

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ

PROGRAMA DE MESTRADO PROFISSIONAL EM
ENGENHARIA HÍDRICA

**Estudo do Ganho de Rendimento de uma
Turbina Hidráulica de Fluxo Reversível do tipo
Wells Dotada de Sistema Diretor de Pás Fixas,
aplicada em Centrais Maremotrizes**

Almir Luiz Rodrigues

Itajubá, abril de 2019

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ

PROGRAMA DE MESTRADO PROFISSIONAL EM
ENGENHARIA HÍDRICA

**Estudo do Ganho de Rendimento de uma
Turbina Hidráulica de Fluxo Reversível do tipo
Wells Dotada de Sistema Diretor de Pás Fixas,
aplicada em Centrais Maremotrizes**

Dissertação submetida para qualificação do tema no Programa do Mestrado Profissional em Engenharia Hídrica como parte dos requisitos para obtenção do título de **Mestre em Engenharia Hídrica – área de Concentração: Geração Hidrelétrica**.

Área de Concentração: Engenharia Hídrica

Orientador: Prof. Dr. Geraldo Lúcio Tiago Filho

Itajubá, abril de 2019

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ

PROGRAMA DE MESTRADO PROFISSIONAL EM
ENGENHARIA HÍDRICA

Almir Luiz Rodrigues

**Estudo do Ganho de Rendimento de uma
Turbina Hidráulica de Fluxo Reversível do tipo
Wells Dotada de Sistema Diretor de Pás Fixas,
aplicada em Centrais Maremotrizes**

Dissertação aprovada por banca examinadora em 30 de
abril de 2019, conferindo ao autor o título de **Mestre
em Engenharia Hídrica – área de Concentração:
Geração Hidrelétrica.**

Banca examinadora:

Prof. Dr. Geraldo Lucio Tiago Filho (Orientador)

Prof. Dr. Alexandre Beluco

Prof. Dr. Oswaldo Honorato De Souza Junior

Prof. Dr. Ramiro Gustavo Ramirez Camacho

Itajubá, abril de 2019

DEDICATÓRIA

Aos meus pais, irmãos e meu sobrinho.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente gostaria de agradecer meus pais Benedito e Marice que, desde quando decidi fazer a graduação, sempre me apoiaram e me incentivaram e que, até nos momentos difíceis, sempre estavam presentes para me dar força e continuar a lutar. Também gostaria de agradecer a meus irmãos Vinícius e João Luiz pelo companheirismo e apoio. Essa conquista também é de vocês.

Ao meu orientador Prof. Dr. Geraldo Lucio Tiago Filho pelos ensinamentos, conselhos, confiança, credibilidade e pela oportunidade dada para ser seu orientado. Agradeço também pelas cobranças durante todo o período de desenvolvimento do projeto.

Um agradecimento especial ao meu “*coorientador*” MSc. Antonio Carlos Barkett Botan pela disposição em transmitir seus conhecimentos sobre simulação computacional, desde o início com o desenho de geometrias até a análise de resultados. Também agradeço o auxílio dado na montagem e execução dos ensaios de bancada.

Não posso deixar de agradecer os amigos do CERPCH UNIFEI pela amizade, apoio e confiança dada para seguir o projeto. Em especial ao Tiago Azevedo, Igor Renan e Pedro Costa, que me auxiliaram na montagem e execução dos ensaios de bancada quando eu estava com o braço quebrado. Também merecem ser citados os técnicos do laboratório, Douglas e Thiago Correa, que auxiliaram na montagem e instrumentação da bancada.

Agradeço também ao INEOF e CNPq pelo apoio financeiro durante o desenvolvimento do projeto.

*“A tarefa não é tanto ver aquilo que ninguém viu, mas pensar o que
ninguém ainda pensou sobre aquilo que todo mundo vê.”*

(Arthur Schopenhauer)

RESUMO

RODRIGUES, A. L. (2019), *Estudo do Ganho de Rendimento de uma Turbina Hidráulica de Fluxo Reversível do tipo Wells Dotada de Sistema Diretor de Pás Fixas, aplicada em Centrais Maremotrizes*, Itajubá, 126 p. Dissertação (Mestrado Profissional em Engenharia Hídrica) – Instituto de Recursos Naturais, Universidade Federal de Itajubá.

Turbinas de fluxo reversível do tipo Wells têm sido utilizadas na geração de energia em unidades do tipo Usinas de Coluna de Água Oscilante - CAO, mas não interagindo diretamente com a água, mas sim com o movimento de sentido alternado da corrente de ar gerada pela variação das ondas em uma câmara fechada. Este trabalho consiste em dimensionar um sistema diretor para uma turbina de fluxo reversível do tipo Wells funcionando diretamente com o fluxo de água em usinas do tipo maremotriz. O sistema diretor tem o objetivo de guiar o fluxo radialmente, fazendo com que o ângulo de incidência da lâmina promova o mínimo de choque do fluido com a pá do rotor. O desenvolvimento consiste em calcular a geometria e determinar as características da pá diretriz (diâmetros, número de pás, ângulos de entrada e saída, velocidades de saída de fluido), simular o comportamento do escoamento e da máquina operando sob diferentes condições de carga, de rotação e de testes em laboratório em modelos prototipados. O estudo é composto por simulações computacionais, prototipagem de modelos reduzidos e ensaios do modelo físico.

Palavras-Chaves: Turbina reversível, turbina Wells, energia maremotriz,

ABSTRACT

RODRIGUES, A. L. (2019), *Study of the Gain of Yield of a Wells Reversible Flow Hydraulic Turbine Equipped with Directing System with Fixed-Blade, applied in Tidal Power Plants*, Itajuba, 126p. MSc. Dissertation (Professional Masters Degree in Hydro Engineering) – Natural Resources Institute, Federal University of Itajuba.

Reversible flow turbines have been used in power generation in Oscillating Water Column plants (CAO), not interact directly with water, but alternating the airflow direction caused by the variation of the waves in a closed chamber. This dissertation consists of the design of a steering system, the guide vane, for a reversible flow turbine, type Wells turbine, operating directly with the water flow in tidal power plants. The guide vane has the purpose of directing the flow radially, causing the angle of incidence of the blade to promote the minimum of shock of the fluid with the blade of the rotor. The development consists of calculating the geometry and determining the characteristics of the guide blade (diameters, number of blades, inlet and outlet angles, fluid exit velocities), simulate the behavior of the flow and the machine operating under different load conditions, rotation and laboratory tests on prototyped models. The study is composed of computational simulations, prototyping of reduced models and tests of the physical model.

Keywords: Wells turbine, guide vane, reversible turbine, tidal power plant.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Matriz elétrica mundial no ano de 2016.....	23
Figura 2.2 – Matriz elétrica brasileira no ano de 2017.....	24
Figura 2.3 – Lugares apropriados para a instalação de usinas maremotriz.	25
Figura 2.4 – Amplitude das ondas ao longo do litoral brasileiro.	25
Figura 2.5 – Esquema de operação: a) Simples efeito e b) Duplo efeito.	26
Figura 2.6 – Operação em simples efeito.	27
Figura 2.7 – Operação em duplo efeito.	27
Figura 2.8 – a) Turbina de eixo horizontal, b) de eixo vertical e c) turbina canalizada.	28
Figura 2.9 – Usina de Sihwa Lake na Coreia do Sul.	29
Figura 2.10 – Seção transversal do grupo gerador da usina de Sihwa Lake.	30
Figura 2.11 – Usina Maremotriz de Rance.....	30
Figura 2.12 – Composição da barragem de Rance.	31
Figura 2.13 – Grupo gerador da usina de La Rance.	31
Figura 2.14 – a) Casa de máquinas e b) vertedouro da usina de Annapolis Royal.	32
Figura 2.15 – Seção transversal do grupo gerador da usina de Annapolis Royal.	33
Figura 2.16 – Usina de Jiangxia na China.	33
Figura 2.17 – Barragem de Bacanga.	34
Figura 2.18 – Layout proposto para a usina de Bacanga.....	34
Figura 3.1 – Turbina tipo Wells.....	35
Figura 3.2 – Esboço das pás do distribuidor desenvolvidas em 2D.	36
Figura 3.3 – Gráfico do Rendimento (η) pelo Coeficiente de Vazão (ϕ).	36
Figura 3.4 – Pá da turbina com ângulo variável.	37
Figura 3.5 – Funcionamento da turbina e variação do ângulo da pá.	37
Figura 3.6 – Rendimentos obtidos para (a) $V_i = V_o$ e (b) $V_i = 0,6 \cdot V_o$ e para $\gamma_i = \gamma_o$	38
Figura 3.7 – Rendimentos obtidos para (a) $V_i = V_o$ e (b) $V_i = 0,6 \cdot V_o$ e para $\gamma_o = 10^\circ$ e variação do ângulo γ_i	38
Figura 3.8 – Princípio de funcionamento da turbina Wells com uma turbina de impulso.	39
Figura 3.9 – Detalhes da (a) Turbina Wells e da (b) Turbina de Impulso.....	39
Figura 3.10 – Gráfico do Rendimento (η) pelo Coeficiente de Vazão (ϕ) da turbina Wells e da turbina de impulso.	40

Figura 4.1 – Exemplo de uma turbina tubular.	42
Figura 4.2 – Desenho em 3D do rotor.	42
Figura 4.3 – Curva de eficiência do rotor nas simulações computacionais.	43
Figura 4.4 – Linhas de corrente para a situação de rendimento máximo.	43
Figura 4.5 – Comportamento do escoamento ao passar pelo rotor.	44
Figura 4.6 – Curva de eficiência do rotor ensaiado sem o sistema diretor.	44
Figura 4.7 – Convenção de pontos na seção da turbina.	47
Figura 4.8 – Representação dos componentes de velocidade no distribuidor e triângulo de velocidades no rotor.	47
Figura 4.9 – Desenho 3D do distribuidor desenvolvido.	51
Figura 4.10 – Dimensões, em milímetros, e ângulos de entrada e saída de cada seção.	52
Figura 4.11 – Elementos de uma malha: tetraédrico (a), hexaédrico (b) e prismático (c).	56
Figura 4.12 – Tipos de malha computacional: estruturada (a), não estruturada (b) e híbrida (c).	57
Figura 4.13 – Configuração das regiões da geometria para a simulação.	59
Figura 4.14 – Malha computacional dos domínios: Entrada (a), Rotor (b) e Saída (c).	61
Figura 4.15 – Curva da potência de atrito na bancada de ensaios.	62
Figura 4.16 – Bancada de ensaios.	64
Figura 4.17 – Circuito elétrico utilizado no banco do reostato líquido.	65
Figura 4.18 – Tacômetro digital modelo DT-2234C.	65
Figura 4.19 – Multímetro modelo Lutron DW-6060.	66
Figura 4.20 –a) Torquímetro e b) Display modelo MK-2030.	66
Figura 4.21 – Esquema da tomada de pressão no projeto.	68
Figura 5.1 – Montagens com o distribuidor: a) montante, b) jusante e c) montante e jusante.	71
Figura 5.2 – Curvas de eficiência dos ensaios em CFD com o distribuidor a) antes, b) depois e c) antes e depois.	73
Figura 5.3 – Comparação dos resultados obtidos na simulação computacional.	73
Figura 5.4 – Pressões sobre os domínios do projeto nas situações: sem o distribuidor (a) e distribuidor antes (b), depois (c) e antes e depois (d).	75
Figura 5.5 – Pressões sobre o lado de sucção da pá do rotor sem o distribuidor (a) e com o distribuidor a montante (b), a jusante (c) e a montante e a jusante (d).	78
Figura 5.6 – Pressões sobre o lado de pressão da pá do rotor sem o distribuidor (a) e com o distribuidor antes (b), depois (c) e antes e depois (d).	80

Figura 5.7 – Coeficiente de Pressão (C_p) ao longo da corda da pá (x/L) na seção média da pá do rotor.	82
Figura 5.8 – Pressões sobre o lado de sucção (a) e pressão (b) da pá do distribuidor.....	83
Figura 5.9 – Coeficiente de pressão (C_p) sobre a pá do distribuidor situado antes do rotor....	84
Figura 5.10 – Linhas de corrente do CFD com o distribuidor a) antes, b) depois e c) antes e depois.....	85
Figura 5.11 – Vetores de velocidade nos domínios do projeto nas situações: sem o distribuidor (a) e distribuidor antes (b), depois (c) e antes e depois (d).....	87
Figura 5.12 – Linhas de corrente sobre os domínios do projeto nas situações: sem o distribuidor (a) e distribuidor a montante (b), jusante (c) e a montante e a jusantes (d).	89
Figura 5.13 – Curvas de eficiência dos ensaios de bancada.	90
Figura 5.14 – Comparação dos resultados obtidos nos ensaios do rotor.	90
Figura 5.15 – Comparação dos resultados obtidos na simulação computacional e nos ensaios de bancada.	91
Figura 5.16 – Campo básico de funcionamento da turbina obtido no CFD.	92
Figura 5.17 – Altura de queda em função da rotação e do rendimento obtido no CFD.....	93
Figura 5.18 – Campo básico de funcionamento da turbina obtido no ensaio de bancada.....	93
Figura 5.19 – Altura de queda em função da rotação e do rendimento obtido no ensaio de bancada.	94
Figura 5.20 – Curvas de rendimento e altura de queda da turbina.	95
Figura 5.21 – Curva da Velocidade Tangencial pela relação D/H.	97
Figura 5.22 – Relação do coeficiente de vazão (Φ) com o rendimento (η).....	101
Figura 5.23 – Relação do coeficiente de vazão (Φ) com o coeficiente de pressão (ψ).	102
Figura 5.24 – Relação entre o coeficiente de vazão (Φ) e o coeficiente de entrada (C_A).	102

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dados do rotor.	42
Tabela 2 – Resultados do dimensionamento	51
Tabela 3 – Condições de Contorno.	59
Tabela 4 – Número de elementos nos domínios da turbina.....	60
Tabela 5 – Potência de atrito para cada rendimento.	63
Tabela 6 – Valores obtidos nas simulações computacionais.	63
Tabela 7 – Valores obtidos nos ensaios experimentais.	70
Tabela 8 – Grandezas calculadas no ensaio.....	70
Tabela 9 – Máximos rendimentos para cada montagem.	71
Tabela 10 – Comparação dos rendimentos de acordo com a rotação.....	91
Tabela 11 – Rendimentos máximos para cada rotação.....	94
Tabela 12 – Velocidade Tangencial e Relação D/H.....	97
Tabela 13 – Coeficientes adimensionais para cada rotação.	100

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

SIGLAS

<i>ANEEL</i>	Agência Nacional de Energia Elétrica
<i>AQUA-RET</i>	<i>Aquatic Renewable Energy Technologies</i>
<i>CAO</i>	Coluna de Água Oscilante
<i>CERPCH</i>	Centro de Referência em Pequenas Centrais Hidrelétricas
<i>CFD</i>	<i>Computational Fluid Dynamics</i> (Dinâmica dos Fluidos Computacional)
<i>EPE</i>	Empresa de Pesquisa Energética
<i>IEA</i>	<i>International Energy Agency</i> (Agência Internacional de Energia)
<i>INEOF</i>	Instituto Nacional de Ciência e Tecnologia em Energias Oceânicas e Fluviais
<i>IRN</i>	Instituto de Recursos Naturais
<i>LHPCH</i>	Laboratório Hidromecânico de Pequenas Centrais Hidrelétricas
<i>NACA</i>	<i>National Advisory Committee for Aeronautics</i>
<i>RANS</i>	<i>Reynolds Averaged Navier Stokes</i>
<i>UFRJ</i>	Universidade Federal do Rio de Janeiro
<i>UNIFEI</i>	Universidade Federal de Itajubá

LETRAS LATINAS

<i>A</i>	Área
<i>b</i>	Altura da pá do rotor
<i>b₀</i>	Altura da aleta
<i>c</i>	Velocidade absoluta do fluido
<i>C</i>	Constante da camada logarítmica dependente da rugosidade
<i>C_A</i>	Coeficiente de entrada
<i>c_c</i>	Comprimento da corda no diâmetro externo
<i>D</i>	Diâmetro do rotor no ponto de interesse
<i>D_c</i>	Diâmetro do cubo do rotor
<i>D_e</i>	Diâmetro externo do rotor
<i>e_{max}</i>	Espessura máxima da aleta
<i>g</i>	Aceleração da gravidade
<i>h</i>	Relação entre os diâmetros externo e do cubo

H	Altura de queda líquida
h_1	Altura de entrada medida no medidor Venturi
H_1	Altura manométrica a montante, medida no manômetro de mercúrio
h_2	Altura de saída medida no medidor Venturi
H_2	Altura manométrica a jusante, medida no manômetro de mercúrio
H_{max}	Altura de queda máxima
I_T	Tensor unitário
I	Corrente elétrica
k	Constante de von Karman
k_e	Coefficiente de equilíbrio
L	Comprimento total do perfil da aleta
L_d	Comprimento útil da aleta
L_{di}	Comprimento da aleta desde o centro de giro até o bordo de fuga
L_{ds}	Comprimento da aleta desde a ponta da aleta até o centro de giro
M	Momento da pá
\dot{m}	Vazão mássica
n	Rotação do rotor
n_{qA}	Rotação específica da turbina
P	Potência
p	Pressão
Q	Vazão
r	Raio da pá do distribuidor
R	Tensão
$R_{Pá}$	Raio da pá
r_p	Posição de uma partícula
\ddot{R}_0	Aceleração de translação do volume de controle em relação ao referencial inercial
T	Torque
t	Tempo
t_d	Passo da pá do distribuidor
u	Velocidade tangencial do fluido
U	Magnitude da velocidade
u^+	Velocidade do ponto na proximidade da parede
u_t	Velocidade de atrito

U_t	Velocidade tangencial à parede
v	Velocidade do fluido
V_i	Velocidade do ar na inspiração
V_o	Velocidade do ar na expiração
w	Velocidade relativa do fluido
y	Distância normal de um ponto até a parede
y^+	Menor distância entre a parede e o primeiro nó
Y	Trabalho específico
$Y_{Int\infty}$	Trabalho interno ou efeito interno
$Y_{p\acute{a}\infty}$	Trabalho específico da pá
z	Número de pás do rotor
z_d	Número de aletas do distribuidor

LETRAS GREGAS

α	Ângulo do escoamento absoluto
β	Ângulo do escoamento relativo
γ	Ângulo de variação da pá
γ_i	Ângulo de variação da pá na inspiração
γ_o	Ângulo de variação da pá na expiração
δ	Coefficiente de diâmetro
η	Rendimento ou eficiência
λ	Coefficiente de potência
ρ	Massa específica do fluido
σ	Coefficiente de ligeireza
σ_{fad}	Fator de cavitação de Thoma
φ	Coefficiente de volume
Φ	Coefficiente de vazão
ψ	Coefficiente de pressão
ω	Velocidade angular
$\vec{\tau}$	Tensor das tensões viscosas
τ_ω	Tensão de cisalhamento na parede
$\dot{\omega}$	Aceleração angular
μ	Viscosidade molecular ou dinâmica

SUBSCRITO

<i>1</i>	Ponto referente a entrada do distribuidor
<i>2</i>	Ponto referente a saída do distribuidor
<i>4</i>	Ponto referente a entrada do rotor
<i>5</i>	Ponto referente a saída do rotor
<i>11</i>	Unitário
<i>a</i>	Atrito
<i>al</i>	Atrito lateral
<i>f</i>	Fuga
<i>h</i>	Hidráulico
<i>H₂O</i>	Água
<i>Hg</i>	Mercúrio
<i>i</i>	Índice de vetores
<i>j</i>	Índice de vetores
<i>m</i>	Componente meridional da velocidade
<i>M</i>	Modelo
<i>P</i>	Protótipo
<i>t</i>	Total
<i>u</i>	Componente circunferencial da velocidade

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	20
1.1 Contexto.....	20
1.2 Justificativa e Relevância	20
1.3 Objetivos.....	21
1.3.1 Objetivo Geral	21
1.3.2 Objetivos Específicos	21
1.4 Estrutura do Trabalho	21
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	23
2.1 Matriz Elétrica	23
2.2 Energia Oceânica devido às Marés	26
2.3 Estado da Arte das Usinas Maremotrizes	29
2.3.1 Sihwa Lake Power Station – Coreia do Sul.....	29
2.3.2 Usina Maremotriz de Rance - França	30
2.3.3 Annapolis Royal Tidal Power Plant - Canadá	32
2.3.4 Jiangxia Tidal Power Plant - China	33
2.3.5 Usina Maremotriz de Bacanga - Brasil.....	34
3. A TURBINA HIDRÁULICA WELLS.....	35
3.1 Estado da Arte – Turbina Wells.....	35
3.1.1 Turbina Wells com Distribuidor	35
3.1.2 Turbina Wells com Ângulo de Pá Variável.....	37
3.1.3 Turbina Wells com uma Turbina de Impulso	39
4. METODOLOGIA PARA DESENVOLVIMENTO DO MODELO DA TURBINA... 	41
4.1 Sistema Diretor da Turbina Hidráulica	41
4.1.1 Pré-Distribuidor	41
4.1.2 Distribuidor.....	41
4.2 Turbina de Fluxo Reversível	42
4.2.1 Resultados das Simulações Computacionais	43
4.2.2 Resultados do Ensaio do Modelo	44
4.3 Dimensionamento do Distribuidor	45
4.3.1 Número de Aletas do Distribuidor.....	45
4.3.2 Passo	45

4.3.3	Comprimento Total do Perfil da Aleta	45
4.3.4	Comprimento Útil da Aleta	45
4.3.5	Comprimento da Aleta desde a Ponta da Aleta até o Centro de Giro.....	45
4.3.6	Comprimento da Aleta desde o Centro de Giro até o Bordo de Fuga	46
4.3.7	Espessura Máxima da Aleta	46
4.3.8	Raio da Pá.....	46
4.4	Escoamento na Turbina Axial e Triângulo de Velocidades	46
4.5	Distribuidor Desenvolvido.....	50
4.6	Modelagem Computacional.....	52
4.6.1	Dinâmica dos Fluidos Computacionais	52
4.6.2	Modelagem Matemática	53
4.6.3	Modelo de Turbulência k-épsilon – $k-\varepsilon$	55
4.6.4	Malhas Computacionais.....	56
4.6.5	Lei das Paredes	57
4.6.6	Simulação Computacional	58
4.6.7	Obtenção das Grandezas.....	61
4.7	Ensaio Experimental.....	64
4.7.1	Bancada de Ensaio	64
4.7.2	Instrumentos Utilizados	65
4.7.3	Procedimentos de Ensaio	66
4.7.4	Obtenção das Grandezas.....	67
5.	RESULTADOS E ANÁLISES.....	71
5.1	Montagens Estudadas	71
	Resultados da Simulação Computacional.....	71
5.1.1	Análise da Eficiência	72
5.1.2	Análise das Pressões sobre o Domínio do Projeto.....	74
5.1.3	Análise das Pressões sobre a Pá do Rotor e do Distribuidor	76
5.1.4	Análise das Velocidades e das Linhas de Corrente	84
5.2	Resultados do Ensaio Experimental	89
5.3	Comparação e Validação dos Resultados Obtidos	91
5.4	Campo de Funcionamento da Turbina.....	92
5.5	Parametrização da Turbina	94
5.5.1	Determinação das Equações da Vazão e da Rotação.....	95
5.5.2	Características Adimensionais da Turbina	98

5.5.3	Grandezas Unitárias.....	103
5.5.4	Transposição do Rendimento do Modelo para o Protótipo	104
6.	CONCLUSÕES E SUGESTÕES	105
6.1	Conclusões.....	105
6.2	Sugestões	107
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	108
	ANEXOS	112
A.1	Demonstração da Equação da Vazão e da Rotação da Turbina.....	112
A.1.1	Equação da Vazão.....	112
A.1.2	Equação da Rotação.....	113
A.2	Bancada de Ensaio – Desenho Esquemático	114
A.3	Planilha de Dados e Resultados das Simulações Computacionais	115
A.3.1	Distribuidor Antes do Rotor	115
A.3.2	Distribuidor Depois do Rotor	118
A.3.3	Distribuidor Antes e Depois do Rotor	121
A.4	Planilha de Dados e Resultados dos Ensaios Experimentais.....	124

1. INTRODUÇÃO

1.1 Contexto

Atualmente um dos maiores desafios enfrentados pela maioria dos países é a busca por fontes renováveis limpas e baratas, alternativas sustentáveis que trazem benefícios ambientais, por serem menos poluentes e econômicas, uma vez que diminuem a dependência dos combustíveis fósseis. As fontes não renováveis, além de finitas, podem trazer alguns problemas ambientais, como a poluição gerada pelo uso de combustíveis fósseis e o risco de acidentes radioativos nas usinas nucleares. Essa realidade mundial mostra a necessidade de muitos países no mundo investirem no desenvolvimento de fontes alternativas de energia, como a eólica, a solar e a oceânica, visando diminuir os problemas ambientais e o risco de aquecimento global.

Os oceanos possuem grande potencial energético, como o caso das marés, que tem sido estudado desde a década de 1960, com a construção da usina de La Rance na França. Desde então novas usinas foram sendo construídas na Europa e Ásia, e as novas tecnologias têm sido desenvolvidas e aprimoradas para serem utilizadas na geração de energia elétrica.

A região nordeste do Brasil apresenta as melhores condições para esse tipo de aproveitamento. Existem vários estudos para implantação de usinas maremotriz nessa região, dentre eles se destaca o estudo da usina no rio Bacanga, em São Luís, no Maranhão. Também tem destaque a usina de ondas de Porto de Pecém, no Ceará, onde já foi construído um dispositivo para gerar energia através da variação das ondas.

Seguindo este conceito é que foi desenvolvido este trabalho, onde é dimensionado um sistema diretor para uma turbina de fluxo reversível. Para o desenvolvimento foram realizadas simulações computacionais e um modelo físico foi construído e ensaiado nas mesmas condições para validação dos resultados.

1.2 Justificativa e Relevância

A motivação para a realização deste trabalho foi o de desenvolver tecnologias para melhorar a eficiência do equipamento, já desenvolvido por Botan (2014) a ser utilizado para geração de energia elétrica a partir de uma fonte renovável promissora no Brasil e no mundo.

O Brasil possui uma costa com cerca de 7.408 km de extensão onde há um único estudo realizado para uso de energias oceânicas está situado no quebra mar do Porto do Pecém, no Ceará, no caso um dispositivo desenvolvido pela COPPE para aproveitamento de ondas do mar com uma potência instalada de 50 kW (ESTEFEN, 2013).

Uma das principais dificuldades para o uso dessa fonte de energia no país é o custo da tecnologia empregada, que tem grande parte produzida no exterior.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo Geral

Desenvolver e analisar o ganho de eficiência de um rotor de fluxo reversível do tipo Wells, por meio da inserção de um distribuidor.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Desenvolver um modelo do sistema diretor – distribuidor – para aplicação em turbina reversível;
- Desenvolver um modelo para simulações utilizando dinâmica dos fluidos computacionais (CFD);
- Descrever o procedimento dos ensaios realizados na bancada de ensaios;
- Comparar e validar os resultados obtidos nas simulações computacionais com os da bancada de ensaios;

1.4 Estrutura do Trabalho

Utilizando a metodologia apresentada anteriormente, este trabalho foi estruturado e distribuído da seguinte forma:

O Capítulo 1 apresenta uma introdução sobre o assunto, com as justificativas que levaram ao estudo e desenvolvimento deste projeto. Também apresenta a descrição do problema levantado, os objetivos a serem atingidos, a metodologia utilizada e a organização da dissertação.

No Capítulo 2 é realizado um estudo das referências bibliográficas que guiaram o desenvolvimento do projeto. São apresentados conceitos sobre a matriz elétrica e energia oceânica assim como o estado da arte das usinas maremotrizes existentes.

O Capítulo 3 apresenta a turbina hidráulica tipo Wells e algumas de suas aplicações na geração de energia elétrica utilizando a energia das marés.

O Capítulo 4 apresenta o rotor de fluxo reversível estudado e a metodologia empregada para o dimensionamento do distribuidor. Também apresenta as configurações do conjunto rotor-distribuidor que foram estudadas. São apresentados os conceitos sobre modelagem

computacional, a metodologia utilizada para realizar as simulações em CFD e os ensaios de bancada. Também é apresentado os equipamentos utilizados nos ensaios do modelo.

No Capítulo 5 os resultados obtidos na simulação computacional e nos ensaios de bancada são comparados para validação. Também é feita uma comparação com os resultados obtidos por Botan (2014). Utilizando os dados obtidos são determinadas as características adimensionais e as grandezas unitárias do rotor. São apresentadas as equações paramétricas para o desenvolvimento de uma turbina.

O Capítulo 6 mostra as conclusões obtidas com a análise dos resultados do modelo computacional e físico. São feitas recomendações e sugestões de melhorias para trabalhos futuros.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Matriz Elétrica

Atualmente a geração de energia elétrica no mundo (Figura 2.1) é realizada, principalmente, por combustíveis fósseis, como o carvão, óleo e gás natural. O aumento do consumo de energia, principalmente na Europa e Ásia, é devido ao crescimento econômico de países como a China, Índia, Alemanha e França. Esse aumento do consumo de energia, principalmente as produzidas por combustíveis fósseis, causam danos significativos ao meio ambiente na forma de emissões de gases de efeito estufa e poluição.

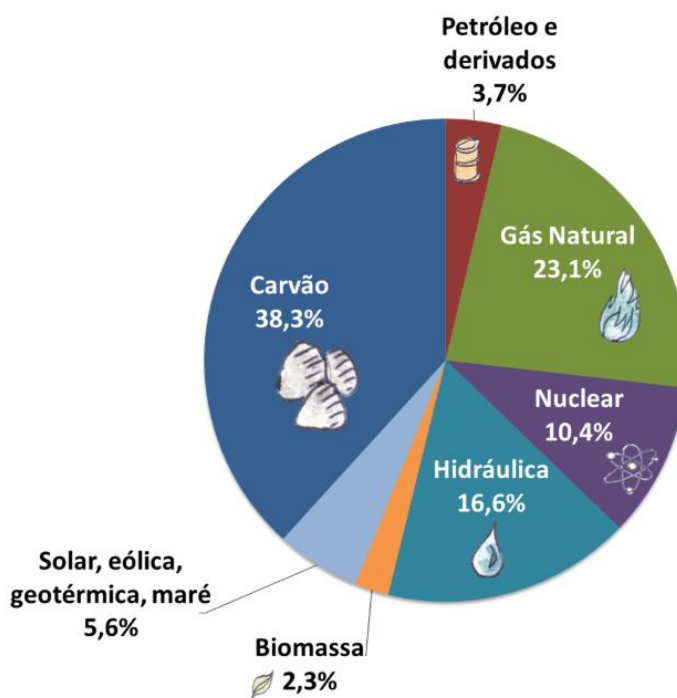


Figura 2.1 – Matriz elétrica mundial no ano de 2016.

Fonte: EPE (2018).

No Brasil o cenário é diferente. Grande parte da energia elétrica gerada utiliza fontes renováveis, como a hidráulica. O país possui uma matriz predominantemente renovável que corresponde a 82% da produção nacional, com destaque para a geração hidráulica que corresponde a 65,2% da energia produzida, como mostra a Figura 2.2 (EPE, 2018).

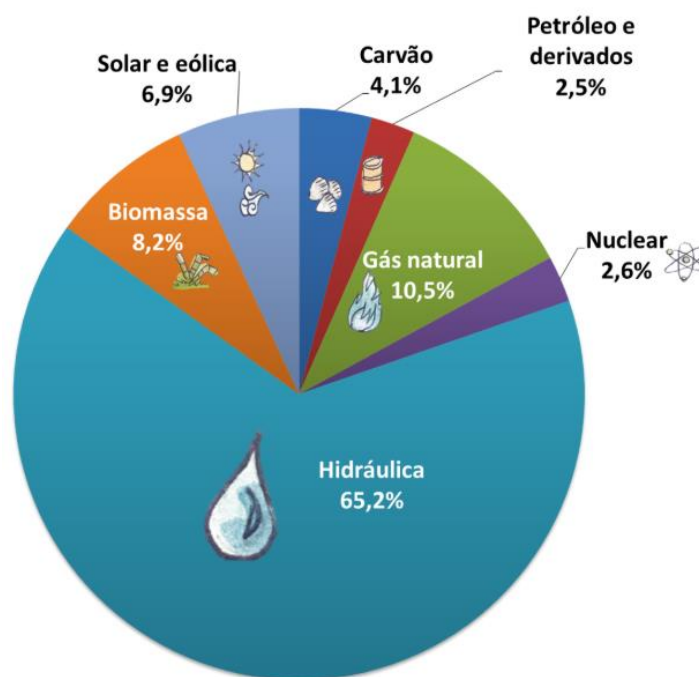


Figura 2.2 – Matriz elétrica brasileira no ano de 2017.

Fonte: EPE (2018).

Com o aumento do consumo de energia e a preocupação com o meio ambiente, as fontes renováveis começaram a ter maior importância e participação no cenário mundial e nacional.

A participação de fontes de energia renováveis na geração de energia vem crescendo rapidamente desde o final dos anos 2000. Em 2016, a energia renovável representou cerca de 18,2% do consumo total de energia global, com as renováveis representando 10,4%. O ano de 2017 foi o caracterizado pelo aumento na capacidade de energia renovável, queda de custos, aumento de investimentos e avanços em tecnologias que facilitam a geração dessa energia (REN-21, 2018). A geração eólica e solar ganhou força, encorajada por políticas climáticas ambiciosas na União Europeia, Estados Unidos, China, Índia, Japão e Austrália, e pela dramática queda nos custos de desenvolvimento solar e eólico nos últimos anos, permitindo que os países em desenvolvimento se expandam suas capacidades renováveis.

A energia oceânica, ou marítima, também é outra fonte de energia renovável que começou a ser estudada. A energia elétrica pode ser obtida a partir da energia cinética produzida pelo movimento das águas ou pela energia maremotriz, que é derivada da diferença do nível do mar entre as marés alta e baixa. Segundo Leite Neto *et al* (2011) estima-se que o potencial energético global das marés é de 1.000 TWh/ano.

Atualmente os principais locais para aproveitamento das marés são Argentina, Austrália, Canadá, Índia, Coreia do Sul, México, Reino Unido, Estados Unidos e Rússia. Entre os países com projetos piloto para aproveitamento das marés ou das ondas estão Estados Unidos, Canadá, França e Rússia. A Figura 2.3 apresenta estes lugares.



Figura 2.3 – Lugares apropriados para a instalação de usinas maremotriz.

Fonte: FERREIRA (2007).

No Brasil, estudos realizados pela COPPE-UFRJ apontam para um potencial de 40 GW. Ao longo do litoral brasileiro, a maior amplitude de ondas se encontra na região norte-nordeste, com ondas que podem chegar a 11 m de amplitude, conforme mostra a Figura 2.4.

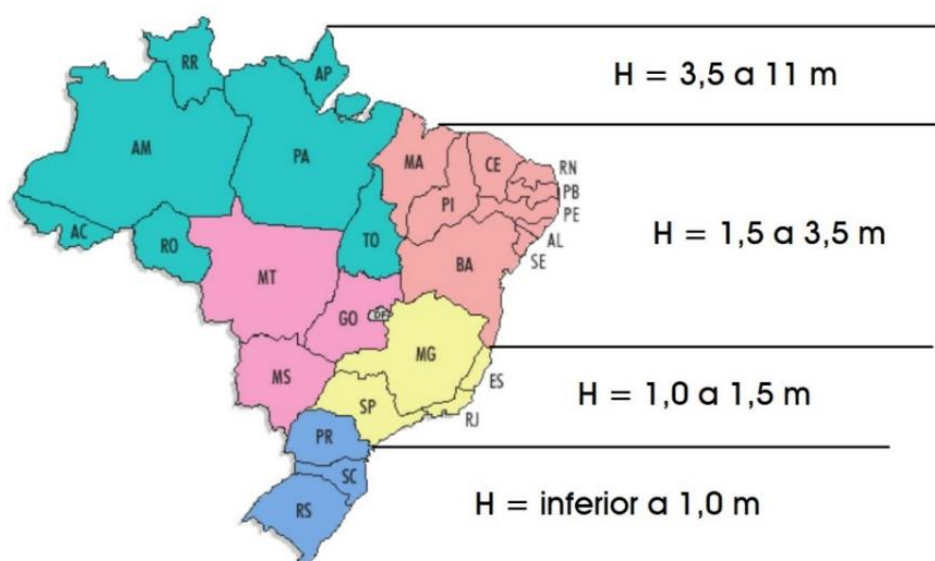


Figura 2.4 – Amplitude das ondas ao longo do litoral brasileiro.

Fonte: FERREIRA (2007).

2.2 Energia Oceânica devido às Marés

As marés são resultado da interação entre a ação da gravidade do Sol, Terra e Lua. A diferença entre a maré alta e a baixa, que em alguns casos chega a 12m, tem um grande potencial energético. E as correntes de inundação causadas pela variação das marés geram um fluxo de água geram energia cinética. Essas formas de energia podem ser consideradas como energia renovável. As tecnologias utilizadas para a geração desse tipo de energia não são novas, existem relatos de que essa tecnologia era utilizada pelos romanos e algumas ruínas de moinho de marés, datadas dos anos 700, são encontradas na Europa. Desde a década de 1960 até o ano de 2012, cinco projetos foram desenvolvidos e comercializados, porém nos dias de hoje os estudos e projetos de novas tecnologias vem sendo desenvolvidos (IRENA, 2014).

Existem duas categorias de tecnologias de geração de energia das marés: através da diferença de altura entre a maré alta e a baixa e utilizando a corrente gerada pelas marés

A primeira categoria utiliza uma barragem para extrair energia da diferença de altura entre as marés alta e a baixa. A energia é gerada através de turbinas, geralmente turbinas bulbo, localizadas nas barragens e sua viabilidade econômica e comercial foi estabelecida utilizando usinas em operação como, por exemplo, as citadas no Item 2.3 deste trabalho.

Nessa categoria a geração de energia pode realizada com a turbina operando em simples ou duplo efeito, isto é, a energia só é gerada na maré enchente ou vazante ou em ambas, aumentando a produção (Figura 2.5). Há casos em que pode haver um bombeamento durante as horas de espera otimizando o nível do reservatório (FERREIRA, 2007).

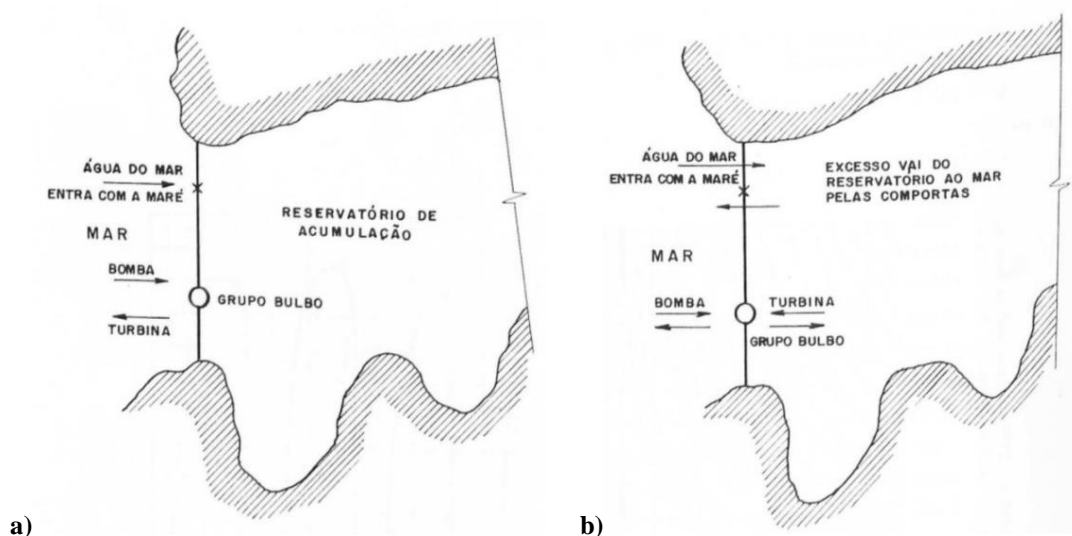


Figura 2.5 – Esquema de operação: a) Simples efeito e b) Duplo efeito.

Fonte: MACINTYRE (1983).

A operação em simples efeito é quando somente a água do reservatório é aproveitada na geração de energia. O reservatório é preenchido durante a preamar, podendo haver bombeamento nesse período para otimizar o armazenamento do reservatório. Durante o período de baixa-mar, a água do reservatório passa pela turbina, havendo a geração de energia (Figura 2.6). O período de geração na maré vazante é de 10 a 12 horas enquanto o período de geração na enchente é de 8 a 10 horas (FERREIRA, 2007).

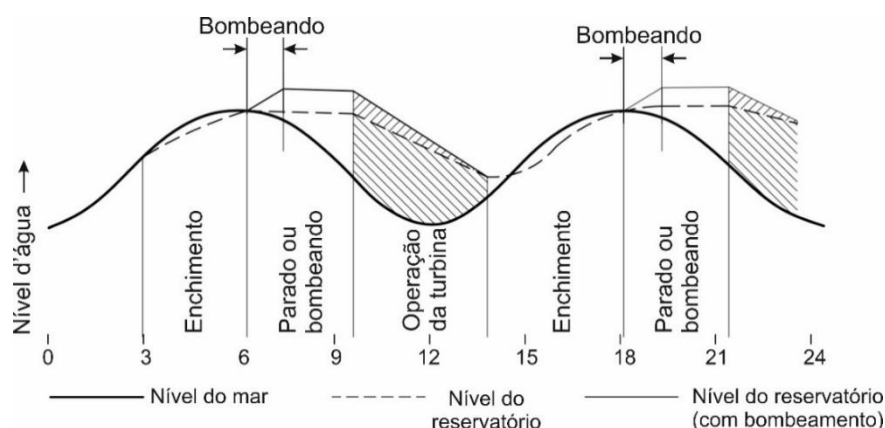


Figura 2.6 – Operação em simples efeito.

Fonte: Adaptado de CLARK (2007).

Quando o grupo gerador funciona em duplo efeito, ele utiliza o escoamento da água nos dois sentidos para gerar energia. Durante a preamar o reservatório é preenchido, porém a água passa pela turbina, havendo geração de energia. No período de baixa-mar, a água do reservatório também passa pela turbina, continuando a geração de energia (Figura 2.7). O período de geração pode variar de 12 a 14 horas. Para este tipo de operação, são utilizadas turbinas reversíveis, não-reversíveis com sistemas de canais e comportas ou ainda duas séries de turbinas não reversíveis (FERREIRA, 2007).

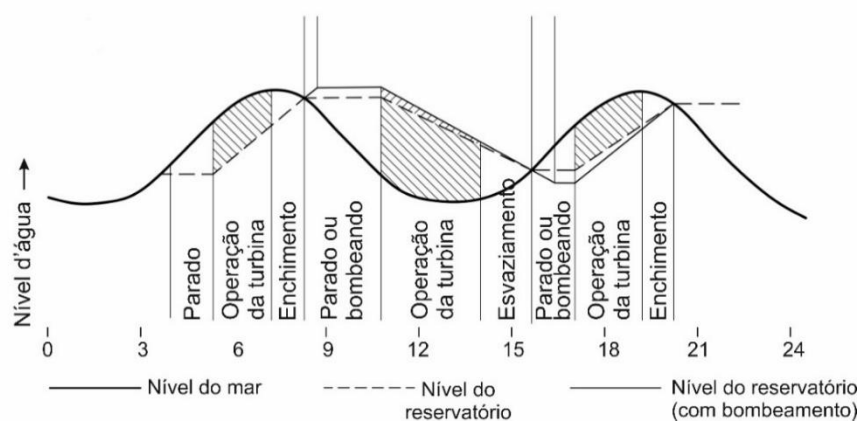


Figura 2.7 – Operação em duplo efeito.

Fonte: Adaptado de CLARK (2007).

A segunda categoria, que utiliza a energia das correntes geradas pelas marés, teve um grande progresso entre os anos de 2006 a 2013, período em que foram desenvolvidos mais de 40 dispositivos para utilização nesse tipo de geração de energia. As turbinas utilizadas na geração podem ser de eixo vertical ou horizontal, semelhante às usadas na geração eólica; e em alguns casos as turbinas podem ser canalizadas. Algumas dessas tecnologias são utilizadas para geração de energia através das correntes oceânicas que, em comparação com a corrente das marés, são unidirecionais, mais lentas e contínuas (IRENA,2014).

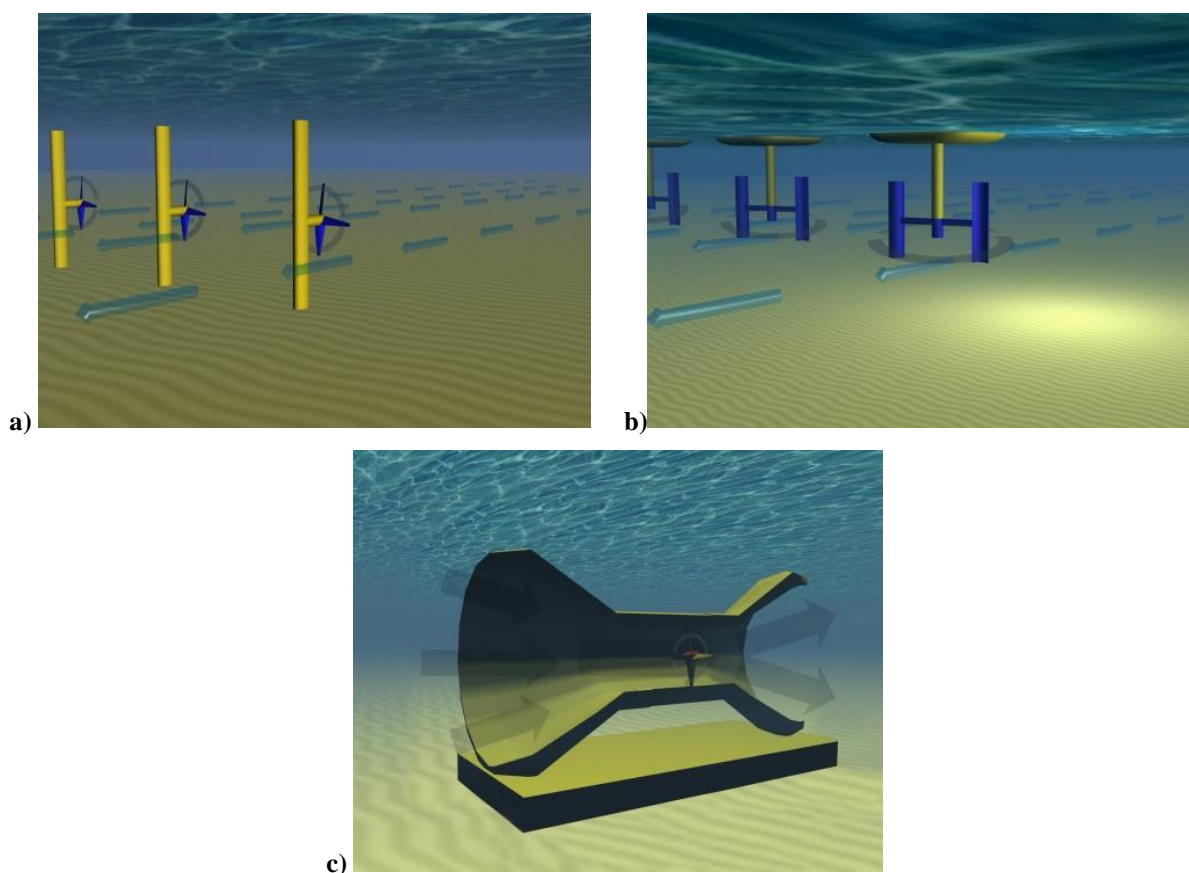


Figura 2.8 – a) Turbina de eixo horizontal, b) de eixo vertical e c) turbina canalizada.

Fonte: IRENA (2014).

Segundo IRENA (2014), estima-se que o potencial energético das marés no mundo pode chegar a 1 TW nas áreas próximas às encostas. Em 2012 foram implantados cerca de 514 MW em energia das marés e 6MW em energia das correntes das marés, sendo que 5MW estão implantados no Reino Unido. Existem planos de construção de barragens para geração de energia na Índia, Coreia, Filipinas e Rússia, que podem chegar a 115 GW. A projeção é que até o ano de 2020 sejam implantados cerca de 200MW em energia das correntes de marés.

2.3 Estado da Arte das Usinas Maremotrizes

2.3.1 Sihwa Lake Power Station – Coreia do Sul

É a maior usina maremotriz no mundo, com capacidade de geração de 254 MW. Está localizada na cidade de Ansan, província de Gyeonggi, na Coreia do Sul. Sua barragem foi construída em 1994 para acumular a água que é usada na agricultura local (Figura 2.9). O lago possui uma área de 42.441.000 m² e um volume de 323.769.000 m³ e a variação média das marés é de 5,4 m podendo atingir uma máxima de 7,8 m (BAE *et al*, 2010).



Figura 2.9 – Usina de Sihwa Lake na Coreia do Sul.

Fonte: (<https://twitter.com/djbawlah/status/435699328212942849>. Acesso em 23/07/2018).

A geração é feita por 10 turbinas bulbo de 7,5 m de diâmetro com uma rotação de 64,29 rpm. Cada turbina (Figura 2.10) tem uma capacidade de 25,4 MW e operam somente em um sentido, totalizando uma geração de 254 MW. A expectativa é que a geração anual chegue em 552,7 GWh.

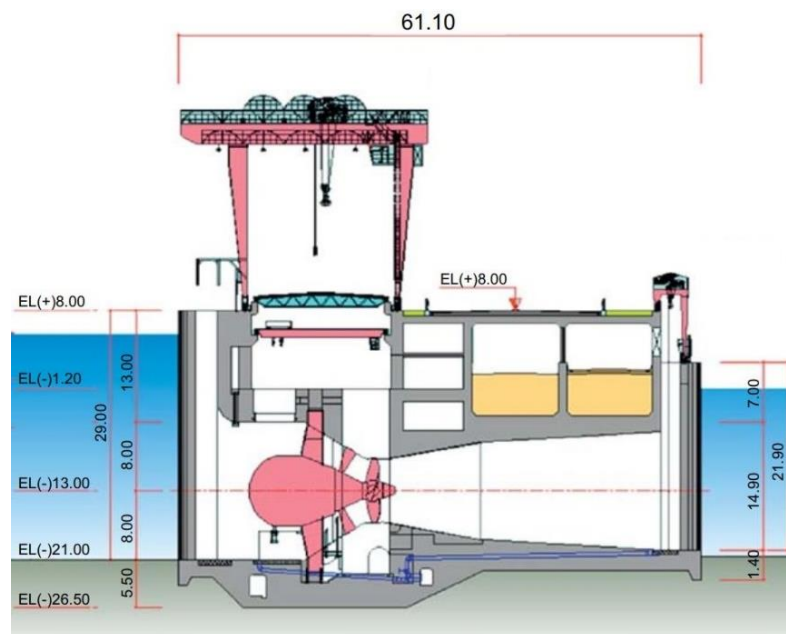


Figura 2.10 – Seção transversal do grupo gerador da usina de Sihwa Lake.

Fonte: Adaptado de BAE *et al* (2010).

2.3.2 Usina Maremotriz de Rance - França

Construída no rio Rance, entre Saint-Malo e Dinard, na França, foi a primeira usina maremotriz inaugurada em 1966 (Figura 2.11). A região escolhida se destaca por ter marés médias de 11,40 m, podendo atingir o máximo de 13,50 m, e também por possibilitar o represamento de um elevado volume, cerca de 184.000.000 m³ entre os níveis das mais altas e das mais baixas marés. A vazão média do rio é cerca de 15.000 m³/s, podendo chegar a 18.000 m³/s nos períodos de cheia. (MACINTYRE, 1983).



Figura 2.11 – Usina Maremotriz de Rance.

Fonte: (<https://blackfishengineering.com/2018/01/15/tidal-energy-converter-technologies-9/>. Acesso em 19/07/2018).

As obras civis, apresentadas na Figura 2.12, são constituídas por uma eclusa para navegação, a usina maremotriz com 24 grupos geradores, um dique e uma barragem móvel composta por 6 comportas de 10 m de altura por 15 m de comprimento (MACINTYRE, 1983).

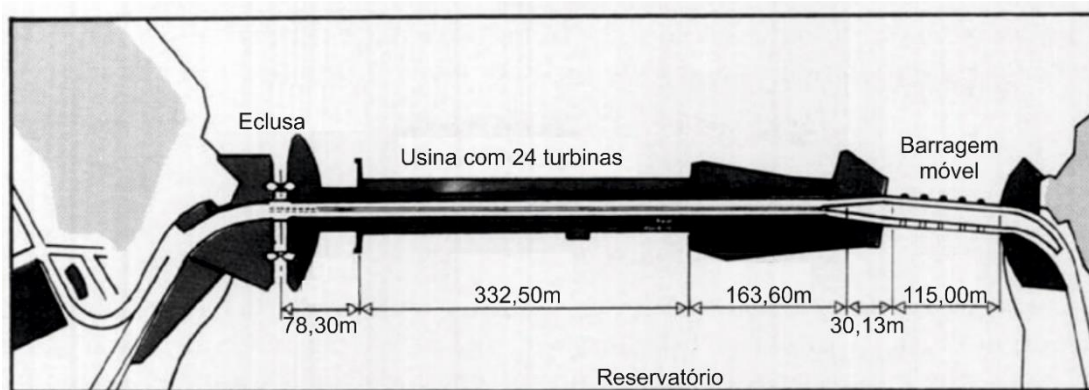


Figura 2.12 – Composição da barragem de Rance.

Fonte: Adaptado de RETIERE (1994).

A geração de energia é realizada através de 24 grupos geradores, cada um com 10 MW, totalizando uma geração de 240 MW (Figura 2.13). Cada grupo é formado por uma turbina bulbo com 5,35 m de diâmetro e composto por 4 pás que gira com uma rotação de 94 rpm. Também possui um distribuidor com 24 pás móveis e um pré-distribuidor com 21 pás que fixam a turbina na estrutura de concreto da barragem (CLARK, 2007).

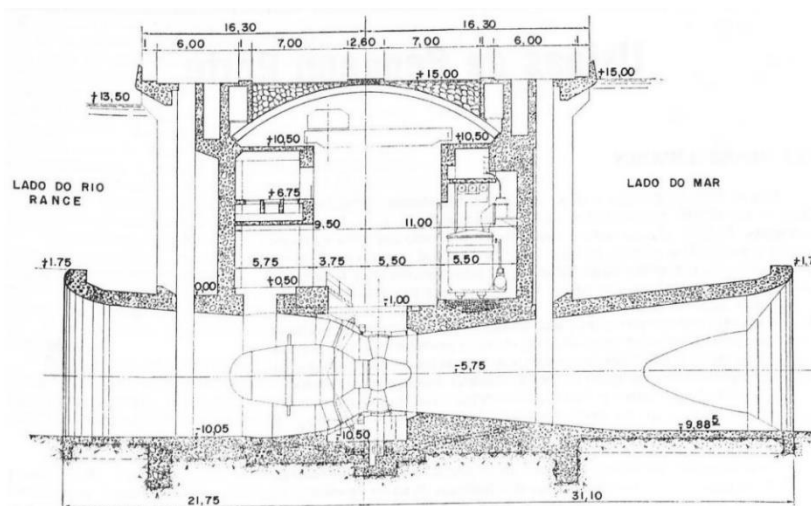


Figura 2.13 – Grupo gerador da usina de La Rance.

Fonte: MACINTYRE (1983).

2.3.3 Annapolis Royal Tidal Power Plant - Canadá

Localizada no rio Annapolis, entre Granville's Ferry e Annapolis Royal, em uma área de 0,08 km², em Nova Escócia, Canadá. Sua barragem foi construída em 1960 para proteção das áreas agrícolas que estavam sujeitas a inundações causadas pelas marés, que podem variar entre 4,4 e 8,7 m (FERREIRA, 2007). A Figura 2.14 apresentam componentes das obras civis que fazem parte da usina de Annapolis Royal.



Figura 2.14 – a) Casa de máquinas e b) vertedouro da usina de Annapolis Royal.

Fonte: (https://marinas.com/view/landmark/d3sjd_Annapolis_Tidal_Power_Generating_Station_South_Landmark_Annapolis_Royal_NS_Canada. Acesso em 19/07/2018).

A barragem de enrocamento possui um comprimento de 225 m, 60 m de largura e 18 m de largura da crista. O vertedouro é composto por 2 comportas de 9,2 m de comprimento por 7,3 m de altura e por uma passagem para peixes de 3 m de largura por 7,3 m de altura, em uma elevação de 1,83 m acima das comportas. Nas marés baixas a vazão do vertedouro é de 500 m³/s e de 80 m³/s na passagem de peixes (ELETROBRÁS, 1981 apud FERREIRA, 2007).

O único grupo gerador é formado por uma turbina do tipo Fluxo Direto, ou *Straflo*, de eixo horizontal de 7,6 m de diâmetro que opera em simples efeito (Figura 2.15). A capacidade nominal da usina é de 20 MW, com uma geração de aproximadamente 50 GWh/ano e tem uma vazão média de 408m³/s.

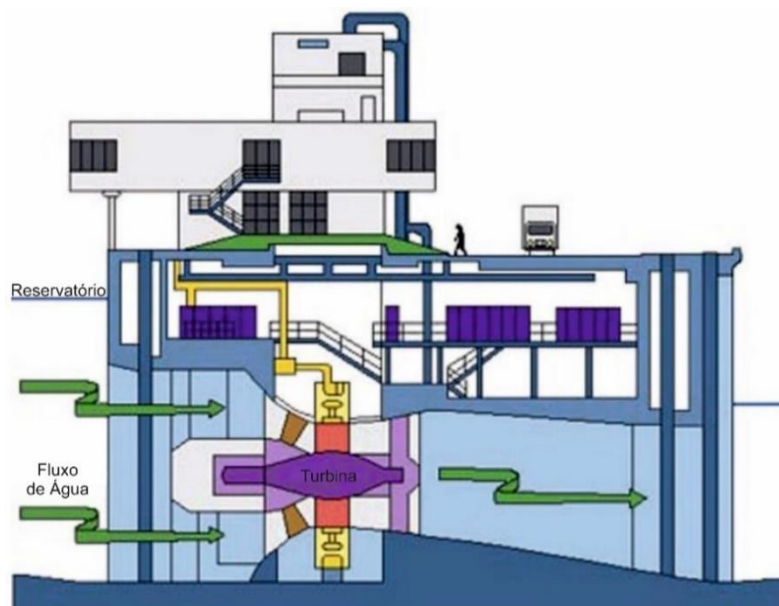


Figura 2.15 – Seção transversal do grupo gerador da usina de Annapolis Royal.

Fonte: (Adaptado de http://electricalline.com/images/mag_archive/18.pdf. Acesso em 19/07/2018).

2.3.4 Jiangxia Tidal Power Plant - China

É a quarta maior usina maremotriz do mundo, localizada na cidade de Wenling, na província de Zhejiang, na China (Figura 2.16). É formada por 6 turbinas bulbo que operam em duplo efeito. Começou a funcionar em 1980 com apenas uma turbina de 500 kW, em 1984 foi incluída uma segunda turbina de 600 kW e em 1985 foram adicionadas mais 3 turbinas de 700 kW. Em junho de 2007 foi adicionada a sexta turbina com 700 kW. No ano de 2015 o primeiro grupo gerador teve sua capacidade aumentada de 500 para 700 kW. No total a usina de Jiangxia tem a capacidade de produzir 4,1 MW. As marés no estuário podem chegar até 8,39 m.

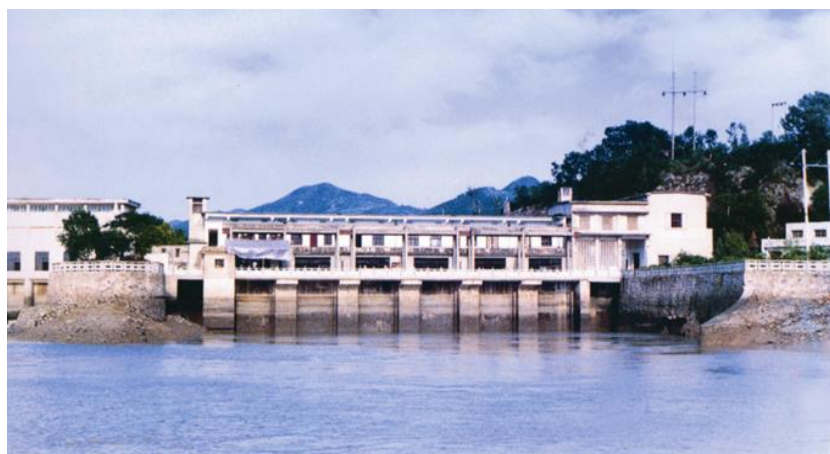


Figura 2.16 – Usina de Jiangxia na China.

Fonte: (<https://tethys.pnnl.gov/annex-iv-sites/jiangxia-pilot-tidal-power-plant>. Acesso em 23/07/2018).

2.3.5 Usina Maremotriz de Bacanga - Brasil

O estuário do rio Bacanga está localizado na ilha de São Luís, no estado do Maranhão. A barragem do rio Bacanga, Figura 2.17, foi construída entre as décadas de 1960 e 1970 para permitir a ligação entre a cidade de São Luís e o porto de Itaqui e para formar um lago artificial para auxiliar no processo de urbanização e de saneamento da cidade. É composta por um vertedouro de 42,5 m de largura, com três vãos de 12,5 m que contém uma comporta setor de 6,0 m de comprimento por 12,5 m de altura. A amplitude da maré no local varia de 5 a 6,5 m (LIMA *et al*, 2003).



Figura 2.17 – Barragem de Bacanga.

Fonte: (<https://www.blogsoestado.com/zecasoares/2017/05/24/braide-fara-vistoria-na-barragem-do-bacanga/>. Acesso em 23/07/2018).

A proposta da usina maremotriz de Bacanga consiste em duas alternativas:

- 6 grupos geradores do tipo Bulbo, cada um com 4.500 kW, operando em simples efeito. A geração seria de 56.300 MWh/ano.
- 3 grupos geradores periféricos de 11.340 kW, operando em simples efeito. A geração seria de 59.600 MWh/ano

A Figura 2.18 apresenta um layout que foi proposto para a construção da usina na barragem do rio Bacanga.

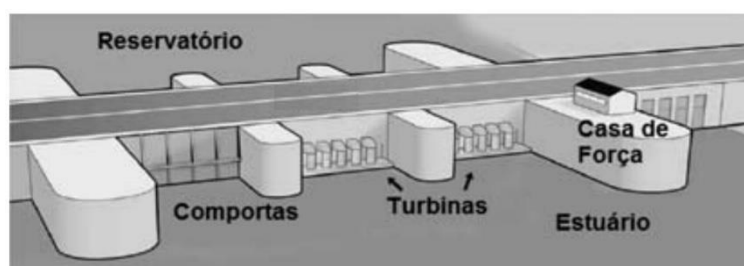


Figura 2.18 – Layout proposto para a usina de Bacanga.

Fonte: Adaptado de LEITE NETO et al (2011).

3. A TURBINA HIDRÁULICA WELLS

No início da década de 1970, Alan Arthur Wells criou uma turbina que tem seu sentido de giro em uma só direção, independente do sentido do fluxo. É um conjunto de pás simétricas com seção de um aerofólio com ângulo de incidência zero. É largamente utilizada em centrais de coluna de água oscilante - CAO (BURDEKIN, CROSSLAND, 2007).

A turbina Wells é do tipo axial com pás radialmente fixadas. As pás possuem um perfil hidrodinâmico simétrico tipo NACA 00xx posicionado a 90° ao eixo do rotor no plano de rotação normal ao fluxo incidente (RAGHUNATHAN, 1995). Embora o fluxo de ar seja oscilante, as forças tangenciais aplicadas sobre as pás do rotor fazem com que a turbina gire sempre na mesma direção, não havendo necessidade de qualquer tipo de equipamento para corrigir o fluxo oscilante (BOTAN, 2014).

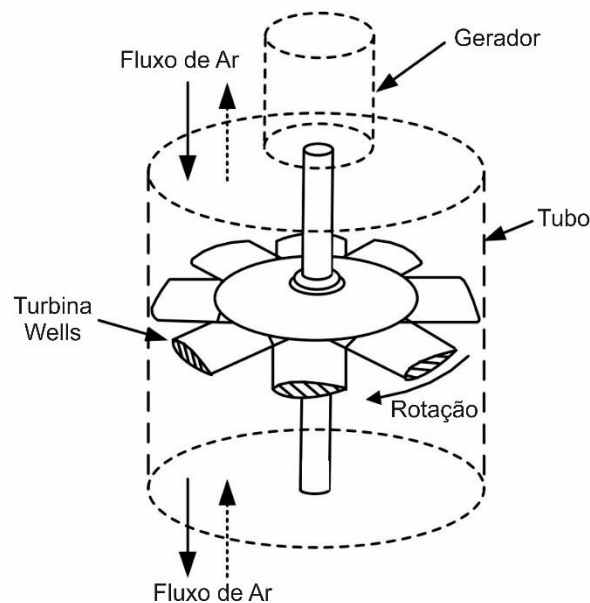


Figura 3.1 – Turbina tipo Wells.

Fonte: Adaptado de OKUHARA *et al* (2013).

3.1 Estado da Arte – Turbina Wells

3.1.1 Turbina Wells com Distribuidor

Setoguchi *et al* (2001) estudou a performance de uma turbina Wells utilizando várias geometrias de distribuidor. Em sua pesquisa foi dimensionado um distribuidor e foram feitas simulações em 2D e 3D com diferentes montagens. Foram simuladas montagens com um distribuidor a montante do rotor, um distribuidor a jusante do rotor, com um distribuidor a

montante e outro a jusante do rotor e, por fim, sem distribuidor. A Figura 3.2 apresenta algumas características da pá desenvolvida para o ensaio.

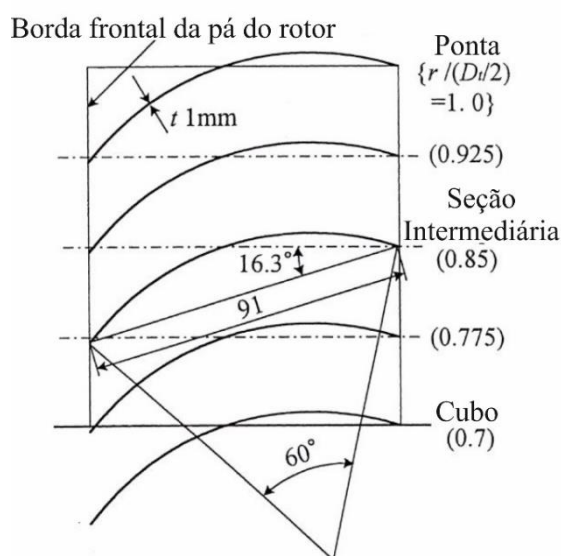


Figura 3.2 – Esboço das pás do distribuidor desenvolvidas em 2D.

Fonte: Adaptado de SETOGUCHI *et al* (2001).

Os resultados obtidos nas simulações realizadas por Setoguchi *et al* (2001) são apresentados na Figura 3.3. Nota-se que o rendimento máximo atingido foi de, aproximadamente, 0,50 utilizando dois distribuidores (um à montante e outro à jusante).

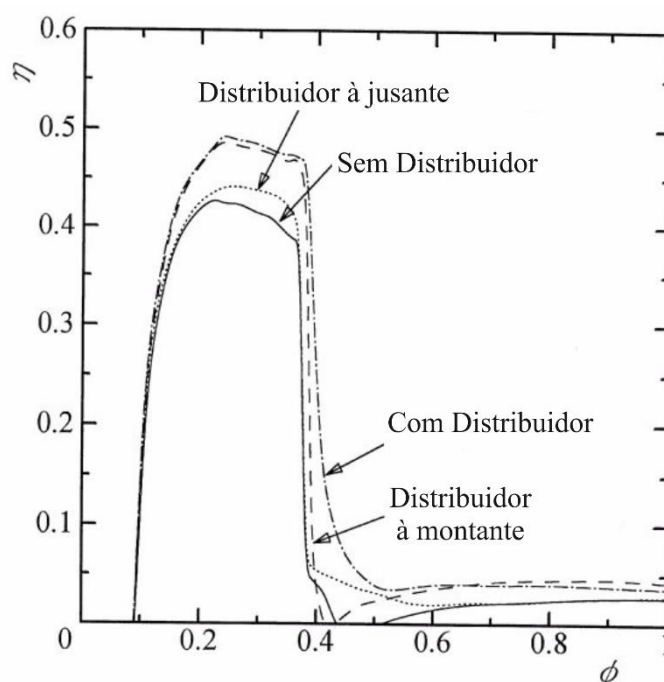


Figura 3.3 – Gráfico do Rendimento (η) pelo Coeficiente de Vazão (ϕ).

Fonte: Adaptado de SETOGUCHI *et al* (2001).

3.1.2 Turbina Wells com Ângulo de Pá Variável

O trabalho desenvolvido por Kim *et al* (2002) propôs uma turbina Wells com pás autocontroladas de acordo com as condições reais de operação no mar para se obter o melhor ângulo de funcionamento. A Figura 3.4 apresenta a turbina dimensionada possui 8 pás com perfil NACA0021 e a configuração do ângulo de variação (γ) entre 0 e 12°.

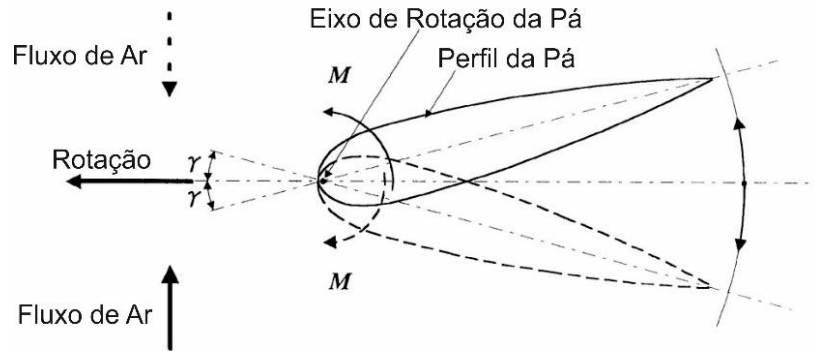


Figura 3.4 – Pá da turbina com ângulo variável.

Fonte: Adaptado de KIM *et al* (2002)

Nos seus experimento, Kim *et al* (2002) analisou vários casos onde houve a variação do ângulo da pá (γ) e da velocidade do ar na inspiração (v_i) e na expiração (v_o), como mostra a Figura 3.5.

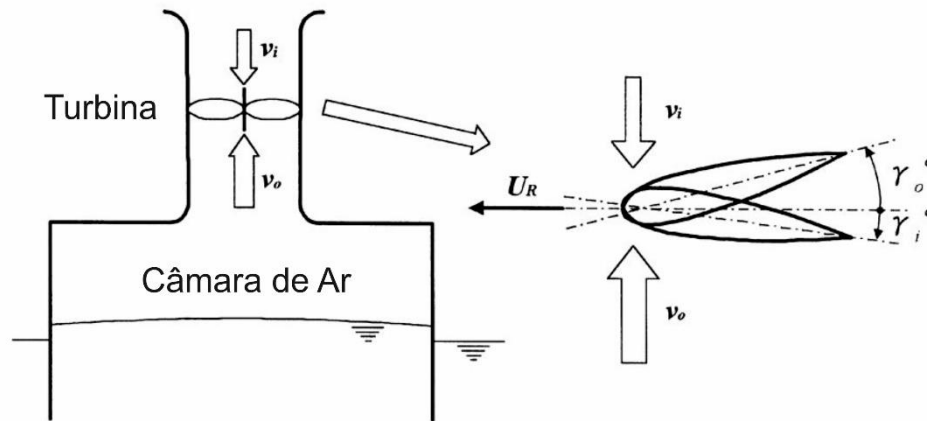


Figura 3.5 – Funcionamento da turbina e variação do ângulo da pá.

Fonte: Adaptado de KIM *et al* (2002)

Os resultados obtidos são apresentados na Figura 3.6, onde mostra o rendimento variando de acordo com o coeficiente de vazão (ϕ) e com a variação do ângulo da pá, sendo que $\gamma_i = \gamma_o$. Para os casos de $V_i = V_o$ e $V_i = 0,6 V_o$, o maior rendimento obtido foi de, aproximadamente, 45% para $\gamma_i = \gamma_o = 10^\circ$.

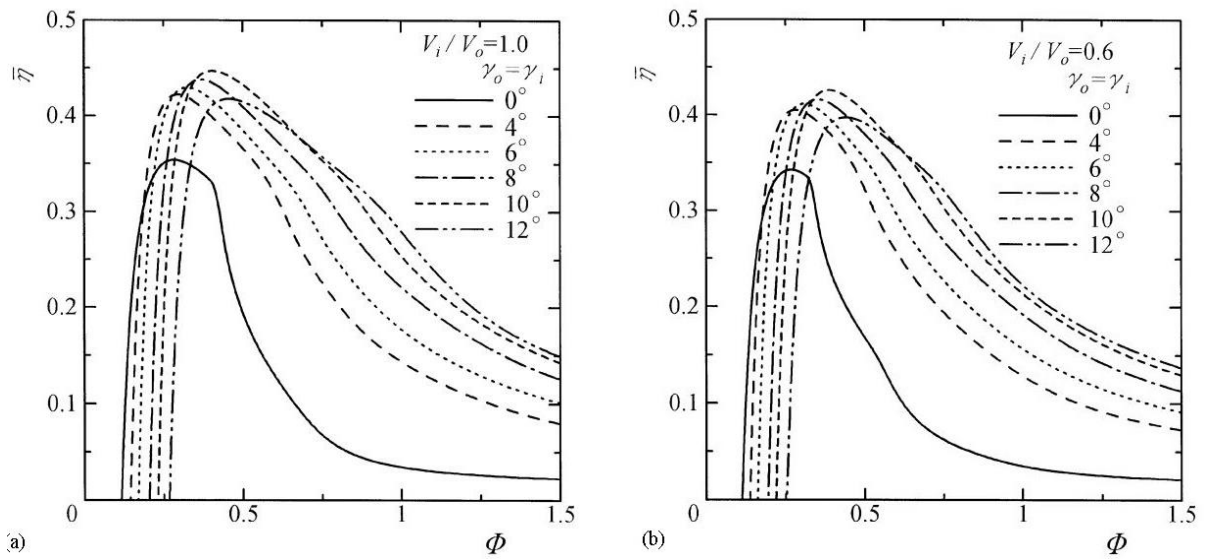


Figura 3.6 – Rendimentos obtidos para (a) $V_i = V_o$ e (b) $V_i = 0,6 V_o$ e para $\gamma_i = \gamma_o$.

Fonte: KIM *et al* (2002)

Kim *et al* (2002) também fez ensaio em que ele somente variava o ângulo durante a inspiração (γ_i) e fixou o valor do ângulo de expiração em 10° ($\gamma_o = 10^\circ$). Para o caso de $V_i = V_o$ o maior rendimento obtido foi de, aproximadamente, 45% para o $\gamma_i = 10^\circ$. Enquanto para o caso de $V_i = 0,6 V_o$, a maior eficiência obtida também foi de, aproximadamente, 45% porém o ângulo foi $\gamma_i = 6^\circ$, como mostra a Figura 3.7.

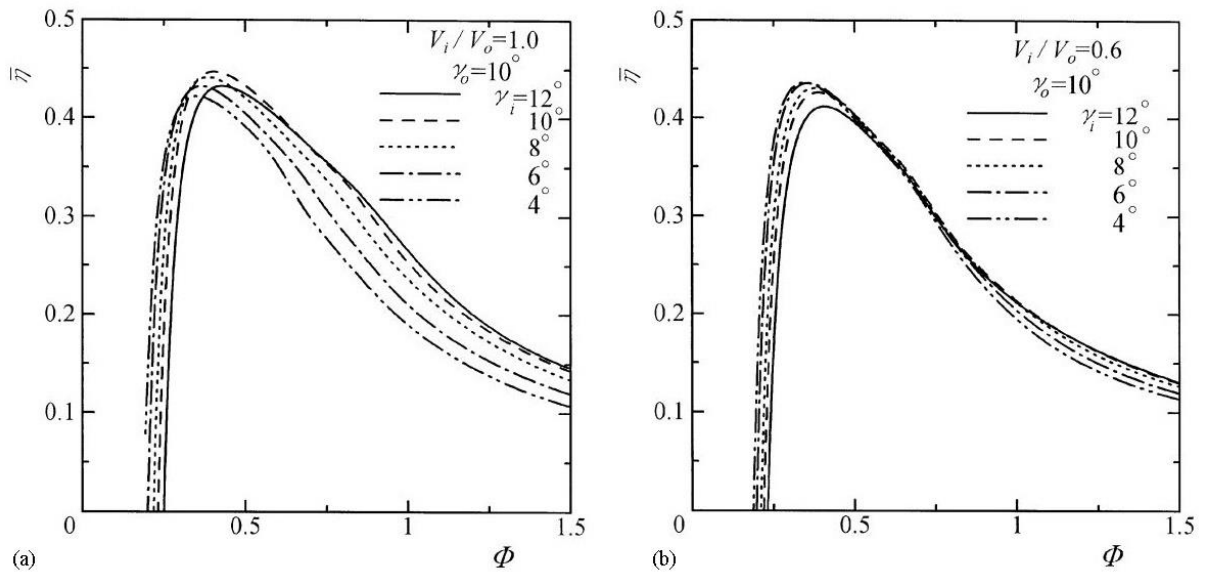


Figura 3.7 – Rendimentos obtidos para (a) $V_i = V_o$ e (b) $V_i = 0,6 V_o$ e para $\gamma_o = 10^\circ$ e variação do ângulo γ_i .

Fonte: KIM *et al* (2002)

A Figura 3.10 apresenta o rendimento da turbina Wells e da turbina de impulso. Nota-se que quanto menor é o coeficiente de vazão, maior o rendimento da turbina Wells e menor o da turbina de impulso. Porém, quanto maior o coeficiente de vazão, maior a eficiência da turbina de impulso e menor o da turbina Wells. O rendimento máximo atingido foi de, aproximadamente, 0,48 (OKUHARA *et al*, 2003).

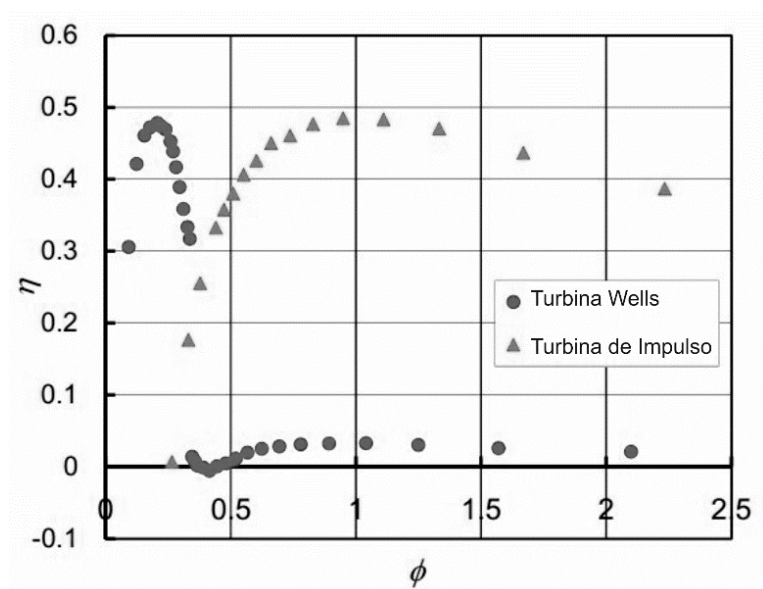


Figura 3.10 – Gráfico do Rendimento (η) pelo Coeficiente de Vazão (ϕ) da turbina Wells e da turbina de impulso.

Fonte: Adaptado de OKUHARA *et al* (2003)

4. METODOLOGIA PARA DESENVOLVIMENTO DO MODELO DA TURBINA

4.1 Sistema Diretor da Turbina Hidráulica

O sistema diretor de uma turbina hidráulica é composto por diversos elementos hidromecânicos, dentre eles podemos destacar o pré-distribuidor e o distribuidor.

4.1.1 Pré-Distribuidor

A NBR 6445 (2016) define o pré-distribuidor como sendo o “conjunto constituído de palhetas fixas e de anéis superior e inferior, localizado entre a caixa e o distribuidor, com finalidade estrutural e de pré-orientação do escoamento para o rotor”.

Além de atuar na orientação do escoamento, o pré-distribuidor transmite os esforços e vibrações da turbina para a estrutura de concreto.

4.1.2 Distribuidor

De acordo com a NBR 6445 (2016) o distribuidor é o “elemento de turbina no qual é realizada a conversão de energia de pressão da água em cinética, orientação do fluxo e controle de vazão para o rotor”.

O distribuidor é constituído por um conjunto de palhetas diretrizes, móveis ou fixas, dispostas em torno de um rotor de maneira a ajustar um melhor ângulo de entrada para cada tipo de vazão, diminuindo as perdas hidráulicas. Também regulariza a vazão e, conseqüentemente, a potência hidráulica. Essa ação de regularização da vazão é feita de acordo com a demanda de energia elétrica solicitada.

A Figura 4.1 apresenta uma turbina hidráulica tubular com rotor hélice. Destaque para o posicionamento do distribuidor e do rotor.

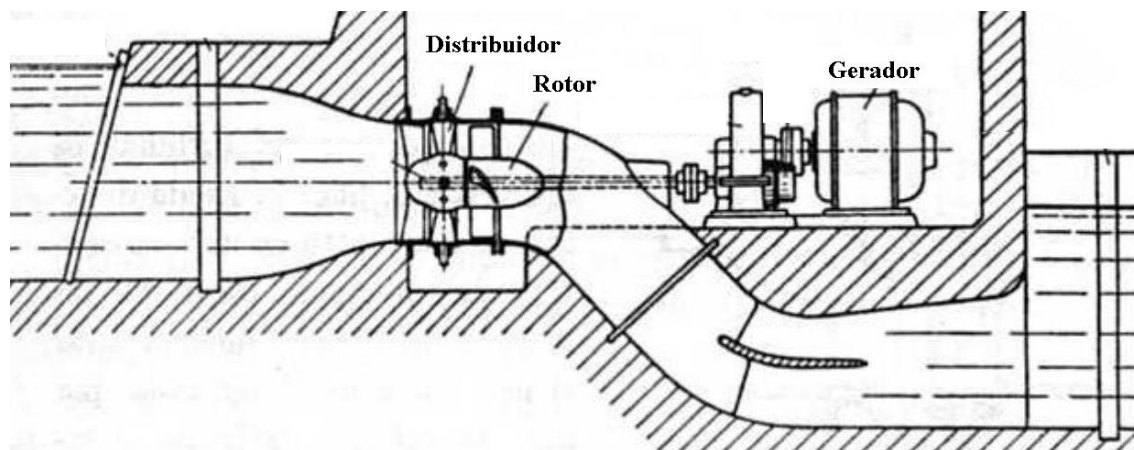


Figura 4.1 – Exemplo de uma turbina tubular.

Fonte: Adaptado de QUANTZ (1976) *apud* ALBUQUERQUE (2006).

4.2 Turbina de Fluxo Reversível

Desenvolvido por Botan (2014), o rotor é baseado na turbina de fluxo reversível do tipo Wells. As pás do rotor possuem perfil NACA 0015, com um ângulo de inclinação de 13° . A Tabela 1 apresenta as características do rotor e a Figura 4.2 mostra o rotor em estudo.

Tabela 1 – Dados do rotor.

Diâmetro externo do rotor (D_e)	0,188 m
Diâmetro do cubo do rotor (D_c)	0,112m
Relação de diâmetros (h)	0,596
Número de pás do rotor (z)	6
Coefficiente de solidez	0,6
Comprimento da corda no D_e (c_c)	0,047 m
Perfil NACA	NACA 0015

Fonte: BOTAN (2014).

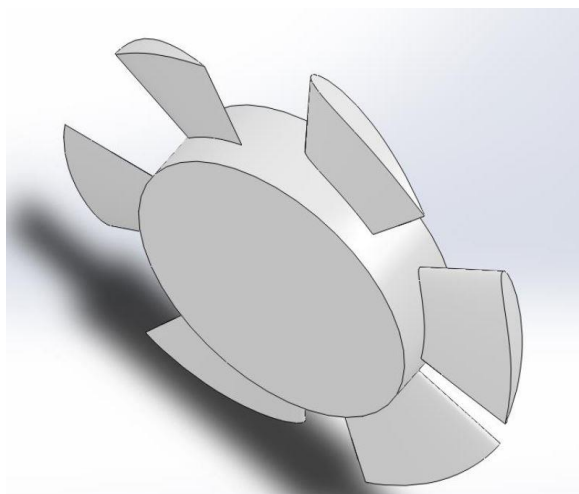


Figura 4.2 – Desenho em 3D do rotor.

Fonte: BOTAN (2014).

4.2.1 Resultados das Simulações Computacionais

Os resultados obtidos apresentam uma eficiência máxima de, aproximadamente, 62,49 % para uma vazão de 0,01749 m³/s com uma rotação de 400 rpm. A Figura 4.3 apresenta a curva de eficiência obtida nos ensaios realizados por Botan (2014).

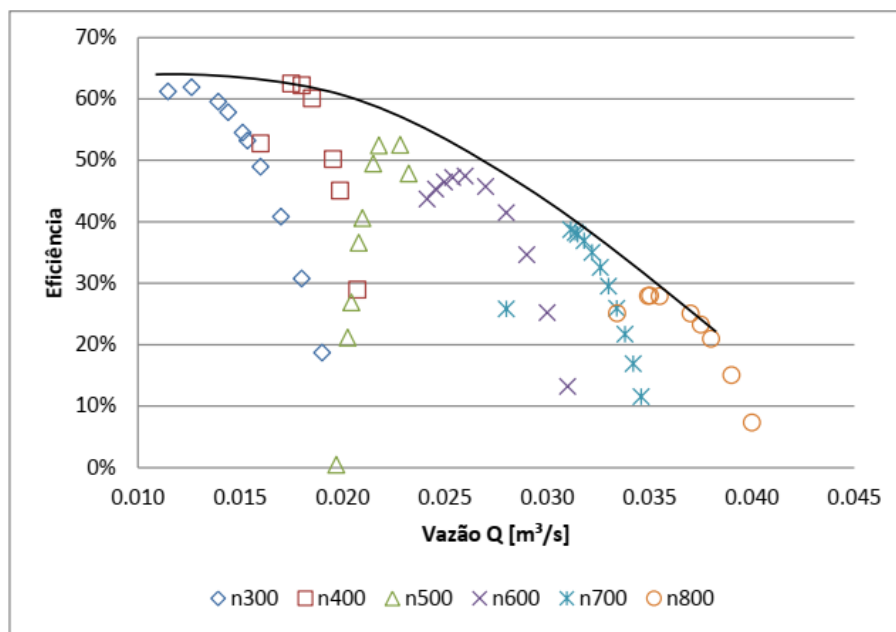


Figura 4.3 – Curva de eficiência do rotor nas simulações computacionais.

Fonte: BOTAN (2014).

A Figura 4.4 apresenta as linhas de corrente obtidas no CFD e a Figura 4.5 mostra o comportamento do escoamento ao passar pelo rotor. Ambas as figuras são resultado das simulações computacionais nas condições de máxima eficiência do rotor.

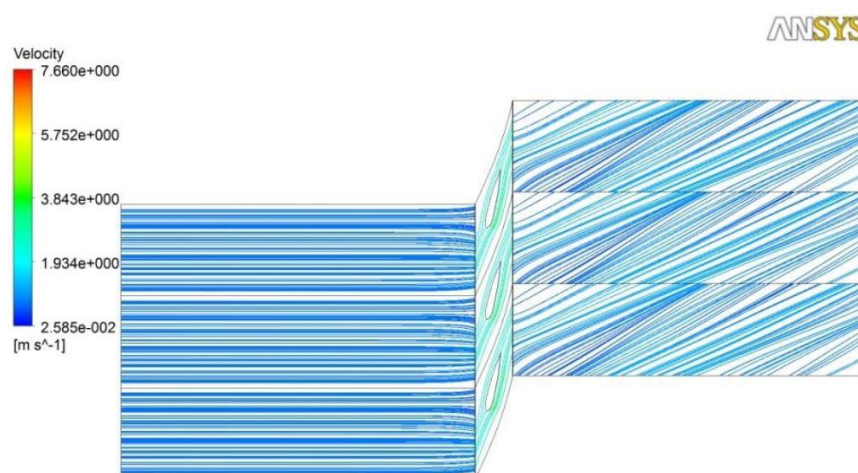


Figura 4.4 – Linhas de corrente para a situação de rendimento máximo.

Fonte: BOTAN (2014).

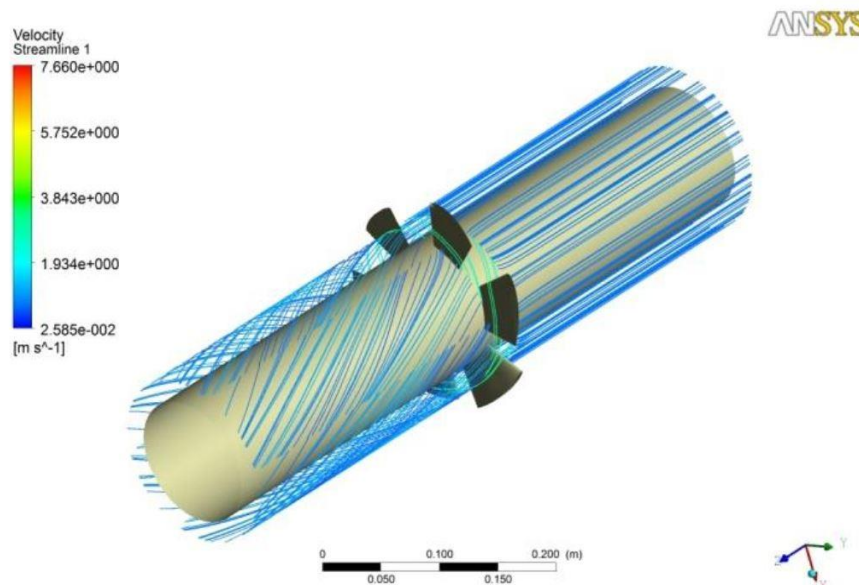


Figura 4.5 – Comportamento do escoamento ao passar pelo rotor.

Fonte: BOTAN (2014).

4.2.2 Resultados do Ensaio do Modelo

Os resultados obtidos por Botan (2014) nos ensaios do modelo são apresentados na Figura 4.6. A máxima eficiência atingida foi de, aproximadamente, 62 % para uma rotação de 300 rpm e uma vazão de 0,012 m³/s.

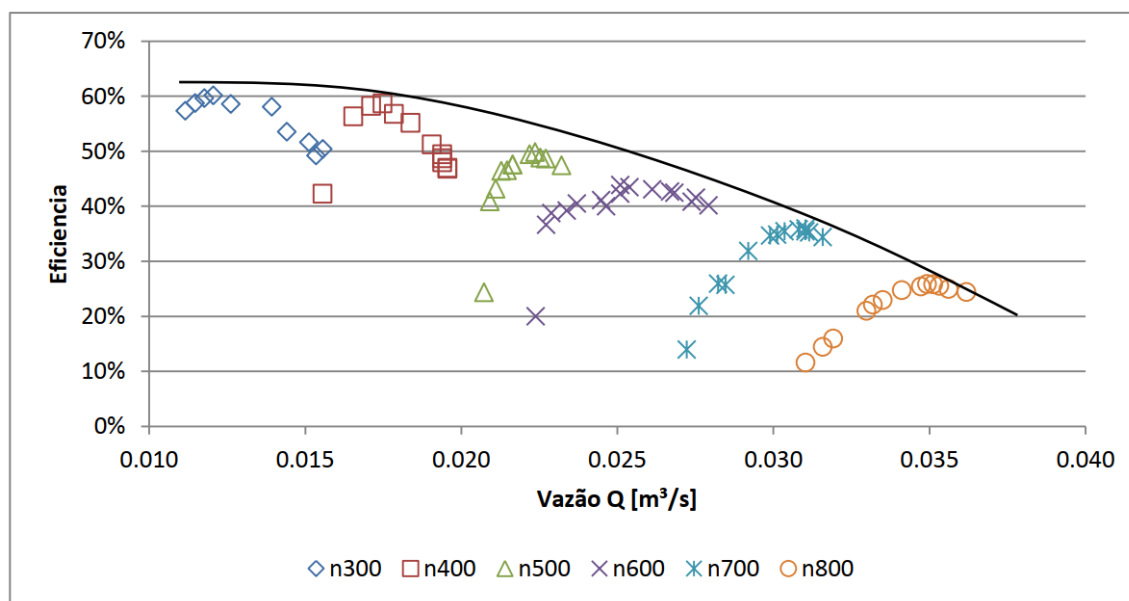


Figura 4.6 – Curva de eficiência do rotor ensaiado sem o sistema diretor.

Fonte: BOTAN (2014).

4.3 Dimensionamento do Distribuidor

Souza (1991 e 2011b) propôs um equacionamento para o pré-dimensionamento das aletas do distribuidor.

4.3.1 Número de Aletas do Distribuidor

$$z_d = 13,5 \cdot \sqrt[3]{D_c} \quad (4.1)$$

Sendo:

- D_c [m]: Diâmetro do cubo (ou interno) do distribuidor.

4.3.2 Passo

$$t_d = \frac{\pi \cdot D_c}{z_d} \quad [m] \quad (4.2)$$

4.3.3 Comprimento Total do Perfil da Aleta

$$L = 1,289 \cdot t_d \quad [m] \quad (4.3)$$

4.3.4 Comprimento Útil da Aleta

$$L_d = 1,167 \cdot t_d \quad [m] \quad (4.4)$$

4.3.5 Comprimento da Aleta desde a Ponta da Aleta até o Centro de Giro

$$L_{ds} = (0,5 + k_e) \cdot t_d \quad [m] \quad (4.5)$$

Em que:

- k_e : Coeficiente de equilíbrio. Pode assumir o valor de $k_e \cong 0,07$.

4.3.6 Comprimento da Aleta desde o Centro de Giro até o Bordo de Fuga

$$L_{di} = (0,667 - k_e) \cdot t_d \text{ [m]} \quad (4.6)$$

4.3.7 Espessura Máxima da Aleta

$$e_{max} = 14,9 \cdot \sqrt[3]{\frac{H_{max} \cdot L_d \cdot b_o^2}{\sigma_{fad}}} \quad (4.7)$$

Sendo:

- H_{max} [m.c.a.]: Altura da queda máxima;
- σ_{fad} : Fator de cavitação de Thoma. Souza (2011b) utiliza para determinação da espessura da aleta o valor $\sigma_{fad} = 450 \text{ kgf/cm}^2$;
- b_o [m]: Altura da aleta. Calculado pela Equação (4.8):

$$b_o = \frac{D_e - D_c}{2} \text{ [m]} \quad (4.8)$$

Sendo D_e e D_c , respectivamente, os diâmetros externo e do cubo.

4.3.8 Raio da Pá

$$R_{Pá} = \frac{L}{\cos \alpha_1 - \cos \alpha_2} \text{ [m]} \quad (4.9)$$

Sendo:

- L [m]: Comprimento total do perfil da aleta;
- α_1 [°]: Ângulo de entrada do fluxo na pá do distribuidor, sendo $\alpha_1 = 90^\circ$;
- α_2 [°]: Ângulo de saída do fluxo na pá do distribuidor.

4.4 Escoamento na Turbina Axial e Triângulo de Velocidades

Nos estudos de máquinas de fluxo é necessário o estudo das distribuições de velocidades antes e depois do distribuidor e do rotor. Para o desenvolvimento deste estudo foi utilizado as convenções de pontos apresentados na Figura 4.7, onde os pontos representam:

- 1 - Entrada do distribuidor;
- 2 - Saída do distribuidor;
- 3 - Ponto entre o distribuidor e o rotor;
- 4 - Entrada do rotor;
- 5 - Saída do rotor.

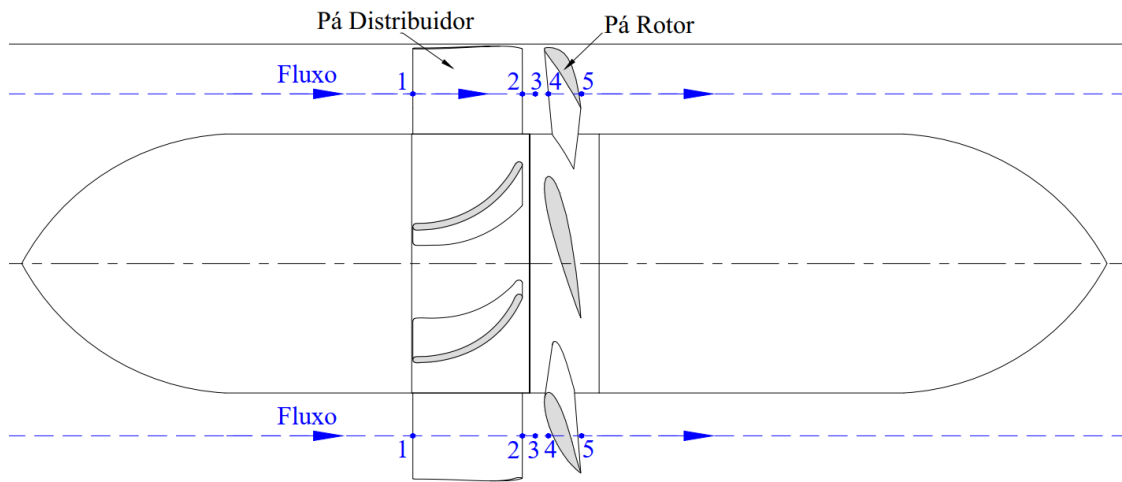


Figura 4.7 – Convenção de pontos na seção da turbina.

A configuração dos triângulos de velocidade é apresentada na Figura 4.8, onde c é a velocidade absoluta, w é a velocidade relativa e u é a velocidade tangencial. Os índices u e m correspondem respectivamente aos componentes circunferencial e meridional da velocidade.

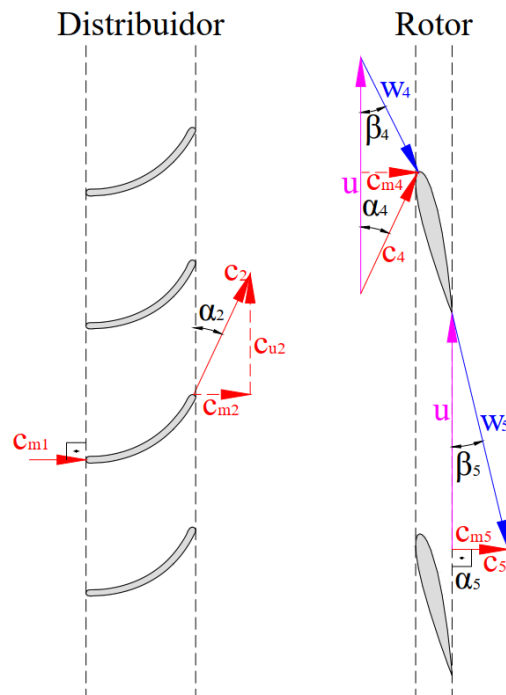


Figura 4.8 – Representação dos componentes de velocidade no distribuidor e triângulo de velocidades no rotor.

Para a definição dos valores dos componentes foram utilizadas as seguintes equações:

- **Velocidade de Entrada na Turbina**

$$c_{m1} = c_{m2} = c_{m4} = \frac{Q}{A} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (D_e^2 - D_c^2)} \quad [m/s] \quad (4.10)$$

Sendo:

- c_{m1} [m/s]: Velocidade meridional na entrada do distribuidor;
- c_{m2} [m/s]: Velocidade meridional na saída do distribuidor;
- c_{m4} [m/s]: Velocidade meridional na entrada do rotor;
- Q [m³/s]: Vazão volumétrica;
- A [m²]: Área da seção transversal do rotor;
- D_e [m]: Diâmetro externo da turbina;
- D_c [m]: Diâmetro do cubo (interno) da turbina.

- **Velocidade Absoluta de Saída do Rotor**

$$c_2 = c_4 = \frac{c_{m2}}{\sin \alpha_2} \quad [m/s] \quad (4.11)$$

Em que:

- c_2 [m/s]: Velocidade absoluta na saída do distribuidor;
- c_4 [m/s]: Velocidade absoluta na entrada do rotor;
- α_2 [°]: Ângulo de saída da velocidade absoluta do distribuidor.

Os ângulos de saída do distribuidor (α_2) e entrada do rotor (α_4) são iguais pois o fluido não sofre alteração no sentido de movimento entre o distribuidor e o rotor.

- **Velocidade Tangencial do Rotor**

$$u = \pi \cdot D \cdot n \quad [m/s] \quad (4.12)$$

Sendo:

- u [m/s]: Velocidade tangencial do rotor;
- D [m]: Diâmetro do rotor no ponto de interesse;
- n [rps]: Rotação do rotor.

A velocidade tangencial u pode ser decomposta em outras duas velocidades:

$$u = c_u + w_u \quad [m/s] \quad (4.13)$$

Em que:

- c_u [m/s]: Componente circunferencial da velocidade absoluta c do rotor;
- w_u [m/s]: Componente circunferencial da velocidade relativa w do rotor.

- **Velocidade Circunferencial c_{u4}**

$$c_{u4} = c_4 \cdot \cos \alpha_4 \quad [m/s] \quad (4.14)$$

No qual:

- c_{u4} [m/s]: Componente circunferencial da velocidade absoluta c na entrada do rotor;
- α_4 [°]: Ângulo de entrada da velocidade absoluta no rotor.

- **Velocidade Circunferencial w_{u4}**

Da Equação (4.13), tem-se:

$$w_{u4} = u - c_{u4} \quad [m/s] \quad (4.15)$$

No qual:

- w_{u4} [m/s]: Componente circunferencial da velocidade relativa w na entrada do rotor.

- **Ângulo de Escoamento Relativo na Entrada do Rotor**

$$\beta_4 = \tan \left(\frac{c_{m4}}{w_{u4}} \right) \quad [^\circ] \quad (4.16)$$

Sendo:

- β_4 [°]: Ângulo de saída da velocidade relativa no rotor.

- **Velocidade Relativa na Entrada da Turbina**

$$w_4 = \sqrt{c_{m4}^2 + w_{u4}^2} \quad [m/s] \quad (4.17)$$

Em que:

- w_4 [m/s]: Velocidade relativa na entrada do rotor.

- **Velocidade na Saída do Rotor**

Uma propriedade das máquinas de fluxo axiais é que a componente meridional da velocidade absoluta (c_m) é constante durante todo o volume de controle.

$$c_{m1} = c_{m2} = c_{m4} = c_{m5} \quad [m/s] \quad (4.18)$$

No qual:

- c_{m5} [m/s]: Velocidade meridional na saída do rotor.

Em turbinas hidráulicas, quando não existe um distribuidor após o rotor, o ângulo de saída da velocidade meridional c_{m5} pode ser considerado como reto, ou seja, $\alpha_5 = 90^\circ$. Por este motivo, a componente circunferencial da velocidade absoluta (c_{u5}) é nula e, assim:

$$c_{m5} = c_5 \quad [m/s] \quad (4.19)$$

- **Velocidade Relativa na Saída do Rotor**

$$w_5 = \sqrt{c_5^2 + u^2} \quad [m/s] \quad (4.20)$$

Sendo:

- w_5 [m/s]: Velocidade relativa na saída do rotor.

- **Ângulo de Escoamento Relativo na Saída do Rotor**

$$\beta_5 = \tan\left(\frac{c_5}{u}\right) \quad [^\circ] \quad (4.21)$$

Em que:

- β_4 [°]: Ângulo de saída da velocidade relativa no rotor.

4.5 Distribuidor Desenvolvido

Os valores do diâmetro externo (D_e) e do cubo (D_c) são, respectivamente, 0,188 e 0,112m. A Tabela 2 apresenta os resultados obtidos pela metodologia utilizada.

Tabela 2 – Resultados do dimensionamento

Item	Descrição	Equação	Valor Calculado	Valor Adotado
4.3.1	Número de Aletas do Distribuidor	(4.1)	6,51	10
4.3.2	Passo	(4.2)	0,054 m	0,047 m
4.3.3	Comprimento Total do Perfil da Aleta	(4.3)	0,070 m	0,060 m
4.3.4	Comprimento Útil da Aleta	(4.4)	0,063 m	0,055 m
4.3.5	Comprimento da Aleta desde a Ponta da Aleta até o Centro de Giro	(4.5)	0,031 m	0,027 m
4.3.6	Comprimento da Aleta desde o Centro de Giro até o Bordo de Fuga	(4.6)	0,032 m	0,028 m
4.3.7	Espessura Máxima da Aleta	(4.7)	0,003 m	0,003 m
4.3.8	Raio da Pá	(4.9)	-0,081m	-0,058 m

O distribuidor desenvolvido é apresentado na Figura 4.9.

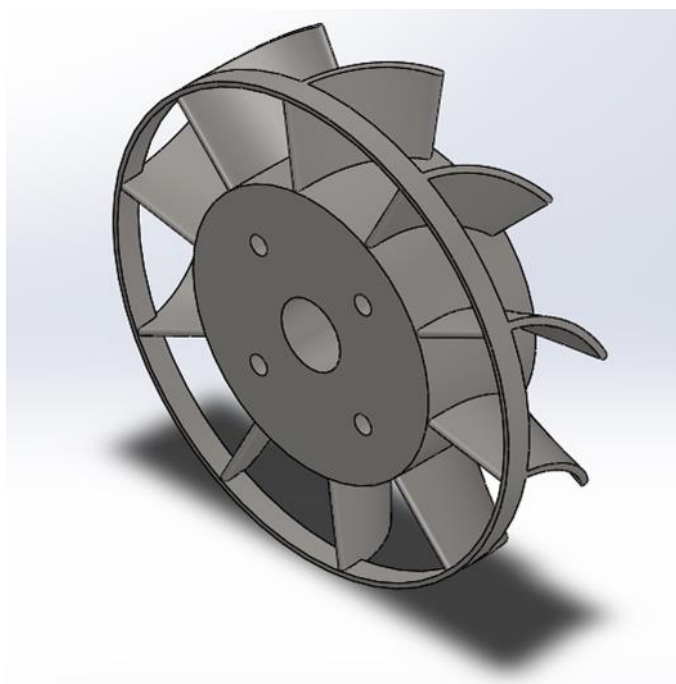


Figura 4.9 – Desenho 3D do distribuidor desenvolvido.

As dimensões e ângulos de construção de cada seção da pá do distribuidor são apresentados na Figura 4.10. Os valores das velocidades para uma rotação de 800 rpm e vazão de 0,03 m³/s são $c_{m1} = c_{m2} = 1,675$ m/s e c_2 para a seção do cubo, média e topo são, respectivamente, 2,606, 3,253 e 5,146 m/s.

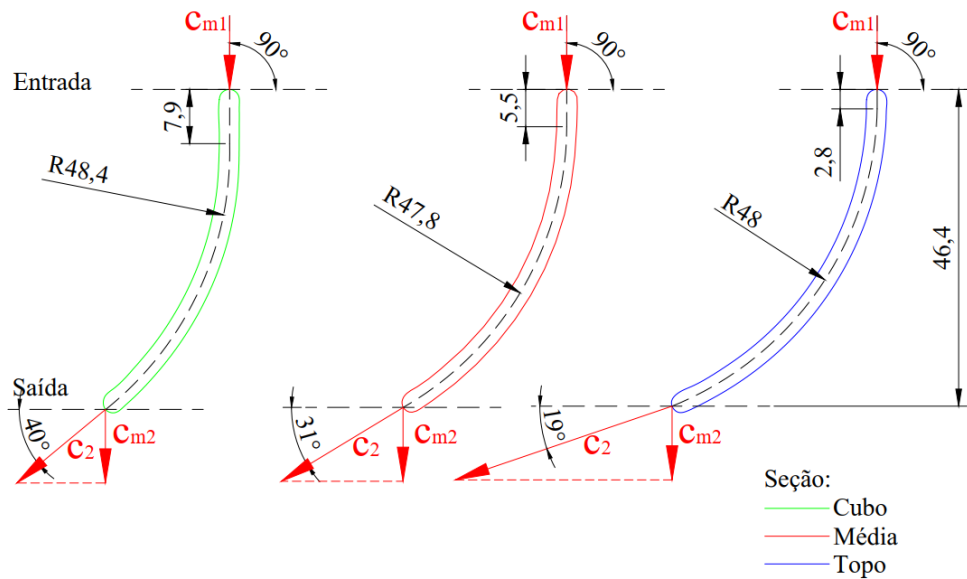


Figura 4.10 – Dimensões, em milímetros, e ângulos de entrada e saída de cada seção.

4.6 Modelagem Computacional

4.6.1 Dinâmica dos Fluidos Computacionais

A Dinâmica dos Fluidos Computacional, ou Fluidodinâmica Computacional (CFD – *Computational Fluid Dynamics*) consiste na utilização de métodos numéricos para o estudo e análise de problemas que envolvem o movimento de fluidos e que, quando resolvidas, fornecem informações do campo do escoamento e comportamento do fluido. É uma técnica que pode ser aplicada na área acadêmica e industrial, como a análise aerodinâmica de veículos e espaçonaves, projeto e otimização de turbomáquinas, combustão em motores e outras áreas da engenharia. A simulação computacional é dividida em três etapas: pré-processamento, *solver* (processamento) e pós-processamento (VERSTEEG & MALALASEKERA, 2007).

a) Pré-processamento

Nessa etapa é definida a região de interesse onde será realizado o estudo. Divide-se nas seguintes etapas:

- Definição da geometria da região de estudo (domínio computacional);
- Geração da malha: subdivisão do domínio em pequenas partes denominadas de elementos, células ou volumes de controle;
- Seleção dos fenômenos físicos e químicos que serão modelados;
- Definição das propriedades dos fluidos;
- Especificação das condições de contorno apropriadas nos elementos da malha associados ao contorno do domínio

b) Solver (Processamento)

Existem três maneiras distintas de técnicas de solução numérica: diferenças finitas, elementos finitos e métodos espectrais. A técnica dos volumes finitos é a mais utilizada em softwares comerciais, como o CFX e *Fluent* da ANSYS Inc[®]. O algoritmo numérico consiste nas seguintes etapas:

- Integração das equações governantes do escoamento (equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia) em cada volume de controle do domínio;
- Discretização – conversão das equações integrais resultantes em um sistema de equações algébricas;
- Solução das equações algébricas através de métodos iterativos.

c) Pós-processamento

Nesta etapa é feita a leitura dos resultados:

- Visualização da geometria e da malha do domínio;
- Gráficos de vetores;
- Visualização de linhas de corrente;
- Gráficos 2D e 3D;
- Visualização da trajetória das partículas;
- Animação para a exibição de resultados dinâmicos.

4.6.2 Modelagem Matemática

A base matemática utilizada para o desenvolvimento do projeto é constituída por equações diferenciais baseados no estudo de Navier-Stokes. Para o presente estudo, serão utilizadas as equações de conservação de massa e da quantidade de movimento. Não serão abordadas as equações da conservação de energia, pois se trata de um escoamento isotérmico.

a) Conservação da Massa (Sistemas Não Inerciais)

A equação da conservação de massa é definida pela Equação (4.22).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{w} = 0 \quad (4.22)$$

Onde o primeiro termo da equação representa a variação da massa específica em função do tempo. O segundo termo descreve o fluxo de massa no elemento através de seus limites. Para o escoamento incompressível, ou seja, onde não há variação da massa específica o primeiro termo é considerado nulo. Desse modo obtém-se a Equação (4.23).

$$\nabla \cdot \vec{w} = 0 \quad (4.23)$$

b) Quantidade de Movimento

A equação da quantidade de movimento é apresentada na Equação (4.24) (SARMIENTO, 2013).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{w}) + \nabla \cdot (\rho \vec{w} \vec{w}) + \rho \left(2\vec{\omega} x \vec{w} + \vec{\omega} x (\vec{\omega} x \vec{r}_p) + \dot{\vec{\omega}} x \vec{r}_p + \ddot{\vec{R}}_0 \right) = -\nabla p + \nabla \cdot \vec{\tau} + \rho \vec{g} \quad (4.24)$$

Sendo:

- ρ : Massa específica do fluido;
- \vec{w} : Velocidade relativa;
- $\vec{\omega}$: Velocidade angular;
- \vec{r}_p : Vetor-posição de uma partícula escoando no volume de controle não-inercial;
- $\dot{\vec{\omega}}$: Aceleração angular;
- $\ddot{\vec{R}}_0$: Aceleração de translação do volume de controle não-inercial em relação ao referencial inercial;
- p : Pressão estática;
- $\vec{\tau}$: Tensor das tensões viscosas.

Quando se trata de turbomáquinas estacionárias (quando não apresentam movimento de translação em relação ao referencial inercial) o termo $\ddot{\vec{R}}_0 = 0$. Os termos da equação têm dimensão de força por unidade de volume, sendo $\rho \vec{g}$ a força gravitacional por unidade de volume, $2\vec{\omega} x \vec{w}$ força relacionada a aceleração de *Coriolis*, $\vec{\omega} x (\vec{\omega} x \vec{r}_p)$ e $\dot{\vec{\omega}} x \vec{r}_p$ são forças das acelerações normal e tangencial, respectivamente. O tensor das tensões viscosas, $\vec{\tau}$, é representado pela Equação (4.25).

$$\vec{\tau} = \mu \left[(\nabla \vec{w} + \nabla \vec{w}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{w} I_T \right] \quad (4.25)$$

Em que:

- μ : Viscosidade molecular ou dinâmica;
- I_T : Tensor unitário.

Para a situação de fluido incompressível, a Equação (4.25) pode ser expressa por:

$$\vec{\tau} = \mu(\nabla \vec{w} + \nabla \vec{w}^T) \quad (4.26)$$

4.6.3 Modelo de Turbulência k-épsilon – k-ε

Sendo o mais conhecido, difundido e utilizado em simulações de escoamento turbulento, o modelo k-ε é considerado como padrão entre os demais por ser mais robusto, estável e preciso.

O modelo k-ε é do tipo RANS (*Reynolds Averaged Navier Stokes*) e utiliza duas variáveis ao sistema de equações: a energia cinética da turbulência (k) e a taxa de dissipação da turbulência (ε).

A energia cinética da turbulência (k) é a variação da flutuação da velocidade, tem como unidade m^2/s^2 e é definida pela Equação (4.27). A taxa de dissipação da turbulência (ε), é a taxa na qual se dissipam as flutuações de velocidade, tem como unidade m^2/s^3 e pode ser definida pela Equação (4.28) (ANSYS, 2009).

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon + P_{kb} \quad (4.27)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 1} P_{\varepsilon b}) \quad (4.28)$$

Os termos P_{kb} e $P_{\varepsilon b}$ representam a influência da flutuabilidade das forças na energia cinética turbulenta e na sua taxa de dissipação, respectivamente. O termo P_k representa a turbulência gerada devido as forças viscosas e é definida pela Equação (4.29):

$$P_k = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \left(3\mu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k} + \rho k \right) \quad (4.29)$$

Sendo que o termo μ_t representa a turbulência viscosa e é definida pela Equação (4.30).

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.30)$$

Onde $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, C_μ , são constantes, σ_ε e σ_k são os números de Prandtl atribuídas ao modelo e seus valores são (WILCOX, 2006):

$$C_{\varepsilon 1} = 1,44 ; C_{\varepsilon 2} = 1,92 ; C_\mu = 0,09 ; \sigma_\varepsilon = 1,3 ; \sigma_k = 1,0.$$

4.6.4 Malhas Computacionais

Com a finalidade de realizar a discretização espacial das equações de Navier-Stokes, várias metodologias foram criadas. Três métodos podem ser utilizados para realizar a discretização espacial: diferenças finitas, elementos finitos e volumes finitos. (BLAZEK, 2001), sendo este último o mais utilizado em CFD. Todos esses métodos necessitam das malhas para discretizar as equações governamentais.

Uma malha computacional é composta, predominantemente, por elementos tetraédricos, hexaédricos e prismáticos, como apresentados na Figura 4.11.

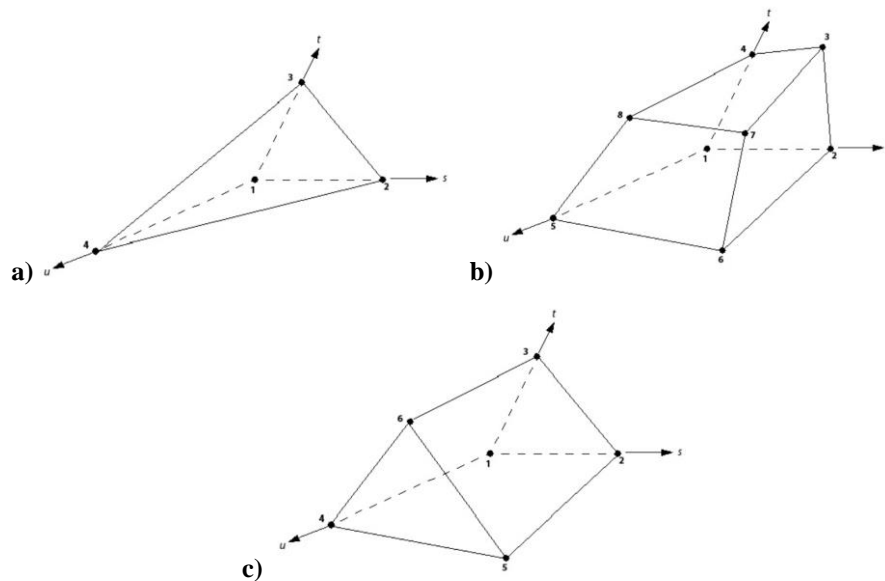


Figura 4.11 – Elementos de uma malha: tetraédrico (a), hexaédrico (b) e prismático (c).

FONTE: ANSYS (2009).

A classificação das malhas é dada pela configuração dos pontos no domínio computacional, podendo ser classificadas como: malhas estruturadas, não-estruturadas e híbridas.

As malhas estruturadas são formadas por elementos quadriláteros ou hexaédricos, sendo ordenados de forma ortogonal. Esse tipo de malha é menos flexível para se adequar a geometrias complexas, podendo gerar elementos oblíquos ou retorcidos, que podem resultar em soluções numéricas ineficientes. Porém por ter sua conectividade ordenada, a resolução das equações governamentais ocorre de maneira mais simples exigindo menos tempo de processamento.

Malhas não-estruturadas consiste numa mistura de elementos poligonais (triângulos e quadriláteros, por exemplo) nos casos de problemas em 2D, e elementos poliedros (por exemplo tetraedros, prismas, hexaedros) em casos de problemas em 3D. As malhas não-estruturadas se adaptam melhor em geometrias complexas, porém exigem maior tempo de processamento.

As malhas híbridas apresentam características dos outros dois tipos de malha, podendo gerar malhas não-estruturadas nas regiões de geometria complexa e malha estruturada nas áreas onde a geometria é simples.

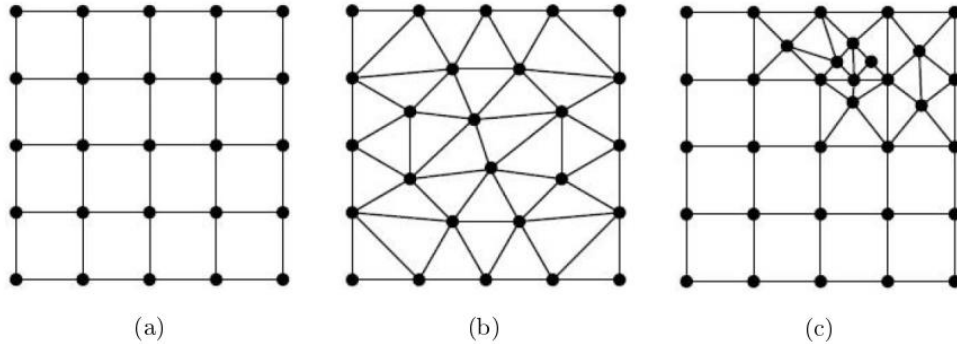


Figura 4.12 – Tipos de malha computacional: estruturada (a), não estruturada (b) e híbrida (c).

FONTE: BATISTA (2005) *apud* AGUIRRE (2015).

4.6.5 Lei das Paredes

Devido a presença de limites sólidos, o comportamento do fluxo e a turbulência gerada são diferentes da turbulência nos fluxos livres. Visando reproduzir da melhor forma possível os fenômenos que ocorrem nesta região de proximidade das paredes é necessário garantir a quantidade e a qualidade da malha. Para se determinar o tamanho adequado da malha é utilizada a Lei das Paredes.

A Lei das Paredes consiste em determinar, através de parâmetros adimensionais, a menor distância entre a parede e o primeiro nó sobre ela (y^+) utilizando a Equação (4.31).

$$y^+ = \frac{\rho \Delta y u_t}{\mu} \quad (4.31)$$

Em que:

- $\Delta y = y_2 - y_1$: A distância entre o primeiro e o segundo ponto da malha, sendo y a distância normal a parede;
- u_t : Velocidade de atrito;
- μ : Viscosidade dinâmica do fluido.

A velocidade de atrito (u_t) é definida pela Equação (4.32):

$$u_t = \left(\frac{\tau_w}{\rho} \right)^{1/2} \quad (4.32)$$

No qual:

- τ_w : Tensão de cisalhamento na parede.

A velocidade próxima a parede é determinada pela Equação (4.33):

$$u^+ = \frac{U_t}{u_t} = \frac{1}{k} \ln(y^+) + C \quad (4.33)$$

Sendo:

- U_t : Velocidade tangencial à parede na distância Δy ;

- k : Constante de von Karman;

- C : Constante da camada logarítmica que depende da rugosidade.

Existe duas estratégias que são utilizadas para resolver o escoamento da camada limite: a primeira é refinar a malha o suficiente para que o centroide do primeiro elemento se localize na subcamada viscosa ($y^+ \approx 1$), e a segunda é utilizar as funções de parede (BLAZEK, 2001 apud SARMIENTO, 2013).

De acordo com Sarmiento (2013) é desejável que o valor y^+ esteja entre 30 e 200, sendo recomendável que os valores estejam próximos do limite inferior. Para malhas não-estruturadas, baixos valores de y^+ implicam em malhas muito densas e, consequentemente, elevados custos computacionais. Caso y^+ menor que 30, os efeitos viscosos e turbulentos terão a mesma magnitude ($u^+ = y^+$). No caso de y^+ ser maior que 200, a variação da velocidade depende de parâmetros relacionados a parede e dos efeitos dinâmicos da camada limite.

4.6.6 Simulação Computacional

Os ensaios computacionais foram realizados utilizando o *software* ANSYS CFX de modo a reproduzir os ensaios realizados por Botan (2014). As simulações foram realizadas mantendo-se a rotação de 300, 400, 500, 600, 700 e 800 rotações por minuto, rpm, variando as vazões.

Inicialmente foram definidos os domínios e as regiões da geometria a ser simulada. A geometria *Entrada*, que compreende a região da ogiva e da pá do distribuidor, foi definida como Estacionária (*Stationary*). A região *Rotor*, na qual se encontra a pá do rotor, foi definida como Rotativo (*Rotating*). A região *Saída*, que corresponde a ogiva à jusante do rotor, foi denominada como Estacionária (*Stationary*). As superfícies de cada domínio foram configuradas de acordo com as regiões *Hub*, *Shroud*, *Blade* (Rotor), *Inlet*, *Outlet* e *Periodic*.

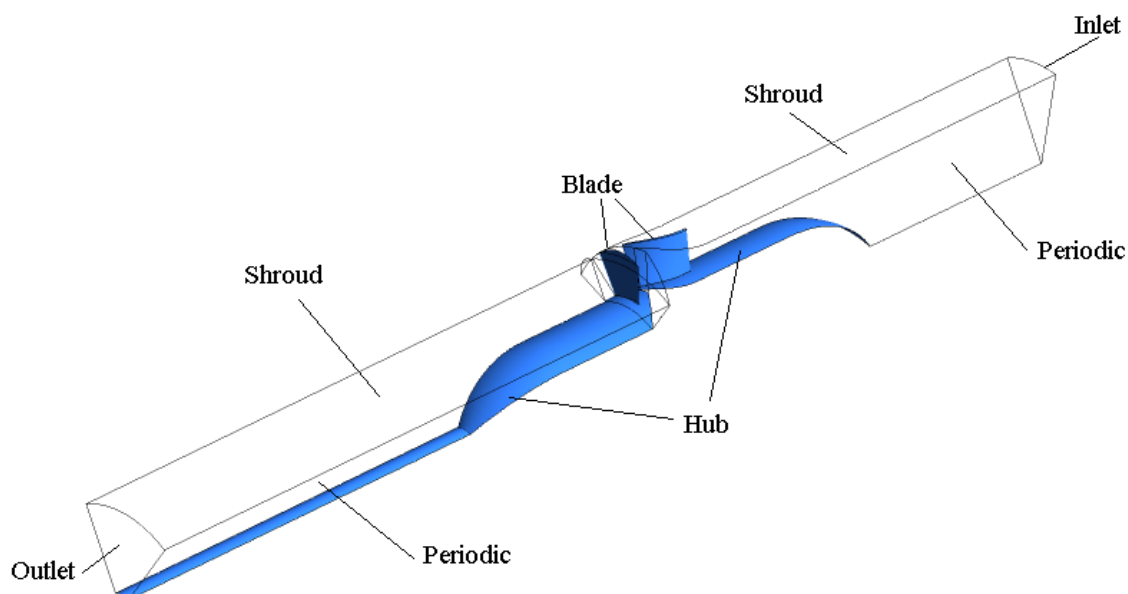


Figura 4.13 – Configuração das regiões da geometria para a simulação.

Os dados de entrada utilizados como condição de contorno são a vazão mássica (\dot{m}) e a pressão estática na saída do sistema. A interface de simulação utilizada foi a *Frozen Rotor*, que é um método de simulação estacionário, que utiliza um sistema de referência em rotação para economia de recursos computacionais, convertendo o fluxo transitório da turbomáquina em um estado estacionário.

A Tabela 3 apresenta um resumo das condições de contorno utilizadas para realizar as simulações computacionais.

Tabela 3 – Condições de Contorno.

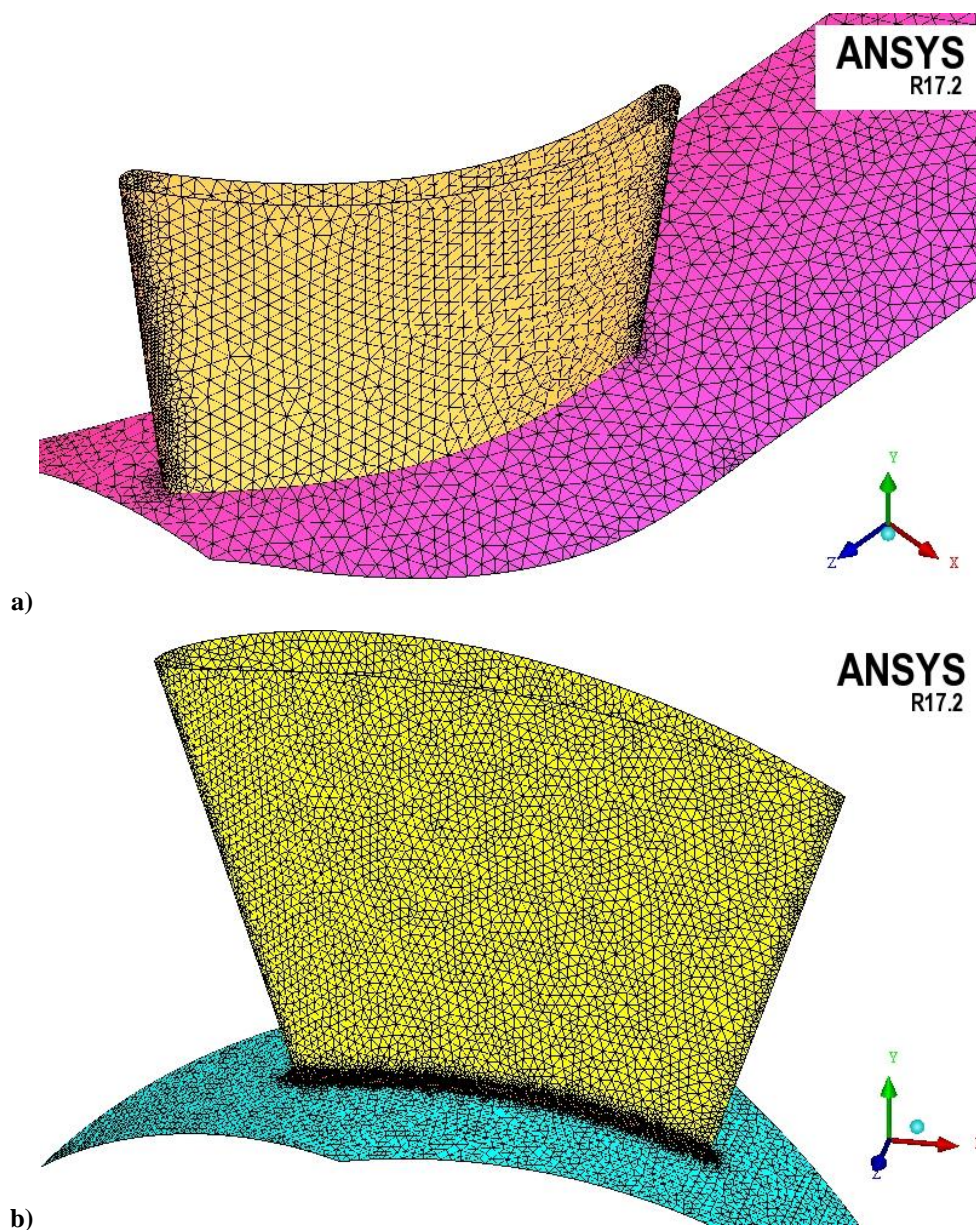
<i>Parâmetros</i>	<i>Descrição</i>
Domínio: Entrada	Estacionária (<i>Stationary</i>)
Domínio: Rotor	Rotativa (<i>Rotating</i>)
Domínio: Saída	Estacionária (<i>Stationary</i>)
Interface	<i>Frozen Rotor</i>
Fluido	Água
Modelo de Turbulência	$k-\varepsilon$
Critério de Convergência	RMS - 1×10^{-4}
Entrada (<i>Inlet</i>)	Fluxo de massa (<i>Mass Flow Rate</i>)
Saída (<i>Outlet</i>)	Pressão

Para a realização das simulações computacionais foram geradas as malhas de cada domínio. Foi utilizado o programa ANSYS ICEM CFD. A malha utilizada foi a não-estrutural, com elementos tetraédricos, pois oferece maior adequação nas geometrias complexas do projeto. A Tabela 4 apresenta os dados de cada domínio do projeto.

Tabela 4 – Número de elementos nos domínios da turbina.

<i>Domínio</i>	<i>Elementos</i>	<i>Nós</i>
Entrada	1.979.692	336.860
Rotor	343.727	30.975
Saída	633.607	109.167
<i>TOTAL</i>	<i>2.957.026</i>	<i>477.002</i>

A Figura 4.14 mostra as malhas geradas no ICEM CFD para cada domínio do projeto. Foram apresentadas as malhas nas pás do rotor e do distribuidor e no cubo. Destaca-se o refinamento da malha nas regiões de geometria mais complexa, como os bordos de ataque e saída das pás e a região de contato da pá do rotor com o cubo.



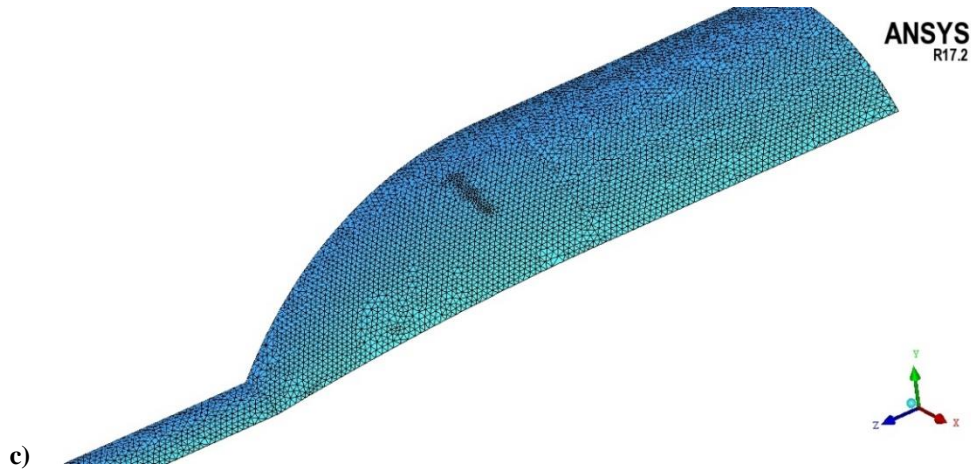


Figura 4.14 – Malha computacional dos domínios: Entrada (a), Rotor (b) e Saída (c).

4.6.7 Obtenção das Grandezas

As simulações computacionais fornecem os dados de vazão (Q), torque (T) e pressão de entrada (p_1) e saída (p_2). As demais grandezas são calculadas de acordo com o equacionamento:

4.6.7.1 Diferença de Pressões

A diferença de pressão é definida como:

$$\Delta p = p_1 - p_2 [\text{Pa}] \quad (4.34)$$

4.6.7.2 Altura Manométrica

$$H = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} [m] \quad (4.35)$$

4.6.7.3 Altura de Queda Líquida

Da Equação de Energia, tem-se:

$$H = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2 \cdot g} \quad (4.36)$$

Sendo:

- Δp [Pa]: diferença de pressão na entrada e saída da turbina;
- ρ [kg/m³]: massa específica do fluido;
- v_1 e v_2 [m/s]: velocidade do fluido na entrada e na saída da turbina.

A velocidade do fluido é definida por:

$$v_1 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot De^2} \quad v_2 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (De^2 - Deixo^2)} \quad (4.37)$$

Em que:

- Q [m³/s]: Vazão do fluido;
- De [m]: Diâmetro externo, sendo $De = 0,188m$;
- $Deixo$ [m]: Diâmetro do eixo, sendo $Deixo = 0,025m$.

4.6.7.4 Potência Hidráulica

$$Ph = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H [W] \quad (4.38)$$

4.6.7.5 Potência de Eixo

$$Pe = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot T [W] \quad (4.39)$$

Sendo:

- n [rps]: Rotação do rotor.

4.6.7.6 Potência de Atrito

Botan (2014) realizou o ensaio em vazio para a determinação da curva de potência de atrito (Figura 4.15) da bancada de ensaio.

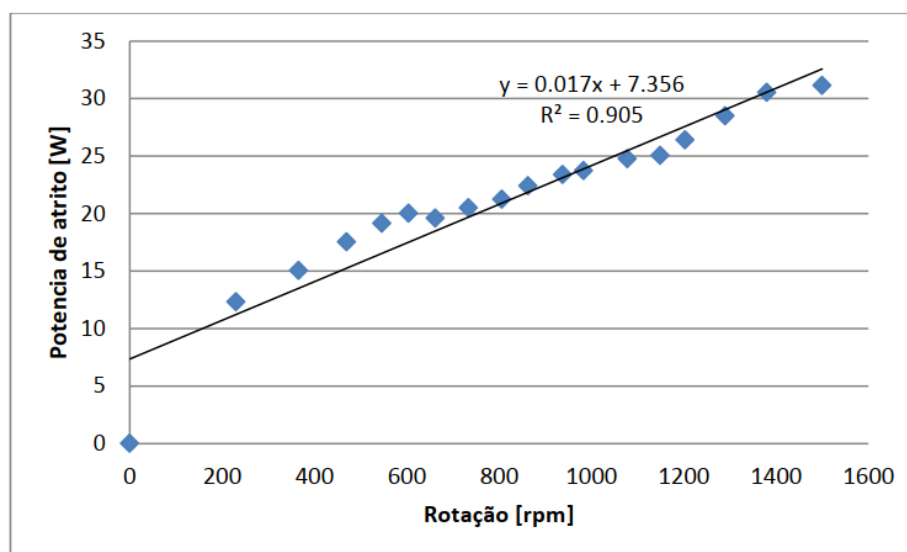


Figura 4.15 – Curva da potência de atrito na bancada de ensaios.

Fonte: BOTAN (2014).

4.7 Ensaio Experimental

4.7.1 Bancada de Ensaio

A bancada para a realização dos ensaios da turbina está localizada no LHPCH da UNIFEI. É constituído por uma tubulação de aço de diâmetro de 8" Schedule 40, com 219,08 mm de diâmetro externo e parede de 8,18 mm. A vazão é fornecida por um conjunto eletro-bomba de 30 kW com variação de velocidade obtidas utilizando um acoplamento hidrocínético. O sistema pode obter vazões de até 140 l/s e quedas de 30 mca.

Os instrumentos que compõem a bancada de ensaio estão apresentados na Figura 4.16. A bancada é composta pelos seguintes instrumentos:

- 1- Reostato líquido
- 2- Varivolt
- 3- Amperímetro
- 4- Multímetro
- 5- Manômetro de coluna de mercúrio
- 6- Rotor e distribuidor
- 7- Motor elétrico

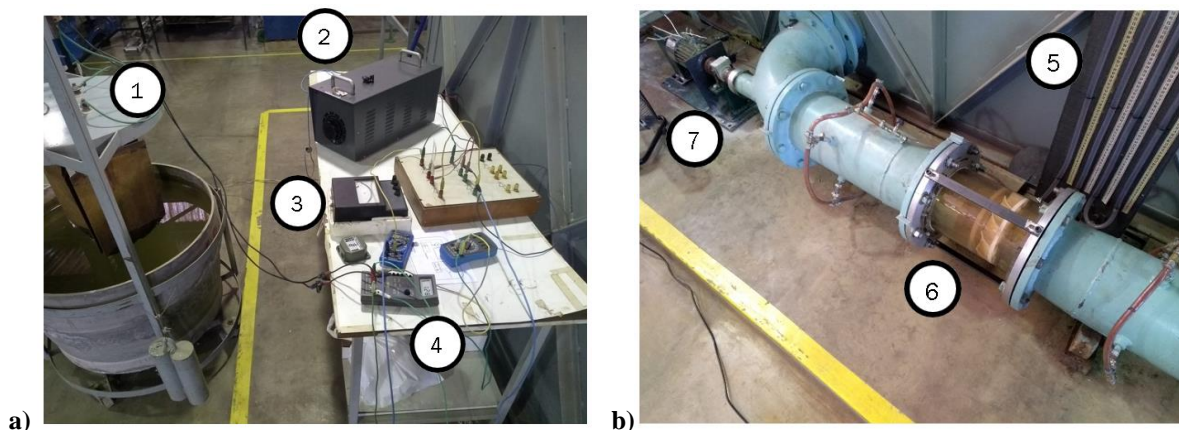


Figura 4.16 – Bancada de ensaios.

O circuito elétrico do reostato líquido montado para a realização dos ensaios é apresentado na Figura 4.17.

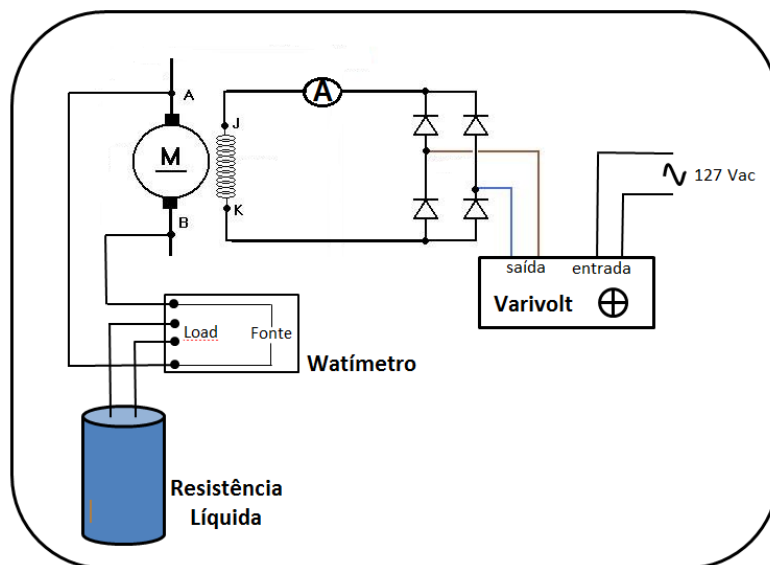


Figura 4.17 – Circuito elétrico utilizado no banco do reostato líquido.

4.7.2 Instrumentos Utilizados

4.7.2.1 Tacômetro Digital

É utilizado na medição da rotação do eixo do rotor (Figura 4.18).

- Modelo: DT-2234C
- Precisão: $\pm 0,05\%$ do valor registrado + 1 dígito
- Distância de detecção: 50 a 500 mm / 2 a 20 polegadas (laser)
- Tempo de amostragem: 0,8 segundos (acima de 60 rpm)



Figura 4.18 – Tacômetro digital modelo DT-2234C.

4.7.2.2 Multímetro

Utilizado na medição da tensão e da corrente do banco de freio (Figura 4.19).

- Modelo Lutron DW-6060
- Precisão: $\pm 1\%$ do valor registrado + 1 dígito



Figura 4.19 – Multímetro modelo Lutron DW-6060.

4.7.2.3 Torquímetro

Utilizado na medição do torque gerado pelo eixo do rotor. Acompanha um *display* para mostrar os resultados.

Torquímetro (Figura 4.20a)

- Modelo MKDC-10 N.m

Display (Figura 4.20b)

- Modelo MK-2030

- Precisão: $\pm 0,1\%$ do fundo de escala

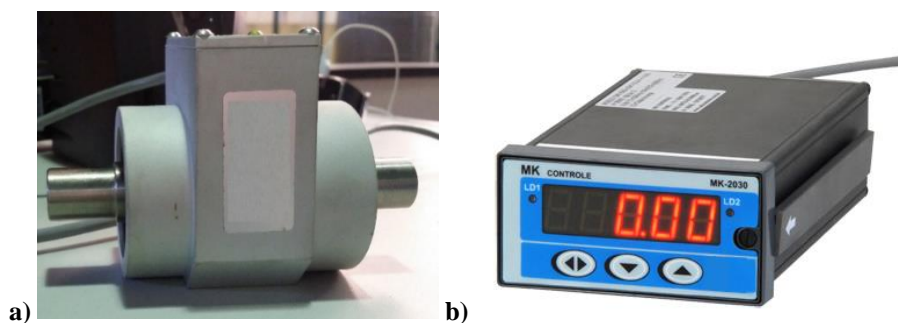


Figura 4.20 –a) Torquímetro e b) Display modelo MK-2030.

4.7.2.4 Manômetro de Mercúrio tipo U

Mede as pressões a montante e a jusante do rotor. São conectados a tubulação por meio de anéis piezométricos. A escala é de 0 a 1,0 m.

4.7.2.5 Manômetro de Água tipo U

Mede as pressões no tubo de Venturi. A escala é de 0 a 2,25 m.

4.7.3 Procedimentos de Ensaio

Para a realização dos ensaios definitivos foram realizados testes preliminares para a verificação dos equipamentos da bancada. O procedimento que foi utilizado é descrito abaixo:

a) Procedimentos preliminares

- I. Adicionar sal marinho suficiente ao volume de água na cuba do reostato líquido e misturar até que a mistura fique homogênea;
- II. Ligar a bomba utilizando o quadro de comando e operá-la com o mínimo de óleo;
- III. Abrir a válvula gaveta a montante do rotor;
- IV. Realizar a retirada do ar dos manômetros;
- V. Abrir a válvula borboleta a jusante do rotor;
- VI. Liberar a corrente elétrica abrindo o varivolt. Ter a preocupação em não deixar a amperagem atingir altos valores e danificar os equipamentos.

b) Procedimentos operacionais

- I. Regular a rotação desejada utilizando o tacômetro e alterando a vazão nas válvulas a montante e a jusante;
- II. Realizar a primeira leitura sem aplicar carga no reostato líquido;
- III. Efetuar a leitura das alturas no manômetro de coluna d'água (h_1 e h_2) do Venturi para o cálculo da vazão;
- IV. Efetuar a leitura das pressões no manômetro de mercúrio (H_1 e H_2);
- V. Efetuar a leitura da corrente elétrica (I) e da tensão (R) no multímetro;
- VI. Aumentar a pressão na bomba utilizando o quadro de comando para aumentar a vazão do sistema;
- VII. Abaixar a placa do reostato líquido até entrar em contato com a água;
- VIII. Regular a rotação até o valor inicial do ensaio utilizando o tacômetro e alterando a altura da placa do reostato;
- IX. Repetir os procedimentos dos itens III a V;

O procedimento descrito acima deve ser repetido até que a placa do reostato líquido esteja completamente submersa.

4.7.4 Obtenção das Grandezas**4.7.4.1 Vazão**

Para determinação da vazão utiliza-se o método de obstrução tipo Venturi. Para as condições do laboratório onde é realizado o experimento, a vazão pode ser calculada pela Equação (4.43).

$$Q = 0,083257 \cdot \sqrt{h_1 - h_2} [m^3/s] \quad (4.43)$$

Sendo:

- h_1 e h_2 [m.c.a.]: alturas de pressão manométrica no manômetro tipo U.

4.7.4.2 Diferença de Pressões na Turbina

A Figura 4.21 mostra uma representação típica da tomada de pressões no sistema.

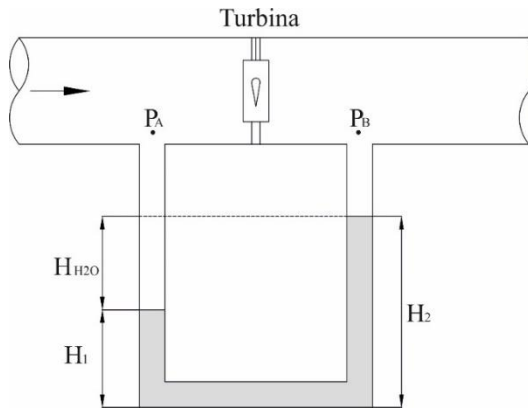


Figura 4.21 – Esquema da tomada de pressão no projeto.

$$P_A + \rho_{H2O} \cdot g \cdot H_{H2O} + \rho_{Hg} \cdot g \cdot H_1 - \rho_{Hg} \cdot g \cdot H_2 = P_B \quad (4.44)$$

$$P_A - P_B = -\rho_{H2O} \cdot g \cdot H_{H2O} - \rho_{Hg} \cdot g \cdot H_1 + \rho_{Hg} \cdot g \cdot H_2$$

$$\Delta p = P_A - P_B = -\rho_{H2O} \cdot g \cdot H_{H2O} + \rho_{Hg} \cdot g \cdot (H_2 - H_1) \quad (4.45)$$

Em que:

- g [m/s²]: aceleração da gravidade;
- ρ_{H2O} [kg/m³]: massa específica da água;
- ρ_{Hg} [kg/m³]: massa específica do mercúrio;
- H_1 [mHg]: Altura manométrica à montante, medido no manômetro 1;
- H_2 [mHg]: Altura manométrica à jusante, medido no manômetro 2.

Sendo:

$$\begin{aligned} H_{H2O} + H_1 &= H_2 \\ H_{H2O} &= H_2 - H_1 \end{aligned} \quad (4.46)$$

Substituindo a Equação (4.46) na (4.45):

$$\begin{aligned}\Delta p &= -\rho_{H2O} \cdot g \cdot (H_2 - H_1) + \rho_{Hg} \cdot g \cdot (H_2 - H_1) \\ \Delta p &= (\rho_{Hg} - \rho_{H2O}) \cdot g \cdot (H_2 - H_1)\end{aligned}\quad (4.47)$$

Sendo $g = 9,81 \text{ m/s}^2$, $\rho_{Hg} = 13.600 \text{ kg/m}^3$ e $\rho_{H2O} = 1.000 \text{ kg/m}^3$, tem-se:

$$\begin{aligned}\Delta p &= (13.600 - 1.000) \cdot 9,81 \cdot (H_2 - H_1) \\ \Delta p &= 12.600 \cdot 9,81 \cdot (H_2 - H_1) \\ \Delta p &= 123.606 \cdot (H_2 - H_1) \text{ [Pa]}\end{aligned}\quad (4.48)$$

4.7.4.3 Altura de Queda Líquida

A altura de queda líquida é calculada conforme a Equação (4.36).

4.7.4.4 Potência Hidráulica

A potência hidráulica é determinada de acordo com a Equação (4.38).

4.7.4.5 Potência de Eixo

A potência de eixo é calculada de acordo com a Equação (4.49).

$$Pe = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot T \text{ [W]}\quad (4.49)$$

Sendo:

- n [rps]: Rotação do rotor.

4.7.4.6 Potência Elétrica

$$Pel = I \cdot R \text{ [W]}\quad (4.50)$$

Sendo:

- I [A]: corrente aplicada sobre o gerador do banco de freio;

- R [V]: tensão aplicada sobre o gerador do banco de freio.

4.7.4.7 Rendimento Total da Turbina

O rendimento é determinado de acordo com a Equação (4.42).

$$\eta_t = \frac{Pe}{Ph} [-] \quad (4.51)$$

Para que exista a relação entre o rendimento hidráulico calculado nas simulações computacionais - η_h (Equação (4.42)) como rendimento total da turbina - η_t (Equação (4.51)) é necessário fazer uso da seguinte equação:

$$\eta_t = \eta_m \cdot \eta_f \cdot \eta_{al} \cdot \eta_h [-] \quad (4.52)$$

Em que:

- $\eta_m [-]$: Rendimento mecânico;
- $\eta_f [-]$: Rendimento de fuga;
- $\eta_{al} [-]$: Rendimento de atrito lateral.

Para a situação de projeto, foi adotada a seguinte igualdade:

$$\eta_m = \eta_f = \eta_{al} = 1$$

Desta forma, para análises futuras, pode-se dizer que o rendimento hidráulico (η_h) é igual ao rendimento total da turbina (η_t), portanto:

$$\eta_t = \eta_h [-] \quad (4.53)$$

Os resultados obtidos nos ensaios são adicionados e organizados conforme Tabela 7 e as grandezas calculadas são apresentadas conforme Tabela 8.

Tabela 7 – Valores obtidos nos ensaios experimentais.

Ensaio	p1 [m.Hg]	p2 [m.Hg]	R [V]	I [A]	H1 [m.c.a]	H2 [m.c.a]	Torque [N.m]
1							
2							
...							
n							

Tabela 8 – Grandezas calculadas no ensaio.

Ensaio	Δp [Pa]	Q [m³/s]	H [m]	Pel [W]	Ph [W]	Pm [W]	η [-]
1							
2							
...							
n							

5. RESULTADOS E ANÁLISES

5.1 Montagens Estudadas

Para estudo do modelo do distribuidor desenvolvido no CFD foi proposto 3 tipos de montagens: com o distribuidor à montante (antes) do rotor, com o distribuidor à jusante (depois) do rotor e a última em que é colocado um distribuidor à montante e a jusante do rotor. A Figura 5.1 apresenta as diferentes montagens do conjunto distribuidor-rotor estudadas.

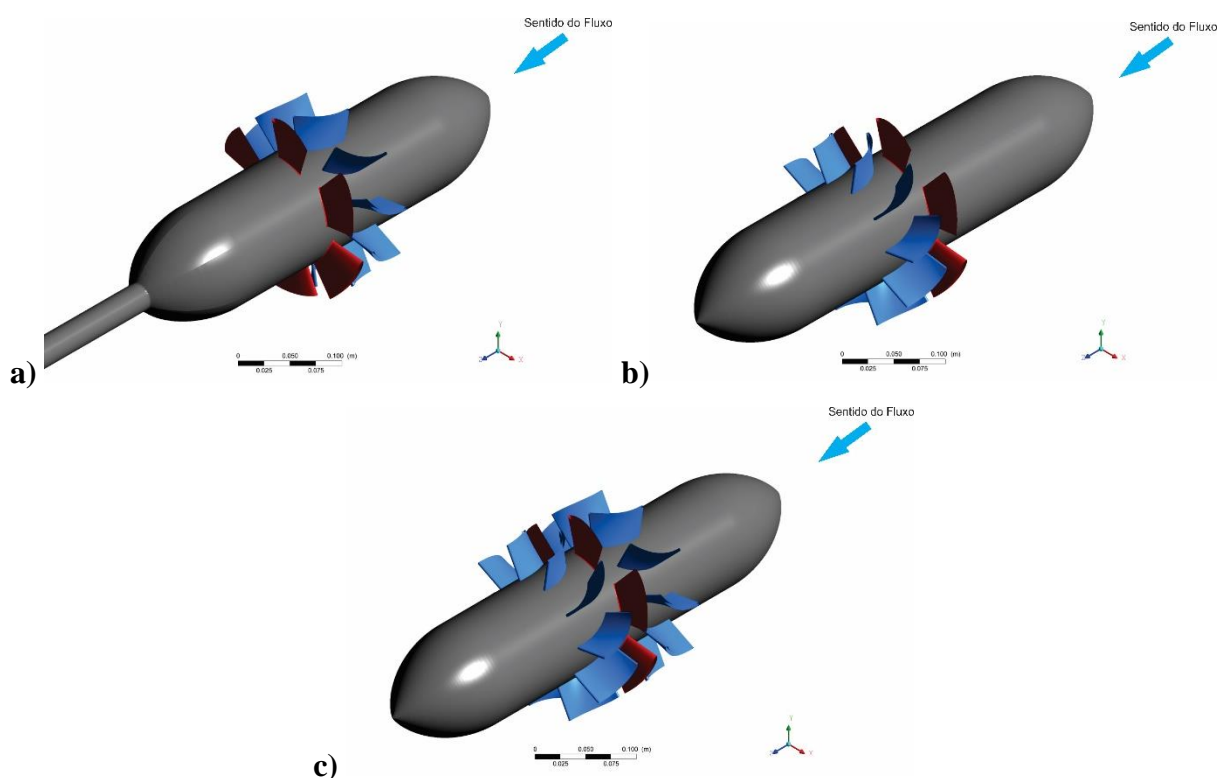


Figura 5.1 – Montagens com o distribuidor: a) montante, b) jusante e c) montante e jusante.

Resultados da Simulação Computacional

Todas as comparações de resultado foram feitas analisando os pontos de máximo rendimento obtidos nas simulações para cada tipo de montagem. A Tabela 9 apresenta os rendimentos máximos obtidos para cada tipo de montagem simulada.

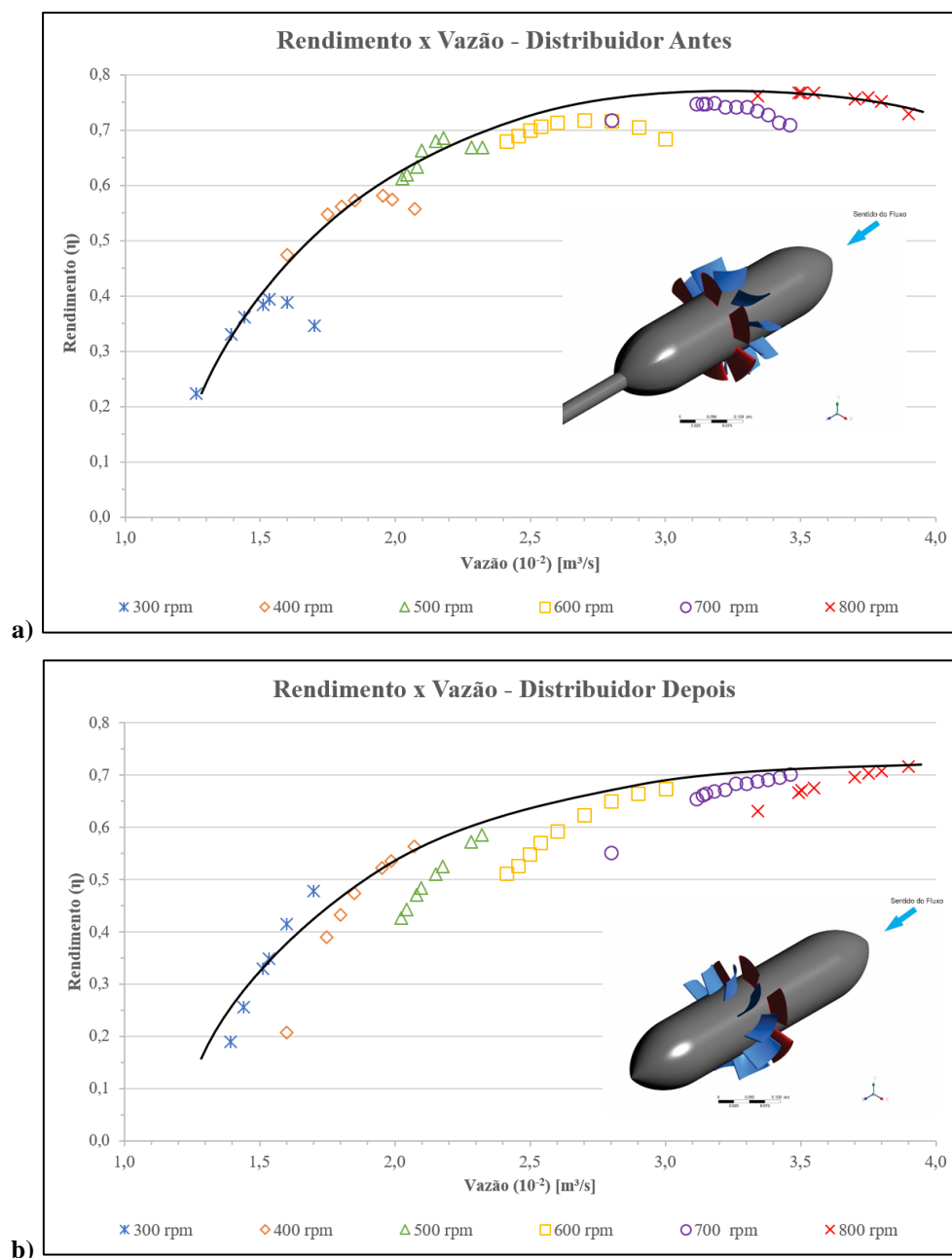
Tabela 9 – Máximos rendimentos para cada montagem.

Montagem	Rotação [rpm]	Vazão [m ³ /s]	Rendimento
Sem Distribuidor	400*	0,01749*	62,49%*
Distribuidor à Montante	800	0,03503	76,76%
Distribuidor à Jusante	800	0,03900	71,65%
Distribuidor à Montante e Jusante	800	0,03503	68,83%

*Fonte: Botan (2014).

5.1.1 Análise da Eficiência

A Figura 5.2 apresenta as curvas de eficiência obtidas por simulação computacional para diferentes configurações: distribuidor colocado antes (a montante) do rotor (a), distribuidor colocado após (a jusante) o rotor (b) e com distribuidor colocado antes e após o rotor (c). A curva de eficiência da turbina sem distribuidor é apresentada na Figura 4.3.



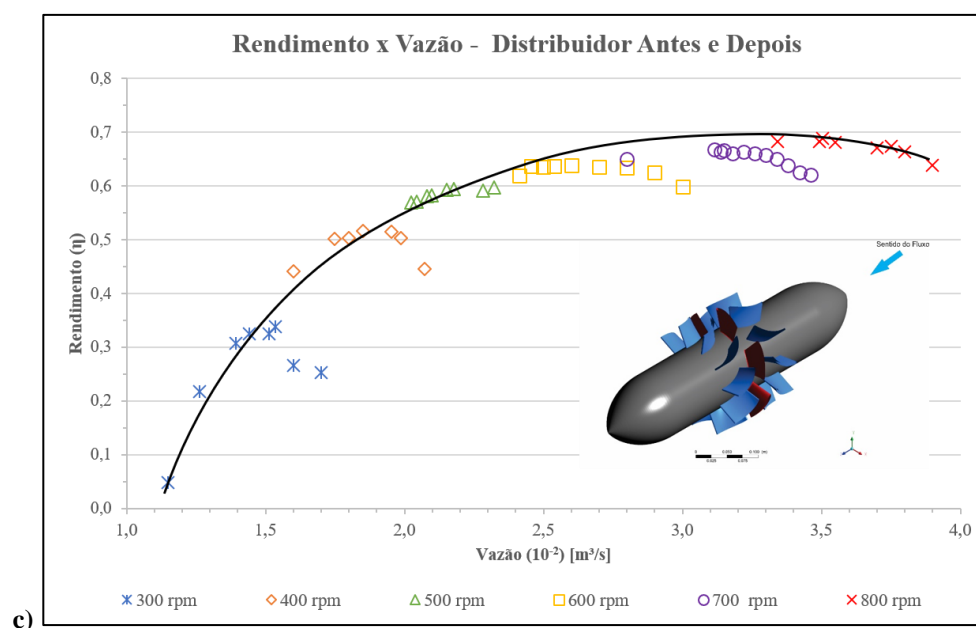


Figura 5.2 – Curvas de eficiência dos ensaios em CFD com o distribuidor a) antes, b) depois e c) antes e depois.

Ao comparar os resultados obtidos nas simulações, Figura 5.3, observa-se que as três curvas obtidas apresentam características bem distintas da obtidas por Botan (2014) que realizou as simulações sem distribuidor. Além disso, observa-se que o modelo simulado que apresentou melhor eficiência foi a configuração na qual o distribuidor foi posicionado a montante do rotor. A configuração com o distribuidor a jusante do rotor apresentou a menor eficiência e, por fim, a configuração do rotor com dois distribuidores apresentou um rendimento intermediário.

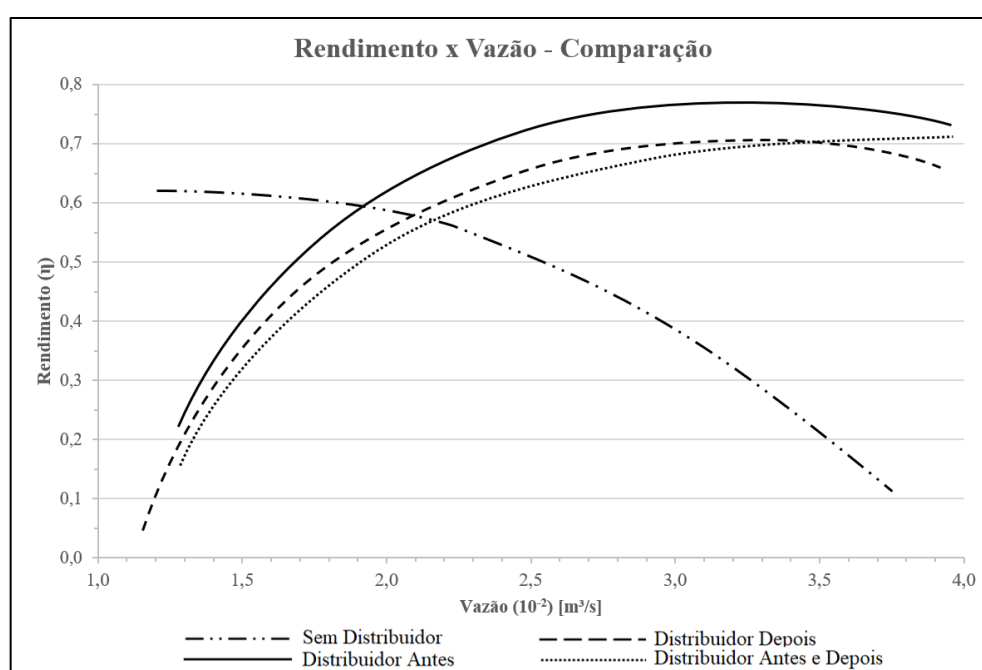


Figura 5.3 – Comparação dos resultados obtidos na simulação computacional.

Os arranjos com distribuidor apresentaram resultado satisfatórios, em que o ganho de rendimento, cerca de 14% no ponto máximo, e também proporcionou uma mudança substancial no comportamento da curva de rendimento, que cresce de acordo com o aumento da rotação, e permitindo uma gama maior de variação do rendimento da turbina.

5.1.2 Análise das Pressões sobre o Domínio do Projeto

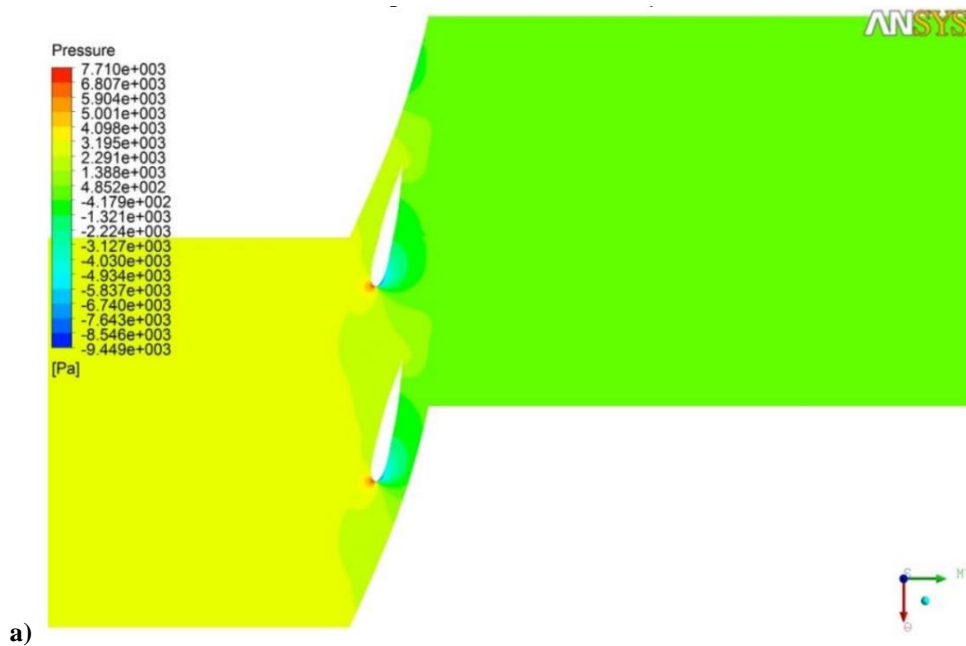
As variações de pressão sobre os domínios de entrada e saída são causadas pela variação da velocidade relativa e da velocidade tangencial. A Equação (5.1) é uma forma equivalente da Equação de Euler em função da variação da energia cinética dos escoamentos absoluto e relativo e do “efeito centrífugo” (OLIVEIRA, 2012 *apud* BOAN, 2014).

$$Y_{p\infty} = \frac{u_4^2 - u_5^2}{2} + \frac{c_4^2 - c_5^2}{2} + \frac{w_5^2 - w_4^2}{2} \quad (5.1)$$

Onde o primeiro termo é o efeito centrífugo, o segundo termo é o efeito dinâmico e o terceiro termo é o efeito interno. Porém, no caso de turbomáquinas axiais, a velocidade tangencial é igual na entrada e na saída ($u_4 = u_5$). Sendo assim, o efeito interno é apresentado na Equação (5.2).

$$Y_{Int\infty} = \frac{p_4 - p_5}{\rho} = \frac{w_5^2 - w_4^2}{2} \quad (5.2)$$

As pressões estáticas sobre o domínio do projeto estão apresentadas na Figura 5.4.



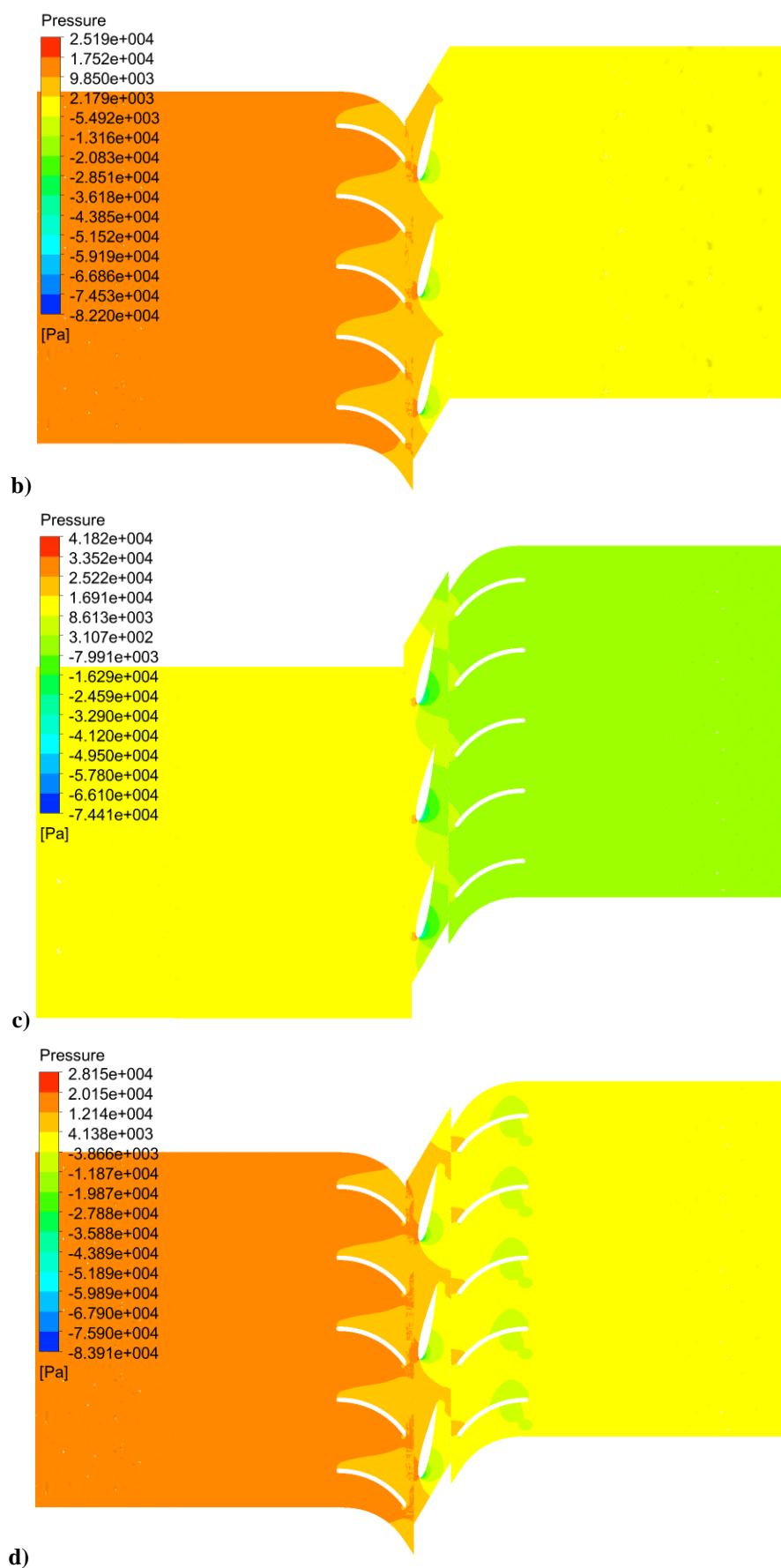
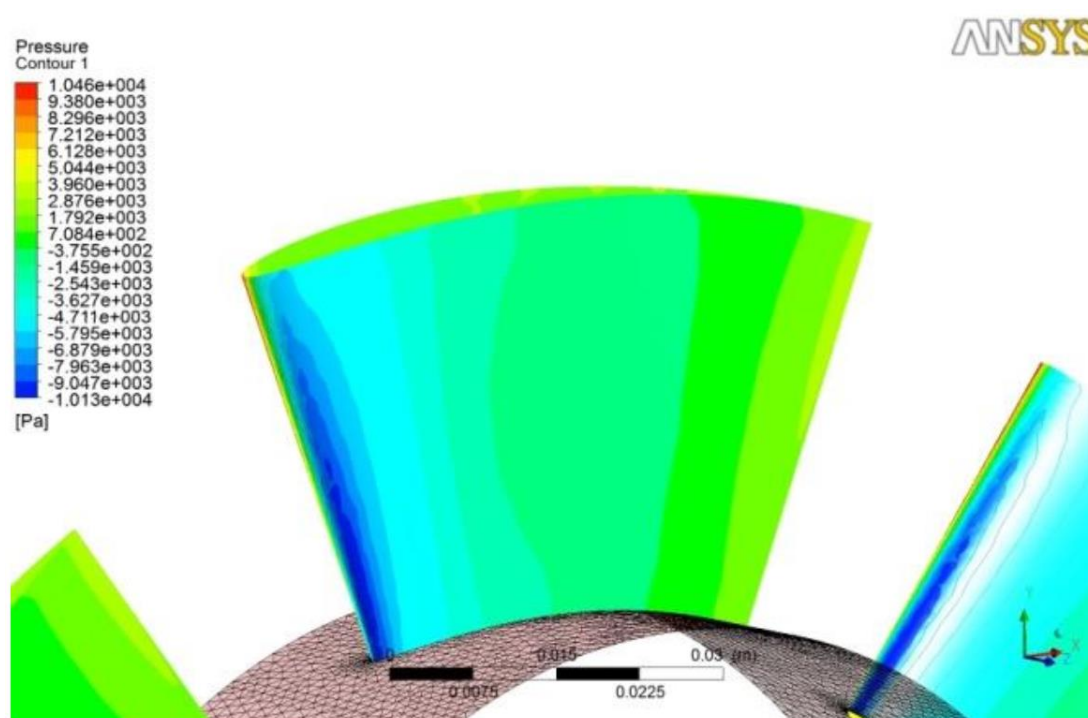


Figura 5.4 – Pressões sobre os domínios do projeto nas situações: sem o distribuidor (a) e distribuidor antes (b), depois (c) e antes e depois (d).

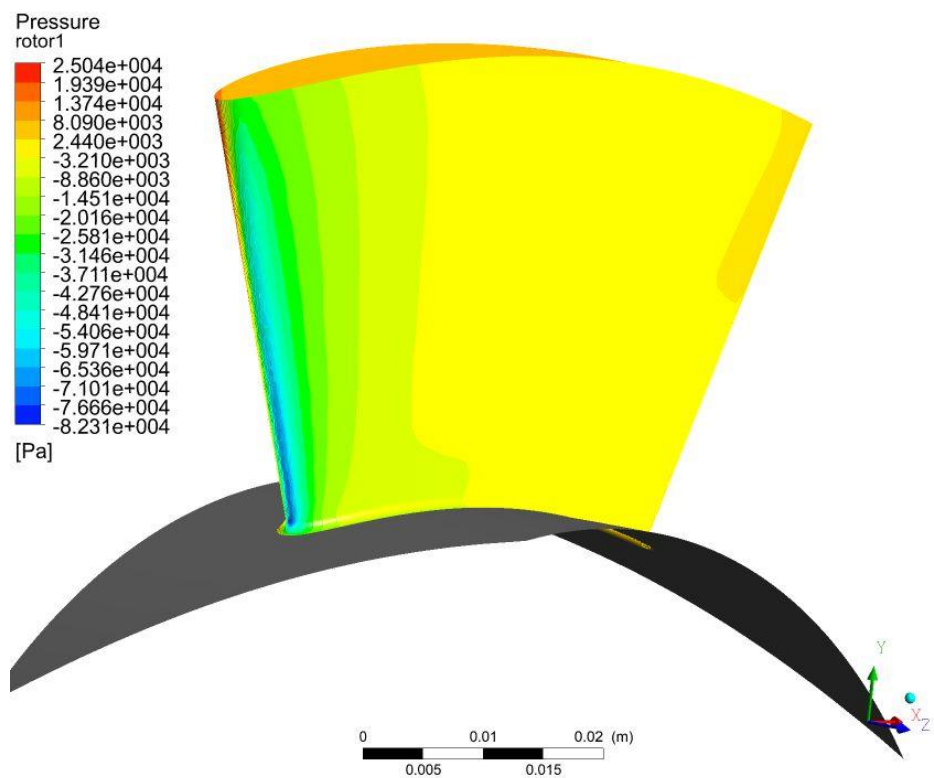
Seguindo os conceitos de efeito interno, onde é demonstrado que para turbinas axiais, a variação das pressões na entrada e na saída do rotor é devido, exclusivamente, a variação da velocidade relativa do rotor. Com a presença do distribuidor há um aumento da velocidade relativa na saída do rotor (w_5), o que provoca um aumento na diferença de pressão no rotor. A presença de regiões de baixa pressão pode gerar cavitação, causando danos sobre as pás do rotor. Nota-se que a região de baixa pressão diminui, se concentrando mais no bordo de ataque da pá do rotor quando comparado com o modelo sem distribuidor (Figura 5.4 (a)).

5.1.3 Análise das Pressões sobre a Pá do Rotor e do Distribuidor

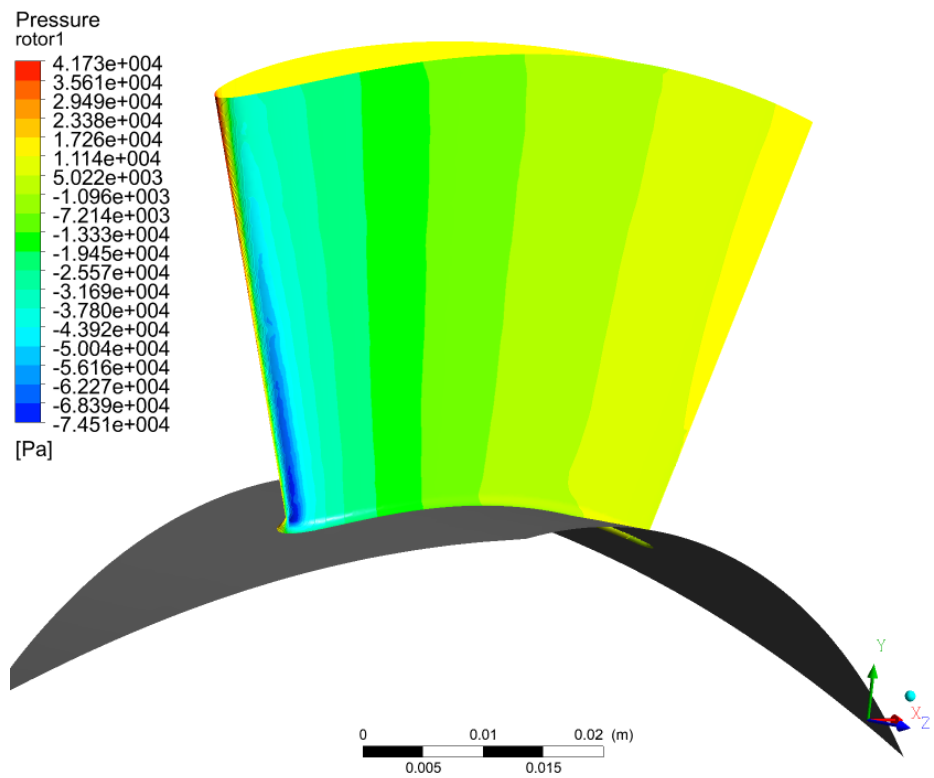
A Figura 5.5 apresenta as pressões no lado de sucção da pá do rotor, onde houve um aumento das pressões negativas.



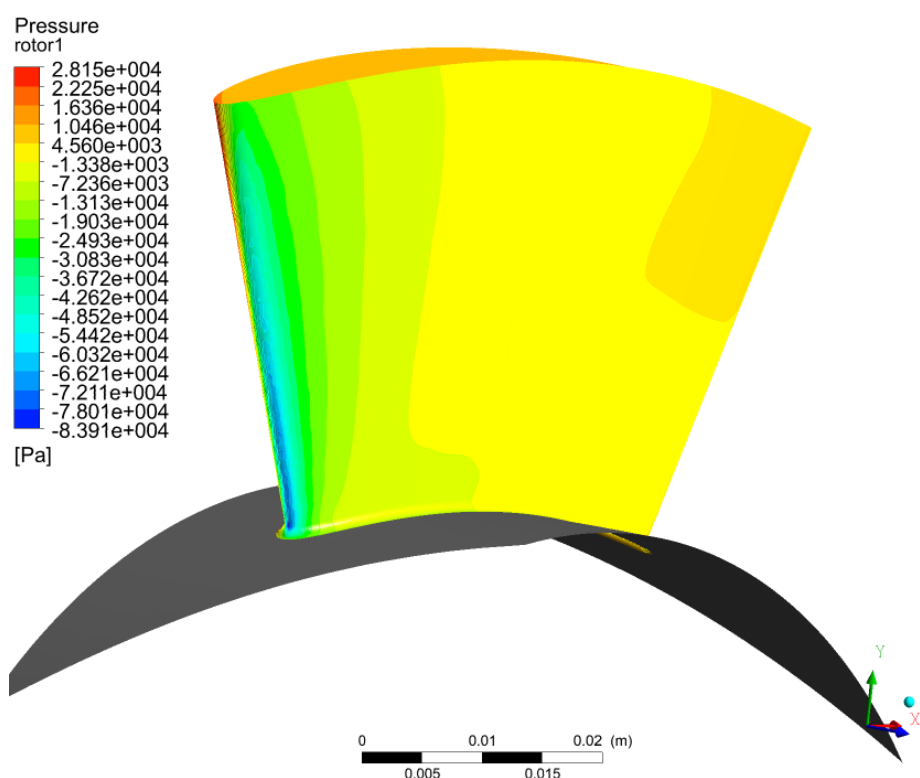
a) Sem distribuidor. Fonte: BOTAN (2014)



b) Com distribuidor a montante



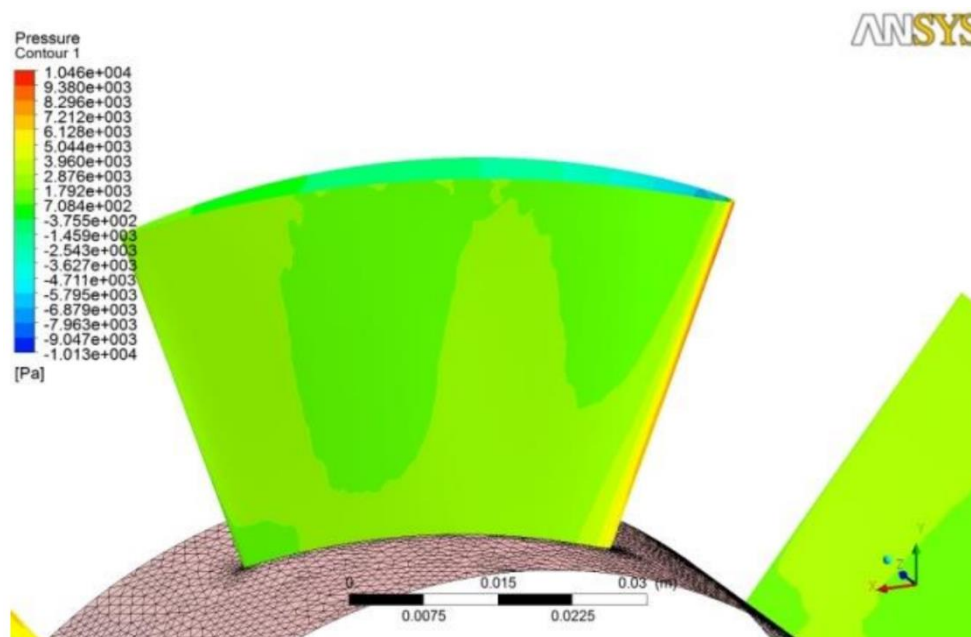
c) Com distribuidor a jusante



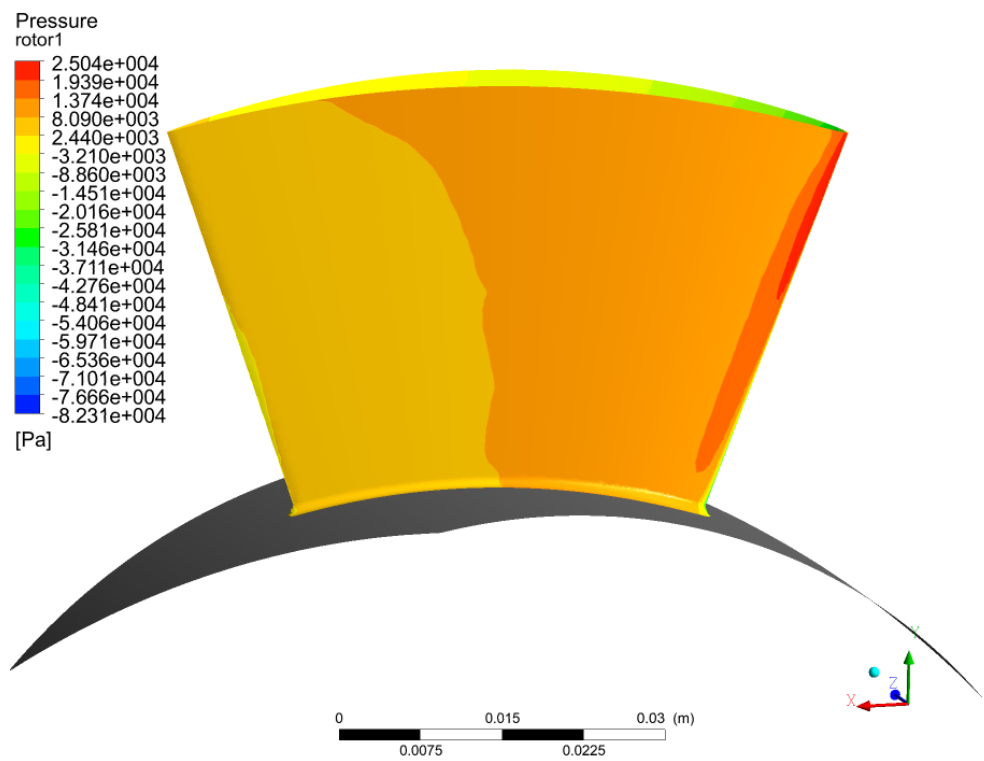
d) Com distribuidor a montante e a jusante

Figura 5.5 – Pressões sobre o lado de sucção da pá do rotor sem o distribuidor (a) e com o distribuidor a montante (b), a jusante (c) e a montante e a jusante (d).

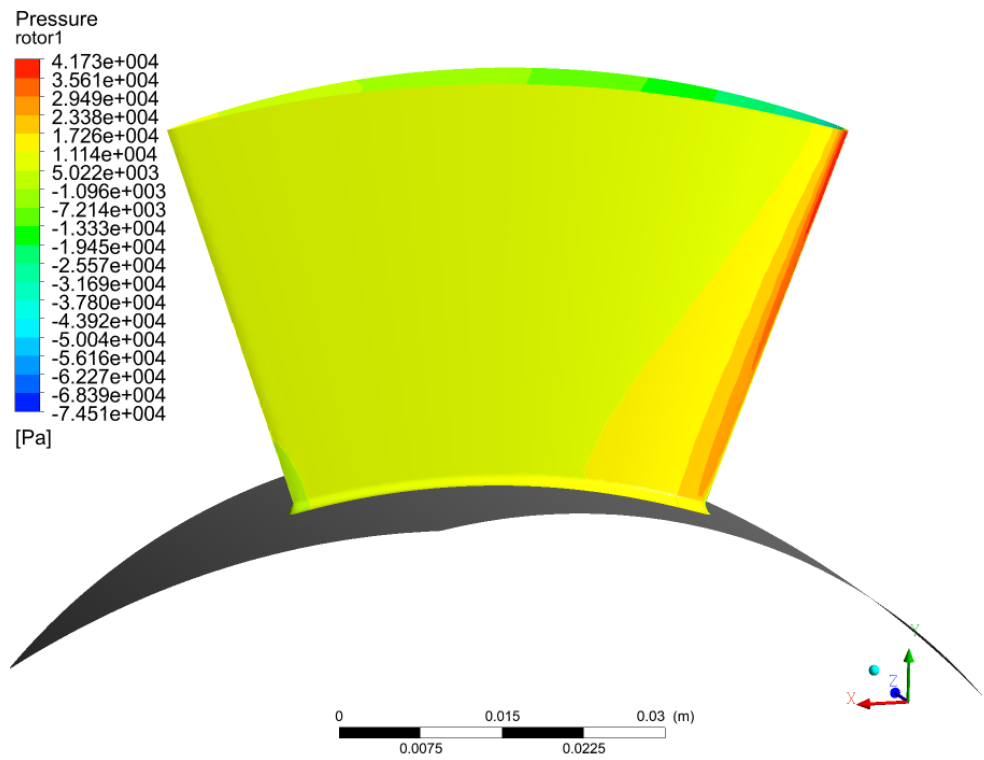
As pressões sobre o lado de pressão da pá do rotor são apresentadas na Figura 5.6, onde nota-se um aumento das pressões sobre a pá.



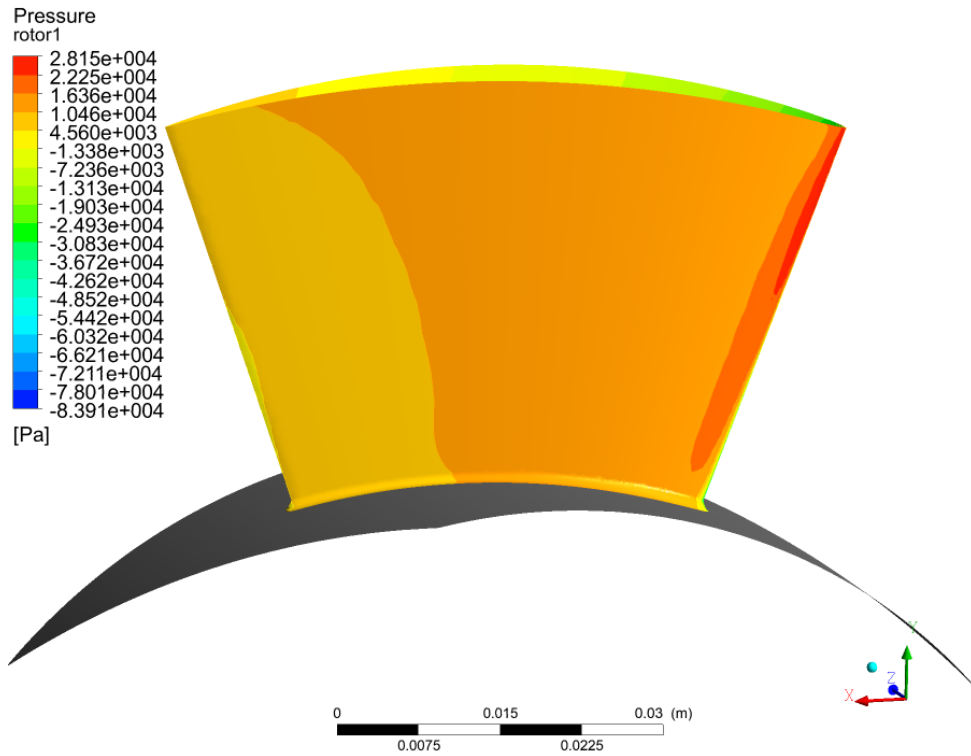
a) Sem distribuidor. Fonte: BOTAN (2014)



b) Com distribuidor a montante



c) Com distribuidor a jusante



d) Com distribuidor a montante e a jusante

Figura 5.6 – Pressões sobre o lado de pressão da pá do rotor sem o distribuidor (a) e com o distribuidor antes (b), depois (c) e antes e depois (d).

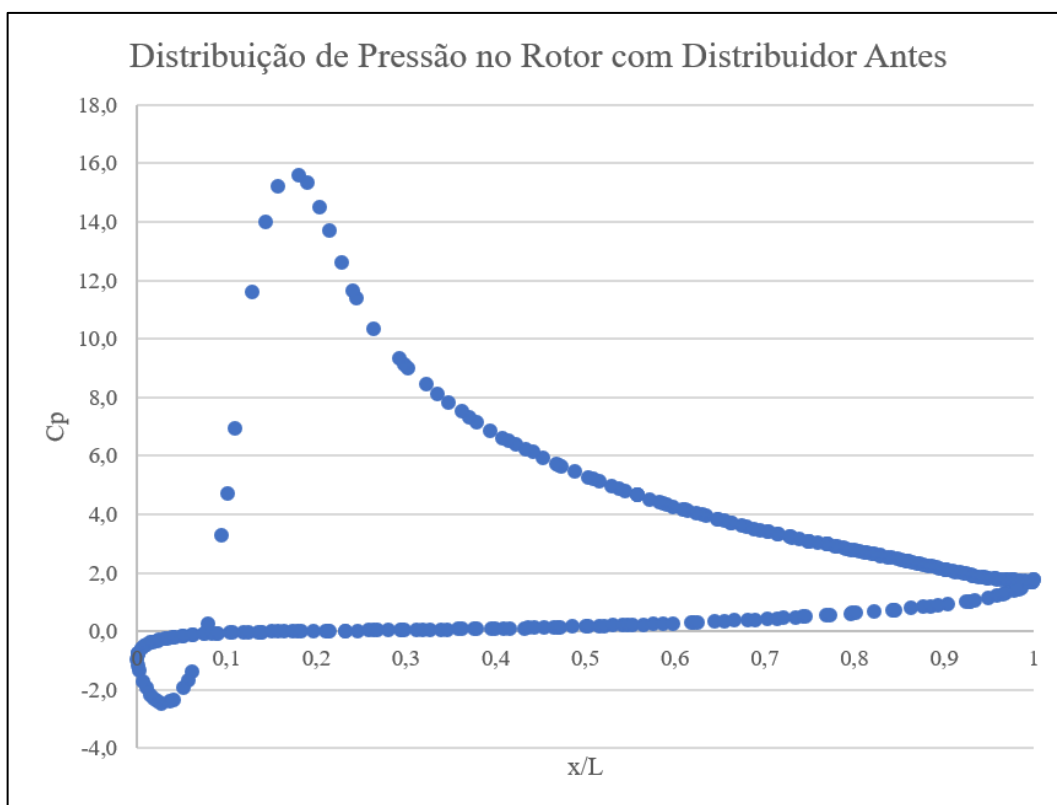
Ao analisar as pressões sobre a pá do rotor, nota-se um aumento da pressão em ambos os lados do rotor, sendo no lado de sucção um aumento das pressões negativas. Esse aumento está relacionado com o aumento das velocidades do fluido ao atingir a pá do rotor e também ao aumento da vazão nos pontos de máximo rendimento da pá.

A Figura 5.7 apresenta a distribuição do Coeficiente de Pressão (C_p) ao longo da pá do rotor. Nota-se que, quanto menor o valor de C_p em determinada posição da corda da pá (x/L), maior é a possibilidade de existir recirculação, que pode implicar na cavitação e na diminuição do rendimento da turbina. O coeficiente de pressão é determinado pela Equação (5.3):

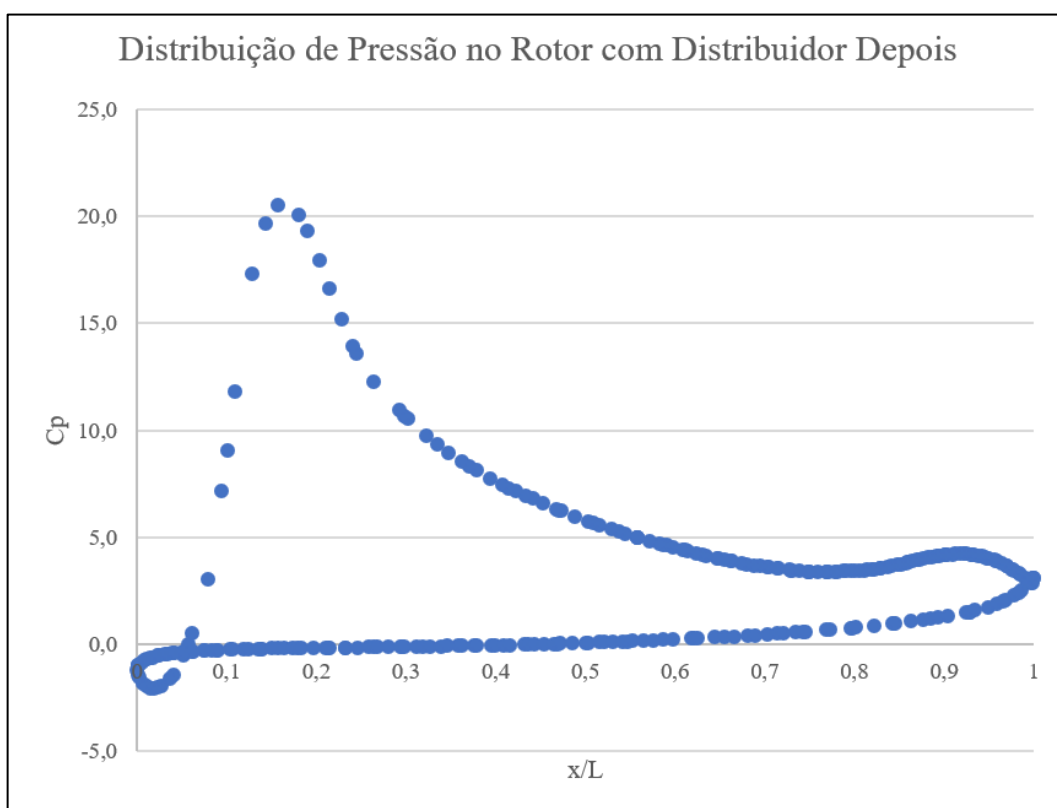
$$C_p = \frac{p_\infty - p_i}{0,5 \cdot \rho \cdot w_\infty^2} \quad [-] \quad (5.3)$$

Sendo:

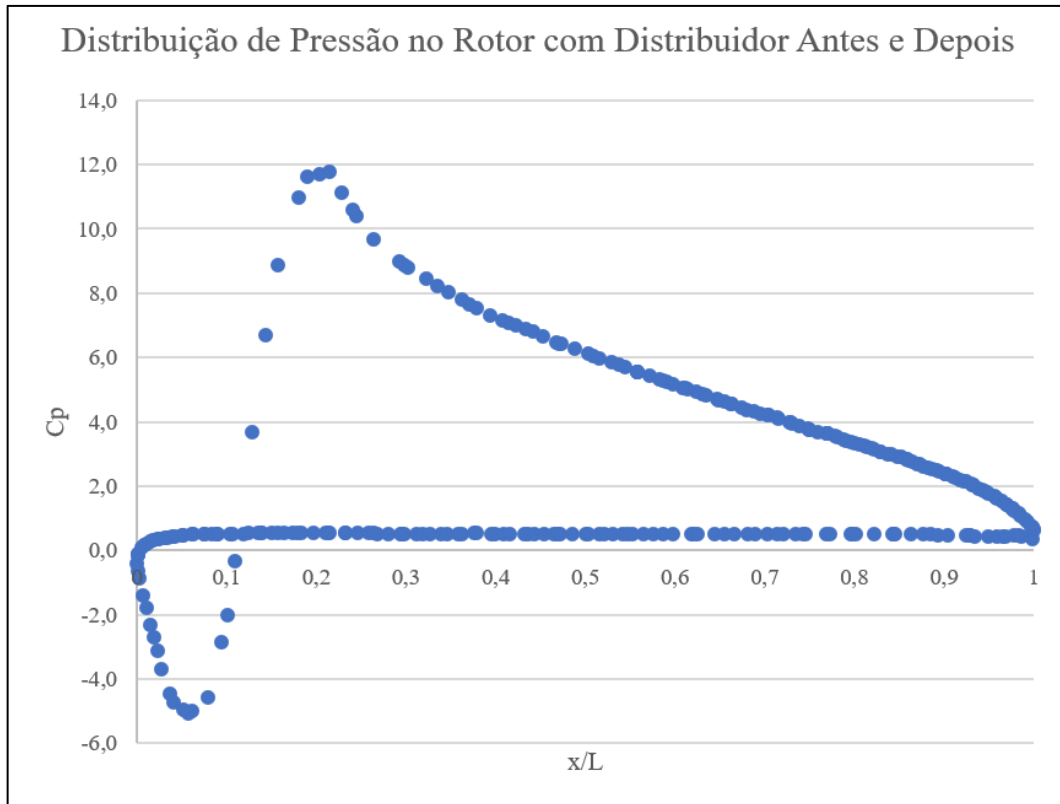
- p_∞ [Pa]: Pressão na entrada do domínio do rotor;
- p_i [Pa]: Pressão ao longo do perfil da pá do rotor;
- ρ [kg/m³]: massa específica da água;
- w_∞ [m/s]: Velocidade relativa da água na entrada do domínio do rotor.



a) Com distribuidor antes do rotor.



b) Com distribuidor depois do rotor.



c) Com distribuidor antes e depois do rotor.

Figura 5.7 – Coeficiente de Pressão (C_p) ao longo da corda da pá (x/L) na seção média da pá do rotor.

O menor valor para o coeficiente de pressão na pá do rotor com o distribuidor antes (Figura 5.7(a)) é, aproximadamente, $C_p = -2,5$. Este valor mostra que no começo da pá existe um descolamento da camada do escoamento, porém não há recirculação do fluido, o que pode ser visto na Figura 5.5(b). Já para a situação onde o distribuidor é posicionado antes e depois do rotor, o menor valor de $C_p = -5,1$. Neste caso existe um grande descolamento da camada limite, podendo causar recirculação do fluido e, consequentemente, diminuição da potência útil e do rendimento da turbina.

A Figura 5.8 apresenta as pressões sobre a pá do distribuidor para a montagem de máximo rendimento (distribuidor antes do rotor). Nota-se uma região de baixa pressão no bordo de ataque da pá devido ao deslocamento da camada que, na maioria das vezes, é gerada pela geometria da pá.

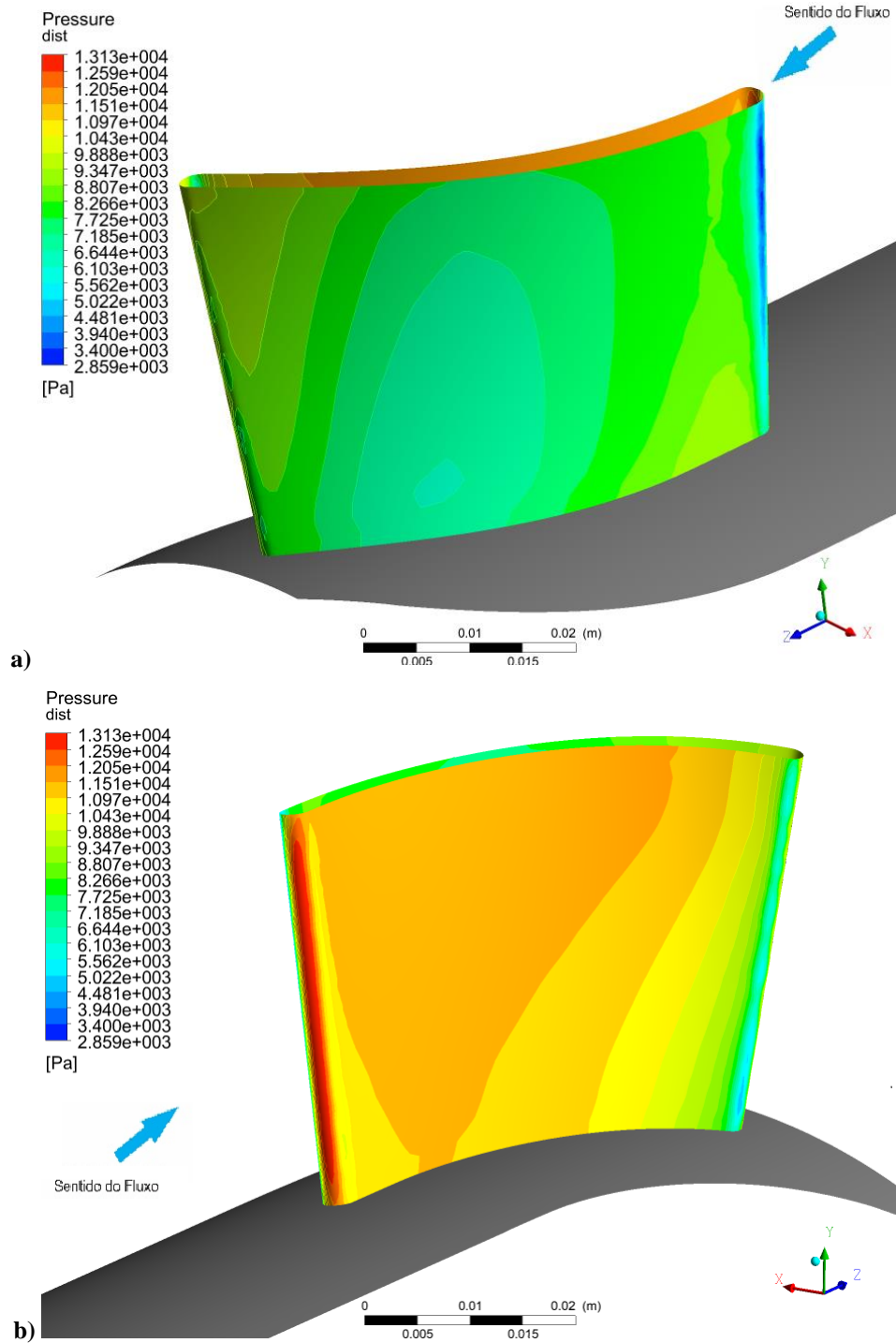


Figura 5.8 – Pressões sobre o lado de sucção (a) e pressão (b) da pá do distribuidor.

Ao analisar o coeficiente de pressão (C_p) sobre a pá do distribuidor (Figura 5.9) situado antes do rotor, é possível notar que há altos valores de C_p no início da pá, significando que há um descolamento da camada limite quando a água entra em contato com o distribuidor devido a geometria da pá. Já no final da pá, devido a sua geometria circular, existe um princípio de descolamento do escoamento.

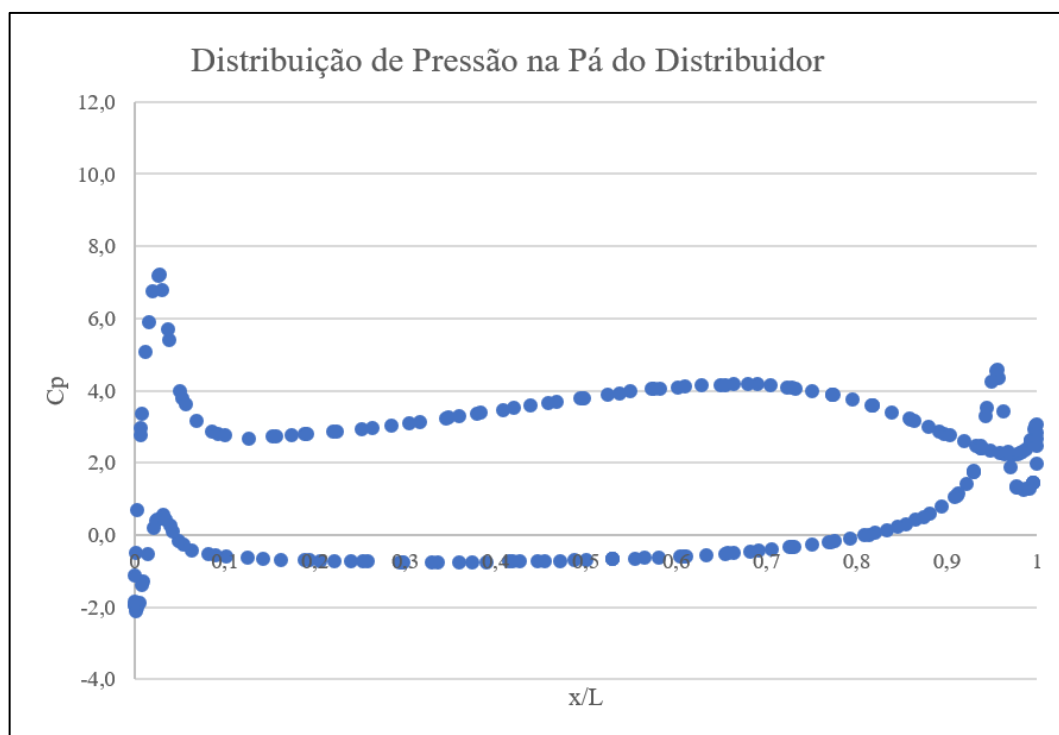


Figura 5.9 – Coeficiente de pressão (C_p) sobre a pá do distribuidor situado antes do rotor.

5.1.4 Análise das Velocidades e das Linhas de Corrente

Uma análise das linhas de corrente de cada situação de montagem é apresentada na Figura 5.10. No modelo com o distribuidor antes do rotor (Figura 5.10 (a)) nota-se a menor formatação de vórtice. Quando o distribuidor é posicionado antes e depois do rotor (Figura 5.10 (c)) o vórtice formado é maior, devido ao fato do fluido atingir as pás do rotor com maior velocidade devido ao distribuidor a montante e, depois que passa pelo rotor, sofrer um choque ao atingir as pás do distribuidor a jusante. Já o modelo onde o distribuidor é posicionado somente a jusante do rotor (Figura 5.10 (b)), o fluido sofre ação somente da geometria da pá, que causa uma turbulência no fluxo.

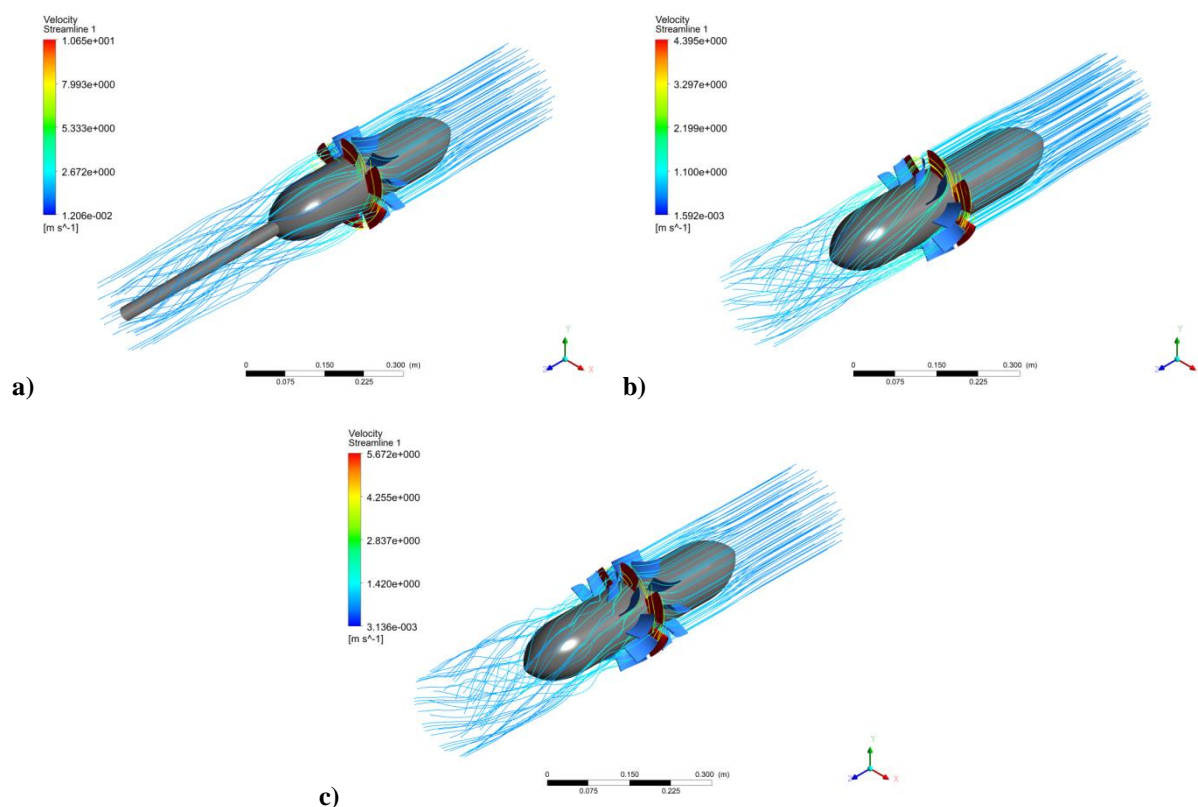
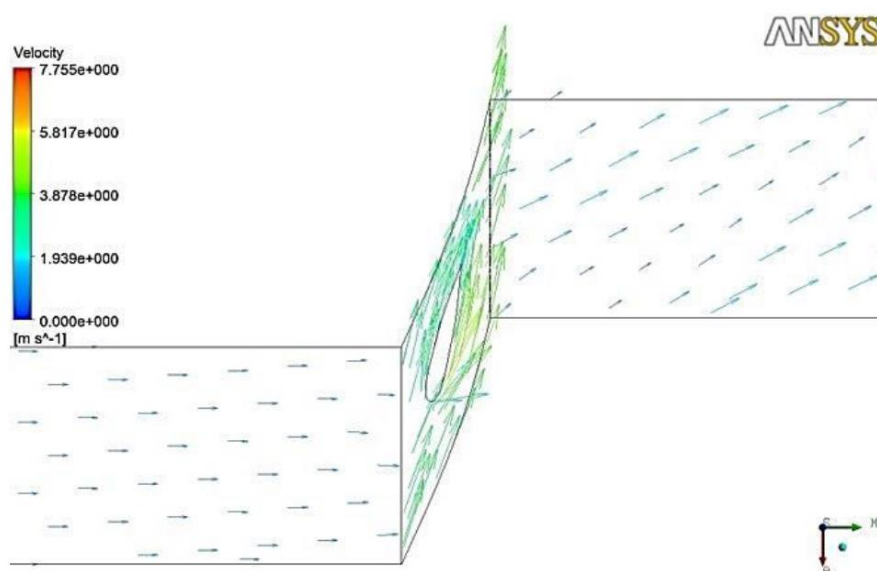
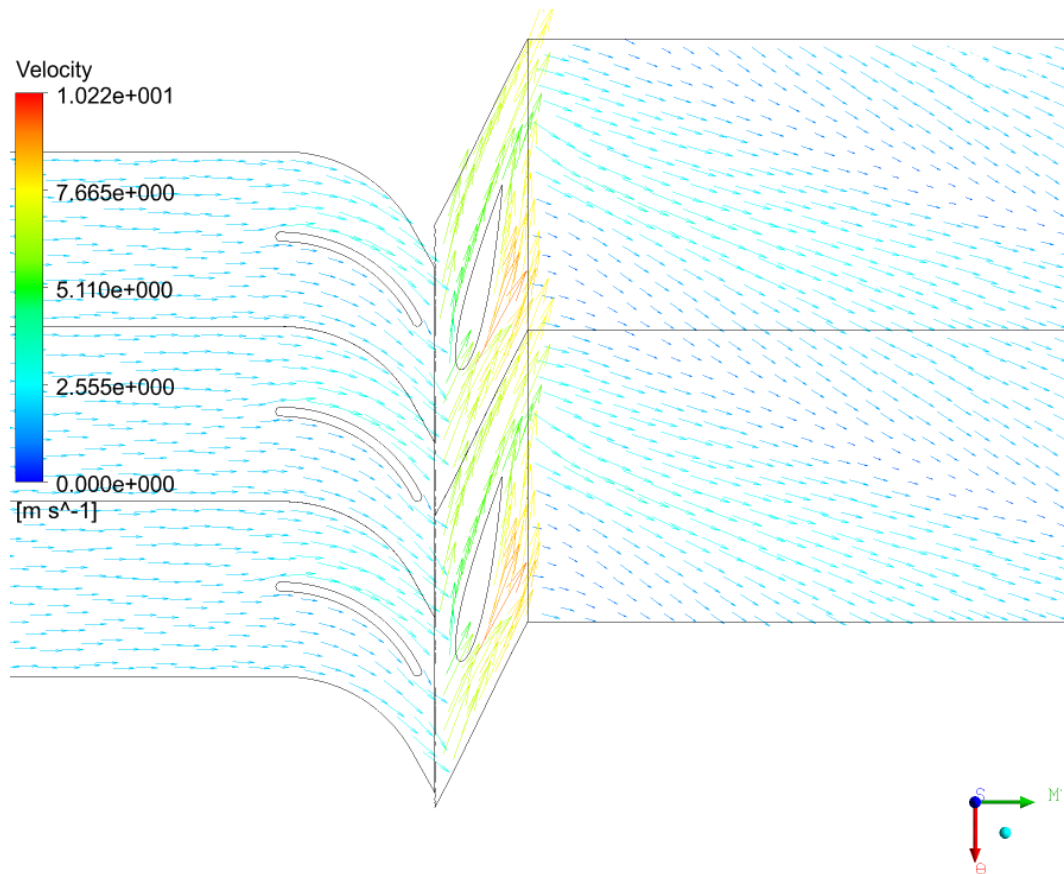
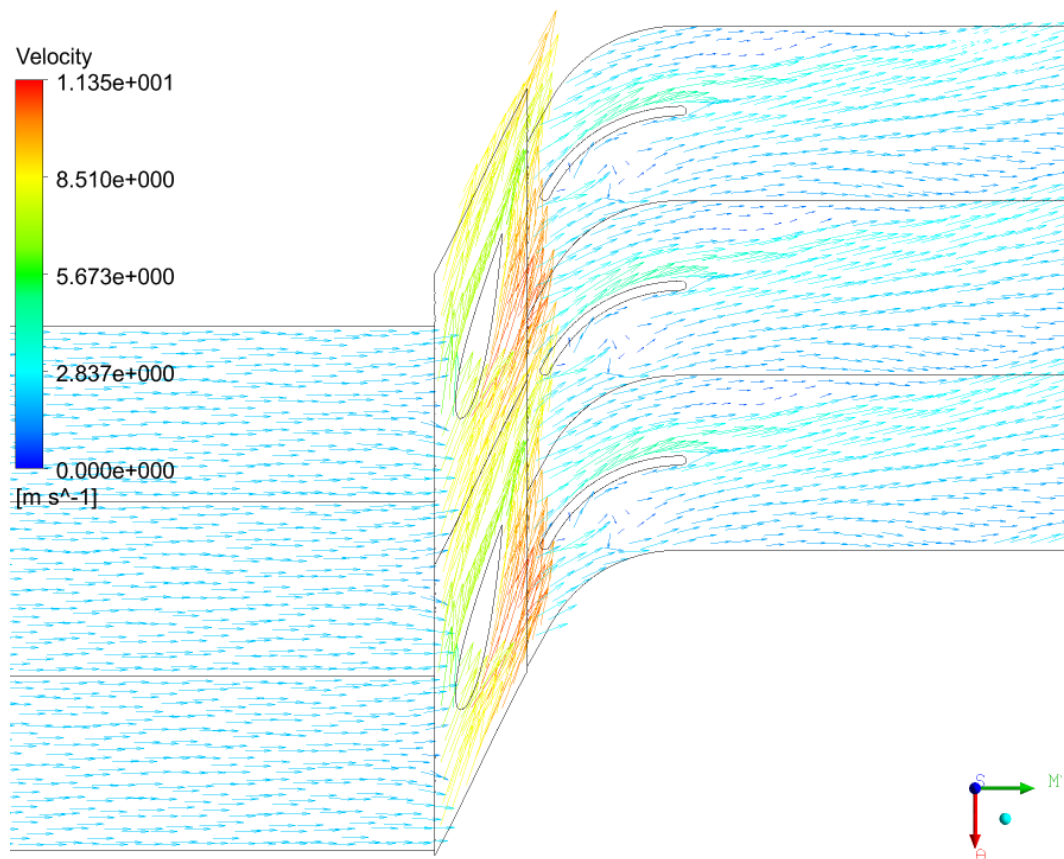


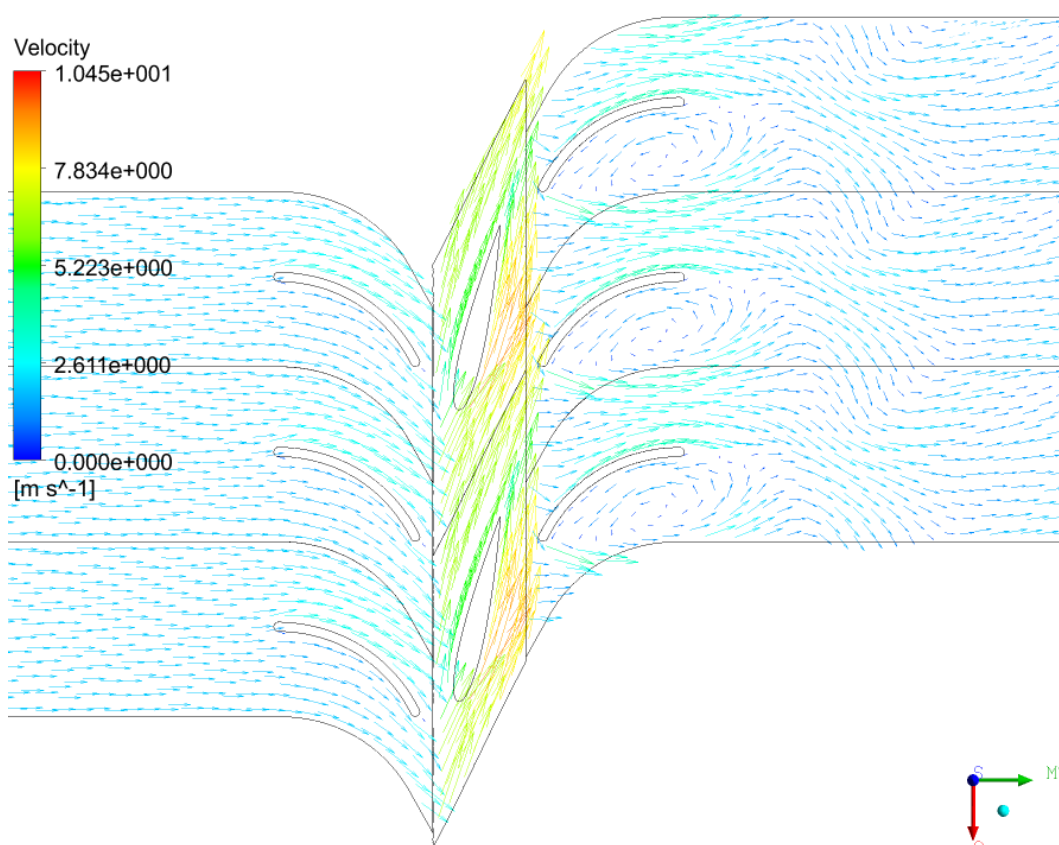
Figura 5.10 – Linhas de corrente do CFD com o distribuidor a) antes, b) depois e c) antes e depois.

O perfil de velocidades do fluido ao passar pelos domínios computacionais é apresentado de duas formas: utilizando vetores de velocidade, Figura 5.11, e linhas de corrente, Figura 5.12.



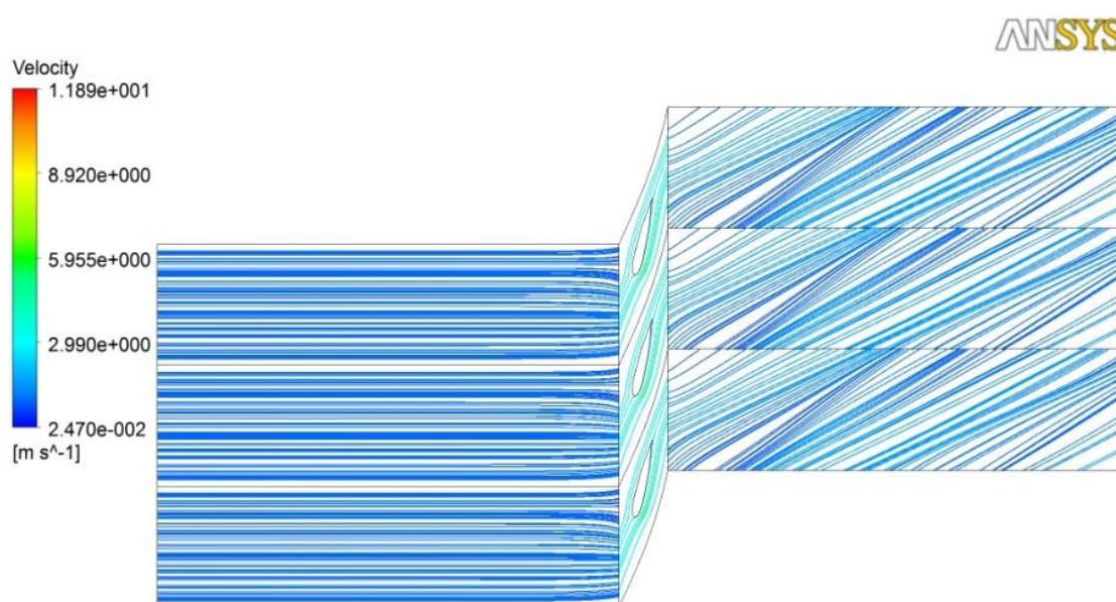
a) Sem distribuidor. Fonte: BOTAN (2014)

**b) Com distribuidor a montante****c) Com distribuidor a jusante**

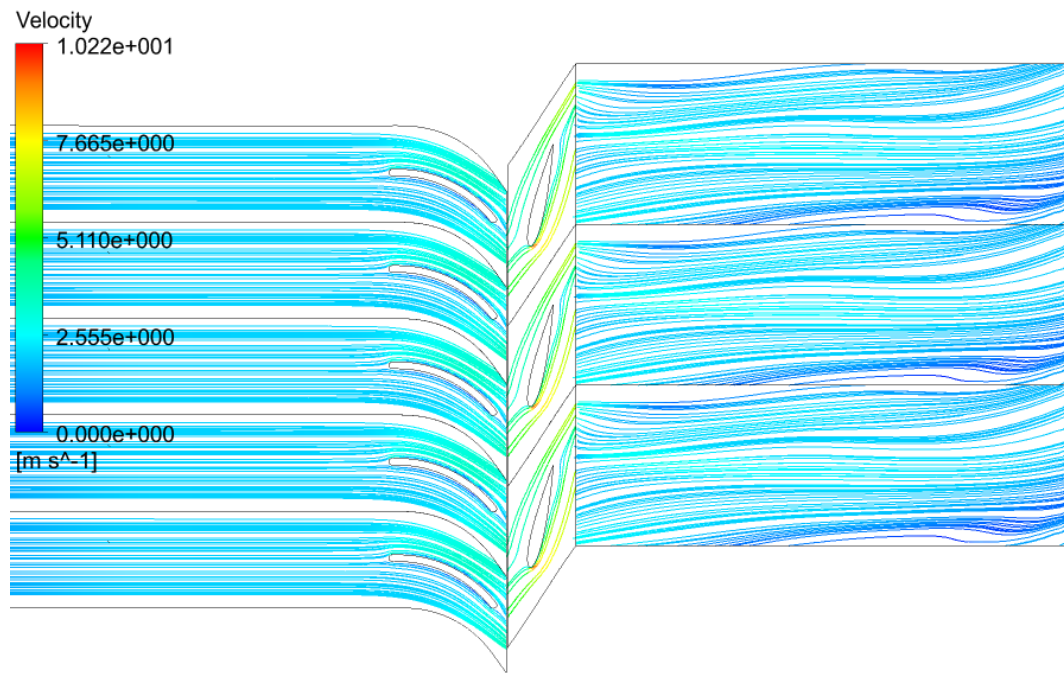
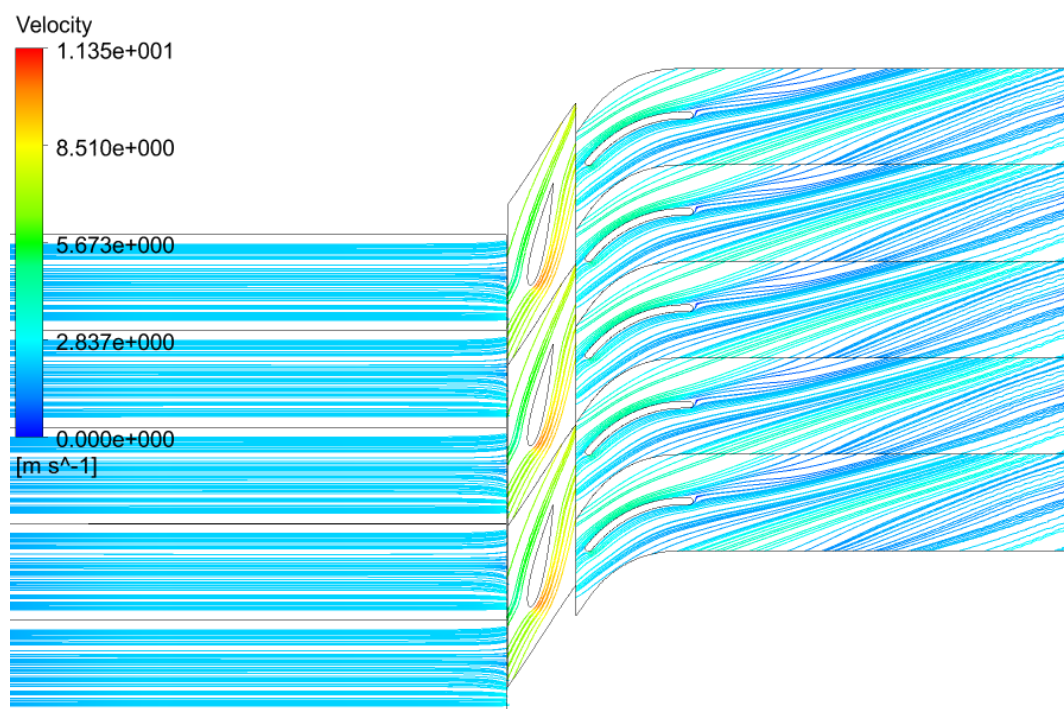


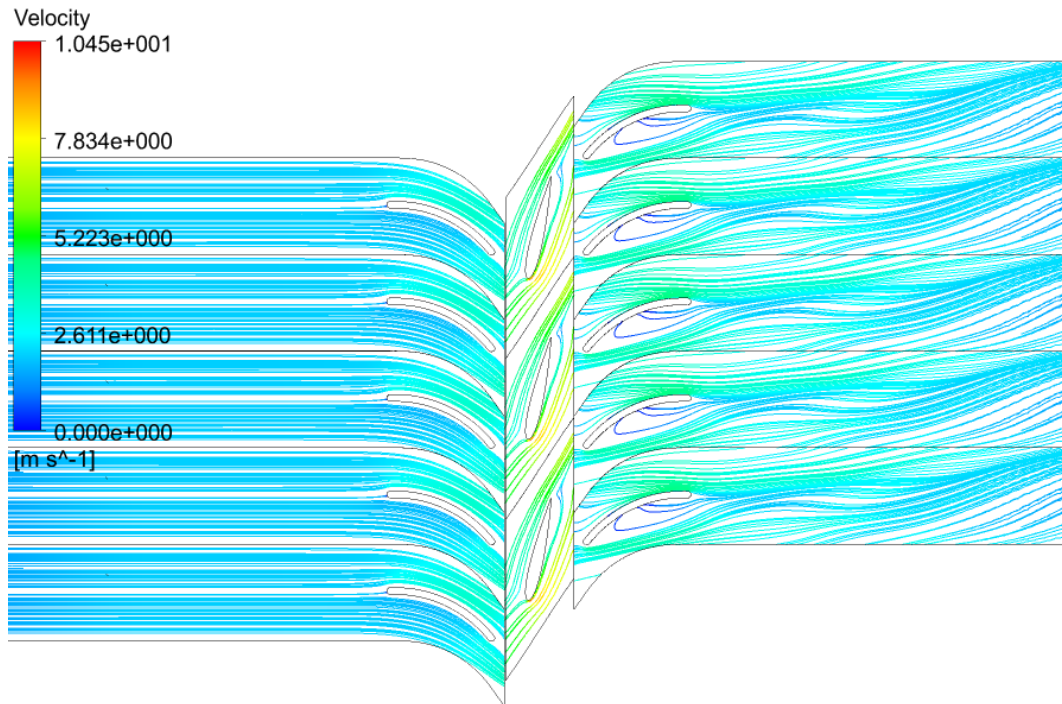
d) Com distribuidor a montante e a jusante

Figura 5.11 – Vetores de velocidade nos domínios do projeto nas situações: sem o distribuidor (a) e distribuidor antes (b), depois (c) e antes e depois (d).



a) Sem distribuidor. Fonte: BOTAN (2014)

**b) Com distribuidor a montante****c) Com distribuidor a jusante**



d) Com distribuidor a montante e a jusante

Figura 5.12 – Linhas de corrente sobre os domínios do projeto nas situações: sem o distribuidor (a) e distribuidor a montante (b), jusante (c) e a montante e a jusantes (d).

Ao analisar o perfil de velocidades ao passarem pelo domínio do rotor, nota-se um aumento dos vetores de velocidade (Figura 5.11). Ao comparar os vetores do modelo sem distribuidor (Figura 5.11 (a)) com os demais modelos, o aumento fica ainda mais notável. Após passar pelo domínio do rotor, os vetores velocidade sofrem um decréscimo na velocidade. A velocidade absoluta na saída do rotor tem angulação praticamente nula na situação com o distribuidor antes (Figura 5.11(b)), os demais modelos estudados apresentam angulação no vetor velocidade. Nos modelos em que existe o distribuidor depois do rotor (Figura 5.11(c) e (d)) nota-se a formação de vórtice nas pás do distribuidor, que são formados pelo choque do fluido no bordo da pá.

5.2 Resultados do Ensaio Experimental

Os ensaios foram realizados utilizando a montagem onde o distribuidor está posicionado a montante do rotor, a qual apresentou maior eficiência nas simulações computacionais. Os resultados obtidos nos ensaios são apresentados na Figura 5.13. O rendimento máximo obtido foi de 74,82% para uma rotação de 800 rpm e uma vazão de 0,03382 m³/s.

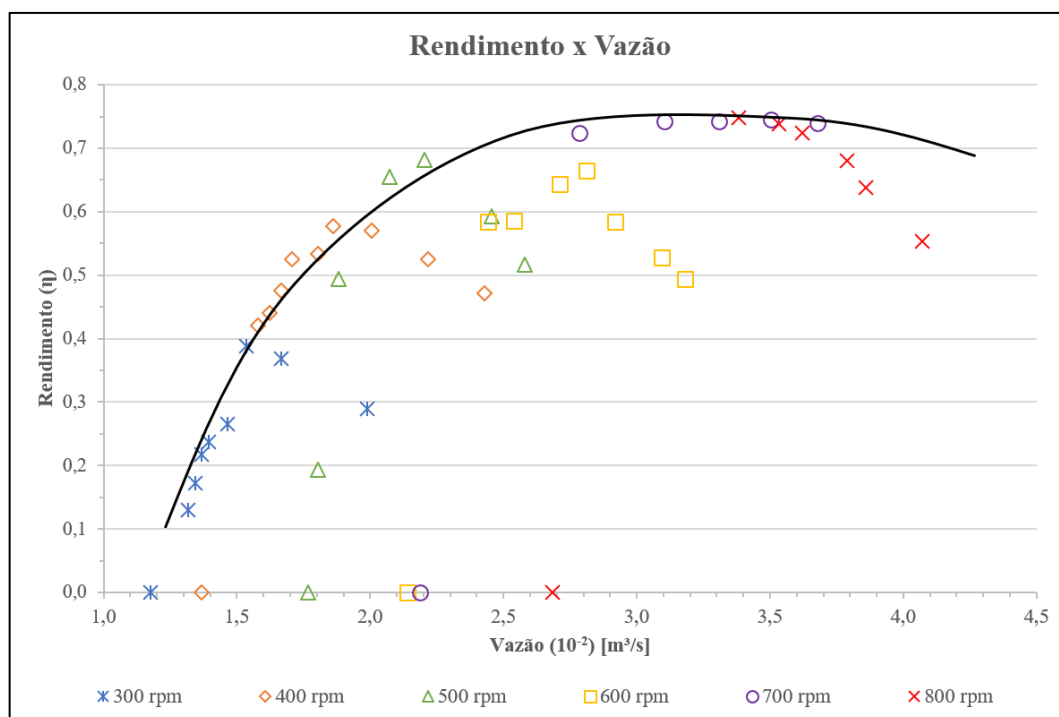


Figura 5.13 – Curvas de eficiência dos ensaios de bancada.

A Figura 5.14 apresenta a comparação dos resultados obtidos nos ensaios do rotor nas duas situações: com e sem distribuidor. A área demarcada refere-se ao ganho de rendimento obtido no rotor com o distribuidor, aumentando a faixa de operações da turbina e possibilitando sua utilização em mais situações onde a vazão é maior.

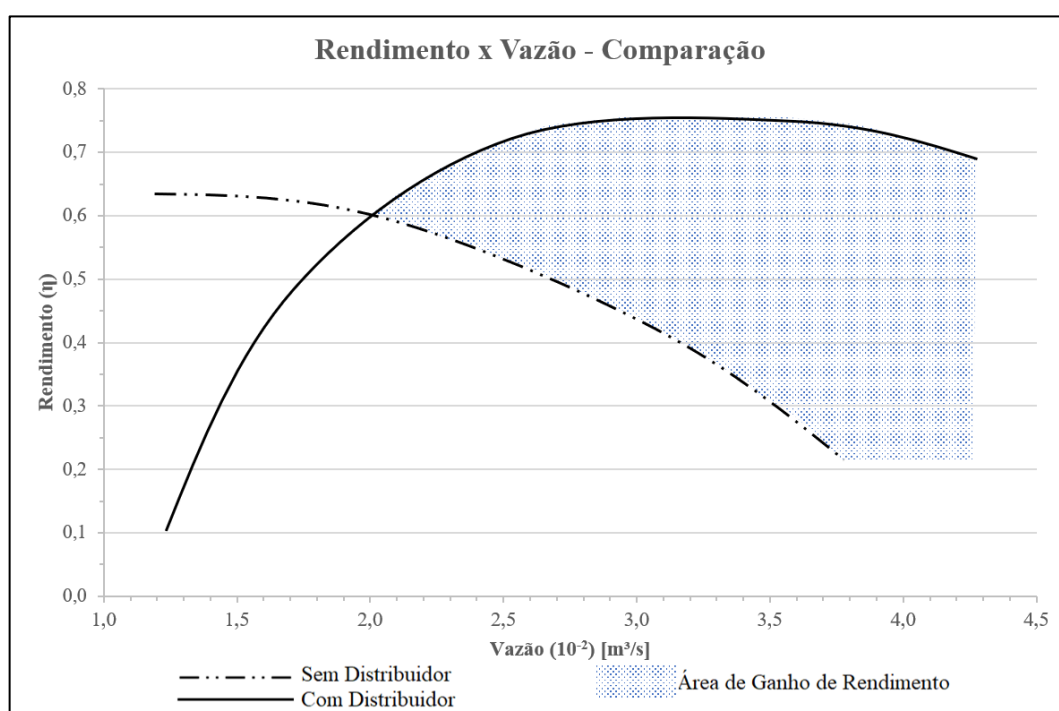


Figura 5.14 – Comparação dos resultados obtidos nos ensaios do rotor.

5.3 Comparação e Validação dos Resultados Obtidos

Os rendimentos máximos atingidos em cada rotação estão apresentados na Tabela 10. Nota-se que o comportamento dos valores obtidos no CFD e nos ensaios de bancada é semelhante, mesmo tendo uma diferença nos valores de rendimento. Já os valores das vazões têm, praticamente, a mesma magnitude nos dois tipos de ensaio.

Tabela 10 – Comparação dos rendimentos de acordo com a rotação.

Rotação [rpm]	CFD			Bancada		
	Vazão[m ³ /s]	Rendimento	Altura[m]	Vazão[m ³ /s]	Rendimento	Altura[m]
300	0,01600	38,83%	0,268	0,01535	38,77%	0,302
400	0,01953	58,15%	0,383	0,01862	57,78%	0,339
500	0,02178	68,50%	0,493	0,02203	68,19%	0,389
600	0,02700	71,83%	0,734	0,02811	66,41%	0,754
700	0,03180	74,83%	1,017	0,03503	74,53%	0,577
800	0,03503	76,76%	1,240	0,03382	74,82%	1,008

A Figura 5.15 apresenta as curvas de rendimento da simulação computacional e do ensaio do modelo.

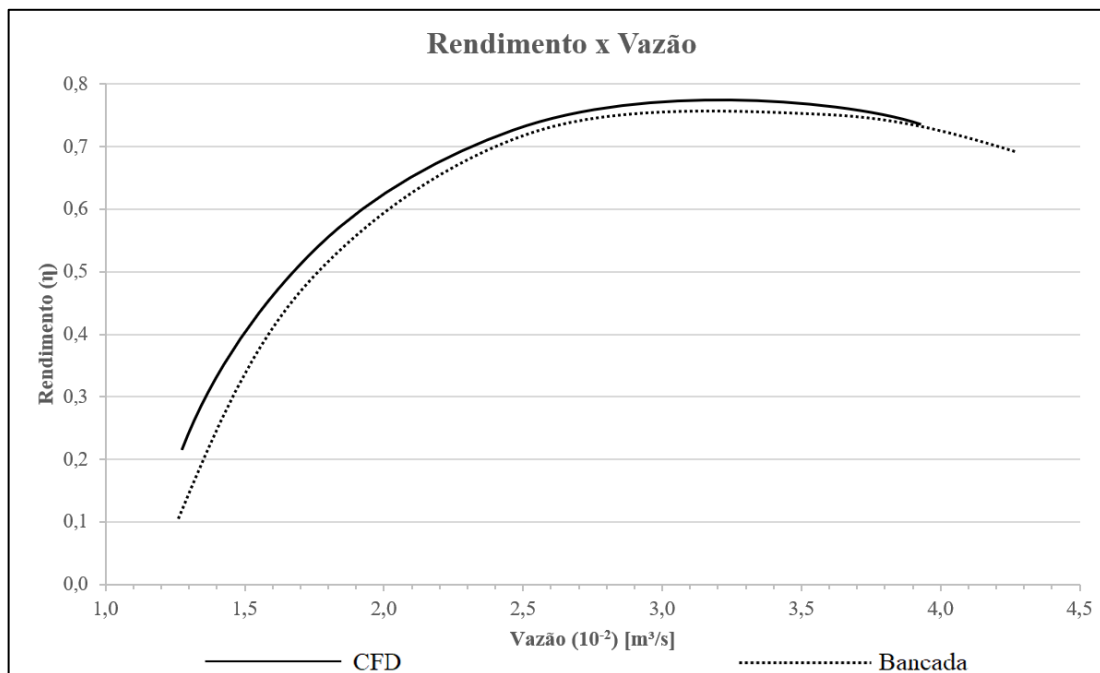


Figura 5.15 – Comparação dos resultados obtidos na simulação computacional e nos ensaios de bancada.

As curvas de rendimento apresentam comportamento semelhante, onde a curva resultante dos ensaios em CFD apresenta rendimento de 76,76% para uma vazão de 0,03503 m³/s enquanto o rendimento máximo dos ensaios foi de 74,82% para a vazão de 0,03382 m³/s. Ambos os resultados são para a rotação de 800 rpm.

Ao analisar os resultados apresentados, nota-se que a curva de eficiência resultante dos ensaios de bancada foi menor que a curva obtida na simulação computacional. Alguns motivos podem levar a essa diferença como, por exemplo, perdas existentes no sistema que não foram medidas após a instalação do distribuidor, visto que a potência de atrito utilizada nos cálculos foi a obtida nos ensaios somente do rotor. Outra fonte pode ser a oscilação da vazão devido a presença de ar no sistema, o que dificulta a leitura dos instrumentos de medição.

5.4 Campo de Funcionamento da Turbina

Com os resultados obtidos na simulação computacional é possível construir o campo de funcionamento da turbina em função da vazão, rotação e rendimento (Figura 5.16), onde são apresentadas as curvas de rendimento de acordo com a vazão do sistema. Tais curvas são oriundas da curva de eficiência (Figura 5.2 (a)) de acordo com cada rotação constante simulada.

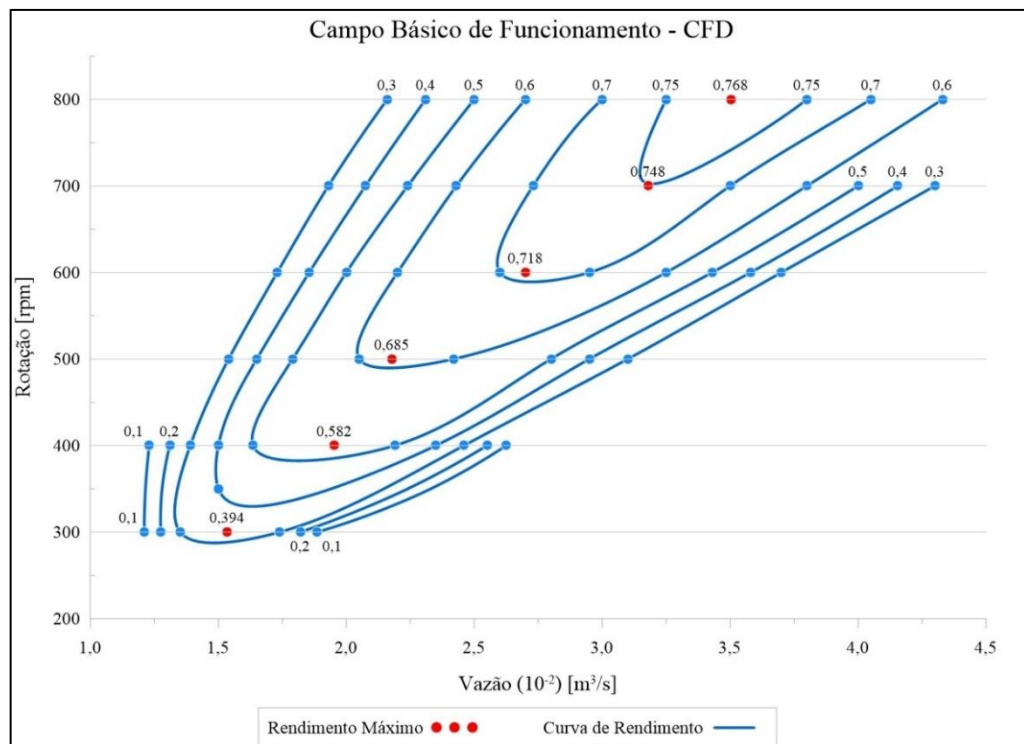


Figura 5.16 – Campo básico de funcionamento da turbina obtido no CFD.

Ao analisar o campo de funcionamento da turbina juntamente com a altura de queda (Figura 5.17) se nota que, de acordo com o aumento da vazão do sistema, há um aumento da altura. Isso mostra que, em funcionamento com rotação variada, a turbina tende a seguir o padrão da curva de altura de acordo com a variação da vazão do sistema.

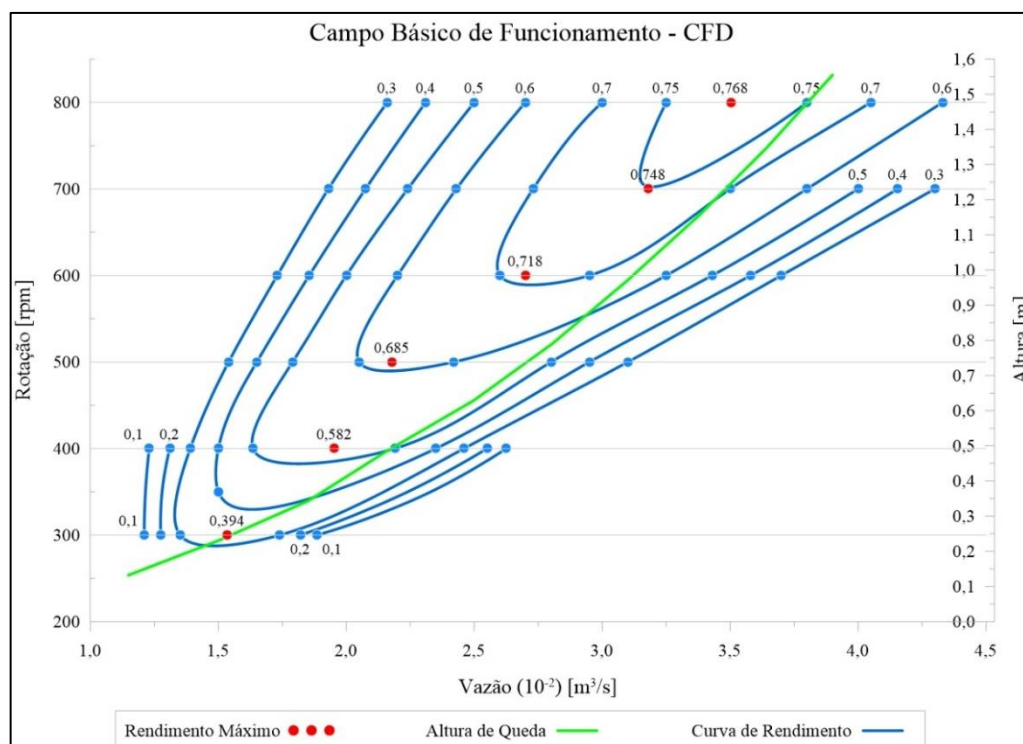


Figura 5.17 – Altura de queda em função da rotação e do rendimento obtido no CFD.

O campo básico de funcionamento da turbina obtida nos ensaios de bancada é apresentado na Figura 5.18. As curvas resultantes apresentam uma distorção em relação as do CFD para as rotações de 500 e 600 rpm.

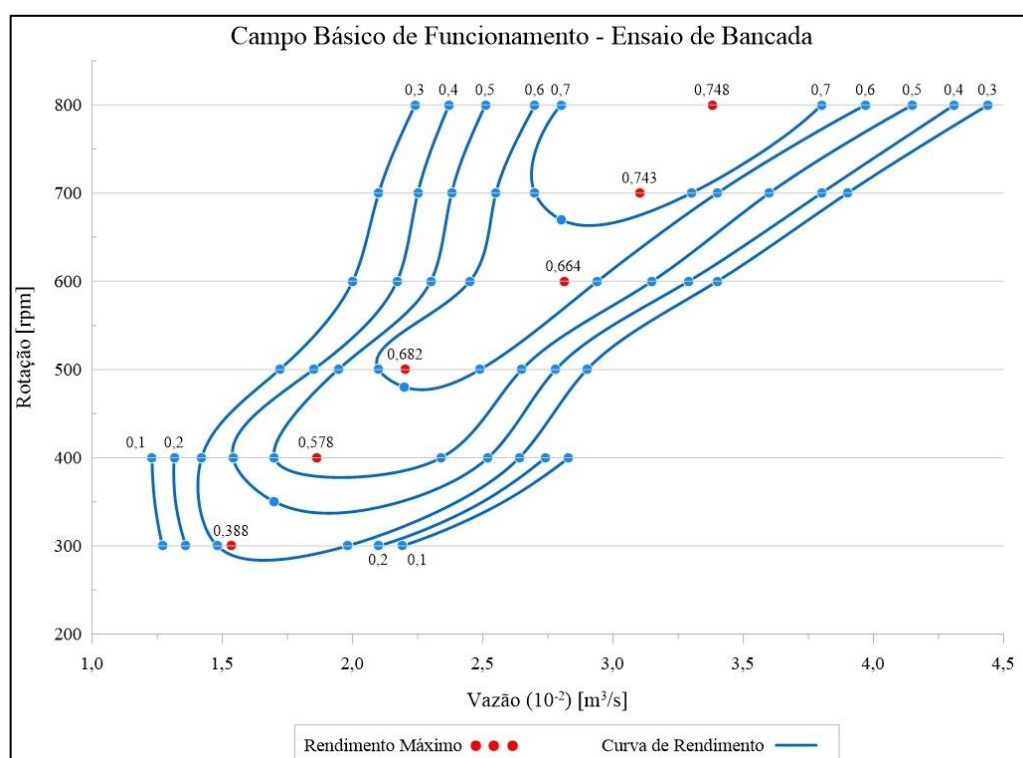


Figura 5.18 – Campo básico de funcionamento da turbina obtido no ensaio de bancada.

A curva da altura de queda, apresentada na Figura 5.19, apresenta comportamento semelhante a curva apresentada na Figura 5.17, em que a altura aumenta de acordo com o aumento da vazão do sistema.

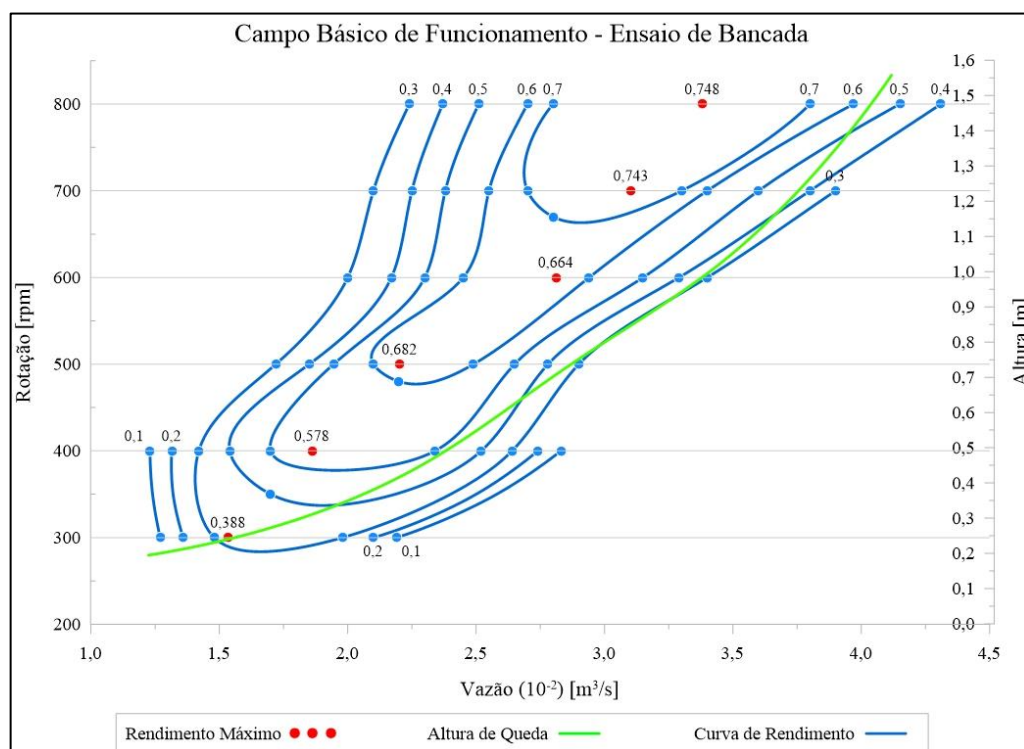


Figura 5.19 – Altura de queda em função da rotação e do rendimento obtido no ensaio de bancada.

5.5 Parametrização da Turbina

Para determinar os parâmetros da turbina, será utilizada a Tabela 11, que apresenta os valores de rendimento máximo para cada rotação, juntamente com os respectivos valores de vazão e altura.

Tabela 11 – Rendimentos máximos para cada rotação.

Pontos	Rotação [rpm]	Vazão [m^3/s]	Rendimento	Altura [m]
1	300	0,01535	39,38%	0,243
2	400	0,01953	58,15%	0,383
3	500	0,02178	68,50%	0,493
4	600	0,02700	71,83%	0,734
5	700	0,03180	74,83%	1,017
6	800	0,03503	76,76%	1,240

A Figura 5.20 apresenta a curva de *vazão x altura* determinada utilizando os dados da Tabela 11.

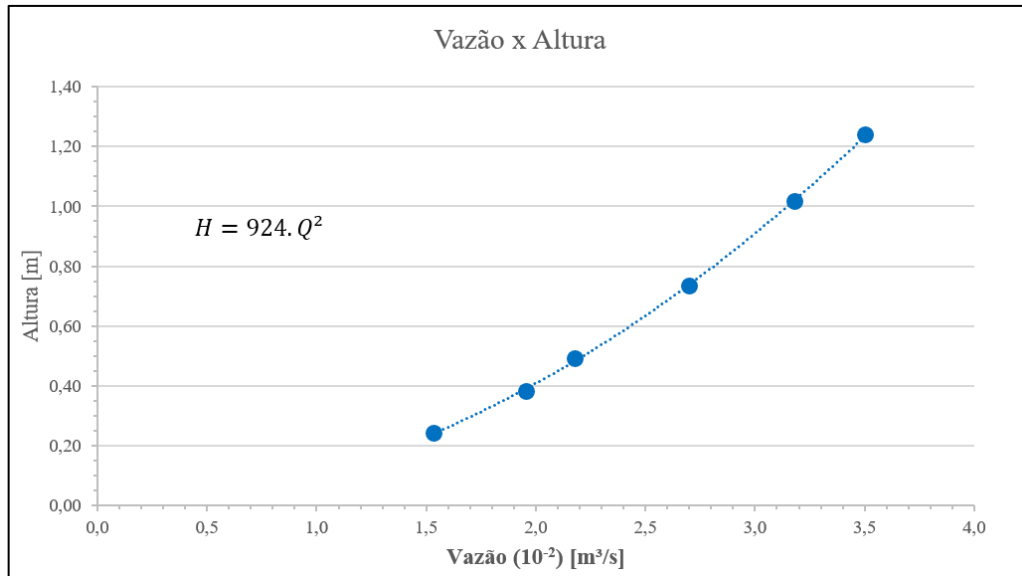


Figura 5.20 – Curvas de rendimento e altura de queda da turbina.

5.5.1 Determinação das Equações da Vazão e da Rotação

5.5.1.1 Equação da Vazão

De acordo com o apresentado na Figura 5.20 a variação da altura de queda na seção de entrada da turbina em função respectiva variação da vazão admitida é dada por:

$$H = 924 \cdot Q^2 [m] \quad (5.4)$$

Dessa forma, efetuando os cálculos em função da vazão, tem-se:

$$Q = 0,033 \cdot \sqrt{H} [m^3/s] \quad (5.5)$$

Utilizando a equação de descarga de um orifício de diâmetro qualquer:

$$Q = C_Q \cdot A \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} [m^3/s] \quad (5.6)$$

Sendo:

- C_Q [-]: Coeficiente de descarga do orifício;
- Q [m³/s]: Vazão;
- A [m²]: Área da seção transversal do orifício;
- H [m]: Altura de queda;

Comparando as Equações (5.5) e (5.6) e realizando as transformações necessárias é possível obter o valor do coeficiente de descarga do orifício (C_Q). Os cálculos realizados são apresentados no ANEXO A.1.1. Resulta em:

$$C_Q = 0,268$$

Utilizando o valor de C_Q e com o objetivo de se obter uma equação para a vazão em função do diâmetro (D) e da altura de queda (H), foram realizados cálculos a partir da equação geral da vazão, Equação (5.6), tem-se:

$$Q = K \cdot D^2 \cdot \sqrt{H} \quad (5.7)$$

Onde K é uma constante representada pela equação:

$$K = \frac{C_Q \cdot \pi \cdot \sqrt{2 \cdot g}}{4} \quad (5.8)$$

Substituindo os valores, obtém-se:

$$K = 0,934 \text{ } [m^{0,5}/s]$$

Portanto a equação da vazão para a turbina pode ser apresentada da seguinte forma:

$$Q = 0,934 \cdot D^2 \cdot \sqrt{H} \text{ } [m^3/s] \quad (5.9)$$

A Equação (5.9) mostra como a vazão afluenta no modelo de turbina, cujo rotor tem um determinado diâmetro D, se comporta em função da variação da pressão. Trata-se de um parâmetro importante, uma vez que esse tipo de turbina está previsto para operar em centrais de maremotriz, do tipo represamento, onde queda variável é um parâmetro intrínseco de operação da central.

5.5.1.2 Equação da Rotação

Assim como a vazão, a rotação que a turbina assume para as melhores condições de operação, dependerá do diâmetro do rotor e da variação de queda. Dessa forma, para a determinação da equação da vazão em função do diâmetro e da altura de queda foi necessário

a determinação de uma relação D/H e também será utilizada a Equação (4.12), que define a velocidade tangencial da pá do rotor, sendo:

Deste modo é possível construir a Tabela 12, que apresenta os valores de velocidade tangencial (u) e da relação D/H para cada ponto de máximo rendimento. Os cálculos foram realizados para o diâmetro externo ($D = 0,188m$).

Tabela 12 – Velocidade Tangencial e Relação D/H.

Pontos	Rotação [rpm]	Vazão[m³/s]	Rendimento	Altura[m]	u [m/s]	D/H
1	300	0,01535	39,38%	0,243	2,95	0,774
2	400	0,01953	58,15%	0,383	3,94	0,491
3	500	0,02178	68,50%	0,493	4,92	0,381
4	600	0,02700	71,83%	0,734	5,91	0,256
5	700	0,03180	74,83%	1,017	6,89	0,185
6	800	0,03503	76,76%	1,240	7,87	0,152

A Figura 5.21 apresenta a curva gerada utilizando os dados da Tabela 12.

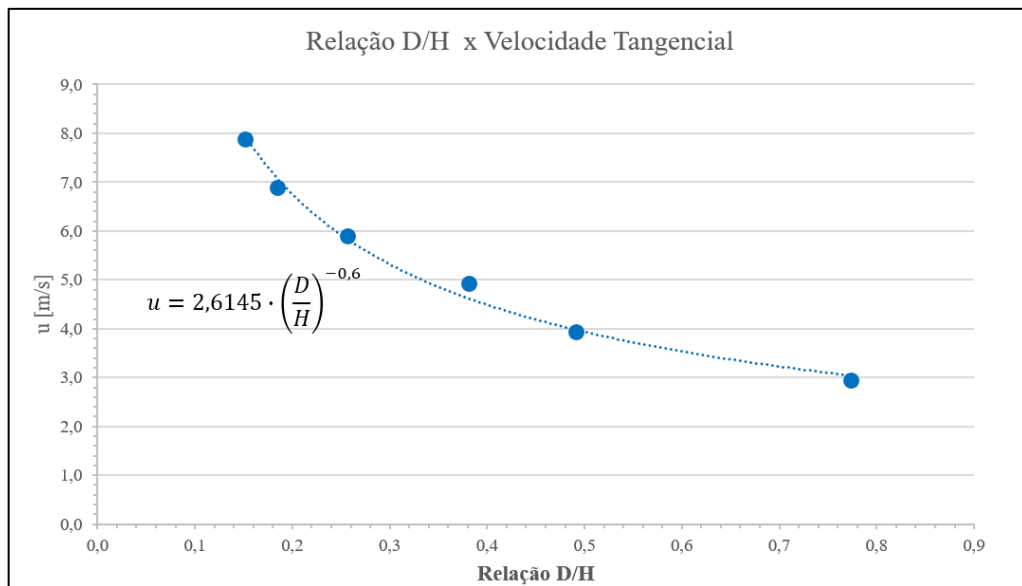


Figura 5.21 – Curva da Velocidade Tangencial pela relação D/H.

Utilizando a equação da curva obtida através da Figura 5.21 e a Equação (4.12), fica:

$$u = 2,6145 \cdot \left(\frac{D}{H}\right)^{-0,6} \quad [m/s] \quad (5.10)$$

Fazendo a relação das Equações (4.12) e (5.10), se obtém a equação abaixo, que permite determinar qual a rotação que o rotor de uma turbina, de diâmetro D, deverá assumir com a

variação da queda H . Isso é muito importante, já que se a turbina vier operar em uma central maremotriz ele operará a maior parte do tempo com a queda disponível variável. A demonstração dos cálculos é apresentada no ANEXO A.1.2.

$$n = \frac{0,832 \cdot H^{0,6}}{D^{1,6}} \quad (5.11)$$

5.5.2 Características Adimensionais da Turbina

De acordo com Henn (2006) com o objetivo de garantir que os testes do modelo sejam utilizados para prever o comportamento de protótipos é necessário levantar as características adimensionais da turbina apresentadas abaixo.

5.5.2.1 Rotação Específica

Rotação específica é a velocidade de rotação de uma máquina de fluxo geometricamente semelhante, porém é dimensionada para um trabalho específico ($Y=g \cdot H$) de 1 J/kg e para uma vazão de 1 m³/s. A rotação específica é determinada pela Equação (5.12):

$$n_{qA} = n \cdot \frac{Q^{0,5}}{(g \cdot H)^{0,75}} \cdot 10^3 [-] \quad (5.12)$$

Sendo:

- n [rps]: Rotação da turbina;
- Q [m³/s]: Vazão;
- H [m]: Altura de queda;
- g [m/s²]: Aceleração da gravidade.

5.5.2.2 Coeficiente de Pressão

O coeficiente de pressão (ψ) relaciona trabalho específico (Y) com a velocidade circunferencial (tangencial) referente ao diâmetro externo do rotor. É representado pela Equação (5.13):

$$\psi = \frac{2 \cdot Y}{u^2} = \frac{2 \cdot g \cdot H}{u^2} \quad (5.13)$$

Sendo:

- u [m/s]: Velocidade tangencial.

5.5.2.3 Coeficiente de Vazão

O coeficiente de vazão (Φ) é dado pela Equação (5.14):

$$\Phi = \frac{c_m}{u} \quad (5.14)$$

Sendo:

- c_m [m/s]: Velocidade absoluta meridional.

5.5.2.4 Coeficiente de Volume

O coeficiente de volume (φ) é dado pela Equação (5.15):

$$\varphi = \frac{4 \cdot Q}{\pi^2 \cdot n \cdot D^3} \quad (5.15)$$

Sendo:

- n [rps]: Rotação da turbina.

5.5.2.5 Coeficiente de Potência

O coeficiente de potência (λ) é dado pela Equação (5.16):

$$\lambda = \psi \cdot \varphi \cdot \eta \quad (5.16)$$

5.5.2.6 Coeficiente de Diâmetro

O coeficiente de diâmetro (δ) é um coeficiente adimensional, que relaciona o diâmetro externo (D), com vazão e trabalho específico. É dado pela Equação (5.17):

$$\delta = 1,054 \cdot \frac{Y^{0,25}}{Q^{0,5}} \cdot D = 1,054 \cdot \frac{(g \cdot H)^{0,25}}{Q^{0,5}} \cdot D \quad (5.17)$$

5.5.2.7 Coeficiente de Ligeireza

O coeficiente de ligeireza (σ), também conhecido como *Coeficiente Específico de Velocidade*, relaciona a rotação com a vazão e o trabalho específico. É representado pela Equação (5.18):

$$\sigma = 2,108 \cdot \frac{Q^{0,5}}{Y^{0,75}} \cdot n = 2,108 \cdot \frac{Q^{0,5}}{(g \cdot H)^{0,75}} \cdot n \quad (5.18)$$

Ou também pela Equação (5.19):

$$\sigma = \frac{\varphi^{0,5}}{\psi^{0,75}} \quad (5.19)$$

5.5.2.8 Coeficiente de Entrada

O coeficiente de entrada (C_A) relaciona a variação de pressão e a vazão com a velocidade tangencial e meridional e a área efetiva da turbina. É representado pela Equação (5.20) (KIM *et al*, 2002):

$$C_A = \frac{\Delta p \cdot Q}{[\rho \cdot (u^2 + c_m^2) \cdot b \cdot c_c \cdot z \cdot c_m / 2]} [-] \quad (5.20)$$

Sendo:

- Δp [Pa]: Variação da pressão na turbina;
- Q [m³/s]: Vazão;
- ρ [kg/m³]: Massa específica da água;
- u [m/s]: Velocidade tangencial da turbina;
- c_m [m/s]: Velocidade absoluta meridional;
- b [m]: Altura da pá da turbina;
- c_c [m]: Comprimento da corda da pá;
- z [-]: Número de pás da turbina.

Aplicando as equações acima e utilizando o valor do diâmetro externo ($D = D_e = 0,188m$), $b = 0,038m$, $l = 0,047m$ e $z = 6$ é possível determinar os valores dos coeficientes para os pontos de máximo rendimento de cada rotação, de acordo com a Tabela 13.

Tabela 13 – Coeficientes adimensionais para cada rotação.

Pontos	Rotação [rpm]	n_{qA}	ψ	Φ	φ	λ	δ	σ	C_A
1	300	322,90	0,547	0,290	0,187	0,040	1,987	0,681	0,844
2	400	345,23	0,485	0,277	0,179	0,050	1,974	0,728	0,754
3	500	377,10	0,399	0,247	0,159	0,044	1,991	0,795	0,631
4	600	373,82	0,413	0,255	0,165	0,049	1,975	0,788	0,649
5	700	370,61	0,420	0,258	0,166	0,052	1,975	0,781	0,660
6	800	383,13	0,392	0,248	0,160	0,048	1,977	0,808	0,619

Ao comparar a relação entre o coeficiente de vazão e o rendimento (Figura 5.22) com as turbinas apresentadas no Item 3.1 observa-se que os resultados que apresentaram maior rendimento se encontram com coeficiente de vazão entre 0 e 0,4, porém a turbina Wells com distribuidor e operando com água apresenta maior rendimento em relação as demais turbinas supracitadas, que utilizam ar como fluido de operação.

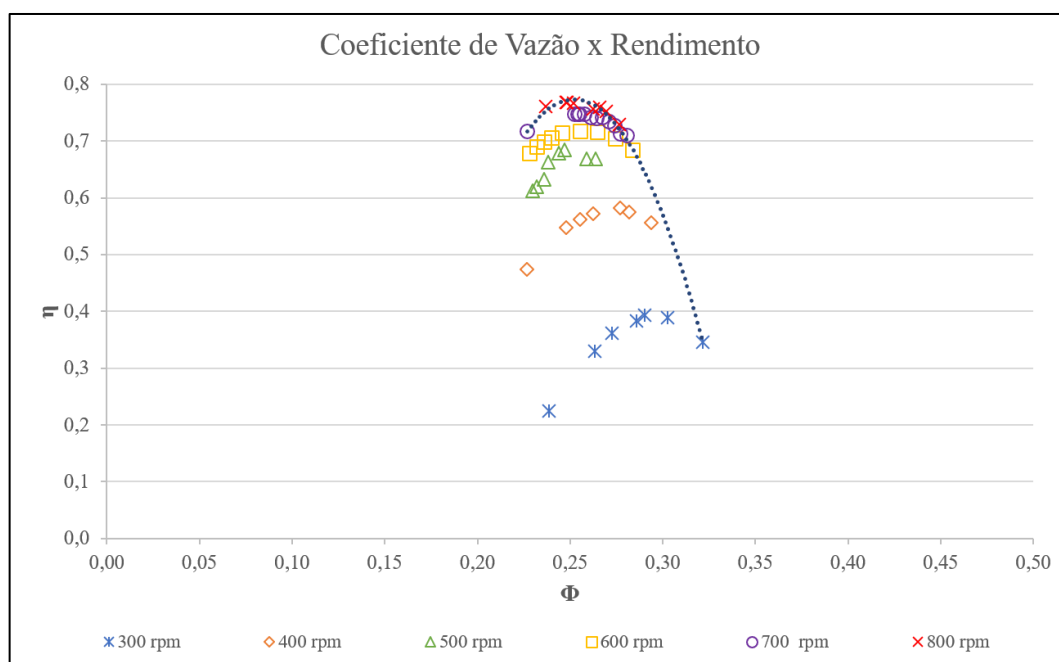


Figura 5.22 – Relação do coeficiente de vazão (Φ) com o rendimento (η).

A Figura 5.23 apresenta a relação do coeficiente de vazão pelo coeficiente de pressão da turbina com distribuidor a montante e sem distribuidor. Observa-se um comportamento semelhante entre as duas situações. Com o distribuidor, a turbina apresenta um coeficiente de pressão maior e coeficientes de vazão maiores. Isso ocorre devido ao fato de o distribuidor alterar o ângulo de ataque do fluido na pá. Este fato também resulta em uma maior eficiência da turbina.

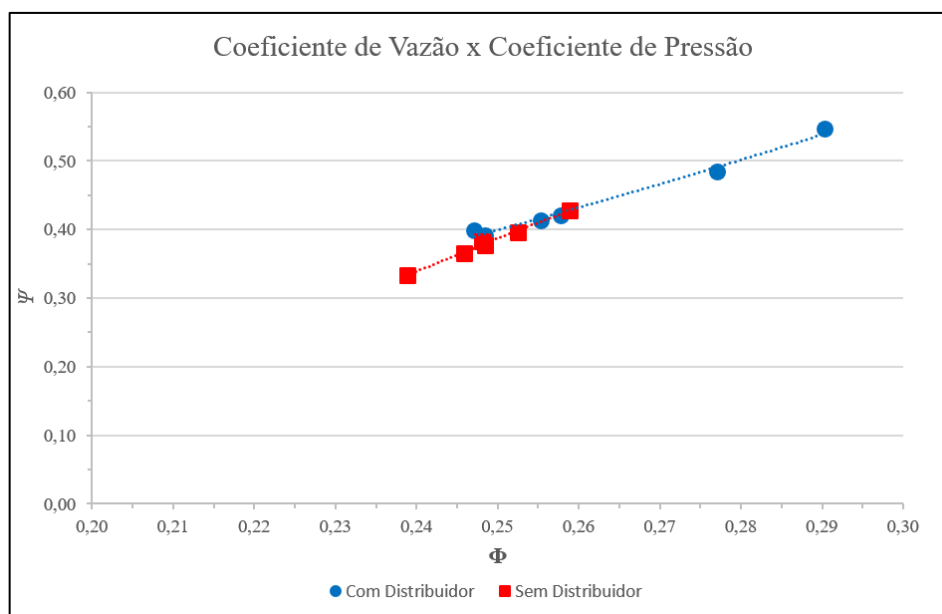


Figura 5.23 – Relação do coeficiente de vazão (Φ) com o coeficiente de pressão (ψ).

Ao analisar a relação entre os coeficientes de vazão e de entrada (Figura 5.24) nota-se que as relações também apresentam comportamento semelhante nas situações da turbina com distribuidor a montante e sem distribuidor. A turbina com a atuação do distribuidor apresenta maiores coeficientes, tanto de vazão quanto o de entrada, em relação a turbina sem distribuidor. O distribuidor melhora o fluxo de água que passa pela turbina, diminuindo a perda de energia por choque do fluido com a pá, o que melhora o coeficiente de entrada da água no rotor e, consequentemente, aumenta a eficiência da turbina.

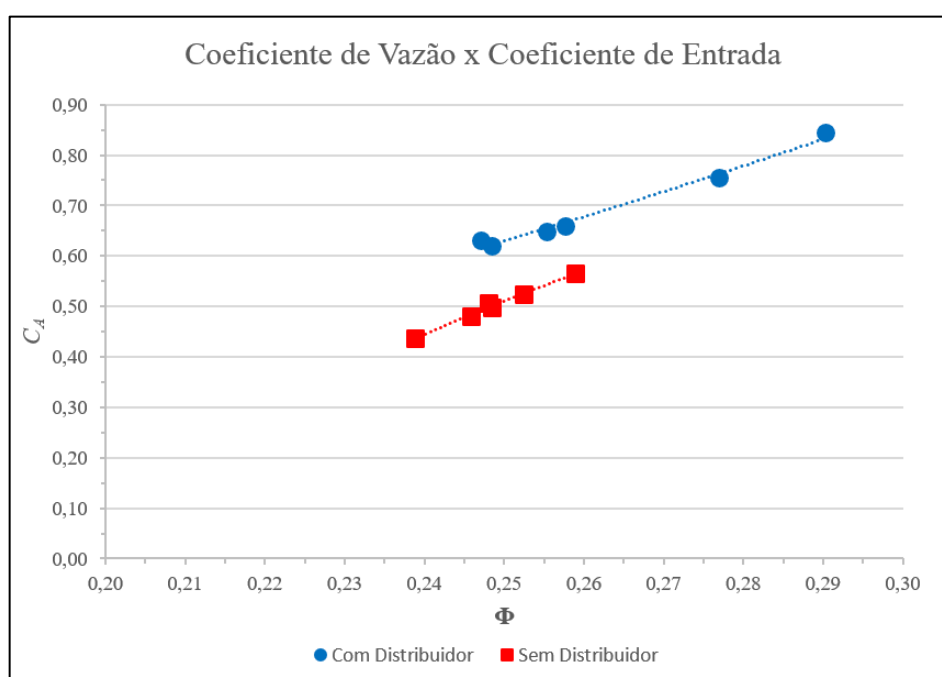


Figura 5.24 – Relação entre o coeficiente de vazão (Φ) e o coeficiente de entrada (C_A).

5.5.3 Grandezas Unitárias

Para o estudo das grandezas unitárias da turbina, considera-se uma turbina semelhante com diâmetro (D), trabalho específico (Y) e massa específica (ρ) iguais a 1 (um). Essa turbina é denominada de *Turbina Unitária* e o equacionamento das suas grandezas (rotação, vazão e potência) é apresentado a seguir:

5.5.3.1 Rotação Unitária

$$n_{11} = \frac{n \cdot D}{Y^{0,5}} = \frac{n \cdot D}{(g \cdot H)^{0,5}} \quad (5.21)$$

5.5.3.2 Vazão Unitária

$$Q_{11} = \frac{Q}{Y^{0,5} \cdot D^2} = \frac{Q}{(g \cdot H)^{0,5} \cdot D^2} \quad (5.22)$$

5.5.3.3 Potência Unitária

$$P_{11} = \frac{P}{\rho \cdot Y^{1,5} \cdot D^5} = \frac{P}{\rho \cdot (g \cdot H)^{1,5} \cdot D^5} \quad (5.23)$$

Aplicando as Equações (5.23) a (5.25) no ponto de máximo rendimento é possível determinar as grandezas unitárias adimensionais da turbina projetada. Para a determinação dos valores foi utilizado o valor da potência de eixo total ($P_{e_t} = 348,18 \text{ W}$) A seguir são apresentados os valores calculados utilizando as equações acima citadas:

$$n_{11} = \frac{n \cdot D}{Y^{0,5}} = \frac{(800/60) \cdot 0,188}{(9,81 \cdot 1,24)^{0,5}}$$

$$n_{11} = 0,719$$

$$Q_{11} = \frac{0,03503}{(981 \cdot 1,24)^{0,5} \cdot 0,188^2}$$

$$Q_{11} = 0,284$$

$$P_{11} = \frac{348,18}{1000 \cdot (9,81 \cdot 1,24)^{1,5} \cdot 0,188^5}$$

$$P_{11} = 0,232$$

5.5.4 Transposição do Rendimento do Modelo para o Protótipo

A transposição dos rendimentos obtidos nos ensaios do modelo para o protótipo pode ser feita através das equações conhecidas como Fórmulas de Transposição. A NBR 6412 (2016) apresentada a *Equação de Hutton* (Equação (5.24)) que é utilizada para o dimensionamento de protótipos de turbinas hélice e Kaplan.

$$\frac{1 - \eta_P}{1 - \eta_M} = 0,3 + 0,7 \cdot \left[\left(\frac{D_M \cdot \nu_P}{D_P \cdot \nu_M} \right) \cdot \left(\frac{H_M}{H_P} \right)^{0,5} \right]^{0,2} \quad (5.24)$$

Sendo:

- η [-]: Rendimento da turbina;
- D [m]: Diâmetro externo;
- ν [m²/s]: Viscosidade cinemática do fluido;
- H [m]: Altura de queda;

Utilizando a Equação (5.24) e aplicando o ponto de máxima eficiência obtido nas simulações ($D_M = 0,188\text{m}$; $H_M = 1,24\text{m}$ e $\eta_M = 0,7676$), sendo $\nu_M = 1,01 \cdot 10^{-6}$, tem-se:

$$\eta_P = 0,93098 - 0,16268 \cdot \left[\left(\frac{0,188 \cdot \nu_P \cdot 10^6}{D_P} \right) \cdot \left(\frac{1,24}{H_P} \right)^{0,5} \right]^{0,2} \quad (5.25)$$

Dessa forma a Equação (5.25) permite transpor os rendimentos obtidos em ensaios do modelo para o protótipo.

Portanto, com o objetivo de parametrizar o modelo de turbina utilizado neste projeto, é possível calcular as características de uma nova turbina tendo, somente, dados como o diâmetro externo e a altura de queda e utilizar as Equações (5.9), (5.11) e (5.25) para determinar, respectivamente, a vazão, rotação e rendimento da nova turbina.

6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES

6.1 Conclusões

O rotor desenvolvido com base na turbina Wells se comportou de forma adequada e apresentou rendimentos satisfatórios, mesmo operando em condições diferentes das usualmente conhecidas, como o fluido de trabalho do sistema que, originalmente, é o ar e neste projeto é utilizado água. Essa alteração do fluido influenciou no desenvolvimento do projeto, tanto na parte estrutural quanto na parte de análise do escoamento do fluido e no comportamento da turbina em todo o seu domínio operacional.

De acordo com a bibliografia consultada e discutida no Item 3.1, as turbinas Wells operando com ar e sem distribuidor apresentaram rendimentos na ordem de 40% e com distribuidor os rendimentos foram na ordem de 50%. Já os estudos realizados com a turbina Wells por Botan (2014) operando com água e sem distribuidor apresentaram rendimentos na ordem de 63% e no presente estudo logrou-se obter rendimentos na ordem de 76%, nesse caso com o rotor associado ao distribuidor.

Os modelos computacionais permitiram simular diferentes arranjos para o rotor e distribuir, tais como: o distribuidor a montante (antes) do rotor, o distribuidor a jusante (depois) do rotor, distribuidor a montante e a jusante do rotor. Os resultados demonstraram que a atuação do distribuidor, independente do seu posicionamento, proporciona melhorias consideráveis nos rendimentos da turbina operando sem distribuidor, e amplia o campo operacional quando o distribuidor é colocado a montante, ou seja, antes do rotor.

Os melhores resultados foram obtidos para uma rotação de 800rpm, com queda de 1,24m e vazão de 0,03503 m³/s, operando com distribuidor a montante.

Nas simulações computacionais observou-se que houve um aumento da pressão no domínio do sistema quanto nas pressões sobre a pá do rotor, causadas pelo aumento na velocidade da água ao se chocar com a pá do rotor.

Nas situações onde o distribuidor foi posicionado após o rotor, o fluxo de água apresentou descontinuidades após entrar em contato com o bordo de ataque da pá do distribuidor.

Devido a espessura constante da pá do distribuidor, a água formou vortéx na sua esteira, principalmente nas regiões de baixa pressão, indicando que pode ocorrer a cavitação e, conseqüentemente, o mau funcionamento da turbina.

Os vetores de velocidade apresentaram ângulos diferentes para as situações estudadas onde que, para a montagem com o distribuidor antes, o ângulo de saída da pá do rotor é praticamente nulo, sendo os vetores axiais ao eixo do rotor. Os demais modelos com

distribuidor a jusante do rotor apresentaram uma variação de intensidade e ângulos que é proporcional a vazão ensaiada e também da geometria da pá.

Comparando-se os resultados obtidos nos ensaios de bancada da turbina com distribuidor com os obtidos em ensaios do rotor sem distribuidor, observou-se que as eficiências máximas eram próximas, entretanto, a curva de comportamento, para cada rotação da turbina com distribuidor mostrou-se muito mais ampla que a obtida por Botan(2014), com o rotor operando sem o distribuidor. E isso resulta em melhor comportamento da turbina face às variações da queda, como é caso das centrais maremotrizes.

Os testes mostraram que a atuação do distribuidor na turbina se mostrou eficiente, mesmo que aumentando pouco o rendimento máximo do sistema, de 62,50% (com rotação de 400 rpm) para 76,76% (com rotação de 800 rpm), porém houve um acréscimo significativo na faixa de operação do sistema. Esse aumento da faixa de operação, além de aumentar as possibilidades de uso da turbina, necessitam de um sistema elétrico, no caso específico o gerador, por exemplo, menos robusto, com menor número de par de polos e, conseqüentemente, com menor custo.

Observa-se que os resultados das simulações computacionais e do modelo foram satisfatórios. Porém, nos ensaios de bancada do modelo, ocorreram algumas dificuldades na aquisição de dados devido a alguns problemas na bancada, tais como: oscilação da vazão durante o ensaio devido a presença de ar no sistema; oscilação da leitura dos valores do torquímetro resultantes da variação da vazão no sistema; limitação no número de ensaios para elevadas rotações devido a faixa de operação das placas do reostato.

Utilizando as grandezas adimensionais, como a rotação específica, coeficientes de pressão, de vazão, de volume, de diâmetro e de ligeireza e grandezas unitárias, como a rotação unitária, vazão unitária e potência unitária, e leis de semelhanças de máquinas hidráulicas, torna-se possível transferir os resultados obtidos em ensaios para o estudo comportamental de um protótipo que por ventura pretenda ser aplicado em uma instalação real.

Os valores das grandezas adimensionais e unitárias resultantes dos ensaios mostram-se coerentes com os regularmente obtidos em ensaios de turbinas axiais em geral. Esses parâmetros servirão de base para a criação de relações que possibilitarão dimensionar uma nova turbina a partir de dados como o diâmetro e a altura de queda e obter relações que indicam as características de funcionamento dessa nova turbina, como vazão, rotação e rendimento.

Os resultados obtidos em ensaios de laboratório mostraram-se coerentes com os resultados das simulações computacionais.

Ao longo do estudo foi possível constatar que o uso da turbina tipo Wells, com pás instalas com ângulo de ataque constante, assistido por um distribuidor com pás com ângulo de ataque

variável, é factível, que operando com água apresentou rendimentos compatíveis, superiores com a máquina operando com ar como é o caso da sua concepção original.

6.2 Sugestões

Sabendo que há diversas possibilidades de montagens da turbina do tipo Wells com distribuidor, algumas sugestões de trabalhos podem ser dadas:

- Estudo da otimização da turbina com ângulos de ataque diferentes para a pá do rotor e do distribuidor, com a realização de simulações computacionais e ensaios do modelo em bancada para validação dos resultados;
- Estudo da otimização do distribuidor, alterando o número e a geometria das pás, para melhorar a faixa operacional da turbina.
- Estudo dos materiais mais adequados para construir a turbina e seus componentes visando a aplicação em mar aberto, aproveitando a energia potencial das marés;
- Estudo dos mecanismos de operação das pás do rotor, um sistema que faça com que as pás girem para se adequar ao sentido do fluxo do líquido de trabalho.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGUIRRE, C. A. R., “*Simulação em Trifurcações Utilizando a Dinâmica dos Fluidos Computacional*”, Tese de Mestrado em Dinâmica dos Fluidos e Máquina de Fluxo do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Itajubá, Itajubá-MG, 2015.

ALBUQUERQUE, R. B. F. “*Projeto de Turbinas Hidráulicas Axiais com Parametrização da Geometria, Equação de Equilíbrio Radial e Técnicas de Otimização*”. Tese de Mestrado em Ciências em Engenharia Mecânica do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Itajubá, Itajubá-MG, 2006.

ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica. “*Atlas de energia elétrica do Brasil*”. 3 Ed. Brasília, p. 236. 2008.

ANSYS INC. CFX Solver – Theory guide, 2009.

AQUA-RET - Aquatic Renewable Energy Technologies. “*AquaRET E-learning Tool*”. Disponível em: <http://www.aquaret.com/index4ad9.html?option=com_content&view=article&id=199&Itemid=340&lang=en>. Acesso em 20 de julho de 2018.

BAE Y. H., KIM, O. K., CHOI, B. H. “*Lake Sihwa tidal power plant project*”. Ocean Engineering, vol 37, n. 5-6, pp. 454-463. 2010.

BLAZEK, J. “*Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications*”. 1 Ed. Baden, Suíça. ELSEVIER, 2001.

BOTAN, A. C. B. “*Desenvolvimento de uma turbina de fluxo reversível para uso em usina maremotriz com operação em duplo efeito*”. Tese de Mestrado em Ciências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Energia da Universidade Federal de Itajubá, Itajubá-MG, 2014.

BRAN, R.; SOUZA, Z. “*Máquinas de fluxo: turbinas, bombas e ventiladores*”. 1 Ed. Rio de Janeiro. AO Livro Técnico S.A., 1969.

BURDEKIN, M., CROSSLAND, B. “*Alan Arthur Wells. 1 May 1924 -- 8 November 2005: Elected FRS 1977*”. Biographical Memoirs of Fellows of the Royal Society. Royal Society Publishing, 2007.

CHANDRAN, L., ARSHA, S., JOHNY, S. “*Tidal Energy Possibilities and Problems A Study*”. International Journal of Advanced Research in Electrical, Electronics and Instrumentation Engineering, vol 4, n. 4, pp. 2297-2306. 2015.

CLARK, R. H. “*Elements of tidal-electric engineering*”. John Willey & Sons, Inc., 2007.

COPPE, “*O futuro sustentável - Tecnologia e inovação para uma economia verde e a erradicação da pobreza*”. Junho de 2012. Disponível em: <http://www.coppe.ufrj.br/sites/default/files/rio20_port.pdf>. Acesso em 23 de julho de 2018.

EPE - Empresa de Pesquisa Energética. “*Balanço energético nacional 2017. Relatório Final*”. p.296. 2017. Disponível em <http://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-46/topico-82/Relatorio_Final_BEN_2017.pdf>. Acesso em 08 de agosto de 2018.

EPE - Empresa de Pesquisa Energética. 2018. Disponível em <<http://www.epe.gov.br>>. Acesso em 25 de fevereiro de 2019.

ERNST & YOUNG ET ASSOCIÉS, “*Ocean energies, moving towards competitiveness: a market overview*”. Junho de 2016 Disponível em: <<https://arena.gov.au/assets/2016/10/1605SG797-Etude-Seanergy-lowres.pdf>>. Acesso em 23 de julho de 2018.

ESTEFEN, S. F. “*Energia das Ondas*”. Fontes Renováveis de Energia no Brasil. Ed. Interciência - Rio de Janeiro, 2003.

FALCÃO, A. F. O., HENRIQUES, J.C.C. “*Oscillating-water-column wave energy converters and air turbines: A review*”. Renewable Energy, vol. 85, pp. 1391-1424. 2015.

FERREIRA, R. M. “*Aproveitamento da Energia das Marés - Estudo de Caso: Estuário do Bacanga, MA*”. Dissertação do programa de Pós-Graduação de Engenharia da Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2007.

HENN, E. A. L. “*Máquinas de Fluido*”. 2 Ed. Editora da UFSM, Santa Maria - RS. 2006.

IEA - International Energy Agency. “*World Energy Balances: Overview. World Energy Balances*”. p. 21, 2017. Disponível em: < <https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/WorldEnergyBalances2017Overview.pdf>>. Acesso em 08 de agosto de 2018.

IRENA (International Renewable Energy Agency), “*Tidal Enery: Technology Brief*”. IRENA, Abu Dhabi. 2014.

KIM, T. H., SETOGUCHI, T., TAKAO, M., KANEKO, K., SANTHAKUMAR, S. “*Study of turbine with self-pitch-controlled blades for wave energy conversion.*”. International Journal of Thermal Sciences, vol 41, pp. 101-107. 2002.

LEITE NETO, P. B., SAAVEDRA, O. R., CAMELO, N. J., RIBEIRO, L. S. A., FERREIRA, R. M. “*Exploração de energia maremotriz para geração de eletricidade: aspectos básicos e principais tendências.*”. Revista Chilena de Ingeniería, vol 19, n. 2, pp. 219-232. 2011.

LIMA, S. H., SAAVEDRA, O. R., BARROS, A. K., CAMELO, N. J. “*Projeto da usina maremotriz do Bacanga: concepção e perspectivas*”. 5th Latin-American Congress Electricity Generation and Transmission. UNESP, vol.1, pp. 1-6. 2003.

MACINTYRE, A. J. “*Máquinas Motrizes Hidráulicas*”. Editora Guanabara Dois. Cap. 13, pp. 299-315. 1983.

NBR 6412 - “*Turbinas Hidráulicas – Recepção de Modelos*”, ANBR - Associação Brasileira de Normas Técnicas. 3ª Ed. Setembro de 2016.

NBR 6445 - “*Turbinas Hidráulicas, Turbinas-Bombas e Bombas de Acumulação*”, ANBR - Associação Brasileira de Normas Técnicas. 2ª Ed. Março de 2016.

NIÑO DEL RIO, G. E., “*Metodologia de Projeto de Turbina Amigável aos Peixes através de Técnicas de Otimização com base em Projeto de Experimentos*”, Tese de Doutorado em Ciências em Engenharia Mecânica do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Itajubá, Itajubá-MG, 2018.

OKUHARA, S., SETOGUCHI, T., TAKAO, M., TAKAMI, A., “*Wells Turbine for Wave Energy Conversion*”. Open Journal of Fluid Dynamics, 3, pp. 36-41. 2013.

OLIVEIRA, L. L. P. “*Desenvolvimento de uma metodologia para implantação de centrais maremotrizes: aplicação na costa atlântica do Pará*”. Tese de Mestrado em Ciências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil da Universidade Federal do Pará, Belém-PA, 2014.

RAGHUNATHAN, S. “*The Wells Air Turbine for Wave Energy Conversion*”. Progress in Aerospace Sciences., Vol. 31, pp. 335-386. 1995.

REN21 - Renewable Energy Policy Network for the 21st Century, “*Renewables 2018 Global Status Report*”. 2018. Disponível em <http://www.ren21.net/wp-content/uploads/2018/06/17-8652_GSR2018_FullReport_web_final_.pdf>. Acesso em 30 de julho de 2018.

RETIERE, C. “*Tidal power and the aquatic environment of La Rance*.” Biological Journal of the Linnean Society, vol 51, pp. 25-36. 1994.

SARMIENTO, A. L. E. “*Desenvolvimento de uma metodologia para o projeto aerodinâmico de rotores axiais reversíveis de ventiladores de jato de túneis rodoviários*”. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Itajubá. Itajubá, 2013

SETOGUCHI, T., SANTHAKUMAR, S., TAKAO, M., KIM, T. H., KANEKO, K. “*Effect of guide vane shape on the performance of a Wells turbine*”. Renewable Energy, vol. 23, pp. 1-15. 2001.

SILVA, A. B., “*Utilização de Fluidodinâmica Computacional (CFD) na Simulação de Vazamentos em Dutos*”, Tese de Mestrado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro-RJ, 2016.

SOUZA, Z. “*Dimensionamento de Máquinas de Fluxo – Turbinas-Bombas-Ventiladores.*”. 1 Ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher LTDA, 1991.

SOUZA, Z. “*Projeto de máquinas de fluxo: tomo I, base teórica e experimental*”. 1 Ed. Rio de Janeiro: Interciência/Acta, 2011. (a)

SOUZA, Z. “*Projeto de máquinas de fluxo: tomo IV, turbinas hidráulicas com rotores axiais*”. 1 Ed. Rio de Janeiro: Interciência/Acta, 2011. (b)

STARZMANN, R.; ZHU, T.; MOISEL, C.; CAROLUS, T. “*Aero-Acoustic Analysis of the Wells Turbine with Guide Vanes*”. 4th International Conference on Ocean Energy, Dublin. 2012.

SUZUKI, M. “*Design Method of Guide Vane for Wells Turbine*”. Journal of Thermal Sciences, vol 15, No 2. 2006.

VERSTEEG, H. K., MALALASEKERA, W. (2007), “*An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*”. 2ed. England, Ed. Longman Scientific & Technical, 257 p.

WILCOX, D. C. (2006), “*Turbulence Modeling for CFD*”. 3ed. California, Ed. DCW Industries, 515 p.

ZHANG, Y., LIN, Z., LIU, Q. “*Marine renewable energy in China: Current status and perspectives*”. Water Science and Engineering, vol. 7, pp. 288-305. 2014.

ANEXOS

A.1 Demonstração da Equação da Vazão e da Rotação da Turbina

A.1.1 Equação da Vazão

Para a demonstração do cálculo do coeficiente de descarga (CQ) utiliza-se as Equações (5.5) e (5.6).

$$Q = 0,033 \cdot \sqrt{H} \text{ [m}^3/\text{s]} \quad (5.5)$$

$$Q = C_Q \cdot A \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \text{ [m}^3/\text{s]} \quad (5.6)$$

Sendo as vazões iguais, pode-se igualar as equações acima. Logo:

$$\begin{aligned} Q &= 0,033 \cdot \sqrt{H} = C_Q \cdot A \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \\ 0,033 \cdot \sqrt{H} &= C_Q \cdot A \cdot \sqrt{2 \cdot g} \cdot \sqrt{H} \\ 0,033 &= C_Q \cdot A \cdot \sqrt{2 \cdot g} \end{aligned} \quad (0.1)$$

Sendo $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ e a área (A) dada pela equação abaixo:

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (0.2)$$

Substituindo a Equação (0.1) na (0.2) e atribuindo o valor do diâmetro ($D = 0,188\text{m}$), tem-se:

$$\begin{aligned} 0,033 &= C_Q \cdot \frac{\pi \cdot 0,188^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81} \\ 0,033 &= C_Q \cdot 0,123 \\ C_Q &= 0,268 \end{aligned}$$

Posteriormente, para a determinação da constante K, novamente foram utilizadas as Equações (5.6) e (5.7).

$$Q = K \cdot D^2 \cdot \sqrt{H} \quad (5.7)$$

Igualando as duas equações, temos:

$$Q = C_Q \cdot A \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} = K \cdot D^2 \cdot \sqrt{H}$$

$$C_Q \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot g} \cdot \sqrt{H} = K \cdot D^2 \cdot \sqrt{H}$$

$$K = C_Q \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot g}$$

Substituindo o valor de C_Q , temos:

$$K = 0,268 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81}$$

$$K = 0,934 [m^{0,5}/s]$$

Portanto a equação da vazão em função do diâmetro e da altura de queda pode ser representada por:

$$Q = 0,934 \cdot D^2 \cdot \sqrt{H} \quad [m^3/s]$$

A.1.2 Equação da Rotação

Utilizando as Equações (4.12) e (5.10):

$$u = \pi \cdot D \cdot n \quad [m/s] \tag{4.12}$$

$$u = 2,6145 \left(\frac{D}{H} \right)^{-0,6} [m/s]$$

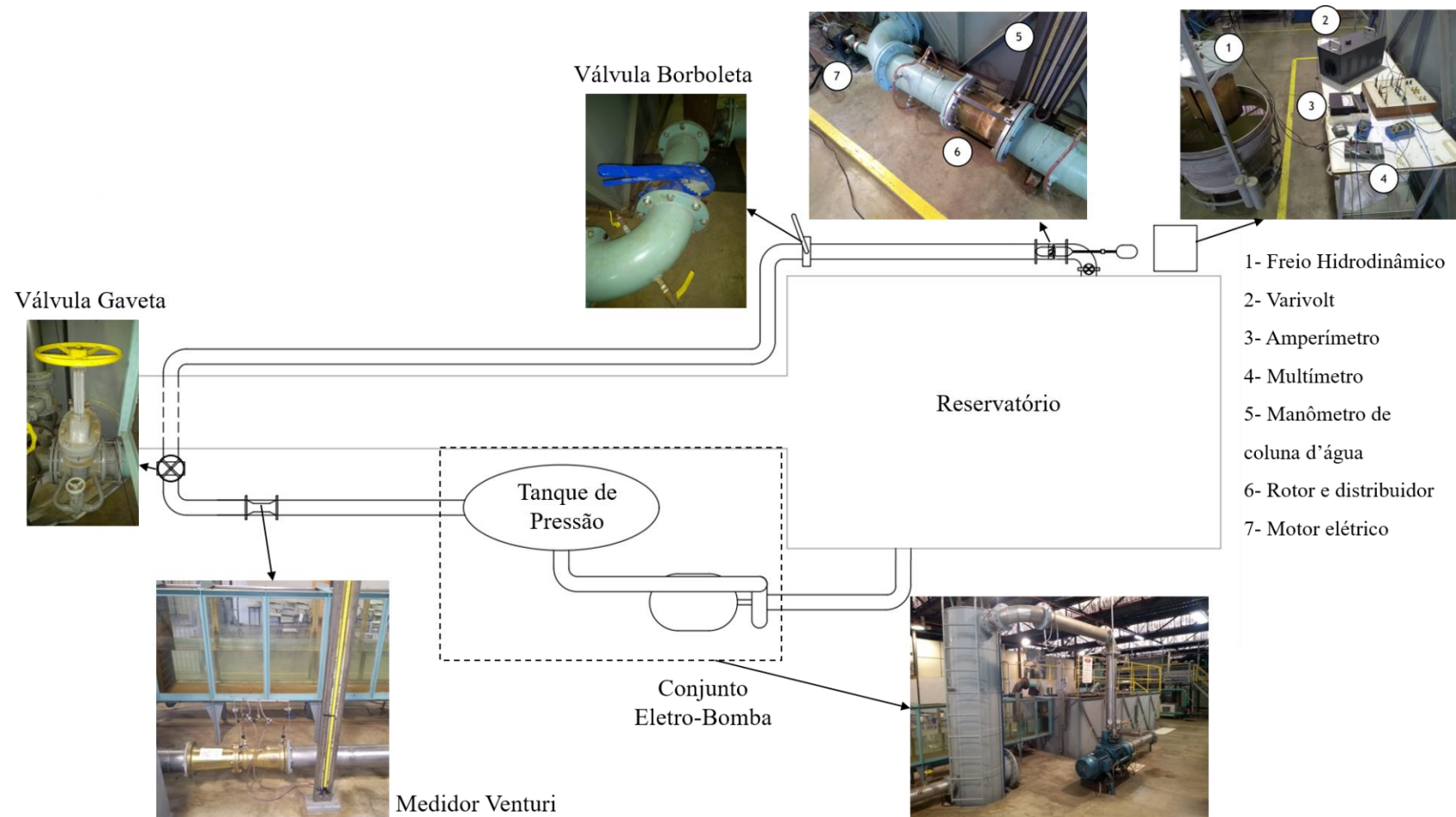
Fazendo a relação entre as equações:

$$u = \pi \cdot D \cdot n = 2,6145 \cdot \left(\frac{D}{H} \right)^{-0,6}$$

$$n = 2,6145 \cdot \left(\frac{D}{H} \right)^{-0,6} \cdot \frac{1}{\pi \cdot D}$$

$$n = \frac{0,832 \cdot H^{0,6}}{D^{1,6}}$$

A.2 Bancada de Ensaio – Desenho Esquemático



A.3 Planilha de Dados e Resultados das Simulações Computacionais

A.3.1 Distribuidor Antes do Rotor

n =	300 rpm								Patrito[W]	12,456	
Ensaio	Q [m³/s]	p1 [Pa]	p2 [Pa]	Δp total [Pa]	H [m]	Ht [m]	Torque [N.m]	Ph [W]	Pe [W]	Pe total[W]	η total
1	0,01148	1387,44	90,484	1296,956	0,132	0,132	0,377952	14,85	11,874	-0,582	-3,92%
2	0,01263	1749,62	109,550	1640,070	0,167	0,167	0,543876	20,67	17,086	4,630	22,41%
3	0,01393	2048,06	135,192	1912,868	0,195	0,195	0,676050	26,58	21,239	8,783	33,04%
4	0,01442	2198,89	144,666	2054,224	0,209	0,209	0,736056	29,55	23,124	10,668	36,10%
5	0,01512	2485,61	179,170	2306,440	0,235	0,235	0,821280	34,79	25,801	13,345	38,36%
6	0,01535	2573,52	185,718	2387,802	0,243	0,243	0,854874	36,57	26,857	14,401	39,38%
7	0,01600	2832,65	199,965	2632,685	0,268	0,268	0,915996	42,03	28,777	16,321	38,83%
8	0,01700	3072,06	214,811	2857,249	0,291	0,291	0,929952	48,46	29,215	16,759	34,59%

n =	400 rpm								Patrito[W]	14,156	
Ensaio	Q [m³/s]	p1 [Pa]	p2 [Pa]	Δp total [Pa]	H [m]	Ht [m]	Torque [N.m]	Ph [W]	Pe [W]	Pe total[W]	η total
1	0,01600	2763,89	175,817	2588,073	0,264	0,263	0,805710	41,31	33,750	19,594	47,43%
2	0,01749	3250,17	254,430	2995,740	0,305	0,305	1,021068	52,27	42,770	28,614	54,74%
3	0,01800	3422,32	225,457	3196,863	0,326	0,325	1,107720	57,41	46,400	32,244	56,17%
4	0,01850	3625,52	251,814	3373,706	0,344	0,343	1,188858	62,26	49,799	35,643	57,24%
5	0,01953	4080,58	312,130	3768,450	0,384	0,383	1,357302	73,42	56,855	42,699	58,15%
6	0,01988	4270,80	314,544	3956,256	0,403	0,402	1,413834	78,47	59,223	45,067	57,44%

n =	500 rpm								Patrito[W]	15,856	
Ensaio	Q [m³/s]	p1 [Pa]	p2 [Pa]	Δp total [Pa]	H [m]	Ht [m]	Torque [N.m]	Ph [W]	Pe [W]	Pe total[W]	η total
1	0,02025	4330,08	284,634	4045,446	0,412	0,411	1,258134	81,72	65,876	50,020	61,21%
2	0,02044	4416,81	289,945	4126,865	0,421	0,420	1,299006	84,15	68,016	52,160	61,98%
3	0,02080	4580,33	300,342	4279,988	0,436	0,435	1,376232	88,81	72,059	56,203	63,28%
4	0,02098	4801,05	302,323	4498,727	0,459	0,458	1,495974	94,17	78,329	62,473	66,34%
5	0,02151	5052,08	317,812	4734,268	0,483	0,481	1,620774	101,60	84,864	69,008	67,92%
6	0,02178	5177,83	325,855	4851,975	0,495	0,493	1,682058	105,43	88,072	72,216	68,50%
7	0,02282	5512,24	364,414	5147,826	0,525	0,524	1,798332	117,19	94,160	78,304	66,82%
8	0,02323	5790,58	459,406	5331,174	0,543	0,542	1,880370	123,55	98,456	82,600	66,86%

n =	600 rpm								Patrito[W]	17,556	
Ensaio	Q [m³/s]	p1 [Pa]	p2 [Pa]	Δp total [Pa]	H [m]	Ht [m]	Torque [N.m]	Ph [W]	Pe [W]	Pe total[W]	η total
1	0,02413	6154,46	404,485	5749,975	0,586	0,585	1,775760	138,42	111,574	94,018	67,92%
2	0,02456	6390,46	418,720	5971,740	0,609	0,607	1,887132	146,32	118,572	101,016	69,04%
3	0,02498	6619,31	433,296	6186,014	0,631	0,629	1,995402	154,16	125,375	107,819	69,94%
4	0,02539	6839,10	448,053	6391,047	0,651	0,650	2,099898	161,88	131,940	114,384	70,66%
5	0,02600	7167,86	470,899	6696,961	0,683	0,681	2,253444	173,71	141,588	124,032	71,40%
6	0,02700	7727,36	510,009	7217,351	0,736	0,734	2,501754	194,40	157,190	139,634	71,83%
7	0,02800	8390,08	645,148	7744,932	0,789	0,788	2,744436	216,34	172,438	154,882	71,59%
8	0,02900	9017,92	656,317	8361,603	0,852	0,850	2,992128	241,91	188,001	170,445	70,46%
9	0,03000	9791,55	709,192	9082,358	0,926	0,924	3,241176	271,83	203,649	186,093	68,46%

n =	700 rpm								Patrito[W]	19,256	
Ensaio	Q [m³/s]	p1 [Pa]	p2 [Pa]	Δp total [Pa]	H [m]	Ht [m]	Torque [N.m]	Ph [W]	Pe [W]	Pe total[W]	η total
1	0,02800	8298,13	544,857	7753,273	0,790	0,788	2,383374	216,57	174,710	155,454	71,78%
2	0,03115	10305,10	679,890	9625,210	0,981	0,979	3,315498	299,11	243,039	223,783	74,82%
3	0,03137	10450,90	691,654	9759,246	0,995	0,992	3,378066	305,42	247,625	228,369	74,77%
4	0,03148	10524,70	699,619	9825,081	1,002	0,999	3,409530	308,56	249,932	230,676	74,76%
5	0,03180	10753,70	755,640	9998,060	1,019	1,017	3,500670	317,18	256,613	237,357	74,83%
6	0,03220	11107,80	802,079	10305,721	1,051	1,048	3,613104	331,06	264,854	245,598	74,19%
7	0,03260	11389,40	855,075	10534,325	1,074	1,071	3,727362	342,60	273,230	253,974	74,13%
8	0,03300	11668,90	913,844	10755,056	1,096	1,094	3,844152	354,07	281,791	262,535	74,15%
9	0,03340	11965,20	897,147	11068,053	1,128	1,126	3,958224	368,79	290,153	270,897	73,45%
10	0,03380	12264,50	888,382	11376,118	1,160	1,157	4,073730	383,60	298,620	279,364	72,83%
11	0,03420	12695,80	958,002	11737,798	1,197	1,194	4,163094	400,49	305,171	285,915	71,39%
12	0,03460	13014,30	959,279	12055,021	1,229	1,226	4,293834	416,13	314,754	295,498	71,01%

n =	800 rpm								Patrito[W]	20,956	
Ensaio	Q [m³/s]	p1 [Pa]	p2 [Pa]	Δp total [Pa]	H [m]	Ht [m]	Torque [N.m]	Ph [W]	Pe [W]	Pe total[W]	η total
1	0,03341	11887,00	775,641	11111,359	1,133	1,130	3,613974	370,35	302,764	281,808	76,09%
2	0,03493	12985,60	855,575	12130,025	1,236	1,234	4,123104	422,70	345,416	324,460	76,76%
3	0,03503	13059,10	861,170	12197,930	1,243	1,240	4,156098	426,28	348,180	327,224	76,76%
4	0,03550	13408,90	888,215	12520,685	1,276	1,273	4,311378	443,43	361,189	340,233	76,73%
5	0,03700	14701,20	1057,200	13644,000	1,391	1,388	4,796982	503,63	401,871	380,915	75,63%
6	0,03750	15080,70	1172,730	13907,970	1,418	1,414	4,964712	520,31	415,923	394,967	75,91%
7	0,03800	15496,00	1165,560	14330,440	1,461	1,457	5,128020	543,26	429,604	408,648	75,22%
8	0,03900	16562,70	1273,920	15288,780	1,558	1,555	5,428980	594,86	454,817	433,861	72,93%

A.3.2 Distribuidor Depois do Rotor

n =	300 rpm								Patrito[W]	12,456	
Ensaio	Q [m³/s]	p1 [Pa]	p2 [Pa]	Δp total [Pa]	H [m]	Ht [m]	Torque [N.m]	Ph [W]	Pe [W]	Pe total[W]	η total
1	0,01148	1101,90	119,545	982,36	0,100	0,100	0,217440	11,24	6,83	-5,62	-50,04%
2	0,01263	1433,81	141,225	1292,59	0,132	0,131	0,356730	16,28	11,21	-1,25	-7,67%
3	0,01393	1837,20	186,488	1650,71	0,168	0,168	0,534690	22,93	16,80	4,34	18,93%
4	0,01442	1994,67	208,919	1785,75	0,182	0,182	0,605466	25,68	19,02	6,57	25,57%
5	0,01512	2201,89	231,420	1970,47	0,201	0,200	0,707748	29,71	22,23	9,78	32,91%
6	0,01535	2276,54	247,197	2029,34	0,207	0,206	0,741228	31,07	23,29	10,83	34,86%
7	0,01600	2366,14	167,134	2199,01	0,224	0,224	0,860742	35,09	27,04	14,59	41,57%
8	0,01700	2644,07	188,626	2455,44	0,250	0,250	1,029456	41,63	32,34	19,89	47,77%

n =	400 rpm								Patrito[W]	14,156	
Ensaio	Q [m³/s]	p1 [Pa]	p2 [Pa]	Δp total [Pa]	H [m]	Ht [m]	Torque [N.m]	Ph [W]	Pe [W]	Pe total[W]	η total
1	0,01600	2194,42	207,047	1987,37	0,203	0,202	0,495378	31,70	20,75	6,59	20,80%
2	0,01749	2833,32	298,640	2534,68	0,258	0,258	0,750138	44,21	31,42	17,27	39,06%
3	0,01800	3041,77	316,333	2725,44	0,278	0,277	0,843600	48,92	35,34	21,18	43,30%
4	0,01850	3225,09	348,749	2876,34	0,293	0,292	0,937584	53,06	39,27	25,12	47,34%
5	0,01953	3688,66	412,931	3275,73	0,334	0,333	1,134798	63,80	47,53	33,38	52,32%
6	0,01988	3838,71	433,293	3405,42	0,347	0,346	1,202172	67,51	50,36	36,20	53,62%

n =	500 rpm								Patrito[W]	15,856	
Ensaio	Q [m³/s]	p1 [Pa]	p2 [Pa]	Δp total [Pa]	H [m]	Ht [m]	Torque [N.m]	Ph [W]	Pe [W]	Pe total[W]	η total
1	0,02025	3593,47	396,751	3196,72	0,326	0,325	0,828582	64,54	43,38	27,53	42,65%
2	0,02044	3712,24	431,274	3280,97	0,334	0,333	0,867912	66,86	45,44	29,59	44,25%
3	0,02080	3915,06	474,017	3441,04	0,351	0,350	0,945090	71,36	49,48	33,63	47,12%
4	0,02098	4005,56	485,493	3520,07	0,359	0,358	0,983766	73,63	51,51	35,65	48,42%
5	0,02151	4238,38	437,780	3800,60	0,387	0,386	1,097580	81,52	57,47	41,61	51,05%
6	0,02178	4377,79	450,645	3927,15	0,400	0,399	1,158090	85,29	60,64	44,78	52,51%
7	0,02282	4915,86	516,302	4399,56	0,448	0,447	1,397250	100,12	73,16	57,30	57,24%
8	0,02323	5125,93	535,730	4590,20	0,468	0,467	1,493796	106,33	78,21	62,36	58,64%

n =	600 rpm								Patrito[W]	17,556	
Ensaio	Q [m³/s]	p1 [Pa]	p2 [Pa]	Δp total [Pa]	H [m]	Ht [m]	Torque [N.m]	Ph [W]	Pe [W]	Pe total[W]	η total
1	0,02413	5178,10	687,932	4490,17	0,458	0,456	1,159644	108,02	72,86	55,31	51,20%
2	0,02456	5210,51	399,713	4810,80	0,490	0,489	1,266540	117,80	79,58	62,02	52,65%
3	0,02498	5572,37	554,965	5017,41	0,511	0,510	1,370310	124,97	86,10	68,54	54,85%
4	0,02539	5847,47	634,394	5213,08	0,531	0,530	1,477890	131,97	92,86	75,30	57,06%
5	0,02600	6251,63	693,803	5557,83	0,567	0,565	1,639686	144,09	103,02	85,47	59,32%
6	0,02700	6859,84	749,717	6110,12	0,623	0,621	1,913232	164,51	120,21	102,66	62,40%
7	0,02800	7435,13	805,292	6629,84	0,676	0,674	2,198106	185,12	138,11	120,56	65,12%
8	0,02900	8174,57	963,341	7211,23	0,735	0,733	2,485926	208,55	156,20	138,64	66,48%
9	0,03000	8763,05	1003,870	7759,18	0,791	0,789	2,770080	232,14	174,05	156,49	67,41%

n =	700 rpm								Patrito[W]	19,256	
Ensaio	Q [m³/s]	p1 [Pa]	p2 [Pa]	Δp total [Pa]	H [m]	Ht [m]	Torque [N.m]	Ph [W]	Pe [W]	Pe total[W]	η total
1	0,02800	6896,51	799,136	6097,37	0,622	0,620	1,542552	170,21	113,07	93,82	55,12%
2	0,03115	9135,03	1068,790	8066,24	0,822	0,820	2,502570	250,55	183,45	164,19	65,53%
3	0,03137	9163,79	988,591	8175,20	0,833	0,831	2,574582	255,73	188,73	169,47	66,27%
4	0,03148	9245,49	1002,030	8243,46	0,840	0,838	2,610330	258,77	191,35	172,09	66,50%
5	0,03180	9622,19	1169,320	8452,87	0,862	0,859	2,713578	268,04	198,92	179,66	67,03%
6	0,03220	9866,08	1107,680	8758,40	0,893	0,890	2,845674	281,23	208,60	189,34	67,33%
7	0,03260	10189,80	1238,250	8951,55	0,912	0,910	2,980374	291,00	218,47	199,22	68,46%
8	0,03300	10458,90	1181,090	9277,81	0,946	0,943	3,112464	305,32	228,16	208,90	68,42%
9	0,03340	10796,40	1250,860	9545,54	0,973	0,970	3,247020	317,94	238,02	218,76	68,81%
10	0,03380	11084,10	1286,230	9797,87	0,999	0,996	3,382236	330,26	247,93	228,67	69,24%
11	0,03420	11282,80	1234,360	10048,44	1,024	1,021	3,516792	342,71	257,79	238,54	69,60%
12	0,03460	11590,00	1333,620	10256,38	1,046	1,043	3,650442	353,89	267,59	248,34	70,17%

n =	800 rpm								Patrito[W]	20,956	
Ensaio	Q [m³/s]	p1 [Pa]	p2 [Pa]	Δp total [Pa]	H [m]	Ht [m]	Torque [N.m]	Ph [W]	Pe [W]	Pe total[W]	η total
1	0,03341	10071,40	1128,490	8942,91	0,912	0,909	2,494020	297,90	208,94	187,98	63,10%
2	0,03493	11320,80	1259,560	10061,24	1,026	1,023	3,036594	350,43	254,39	233,44	66,61%
3	0,03503	11430,50	1336,410	10094,09	1,029	1,026	3,072966	352,58	257,44	236,48	67,07%
4	0,03550	11786,90	1304,290	10482,61	1,069	1,066	3,243966	371,08	271,77	250,81	67,59%
5	0,03700	13144,40	1535,820	11608,58	1,183	1,180	3,807744	428,32	319,00	298,04	69,58%
6	0,03750	13389,40	1451,920	11937,48	1,217	1,213	4,001472	446,41	335,23	314,27	70,40%
7	0,03800	13793,80	1484,760	12309,04	1,255	1,251	4,189794	466,45	351,00	330,05	70,76%
8	0,03900	14592,90	1586,260	13006,64	1,326	1,322	4,576620	505,86	383,41	362,45	71,65%

A.3.3 Distribuidor Antes e Depois do Rotor

n =	300 rpm									Patrito[W]	12,456	
Ensaio	Q [m³/s]	p1 [Pa]	p2 [Pa]	Δp total [Pa]	H [m]	Ht [m]	Torque [N.m]	Ph [W]	Pe [W]	Pe total[W]	η total	
1	0,01148	1765,98	100,849	1665,13	0,170	0,169	0,425898	19,08	13,38	0,92	4,84%	
2	0,01263	2074,82	137,411	1937,41	0,197	0,197	0,565428	24,42	17,76	5,31	21,73%	
3	0,01393	2432,69	220,709	2211,98	0,225	0,225	0,698040	30,75	21,93	9,47	30,81%	
4	0,01442	2557,66	211,492	2346,17	0,239	0,239	0,745662	33,76	23,43	10,97	32,49%	
5	0,01512	2682,85	150,412	2532,44	0,258	0,258	0,792396	38,21	24,89	12,44	32,55%	
6	0,01535	2782,20	233,574	2548,63	0,260	0,259	0,817638	39,04	25,69	13,23	33,89%	
7	0,01600	2955,24	170,110	2785,13	0,284	0,283	0,773910	44,47	24,31	11,86	26,67%	
8	0,01700	3486,01	263,549	3222,46	0,328	0,328	0,837372	54,67	26,31	13,85	25,34%	

n =	400 rpm									Patrito[W]	14,156	
Ensaio	Q [m³/s]	p1 [Pa]	p2 [Pa]	Δp total [Pa]	H [m]	Ht [m]	Torque [N.m]	Ph [W]	Pe [W]	Pe total[W]	η total	
1	0,01600	3456,71	286,695	3170,02	0,323	0,323	0,871812	50,62	36,52	22,36	44,17%	
2	0,01749	3930,17	280,030	3650,14	0,372	0,371	1,100598	63,71	46,10	31,95	50,14%	
3	0,01800	4102,71	253,912	3848,80	0,392	0,392	1,169622	69,14	48,99	34,84	50,39%	
4	0,01850	4312,86	395,389	3917,47	0,399	0,399	1,229340	72,32	51,49	37,34	51,63%	
5	0,01953	4611,80	325,420	4286,38	0,437	0,436	1,365174	83,54	57,18	43,03	51,51%	
6	0,01988	4818,58	366,615	4451,97	0,454	0,453	1,399890	88,32	58,64	44,48	50,37%	

n =	500 rpm								Patrito[W]	15,856	
Ensaio	Q [m³/s]	p1 [Pa]	p2 [Pa]	Δp total [Pa]	H [m]	Ht [m]	Torque [N.m]	Ph [W]	Pe [W]	Pe total[W]	η total
1	0,02025	5485,43	415,399	5070,03	0,517	0,516	1,416234	102,47	74,15	58,30	56,89%
2	0,02044	5557,45	366,617	5190,83	0,529	0,528	1,457400	105,90	76,31	60,45	57,09%
3	0,02080	5777,85	479,402	5298,45	0,540	0,539	1,524426	110,00	79,82	63,96	58,15%
4	0,02098	5793,22	408,173	5385,05	0,549	0,548	1,558818	112,76	81,62	65,76	58,32%
5	0,02151	6119,37	554,214	5565,16	0,567	0,566	1,656942	119,47	86,76	70,90	59,35%
6	0,02178	6169,98	489,750	5680,23	0,579	0,578	1,705368	123,47	89,29	73,44	59,48%
7	0,02282	6653,87	557,672	6096,20	0,621	0,620	1,871664	138,84	98,00	82,14	59,17%
8	0,02323	6759,63	586,266	6173,36	0,629	0,628	1,936332	143,11	101,39	85,53	59,76%

n =	600 rpm								Patrito[W]	17,556	
Ensaio	Q [m³/s]	p1 [Pa]	p2 [Pa]	Δp total [Pa]	H [m]	Ht [m]	Torque [N.m]	Ph [W]	Pe [W]	Pe total[W]	η total
1	0,02413	7801,92	537,134	7264,79	0,741	0,739	2,006280	174,97	126,06	108,50	62,01%
2	0,02456	8001,62	626,752	7374,87	0,752	0,750	2,112114	180,78	132,71	115,15	63,70%
3	0,02498	8268,32	631,471	7636,85	0,778	0,777	2,207514	190,40	138,70	121,15	63,63%
4	0,02539	8478,50	615,796	7862,70	0,801	0,800	2,298114	199,25	144,39	126,84	63,66%
5	0,02600	8781,81	617,238	8164,57	0,832	0,831	2,431896	211,86	152,80	135,24	63,84%
6	0,02700	9339,53	744,047	8595,48	0,876	0,874	2,624826	231,61	164,92	147,37	63,63%
7	0,02800	9566,90	518,721	9048,18	0,922	0,920	2,830728	252,83	177,86	160,30	63,40%
8	0,02900	10261,80	770,586	9491,21	0,968	0,965	3,014940	274,67	189,43	171,88	62,58%
9	0,03000	10970,50	825,195	10145,31	1,034	1,032	3,172488	303,72	199,33	181,78	59,85%

n =	700 rpm								Patrito[W]	19,256	
Ensaio	Q [m³/s]	p1 [Pa]	p2 [Pa]	Δp total [Pa]	H [m]	Ht [m]	Torque [N.m]	Ph [W]	Pe [W]	Pe total[W]	η total
1	0,02800	10434,00	599,404	9834,60	1,003	1,001	2,701776	274,85	198,05	178,79	65,05%
2	0,03115	12477,50	1062,540	11414,96	1,164	1,161	3,499908	354,86	256,56	237,30	66,87%
3	0,03137	12631,00	999,479	11631,52	1,186	1,183	3,560574	364,15	261,00	241,75	66,39%
4	0,03148	12644,60	1032,450	11612,15	1,184	1,181	3,581694	364,82	262,55	243,30	66,69%
5	0,03180	12853,10	1026,000	11827,10	1,206	1,203	3,647694	375,34	267,39	248,13	66,11%
6	0,03220	13120,80	1192,710	11928,09	1,216	1,213	3,730242	383,30	273,44	254,19	66,32%
7	0,03260	13356,20	1205,200	12151,00	1,239	1,236	3,829926	395,31	280,75	261,49	66,15%
8	0,03300	13604,00	1215,010	12388,99	1,263	1,260	3,925740	407,99	287,77	268,52	65,81%
9	0,03340	13761,10	1082,430	12678,67	1,292	1,290	4,014732	422,59	294,30	275,04	65,08%
10	0,03380	14109,40	1103,670	13005,73	1,326	1,323	4,084026	438,68	299,37	280,12	63,85%
11	0,03420	14343,50	1124,970	13218,53	1,347	1,345	4,116084	451,13	301,72	282,47	62,61%
12	0,03460	14569,90	1047,830	13522,07	1,378	1,376	4,215114	466,89	308,98	289,73	62,06%

n =	800 rpm								Patrito[W]	20,956	
Ensaio	Q [m³/s]	p1 [Pa]	p2 [Pa]	Δp total [Pa]	H [m]	Ht [m]	Torque [N.m]	Ph [W]	Pe [W]	Pe total[W]	η total
1	0,03341	14727,10	989,961	13737,14	1,400	1,398	3,988038	458,08	334,10	313,15	68,36%
2	0,03493	15805,60	1155,970	14649,63	1,493	1,490	4,417194	510,71	370,05	349,10	68,36%
3	0,03503	15930,00	1331,790	14598,21	1,488	1,485	4,443462	510,36	372,25	351,30	68,83%
4	0,03550	16125,80	1146,480	14979,32	1,527	1,524	4,562994	530,71	382,27	361,31	68,08%
5	0,03700	17237,50	1381,850	15855,65	1,616	1,613	4,938732	585,47	413,75	392,79	67,09%
6	0,03750	17647,70	1613,980	16033,72	1,634	1,631	5,078640	600,02	425,47	404,51	67,42%
7	0,03800	17969,70	1457,370	16512,33	1,683	1,680	5,206848	626,18	436,21	415,25	66,32%
8	0,03900	18601,20	1390,980	17210,22	1,754	1,751	5,357070	669,80	448,79	427,84	63,88%

A.4 Planilha de Dados e Resultados dos Ensaio Experimentais

n =	300	rpm											Patrito[W]	12,456
Ensaio	p1[m.Hg]	p2[m.Hg]	R[V]	I[A]	H1[m.c.a]	H2[m.c.a]	Torque[N.m]	Δp [Pa]	Q[m ³ /s]	H[m]	Pel[W]	Ph[W]	Pe[W]	η [-]
1	0,475	0,459	11,9	0,00	1,097	1,077	0,000	1977,696	0,01177	0,201	0,00	23,248	0,000	0,00%
2	0,475	0,459	10,1	0,21	1,122	1,097	0,108	1977,696	0,01316	0,201	2,12	25,981	3,387	13,04%
3	0,475	0,458	9,4	0,29	1,126	1,100	0,154	2101,302	0,01342	0,214	2,73	28,153	4,849	17,22%
4	0,476	0,458	8,8	0,38	1,129	1,102	0,211	2224,908	0,01368	0,226	3,34	30,378	6,625	21,81%
5	0,476	0,458	8,2	0,43	1,132	1,104	0,234	2224,908	0,01393	0,226	3,53	30,933	7,350	23,76%
6	0,476	0,457	7,4	0,54	1,175	1,144	0,290	2348,514	0,01466	0,239	4,00	34,352	9,115	26,53%
7	0,479	0,455	2,5	1,11	1,252	1,218	0,561	2966,544	0,01535	0,302	2,78	45,457	17,622	38,77%
8	0,479	0,454	2,2	1,13	1,272	1,232	0,603	3090,150	0,01665	0,314	2,49	51,346	18,951	36,91%
9	0,477	0,457	4,2	0,87	1,222	1,165	0,452	2472,120	0,01988	0,251	3,65	48,954	14,201	29,01%

n =	400	rpm											Patrito[W]	14,156
Ensaio	p1[m.Hg]	p2[m.Hg]	R[V]	I[A]	H1[m.c.a]	H2[m.c.a]	Torque[N.m]	Δp [Pa]	Q[m ³ /s]	H[m]	Pel[W]	Ph[W]	Pe[W]	η [-]
1	0,479	0,458	16,1	0,00	1,139	1,112	0,000	2595,726	0,01368	0,264	0,00	35,451	0,000	0,00%
2	0,480	0,458	14,5	0,15	1,164	1,128	0,431	2719,332	0,01580	0,277	2,18	42,864	18,054	42,12%
3	0,481	0,458	13,2	0,31	1,185	1,147	0,484	2842,938	0,01623	0,289	4,09	46,039	20,274	44,04%
4	0,481	0,457	12,1	0,43	1,199	1,159	0,559	2966,544	0,01665	0,302	5,20	49,288	23,415	47,51%
5	0,482	0,457	10,6	0,62	1,229	1,187	0,659	3090,150	0,01706	0,314	6,57	52,609	27,604	52,47%
6	0,483	0,457	9,2	0,78	1,233	1,186	0,738	3213,756	0,01805	0,327	7,18	57,869	30,913	53,42%
7	0,483	0,456	7,6	0,96	1,239	1,189	0,855	3337,362	0,01862	0,339	7,30	61,979	35,814	57,78%
8	0,484	0,455	6,0	1,15	1,243	1,185	0,976	3584,574	0,02005	0,364	6,90	71,684	40,883	57,03%
9	0,484	0,455	4,2	1,33	1,258	1,187	0,993	3584,574	0,02218	0,364	5,59	79,265	41,595	52,48%
10	0,485	0,454	2,6	1,48	1,287	1,202	1,042	3831,786	0,02427	0,389	3,85	92,673	43,647	47,10%

n =	500	rpm											Patrito[W]	15,856
Ensaio	p1[m.Hg]	p2[m.Hg]	R[V]	I[A]	H1[m.c.a]	H2[m.c.a]	Torque[N.m]	Δp[Pa]	Q[m³/s]	H[m]	Pel[W]	Ph[W]	Pe[W]	η[-]
1	0,477	0,458	20,1	0,00	1,149	1,104	0,000	2348,514	0,01766	0,239	0,00	41,348	50,068	0,00%
2	0,478	0,458	19,4	0,05	1,168	1,121	0,164	2472,120	0,01805	0,251	0,97	44,482	53,790	19,30%
3	0,478	0,457	16,7	0,37	1,201	1,150	0,459	2595,726	0,01880	0,264	6,18	48,648	59,169	49,40%
4	0,481	0,453	12,8	0,79	1,247	1,185	0,894	3460,968	0,02073	0,352	10,11	71,539	85,641	65,43%
5	0,482	0,451	7,7	1,32	1,285	1,215	1,096	3831,786	0,02203	0,389	10,16	84,154	101,071	68,19%
6	0,483	0,45	4,7	1,51	1,279	1,192	1,131	4078,998	0,02456	0,414	7,10	99,820	123,261	59,33%
7	0,485	0,448	3,2	1,68	1,303	1,207	1,159	4573,422	0,02580	0,465	5,38	117,572	144,743	51,62%

n =	600	rpm											Patrito[W]	17,556
Ensaio	p1[m.Hg]	p2[m.Hg]	R[V]	I[A]	H1[m.c.a]	H2[m.c.a]	Torque[N.m]	Δp[Pa]	Q[m³/s]	H[m]	Pel[W]	Ph[W]	Pe[W]	η[-]
1	0,497	0,454	23,9	0,00	1,123	1,057	0,000	5315,058	0,02139	0,541	0,00	113,454	0,000	0,00%
2	0,499	0,453	20,8	0,29	1,166	1,080	1,287	5685,876	0,02442	0,578	6,03	138,482	80,865	58,39%
3	0,501	0,451	18,5	0,60	1,198	1,105	1,458	6180,300	0,02539	0,628	11,10	156,532	91,609	58,52%
4	0,505	0,448	14,8	1,03	1,229	1,123	1,951	7045,542	0,02711	0,716	15,24	190,511	122,585	64,35%
5	0,507	0,447	12,2	1,34	1,265	1,151	2,198	7416,360	0,02811	0,754	16,35	207,956	138,104	66,41%
6	0,513	0,445	8,8	1,70	1,298	1,175	2,279	8405,208	0,02920	0,855	14,96	244,840	143,194	58,48%
7	0,517	0,444	4,0	2,13	1,341	1,203	2,337	9023,238	0,03093	0,918	8,52	278,379	146,838	52,75%
8	0,521	0,444	2,8	2,15	1,382	1,236	2,372	9517,662	0,03181	0,968	6,02	302,021	149,037	49,35%

n =	700	rpm											Patrito[W]	19,256
Ensaio	p1[m.Hg]	p2[m.Hg]	R[V]	I[A]	H1[m.c.a]	H2[m.c.a]	Torque[N.m]	Δp[Pa]	Q[m³/s]	H[m]	Pel[W]	Ph[W]	Pe[W]	η[-]
1	0,475	0,443	27,7	0,00	1,123	1,054	0,000	3955,392	0,02187	0,402	0,00	86,257	0,000	0,00%
2	0,476	0,442	25,4	0,22	1,197	1,086	1,182	4313,849	0,02786	0,438	5,59	119,687	86,608	72,36%
3	0,480	0,440	23,7	0,43	1,238	1,100	1,568	5006,043	0,03104	0,508	10,19	154,685	114,904	74,28%
4	0,484	0,439	20,6	0,78	1,284	1,127	1,894	5673,515	0,03309	0,576	16,07	186,905	138,801	74,26%
5	0,484	0,438	18,4	0,95	1,315	1,139	2,015	5685,876	0,03503	0,577	17,48	198,148	147,671	74,53%
6	0,485	0,437	17,5	1,13	1,346	1,152	2,213	5994,891	0,03677	0,608	19,78	219,233	162,185	73,98%

n =	800	rpm											Patrito[W]	20,956
Ensaio	p1[m.Hg]	p2[m.Hg]	R[V]	I[A]	H1[m.c.a]	H2[m.c.a]	Torque[N.m]	Δp[Pa]	Q[m³/s]	H[m]	Pel[W]	Ph[W]	Pe[W]	η[-]
1	0,510	0,444	31,8	0,00	1,207	1,103	0,000	8157,996	0,02685	0,830	0,00	218,582	0,000	0,00%
2	0,524	0,443	26,4	0,58	1,287	1,122	2,986	9913,201	0,03382	1,008	15,31	334,344	250,155	74,82%
3	0,531	0,441	25,6	0,67	1,322	1,142	3,425	11025,655	0,03532	1,121	17,15	388,420	286,932	73,87%
4	0,534	0,440	16,0	1,64	1,376	1,187	3,596	11520,079	0,03620	1,171	26,24	415,854	301,258	72,44%
5	0,541	0,439	3,0	2,84	1,418	1,211	3,838	12508,927	0,03788	1,272	8,52	472,553	321,532	68,04%
6	0,549	0,438	5,2	2,47	1,446	1,231	3,994	13621,381	0,03860	1,385	12,84	524,493	334,601	63,80%
7	0,561	0,436	11,6	1,93	1,461	1,222	4,115	15351,865	0,04070	1,561	22,39	623,268	344,737	55,31%