figuras 47 e 48.

Figura 47: Vista lateral de 2 conjuntos de pás com as pás auxiliares e os geradores de vórtices em destaque.



Fonte: Autoria própria.

Figura 48: Vista lateral do rotor completo com os geradores de vórtices em destaque.



Fonte: Autoria própria.

Nas Figuras anteriores, foi observado que os geradores de vórtices estão inseridos na parte final da pá próximos às saídas e ao Shroud.

A seguir, temos a Tabela 22, que apresenta os resultados de eficiência e torque obtidos na segunda etapa da análise paramétrica para os dois tipos de GVs na configuração 11.

E também as Figuras 49, 50 e 51, que foram plotados os resultados de torque para as condições operacionais de PL, BEP e HL, respectivamente, referente às configurações original, 9 e 11. Foi definido essas três configurações para uma comparação do torque, pois ela mostra a configuração base (sem GV), uma configuração da primeira etapa e com apenas 2 GVs, e uma configuração da segunda etapa, também com apenas 2 GVs.

Tabela 22: Resultados da segunda etapa da análise paramétrica, para os dois tipos de GVs, na configuração 11, realizada nos três diferentes regimes de operação.

Configurações	Regimes de operação											
	PL				BEP				HL			
	Eficiência (%)	Dif. Eficiência (%)	Torque (N.m)	Dif. Torque (N.m)	Eficiência (%)	Dif. Eficiência (%)	Torque (N.m)	Dif. Torque (N.m)	Eficiência (%)	Dif. Eficiência (%)	Torque (N.m)	Dif. Torque (N.m)
Original	86,27	*	456,82	*	87,097	*	648,30	*	86,22	*	768,75	*
11(GV1_re_9_10_2)	85,943	-0,37	460,27	0,76	85,802	-1,46	652,45	0,64	84,25	-2,28	778,66	1,29
11(GV2_re_9_40_2)	86,155	-0,13	459,02	0,48	86,548	-0,60	651,72	0,53	85,264	-1,11	776,56	1,02

Fonte: Autoria própria.

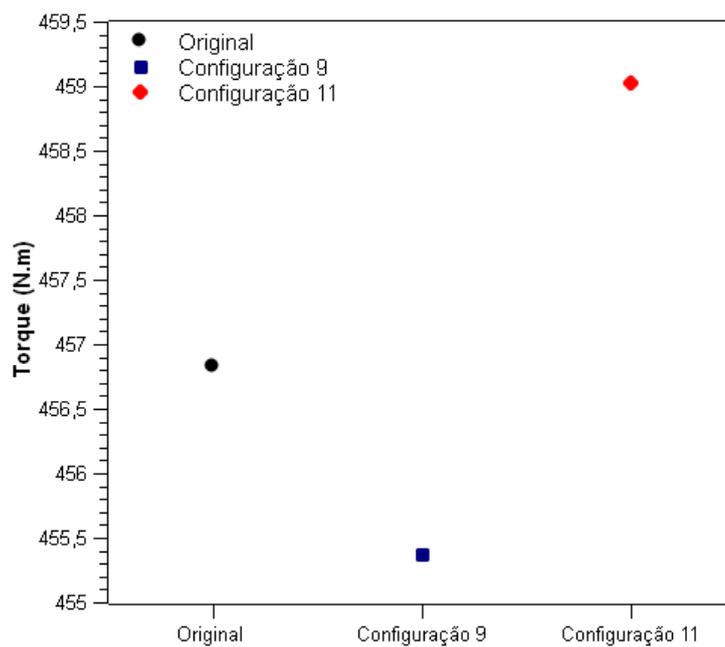
Foi verificado na Tabela 22, que a configuração 11 (GV2_re_9_40_2), para a eficiência, foi a melhor configuração testada, entre os dois tipos de dispositivos, em todos os regimes de operação, apresentando apenas -0,13% em PL, -0,60% em BEP, e -1,11% em HL, sendo esses os menores valores de perda de eficiência na turbina.

Para a configuração 11 (GV1_re_9_10_2), das configurações testadas do GV1, indicou o maior valor de eficiência em PL, quarta maior em BEP e segunda maior em HL.

De maneira geral, os valores de eficiência obtidos mostram que houve maior perda em BEP e HL do que em PL. Também em todos os casos com a inserção dos GVs houveram perda de eficiência.

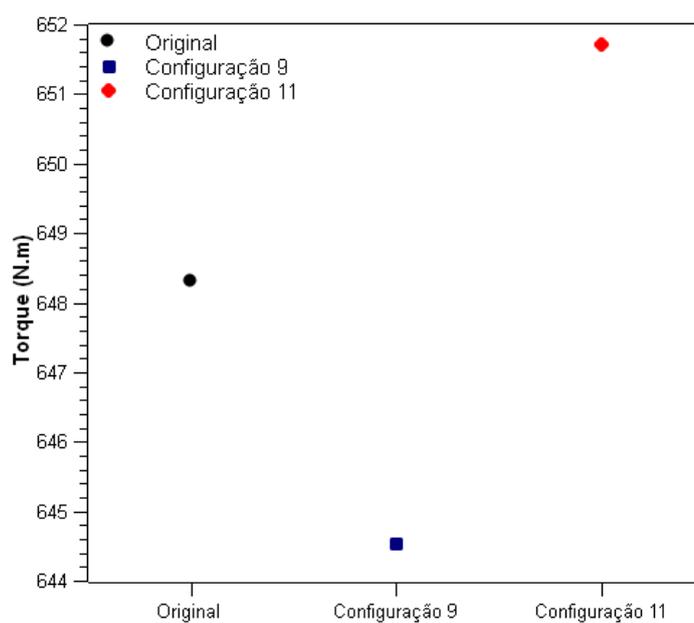
Também a eficiência das configurações do GV2, foram maiores que a do GV1 na maioria dos casos e o que pode ter contribuído para essa diferença negativa na eficiência das configurações do GV1, é a característica curvada da geometria, acarretando em um comprimento maior que a geometria do GV2. Sendo interessante futuramente testar a geometria do GV1 com tamanhos menores, pois apresentou potencial para mitigar o vórtice de corda e apresentar valores maiores de eficiência

Figura 49: Resultados de torque para as configurações 9 e 11 do GV2 e a original, na condição PL.



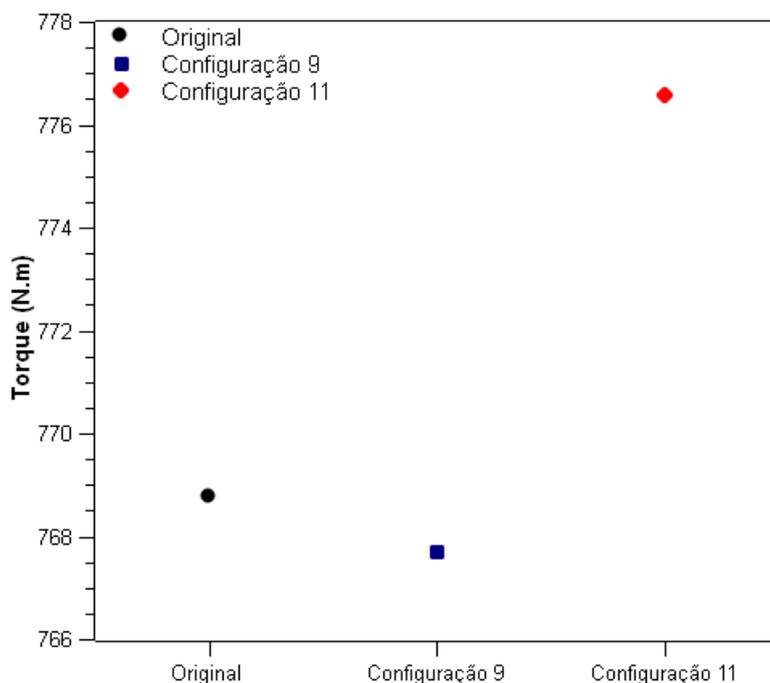
Fonte: Autoria própria.

Figura 50: Resultados de torque para as configurações 9 e 11 do GV2 e a original, na condição BEP.



Fonte: Autoria própria.

Figura 51: Resultados de torque para as configurações 9 e 11 do GV2 e a original, na condição HL.

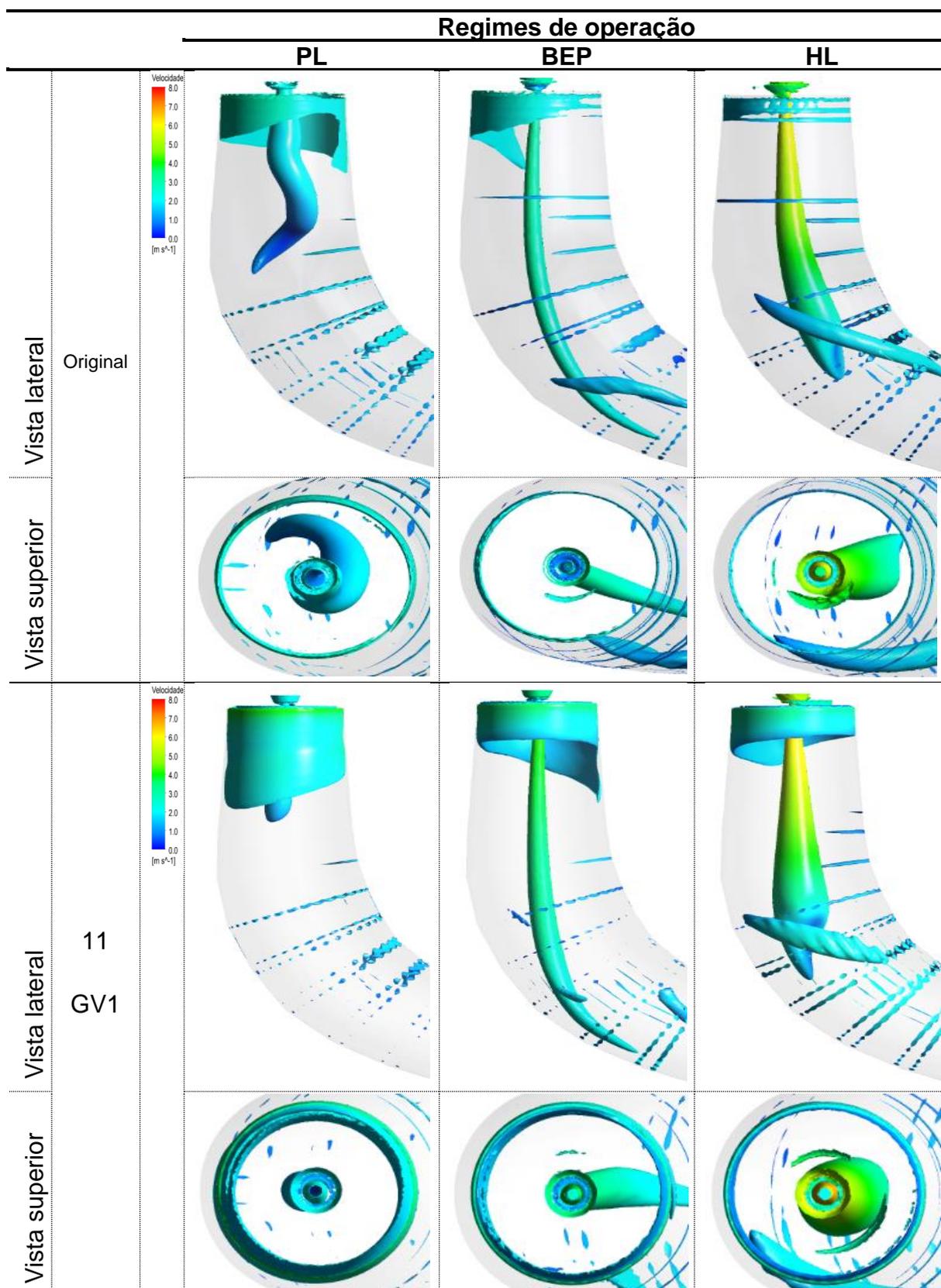


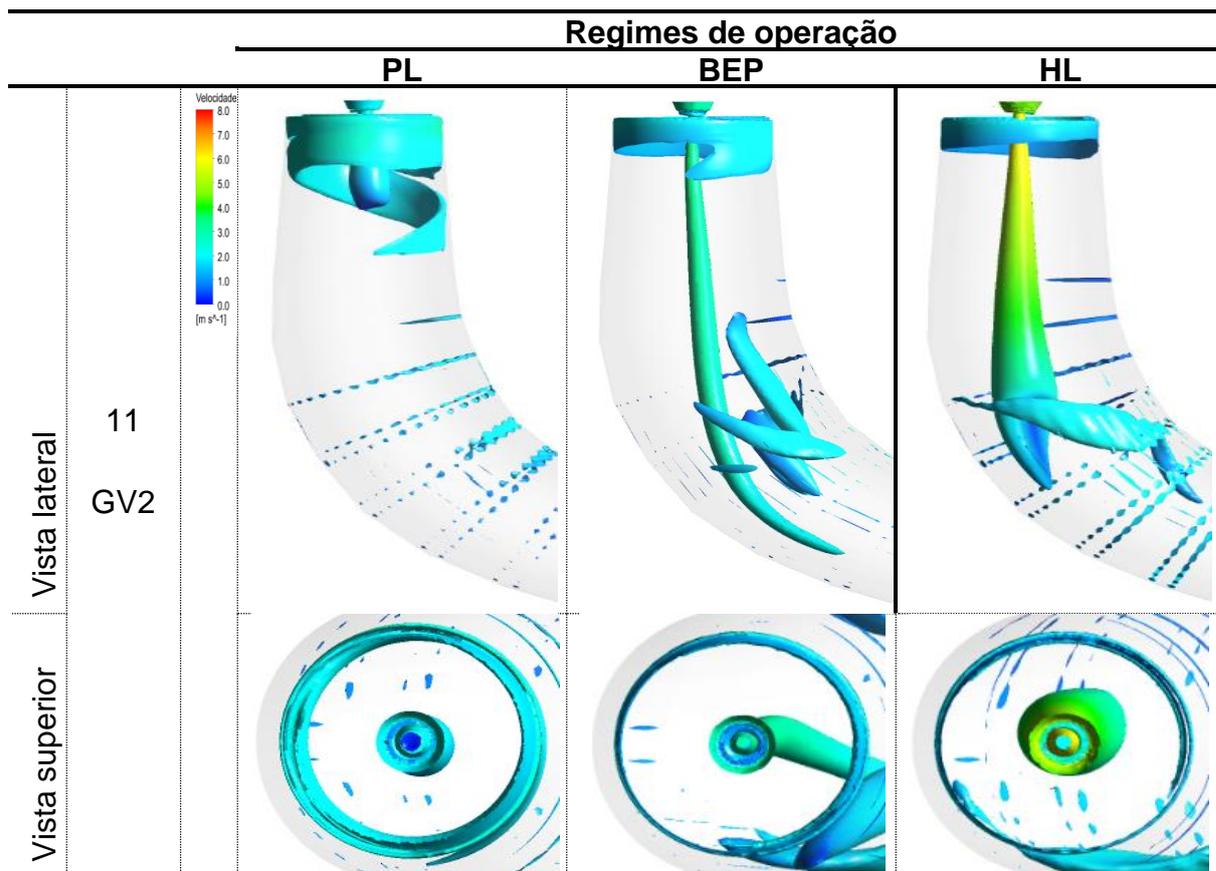
Fonte: Autoria própria.

Nas Figuras 49, 50 e 51, temos a configuração base (sem GV), a configuração 9 (GV2_6_60_2), apesar da inserção dos dispositivos indicou diminuição no torque em todos os regimes de operação. A configuração 11 (GV2_re_9_40_2), também com apenas dois dispositivos, porém com uma configuração com os melhores aspectos geométricos encontrados e após inseri-los na região próximo a saída da pá, mostrou um aumento no torque, em todos os regimes de operação. O que mostra que essa configuração 11 (GV2_re_9_40_2) impactou positivamente no torque e foi melhor que uma configuração com o mesmo número de GVs e melhor que a configuração base, sem GV.

A Tabela 23 representa os resultados qualitativos para a configuração 11 comparada ao original sem GVs.

Tabela 23: Análise qualitativa do rotor original sem GV e a configuração 11 do GV1 e do GV2, sob os três regimes de operação, utilizando Q -criterion de 300 s^{-2} .





Fonte: Autoria própria.

A partir da Tabela 23, podemos observar que a configuração 11 (GV1_re_9_10_2) e a configuração 11 (GV2_re_9_40_2), ambas obtiveram êxito na mitigação do vórtice de corda, centralizando e reduzindo a estrutura do vórtice em PL, mantendo centralizado em BEP, como na configuração original, e também mantendo centralizado em HL, como podemos ver através da vista lateral e superior da Tabela 23.

A configuração 11 (GV2_re_9_40_2), além da mitigação do vórtice de corda, apresentou um acréscimo no torque, em todos os regimes de operação, também indicou a menor perda de eficiência das configurações testadas. Sendo essa, dentre as testadas, a mais vantajosa, no processo de mitigação do vórtice de corda através da inserção de geradores de vórtices. Também importante ressaltar a possível vantagem industrial que o GV2 tem, devido sua geometria ser retangular e possivelmente mais fácil de ser inserida na pá do rotor.

Assim, com base na configuração 11, concluímos que quanto maior o espaçamento e menor o ângulo de ataque e menor quantidade de GVs, podemos ter acréscimo no torque e menor perda de eficiência no processo de mitigação do vórtice de corda. Também podemos avaliar que a possibilidade de instalar GVs escalonados e menores permite aumentar a quantidade de GVs e possivelmente variar os GVS em mais espaçamentos e em mais ângulos de ataque.

5.5 Análise sob a condição transitória

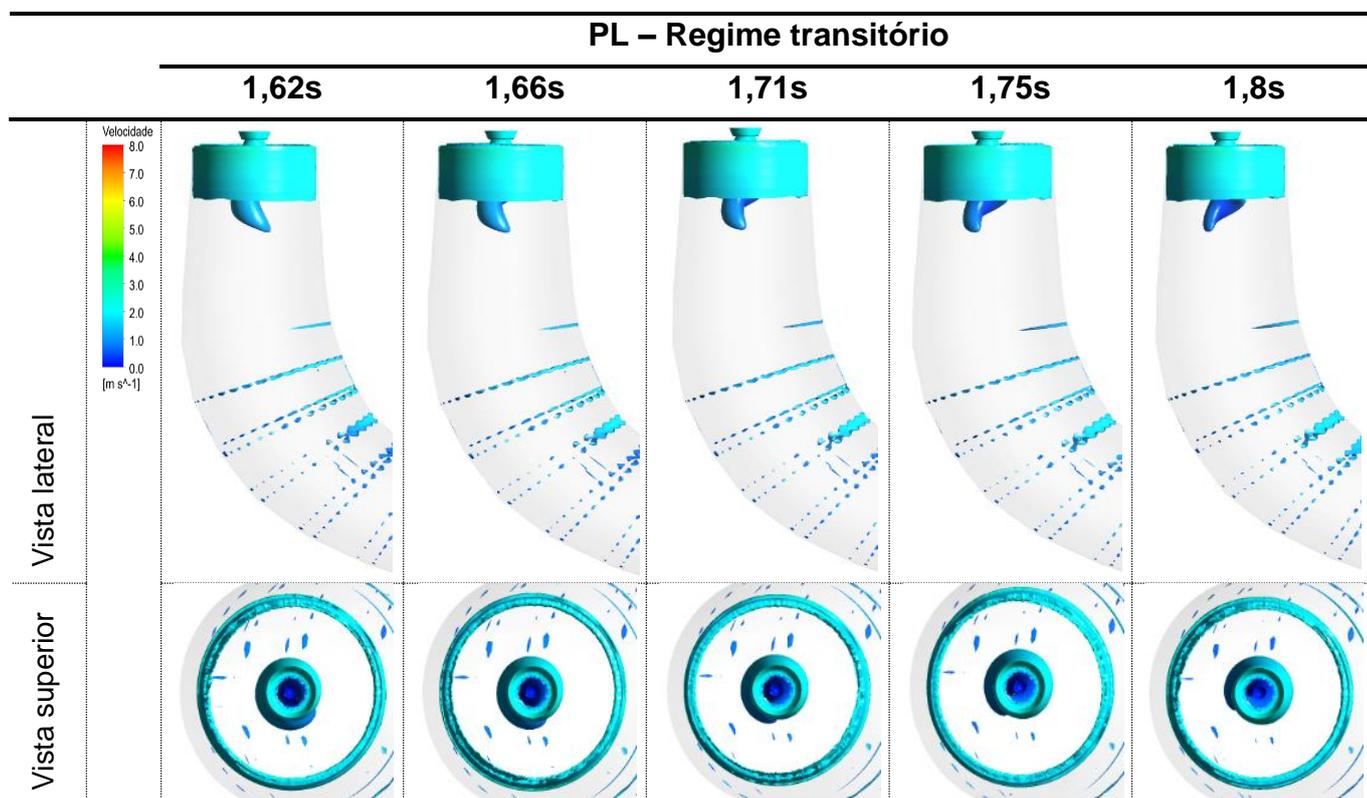
Foi realizada a simulação numérica transitória, a fim de comparar com os resultados em regime estacionário, considerando a melhor configuração em relação aos valores de eficiência, torque e mitigação do vórtice de corda, a configuração 11 (GV2_re_9_40_2). A comparação também é feita considerando a configuração original, que não conta com geradores de vórtices sobre as pás do rotor. As configurações utilizadas na abordagem transitória foram as mesmas utilizadas na sessão 4.5, e para a visualização dos resultados, também foi utilizado o método Q-critério. Para visualizar a última revolução do rotor (décima), nas Tabelas 24,25 e 26, foi definido o ângulo de 90° de rotação do rotor, assim a primeira figura da tabela é posicionada no segundo 1,62, a 0° e as figuras seguintes a 90° da anterior, portanto na quinta e última figura, ela completa a revolução (360°), no segundo 1,8.

Para o regime PL, considerado o mais crítico, na análise qualitativa, obteve-se ótimo resultado, como podemos ver na Tabela 24, o vórtice de corda foi reduzido e com uma pequena alteração na dinâmica do escoamento, quando comparado ao regime estacionário. Nota-se que o vórtice, apesar de ter um comportamento rotacional, permaneceu centralizado e com dimensões reduzidas em relação à configuração original.

Na vista superior, podemos observar uma leve diminuição na vorticidade da parede do tubo de descarga e que o vórtice de corda se manteve centralizado, apesar do movimento rotacional comparado ao estacionário e maior vorticidade quando comparado à configuração original. Os resultados para essa condição indicam impacto positivo dos geradores de vórtices nesta condição operacional crítica,

trazendo possíveis reduções das oscilações de pressão próximas as estruturas, possivelmente irão reduzir as vibrações e danos estruturais na turbina.

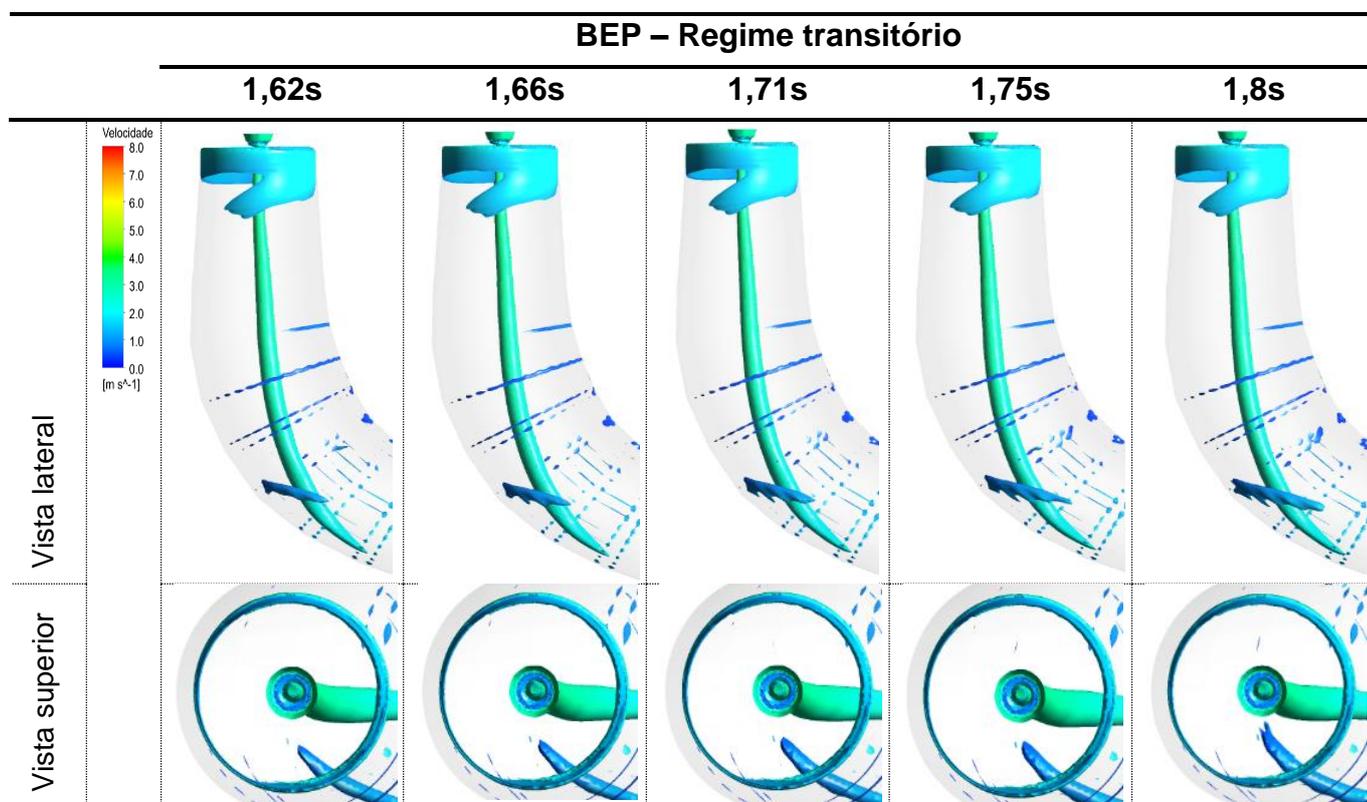
Tabela 24: Resultado da última volta no regime transitório, na condição de operação PL.



Fonte: Autoria Própria.

Para o ponto de melhor eficiência, resultados mostrados na Tabela 25, o vórtice se manteve centralizado e não houve alteração no comprimento e no seu comportamento quando comparado ao regime estacionário, além de ser similar a configuração original. Na vista superior podemos observar um pequeno aumento na vorticidade na parede do tubo de descarga, quando comparado com o regime estacionário e a configuração original. Sendo assim, para esta condição, os geradores de vórtices não geraram impactos negativos na operação.

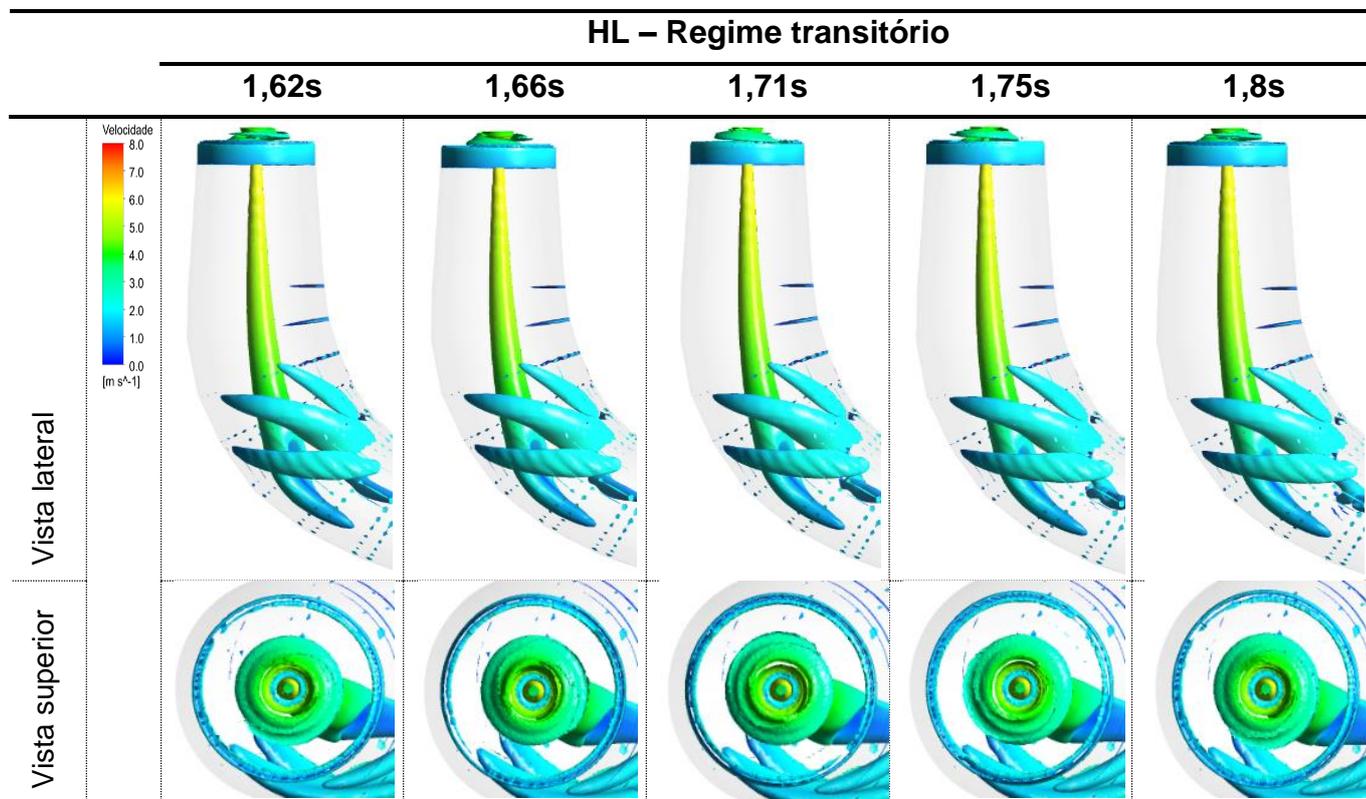
Tabela 25: Resultado da última volta no regime transitório, na condição de operação BEP.



Fonte: Autoria Própria.

Para a condição de operação HL, resultados mostrados na Tabela 26, o vórtice de corda se manteve centralizado como no regime estacionário e como na configuração original, porém apresentou um comprimento um pouco maior e com diâmetro menor ao longo do vórtice, também podemos observar pela vista superior, maior vorticidade na parede do tubo de descarga e na saída do cone do rotor e entrada do tubo de descarga, diferente do resultado reportado no estacionário e na configuração original. Ainda assim, a inserção deste dispositivo passivo não gerou impacto negativo nesta condição de operação.

Tabela 26: Resultado da última volta no regime transitório, na condição de operação HL.



Fonte: Autoria Própria.

Os resultados indicam que para as três condições testadas, os geradores de vórtices inseridos sobre as pás do rotor são promissores e cumpriram com o seu objetivo de mitigar o vórtice de corda, centralizando e melhorando o escoamento axial ao longo do tubo, contribuindo para reduzir eventuais danos estruturais causados pela oscilação do vórtice próximos a parede do tubo de descarga, com pequena redução na eficiência da turbina hidráulica.

6 CONCLUSÕES

A energia hidrelétrica tem sido usada como a principal fonte para a geração de eletricidade, paralelamente, a demanda por fontes de energias renováveis vem substancialmente crescendo nos últimos anos, como a energia solar e eólica, por exemplo, que são consideradas como fontes de energias intermitentes, têm provocado alterações no regime de operação das hidrelétricas e dificultando a estratégia operacional das usinas.

Neste sentido, com o avanço da tecnologia de modelagem computacional (CFD), o projeto de turbinas hidráulicas tem permitido a avaliação do escoamento sob diferentes condições de operação, identificando, ainda na fase de projeto, fenômenos como o vórtice de corda no tubo de descarga, que são responsáveis por muitas características operacionais indesejáveis, vibrações e danos estruturais no tubo de descarga e conduto forçado. Um problema industrial real pode ser estudado através da dinâmica dos fluidos e simulação numérica, utilizando o software comercial Ansys CFX 19.0.

Assim, neste trabalho foram investigados dois tipos de geradores de vórtices com o objetivo de mitigação do vórtice de corda em uma turbina hidráulica Benchmarking, além dos respectivos impactos sobre o torque e a eficiência. As principais conclusões deste trabalho são:

- A inserção de geradores de vórtices sobre as pás de um rotor de uma turbina Francis permitiu a mitigação do vórtice de corda no tubo de descarga;
- As três condições e seus resultados, mostram uma correlação com a literatura, indicando que a modelagem e identificação dos vórtices por meio do Q critério foram bem adotadas.
- O método da inserção dos geradores de vórtices no rotor, tem como objetivo destruir a zona estagnada, aumentando o movimento axial no centro do tubo, assim podendo evitar a zona de estagnação, e conseqüentemente centralizando o vórtice na condição de PL e mantendo sem alterações nas condições de BEP e HL.

- Na análise do escoamento, os dois tipos de GVs inseridos, impactaram positivamente nas três condições de operação em quase todas as configurações testadas.
- A mitigação do vórtice de corda com a inserção de geradores de vórtices provocou redução na eficiência da turbina hidráulica em todas as configurações e condições, mas com a análise dos parâmetros e resultados foi possível minimizar essa queda na eficiência e para a maioria dos casos obter um ligeiro acréscimo no torque.
- A configuração 11(GV2_re_9_40_2), apresentou as menores quedas na eficiência, -0,13% em PL, -0,60% em BEP, e -1,11% em HL e um acréscimo no torque, nas três condições de operação.
- Apesar da inserção dos geradores de vórtices no rotor ocasionarem uma perda na eficiência, permitiu uma alteração no escoamento suficiente para mitigar o vórtice de corda e possivelmente melhorar a estabilidade operacional da turbina e conseqüentemente da usina.
- As possíveis reduções das oscilações de pressão próximas as estruturas, possivelmente irão reduzir as vibrações e danos estruturais na turbina e com uma redução pequena na eficiência da turbina.
- Os resultados qualitativos no regime transitório mostram que as mudanças no vórtice de corda foram sutis quando comparadas aos resultados do regime estacionário, permitindo concluir que para uma análise inicial de mitigação do vórtice de corda o regime estacionário se mostra razoavelmente satisfatório.
- Apesar de requerer uma modificação geométrica no rotor, e de não ser ajustável conforme mudarem os regimes de operação, este método de controle não é necessário a instalação de outros dispositivos no tubo de descarga e não impacta negativamente quando muda de regime, considerando os resultados do melhor caso.
- Como o objetivo é visar uma implementação prática, o dispositivo GV2, por ser retangular, pode apresentar mais facilidade e simplicidade na inserção, o GV1, por ser curvado, pode apresentar maior dificuldade na instalação do dispositivo.

7 RECOMENDAÇÕES PARA FUTUROS TRABALHOS

O presente trabalho apresentou avanços quanto à inserção de geradores de vórtices para a mitigação do vórtice de corda, sendo parte de uma linha de pesquisa local para análise de viabilidade de instalação dos dispositivos passivos em turbinas hidráulicas em operação em usinas hidrelétricas. Como trabalhos futuros, sugere-se:

- Indica-se uma possibilidade de avanço com os parâmetros do comprimento dos GVs, quantidade, e possivelmente a altura do GV seria o grande desafio da implementação desta técnica.
- Aplicar técnicas de otimização para encontrar a configuração ótima dos geradores de vórtices que mitiguem o vórtice de corda e aumentem a eficiência da turbina, considerando as diferentes condições operacionais;
- Modelagem numérica considerando a geometria real de uma turbina hidráulica instalada nas usinas do Brasil para análise da contribuição dos geradores de vórtices para a operação da unidade geradora.

REFERÊNCIAS

- [1] PACHECO, F. Energias Renováveis: Breves Conceitos. **Conjuntura e Planejamento**, [s. l.], v. 1, n. 149, p. 4–11, 2006a.
- [2] Global Energy Review 2019. **Global Energy Review 2019**, 2020b.
- [3] EPE. Balanço Energético Nacional - BEN 2021. **Empresa de Pesquisa Energética**, [s. l.], p. 268, 2021c.
- [4] LOURES, R. C.; GODINHO, A. L. **Avaliação de risco de morte de peixes em usinas hidrelétricas**, 2016th ed. Belo Horizonte: CEMIG, 2016.
- [5] VOITH. **Francis turbine**. [S. l.: s. n.], 2021. Disponível em: <https://voith.com/es-es/turbines-generators/turbines/francis-turbines.html>. Acesso em: 4 jun. 2021e.
- [6] HENN, É. **Máquinas de Fluido**. 2 Edição ed. Santa Maria-RS: editoraufsm, 2006f.
- [7] VOITH. **Francis turbine**. [S. l.: s. n.], 2021. Disponível em: <https://voith.com/corp-en/products-services/hydropower-components/turbines>. Acesso em: 17 set. 2021g.
- [8] LEWIS, B. J.; CIMBALA, J. M.; WOUDEM, A. M. Major historical developments in the design of water wheels and Francis hydroturbines. **IOP Conference Series: Earth and Environmental Science**, Bristol, v. 22, n. January, 2014h.
- [9] GAVRILOV, A. *et al.* Steady state operation simulation of the Francis- 99 turbine by means of advanced turbulence models. **Journal of Physics: Conference Series**, Bristol, v. 782, n. 1, p. 11, 2017i.
- [10] KHALIL, E. E. CFD history and applications. **CFD Letters**, Kuala Lumpur, v. 4, n. 2, p. 43–46, 2012j.
- [11] SWIDERSKI, J.; MARTIN, J. N.; NORRENA, R. Automated runner blade design optimization process based on CFD verification. **Parameters**, Carlisle, v. 11, p. n11, 2001k.
- [12] WU, J. *et al.* CFD-based design optimization for hydro turbines. **Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME**, New York, v. 129, n. 2, p. 159–168, 2007l.
- [13] SKULLONG, S.; PROMTHAISONG, P.; PROMVONGE, P. Thermal performance in solar air heater with perforated-winglet-type vortex generator. **Solar Energy**, Oxford, v. 170, n. August 2017, p. 1101–1117, 2018m.
- [14] CHOI, H. J. *et al.* CFD validation of performance improvement of a 500 kW Francis turbine. **Renewable Energy**, Oxford, v. 54, p. 111–123, 2013n.
- [15] KOBRO, E. **Measurement of Pressure Pulsations in Francis Turbines**. NTNU-Department of Energy and Process Engineering, 2010.

- [16] NTNU/NVKS. **Francis-99**. Disponível em: <https://www.ntnu.edu/nvks/francis-99>. Acesso em: 4 ago. 2021p.
- [17] RESIGA, R. *et al.* Jet Control of the Draft Tube Vortex Rope in Francis Turbines at Partial Discharge. n. May 2014, 2006q.
- [18] MINAKOV, A. V. *et al.* The analysis of unsteady flow structure and low frequency pressure pulsations in the high-head Francis turbines. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, Philadelphia, v. 53, p. 183–194, 2015r.
- [19] GOYAL, R.; CERVANTES, M. J.; GANDHI, B. K. Vortex Rope Formation in a High Head Model Francis Turbine. **Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME**, New York, v. 139, n. 4, p. 1–14, 2017s.
- [20] GODARD, G.; STANISLAS, M. Control of a decelerating boundary layer. Part 1: Optimization of passive vortex generators. **Aerospace Science and Technology**, Issy les Moulineaux Cedex, v. 10, n. 3, p. 181–191, 2006t.
- [21] KUMAR, S.; CERVANTES, M. J.; GANDHI, B. K. Rotating vortex rope formation and mitigation in draft tube of hydro turbines – A review from experimental perspective. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Oxford, v. 136, n. October 2020, p. 110354, 2021u.
- [22] ANTUNES JUNIOR, G. J. *et al.* Computational analysis of vortex rope in a hydroturbine of Tucuruí dam. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, Heidelberg, v. 42, n. 6, p. 1–12, 2020v.
- [23] TIWARI, G. *et al.* Utility of CFD in the design and performance analysis of hydraulic turbines: a review. **Energy Reports**, Amsterdam, v. 6, p. 2410–2429, 2020w.
- [24] MAHESH, K. **Fluid Mechanics and Hydraulic Machines**. Uttar Pradesh, Pearson, 2018.
- [25] KC, A.; LEE, Y. H.; THAPA, B. CFD study on prediction of vortex shedding in draft tube of Francis turbine and vortex control techniques. **Renewable Energy**, Oxford, v. 86, p. 1406–1421, 2016y.
- [26] LÖVGREN, H. M.; CERVANTES, M. J.; GUSTAVSSON, L. H. Time Dependent Pressure Measurements on the Turbine-99 Draft Tube. **Scientific Bulletin of the “Politehnica” University of Timisoara, Transactions on Mechanics**, [s. l.], v. 52, n. 66, 2007z.
- [27] MINAKOV, A.; SENTYABOV, A.; PLATONOV, D. Numerical investigation of flow structure and pressure pulsation in the Francis-99 turbine during startup. **Journal of Physics: Conference Series**, v. 755, n. 1, 2017aa.
- [28] **Componentes turbina Francis**. [S. l.: s. n.], 2021. Disponível em: <https://www.pxlseals.com/turbine-francis>. Acesso em: 25 set. 2021ab.

- [29] NISHI, M. *et al.* An Experimental Study on Fins, Their Role in Control of the Draft Tube Surging. **Hydraulic Machinery and Cavitation**, Tupe Nagar, p. 905–914, 1996ac.
- [30] SONG, B. *et al.* Rotordynamic Moment on the Backshroud of a Francis Turbine Runner Under Whirling Motion. **Journal of Fluids Engineering**, New York, v. 132, n. 7, p. 1–9, 2010ad.
- [31] DÖRFLER, P.; SICK, M.; COUTU, A. **Flow-Induced Pulsation and Vibration in Hydroelectric Machinery**. London: Springer-Verlag, 2013, 2013ae.
- [32] LUO, X. *et al.* Pressure oscillation suppression by air admission in a Francis turbine draft tube. **IOP Conference Series: Earth and Environmental Science**, Bristol, v. 240, n. 2, 2019af.
- [33] QIAN, Z. D. *et al.* The effect of runner cone design on pressure oscillation characteristics in a Francis hydraulic turbine. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy**, London, v. 226, n. 1, p. 137–150, 2012ag.
- [34] ZOBEIRI, A. **Investigations of time dependent flow phenomena in a turbine and a pump-turbine of Francis type**. École Polytechnique Fédérale de Lausanne, 2009.
- [35] SOTOUDEH, N.; MADDAHIAN, R.; CERVANTES, M. J. Investigation of Rotating Vortex Rope formation during load variation in a Francis turbine draft tube. **Renewable Energy**, Oxford, v. 151, p. 238–254, 2020.
- [36] FRANCKE, H. H. **Increasing hydro turbine operation range and efficiencies using water injection in draft tubes**. [S. l.]: NTNU, Department of Energy and Process Engineering, 2010.
- [37] TRAN, C.; JI, B.; LONG, X. Simulation and analysis of cavitating flow in the draft tube of the francis turbine with splitter blades at off-design condition. **Tehnicki Vjesnik**, Slavonski, v. 26, n. 6, p. 1650–1657, 2019.
- [38] KUMAR, S. *et al.* Experimental Investigation of a Draft Tube Flow Field in a Francis Turbine during Part Load Operation. *In*: NATIONAL AND 7TH INTERNATIONAL FLUID MECHANICS AND FLUID POWER CONFERENCE, IIT Bombay, 45th., 2018al. **Proceedings** [...] [S. l.: s. n.], 2020. p. 348.
- [39] DEWAN, Y.; CUSTER, C.; IVASHCHENKO, A. Simulation of the Francis-99 Hydro Turbine During Steady and Transient Operation. **Journal of Physics: Conference Series**, Bristol, v. 782, n. 1, 2017am.
- [40] MINAKOV, A. *et al.* Francis-99 turbine numerical flow simulation of steady state operation using RANS and RANS/LES turbulence model. **Journal of Physics: Conference Series**, v. 782, n. 9, 2017an.

- [41] ZHANG, Y. *et al.* A review of methods for vortex identification in hydroturbines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Oxford, v. 81, n. March 2017, p. 1269–1285, 2017.
- [42] ZENG, Y.; LIU, X.; WANG, H. Prediction and experimental verification of vortex flow in draft tube of Francis turbine based on CFD. **Procedia Engineering**, Amsterdam, v. 31, p. 196–205, 2012.
- [43] RUPRECHT, A. *et al.* Simulation of vortex rope in a turbine draft tube. In Proceedings of the 21st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. EPFL/STI/LMH, Lausanne, v. 1, n. September, p. 259–266, 2002aq.
- [44] KUMAR, P.; SAINI, R. P. Study of cavitation in hydro turbines-A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Oxford, v. 14, n. 1, p. 374–383, 2010ar.
- [45] GAVRILOV, A. A. *et al.* Vortical structures and pressure pulsations in draft tube of a Francis-99 turbine at part load: RANS and hybrid RANS/LES analysis. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, Philadelphia, v. 63, p. 158–171, 2017as.
- [46] HUNT, J. C. R.; WRAY, A A; MOIN, P. Eddies, streams, and convergence zones in turbulent flows. **Center for Turbulence Research, Proceedings of the Summer Program**, [s. n.], n. 1970, p. 193–208, 1988at.
- [47] KRANE, E. Simulations of the flow-driven rotation of the Francis-99 turbine runner Evaluating the use of PANS and ILES turbulence modelling. p. 100, 2015au.
- [48] FAHLBECK, J.; UPPSTRÖM, L. LES of Transients in the Francis-99 Turbine Numerical Simulation and Verification of Shutdown and Start-. 2018av.
- [49] HOLMÉN, V. **Methods for Vortex Identification**. 2012. PhD (Thesis) - Lund University, Sweden, 2012.
- [50] LIU, X.; LUO, Y.; WANG, Z. A review on fatigue damage mechanism in hydro turbines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Oxford, v. 54, p. 1–14, 2016ax.
- [51] VALENTÍN, D. *et al.* Power swing generated in Francis turbines by part load and overload instabilities. **Energies**, Basel, v. 10, n. 12, 2017ay.
- [52] RHEIGANS, W. J.; MILWAUKEE, W. Power Swings in Hydroelectric Power Plants. **Transactions of The American Society of Mechanical Engineers**, New York, v. 62, n. 3, p. 13, 1940az.
- [53] GOGSTAD, P. J. **Experimental investigation and mitigation of pressure pulsations in Francis turbines**. PhD (Thesis) - NTNU, Department of Energy and Process Engineering, 2017.

- [54] FOROUTAN, H.; YAVUZKURT, S. Flow in the simplified draft tube of a Francis turbine operating at partial load-Part II: Control of the vortex rope. **Journal of Applied Mechanics, Transactions ASME**, Tehran, v. 81, n. 6, p. 1–7, 2014bb.
- [55] MUNTEAN, S. *et al.* Mitigation of Pressure Fluctuation in a Conical Diffuser with Precessing Vortex Rope Using Axial Jet Control Method. *In: SYMPOSIUM ON HYDRAULIC MACHINERY AND SYSTEMS*, 24th, Foz do Iguaçu. **Proceedings [...]** Foz do Iguaçu: [s. n.], 2007bc. p. 1–11.
- [56] CHEN, Z. *et al.* Optimal design of J-groove shape on the suppression of unsteady flow in the Francis turbine draft tube. **Journal of Mechanical Science and Bristol**, 33, p. 2211–2218, 2019.
- [57] SANO, T. *et al.* A new methodology for suppressing pressure pulsation in a draft tube by grooved runner cone. **ASME-JSME-KSME 2011 Joint Fluids Engineering Conference, AJK 2011**, New York, v. 1, n. PARTS A, B, C, D, p. 1943–1950, 2011be.
- [58] MINAKOV, A. V. *et al.* Numerical modeling of flow in the Francis-99 turbine with Reynolds stress model and detached eddy simulation method. **Journal of Physics: Conference Series**, Bristol, v. 579, n. 1, 2015bf.
- [59] MOUKALLED, F.; DARWISH, M.; MANGANI, L. **The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics**. [S. l.: s. n.], 2015. v. 113.
- [60] MURUGESAN, C.; RUDRAMOORTHY, R. Numerical and experimental study of single stage and multistage centrifugal mixed flow submersible borewell pumps. **International Journal of Fluid Machinery and Systems**, Seoul, v. 9, n. 2, p. 107–118, 2016bh.
- [61] ARISPE, T. M.; DE OLIVEIRA, W.; RAMIREZ, R. G. Francis turbine draft tube parameterization and analysis of performance characteristics using CFD techniques. **Renewable Energy**, Oxford, v. 127, p. 114–124, 2018bi.
- [62] AGGIDIS, G. A.; ŽIDONIS, A. Hydro turbine prototype testing and generation of performance curves: Fully automated approach. **Renewable Energy**, Oxford, v. 71, n. NOVEMBER, p. 433–441, 2014bj.
- [63] STOESSEL, L.; NILSSON, H. Steady and unsteady numerical simulations of the flow in the Tokke Francis turbine model, at three operating conditions. **Journal of Physics: Conference Series**, Bristol, v. 579, n. 1, p. 0–14, 2015bk.
- [64] AMSTUTZ, O.; AAKTI, B.; CASARTELLI, E. Predicting the performance of a high head Francis turbine using a fully implicit mixing plane. **Journal of Physics: Conference Series**, Bristol, v. 579, n. 1, p. 0–13, 2015bl.
- [65] ANSYS, I. **ANSYS CFX-Solver Modeling Guide**. Canonsburg: ANSYS, 2011. v. 15317.

- [66] TIWARI, G. *et al.* Hydrodynamic analysis of a low head prototype Francis turbine for establishing an optimum operating regime using CFD. **Journal of Mechanical Engineering and Sciences**, Pekan, v. 14, n. 2, p. 6625–6641, 2020bn.
- [67] SANJAY JAIN, R.P.SAINI, A. K. Cfd Approach for Prediction of Efficiency of Francis Turbine. **Ighem**, n. January 2010, p. 1–7, 2010bo.
- [68] CELIK, B. I. *et al.* Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications. **Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME**, New York, v. 130, n. 3, p. 7, 2008bp.
- [69] SARPKAYA, T. On stationary and travelling vortex breakdowns. **Journal of Fluid Mechanics**, Cambridge, v. 45, n. 3, p. 545–559, 1971bq.
- [70] SHI, Q. Experimental Investigation of Frequency Characteristics of Draft Tube Pressure Pulsations for Francis Turbines. **Hydraulic Machinery and Cavitation**, [s. l.], p. 935–944, 1996br.