

Projeto, construção e instalação de Turbinas Hidrocinéticas de pequeno porte no Brasil e no mundo - A experiência da FURG

Sonia Magalhães dos Santos
Amanda Viana Gonçalves
André de Matos Branco
Daniel Alves de Andrade
Fábio Berwaldt Hartwig
Jefferson Ogliari
Leonardo Files Dias
Leonardo Mackmillan Paim

**PROJETO, CONSTRUÇÃO E INSTALAÇÃO DE
TURBINAS HIDROCINÉTICAS DE PEQUENO
PORTE NO BRASIL E NO MUNDO – A
EXPERIÊNCIA DA FURG**



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE FURG

Reitor

DANILO GIROLDO

Vice-Reitor

RENATO DURO DIAS

Chefe de Gabinete do Reitor

JACIRA CRISTIANE PRADO DA SILVA

Pró-Reitor de Extensão e Cultura

DANIEL PORCIUNCULA PRADO

Pró-Reitor de Planejamento e Administração

DIEGO D'ÁVILA DA ROSA

Pró-Reitor de Infraestrutura

RAFAEL GONZALES ROCHA

Pró-Reitora de Graduação

SIBELE DA ROCHA MARTINS

Pró-Reitora de Assuntos Estudantis

DAIANE TEIXEIRA GAUTÉRIO

Pró-Reitora de Gestão e Desenvolvimento de Pessoas

LÚCIA DE FÁTIMA SOCOOWSKI DE ANELLO

Pró-Reitor de Pesquisa e Pós-Graduação

EDUARDO RESENDE SECCHI

Pró-Reitora de Inovação e Tecnologia da Informação

DANÚBIA BUENO ESPÍNDOLA

EDITORA DA FURG

Coordenadora

CLEUSA MARIA LUCAS DE OLIVEIRA

COMITÊ EDITORIAL

Presidente

DANIEL PORCIUNCULA PRADO

Titulares

ANDERSON ORESTES CAVALCANTE LOBATO

ANGELICA CONCEIÇÃO DIAS MIRANDA

CARLA AMORIM NEVES GONÇALVES

CLEUSA MARIA LUCAS DE OLIVEIRA

EDUARDO RESENDE SECCHI

ELIANA BADIALE FURLONG

LEANDRO BUGONI

LUIZ EDUARDO MAIA NERY

MARCIA CARVALHO RODRIGUES

Editora da FURG

Campus Carreiros

CEP 96203 900 – Rio Grande – RS – Brasil

editora@furg.br

Integrante do PIDL



Sonia Magalhães dos Santos
(Autora)

Amanda Viana Gonçalves
André de Matos Branco
Daniel Alves de Andrade
Fábio Berwaldt Hartwig
Jefferson Ogliari
Leonardo Files Dias
Leonardo Mackmillan Paim
(Coautores)

PROJETO, CONSTRUÇÃO E INSTALAÇÃO DE TURBINAS HIDROCINÉTICAS DE PEQUENO PORTE NO BRASIL E NO MUNDO – A EXPERIÊNCIA DA FURG



Rio Grande

2023

© Sonia Magalhães dos Santos; Amanda Viana Gonçalves; André de Matos Branco; Daniel Alves de Andrade; Fábio Berwaldt Hartwig; Jefferson Ogliari; Leonardo Files Dias; Leonardo Mackmillan Paim

2023

Imagem da Capa: PAIM e BRANCO, 2008

Projeto da Capa: Sonia Magalhães dos Santos

Diagramação e designer da capa: Murilo Borges

Formatação e diagramação: Gilmar Angelo Meggiato Torchelsen

Revisão Ortográfica e Linguística: Júlio Marchand

Ficha catalográfica

P964 Projeto, construção e instalação de turbinas hidrocínéticas de pequeno porte no Brasil e no mundo: a experiência da FURG [Recurso Eletrônico] / Sonia Magalhães dos Santos ... [et al.]. – Rio Grande, RS : Ed. da FURG, 2023.
204 p. : il.

Outros autores: Amanda Viana Gonçalves, André de Matos Branco, Daniel Alves de Andrade, Fábio Berwaldt Hartwig, Jefferson Ogliari, Leonardo Files Dias, Leonardo Mackmillan Paim.

Modo de acesso: <http://repositorio.furg.br>
ISBN 978-65-5754-173-9 (eletrônico)

1. Engenharia Mecânica 2. Turbinas hidrocínéticas 3. Universidade Federal do Rio Grande – FURG I. Santos, Sonia Magalhães dos II. Título.

CDU 621

Catálogo na Fonte: Bibliotecário José Paulo dos Santos – CRB10/2344

DEDICATÓRIA

Dedico este livro, in memoriam, ao prof. Debi Pada Sadhu, PhD, idealizador do Laboratório Termofluídico da FURG/Campus Cidade, em 1978, hoje Laboratório de Sistemas Térmicos/Campus Carreiros da Escola de Engenharia.

Extensivo aos alunos orientados dos trabalhos de turbinas hidrocínéticas, para conclusão do curso em Engenharia Mecânica.

É ainda uma homenagem a todos que trabalharam, ajudando a projetar, construir e testar bombas e turbinas hidráulicas e eólicas, participando ainda de bancas de avaliação e comungam dos mesmos ideais de paixão pela pesquisa tecnológica. Parceria nunca faltou.

Para:

Prof. Debi Pada Sadhu, PhD, in memoriam

Prof. Dr. Cláudio Rodrigues Olinto

Prof. Dr Ernesto Luiz Casares Pinto

Prof. Dr Gilberto Arejano Correa

Prof. Dr Gustavo da Cunha Dias

Prof. Dr Jorge Alberto Almeida

Prof. Luiz Alberto Oliveira Rocha, PhD

Prof. MSc. Maurice Boulos Halal, in memoriam

Prof. Esp. Newton Augusto dos Santos, in memoriam

Prof. Esp. Odilon Gomes

Prof. Eng. Oscar Dario de Mello Terra

Prof. Dr Paulo Roberto de Freitas Teixeira

Profa. MSc. Tânia Maria de Freitas Lopes, in memoriam

Técnicos Laboratório:

Adolfino Luiz Azevedo de Sá

Antonio Martins Ferreira

Edes Teophilo de Freitas, in memoriam

Paulo Florentino Novo, in memoriam

Bolsista *Wagner Koller*

Alunos orientados em THCs e coautores, hoje Engenheiros Mecânicos:

Eng^a Amanda Viana Gonçalves

Eng. André de Matos Branco

Eng. Daniel Alves de Andrade

Eng. Fábio Berwaldt Hartwig

Eng. Jefferson Ogliari

Eng. Leonardo Files Dias

Eng. Leonardo Mackmillan Paim

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1 - Classificação das THCs	23
FIGURA 1.2 - Turbina tipo Darrieus: (a) S-C-Darrieus, (b) H-Darrieus - (c) Darrieus.....	24
FIGURA 1.3 - Turbinas do tipo Gorlov: (a) vertical, (b) horizontal.....	25
FIGURA 1.4 - Turbina tipo Savonius.....	25
FIGURA 1.5 - Turbinas com eixo no plano da superfície: a) vista transversal, (b) vista paralela	26
FIGURA 1.6 - THC com ancoragem sólida na margem do rio.....	26
FIGURA 1.7 - THC com ancoragem sólida no fundo do rio.....	27
FIGURA 1.8 - THC axial de eixo inclinado e ancoragem flutuante.....	27
FIGURA 2.1 - 3ª THC Geração 1 UnB: (a) em funcionamento, (b) fora d'água.....	30
FIGURA 2.2 - THC Geração 2 - UnB.....	31
FIGURA 2.3 - THC Geração 3 – UnB: Vista explodida do protótipo.....	32
FIGURA 2.4 - Projeto Poraquê UNIFEI:(a) representação CAD,(b) desenho no registro de patente	34
FIGURA 2.5 - THC flutuante Hidroenergia.....	35
FIGURA 3.1 - Rotor duplo do protótipo pré-comercial MCT.....	37
FIGURA 3.2 - Fazenda de turbinas MCT.....	37
FIGURA 3.3 - Smart Monofloat.....	38
FIGURA 3.4 - Smart Free Stream.....	39
FIGURA 3.5 - Smart Slow Flow.....	39
FIGURA 3.6 - Turbina P66 Guinard Energies.....	40
FIGURA 3.7 - Turbina P154 Guinard Energies.....	40
FIGURA 3.8 - Turbina RER Hydro.....	40
FIGURA 3.9 - Etapa operacional Meygen fase 1A.....	42
FIGURA 3.10 - Micro Power System.....	45
FIGURA 3.11 - Sistema de potência de médio porte.....	45
FIGURA 3.12 - Blue Energy Power System.....	46
FIGURA 3.13 - Mega Power System.....	46
FIGURA 3.14 - Turbina helicoidal Gorlov.....	47
FIGURA 3.15 - Turbina tubular de eixo horizontal.....	47
FIGURA 3.16 - Projeto SeaGen no Reino Unido – Marine Current Turbines Ltd.	47
FIGURA 4.1 - Turbina axial, rotor Kaplan.	49
FIGURA 4.2 - Lei inovadora de formação do perfil da pá.....	55
FIGURA 4.3 - Grandezas para o perfil normalizado GÖ 480.....	56
FIGURA 4.4 - Triângulo de velocidades da estação no diâmetro interno.....	61
FIGURA 4.5 - Triângulo de velocidades da estação no diâmetro externo.....	61
FIGURA 4.6 - Perfil planificado com sistema de coordenadas das superfícies superior e inferior.....	63
FIGURA 4.7 - Representação esquemática do perfil i.....	76
FIGURA 4.8 - Representação esquemática do perfil 1.....	77
FIGURA 4.9 - Representação esquemática do perfil 2.....	78
FIGURA 4.10 - Representação esquemática do perfil 3	79
FIGURA 4.11 - Representação esquemática do perfil 4.....	80
FIGURA 4.12 - Representação esquemática do perfil 5	81
FIGURA 4.13 - Representação esquemática do perfil 6.....	82
FIGURA 4.14 - Representação esquemática do perfil 7.....	83
FIGURA 4.15 - Representação esquemática do perfil 8.....	84
FIGURA 4.16 - Representação esquemática do perfil 9.....	85
FIGURA 4.17 - Representação esquemática do perfil e.....	86
FIGURA 4.18 - Modelo tridimensional - sistema de coordenadas espaciais.....	87
FIGURA 4.19 - Perfil na estação i.....	89
FIGURA 4.20 - Arranjo da pá em alumínio na disposição final.....	90
FIGURA 4.21 - Sustentação das seções.....	90
FIGURA 4.22 - Molde construído.....	91
FIGURA 4.23 - Acabamento da pá.....	92
FIGURA 4.24 - Pinos de sustentação da pá.....	93
FIGURA 4.25 - Pás da turbina.....	94

FIGURA 4.26 - Cubo do rotor em PVC.....	94
FIGURA 4.27 - Flange dos pinos das pás.....	95
FIGURA 4.28 - Dimensões do bico do cubo do rotor.....	95
FIGURA 4.29 - Cone da turbina.....	96
FIGURA 4.30 - Rotor montado.....	96
FIGURA 4.31 - Montagem da turbina.....	98
FIGURA 4.32 - Balsa de sustentação da turbina.....	100
FIGURA 4.33 - Turbina montada na balsa.....	100
FIGURA 4.34 - Balsa sendo rebocada.....	101
FIGURA 4.35 - Medição de torque e rotação.....	102
FIGURA 4.36 - Disposição do sistema de ampliação de rotação.	104
FIGURA 5.1 - Gerador assíncrono de indução com banco de capacitores.....	108
FIGURA 5.2 - Determinação experimental de torque e rotação do alternador.....	109
FIGURA 5.3 - Sistema de ampliação de rotação por correias e polias.....	110
FIGURA 5.4 - Máquina de indução trifásica e banco de medição de dois wattímetros, ligação Δ	112
FIGURA 5.5 - Bancada máquina de indução trifásica com capacitor.....	113
FIGURA 5.6 - Montagem elétrica da bancada máquina de indução trifásica com capacitor.....	114
FIGURA 5.7 - Vista superior da montagem elétrica da bancada máquina de indução trifásica	114
FIGURA 5.8 - Esquema elétrico da bancada máquina de indução trifásica.....	115
FIGURA 5.9 - Montagem da turbina Michell-Banki no canal do laboratório.....	116
FIGURA 5.10 - Transmissão turbina Michell-Banki – sistema 1.....	116
FIGURA 5.11 - Testes motor- gerador - turbina Michell-Banki – sistema 2.....	118
FIGURA 5.12 - Sistema de transmissão turbina/motor-gerador.....	124
FIGURA 5.13 - Sistema de transmissão eixo submerso/eixo superior: (a) eixos, (b) ampliação	128
FIGURA 5.14 - Disposição do sistema de transmissão turbina/alternador.....	129
FIGURA 5.15 - Disposição do novo sistema de transmissão motor-gerador.....	130
FIGURA 5.16 - Montagem turbina-balsa-sistema de transmissão.....	132
FIGURA 6.1 - Alternador: (a) vista lateral, (b) vista frontal.....	135
FIGURA 6.2 - Circuito magnético com imã permanente.....	135
FIGURA 6.3 - Gráfico de desempenho do alternador.....	136
FIGURA 6.4 - Alternador e acoplamentos.....	137
FIGURA 6.5 - Turbina Michell-Banki: (a) detalhe do rotor, (b) acoplada à polia de 300 mm.....	139
FIGURA 6.6 - Ligação elétrica entre alternador-carga-medidores, turbina Michell-Banki.....	140
FIGURA 6.7 - Turbina Michell-Banki acoplada ao alternador.....	140
FIGURA 6.8 - Turbina-alternador:(a) Relação de transmissão 1,5;(b) Relação de transmissão 2,0.	141
FIGURA 6.9 - Desempenho do alternador acoplado à turbina Michell-Banki.....	146
FIGURA 6.10 - Turbina tipo roda d' água.....	147
FIGURA 6.11 - Ligação elétrica alternador-carga e medidores, roda d'água, ligação Y.....	148
FIGURA 6.12 - Ligação elétrica alternador-carga e medidores, roda d' água, ligação Δ	148
FIGURA 6.13 - Roda d' água acoplada ao alternador.....	149
FIGURA 6.14 - Roda d' água – relação de transmissão 6,63.....	149
FIGURA 6.15 - Desempenho alternador ligado à turbina tipo roda d'água.....	151
FIGURA 6.16 - Motor elétrico trifásico.....	152
FIGURA 6.17 - Ligação elétrica alternador-carga-medidores-motor elétrico, ligação Δ	152
FIGURA 6.18 - Motor acoplado ao alternador.....	153
FIGURA 6.19 - Sistema transmissão motor/alternador – turbina tipo roda d'água.....	153
FIGURA 6.20 - Desempenho do alternador acoplado ao motor trifásico	154
FIGURA 6.21 - Comparação de gráficos turbina Michell-Banki, roda d'água e motor elétrico....	155
FIGURA 6.22 - Disposição do sistema de transmissão turbina/motor-gerador.....	156
FIGURA 6.23 - Novo sistema de transmissão eixo submerso/eixo superior (a) eixos, (b) ampliação.....	157
FIGURA 6.24 - Desenho do detalhe da estrutura de sustentação das chapas na balsa.....	158
FIGURA 6.25 - Representação esquemática do sistema elétrico.....	158
FIGURA 6.26 - Banco de cargas com lâmpadas conectadas.....	159
FIGURA 6.27 - Disposição dos wattímetros e transformadores de corrente.....	160
FIGURA 6.28 - Colocação da turbina no píer da Estação Naval.....	160

FIGURA 6.29 - Instalação da Turbina Geração 3 FURG na Estação Naval - detalhe das chapas e do alternador de ímãs permanentes.....	161
FIGURA 6.30 - Colocação dos pneus de proteção.....	161
FIGURA 6.31 - Momento em que estrutura foi tracionada pela lancha.....	162
FIGURA 6.32 - Retirada da estrutura da Lagoa dos Patos, sem o rotor.....	163
FIGURA 7.1 - Representação esquemática do perfil i.....	167
FIGURA 7.2 - Pontos de cada perfil unidos por uma linha.....	169
FIGURA 7.3 - Detalhe da janela de importação de arquivos.....	170
FIGURA 7.4 - Detalhe mostrando a exclusão dos esboços dos perfis.....	170
FIGURA 7.5 - Detalhe mostrando a ocultação dos perfis da pá.....	171
FIGURA 7.6 - Visualização do desenho da pá no programa Solid Works®.....	171
FIGURA 7.7 - Rotor construído.....	172
FIGURA 7.8 - Perfis da pá em alumínio.....	172
FIGURA 7.9 - Pinos de sustentação das pás.....	173
FIGURA 7.10 - Modelo reconstruído da pá.	173
FIGURA 7.11 - Cera desmoldante.....	174
FIGURA 7.12 - Molde da pá.....	175
FIGURA 7.13 - Pá da turbina.....	177
FIGURA 7.14 - Pás da turbina.....	177
FIGURA 7.15 - Molde e cubo do rotor construído.....	177
FIGURA 7.16 - Desenho da turbina montada na ponte da Ilha dos Marinheiros.....	178
FIGURA 7.17 - Sistema de transmissão de potência.....	178
FIGURA 7.18 - Rotor aberto.....	179
FIGURA 7.19 - Rotor montado: bico, cubo do rotor e pás.....	179
FIGURA 7.20 - Vista 1 da caixa selada.....	180
FIGURA 7.21 - Vista 2 da caixa selada.....	180
FIGURA 7.22 - Tubo da caixa selada.....	180
FIGURA 7.23 - Parte frontal da caixa selada.....	180
FIGURA 7.24 - Flange maior.....	181
FIGURA 7.25 - Parte interna da caixa selada.....	181
FIGURA 7.26 - Sede para os rolamentos – flange maior.....	181
FIGURA 7.27 - Sede para os rolamentos – flange soldado.....	181
FIGURA 7.28 - Componente cerâmico do selo mecânico.....	181
FIGURA 7.29 - Selo mecânico.....	181
FIGURA 7.30 - Vedação da caixa selada.....	182
FIGURA 7.31 - Vedação do eixo inferior.....	182
FIGURA 7.32 - Eixo inferior e seus componentes.....	182
FIGURA 7.33 - Coroa cônica.....	182
FIGURA 7.34 - Parafusos da caixa selada.....	183
FIGURA 7.35 - Extrator de rolamentos.....	183
FIGURA 7.36 - Flange maior.....	183
FIGURA 7.37 - Rodas dentadas.....	183
FIGURA 7.38 - Estrutura de transmissão.....	184
FIGURA 7.39 - Tubo de sustentação.....	184
FIGURA 7.40 - Pinhão cônico.....	184
FIGURA 7.41 - Engrenamento das rodas dentadas.....	184
FIGURA 7.42 - Rolamentos na parte superior do eixo intermediário.....	185
FIGURA 7.43 - Flanges para fixação na torre.....	185
FIGURA 7.44 - Flanges para fixação na torre – vista ampliada.....	185
FIGURA 7.45 - Polia variadora montada.....	186
FIGURA 7.46 - Pinhão cônico montado.....	186
FIGURA 7.47 - Eixo desmontado.....	186
FIGURA 7.48 - Braço articulado montado.....	187
FIGURA 7.49 - Montagem do esticador.....	187
FIGURA 7.50 - Macaco eletromecânico e polias.....	189
FIGURA 7.51 - Base do esticador de correia.....	188
FIGURA 7.52 - Conjunto montado no eixo superior.....	188
FIGURA 7.53 - Eixo superior montado.....	189

FIGURA 7.54 - Parafuso para fixação do batente.....	189
FIGURA 7.55 - Fixação do eixo superior.....	189
FIGURA 7.56 - Alternador de ímãs permanentes.....	189
FIGURA 7.57 - Transmissão superior.....	190
FIGURA 7.58 - Torre de sustentação da turbina.....	191
FIGURA 7.59 - Chapa de fixação.....	191
FIGURA 7.60 - Braçadeira.....	192
FIGURA 7.61 - Cabo de Aço.....	192
FIGURA 7.62 - Fixadores das buchas.....	192
FIGURA 7.63 - Carro de deslocamento.....	193
FIGURA 7.64 - Trilho.....	193
FIGURA 7.65 - Talha de içamento.....	193
FIGURA 7.66 - Torre da turbina instalada.....	197
FIGURA 7.67 - Turbina no caminhão "MUNCK"	197
FIGURA 7.68 - Instalação da turbina na torre.....	198
FIGURA 7.69 - Medição da rotação das polias.....	198

LISTA DE TABELAS

TABELA 4.1 - Grandezas construtivas da pá calculadas para cada estação.....	62
TABELA 4.2 - Coordenadas do perfil normalizado (Estação i).....	64
TABELA 4.3 - Coordenadas do perfil normalizado (Estação 1)	65
TABELA 4.4 - Coordenadas do perfil normalizado (Estação 2)	66
TABELA 4.5 - Coordenadas do perfil normalizado (Estação 3)	67
TABELA 4.6 - Coordenadas do perfil normalizado (Estação 4)	68
TABELA 4.7 - Coordenadas do perfil normalizado (Estação 5)	69
TABELA 4.8 - Coordenadas do perfil normalizado (Estação 6)	70
TABELA 4.9 - Coordenadas do perfil normalizado (Estação 7)	71
TABELA 4.10 - Coordenadas do perfil normalizado (Estação 8)	72
TABELA 4.11 - Coordenadas do perfil normalizado (Estação 9)	73
TABELA 4.12 - Coordenadas do perfil normalizado (Estação e)	74
TABELA 4.13 - Coordenadas da superfície superior e inferior para o perfil i.....	76
TABELA 4.14 - Coordenadas da superfície superior e inferior para o perfil 1.....	77
TABELA 4.15 - Coordenadas da superfície superior e inferior para o perfil 2.....	78
TABELA 4.16 - Coordenadas da superfície superior e inferior para o perfil 3.....	79
TABELA 4.17 - Coordenadas da superfície superior e inferior para o perfil 4.....	80
TABELA 4.18 - Coordenadas da superfície superior e inferior para o perfil 5.....	81
TABELA 4.19 - Coordenadas da superfície superior e inferior para o perfil 6.....	82
TABELA 4.20 - Coordenadas da superfície superior e inferior para o perfil 7.....	83
TABELA 4.21 - Coordenadas da superfície superior e inferior para o perfil 8.....	84
TABELA 4.22 - Coordenadas da superfície superior e inferior para o perfil 9.....	85
TABELA 4.23 - Coordenadas da superfície superior e inferior para o perfil e.....	86
TABELA 4.24 - Dados obtidos nos testes na Lagoa dos Patos.....	103
TABELA 5.1 - Resultados experimentais das grandezas do alternador.....	109
TABELA 5.2 - Dados fundamentais obtidos nos testes na Lagoa dos Patos.....	110
TABELA 5.3 - Rotações a serem obtidas com o sistema de ampliação.....	111
TABELA 5.4 - Máquina de indução trifásica operando como gerador.....	112
TABELA 5.5 - Testes com capacitor de 0.75 kVar e polia de \varnothing motor = 200 mm.....	118
TABELA 5.6 - Testes com capacitor de 0.75 kVar e polia de \varnothing motor = 175 mm.....	119
TABELA 5.7 - Testes com capacitor de 1.0 kVar e polia de \varnothing motor = 200 mm.....	119
TABELA 5.8 - Testes com capacitor de 1.0 kVar e polia de \varnothing motor = 175 mm.....	120
TABELA 5.9 - Testes com capacitor de 2.0 kVar e polia de \varnothing motor = 200 mm.....	120
TABELA 5.10 - Testes com capacitor de 2.0 kVar e polia de \varnothing motor = 175 mm.....	121
TABELA 5.11 - Comparativo entre os testes com motor – gerador.....	121
TABELA 5.12 - Testes com o alternador de 1 kVA.....	122
TABELA 5.13 - Dados fundamentais obtidos nos testes na Lagoa dos Patos.....	123
TABELA 5.14 - Rotações sistema de transmissão motor-gerador, sem carga.....	124
TABELA 5.15 - Torques sistema transmissão para o motor-gerador, sem carga.....	125
TABELA 5.16 - Dados do sistema de transmissão corrente/coroa-pinhão.....	126
TABELA 5.17 - Rotações novo sistema de transmissão alternador, sem carga.....	129
TABELA 5.18 - Torques novo sistema de transmissão alternador, sem carga.	130
TABELA 5.19 - Rotações novo sistema transmissão motor-gerador, sem carga.....	131
TABELA 5.20 - Torques novo sistema transmissão motor-gerador, sem carga.....	131
TABELA 6.1 - Desempenho do alternador.....	136
TABELA 6.2 - Testes alternador/turbina Michell-Banki, transmissão 1,5.....	142
TABELA 6.3 - Testes alternador/turbina Michell-Banki, transmissão 2,0.....	143
TABELA 6.4 - Testes alternador/turbina Michell-Banki, transmissão 2,0 com resistência elétrica menor.....	144
TABELA 6.5 - Testes alternador/turbina Michell-Banki, transmissão 2,0 com resistência elétrica constante.....	145
TABELA 6.6 - Testes alternador/ roda d'água, relação de transmissão 3,0.....	150
TABELA 6.7 - Testes alternador/ roda d'água, relação de transmissão 6,63.....	150
TABELA 6.8 - Medições realizadas no alternador acoplado ao motor elétrico.....	154
TABELA 7.1 - Dados do projeto turbina hidrocínética Geração 4 FURG.....	164
TABELA 7.2 - Planilha de pontos em coordenadas X, Y e Z do perfil i.....	167
TABELA 7.3 - Planilha obtida com a extensão do arquivo .scr.....	168

LISTA DE SÍMBOLOS

$\alpha_{\infty j}$ = Ângulos do escoamento não perturbado na entrada do rotor ($^{\circ}$)

β_{∞} = Ângulo de inclinação de cada perfil ($^{\circ}$)

$\beta_{\infty i}$ = Ângulo de inclinação do perfil i ($^{\circ}$)

$\beta_{\infty e}$ = Ângulo de inclinação do perfil e ($^{\circ}$)

$\beta_{\infty j}$ = Ângulo de inclinação dos perfis genéricos j ($^{\circ}$)

δ_j = Ângulos de ataque dos perfis genéricos j ($^{\circ}$)

η = Rendimento de projeto da turbina (%)

η_m = Rendimento mecânico (%)

$\eta_{\text{máx}}$ = Rendimento máximo de projeto da turbina (%)

η_r = Rendimento dos perfis não considerando as perdas (%)

ϕ = diâmetro de polias (m)

ϕ_t = relação de transmissão para corrente

ψ = Coeficiente de pressão

λ_j = Ângulos de escorregamento dos perfis ($^{\circ}$)

ω_1 = Velocidade angular da polia 1 (rad/s)

ω_2 = Velocidade angular da polia 2 (rad/s)

ω_3 = Velocidade angular da polia 3 (rad/s)

ω_4 = Velocidade angular da polia 4 (rad/s)

ω_{motor} = Velocidade angular do motor (rad/s)

$\omega_{\text{alternador}}$ = Velocidade angular do alternador (rad/s)

ρ = Massa específica da água (kg/m^3)

ρ_{ar} = Massa específica do ar (kg/m^3)

σ = Coeficiente de cavitação

θ = Ângulo formado entre o eixo da turbina e o fluxo da água ($^{\circ}$)

τ = Torque gerado pela ação do rotor (N.m)

τ_1 = Torque na polia 1 (N.m)

τ_2 = Torque na polia 2 (N.m)

τ_3 = Torque na polia 3 (N.m)

τ_4 = Torque na polia 4 (N.m)

τ_{motor} = Torque do motor (N.m)

$\tau_{\text{alternador}}$ = Torque do alternador (N.m)

τ_{sub} = Torque no eixo submerso da turbina (N.m)

τ_{int} = Torque no eixo intermediário da turbina (N.m)
A = Área varrida pelas pás (m²)
B = largura do rotor turbina Michell-Banki (m)
B_i = largura do injetor turbina Michell-Banki (m)
C = capacitância (μF)
C_D = Coeficiente de arraste
C_p = Eficiência da turbina
C_{p Max} = Eficiência máxima da turbina
C_s = Coeficiente de sustentação
C_{si} = Coeficiente de sustentação no diâmetro interno do rotor
cos(φ) = fator de potência
d_{cubo} = diâmetro cubo do rotor (m)
d_e = Diâmetro externo das pás do rotor (m)
d_i = Diâmetro interno das pás do rotor (m)
D_p = Diâmetro do pino de fixação da pá ao cubo do rotor (m)
e_{ge} = Espessura no centro de gravidade do perfil no diâmetro externo (m)
e_{gi} = Espessura no centro de gravidade do perfil no diâmetro interno (m)
e_{gj} = Espessuras no centro de gravidade de um perfil genérico *j* (m)
E_p = Energia potencial (J)
E_c = Energia cinética (J)
F = Força atuante na pá no diâmetro médio (N)
F_{ax} = Esforço axial (N)
F_{az} = Esforço radial (N)
f_e = Fator de engrossamento e/ou afinamento do perfil no diâmetro externo
f_i = Fator de engrossamento e/ou afinamento do perfil no diâmetro interno
F_s = força de sustentação (N)
F_t = força tangencial conjunto correia/polia (N)
f = frequência (Hz)
g = Aceleração da gravidade (m/s²)
h = altura equivalente à energia cinética (m)
H_{max} = queda útil de projeto (m)
I_L = Corrente de linha (A)
L = comprimento do perfil (m)
L' = comprimento do perfil com fator de engrossamento ou afinamento (m)

L_{bico} = comprimento bico rotor (m)

L_e = Comprimento da corda do perfil no diâmetro externo (m)

L_i = Comprimento da corda do perfil no diâmetro interno (m)

L_j = Comprimento genérico das cordas dos perfis no diâmetro genérico j (m)

L_{gi} = Comprimento das cordas dos perfis até o centro de gravidade (m)

m = Massa (kg)

M_f = Momento fletor que atua na pá (N.m)

n = Rotação estimada para a condição real da turbina (rpm)

$n_{\text{alternador}}$ = Rotação do alternador (rpm)

n_i = Rotação de projeto ou rotação ideal da turbina (rpm)

n_{int} = Rotação no eixo intermediário (rpm)

n_{max} = Rotação da turbina para $Q_{\text{max func}}$ (rpm)

n_{motor} = Rotação do motor (rpm)

n_{qA} = Rotação específica genérica (rpm)

n_s = Rotação síncrona (rpm)

n_{s50} = Rotação síncrona para 50 Hz (rpm)

n_{s60} = Rotação síncrona para 60 Hz (rpm)

n_{sub} = Rotação no eixo submerso da turbina (rpm)

n_{sup} = Rotação no eixo superior da turbina (rpm)

n_1 = Rotação da polia 1 (rpm)

n_2 = Rotação da polia 2 (rpm)

n_3 = Rotação da polia 3 (rpm)

n_4 = Rotação da polia 4 (rpm)

p = Número de polos

P_e = peso do rotor (N)

Q = Vazão da água (m^3/s)

$Q_C = Q_{\text{MAG}}$ = Potência reativa indutiva (kVAr)

Q_{max} = vazão máxima de projeto (m^3/s)

$Q_{\text{max func}}$ = vazão máxima de funcionamento (m^3/s)

r = Relação do cubo do rotor

r_1 = Raio da polia 1 (m)

r_2 = Raio da polia 2 (m)

r_3 = Raio da polia 3 (m)

r_4 = Raio da polia 4 (m)

r_e = Raio externo do rotor (m)
 r_i = Raio interno do rotor (m)
 r_p = raio do pinhão (m)
 S_{max} = tensão máxima atuante (MPa)
 S_u = limite de resistência (MPa)
 t = tempo (s)
 t_j = Passo das pás do rotor (m)
 u_e = Velocidade tangencial no diâmetro externo (m/s)
 u_i = Velocidade tangencial no diâmetro interno (m/s)
 u_j = Velocidade tangencial num perfil genérico j (m/s)
 v = Velocidade da água (m/s)
 V = Volume (m^3)
 v_{AR} = Velocidade do vento (m/s)
 v_c = Velocidade do corpo (m/s)
 v_m = Velocidade meridional média (m/s)
 v_{ue} = velocidade absoluta na direção tangencial no diâmetro externo (m/s)
 v_{ui} = velocidade absoluta na direção tangencial no diâmetro interno (m/s)
 V_L = Tensão de linha (Volts)
 V_N = Tensão normal (Volts)
 w_∞ = Velocidade relativa do escoamento não perturbado (m/s)
 $w_{\infty i}$ = Velocidade relativa do escoamento não perturbado no perfil i (m/s)
 W = Potência instalada, conforme equação utilizada, (kW) ou (CV)
 $W_{alternador}$ = Potência do alternador (W)
 W_c = Potência gerada pela energia cinética = Potência de projeto (W)
 W_{ct} = Potência ideal de projeto (W)
 W_{eixo} = Potência eixo da turbina (W)
 W_{motor} = Potência do motor elétrico (HP ou W)
 W_p = Potência gerada pela energia potencial (W)
 W_T = Potência ativa total (W)
 $W_{teórica}$ = Potência teórica eixo submerso (W)
 W_1 = Potência ativa wattímetro 1 (W)
 W_2 = Potência ativa wattímetro 2 (W)
 x = coordenada plana do perfil na direção x (m)
 X_i = coordenada espacial do perfil num ponto inferior, na direção x (m)

X_s = coordenada espacial do perfil num ponto superior, na direção x (m)

y = coordenada plana do perfil na direção y (m)

y_{ge} = Ordenada do perfil no diâmetro externo no centro de gravidade

y_{gi} = Ordenada do perfil no diâmetro interno no centro de gravidade

$y_{máxe}$ = Ordenada máxima do perfil no diâmetro externo

$y_{máxi}$ = Ordenada máxima do perfil no diâmetro interno

$y_{máxj}$ = Ordenada máxima genérica dos perfis no diâmetro j (m)

y_s = ordenada do perfil num ponto superior (m)

y_i = ordenada do perfil num ponto inferior (m)

$y_{s'}$ = ordenada num ponto superior, com engrossamento ou afinamento (m)

$y_{i'}$ = ordenada num ponto inferior, com engrossamento ou afinamento (m)

Y = Trabalho específico (m^2/s^2)

Y_i = coordenada espacial do perfil num ponto inferior, na direção y (m)

Y_s = coordenada espacial do perfil num ponto superior, na direção y (m)

Z = Número de pás

Z_i = coordenada espacial do perfil num ponto inferior, na direção z (m)

Z_s = coordenada espacial do perfil num ponto superior, na direção z (m)

SUMÁRIO

PREFÁCIO	19
CAPÍTULO 1	23
<i>CLASSIFICAÇÃO DAS TURBINAS HIDROCINÉTICAS (THCS)</i>	23
CAPÍTULO 2	28
HISTÓRICO DAS TURBINAS HIDROCINÉTICAS NO BRASIL.....	28
2.1 PRIMEIRAS REVISÕES DE THCs NO BRASIL.....	28
2.2 PROJETOS DO INSTITUTO NACIONAL DE PESQUISAS DA AMAZÔNIA (INPA).....	29
2.3 PROJETOS DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA (UnB).....	30
2.3.1 GERAÇÃO 1 – UnB.....	30
2.3.2 GERAÇÃO 2 – UnB.....	31
2.3.3 GERAÇÃO 3 – UnB.....	31
2.3.4 PROJETOS UnB/ELETRONORTE.....	33
2.4 PROJETOS UNIFEI.....	33
2.5 PROJETO HIDROENERGIA.....	35
CAPÍTULO 3	36
<i>HISTÓRICO DAS TURBINAS HIDROCINÉTICAS (THCS) NO MUNDO</i>	36
3.1 SIMEC ATLANTIS ENERGY - MARINE CURRENT TURBINE.....	36
3.2 SMART HYDRO POWER.....	38
3.3 GUINARD ENERGIES.....	40
3.4 HYDRO-QUEBEC.....	40
3.5 ATLANTIS RESOURCES LIMITED - MEYGEN LIMITED.....	41
3.5.1 MEYGEN FASE 1A – OPERACIONAL.....	41
3.5.2 PROJETO STROMA (MEYGEN FASE 1B).....	42
3.5.3 MEYGEN FASE 1C.....	43
3.5.4 MEYGEN FASES 2 E 3.....	43
3.6 BLUE ENERGY.....	43
3.6.1 MICRO POWER SYSTEM.....	44
3.6.2 SISTEMA DE POTÊNCIA DE MÉDIO PORTE.....	45
3.6.3 BLUE ENERGY POWER SYSTEM.....	45
3.6.4 MEGA POWER SYSTEM.....	46
3.7 OUTROS PROJETOS MUNDIAIS.....	46
CAPÍTULO 4	48
<i>PROJETO TURBINA HIDROCINÉTICA (THC) GERAÇÃO 1 FURG</i>	48
4.1 PROJETO DO ROTOR.....	48
4.1.1 METODOLOGIA DE CÁLCULO DAS DIMENSÕES PRINCIPAIS DO ROTOR.....	49
4.1.2 EQUIVALÊNCIA ENTRE ENERGIA POTENCIAL E ENERGIA CINÉTICA.....	49
4.1.3 DADOS DO PROJETO DA THC GERAÇÃO 1 FURG.....	52
4.1.4 ROTEIRO DE CÁLCULO DAS GRANDEZAS CONSTRUTIVAS DAS ESTAÇÕES INTERNA E EXTERNA DA PÁ.....	53
4.1.5 ROTEIRO DE CÁLCULO DAS GRANDEZAS CONSTRUTIVAS PARA AS ESTAÇÕES INTERMEDIÁRIAS DA PÁ.....	58
4.1.6 RESULTADOS DO DIMENSIONAMENTO DAS PÁS.....	61
4.1.7 CÁLCULO DAS COORDENADAS PLANAS DOS PONTOS DA SUPERFÍCIE SUPERIOR E INFERIOR PARA CADA ESTAÇÃO DA PÁ.....	63
4.1.8 CÁLCULO DAS COORDENADAS ESPACIAIS DOS PONTOS DA SUPERFÍCIE SUPERIOR E INFERIOR PARA CADA ESTAÇÃO DA PÁ.....	75
4.2 CONSTRUÇÃO DO ROTOR DA TURBINA.....	87
4.2.1 ESPECIFICAÇÃO DO MATERIAL PARA CONSTRUÇÃO DO ROTOR.....	87
4.2.2 DESCRIÇÃO DA CONSTRUÇÃO.....	88
4.3 PRINCIPAIS VARIÁVEIS ENVOLVIDAS PARA MONTAGEM DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO.....	97
4.3.1 DETERMINAÇÃO DOS ESFORÇOS OCASIONADOS PELO ROTOR.....	97

4.3.2 DETERMINAÇÃO DOS ESFORÇOS OCASIONADOS PELO CONJUNTO COROA-PINHÃO E CORRENTE.....	98
4.3.3 ESQUEMA DE MONTAGEM DE TURBINA.....	98
4.4 CONCEPÇÃO E CONSTRUÇÃO DA Balsa FLUTUADORA.....	99
4.5 TESTES NA LAGOA DOS PATOS.....	101
4.6 DADOS EXPERIMENTAIS OBTIDOS NA LAGOA DOS PATOS.....	101
4.7 CONCLUSÕES OBTIDAS A PARTIR DOS TESTES NA LAGOA DOS PATOS.....	103
4.8 SISTEMA DE AMPLIAÇÃO PARA O GERADOR.....	103
4.8.1 CROQUI DO SISTEMA DE AMPLIAÇÃO.....	104
4.8.2 ROTAÇÃO NOS EIXOS.....	104
4.9 ESPECIFICAÇÃO E CARACTERIZAÇÃO DA TURBINA.....	105
4.9.1 ESPECIFICAÇÃO DA TURBINA.....	105
4.9.2 POTÊNCIA TRANSMITIDA AO GERADOR.....	105
CAPÍTULO 5.....	107
<i>PROJETO TURBINA HIDROcinÉTICA GERAÇÃO 2 FURG.....</i>	<i>107</i>
5.1 MÁQUINA DE INDUÇÃO TRIFÁSICA.....	107
5.2 MÁQUINA DE INDUÇÃO TRIFÁSICA AUTO-EXCITADA OPERANDO COMO GERADOR.....	108
5.3 SISTEMA ACOPLADO A UM ALTERNADOR.....	109
5.4 TESTES COM A MÁQUINA DE INDUÇÃO TRIFÁSICA AUTOEXCITADA OPERANDO COMO GERADOR.....	111
5.4.1 ESPECIFICAÇÃO DO CAPACITOR.....	112
5.4.2 MONTAGEM DA BANCADA COM O CAPACITOR.....	113
5.4.3 ROTAÇÃO NECESSÁRIA PARA A GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA.....	115
5.5 TESTES MOTOR – GERADOR COM TURBINA MICHELL-BANKI.....	116
5.5.1 ESCOLHA DA TURBINA.....	116
5.5.2 PROCEDIMENTO PARA REALIZAR A EXPERIÊNCIA.....	117
5.5.3 DADOS LEVANTADOS NOS TESTES COM A TURBINA MICHELL-BANKI.....	117
5.6 ANÁLISE DOS TESTES MOTOR–GERADOR COM TURBINA MICHELL-BANKI.....	121
5.7 TESTES ALTERNADOR COM A TURBINA MICHELL-BANKI.....	122
5.8 SISTEMAS DE TRANSMISSÃO DA TURBINA HIDROcinÉTICA AXIAL.....	122
5.8.1 SISTEMA DE TRANSMISSÃO EIXO SUPERIOR DA TURBINA PARA MOTOR-GERADOR.....	123
5.8.2 NOVO SISTEMA TRANSMISSÃO EIXO SUBMERSO/EIXO SUPERIOR.....	126
5.8.3 NOVO SISTEMA DE TRANSMISSÃO PARA O ALTERNADOR.....	129
5.8.4 NOVO SISTEMA DE TRANSMISSÃO PARA O MOTOR-GERADOR.....	130
5.9 CONCLUSÕES SOBRE TESTES DA TURBINA HIDROcinÉTICA GERAÇÃO 2 – FURG.....	132
CAPÍTULO 6.....	134
<i>PROJETO TURBINA HIDROcinÉTICA GERAÇÃO 3 FURG.....</i>	<i>134</i>
6.1 ANÁLISE DO DESEMPENHO DE ALTERNADOR DE ÍMÃS PERMANENTES.....	134
6.1.1 ALTERNADOR DE ÍMÃS PERMANENTES, DESCRIÇÃO E ACOPLAMENTOS.....	134
6.1.2 INSTRUMENTAÇÃO PARA OS ENSAIOS DO ALTERNADOR.....	137
6.1.3 A TURBINA MICHELL-BANKI.....	138
6.1.4 ALTERNADOR DE 1 KW LIGADO À TURBINA MICHELL-BANKI.....	139
6.1.5 TURBINA TIPO RODA D'ÁGUA.....	146
6.1.6 ALTERNADOR DE 1KW LIGADO À TURBINA TIPO RODA D' ÁGUA.....	146
6.1.7 O MOTOR ELÉTRICO.....	152
6.1.8 ALTERNADOR DE ÍMÃS PERMANENTES DE 1 KW LIGADO AO MOTOR ELÉTRICO.....	152
6.1.9 GRÁFICO COMPARAÇÃO ALTERNADOR DE IMÃS PERMANENTES ACOPLADO À TURBINA MICHELL-BANKI, TURBINA TIPO RODA D'ÁGUA E MOTOR ELÉTRICO.....	155
6.2 SISTEMA DE TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA TURBINA/ ALTERNADOR DE ÍMÃS PERMANENTES.....	156
6.3 ESTRUTURA DE APOIO SISTEMA FLUTUANTE.....	157
6.4 CONJUNTO ELÉTRICO DO EXPERIMENTO.....	158

6.5 TENTATIVAS DE ANÁLISE DE DESEMPENHO DO CONJUNTO TURBINA HIDROCINÉTICA – ALTERNADOR.....	160
CAPÍTULO 7	164
<i>PROJETO TURBINA HIDROCINÉTICA GERAÇÃO 4 FURG</i>	164
7.1 PROJETO DO ROTOR.....	164
7.2 ETAPAS PARA CONSTRUÇÃO DO MODELO DO ROTOR.....	166
7.2.1 USO DO PROGRAMA MICROSOFT EXCEL®.....	166
7.2.2 PROCEDIMENTO AUTOCAD®.....	169
7.2.3 PROCEDIMENTO SOLID WORKS®2007.....	169
7.3 CONSTRUÇÃO DO ROTOR.....	172
7.4 COMPONENTES DA TURBINA.....	178
7.4.1 ROTOR.....	178
7.4.2 CAIXA SELADA.....	180
7.4.3 TUBO DE SUSTENTAÇÃO.....	184
7.4.4 BRAÇO ARTICULADO.....	187
7.4.5 TORRE.....	191
7.4.6 FIXAÇÃO NA PONTE DA ILHA DOS MARINHEIROS.....	192
7.5 PROCEDIMENTOS DE MONTAGEM DA TURBINA.....	193
7.5.1 TUBO DE SUSTENTAÇÃO.....	193
7.5.2 CAIXA SELADA.....	194
7.5.3 ROTOR.....	194
7.5.4 BRAÇO ARTICULADO.....	195
7.5.5 TORRE.....	195
7.5.6 PLACA DE FIXAÇÃO.....	196
7.6 TESTES DA TURBINA HIDROCINÉTICA GERAÇÃO 4 - FURG - PONTE DA ILHA DOS MARINHEIROS.....	196
7.7 CONCLUSÕES.....	199
REFERÊNCIAS	200

PREFÁCIO

Este livro apresenta uma retrospectiva de projeto, construção e instalação de turbinas hidrocínéticas (THCs) no Brasil e no mundo, até os dias de hoje.

Desde 1980, destacam-se as pesquisas no Instituto Nacional de Pesquisas da Amazônia (INPA) e a partir de 1996, na UnB.

Na FURG, as pesquisas começaram com projetos de bombas e turbinas hidráulicas em 1992 e, desde 2003, em THCs e turbinas eólicas.

A ideia do livro é mostrar um pouco da complexidade de projetos de engenharia nesta área, o quanto são gratificantes na relação aluno/professor e contribuir para o lançamento de uma ferramenta didática não existente.

Os projetos foram desenvolvidos como trabalhos de conclusão de curso de Engenharia Mecânica.

Foram projetadas quatro THCs, sendo três construídas.

As turbinas foram construídas no Laboratório de Sistemas Térmicos do extinto Deptº de Física, a partir de 2008 pertencente à Escola de Engenharia.

A história desses projetos se confunde com a própria história do Laboratório.

Nos projetos iniciais de bombas hidráulicas, a construção era no Laboratório Termofluídico, ainda no Campus Cidade da FURG.

Esse laboratório foi idealizado pelo prof. Debi Pada Sadhu, PhD, em 1978, com quem os professores e técnicos do Depto. de Física muito aprenderam e desenvolveram a paixão pela pesquisa tecnológica.

Aos alunos orientados, couberam as oportunidades de projetar, construir e testar inúmeras máquinas. A coragem gerada significa ver o quanto são capazes e essas experiências levam para toda a vida profissional.

Percalços não faltaram, mas sobraram iniciativa, participação de inúmeros técnicos e professores, de pais e mães curiosos, ajudando de todas as formas.

Também é uma homenagem a todos que trabalharam, ajudando a projetar, construir e testar, participando ainda de bancas de avaliação, e comungam dos mesmos ideais. Parceria nunca faltou.

Esses projetos de THCS foram construídos em momentos diversos, alguns com recursos escassos, outros com apoio do CNPq.

O diâmetro externo das turbinas hidrocínéticas é de 1,4 m, três pás e potência de 1 kVA, devendo operar com eficiência numa faixa de velocidades d'água de 1,3 m/s a 2 m/s.

Classificamos nossas turbinas por **Geração**, semelhante ao método adotado pela UnB.

Na **Geração 1**, em 2003, foi projetada e construída uma **turbina inovadora**, com a lei de formação do comprimento da corda dos perfis baseada em **projetos de turbinas eólicas**.

Foi construída com sistema de transmissão por corrente/coroa-pinhão e montada numa balsa, ocorrendo alguns problemas, como a transmissão do movimento do eixo inferior para o eixo superior. Devido à alta velocidade, havia um desacoplamento da corrente com a coroa e pinhão, interrompendo o processo, além da falta de isolamento e lubrificação da corrente, que causava o acúmulo de incrustações no sistema de transmissão.

O conjunto turbina-balsa foi testado na Lagoa dos Patos, fundos do *Yacht Club*, Rio Grande, RS.

Com a balsa, acompanha-se a correnteza melhor, **como não havia correnteza no dia da realização dos testes**, ocasionado pelos fortes ventos que represavam a água no canal, pôde-se, de maneira controlada, rebocar a balsa utilizando um barco, gerando uma correnteza artificial.

Teve-se a certeza da velocidade da correnteza, já que o barco possuía um sistema de posicionamento global GPS. Aplicou-se no barco velocidades constantes, para levantar o comportamento da turbina, seu torque e rotação, sendo importantes para o desenvolvimento do sistema de ampliação de rotação até o gerador.

Os problemas nos testes da turbina **Geração 1** levaram à construção da turbina **Geração 2** em 2005. Foi utilizada a mesma estrutura de sustentação e o rotor, modificando-se apenas o sistema de transmissão do eixo inferior para o eixo superior, o qual foi substituído por rodas cônicas.

O objetivo principal do projeto foi analisar o desempenho de uma máquina de indução trifásica, motor elétrico, operando como gerador e um alternador, acoplados à turbina e comparando os resultados.

Na turbina **Geração 3**, 2006, foi analisado o desempenho de um alternador comercial de ímãs permanentes de **1 kW**.

Para testar o desempenho da turbina hidrocínética axial na lagoa/mar, foi utilizada a melhor alternativa estudada na turbina **Geração 2**, na transmissão de energia da turbina para o alternador.

O conjunto turbina/alternador de ímãs permanentes foi montado num flutuador, balsa, com chapas de sustentação dos tripulantes, permitindo o ajuste das polias e leituras de rotação e torque.

A turbina foi instalada na Estação Naval, atrás do canal de acesso do Porto de Rio Grande, em janeiro de 2006.

Depois de instalada a turbina no local de testes, ocorreu uma correnteza extrema em sentido contrário ao fluxo projetado para incidência da água na turbina, desacoplando o rotor do sistema montado. **O rotor desapareceu**. Não foi possível a realização de testes.

Para a **Geração 4**, 2008, foi desenvolvido um sistema de transmissão com eixo inferior em caixa selada com o rotor e rodas cônicas, eixo intermediário ligado ao eixo superior.

No topo do conjunto, foi instalada uma polia variadora, com a finalidade de obter-se outras rotações, conforme as condições de escoamento da água também variem.

A instalação da turbina foi realizada em janeiro de 2009, na Ponte da Ilha dos Marinheiros, Rio Grande, RS, local mais propício para o teste da turbina, num período do ano de baixos escoamentos de água.

Nessa região, há grande variação de correntes, de vazante e de enchente, de acordo com o vento, predominante nordeste e sul, gerando um ambiente turbulento, direcionando a água de maneira quase aleatória para a turbina.

As velocidades médias do escoamento giraram em torno de 0,8 a 1m/s. Foi possível obter rotações no alternador de 350 rpm e 630 rpm, devido à possibilidade de variar o diâmetro da polia variadora. Não é possível gerar potência para 350 rpm. Para rotação de 630 rpm, a potência gerada é de 300 W, de acordo com os dados do fabricante do alternador.

A restrição ao uso dessas turbinas está nas condições dos escoamentos, devendo operar com eficiência numa faixa de velocidade d'água entre 1,3 m/s e 2 m/s, produzindo uma potência de 1kW. A experiência dos testes realizados de 2003 a 2009 indicam que a estrutura de sustentação do rotor deve ser robusta, para suportar variações climáticas. A caixa que abriga o rotor e o sistema de transmissão do eixo inferior para o superior deve ser selada, evitando incrustações existentes em águas rasas.

O uso de alternadores de ímãs permanentes se mostrou mais eficaz do que motor usado como gerador ou alternador autoexcitado. Nestes, havia uma redução da rotação considerável com o aumento da carga elétrica.

O projeto da THC pode ser reproduzido para dimensões maiores, atrelado às características do escoamento e à disponibilidade de alternadores de ímãs permanentes de maior potência. O sistema de sustentação do conjunto pode ser por balsa ancorada ou por braço fixado em estrutura fixa, como pontes.

O projeto **Geração 4** será reativado com testes na Estação Naval, atrás do canal de acesso do Porto de Rio Grande, num ambiente mais controlado, onde a turbina **Geração 3** também foi instalada.

CAPÍTULO 1

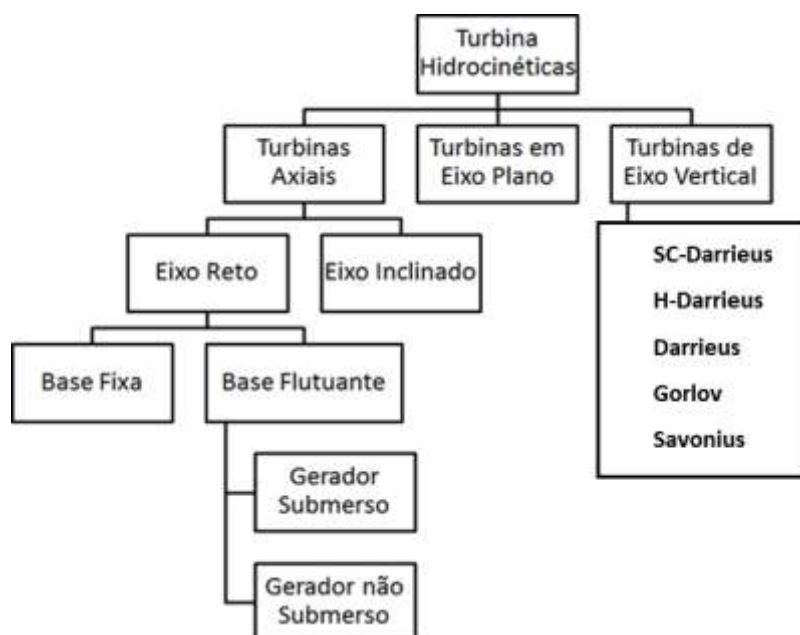
CLASSIFICAÇÃO DAS TURBINAS HIDROcinÉTICAS (THCs)

A energia hidrocinética é gerada por fluxos de água, como rios que não possuem quedas de água, canais ou por correntes marinhas, usando turbinas completamente submersas, trabalhando no mesmo princípio das turbinas eólicas. Elimina dutos e barragens, diminuindo o impacto ambiental.

A potência extraída das correntes depende de três fatores: velocidade do fluxo d'água, área e eficiência da turbina. Essa forma de energia apresenta limitações por crescimento da incrustação nas pás e corrosão, necessitando de sistemas selados. Os custos de operação e de manutenção estão ligados à distância entre o local de produção de energia e os pontos de distribuição.

Segundo Veloso e Clemente (2013), as turbinas hidrocinéticas podem ser classificadas, conforme fig. 1.1.

FIGURA 1.1 – Classificação das THCs



FONTE: Veloso e Clemente, 2013

Os diversos tipos de turbinas hidrocinéticas são descritos por Faria (2017), de acordo com a classificação de Veloso e Clemente (2013). Elas podem ser classificadas de acordo com a disposição de seu eixo em relação à direção do fluxo que passa pelo equipamento.

Existem duas grandes categorias: as turbinas com fluxo axial e as turbinas de fluxo cruzado. Os dois grupos apresentam tipos e tamanhos de equipamento variados e podem ser empregados em rios ou em mares.

As turbinas de fluxo axial são classificadas como as bombas axiais, pois seu eixo é paralelo ao deslocamento do fluido. Podem ser de fluxo axial com eixo horizontal ou de eixo inclinado. As de eixo horizontal são muito usadas na geração de energia nos rios e mares e usam os mesmos princípios das turbinas eólicas, já as com eixo inclinado têm sido largamente estudadas para o uso em pequenos rios.

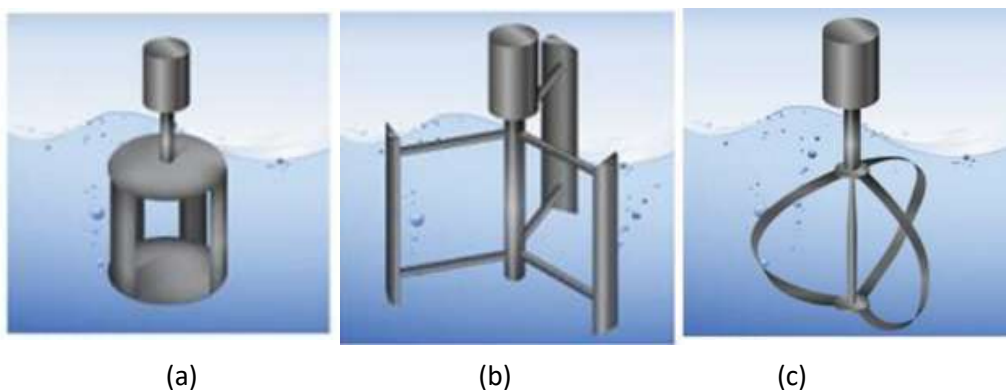
As turbinas de fluxo cruzado recebem esse nome pois têm seus rotores perpendiculares à corrente de água. Elas ainda podem ser subdivididas em duas categorias: com o eixo vertical e com o eixo ao nível da água.

Exemplo de turbina de eixo vertical, a turbina do tipo *Darrieus* tem lâminas orientadas verticalmente girando em torno de um eixo vertical. É um equipamento que opera em altas velocidades e baixo torque. Precisa de alguma fonte de energia externa para poder começar o movimento.

As vantagens das turbinas do tipo *H-Darrieus* e do tipo *Squirrel Cage-Darrieus* são a simplicidade do design, sua simetria e acoplamento simples, porém, além da sua baixa eficiência, também podem precisar de ajuda externa para o início da rotação, o que pode ser um problema para comunidades isoladas.

As figs. 1.2 (a), (b), (c) representam vários tipos de turbinas *Darrieus*.

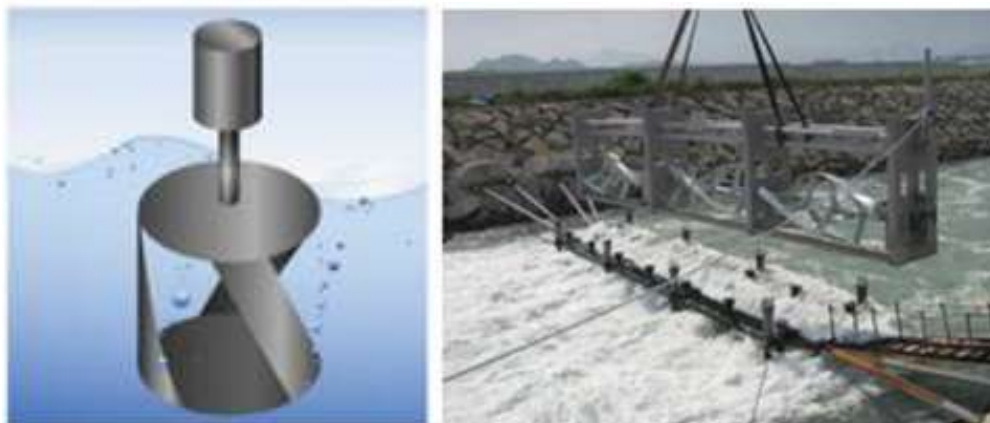
FIGURA 1.2 – Turbina tipo Darrieus: (a) S-C-Darrieus, (b) H-Darrieus - (c) Darrieus



FONTE: Faria, 2017

Um novo design para turbinas hidrocínéticas foi desenvolvido por Alexander Gorlov na *Northeastern University* em Boston, Estados Unidos. Essa inovação trouxe bastante atenção para a chamada *Gorlov Helical Turbine*, que usa pás em posição torcionadas com curvatura helicoidal, tendo melhor estabilidade e economia. As figs. 1.3 (a), (b) mostram dois tipos de turbinas *Gorlov*, vertical e horizontal.

FIGURA 1.3 – Turbinas do tipo Gorlov: (a) vertical, (b) horizontal

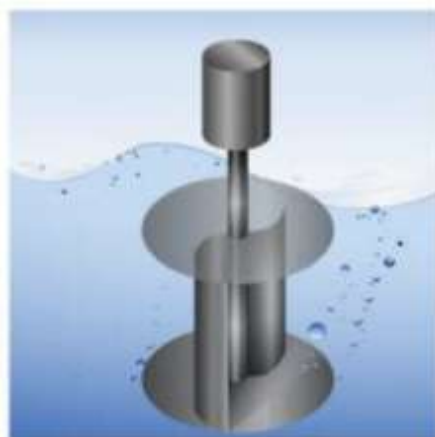


FONTE: Faria, 2017

Uma turbina do tipo *Savonius* de eixo vertical, ao contrário da *Darrieus*, é uma máquina de baixa rotação e alto torque. Geralmente apresenta duas ou mais palhetas.

Quando empregada em turbinas eólicas, usa-se lâminas em forma de aerofólio nas pás para aproveitar a força de sustentação atuante devido à força dos ventos. A fig. 1.4 mostra o conceito do rotor da turbina *Savonius*.

FIGURA 1.4 – Turbina tipo Savonius



FONTE: Faria, 2017

As turbinas com o eixo no plano da superfície da água, também conhecidas como *water wheels* (Rodas d'água), são menos eficientes que as de eixo perpendicular à superfície. Apresentam a desvantagem na grande quantidade de material para sua fabricação e a sua complexidade. As figs. 1.5 (a), (b) exemplificam o modo de funcionamento das turbinas com o eixo no plano da superfície.

FIGURA 1.5 – Turbinas com eixo no plano da superfície: a) vista transversal, (b) vista paralela



FONTE: Faria, 2017

Quanto à ancoragem, a turbina com sistema de ancoragem sólida pode funcionar para pequenos rios. A fig. 1.6 apresenta fixação na margem do rio com o auxílio de hastes, parte do equipamento também deixado na parte seca da máquina. Nesse arranjo, é possível dispensar o uso de boias e de cabos para a ancoragem, porém é necessário firme fixação e suportes robustos.

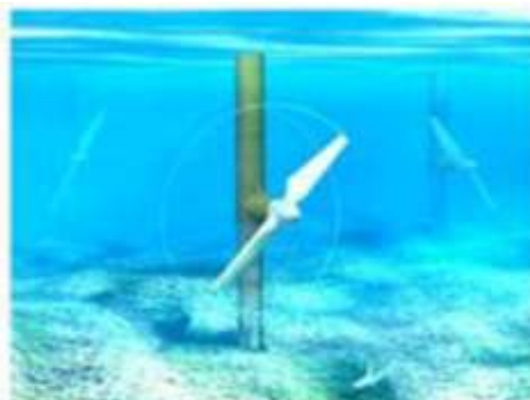
FIGURA 1.6 – THC com ancoragem sólida na margem do rio



FONTE: Faria, 2017

Na fig. 1.7 tem-se tipo de ancoragem sólida no fundo do rio.

FIGURA 1.7 – THC com ancoragem sólida no fundo do rio

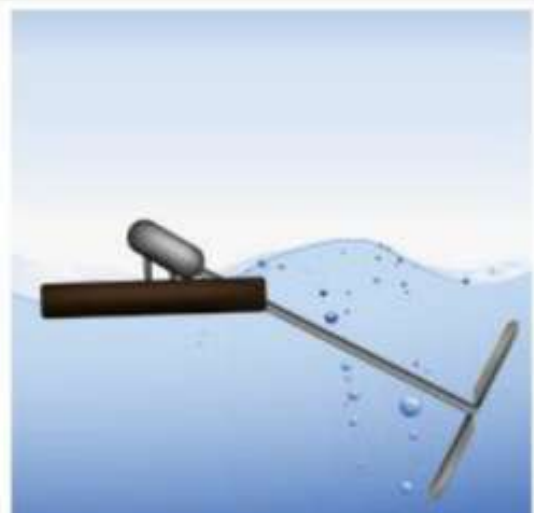


FONTE: Faria, 2017

O segundo tipo de ancoragem é a flutuante. Essa ancoragem é geralmente realizada com boias, que irão dar sustentação para a turbina e impedir que o conjunto afunde. Para esse caso, também são usados cabos fixados nas margens, para que a correnteza não desloque o equipamento para longe do local projetado. Esse arranjo pode ser usado quando a turbina ficará mais afastada da margem.

Tanto turbinas axiais como turbinas de fluxo cruzado podem ser usadas nessa configuração. A fig. 1.8 mostra uma turbina de eixo inclinado e ancoragem flutuante.

FIGURA 1.8 – THC axial de eixo inclinado e ancoragem flutuante



FONTE: Faria, 2017

CAPÍTULO 2

HISTÓRICO DAS TURBINAS HIDROcinÉTICAS NO BRASIL

2.1 PRIMEIRAS REVISÕES DE THCs NO BRASIL

Um histórico das turbinas hidráulicas, incluindo as hidrocinéticas (THCs), e das hidrelétricas das Pequenas Centrais (PCHs), Medias Centrais (MCHs) é apresentado, desde 1878, no mundo, e a partir de 1883, no Brasil, com a primeira usina hidrelétrica PCH Ribeirão do Inferno, Diamantina, MG, com queda bruta de 5m e geradores de 4 e 8 HP, alimentando bombas hidráulicas nas minas de diamante (CRUZ, 2018).

Nas últimas décadas, houve diversos avanços no desenvolvimento de tecnologia para explorar esse tipo de opção de transformação. Kahn et al (2009) fazem uma revisão de sistemas de conversão de energia de correntes dos rios, em alguma forma de energia aproveitável e apresentam diferentes tipos de turbinas hidrocinéticas.

Os autores apresentam turbinas de eixo horizontal ou de fluxo axial, incluindo ainda as de eixo inclinado, e as formas de ancoragem flutuante e ancoragem rígida. Os modelos de turbinas de eixo vertical ou de fluxo cruzado são: a) in-plane; b) *Darrieus*; c) H-*Darrieus*; d) *Savonius*; e) helicoidal ou *Gorlov*. Gorban, Gorlov e Silantyev (2001), exploram os limites teóricos da eficiência de turbinas hidrocinéticas. A partir de uma dedução analítica baseada na modelagem de turbinas hidrocinéticas, um novo limite restritivo para os coeficientes de eficiência é apresentado. Tiago Filho (2003) apresenta o estado da arte das turbinas hidrocinéticas desenvolvidas no Brasil. São descritas diversas máquinas experimentais de eixo vertical e horizontal, inclusive algumas tentativas experimentais com roda-d'água. Cruz (2005) faz uma comparação entre as turbinas de eixo vertical e horizontal para rios da Amazônia com velocidades de 1,5 m/s, em que a máquina é montada sobre flutuantes.

A turbina de eixo horizontal analisada por Cruz é baseada na proposta desenvolvida por Harwood (1985). Els et al (2003) descrevem uma turbina hidrocínética de eixo horizontal, apropriada para a instalação em corredeiras de pequenos rios.

2.2 PROJETOS DO INSTITUTO NACIONAL DE PESQUISAS DA AMAZÔNIA (INPA)

As primeiras pesquisas em turbinas hidrocínéticas no Brasil foram realizadas por pesquisadores do Instituto Nacional de Pesquisas da Amazônia (INPA).

Três rotores de baixo custo foram construídos: turbina de fluxo axial construída de madeira do local; rotor *Savonius* feito de um tambor de óleo modificado e roda d'água subaxial flutuante, como parte de um projeto para uma pequena usina hidrelétrica para uso de moradores ribeirinhos isolados.

Cada rotor foi testado em uma armação ligada ao lado de um barco. Potência, torque e velocidade de rotação foram medidos em várias velocidades d'água.

Os rotores foram comparados em sua potência, por unidade de área de perfil submerso, peso, facilidade de construção, potencial em escala ampliada, manutenção, resistência contra detritos de madeira flutuante e custo.

A turbina de fluxo axial deu a mais alta potência medida, 40 watts por m² em uma velocidade de água de 0,84 m/s, que é a velocidade do rio Solimões perto de Manaus (HARWOOD, 1980).

Noutro projeto, rotores do tipo fluxo axial foram usados como geradores de hidreletricidade. A ideia básica foi construir um cata-vento multipás e colocá-lo submerso, para girar na correnteza de maneira semelhante a um catavento, daí o nome "cata-água".

A unidade foi ancorada no rio Solimões num local com correnteza de 0,6 m/s. O alternador girou com uma velocidade de 1500 rpm, correspondendo a uma velocidade da turbina de 4,8 rpm. A potência desenvolvida foi de 40 W e a conversão de energia da correnteza em energia elétrica foi de 12% (HARWOOD; ALMEIDA, 1981).

Um novo protótipo de micro usina flutuante (cata-água) foi construído, com capacidade de gerar 1 kW, quando submetido a uma correnteza de 1,1 m/s. É mostrado que os rios Solimões e Amazonas apresentam correnteza, profundidade e potência suficientes para o uso de cata-águas em todos os lugares investigados (HARWOOD, 1985).

2.3 PROJETOS DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA (UnB)

As pesquisas na UnB iniciaram em 1996, nomeando as TCHs por Geração (ELS; BRASIL JUNIOR, 2015 e ELS et al, 2003).

2.3.1 Geração 1 – UnB

A 1ª turbina da **Geração 1**, com potência de 1,5 kW, foi destinada para a utilização num posto médico, em funcionamento nas suas proximidades, sendo instalada em julho de 1995 em Correntina, Bahia.

Esse projeto possui uma grade na entrada da turbina e um estator de forma a direcionar o fluxo de água, um tubo de sucção na parte de saída e cones no centro da turbina, para minimizar a geração de turbulências das correntes de água e melhorar o desempenho hidrodinâmico. Os melhores resultados para esta turbina foram obtidos com uma velocidade de escoamento de 2 m/s, 6 pás, 800 mm de diâmetro (TIAGO FILHO, 2003).

A 2ª turbina **Geração 1** foi desenvolvida com hélice de 800 mm de diâmetro, transmissão mecânica com 1 diferencial e correias, gerador síncrono monofásico de 2 kVA, com proteção para sobretensão e controlador eletrônico.

A 3ª turbina **Geração 1** tem diâmetro de hélice 1800 mm, 6 pás, 50 rpm, transmissão mecânica com 2 diferenciais e correias, gerador síncrono monofásico de 2 kVA, com proteção para sobretensão e controlador eletrônico e regulação eletrônica do campo de excitação. As figs. 2.1 (a), (b), mostram a 3ª turbina **Geração 1**.

FIGURA 2.1 – 3ª THC Geração 1 UnB: (a) em funcionamento, (b) fora d'água



FONTE: Tiago Filho, 2003

2.3.2 Geração 2 – UnB

Com a instalação de um difusor cônico, usando o mesmo conceito de turbinas eólicas com um difusor, surgiu a turbina hidrocínética **Geração 2**, fig. 2.2, instalada também em Correntina, BA, em agosto de 2005 e em Maracá, AP, em outubro de 2006 (TIAGO FILHO, 2016).

O uso do difusor gera uma desaceleração do escoamento na saída da turbina, criando uma região de baixa pressão nesse ponto, aumentando a velocidade do escoamento na entrada e o coeficiente de potência da máquina.

Essa melhoria de desempenho foi efetivamente observada em testes realizados, porém um aumento das dimensões, devido ao uso do difusor, torna essa máquina inadequada para uso em certos rios com baixa profundidade. Essa última limitação foi parcialmente equacionada pela concepção de um difusor assimétrico, abrindo para as laterais (SOUZA; OLIVEIRA; BRASIL JUNIOR, 2006).

FIGURA 2.2 – THC Geração 2 – UnB

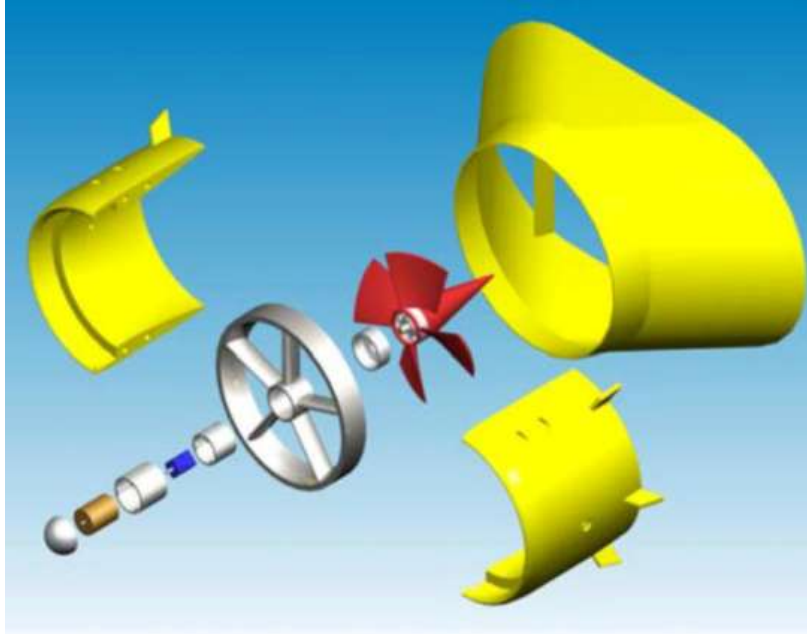


FONTE: Tiago Filho, 2016

2.3.3 Geração 3 – UnB

Com a evolução do projeto e a busca por uma máquina mais compacta e portátil, foi concebida a THC **Geração 3**, fig. 2.3. A superfície interna da carcaça perfilada, agindo como um difusor, reduzindo a pressão na saída e a integração do gerador ao núcleo, formando um conjunto com o rotor, foram os incrementos em relação à **Geração 2** (BRASIL JUNIOR *et al*, 2006).

FIGURA 2.3 – THC Geração 3 – UnB: Vista explodida do protótipo



FONTE: Brasil Junior *et al*, 2006

A geometria proposta para a turbina hidrocínética visa à obtenção de uma máquina axial com um desempenho hidráulico mais próximo possível de uma turbina axial convencional, em que se pode alcançar uma eficiência próxima a 90%. Como se trata de uma máquina de fluxo livre, a energia máxima que pode ser convertida na área de rotor é 59,3% ($C_{p_{max}} = 0,59$), como definido pelo limite de Betz. Essa menor eficiência é proveniente da redução da velocidade do fluxo na entrada da turbina (LULA *et al*, 2006).

Segundo Souza e Oliveira (2006), o uso de um difusor partido faz com que o escoamento externo da turbina passe pelo vão entre a carcaça e o difusor, levando a um controle da camada limite da superfície interna desse difusor.

Devido a esse controle, é possível utilizar um difusor mais curto, com ângulo de abertura maior que 8° , fig. 2.3, gerando um resultado mais econômico que os difusores longos usados nas gerações anteriores.

Na sequência dos projetos da UnB, foi implementado um modelo matemático capaz de descrever o comportamento de uma turbina hidrocínética (THC), baseado em parâmetros operacionais e dimensionais, e um modelo simplificado do escoamento na THC. Algoritmos genéticos foram utilizados para a otimização da geometria da pá (RODRIGUES, 2007).

2.3.4 Projetos UnB/Eletronorte

Trabalho de pesquisa UnB/Eletronorte apresenta o desenvolvimento de uma THC, para uso na conversão de energia em comunidades isoladas. Foram usadas ferramentas computacionais e experimentais, tais como CFD e ensaios em túnel de vento com modelo reduzido. O trabalho apresenta, ainda, um estudo de caso de um projeto-piloto numa comunidade isolada na Amazônia, município de Mazagão, AP (BRASIL JUNIOR *et al*, 2006).

Outro trabalho de pesquisa conjunto da UnB/Eletronorte apresenta um modelo dinâmico sobre a utilização das unidades geradoras hidrocínéticas, em doze etapas, contendo os procedimentos básicos e essenciais para facilitar a gestão e a implantação do sistema hidrocínético de geração e transmissão de energia elétrica para comunidades isoladas ribeirinhas, principalmente na região Amazônica.

Alicerçado por ferramentas metodológicas da qualidade e em experiências adquiridas em projeto-piloto, as etapas do modelo proposto são compostas por recomendações e diretrizes que auxiliam desde o reconhecimento do local até a instalação e comissionamento da unidade (GONÇALVES; POSSAMAI; BRASIL JUNIOR, 2009).

2.4 PROJETOS UNIFEI

O projeto de parceria entre UNIFEI/Eletronorte apresenta o estado da arte para turbinas hidrocínéticas no Brasil e no mundo e a proposta de aplicação da tecnologia a jusante das usinas de Curuá Uma e Samuel, Pará (TIAGO FILHO, 2016).

Análise preliminar e comparativa entre dois estudos de prospecção de parques hidrocínéticos, um no rio Iguaçu e outro no rio Paraná, apresenta as condições necessárias para instalação de THCs de mesma configuração.

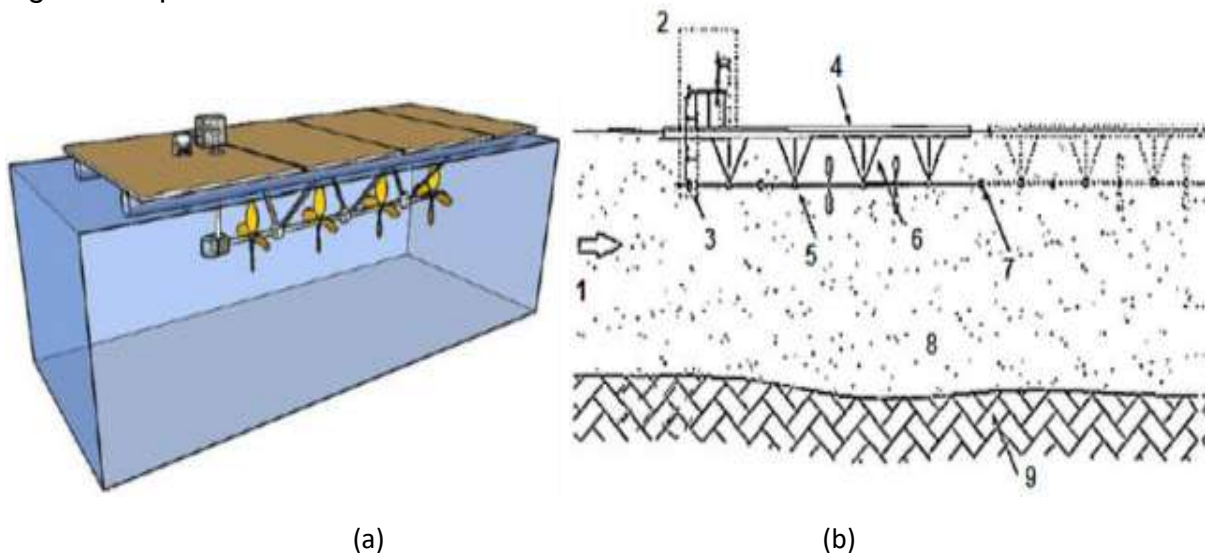
O rio Paraná possui uma vazão média dez vezes maior que o rio Iguaçu. Os locais para instalação dos parques hidrocínéticos ficam a jusante das Cataratas do Iguaçu e a jusante da Itaipu Binacional. O parque hidrocínético dessa proposta comportará duas turbinas de 500 kW. A escolha dessa potência se justifica pelo estudo no Projeto Tucunaré, UnB/Eletronorte, o qual visa ao aproveitamento da energia hídrica residual e já turbinada pela Usina Hidrelétrica de Tucuruí, no rio Tocantins, estado do Pará (ARAUJO, 2016).

Outro estudo da UNIFEI apresenta THC em configuração multiestágio. O projeto-base da turbina corresponde ao chamado Grupo gerador “Poraquê”®, composto de rotores axiais de quatro pás com geometria plana, colocados no mesmo eixo horizontal de rotação comum. Esse eixo vai acoplado com um eixo vertical para transmitir a potência ao multiplicador de rotação, conectado finalmente ao gerador elétrico (BARDELLI de ROSSI, 2009).

Um sistema externo é o responsável de acondicionar a tensão e a frequência da eletricidade. Esses equipamentos são colocados em uma plataforma principal com dois flutuadores laterais, sendo necessário fixar a sua posição em algum lugar do rio.

O conceito inclui a possibilidade de conectar mais plataformas flutuantes acopladas em um dos extremos do eixo principal, conforme figs. 2.4 (a), (b), onde (1) escoamento, (2) multiplicador e gerador, (3) acoplamento, (4) base e flutuadores, (5) eixo, (6) estrutura, (7) acoplamento para outras unidades, (8) escoamento, (9) leito do rio.

FIGURA 2.4 – Projeto Poraquê UNIFEI: (a) representação CAD, (b) desenho no registro de patente



FONTE: Bardelli de Rossi, 2009

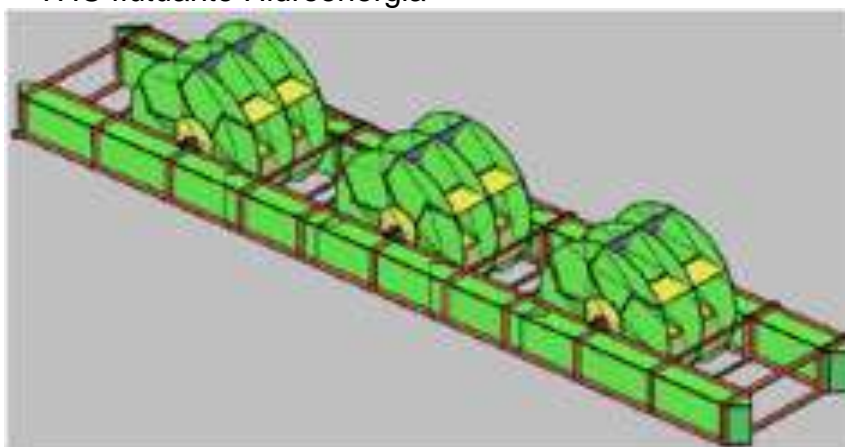
Essa geometria do rotor foi ensaiada numericamente por Ibarra Bolaños (2015), utilizando a abordagem da Dinâmica de Fluidos Computacional. As condições de operação são de fluxo livre, ou seja, sem interação de paredes próximas.

Os resultados indicam que o rotor axial “Poraquê” apresenta características de desempenho inferiores, quando opera em fluxo livre. A proximidade com as paredes do canal hidráulico gerou efeitos de bloqueio (*blockage effects*), responsáveis por incrementar a eficiência e reduzir a separação axial entre rotores. Utilizando os conceitos da teoria e projeto de turbomáquinas, como a teoria da grade linear, a teoria da asa de sustentação e de equilíbrio radial, foi possível calcular uma nova geometria de rotor com melhores características de desempenho.

2.5 PROJETO HIDROENERGIA

A fig. 2.5 apresenta uma turbina flutuante da Hidroenergia. O estudo discute a aplicabilidade dos geradores e modos possíveis de acoplamento do gerador com a turbina. As investigações são importantes, baseadas na inevitável necessidade de o acoplamento permitir a multiplicação da velocidade do conjunto turbina-gerador, em que o custo-benefício pode viabilizar ou não o projeto, frente à capacidade em kW do recurso a ser explorado (NIEDERLE, 2018).

FIGURA 2.5 – THC flutuante Hidroenergia



FONTE: Niederle, 2018

CAPÍTULO 3

HISTÓRICO DAS TURBINAS HIDROKINÉTICAS (THCs) NO MUNDO

Muitas empresas pelo mundo têm investido no desenvolvimento de tecnologias hidrocinéticas, com diferentes especificações, velocidades de operação e potência máxima fornecida.

3.1 SIMEC ATLANTIS ENERGY – MARINE CURRENT TURBINE

A *Marine Current Turbines Ltd* (MCT), de propriedade da Siemens, fundada em 1999, é a pioneira e líder mundial em sistemas de energia das marés.

Em 2003, segundo Fraenke (2004), a MCT instalou a primeira turbina marítima *offshore* do mundo, *Seaflow* 300 kW, perto de *Lynmouth* em *Devon*, Inglaterra.

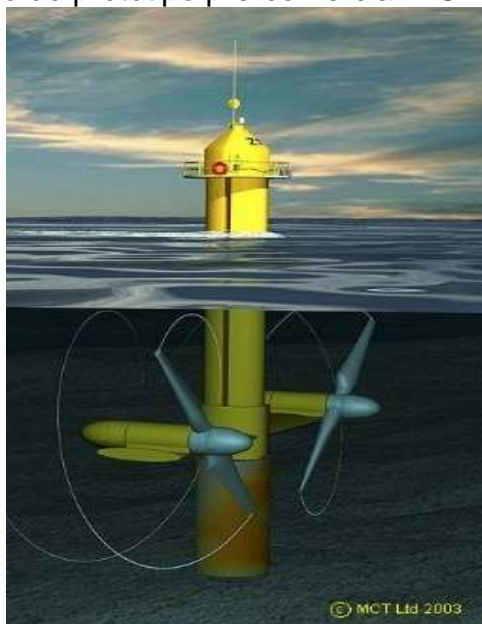
Em 2008, a instalação e comissionamento da primeira turbina de maré em escala comercial do mundo foi concluída, o *SeaGen S* 1,2 MW, localizado em *Strangford Narrows*, na Irlanda do Norte. *SeaGen S* é capaz de atender aos desafios tecnológicos e ambientais de operar em um ambiente subaquático *offshore*.

A MCT demonstrou que a geração elétrica de baixo carbono a partir da energia das correntes marítimas é confiável e previsível.

Podem ser instaladas no mar, ou em locais com alta velocidade de corrente d'água ou em outros locais, com correntes oceânicas contínuas. Têm maior vantagem por ser um recurso de energia previsto com mais facilidade do que a velocidade dos ventos e das ondas.

A tecnologia desenvolvida pela MCT, fig 3.1, consiste em dois rotores de fluxo axial que podem variar entre 15 e 20 m de diâmetro. Cada rotor aciona um gerador, através de uma caixa de engrenagens, muito parecido com os aerogeradores.

FIGURA 3.1 – Rotor duplo do protótipo pré-comercial MCT



FONTE: Fraenke, 2004

As turbinas geram entre 750 e 1500 kW/unidade e agrupadas formam um conjunto de turbinas denominadas fazendas, de acordo com a fig. 3.2.

FIGURA 3.2 – Fazenda de turbinas MCT



FONTE: Fraenke, 2004

Análises de impacto ambiental, realizadas por consultores independentes, têm confirmado a convicção de que essa tecnologia não oferece nenhum risco sério para peixes e animais marinhos devido ao fato de que os rotores giram entre 10 e 20 rpm, oferecendo a possibilidade de os peixes desviarem o seu trajeto, sem que haja a colisão com as pás da turbina. Já os animais maiores têm a capacidade de desviar dos obstáculos, pois são providos de sensores sonares que os alertam.

3.2 SMART HYDRO POWER

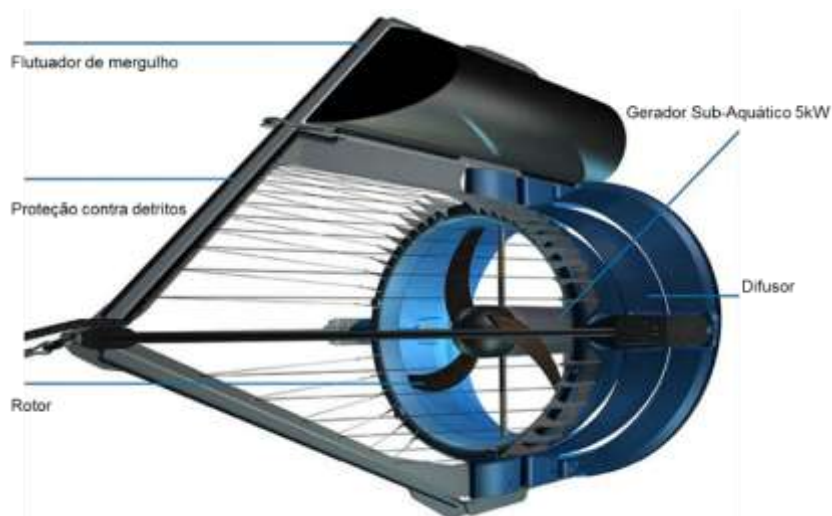
Destaca-se no cenário mundial o projeto desenvolvido pela companhia *Smart Hydro Power*. A empresa tem sua base na Alemanha e já vendeu mais de 40 turbinas desde 2010. A turbina conta com o gerador acoplado no eixo do rotor, difusor na parte traseira para otimização do fluxo de água, um ou dois flutuadores para manter a estabilidade.

São fabricados 3 modelos, *SMART MONOFLOAT*, *SMART FREE STREAM* e *SMART SLOW FLOW*.

A turbina *SMART MONOFLOAT*, fig. 3.3, é projetada para rios, possui um protetor de entulho reforçado e um sistema de ancoragem patenteado. A ancoragem pode ser feita no fundo do rio, em uma ponte ou em um bloco na margem do rio. Essa turbina está pronta para superar diferentes níveis de profundidade e velocidades da água. Possui rotor de lâminas ligeiramente curvas, destinadas a melhorar o desempenho contra detritos, gerador subaquático de 5 kW de ímãs permanentes, fornece corrente alternada trifásica, difusor para proteger o gerador e aumentar a velocidade da água ao passar por ele e flutuador para evitar detritos quando a velocidade do fluxo de água aumenta.

O rotor tem 3 pás, 1 m de diâmetro girando entre 90 e 230 rpm. A geração de potência pode chegar a 5 kW, com velocidade da água de 2,8 m/s e 1 kW, para 1,75 m/s.

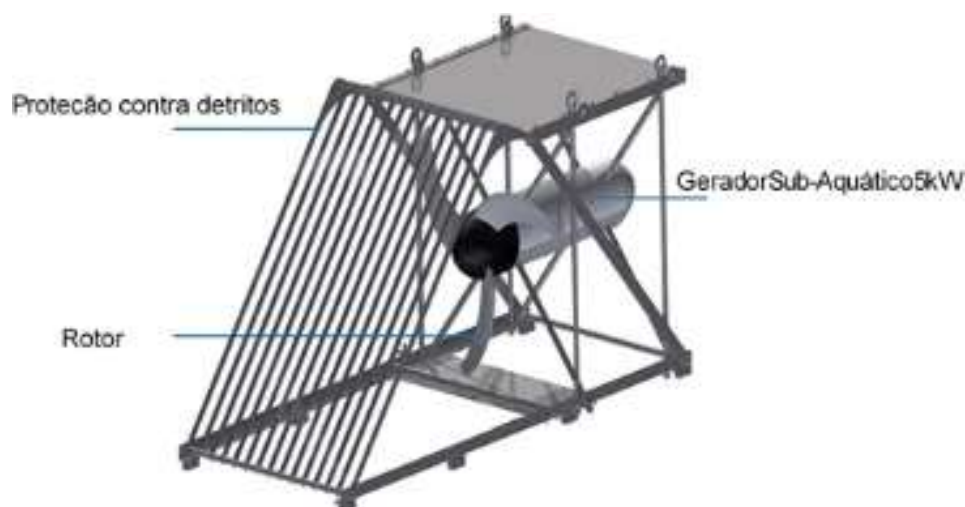
FIGURA 3.3 – Smart Monofloat



FONTE: *Smart Hydro Power*, 2020

A turbina *SMART FREE STREAM*, fig. 3.4, é instalada no leito do rio ou canal. Especialmente adequada para instalação em condutos ou atrás de centrais hidrelétricas tradicionais, muito compacta, confiável para locais com poucos detritos, requer pouca manutenção. Possui gerador subaquático de ímãs permanentes, fornecendo corrente alternada trifásica. A geração de potência pode chegar a 5 kW, com velocidade da água de 3,1 m/s e 1 kW, para 1,8 m/s. O rotor tem 3 pás, 1 m de diâmetro, girando entre 90 e 230 rpm.

FIGURA 3.4 – Smart Free Stream



FONTE: Smart Hydro Power, 2020

A turbina *SMART SLOW FLOW*, fig. 3.5, pode ser integrada com a energia fotovoltaica em um sistema híbrido. Depois de testes finais, foi apresentada na EXPO 2017 ASTANA no pavilhão da Alemanha, de junho a setembro 2017.

FIGURA 3.5 – Smart Slow Flow



FONTE: Smart Hydro Power, 2020

3.3 GUINARD ENERGIES

A empresa *Guinard Energies* desenvolveu turbina compacta P66, de corrente de maré, para fornecer eletricidade a áreas não interconectadas, aldeias isoladas, ilhas, fig. 3.6. Pode produzir 3,5 kW com velocidade da água de 3 m/s

A turbina P154, fig. 3.7, gera potência de 2,0 kW a 20 kW, para uma velocidade mínima da água de 1,5 m/s a 3 m/s, respectivamente.

FIGURA 3.6 – Turbina P66 Guinard Energies



FIGURA 3.7 – Turbina P154 Guinard Energies



FONTE: Guinard Energies, 2020

3.4 HYDRO-QUEBEC

Em Quebec, Canadá, a geração de energia por potência hidrocínética está em estágio experimental e de pré-comercialização. Em setembro de 2010, o primeiro protótipo industrial foi conectado à rede elétrica da *Hydro-Québec*. A turbina RER Hydro, fig. 3.8, foi submersa próxima ao porto de Montreal, gerando 100 kW de 2010 a 2013.

FIGURA 3.8 – Turbina RER Hydro



FONTE: Hydro-Quebec, 2020

3.5 ATLANTIS RESOURCES LIMITED – MEYGEN LIMITED

Atlantis Resources Limited detém participações em um portfólio diversificado de projetos de desenvolvimento de marés, que inclui 100% da propriedade da *MeyGen Limited*, a empresa que desenvolve o projeto *MeyGen* na Escócia.

Em 2010, começou a desenvolver um projeto de corrente de maré de até 398 MW em um local *offshore* entre a costa mais ao norte da Escócia e a ilha de *Stroma*.

O local de 3,5 km cobre algumas das águas de fluxo mais rápido do Reino Unido, a apenas 2 km da ponta nordeste da Escócia. Ao norte do local, fica a ilha desabitada de *Stroma*, que cria um canal natural com o continente para acelerar milhões de toneladas de água que fluem entre o Mar do Norte e o Oceano Atlântico todos os dias.

Esse local foi originalmente identificado pela empresa *Atlantis* em 2007, após uma revisão global dos recursos das marés. Possui altos fluxos, profundidades médias da água e a proximidade com o continente, sendo um local privilegiado para a produção de energia elétrica.

O projeto *MeyGen* é atualmente o maior projeto de fluxo das marés planejado no mundo e é o único conjunto comercial de turbinas múltiplas a ter sua construção iniciada (SIMEC ATLANTIS ENERGY, 2020).

O projeto é dividido em fases: *Meygen* fase 1A, Projeto STROMA (*Meygen* fase 1B), *Meygen* fases 1C, 2 e 3.

3.5.1 MeyGen fase 1A – operacional

A primeira fase do projeto *MeyGen* (Fase 1A) envolve a implantação de 4 turbinas de 1.5 MW e atuará como um precursor para o desenvolvimento das demais. O projeto irá demonstrar que o desenvolvimento de projetos de matrizes de marés é comercial e tecnicamente viável, com as valiosas lições extraídas da construção, instalação, operação e manutenção dessa fase, alimentadas em fases subsequentes.

Cada turbina está localizada em uma fundação individual, pesando entre 250 e 350 T, juntamente com 6 blocos de lastro, pesando 1200 T, que fornecem estabilidade horizontal ao longo da vida útil da turbina. Cada turbina tem um cabo submarino dedicado, colocado diretamente no fundo do mar e trazido para a costa por meio de um furo horizontal perfurado direcionalmente dentro do leito rochoso da costa.

PROJETO, CONSTRUÇÃO E INSTALAÇÃO DE TURBINAS HIDROCINÉTICAS DE PEQUENO PORTE NO BRASIL E NO MUNDO – A EXPERIÊNCIA DA FURG

As turbinas alimentam o prédio da unidade de conversão de energia em terra, onde o fornecimento de baixa tensão será convertido para 33 kV, para exportação por meio da conexão à rede, de 14,9 MW, na rede de distribuição local. Após a conclusão, irá gerar eletricidade suficiente para abastecer 2600 residências.

A Fase 1A incorporará duas tecnologias de turbina diferentes (*Atlantis Resources AR1500* e *Andritz Hydro Hammerfest AH1000 MK1*), com equipamento de monitoramento ambiental instalado que avaliará a interação entre as turbinas de maré e o ambiente marinho, incluindo mamíferos. Os resultados do trabalho de monitoramento serão usados para informar as fases subsequentes do projeto. A fig. 3.9 apresenta etapa operacional da fase 1A.

FIGURA 3.9 – Etapa operacional Meygen fase 1A



FONTE: Simec Atlantis Energy, 2020

Os principais marcos alcançados são: 1 GWh exportado para a rede – agosto de 2017; Fase 1A da *MeyGen* entra formalmente na fase de operações de 25 anos – abril de 2018; 17 GWh exportado para a rede – junho de 2019.

3.5.2 Projeto Stroma (MeyGen fase 1B)

O Projeto *Stroma*, em construção, é um *hub* submarino no local *MeyGen* da *Atlantis*. Permitirá que várias turbinas sejam conectadas a um único cabo de exportação de energia. Isso reduzirá significativamente os custos associados à conexão à rede.

Serão reduzidos o comprimento do cabo de exportação de energia, o número de equipamentos de conversão em terra, a quantidade de perfuração direcional horizontal e o tempo da embarcação necessário para a instalação do cabo.

O Projeto *Stroma* conectará duas turbinas *Atlantis* AR2000 adicionais, por meio do novo *hub* submarino, a um único cabo de exportação de energia, até a subestação *MeyGen* da Rede Nacional.

3.5.3 MeyGen fase 1C

Atlantis tem as permissões necessárias e capacidade de rede para a Fase 1C, em desenvolvimento. Serão construídas 49 turbinas adicionais (73,5 MW) na *MeyGen* a um custo estimado de £420 milhões. O projeto será de transformação para a indústria de energia das marés, fornecendo a escala necessária para justificar o estabelecimento de instalações de fabricação de turbinas nas instalações da *Global Energy* em *Nigg Energy Park*, colocando a Escócia na vanguarda de um mercado de exportação global estimado em 25 GW nas próximas décadas.

3.5.4 MeyGen fases 2 e 3

O arrendamento *offshore* da *MeyGen* permite atualmente que até 398 MW de capacidade de fluxo de marés sejam instalados no local. Embora atualmente a *MeyGen* só tenha capacidade de rede para até 252 MW, o local é capaz de suportar a construção completa do projeto.

Isso implica um projeto potencial de Fase 3 de 146 MW que, sujeito à conexão à rede, disponibilidade da turbina e velocidade de instalação, está programado para implantação após a conclusão da Fase 2.

3.6 BLUE ENERGY

A turbina oceânica *Blue Energy* atua como um moinho de vento subaquático de eixo vertical, altamente eficiente, e tem várias vantagens notáveis a ela conferidas, decorrentes da diferença de densidades entre água e ar.

A água do mar é 832 vezes mais densa que o ar, e é um meio não compressível, portanto uma corrente de maré de 4 nós ou 2,1 m/s fornece a força equivalente a um vento de 195 km/h, aproximadamente.

Foi desenvolvida pelo veterano engenheiro aeroespacial Barry Davis, sendo chamada de *Hydro Davis* (MHK Technologies, 2020).

A turbina de eixo vertical representa duas décadas de pesquisa e de desenvolvimento canadense. Quatro lâminas de hidrofólio fixas da turbina são conectadas a um rotor, que aciona uma caixa de engrenagens integrada e um conjunto de gerador elétrico. A turbina é montada em uma caixa de concreto durável que ancora a unidade ao fundo do oceano, direciona o fluxo através da turbina, concentrando ainda mais o recurso de apoio ao acoplador, caixa de engrenagens e gerador acima dela. Eles ficam acima da superfície da água e são facilmente acessíveis para manutenção e reparo.

As lâminas do hidrofólio empregam um princípio de elevação hidrodinâmica que faz com que as folhas da turbina se movam proporcionalmente mais rápido do que a velocidade da água circundante. O projeto de fluxo cruzado, otimizado por computador, garante que a rotação da turbina seja unidirecional tanto na vazante quanto no fluxo da maré.

O projeto da *Blue Energy Ocean Turbine* não requer uma nova metodologia de construção, é estrutural e mecanicamente simples. Os sistemas de transmissão e elétricos são semelhantes a milhares de instalações hidrelétricas existentes.

A transmissão de energia é feita por cabeamento submersível kV CC e enterrada com segurança nos sedimentos do oceano, enviando pontos de energia para cidades costeiras e conexões com a rede elétrica continental.

Um projeto padronizado de alta produção torna o sistema econômico para construir, instalar e manter.

A Turbina Blue Energy Ocean pode ser organizada em quatro plataformas distintas e flexíveis: Micro Power System, Sistema de Potência de Médio Porte, Blue Energy Power System e Mega Power System.

3.6.1 Micro Power System

É um conjunto de 5 a 25 kW para atender ao consumidor doméstico remoto, fig. 3.10.

FIGURA 3.10 – Micro Power System

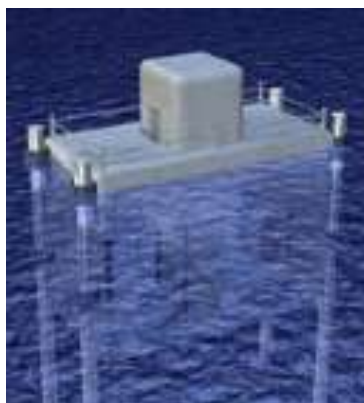


FONTE: Blue-Energy-Technology, 2020

3.6.2 Sistema de Potência de Médio Porte

Usando duas turbinas oceânicas *Blue Energy* de 250 kW, fig. 3.11, essa unidade será competitiva fora da rede inicialmente e dentro de três a quatro anos. Adequado para uso em comunidades remotas, instalações industriais e *resorts* em regiões com dependência de geração de diesel onerosa e poluente.

FIGURA 3.11 – Sistema de potência de médio porte

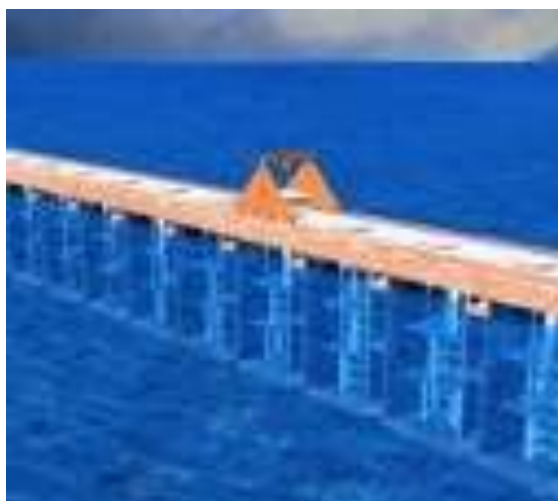


FONTE: Blue-Energy-Technology, 2020.

3.6.3 Blue Energy Power System

Para produção de energia em grande escala, várias turbinas são conectadas em série para criar uma cerca de maré através de uma passagem ou enseada do oceano, fig. 3.12. Trata-se de instalações de energia projetadas de maneira personalizada e específica para o local e variam em tamanho e produção. Essas estruturas têm o benefício adicional como solução de transporte.

FIGURA 3.12 – Blue Energy Power System



FONTE: Blue-Energy-Technology, 2020).

3.6.4 Mega Power System

Versão ampliada do *Blue Energy Power System*, *Mega Power System* é uma cerca de maré capaz de produzir milhares de MWs, podendo ter muitos quilômetros de comprimento e operar em profundidades de até 70 metros, fig. 3.13.

FIGURA 3.13 – Mega Power System



FONTE: Blue-Energy-Technology, 2020.

3.7 OUTROS PROJETOS MUNDIAIS

As figs. 3.14, 3.15 e 3.16 apresentam os projetos das empresas: GCK Technology Inc., Turbina helicoidal Gorlov; Hydroelectric Project, Hydro Green Energy, Turbina tubular de eixo horizontal; Projeto SeaGen no Reino Unido, Marine Current Turbines Ltd.

PROJETO, CONSTRUÇÃO E INSTALAÇÃO DE TURBINAS HIDROCINÉTICAS DE PEQUENO PORTE NO BRASIL E NO MUNDO – A EXPERIÊNCIA DA FURG

FIGURA 3.14 – Turbina helicoidal Gorlov



FONTE: GCK Technology Inc., 2020

FIGURA 3.15 – Turbina tubular de eixo horizontal



FONTE: Hydroelectric Project, Hydro Green Energy, 2020

FIGURA 3.16 – Projeto SeaGen no Reino Unido – Marine Current Turbines Ltd.



FONTE: Fraenke, 2004

CAPÍTULO 4

PROJETO TURBINA HIDROCINÉTICA (THC) GERAÇÃO 1 FURG

A FURG começou suas pesquisas em projeto de bombas e turbinas hidráulicas em 1992 e desde 2003 em THCs. Foram projetadas 4 turbinas, sendo 3 construídas.

A turbina hidrocínética axial **GERAÇÃO 1 FURG**, descrita em Santos et al (2004), foi desenvolvida por Andrade e Dias (2003), sendo realizados o projeto e a construção das pás, sistema de transmissão e sistema de sustentação por balsa.

O diâmetro externo da turbina é de 1,4 m, três pás e potência de 1 kVA, podendo operar numa faixa de velocidades d'água de 1,3 m/s a 2 m/s, características da região de Rio Grande/RS.

O conjunto turbina-balsa foi testado na Lagoa dos Patos, fundos do *Yacht Club*, Rio Grande/RS.

4.1 PROJETO DO ROTOR

Foram determinadas todas as dimensões do rotor e realizado o estudo hidráulico e mecânico das pás, de acordo com os parâmetros hidráulicos do projeto.

Para efeito de cálculo, será considerado o rendimento total da turbina (η) igual a 40%, de modo a compensar as possíveis deficiências advindas da tecnologia que será empregada. Já para rendimento mecânico (η_m) será assumido um valor de 35% de acordo com testes realizados na UnB por Thiago Filho (2003), para compensar perdas por atrito nos mancais, por desalinhamentos e por outras imperfeições construtivas.

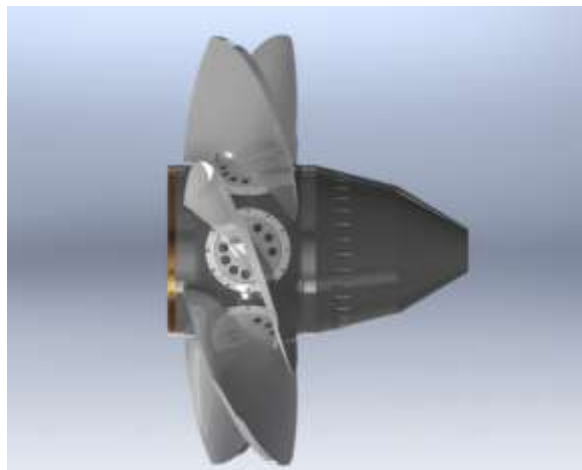
Observou-se, em projetos anteriores de turbinas, que as perdas nas partes mecânicas influem significativamente no rendimento final, reduzindo drasticamente sua eficiência.

4.1.1 Metodologia de cálculo das dimensões principais do rotor

Como não há uma metodologia de cálculo específica para turbinas de energia hidrocínética, adotou-se a metodologia empregada por Souza (1991), no cálculo de turbinas axiais, considerando que essa metodologia se assemelha muito no caso e já foi empregada com sucesso em projetos de turbinas de fluxo axial, fig. 4.1.

Considerando-se que esta metodologia tem como base a teoria da energia potencial, serão feitas as adaptações necessárias, já que o projeto da turbina hidrocínética tem como base a energia cinética do fluido.

FIGURA 4.1 – Turbina axial, rotor Kaplan.



FONTE: Souza, 1991

4.1.2 Equivalência entre energia potencial e energia cinética

Segundo Souza (1991), a energia potencial de um corpo, no caso a água, é proporcional à altura e à massa e é expressa pela eq. 4.1, sendo:

E_p , Energia potencial (J); m , massa (kg); g , aceleração da gravidade (9.81m/s^2); h , altura (m).

$$E_p = m * g * h \quad (4.1)$$

A energia cinética de um corpo é proporcional à velocidade e é expressa pela eq. 4.2, sendo:

E_c , Energia cinética (J); v , velocidade (m/s).

$$E_c = \frac{1}{2} m * v^2 \quad (4.2)$$

A massa pode ser expressa pela eq. 4.3, sendo:

V , volume do corpo (m^3); ρ , massa específica do corpo (kg/m^3)

$$m = V * \rho \quad (4.3)$$

Pode-se substituir a eq. (4.1) pela eq. 4.4 e a eq. 4.2 pela eq. 4.5:

$$E_p = V * \rho * g * h \quad (4.4)$$

$$E_c = \frac{1}{2} V * \rho * v^2 \quad (4.5)$$

Em termos de potência, obtêm-se as eqs. 4.6 e 4.7, sendo:

W_p , potência gerada devido à energia potencial, (W); W_c , potência gerada devido à energia cinética, (W) e t , tempo (s).

$$W_p = \left(\frac{V}{t}\right) * \rho * g * h \quad (4.6)$$

$$W_c = \frac{1}{2} \left(\frac{V}{t}\right) * \rho * v^2 \quad (4.7)$$

Examinando as equações 4.6 e 4.7, percebe-se que a equação da potência devido à energia potencial é diretamente proporcional à altura da queda da água, ao passo que a equação da potência devido à energia cinética é proporcional à velocidade da água.

Partindo do princípio de que o objeto de trabalho do projeto é a água, trata-se o corpo citado anteriormente simplesmente como água, cuja massa específica é de 1000 kg/m^3 .

O volume, V , que passa através das pás da turbina é proporcional à área varrida pelas pás, e é dependente da velocidade da água do local.

Então, a vazão pode ser expressa pela eq. 4.8, sendo:

Q , vazão (m^3/s); A , área varrida pelas pás do rotor (m^2), t , tempo (s)

$$Q = \frac{V}{t} = A * v \quad (4.8)$$

Incorporando a eq. 4.8 à eq. da potência devido à energia cinética (4.7), tem-se a eq. 4.9 e reagrupando, a eq. 4.10:

$$W_c = \frac{1}{2} (A * v) * \rho * v^2 \quad (4.9)$$

$$W_c = \frac{1}{2} A * \rho * v^3 \quad (4.10)$$

O cálculo da área é expresso pela eq. 4.11, onde d_e é o diâmetro externo do rotor:

$$A = \pi * \frac{d_e^2}{4} \quad (4.11)$$

A eq. (4.10) supõe que a área varrida, circular, está disposta perpendicularmente ao fluxo da água. Entretanto, nem sempre essa afirmação será verdadeira, pois isso depende diretamente do projeto da turbina e das características físicas do local.

Para esses casos, necessita-se introduzir mais um fator na eq. (4.10). Para locais onde o fluxo não é ortogonal à área varrida pela turbina, a eq. (4.11) torna-se a eq. 4.12, sendo θ o ângulo formado entre o eixo da turbina e a direção do fluxo da água.

$$A = \pi * \frac{d_e^2}{4} \cos \theta \quad (4.12)$$

A eq. (4.10) torna-se a eq. 4.13, da potência devido à energia cinética.

$$W_c = \frac{1}{2} A * \rho * v^3 * \cos \theta \quad (4.13)$$

Para casos práticos de funcionamento do dispositivo em rios ou correntes marítimas, essa energia não está totalmente disponível para a extração, pois a água não pode simplesmente parar quando passa da turbina. Ela necessita de alguma velocidade, o que representa energia para se mover, afastando-se assim da saída da turbina. Além desse fator, têm-se também as ineficiências da própria turbina, denotadas pelo seu coeficiente de desempenho C_p .

De acordo com World Energy (2002), verifica-se que o máximo coeficiente de desempenho para um dispositivo de reação em funcionamento num rio é de $16/27 = 0,592$.

Então, para cálculos práticos, deve-se considerar esse fator e ele deve ser aplicado à eq. (4.13) e torna-se à eq. 4.14:

$$W_c = \frac{8}{27} A * \rho * v^3 * \cos \theta \quad (4.14)$$

A eq. (4.14) representa valores mais reais da energia cinética em condições de testes a campo.

Para que a metodologia proposta por Souza (1991) possa ser aplicada, deve-se transformar a energia cinética em energia potencial, pois essa metodologia é aplicada em função da altura da queda da água.

Aplicando a eq. (4.8) na eq. (4.6), tem-se a eq. 4.15:

$$W_p = A * v * \rho * g * h \quad (4.15)$$

Para determinar a altura equivalente à energia cinética produzida, deve-se igualar a eq. (4.15) com a eq. (4.14) e, após alguns ajustes, tem-se a eq. 4.16, sendo h , altura equivalente à energia cinética (m).

$$h = \frac{8*v^2*cos\theta}{27*g} \quad (4.16)$$

A eq. (4.16) será usada na determinação das dimensões do rotor seguindo a metodologia proposta por Souza, 1991. Para efeito de cálculos, adotou-se sentido de fluxo axial ao eixo da turbina ($\theta = 0^\circ$), considerando a situação mais crítica e é onde ocorrem os maiores esforços.

4.1.3 Dados do projeto da THC GERAÇÃO 1 FURG

a) $v = 1,6\text{m/s}$ (velocidade mínima economicamente viável para extração dessa forma de energia (THIAGO FILHO, 2003).

b) $d_e =$ diâmetro externo do rotor = 1,4 m (compatível com experiências já realizadas pelo Departamento de Engenharia Mecânica da UnB (THIAGO FILHO, 2003).

Aplicando-se os parâmetros hidráulicos do projeto, têm-se:

- **Altura equivalente à energia cinética (eq. 4.16):**

$$h = 0,08 \text{ m}$$

- Diâmetro interno

$$d_i = d_e * r \quad (4.17)$$

$$r = 0,21$$

Onde r é a relação entre diâmetros da turbina, adotado conforme Thiago Filho (2003).

$$d_i = 0,29 \text{ m}$$

- Área útil

$$A = \pi * \frac{(d_e^2 - d_i^2)}{4} \quad (4.18)$$

$$A = 1,47 \text{ m}^2$$

- Potência de projeto para a condição real, eq. (4.14)

$$W_c = \frac{8}{27} A * \rho * v^3 * \cos\theta$$

$$W_c = 1,2 \text{ kW}$$

- Potência ideal de projeto: W_{ct}

$$W_{ct} = \frac{W_c}{\eta} \quad (4.19)$$

$$\eta = 40 \%$$

$$W_{ct} = 3 \text{ kW}$$

- Trabalho específico: Y

$$Y = g * h \quad (4.20)$$

$$Y = 0,759 \frac{m^2}{s^2}$$

- Vazão

$$Q = v * A \quad (4.21)$$

$$Q = 2,35 \frac{m^3}{s}$$

- Rotação estimada para a condição real da turbina: n

$$n = 33,6 \text{ rpm} \rightarrow \text{Adotado}$$

$$n = 0,56 \text{ rps}$$

Recomendado de 6 a 50 rpm (THIAGO FILHO, 2003).

- Rotação específica genérica: n_{qA}

$$n_{qA} = 10^3 * n * \frac{Q^{0,5}}{Y^{0,75}} \quad (4.22)$$

$$n_{qA} = 1056,7 \text{ rps}$$

Recomendado de 240 a 1060 (Souza, 1991).

- Coeficiente de pressão: ψ

$$\psi = 221,121 * n_{qA}^{-1,022} \quad (4.23)$$

$$\psi = 0,18$$

4.1.4 Roteiro de cálculo das grandezas construtivas das estações interna e externa da pá

Todos os resultados das variáveis, da estação i até a estação e , passando pelas estações j (genéricas) de 1 até 9, estão mostrados na TABELA 4.1, no fim do roteiro de cálculo.

- a)** Número de pás do rotor

$$Z = 19,993 - 4,932 * 10^{-2} * n_{qA} + 4,650 * 10^{-5} * n_{qA}^2 - 1,412 * 10^{-8} * n_{qA}^3 \quad (4.24)$$

$$Z = 3,13$$

$$Z = 3 \text{ pás}$$

- b)** Velocidade meridional média: v_m

$$v_m = \frac{4 * Q}{\pi * (d_e^2 - d_i^2)} \quad (4.25)$$

$$v_m = 1,6 \frac{m}{s}$$

- c) Passo no diâmetro interno: t_i

$$t_i = \frac{\pi * d_i}{Z} \quad (4.26)$$

$$t_i = 0,31m$$

- d) Comprimento da corda do perfil no diâmetro interno: L_i

$$L_i = (1,689 + 2,368 * 10^{-3} * n_{qA} - 7,235 * 10^{-6} * n_{qA}^2 + 4,302 * 10^{-9} * n_{qA}^3) * t_i \quad (4.27)$$

$$L_i = 0,3694 m$$

- e) Velocidade tangencial no diâmetro interno: u_i

$$u_i = \pi * n * d_i \quad (4.28)$$

$$u_i = 0,522 \frac{m}{s}$$

- f) Variação da componente da velocidade absoluta na direção tangencial no diâmetro interno: $\frac{\Delta v_{ui}}{2}$

$$\frac{\Delta v_{ui}}{2} = \frac{Y * \eta h}{2 * u_i} \quad (4.29)$$

$$\frac{\Delta v_{ui}}{2} = 0,29 \frac{m}{s}$$

- g) Ângulo que a direção do escoamento não perturbado forma com a direção tangencial no diâmetro interno: $\beta_{\infty i}$

$$\beta_{\infty i} = \arctan \left[\frac{v_m}{u_i - \frac{\Delta v_{ui}}{2}} \right] \quad (4.30)$$

$$\beta_{\infty i} = 81,7^\circ$$

- h) Velocidade relativa do escoamento não perturbado no diâmetro interno:

$W_{\infty i}$

$$W_{\infty i} = \frac{v_m}{\text{sen } \beta_{\infty i}} \quad (4.31)$$

$$W_{\infty i} = 1,62 \frac{m}{s}$$

- i) Coeficiente de sustentação para o perfil no diâmetro interno: c_{si}

$$c_{si} = \frac{2 * Y * \eta}{Z * n * L_i * W_{\infty i}} \quad (4.32)$$

$$c_{si} = 0,6067$$

Como $c_{si} \leq 1,20$, pode-se prosseguir no método de cálculo. Caso contrário, deve-se igualar C_{si} a 1,20 e calcular um novo L_i .

- j) Velocidade tangencial no diâmetro externo: u_e

$$u_e = \pi * n * d_e \quad (4.33)$$

$$u_e = 2,46 \frac{m}{s}$$

- k) Variação da componente da velocidade absoluta na direção tangencial no diâmetro externo: $\frac{\Delta v_{ue}}{2}$

$$\frac{\Delta v_{ue}}{2} = \frac{Y*\eta}{2*u_e} \quad (4.34)$$

$$\frac{\Delta v_{ue}}{2} = 0,062 \frac{m}{s}$$

- l) Ângulo que a direção do escoamento não perturbado forma com a direção tangencial no diâmetro externo: $\beta_{\infty e}$

$$\beta_{\infty e} = \arctan \frac{v_m}{u_e - \left(\frac{\Delta v_{ue}}{2}\right)} \quad (4.35)$$

$$\beta_{\infty e} = 33,62^\circ$$

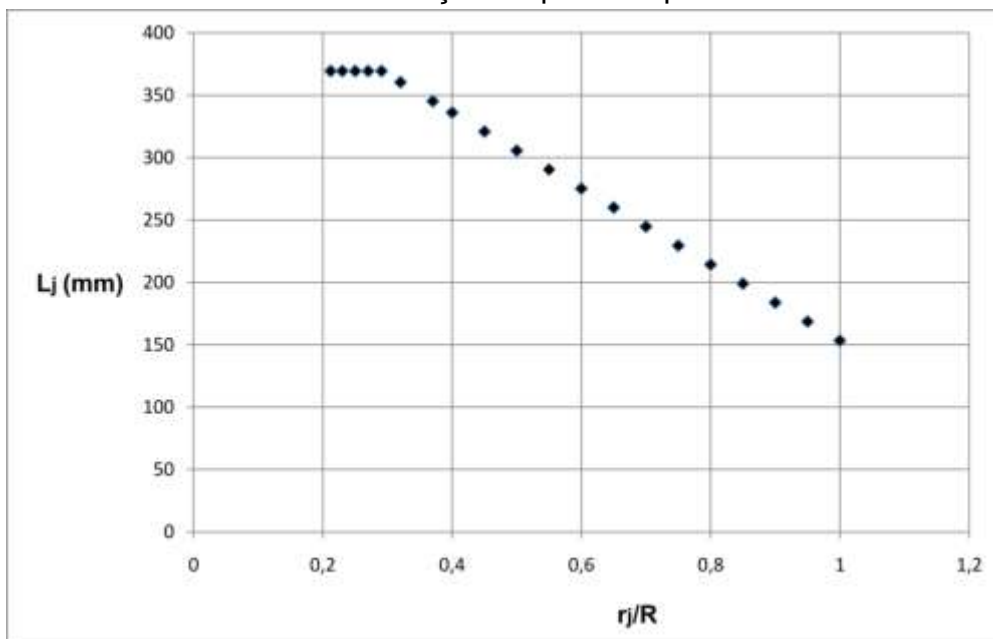
- m) Lei de formação do comprimento dos perfis da pá

A lei de formação usada para geradores eólicos, segundo Eggleston e Stoddard (1987), permitiu adquirir o perfil desejado, já que a lei de formação do perfil para turbinas, utilizada em escoamento forçado se tornava errônea. O comprimento de corda variava desordenadamente em relação ao ângulo que a direção do escoamento não perturbado forma com a direção tangencial β_{∞} . A inovação foi atribuir outra lei de formação, para o comprimento de corda diminuir linearmente do diâmetro interno até o externo, conforme fig. 4.2 e eq. 4.36.

- n) Comprimento da corda do perfil no diâmetro externo: L_e

$$L_j = a \frac{r_j}{R} + b \quad (4.36)$$

FIGURA 4.2 – Lei inovadora de formação do perfil da pá



FONTE: Andrade e Dias, 2003

Para:

$$\frac{r_j}{R} = 0,212 \quad L_j = 369,5 \text{ mm} \quad \frac{r_j}{R} = 1 \quad L_j = L_e = 153,4 \text{ mm}$$

Substituindo-se as coordenadas L e r/R da fig 4.2, obtém-se

$$a = -304,66$$

$$b = 458,06$$

$$L_j = -304,66 \times \left(\frac{r_j}{R}\right) + 458,06$$

Força atuante na pá, no diâmetro médio: F

$$F = 1300 * h * \frac{(L_i + L_e) * (d_e - d_i)}{4} \quad (4.37)$$

$$F = 141,17 \text{ N}$$

Essa é a força que atua na pá no diâmetro médio e é calculada levando-se em consideração uma sobrepressão de 30% oriunda das variações das correntes de água.

o) Momento fletor atuante na pá: M_f

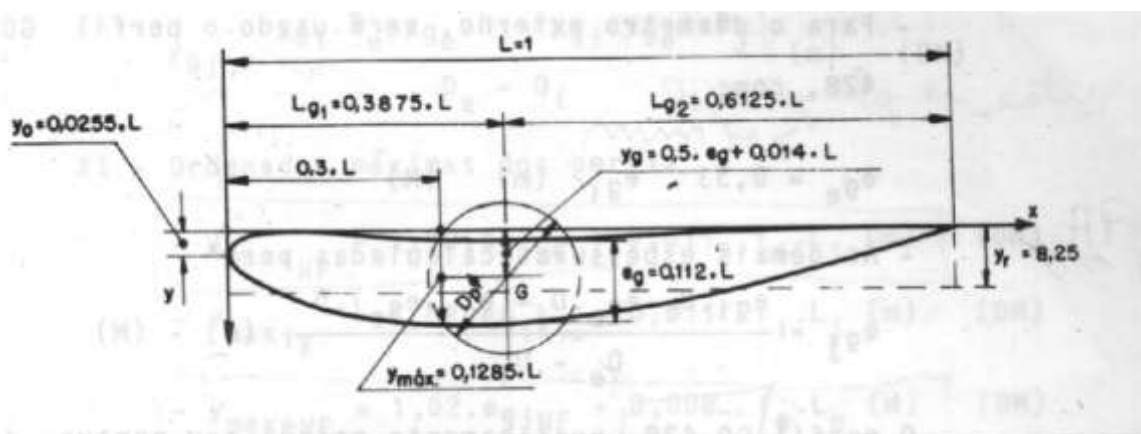
$$M_f = F * \frac{(d_e - d_i)}{4} \quad (4.38)$$

$$M_f = 4,0 \text{ kgf.m} = 40 \text{ N.m}$$

p) Espessura no centro de gravidade dos perfis: e_g

Os perfis padronizados possuem relações de proporcionalidade como se pode observar na fig. 4.3. Dentre essas relações está a espessura no centro de gravidade, e esta varia de perfil para perfil. Assim sendo, é necessário determinar os perfis que são usados para cada estação. Para todas as estações será utilizado perfil GÖ 480.

FIGURA 4.3 – Grandezas para o perfil normalizado GÖ 480



FONTE: Souza, 1991

Espessura no centro de gravidade do perfil no diâmetro interno: e_{gi}

$$e_{gi} = 7,365 \times 10^{-3} * \sqrt[3]{M_f} \quad (4.39)$$

$$e_{gi} = 0,035 \text{ m}$$

Espessura no centro de gravidade do perfil no diâmetro externo: e_{ge}

$$e_{ge} = 0,33 * e_{gi} \quad (4.40)$$

$$e_{ge} = 0,015 \text{ m}$$

Sendo essas as dimensões mínimas, pode-se utilizar dimensões maiores. Por motivos construtivos, adotou-se:

$$e_{gi} = 0,04 \text{ m}$$

$$e_{ge} = 0,015 \text{ m}$$

q) Diâmetro do pino de fixação da pá ao cubo do rotor: D_p

$$D_p = 1,5 * e_{gi} \quad (4.41)$$

$$D_p = 0,06 \text{ m}$$

r) Tensão máxima atuante na pá: S_{max}

$$S_{max} = \frac{6 * M_f}{D_p * e_{gi}^2} \quad (4.42)$$

$$S_{max} = 250 * 10^3 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2} = 2,45 \text{ MPa}$$

s) Fator de engrossamento e/ou afinamento dos perfis: f

Para os perfis GÖ 480:

$$f_j = \frac{(e_g/L)_j}{0,112} \quad (4.43)$$

t) Fator de engrossamento e/ou afinamento do perfil do diâmetro interno e externo (GÖ 480)

$$f_i = \frac{(e_g/L)_i}{0,112} \quad (4.44)$$

$$f_i = 0,8459$$

$$f_e = \frac{(e_g/L)_e}{0,112}$$

$$f_e = 0,87$$

u) Ordenada dos perfis no centro de gravidade: y_g

Ordenada do perfil no diâmetro interno no centro de gravidade (GÖ 480)

$$y_{gi} = 0,5 * e_{gi} + 0,014 * f_i * L_i \quad (4.45)$$

$$y_{gi} = 2,69 * 10^{-2} \text{ m}$$

Ordenada do perfil no diâmetro externo no centro de gravidade (GÖ 480)

$$y_{ge} = 0,5 * e_{ge} + 0,014 * f_e * L_e \quad (4.46)$$

$$y_{ge} = 7,7 * 10^{-3} m$$

v) Ordenadas máximas dos perfis: y_{max}

Ordenada máxima do perfil no diâmetro interno (GÖ 480)

$$y_{máxi} = 1,02 * e_{gi} + 0,011 * f_i * L_i \quad (4.47)$$

$$y_{máxi} = 3,91 * 10^{-2} m$$

Ordenada máxima do perfil no diâmetro externo (GÖ 480)

$$y_{máxe} = 1,02 * e_{ge} + 0,011 * f_e * L_e \quad (4.48)$$

$$y_{máxe} = 1,64 * 10^{-2} m$$

4.1.5 Roteiro de cálculo das grandezas construtivas para as estações intermediárias da pá

As equações 4.49 a 4.67 serão utilizadas para o cálculo das grandezas construtivas para as estações intermediárias da pá, e os valores correspondentes podem ser visualizados na Tabela 4.1, seção 4.1.6.

a) Diâmetros intermediários

Adotou-se o uso de 9 seções intermediárias 1 a 9, distantes diametralmente 0,1103 m uma da outra.

b) Velocidade tangencial: u_j

$$u_j = \pi * n * d_j \quad (4.49)$$

c) Componente da velocidade absoluta na direção tangencial: $\frac{\Delta v_{uj}}{2}$

$$\frac{\Delta v_{uj}}{2} = \frac{Y * n_h}{2 * u_j} \quad (4.50)$$

d) Ângulo que a direção do escoamento não perturbado forma com a direção tangencial: $\beta_{\infty j}$

$$\beta_{\infty j} = \arctg \frac{v_m}{u_j - \frac{\Delta v_{uj}}{2}} \quad (4.51)$$

e) Velocidade relativa do escoamento não perturbado: $w_{\infty j}$

$$w_{\infty j} = \frac{v_m}{\text{sen } \beta_{\infty j}} \quad (4.52)$$

f) Passo entre as pás: t_j

$$t_j = \frac{\pi * d_j}{z} \quad (4.53)$$

g) Comprimento, em verdadeira grandeza, das cordas dos perfis: L_j

L_j é constante de $r/R=0,212$ até $r/R=0,291$, fig. 4.2

$$L_j = -304,66 \times \left(\frac{D_j}{D_e}\right) + 458,06 \quad (4.54)$$

L_j varia linearmente de $r/R=0,291$ até $r/R=1$

h) Comprimento, em verdadeira grandeza, das cordas dos perfis até o centro de gravidade: L_{gj}

$$L_{gj} = 0,3875 * L_j \quad (4.55)$$

i) Espessura no centro de gravidade: e_{gj}

$$e_{gj} = \frac{e_{gi} * d_e - e_{ge} * d_i - (e_{gi} - e_{ge}) * d_j}{d_e - d_i} \quad (4.56)$$

j) Ordenada dos perfis no centro de gravidade: y_{gj}

$$y_{gj} = \frac{y_{gi} * d_e - y_{ge} * d_i - (y_{gi} - y_{ge}) * d_j}{d_e - d_i} \quad (4.57)$$

k) Ordenada máxima dos perfis: $y_{máxj}$

$$y_{máxj} = \frac{y_{máxi} * d_e - y_{máxe} * d_i - (y_{máxi} - y_{máxe}) * d_j}{d_e - d_i} \quad (4.58)$$

l) Relação entre a ordenada máxima e o comprimento, em verdadeira grandeza, das cordas dos perfis

$$\left(\frac{y_{máx}}{L}\right)_j \quad (4.59)$$

m) Ângulos de escorregamento: λ_j

$$\lambda_j = \arctg \left[0,012 + 0,06 * \left(\frac{y_{máx}}{L}\right)_j \right] \quad (4.60)$$

n) Coeficiente de sustentação considerando o arrasto: c_{sj}

$$c_{sj} = \frac{2 * Y * \eta_h}{Z_{ADOTADO} * n} * \left[\frac{\text{sen } \beta_\infty}{L * w_\infty * \text{sen}(\beta_\infty - \lambda)} \right]_j \quad (4.61)$$

o) Relação entre o passo e o comprimento, em verdadeira grandeza, das cordas dos perfis

$$\left(\frac{t}{L}\right)_j \quad (4.62)$$

p) Ângulo de ataque: δ_j

$$\delta_j = 10,8696 * \left[C_{sj}' - 4,8 * \left(\frac{y_{máx}}{L}\right)_j \right] \quad (4.63)$$

q) **Ângulo que o perfil forma com a horizontal: β_j**

$$\beta_j = (\beta_\infty - \delta)_j \quad (4.64)$$

r) **Ângulo médio que o perfil forma com a horizontal: β_{mj}**

$$\beta_{mj} = \frac{(\beta_\infty + \beta)_j}{2} \quad (4.65)$$

s) **Ângulo do escoamento não perturbado na entrada do rotor: $\alpha_{\infty j}$**

$$\alpha_{\infty j} = \arctg \left[\frac{v_m}{\left(\frac{\Delta v_{uj}}{2}\right)} \right] \quad (4.66)$$

t) **Rendimento dos perfis não considerando as perdas junto aos diâmetros interno e externo: η_{rj}**

$$\eta_{rj} = 1 - \left[\frac{w_\infty}{u} \cdot \frac{tg \lambda}{sen(\beta_{m\infty} - \lambda)} \right]_j \quad (4.67)$$

Considerando os valores de c_s finais, consegue-se determinar se a escolha dos perfis foi feita de maneira adequada analisando se figuram no entorno permitido para cada tipo.

$$- \text{ Para perfis GÖ-480} \Rightarrow \quad 0,60 < c_s < 1,15$$

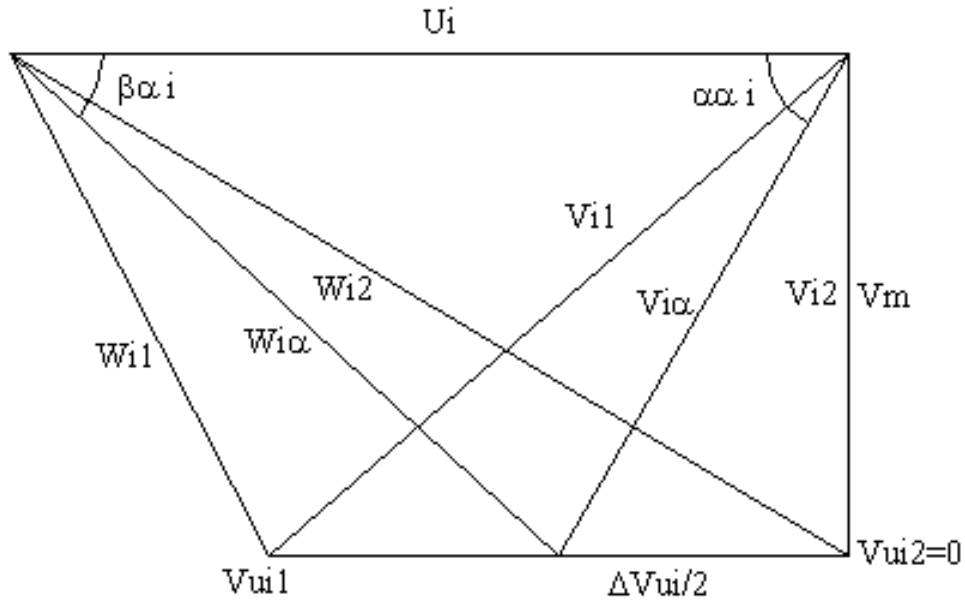
$$- \text{ Para perfis GÖ-428} \Rightarrow \quad 0,10 < c_s < 0,80$$

Calculadas as grandezas construtivas para as estações intermediárias da pá e para aquelas junto aos diâmetros interno e externo, é possível traçar os triângulos de velocidade para cada uma dessas estações.

As figs. 4.4 e 4.5 apresentam os triângulos de velocidade para a seção cilíndrica (estação) do diâmetro interno e externo. Os índices 1 e 2 indicam entrada e saída do perfil.

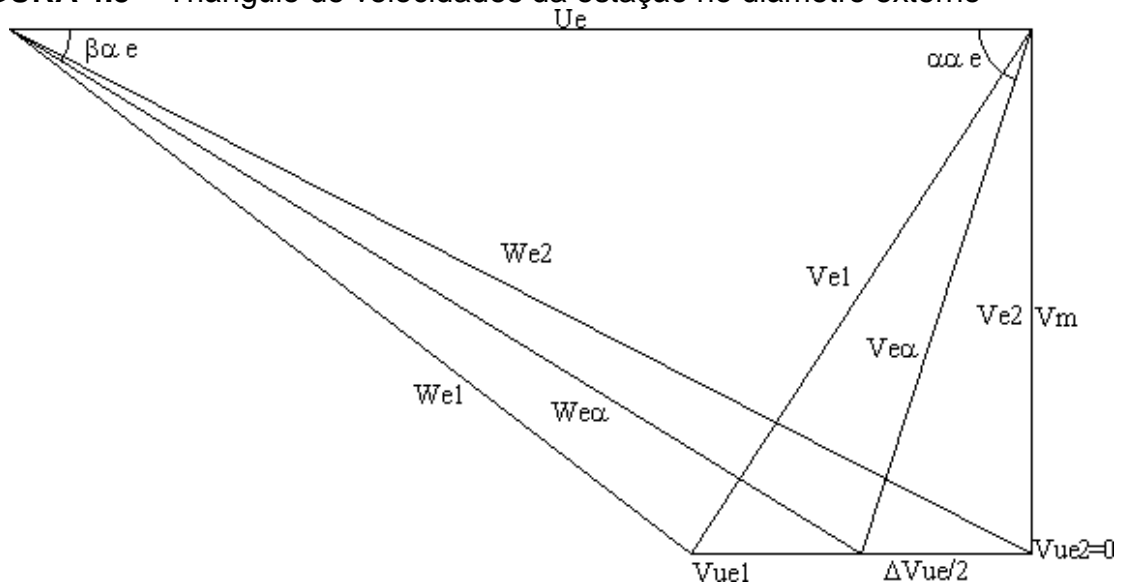
Os triângulos de velocidades permitem visualizar o comportamento do escoamento ao longo da pá, com a variação dos ângulos α e β e da velocidade relativa W .

FIGURA 4.4 – Triângulo de velocidades da estação no diâmetro interno



FONTE: Andrade e Dias, 2003

FIGURA 4.5 – Triângulo de velocidades da estação no diâmetro externo



FONTE: Andrade e Dias, 2003

4.1.6 Resultados do dimensionamento das pás

Os resultados das grandezas construtivas das pás do rotor são mostrados na Tabela 4.1 e foram obtidos por planilha eletrônica para todas as seções da pá, do perfil *i* ao perfil *e* (ANDRADE E DIAS, 2003)

TABELA 4.1 – Grandezas construtivas da pá calculadas para cada estação

Seções	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	XIII
	d _j (m)	y _j (ms)	Δv _{yj} ² (ms ²)	β _{0j} (°)	w _{yj} (ms)	t _j (m)	L _j (m)	L _g (m)	e _g (m)	γ _g (∞)	γ _{maxj} (m)	(γ _{maxj} L _j)	h _j (°)
1	0,297	0,52	0,29	81,76	1,62	0,31	0,36944	0,143157	0,0330	0,0269	0,0525	0,142	1,18
1	0,407	0,72	0,21	72,50	1,68	0,43	0,36944	0,143157	0,0330	0,0250	0,0488	0,132	1,14
2	0,517	0,91	0,17	65,07	1,76	0,54	0,34545	0,133862	0,0310	0,0231	0,0452	0,131	1,14
3	0,628	1,10	0,14	58,85	1,87	0,66	0,32144	0,124560	0,0290	0,0212	0,0415	0,129	1,13
4	0,738	1,30	0,12	53,56	1,99	0,77	0,29744	0,115257	0,0270	0,0192	0,0378	0,127	1,12
5	0,848	1,49	0,10	49,00	2,12	0,89	0,27343	0,105955	0,0250	0,0173	0,0341	0,125	1,12
6	0,959	1,69	0,09	45,06	2,26	1,00	0,24943	0,096652	0,0230	0,0154	0,0305	0,122	1,11
7	1,069	1,88	0,08	41,64	2,41	1,12	0,22542	0,087350	0,0210	0,0135	0,0268	0,119	1,10
8	1,179	2,07	0,07	38,64	2,56	1,23	0,20141	0,078047	0,0190	0,0116	0,0231	0,115	1,08
9	1,290	2,27	0,07	36,01	2,72	1,35	0,17741	0,068745	0,0170	0,0097	0,0195	0,110	1,06
e	1,400	2,46	0,06	33,68	2,89	1,47	0,15340	0,059443	0,0150	0,0077	0,0158	0,103	1,04
XIV	XV	XVI	XVII	XVIII	XIX	XX	XXI	XXII	XXIII	XXIV	XXV	XXVI	XXVII
461	462	463	464	465				466	467	443 e 444			
80,59	0,6067	0,84	-0,82	82,58	82,17	-0,005	-0,50	0,41	79,71	0,94	0,85	0,60<cs<1,15	480
71,36	0,5866	1,15	-0,52	73,02	72,76	-0,004	-0,36	0,26	82,46	0,95	0,80	0,60<cs<1,15	480
63,94	0,5983	1,57	-0,32	65,39	65,23	-0,002	-0,24	0,16	84,05	0,96	0,80	0,60<cs<1,15	480
57,72	0,6084	2,04	-0,12	58,97	58,91	-0,001	-0,10	0,06	85,09	0,96	0,81	0,60<cs<1,15	480
52,43	0,6197	2,60	0,10	53,45	53,51	0,001	0,10	-0,05	85,82	0,96	0,81	0,60<cs<1,15	480
47,89	0,6340	3,25	0,38	48,63	48,81	0,004	0,39	-0,19	86,36	0,96	0,82	0,60<cs<1,15	480
43,96	0,6534	4,02	0,73	44,34	44,70	0,008	0,82	-0,36	86,78	0,96	0,82	0,60<cs<1,15	480
40,54	0,6801	4,97	1,19	40,45	41,04	0,015	1,47	-0,59	87,11	0,96	0,83	0,60<cs<1,15	480
37,56	0,7169	6,13	1,80	36,84	37,74	0,024	2,44	-0,90	87,38	0,96	0,84	0,60<cs<1,15	480
34,94	0,7678	7,61	2,62	33,39	34,70	0,039	3,92	-1,31	87,61	0,96	0,86	0,60<cs<1,15	480
32,64	0,8391	9,56	3,75	29,93	31,81	0,063	6,26	-1,87	87,80	0,96	0,87	0,60<cs<1,15	480

4.1.7 Cálculo das coordenadas planas para cada estação da pá

Escolhidos os perfis para cada seção cilíndrica (estação) da pá, foram calculadas as coordenadas dos pontos, tanto para a superfície superior, como para a superfície inferior, em relação à geometria do perfil normalizado. Com essa correção, adapta-se o perfil normalizado às condições de escoamento por meio dos fatores de engrossamento ou afinamento do perfil.

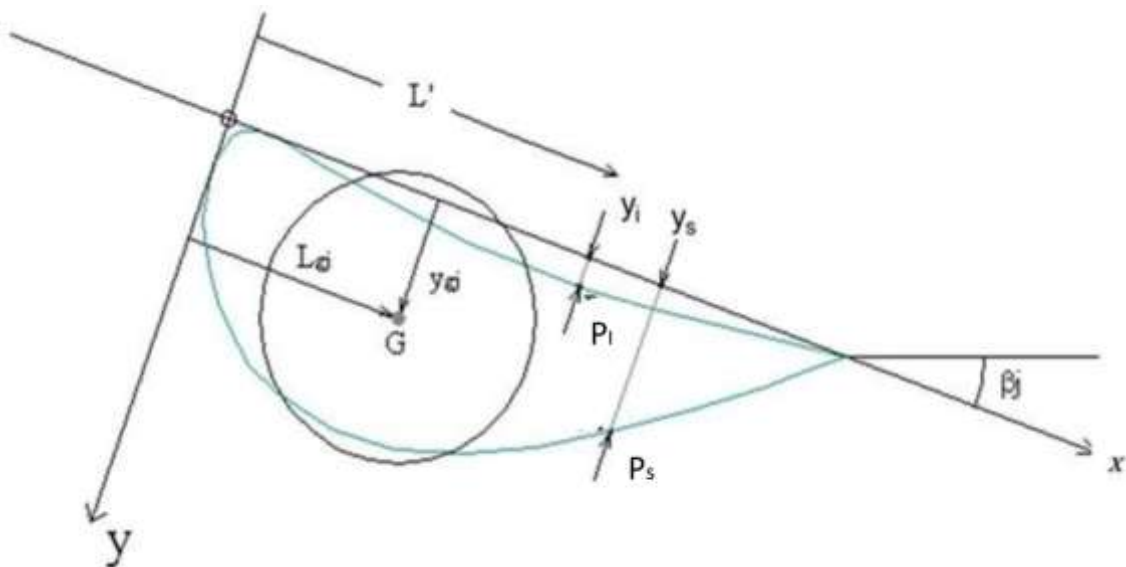
$$L' = L_j * \frac{x}{100} \quad (4.68)$$

$$y'_s = f_j * y_s * \frac{L_j}{100} \quad (4.69)$$

$$y'_i = f_j * y_i * \frac{L_j}{100} \quad (4.70)$$

Os parâmetros x , y_s e y_i são padronizados para cada perfil (Souza, 1991), sendo o índice “s” correspondente à superfície superior da pá e “i” à superfície inferior da pá onde o fluido incide (fig. 4.6), e x , y'_s e y'_i , as coordenadas considerando os fatores de afinamento ou de engrossamento

FIGURA 4.6 – Perfil planificado com sistema de coordenadas das superfícies superior e inferior



FONTE: Souza, 1991

As grandezas L_{gj} e y_{gj} correspondem às coordenadas dos centros de gravidade dos perfis.

As Tabelas 4.2 a 4.12 apresentam as coordenadas dos perfis normalizados, da estação i até a estação e .

TABELA 4.2 – Coordenadas do perfil normalizado (Estação *i*)

Perfis GÖ 480

Perfil *i* ($L_i = 369,4$ mm)

Ponto	x	ys	yi	L_i' (mm)	ys_i' (mm)	yi_i' (mm)
1	0	2,55	2,55	0,0	8,0	8,0
2	1,25	5,10	0,80	4,6	15,9	2,5
3	2,50	6,15	0,30	9,2	19,2	0,9
4	5	7,65	0,05	18,5	23,9	0,2
5	7,50	8,85	0	27,7	27,7	0,0
6	10	9,80	0,10	36,9	30,6	0,3
7	15	11,25	0,45	55,4	35,2	1,4
8	20	12,10	0,70	73,9	37,8	2,2
9	30	12,85	1,10	110,8	40,2	3,4
10	40	12,60	1,45	147,8	39,4	4,5
11	50	11,60	1,55	184,7	36,3	4,8
12	60	10	1,50	221,7	31,3	4,7
13	70	7,85	1,25	258,6	24,5	3,9
14	80	5,45	0,85	295,6	17,0	2,7
15	90	2,85	0,40	332,5	8,9	1,3
16	95	1,45	0,20	351,0	4,5	0,6
17	100	0	0	369,4	0,0	0,0

FONTE: Andrade e Dias, 2003

TABELA 4.3 – Coordenadas do perfil normalizado (Estação 1)

Perfis GÖ 480

Perfil 1 ($L_1 = 369,4\text{mm}$)

Ponto	x	ys	yi	L_1' (mm)	ys_1' (mm)	yi_1' (mm)
1	0	2,55	2,55	0,0	7,5	7,5
2	1,25	5,10	0,80	4,6	15,0	2,4
3	2,50	6,15	0,30	9,2	18,1	0,9
4	5	7,65	0,05	18,5	22,5	0,1
5	7,50	8,85	0	27,7	26,1	0,0
6	10	9,80	0,10	36,9	28,9	0,3
7	15	11,25	0,45	55,4	33,1	1,3
8	20	12,10	0,70	73,9	35,7	2,1
9	30	12,85	1,10	110,8	37,9	3,2
10	40	12,60	1,45	147,8	37,1	4,3
11	50	11,60	1,55	184,7	34,2	4,6
12	60	10	1,50	221,7	29,5	4,4
13	70	7,85	1,25	258,6	23,1	3,7
14	80	5,45	0,85	295,6	16,1	2,5
15	90	2,85	0,40	332,5	8,4	1,2
16	95	1,45	0,20	351,0	4,3	0,6
17	100	0	0	369,4	0,0	0,0

FONTE: Andrade e Dias, 2003

TABELA 4.4 – Coordenadas do perfil normalizado (Estação 2)

Perfis GÖ 480

Perfil 2 ($L_2 = 345,5\text{mm}$)

Ponto	x	ys	yi	L_2' (mm)	ys_2' (mm)	yi_2' (mm)
1	0	2,55	2,55	0,0	7,1	7,1
2	1,25	5,10	0,80	4,3	14,1	2,2
3	2,50	6,15	0,30	8,6	17,0	0,8
4	5	7,65	0,05	17,3	21,2	0,1
5	7,50	8,85	0	25,9	24,5	0,0
6	10	9,80	0,10	34,5	27,1	0,3
7	15	11,25	0,45	51,8	31,1	1,2
8	20	12,10	0,70	69,1	33,5	1,9
9	30	12,85	1,10	103,6	35,6	3,0
10	40	12,60	1,45	138,2	34,9	4,0
11	50	11,60	1,55	172,7	32,1	4,3
12	60	10	1,50	207,3	27,7	4,2
13	70	7,85	1,25	241,8	21,7	3,5
14	80	5,45	0,85	276,4	15,1	2,4
15	90	2,85	0,40	310,9	7,9	1,1
16	95	1,45	0,20	328,2	4,0	0,6
17	100	0	0	345,5	0,0	0,0

FONTE: Andrade e Dias, 2003

TABELA 4.5 – Coordenadas do perfil normalizado (Estação 3)

Perfis GÖ 480

Perfil 3 (L3=321,4mm)

Ponto	x	ys	yi	L₃' (mm)	ys₃' (mm)	yi₃' (mm)
1	0	2,55	2,55	0,0	6,6	6,6
2	1,25	5,10	0,80	4,0	13,2	2,1
3	2,50	6,15	0,30	8,0	15,9	0,8
4	5	7,65	0,05	16,1	19,8	0,1
5	7,50	8,85	0	24,1	22,9	0,0
6	10	9,80	0,10	32,1	25,4	0,3
7	15	11,25	0,45	48,2	29,1	1,2
8	20	12,10	0,70	64,3	31,3	1,8
9	30	12,85	1,10	96,4	33,3	2,8
10	40	12,60	1,45	128,6	32,6	3,8
11	50	11,60	1,55	160,7	30,0	4,0
12	60	10	1,50	192,9	25,9	3,9
13	70	7,85	1,25	225,0	20,3	3,2
14	80	5,45	0,85	257,2	14,1	2,2
15	90	2,85	0,40	289,3	7,4	1,0
16	95	1,45	0,20	305,4	3,8	0,5
17	100	0	0	321,4	0,0	0,0

FONTE: Andrade e Dias, 2003

TABELA 4.6 – Coordenadas do perfil normalizado (Estação 4)

Perfis GÖ 480

Perfil 4 (L4 =297,4mm)

Ponto	x	ys	yi	L ₄ ' (mm)	ys ₄ ' (mm)	yi ₄ ' (mm)
1	0	2,55	2,55	0,0	6,1	6,1
2	1,25	5,10	0,80	3,7	12,3	1,9
3	2,50	6,15	0,30	7,4	14,8	0,7
4	5	7,65	0,05	14,9	18,4	0,1
5	7,50	8,85	0	22,3	21,3	0,0
6	10	9,80	0,10	29,7	23,6	0,2
7	15	11,25	0,45	44,6	27,1	1,1
8	20	12,10	0,70	59,5	29,2	1,7
9	30	12,85	1,10	89,2	31,0	2,7
10	40	12,60	1,45	119,0	30,4	3,5
11	50	11,60	1,55	148,7	28,0	3,7
12	60	10	1,50	178,5	24,1	3,6
13	70	7,85	1,25	208,2	18,9	3,0
14	80	5,45	0,85	238,0	13,1	2,0
15	90	2,85	0,40	267,7	6,9	1,0
16	95	1,45	0,20	282,6	3,5	0,5
17	100	0	0	297,4	0,0	0,0

FONTE: Andrade e Dias, 2003

TABELA 4.7 – Coordenadas do perfil normalizado (Estação 5)

Perfis GÖ 480

Perfil 5 (L5 =273,4 mm)

Ponto	x	ys	yi	L ₅ ' (mm)	ys ₅ ' (mm)	yi ₅ ' (mm)
1	0	2,55	2,55	0,0	5,7	5,7
2	1,25	5,10	0,80	3,4	11,4	1,8
3	2,50	6,15	0,30	6,8	13,7	0,7
4	5	7,65	0,05	13,7	17,1	0,1
5	7,50	8,85	0	20,5	19,8	0,0
6	10	9,80	0,10	27,3	21,9	0,2
7	15	11,25	0,45	41,0	25,1	1,0
8	20	12,10	0,70	54,7	27,0	1,6
9	30	12,85	1,10	82,0	28,7	2,5
10	40	12,60	1,45	109,4	28,1	3,2
11	50	11,60	1,55	136,7	25,9	3,5
12	60	10	1,50	164,1	22,3	3,3
13	70	7,85	1,25	191,4	17,5	2,8
14	80	5,45	0,85	218,7	12,2	1,9
15	90	2,85	0,40	246,1	6,4	0,9
16	95	1,45	0,20	259,8	3,2	0,4
17	100	0	0	273,4	0,0	0,0

FONTE: Andrade e Dias, 2003

TABELA 4.8 – Coordenadas do perfil normalizado (Estação 6)

Perfis GÖ 480

Perfil 6 (L6 = 249,4 mm)

Ponto	x	ys	yi	L ₆ ' (mm)	ys ₆ ' (mm)	yi ₆ ' (mm)
1	0	2,55	2,55	0,0	5,2	5,2
2	1,25	5,10	0,80	3,1	10,5	1,6
3	2,50	6,15	0,30	6,2	12,6	0,6
4	5	7,65	0,05	12,5	15,7	0,1
5	7,50	8,85	0	18,7	18,2	0,0
6	10	9,80	0,10	24,9	20,1	0,2
7	15	11,25	0,45	37,4	23,1	0,9
8	20	12,10	0,70	49,9	24,9	1,4
9	30	12,85	1,10	74,8	26,4	2,3
10	40	12,60	1,45	99,8	25,9	3,0
11	50	11,60	1,55	124,7	23,8	3,2
12	60	10	1,50	149,7	20,5	3,1
13	70	7,85	1,25	174,6	16,1	2,6
14	80	5,45	0,85	199,5	11,2	1,7
15	90	2,85	0,40	224,5	5,9	0,8
16	95	1,45	0,20	237,0	3,0	0,4
17	100	0	0	249,4	0,0	0,0

FONTE: Andrade e Dias, 2003

TABELA 4.9 – Coordenadas do perfil normalizado (Estação 7)

Perfis GÖ 480

Perfil 7 (L7 =225,4 mm)

Ponto	x	ys	yi	L ₇ ' (mm)	ys ₇ ' (mm)	yi ₇ ' (mm)
1	0	2,55	2,55	0,0	4,8	4,8
2	1,25	5,10	0,80	2,8	9,6	1,5
3	2,50	6,15	0,30	5,6	11,5	0,6
4	5	7,65	0,05	11,3	14,3	0,1
5	7,50	8,85	0	16,9	16,6	0,0
6	10	9,80	0,10	22,5	18,4	0,2
7	15	11,25	0,45	33,8	21,1	0,8
8	20	12,10	0,70	45,1	22,7	1,3
9	30	12,85	1,10	67,6	24,1	2,1
10	40	12,60	1,45	90,2	23,6	2,7
11	50	11,60	1,55	112,7	21,8	2,9
12	60	10	1,50	135,3	18,8	2,8
13	70	7,85	1,25	157,8	14,7	2,3
14	80	5,45	0,85	180,3	10,2	1,6
15	90	2,85	0,40	202,9	5,3	0,8
16	95	1,45	0,20	214,1	2,7	0,4
17	100	0	0	225,4	0,0	0,0

FONTE: Andrade e Dias, 2003

TABELA 4.10 – Coordenadas do perfil normalizado (Estação 8)

Perfis GÖ 480

Perfil 8 (L8 = 201,4 mm)

Ponto	x	ys	yi	L ₈ ' (mm)	ys ₈ ' (mm)	yi ₈ ' (mm)
1	0	2,55	2,55	0,0	4,3	4,3
2	1,25	5,10	0,80	2,5	8,7	1,4
3	2,50	6,15	0,30	5,0	10,4	0,5
4	5	7,65	0,05	10,1	13,0	0,1
5	7,50	8,85	0	15,1	15,0	0,0
6	10	9,80	0,10	20,1	16,6	0,2
7	15	11,25	0,45	30,2	19,1	0,8
8	20	12,10	0,70	40,3	20,5	1,2
9	30	12,85	1,10	60,4	21,8	1,9
10	40	12,60	1,45	80,6	21,4	2,5
11	50	11,60	1,55	100,7	19,7	2,6
12	60	10	1,50	120,8	17,0	2,5
13	70	7,85	1,25	141,0	13,3	2,1
14	80	5,45	0,85	161,1	9,2	1,4
15	90	2,85	0,40	181,3	4,8	0,7
16	95	1,45	0,20	191,3	2,5	0,3
17	100	0	0	201,4	0,0	0,0

FONTE: Andrade e Dias, 2003

TABELA 4.11 – Coordenadas do perfil normalizado (Estação 9)

Perfis GÖ 480

Perfil 9 (L9 = 177,4 mm)

Ponto	x	ys	yi	L ₉ ' (mm)	ys ₉ ' (mm)	yi ₉ ' (mm)
1	0	2,55	2,55	0,0	3,9	3,9
2	1,25	5,10	0,80	2,2	7,7	1,2
3	2,50	6,15	0,30	4,4	9,3	0,5
4	5	7,65	0,05	8,9	11,6	0,1
5	7,50	8,85	0	13,3	13,4	0,0
6	10	9,80	0,10	17,7	14,9	0,2
7	15	11,25	0,45	26,6	17,1	0,7
8	20	12,10	0,70	35,5	18,4	1,1
9	30	12,85	1,10	53,2	19,5	1,7
10	40	12,60	1,45	71,0	19,1	2,2
11	50	11,60	1,55	88,7	17,6	2,4
12	60	10	1,50	106,4	15,2	2,3
13	70	7,85	1,25	124,2	11,9	1,9
14	80	5,45	0,85	141,9	8,3	1,3
15	90	2,85	0,40	159,7	4,3	0,6
16	95	1,45	0,20	168,5	2,2	0,3
17	100	0	0	177,4	0,0	0,0

FONTE: Andrade e Dias, 2003

TABELA 4.12 – Coordenadas do perfil normalizado (Estação e)

Perfis GÖ 480

Perfil e (Le = 153,40 mm)

Ponto	x	ys	yi	Le' (mm)	yse' (mm)	ye' (mm)
1	0	2,55	2,55	0,0	3,4	3,4
2	1,25	5,10	0,80	1,9	6,8	1,1
3	2,50	6,15	0,30	3,8	8,2	0,4
4	5	7,65	0,05	7,7	10,2	0,1
5	7,50	8,85	0	11,5	11,9	0,0
6	10	9,80	0,10	15,3	13,1	0,1
7	15	11,25	0,45	23,0	15,1	0,6
8	20	12,10	0,70	30,7	16,2	0,9
9	30	12,85	1,10	46,0	17,2	1,5
10	40	12,60	1,45	61,4	16,9	1,9
11	50	11,60	1,55	76,7	15,5	2,1
12	60	10	1,50	92,0	13,4	2,0
13	70	7,85	1,25	107,4	10,5	1,7
14	80	5,45	0,85	122,7	7,3	1,1
15	90	2,85	0,40	138,1	3,8	0,5
16	95	1,45	0,20	145,7	1,9	0,3
17	100	0	0	153,4	0,0	0,0

FONTE: Andrade e Dias, 2003

4.1.8 Cálculo das coordenadas espaciais para cada estação da pá

Para realizar a construção do modelo tridimensional do rotor, é necessário calcular as coordenadas de alocação no espaço para cada um dos pontos da superfície superior e inferior das pás.

Utilizou-se um equacionamento que forneceu as coordenadas espaciais, X_s , Y_s , Z_s , e X_i , Y_i , Z_i , a partir de uma cota de referência Z_0 de 30 mm, como recomendado por Lipiarski e Figueiredo (1995), equações 4.71 a 4.76.

a) Superfície superior da pá

$$X_s = \frac{D_j}{2} \operatorname{sen} \left\{ \frac{2 \cdot [(L'_j - L_{gi}) \cdot \cos \beta_{mj} - (y_{s'} - y_{gi}) \cdot \operatorname{sen} \beta_{mj}]}{D_j} \right\} \quad (4.71)$$

$$Y_s = -\frac{D_j}{2} \operatorname{cos} \left\{ \frac{2 \cdot [(L'_j - L_{gi}) \cdot \cos \beta_{mj} - (y_{s'} - y_{gi}) \cdot \operatorname{sen} \beta_{mj}]}{D_j} \right\} \quad (4.72)$$

$$Z_s = Z_0 - (y_{s'} - y_{gi}) \cdot \cos \beta_{mj} - (L'_j - L_{gi}) \cdot \operatorname{sen} \beta_{mj} \quad (4.73)$$

b) Superfície inferior da pá

$$X_i = \frac{D_j}{2} \cdot \operatorname{sen} \left\{ \frac{2 \cdot [(L'_j - L_{gi}) \cdot \cos \beta_{mj} - (y_{i'} - y_{gi}) \cdot \operatorname{sen} \beta_{mj}]}{D_j} \right\} \quad (4.74)$$

$$Y_i = -\frac{D_j}{2} \cdot \operatorname{cos} \left\{ \frac{2 \cdot [(L'_j - L_{gi}) \cdot \cos \beta_{mj} - (y_{i'} - y_{gi}) \cdot \operatorname{sen} \beta_{mj}]}{D_j} \right\} \quad (4.75)$$

$$Z_i = Z_0 - (y_{i'} - y_{gi}) \cdot \cos \beta_{mj} - (L'_j - L_{gi}) \cdot \operatorname{sen} \beta_{mj} \quad (4.76)$$

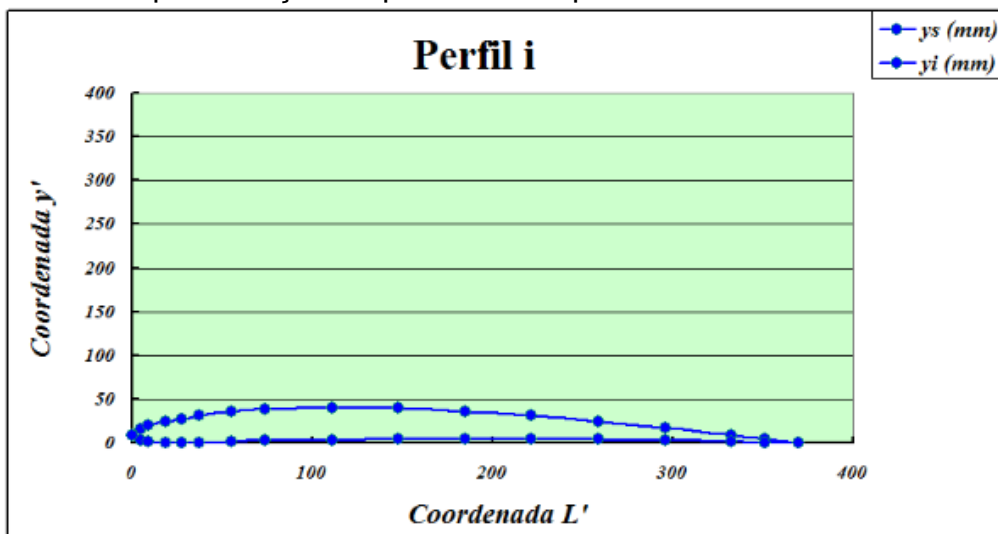
As Tabelas 4.13 a 4.23 e as figs. 4.7 a 4.17 apresentam as coordenadas da superfície superior e inferior da pá do rotor, do perfil i ao perfil e .

TABELA 4.13 – Coordenadas da superfície superior e inferior para o perfil *i*

Perfil i									
			$D_i =$	296,80	mm	$L_{gi} =$	143,16	mm	
			$L_i =$	369,44	mm	$y_{gi} =$	26,90	mm	
			$\beta_{mi} =$	82,17	°	$Z_0 =$	30,00	mm	
Ponto	L'_i (mm)	ys'_i (mm)	yi'_i (mm)	Xs (mm)	Ys (mm)	Zs (mm)	Xi (mm)	Yi (mm)	Zi (mm)
1	0	7,97	7,97	-0,74	-148,40	174,40	-0,74	-148,40	174,40
2	4,62	15,94	2,50	-8,01	-148,18	168,74	5,30	-148,31	170,57
3	9,24	19,22	0,94	-10,62	-148,02	163,72	7,48	-148,21	166,21
4	18,47	23,91	0,16	-14,00	-147,74	153,93	9,50	-148,10	157,17
5	27,71	27,66	0	-16,44	-147,49	144,27	10,91	-148,00	148,04
6	36,94	30,63	0,31	-18,11	-147,29	134,72	11,86	-147,93	138,84
7	55,42	35,16	1,41	-20,07	-147,04	115,80	13,29	-147,80	120,40
8	73,89	37,81	2,19	-20,18	-147,02	97,14	15,02	-147,64	101,99
9	110,83	40,16	3,44	-17,50	-147,37	60,22	18,79	-147,21	65,22
10	147,78	39,38	4,53	-11,72	-147,94	23,73	22,70	-146,65	28,47
11	184,72	36,25	4,84	-3,60	-148,36	-12,45	27,35	-145,86	-8,17
12	221,66	31,25	4,69	6,38	-148,26	-48,37	32,43	-144,81	-44,75
13	258,61	24,53	3,91	18,02	-147,30	-84,05	38,07	-143,43	-81,24
14	295,55	17,03	2,66	30,32	-145,27	-119,63	44,10	-141,70	-117,67
15	332,49	8,91	1,25	42,99	-142,04	-155,12	50,19	-139,66	-154,08
16	350,97	4,53	0,63	49,50	-139,90	-172,83	53,13	-138,56	-172,29
17	369,44	0	0	56,04	-137,41	-190,51	56,04	-137,41	-190,51

FONTE: Andrade e Dias, 2003

FIGURA 4.7 – Representação esquemática do perfil *i*



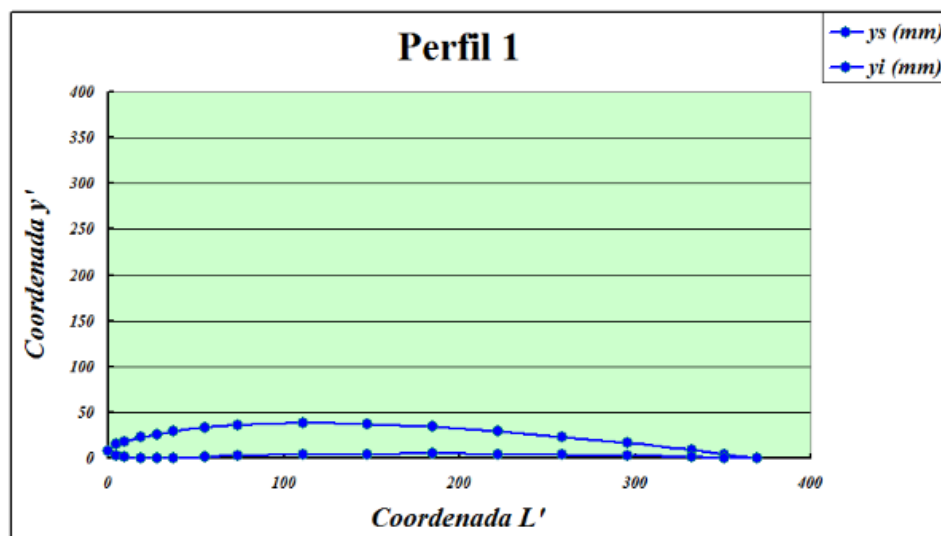
FONTE: Andrade e Dias, 2003

TABELA 4.14 – Coordenadas da superfície superior e inferior para o perfil 1

Perfil 1									
				$D_1 = 407,10$	mm	$y_{g1} = 24,98$	mm		
				$L_1 = 369,44$	mm	$\beta_{m1} = 72,76$	°		
				$L_{g1} = 143,16$	mm	$Z_0 = 30,00$	mm		
Ponto	L_1' (mm)	ys_1' (mm)	yi_1' (mm)	Xs (mm)	Ys (mm)	Zs (mm)	Xi (mm)	Yi (mm)	Zi (mm)
18	0	7,51	7,51	-25,67	-201,92	171,90	-25,67	-201,92	171,90
19	4,62	15,03	2,36	-31,42	-201,11	165,27	-19,42	-202,62	169,02
20	9,24	18,12	0,88	-32,99	-200,86	159,94	-16,65	-202,87	165,05
21	18,47	22,54	0,15	-34,45	-200,61	149,81	-13,22	-203,12	156,44
22	27,71	26,08	0,00	-35,08	-200,50	139,94	-10,35	-203,29	147,67
23	36,94	28,88	0,29	-35,02	-200,52	130,29	-7,89	-203,40	138,76
24	55,42	33,15	1,33	-33,64	-200,75	111,38	-3,41	-203,52	120,81
25	73,89	35,65	2,06	-30,60	-201,24	93,00	1,36	-203,55	102,95
26	110,83	37,86	3,24	-21,84	-202,38	57,06	11,18	-203,24	67,32
27	147,78	37,13	4,27	-10,22	-203,29	21,99	21,11	-202,45	31,73
28	184,72	34,18	4,57	3,53	-203,52	-12,42	31,69	-201,07	-3,65
29	221,66	29,46	4,42	18,96	-202,67	-46,31	42,59	-199,05	-38,89
30	258,61	23,13	3,68	35,79	-200,38	-79,71	53,90	-196,28	-73,95
31	295,55	16,06	2,50	53,06	-196,51	-112,90	65,44	-192,74	-108,89
32	332,49	8,40	1,18	70,46	-190,97	-145,92	76,89	-188,47	-143,78
33	350,97	4,27	0,59	79,21	-187,50	-162,34	82,44	-186,11	-161,25
34	369,44	0	0	87,92	-183,58	-178,71	87,92	-183,58	-178,71

FONTE: Andrade e Dias, 2003

FIGURA 4.8 – Representação esquemática do perfil 1



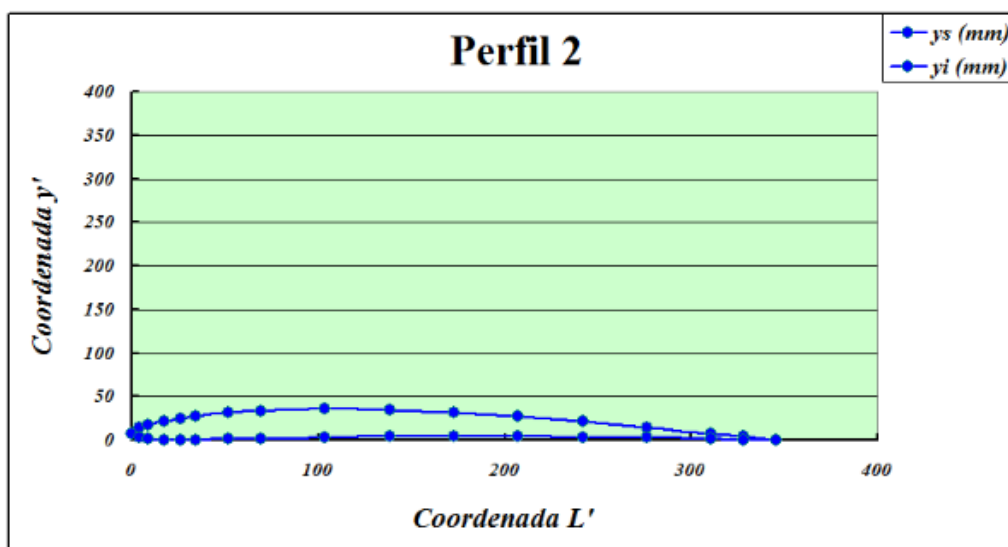
FONTE: Andrade e Dias, 2003

TABELA 4.15 – Coordenadas da superfície superior e inferior para o perfil 2

Perfil 2									
Dados Preliminares:		$D_2 = 517,40$	mm	$y_{g2} = 23,07$	mm				
		$L_2 = 345,45$	mm	$\beta_{m2} = 65,23$	°				
		$L_{g2} = 133,86$	mm	$Z_0 = 30,00$	mm				
Ponto	L_2' (mm)	ys_2' (mm)	yi_2' (mm)	Xs (mm)	Ys (mm)	Zs (mm)	Xi (mm)	Yi (mm)	Zi (mm)
35	0	7,06	7,06	-41,37	-255,37	158,25	-41,37	-255,37	158,25
36	4,32	14,12	2,21	-45,90	-254,60	151,38	-35,23	-256,29	156,36
37	8,64	17,02	0,83	-46,72	-254,45	146,24	-32,19	-256,69	153,02
38	17,27	21,17	0,14	-46,87	-254,42	136,66	-27,97	-257,18	145,47
39	25,91	24,50	0	-46,27	-254,53	127,42	-24,25	-257,56	137,69
40	34,55	27,13	0,28	-45,06	-254,74	118,48	-20,89	-257,85	129,73
41	51,82	31,14	1,25	-41,52	-255,35	101,12	-14,55	-258,29	113,64
42	69,09	33,49	1,94	-36,48	-256,11	84,45	-7,95	-258,58	97,67
43	103,64	35,57	3,04	-23,98	-257,59	52,21	5,52	-258,64	65,83
44	138,18	34,88	4,01	-8,91	-258,55	21,13	19,09	-257,99	34,06
45	172,73	32,11	4,29	8,07	-258,57	-9,08	33,24	-256,56	2,58
46	207,27	27,68	4,15	26,52	-257,34	-38,59	47,66	-254,27	-28,73
47	241,82	21,73	3,46	46,19	-254,54	-67,46	62,41	-251,06	-59,81
48	276,36	15,09	2,35	66,20	-250,09	-96,05	77,31	-246,88	-90,71
49	310,91	7,89	1,11	86,27	-243,89	-124,40	92,05	-241,77	-121,56
50	328,18	4,01	0,55	96,33	-240,10	-138,46	99,24	-238,91	-137,01
51	345,45	0	0	106,34	-235,83	-152,46	106,34	-235,83	-152,46

FONTE: Andrade e Dias, 2003

FIGURA 4.9 – Representação esquemática do perfil 2



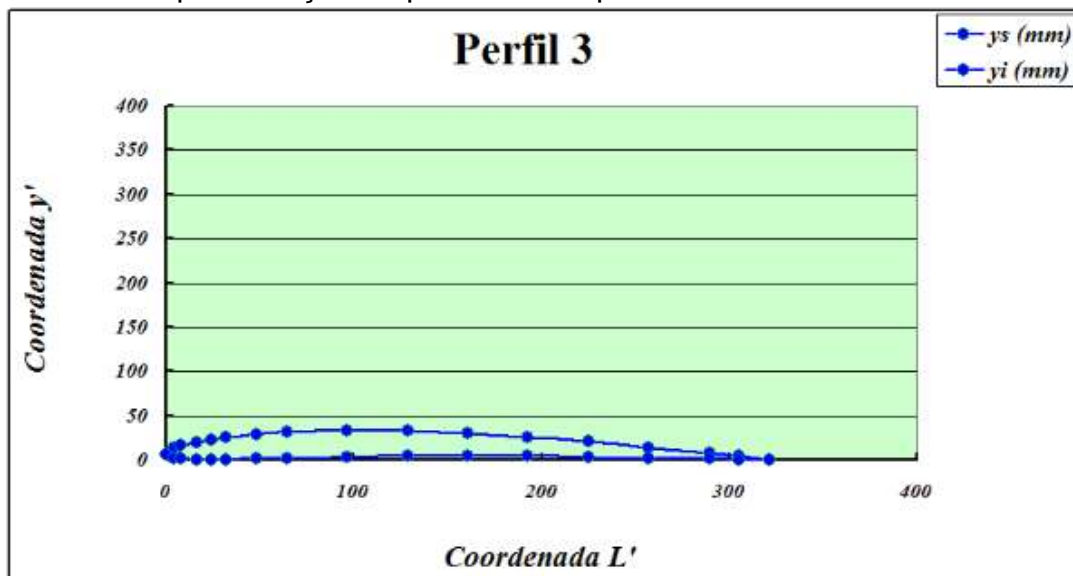
FONTE: Andrade e Dias, 2003

TABELA 4.16 – Coordenadas da superfície superior e inferior para o perfil 3

Perfil 3									
Dados Preliminares:									
				$D_3 = 627,70$	mm			$y_{g3} = 21,15$	mm
				$L_3 = 321,44$	mm			$\beta_{m3} = 58,91$	°
				$L_{g3} = 124,56$	mm			$Z_0 = 30,00$	mm
Ponto	L_3' (mm)	ys_3' (mm)	yi_3' (mm)	Xs (mm)	Ys (mm)	Zs (mm)	Xi (mm)	Yi (mm)	Zi (mm)
52	0	6,60	6,60	-51,62	-309,58	144,18	-51,62	-309,58	144,18
53	4	13,21	2,07	-55,15	-308,97	137,33	-45,74	-310,50	143,08
54	8	15,92	0,78	-55,40	-308,92	132,49	-42,58	-310,95	140,31
55	16	19,81	0,13	-54,59	-309,07	123,60	-37,92	-311,55	133,76
56	24	22,92	0,00	-53,12	-309,32	115,11	-33,69	-312,04	126,95
57	32	25,38	0,26	-51,11	-309,66	106,96	-29,78	-312,43	119,93
58	48	29,13	1,17	-46,08	-310,45	91,26	-22,28	-313,06	105,70
59	64	31,33	1,81	-39,73	-311,32	76,36	-14,55	-313,51	91,60
60	96	33,27	2,85	-24,88	-312,86	47,83	1,15	-313,85	63,54
61	129	32,63	3,75	-7,75	-313,75	20,63	16,96	-313,39	35,54
62	161	30,04	4,01	11,06	-313,66	-5,56	33,28	-312,08	7,88
63	193	25,89	3,88	31,15	-312,30	-30,95	49,84	-309,87	-19,58
64	225	20,33	3,24	52,33	-309,46	-55,60	66,69	-306,68	-46,78
65	257	14,11	2,20	73,79	-305,05	-79,92	83,67	-302,49	-73,77
66	289	7,38	1,04	95,32	-299,02	-103,97	100,48	-297,33	-100,70
67	305	3,75	0,52	106,12	-295,36	-115,86	108,73	-294,42	-114,19
68	321	0,00	0,00	116,88	-291,27	-127,69	116,88	-291,27	-127,69

FONTE: Andrade e Dias, 2003

FIGURA 4.10 – Representação esquemática do perfil 3



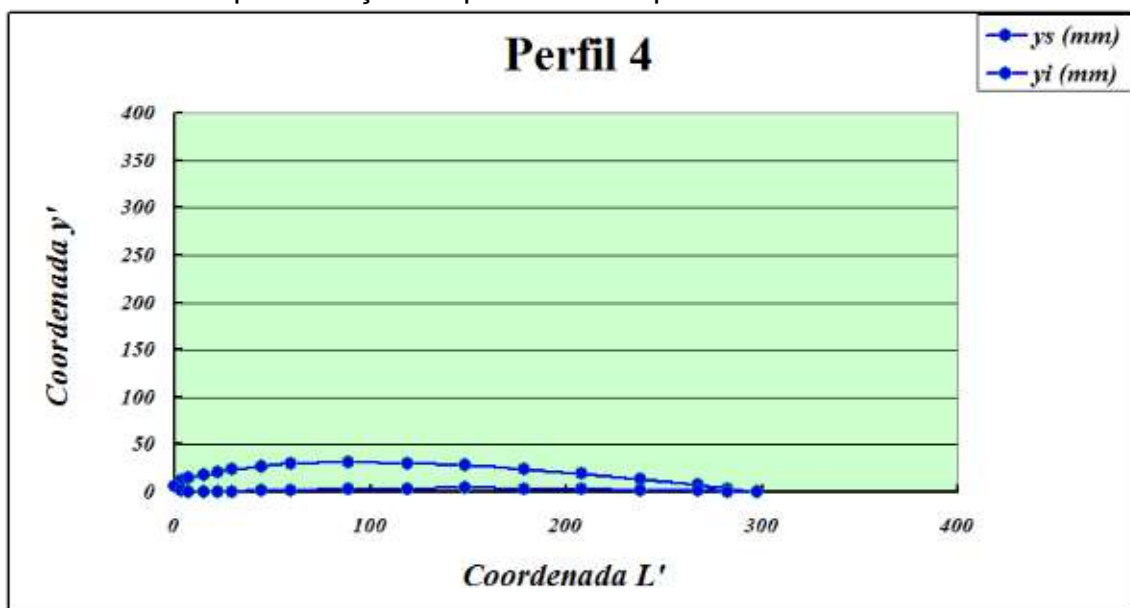
FONTE: Andrade e Dias, 2003

TABELA 4.17 – Coordenadas da superfície superior e inferior para o perfil 4

Perfil 4									
Dados Preliminares:		$D_4 = 738,00$	mm	$y_{g4} = 19,23$	mm				
		$L_4 = 297,44$	mm	$\beta_{m4} = 53,51$	°				
		$L_{g4} = 115,26$	mm	$Z_0 = 30,00$	mm				
Ponto	L'_4 (mm)	ys'_4 (mm)	yi'_4 (mm)	Xs (mm)	Ys (mm)	Zs (mm)	Xi (mm)	Yi (mm)	Zi (mm)
69	0	6,15	6,15	-57,79	-364,45	130,44	-57,79	-364,45	130,44
70	4	12,30	1,93	-60,49	-364,01	123,79	-52,25	-365,28	129,96
71	7	14,83	0,72	-60,31	-364,04	119,30	-49,10	-365,72	127,69
72	15	18,44	0,12	-58,82	-364,28	111,17	-44,23	-366,34	122,07
73	22	21,34	0,00	-56,75	-364,61	103,47	-39,74	-366,85	116,16
74	30	23,63	0,24	-54,19	-365,00	96,13	-35,54	-367,28	110,04
75	45	27,12	1,08	-48,22	-365,84	82,10	-27,40	-367,98	97,58
76	59	29,17	1,69	-41,07	-366,71	68,92	-19,05	-368,51	85,27
77	89	30,98	2,65	-24,90	-368,16	43,94	-2,15	-368,99	60,78
78	119	30,38	3,50	-6,75	-368,94	20,38	14,86	-368,70	36,37
79	149	27,97	3,74	12,88	-368,78	-2,09	32,32	-367,58	12,32
80	178	24,11	3,62	33,63	-367,46	-23,71	49,99	-365,60	-11,52
81	208	18,93	3,01	55,32	-364,83	-44,54	67,93	-362,69	-35,08
82	238	13,14	2,05	77,30	-360,81	-65,01	85,99	-358,84	-58,41
83	268	6,87	0,96	99,36	-355,37	-85,19	103,92	-354,06	-81,68
84	283	3,50	0,48	110,44	-352,09	-95,14	112,75	-351,35	-93,35
85	297	0,00	0,00	121,50	-348,42	-105,02	121,50	-348,42	-105,02

FONTE: Andrade e Dias, 2003

FIGURA 4.11 – Representação esquemática do perfil 4



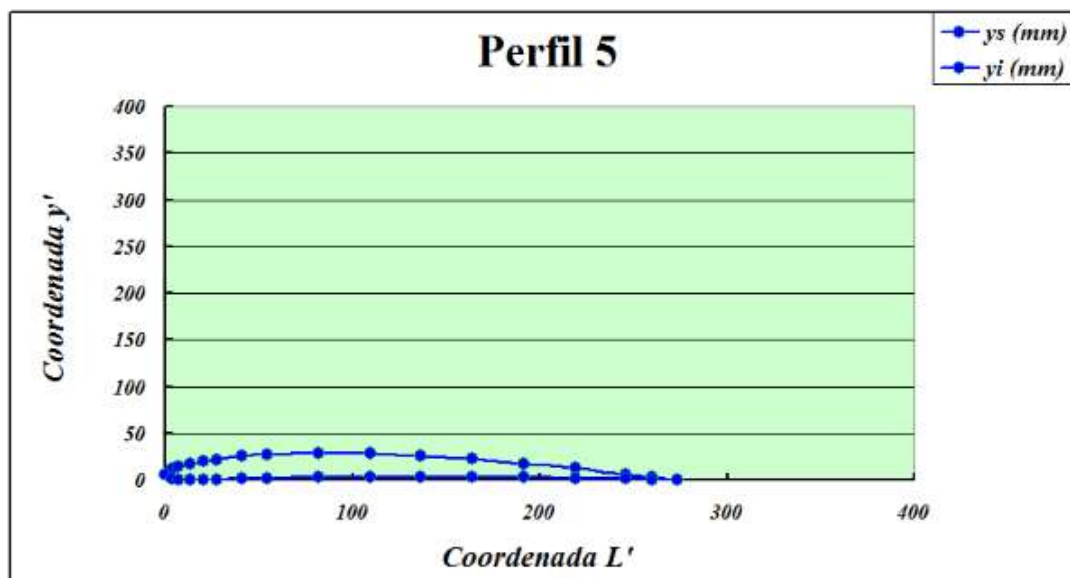
FONTE: Andrade e Dias, 2003

TABELA 4.18 – Coordenadas da superfície superior e inferior para o perfil 5

Perfil 5									
Dados Preliminares:									
			$D_5 = 848,30$	mm				$y_{g5} = 17,32$	mm
			$L_5 = 273,43$	mm				$\beta_{m5} = 48,81$	°
			$L_{g5} = 105,95$	mm				$Z_0 = 30,00$	mm
Ponto	L'_5 (mm)	ys'_5 (mm)	yi'_5 (mm)	Xs (mm)	Ys (mm)	Zs (mm)	Xi (mm)	Yi (mm)	Zi (mm)
86	0	5,69	5,69	-60,81	-419,77	117,40	-60,81	-419,77	117,40
87	3	11,38	1,79	-62,82	-419,47	111,07	-55,67	-420,48	117,40
88	7	13,73	0,67	-62,34	-419,54	106,96	-52,60	-420,88	115,56
89	14	17,08	0,11	-60,38	-419,83	99,61	-47,72	-421,46	110,78
90	21	19,76	0,00	-57,92	-420,18	92,70	-43,16	-421,95	105,71
91	27	21,88	0,22	-55,04	-420,56	86,16	-38,85	-422,37	100,42
92	41	25,11	1,00	-48,52	-421,37	73,74	-30,46	-423,05	89,62
93	55	27,01	1,56	-40,99	-422,16	62,20	-21,89	-423,58	78,96
94	82	28,69	2,46	-24,30	-423,45	40,52	-4,57	-424,13	57,79
95	109	28,13	3,24	-5,88	-424,11	20,31	12,85	-423,96	36,70
96	137	25,89	3,46	13,80	-423,93	1,20	30,66	-423,04	15,98
97	164	22,32	3,35	34,46	-422,75	-17,02	48,67	-421,35	-4,53
98	191	17,52	2,79	55,95	-420,44	-34,44	66,92	-418,84	-24,74
99	219	12,17	1,90	77,71	-416,97	-51,49	85,29	-415,49	-44,73
100	246	6,36	0,89	99,59	-412,29	-68,25	103,58	-411,31	-64,65
101	260	3,24	0,45	110,59	-409,48	-76,48	112,61	-408,93	-74,64
102	273	0,00	0,00	121,59	-406,35	-84,64	121,59	-406,35	-84,64

FONTE: Andrade e Dias, 2003

FIGURA 4.12 – Representação esquemática do perfil 5



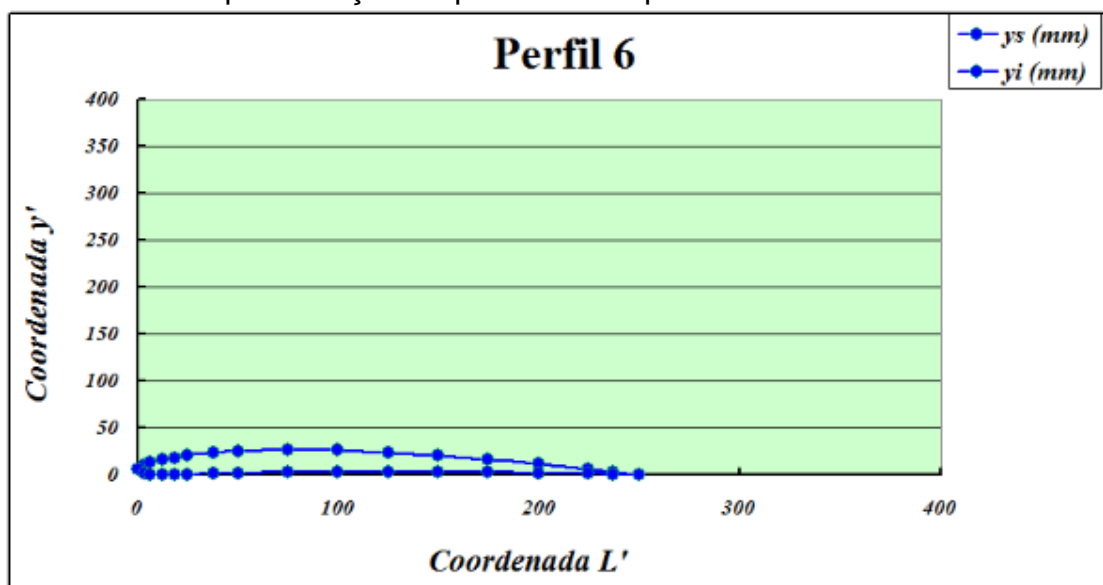
FONTE: Andrade e Dias, 2003

TABELA 4.19 – Coordenadas da superfície superior e inferior para o perfil 6

Perfil 6									
Dados Preliminares:			$D_6 = 959$	mm	$y_{g6} = 15,4025$	mm			
			$L_6 = 249,43$	mm	$\beta_{m6} = 44,70$	°			
			$L_{g6} = 96,6522$	mm	$Z_0 = 30$	mm			
Ponto	L'_6 (mm)	ys'_6 (mm)	yi'_6 (mm)	Xs (mm)	Ys (mm)	Zs (mm)	Xi (mm)	Yi (mm)	Zi (mm)
103	0	5,24	5,24	-61,38	-475,35	105,21	-61,38	-475,35	105,21
104	3	10,47	1,64	-62,84	-475,16	99,29	-56,67	-475,94	105,57
105	6	12,63	0,62	-62,14	-475,25	95,57	-53,76	-476,28	104,11
106	12	15,71	0,10	-59,90	-475,54	88,99	-48,99	-476,79	100,09
107	19	18,18	0,00	-57,22	-475,87	82,85	-44,51	-477,23	95,77
108	25	20,13	0,21	-54,18	-476,23	77,08	-40,24	-477,61	91,24
109	37	23,10	0,92	-47,45	-476,95	66,19	-31,90	-478,24	81,96
110	50	24,85	1,44	-39,84	-477,64	56,18	-23,41	-478,73	72,82
111	75	26,39	2,26	-23,23	-478,74	37,54	-6,27	-479,26	54,69
112	100	25,88	2,98	-5,15	-479,27	20,36	10,95	-479,17	36,64
113	125	23,82	3,18	14,02	-479,09	4,28	28,52	-478,45	18,95
114	150	20,54	3,08	34,03	-478,09	-10,93	46,27	-477,06	1,48
115	175	16,12	2,57	54,78	-476,16	-25,34	64,24	-474,98	-15,70
116	200	11,19	1,75	75,78	-473,27	-39,38	82,33	-472,18	-32,66
117	224	5,85	0,82	96,91	-469,40	-53,13	100,37	-468,67	-49,55
118	237	2,98	0,41	107,54	-467,08	-59,85	109,30	-466,67	-58,03
119	249	0,00	0,00	118,19	-464,50	-66,51	118,19	-464,50	-66,51

FONTE: Andrade e Dias, 2003

FIGURA 4.13 – Representação esquemática do perfil 6



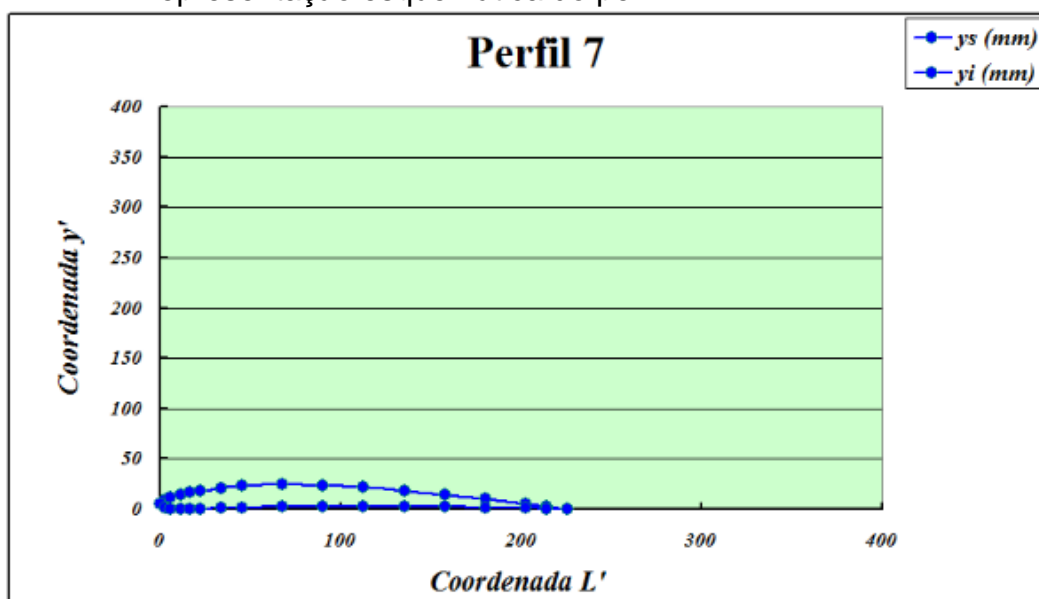
FONTE: Andrade e Dias, 2003

TABELA 4.20 – Coordenadas da superfície superior e inferior para o perfil 7

Perfil 7									
Dados Preliminares:		$D_7 = 1069$	mm	$y_{g7} = 13,4865$	mm				
		$L_7 = 225,42$	mm	$\beta_{m7} = 41,04$	°				
		$L_{g7} = 87,3498$	mm	$Z_0 = 30$	mm				
Ponto	L_7' (mm)	ys_7' (mm)	yi_7' (mm)	Xs (mm)	Ys (mm)	Zs (mm)	Xi (mm)	Yi (mm)	Zi (mm)
120	0	4,78	4,78	-60,04	-531,07	93,92	-60,04	-531,07	93,92
121	3	9,56	1,50	-61,05	-530,95	88,46	-55,78	-531,53	94,55
122	6	11,53	0,56	-60,22	-531,05	85,13	-53,06	-531,81	93,40
123	11	14,35	0,09	-57,83	-531,31	79,31	-48,52	-532,24	90,06
124	17	16,60	0,00	-55,07	-531,60	73,91	-44,22	-532,62	86,43
125	23	18,38	0,19	-52,01	-531,91	68,87	-40,11	-532,94	82,58
126	34	21,10	0,84	-45,32	-532,52	59,41	-32,06	-533,49	74,69
127	45	22,69	1,31	-37,89	-533,11	50,81	-23,88	-533,92	66,93
128	68	24,10	2,06	-21,84	-534,00	34,95	-7,38	-534,40	51,57
129	90	23,63	2,72	-4,53	-534,43	20,50	9,19	-534,37	36,27
130	113	21,75	2,91	13,70	-534,27	7,11	26,06	-533,81	21,33
131	135	18,75	2,81	32,65	-533,45	-5,42	43,09	-532,71	6,60
132	158	14,72	2,34	52,24	-531,89	-17,18	60,32	-531,04	-7,85
133	180	10,22	1,59	72,06	-529,57	-28,59	77,66	-528,78	-22,09
134	203	5,34	0,75	92,02	-526,47	-39,72	94,99	-525,94	-36,25
135	214	2,72	0,38	102,07	-524,61	-45,14	103,58	-524,32	-43,37
136	225	0,00	0,00	112,15	-522,55	-50,49	112,15	-522,55	-50,49

FONTE: Andrade e Dias, 2003

FIGURA 4.14 – Representação esquemática do perfil 7



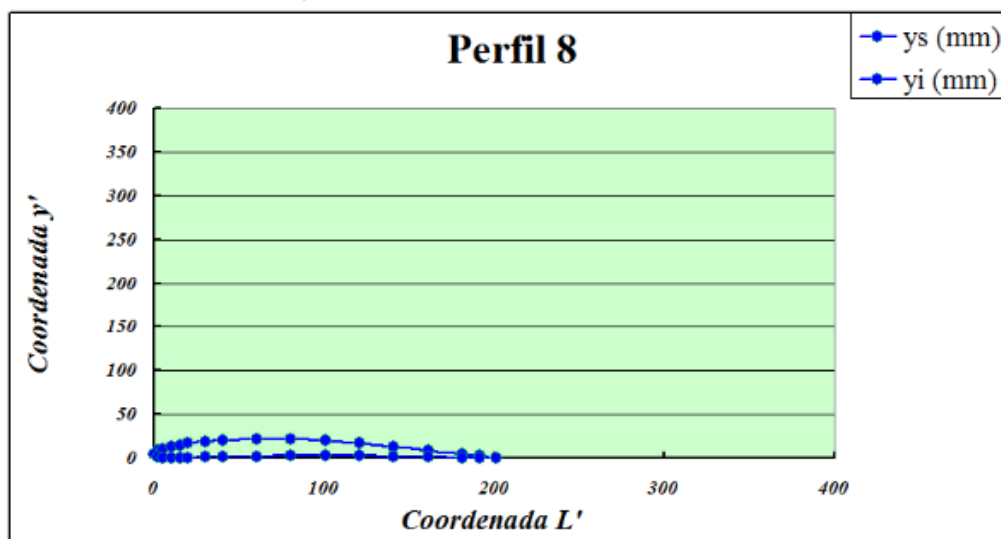
FONTE: Andrade e Dias, 2003

TABELA 4.21 – Coordenadas da superfície superior e inferior para o perfil 8

Perfil 8									
Dados Preliminares:		$D_8 = 1179$	mm	$y_{g8} = 11,5705$	Mm				
		$L_8 = 201,41$	mm	$\beta_{m8} = 37,74$	°				
		$L_{g8} = 78,0474$	mm	$Z_0 = 30$	Mm				
Ponto	L_8' (mm)	ys_8' (mm)	yi_8' (mm)	Xs (mm)	Ys (mm)	Zs (mm)	Xi (mm)	Yi (mm)	Zi (mm)
137	0,00	4,33	4,33	-57,20	-586,82	83,50	-57,20	-586,82	83,50
138	2,52	8,65	1,36	-57,85	-586,76	78,54	-53,40	-587,18	84,31
139	5,04	10,43	0,51	-56,95	-586,84	75,59	-50,90	-587,40	83,44
140	10,07	12,98	0,08	-54,54	-587,07	70,49	-46,68	-587,75	80,69
141	15,11	15,02	0,00	-51,82	-587,32	65,80	-42,65	-588,06	77,68
142	20,14	16,63	0,17	-48,83	-587,57	61,44	-38,79	-588,32	74,46
143	30,21	19,09	0,76	-42,39	-588,07	53,33	-31,20	-588,77	67,83
144	40,28	20,53	1,19	-35,33	-588,54	46,03	-23,50	-589,13	61,33
145	60,42	21,80	1,87	-20,20	-589,25	32,70	-8,00	-589,55	48,46
146	80,57	21,38	2,46	-4,01	-589,59	20,70	7,57	-589,55	35,66
147	100,71	19,68	2,63	12,95	-589,46	9,72	23,38	-589,14	23,20
148	120,85	16,97	2,55	30,53	-588,81	-0,46	39,34	-588,29	10,94
149	140,99	13,32	2,12	48,65	-587,59	-9,91	55,48	-586,98	-1,05
150	161,13	9,25	1,44	66,98	-585,78	-19,02	71,72	-585,22	-12,84
151	181,27	4,84	0,68	85,45	-583,38	-27,86	87,97	-583,00	-24,57
152	191,34	2,46	0,34	94,76	-581,94	-32,14	96,04	-581,73	-30,46
153	201,41	0,00	0,00	104,09	-580,34	-36,36	104,09	-580,34	-36,36

FONTE: Andrade e Dias, 2003

FIGURA 4.15 – Representação esquemática do perfil 8



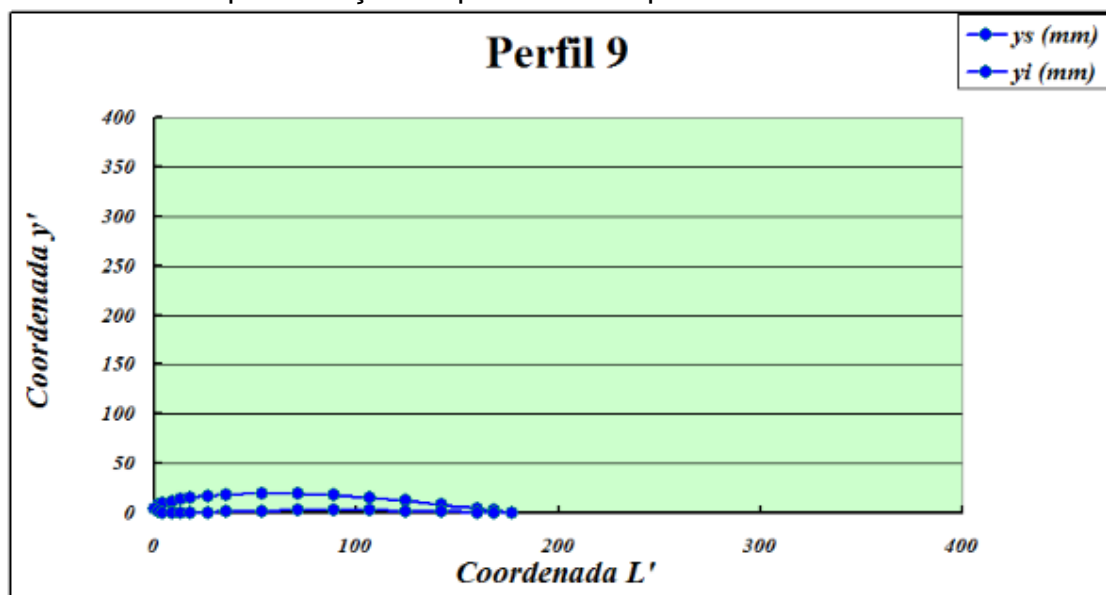
FONTE: Andrade e Dias, 2003

TABELA 4.22 – Coordenadas da superfície superior e inferior para o perfil 9

Perfil 9											
Dados Preliminares:		$D_9 = 1290$	mm	$y_{g9} = 9,65446$	mm	$L_9 = 177,41$	mm	$\beta_{m9} = 34,70$	°	$Z_0 = 30$	mm
Ponto	L'_9 (mm)	y_{s9}' (mm)	y_{i9}' (mm)	X_s (mm)	Y_s (mm)	Z_s (mm)	X_i (mm)	Y_i (mm)	Z_i (mm)		
154	0,00	3,87	3,87	-53,17	-642,55	73,89	-53,17	-642,55	73,89		
155	2,22	7,74	1,21	-53,55	-642,52	69,44	-49,84	-642,82	74,81		
156	4,44	9,34	0,46	-52,63	-642,60	66,87	-47,59	-642,99	74,17		
157	8,87	11,61	0,08	-50,29	-642,79	62,47	-43,74	-643,26	71,96		
158	13,31	13,44	0,00	-47,69	-642,98	58,45	-40,06	-643,50	69,50		
159	17,74	14,88	0,15	-44,87	-643,19	54,74	-36,51	-643,72	66,85		
160	26,61	17,08	0,68	-38,84	-643,58	47,88	-29,52	-644,07	61,36		
161	35,48	18,37	1,06	-32,30	-643,94	41,77	-22,45	-644,36	56,00		
162	53,22	19,51	1,67	-18,37	-644,49	30,73	-8,22	-644,70	45,40		
163	70,96	19,13	2,20	-3,57	-644,74	20,95	6,07	-644,72	34,87		
164	88,70	17,61	2,35	11,88	-644,64	12,10	20,56	-644,42	24,64		
165	106,44	15,18	2,28	27,84	-644,15	4,00	35,18	-643,79	14,61		
166	124,18	11,92	1,90	44,26	-643,23	-3,42	49,95	-642,81	4,82		
167	141,93	8,27	1,29	60,86	-641,87	-10,52	64,82	-641,48	-4,78		
168	159,67	4,33	0,61	77,60	-640,06	-17,37	79,70	-639,81	-14,32		
169	168,54	2,20	0,30	86,03	-638,98	-20,68	87,10	-638,84	-19,12		
170	177,41	0,00	0,00	94,49	-637,79	-23,91	94,49	-637,79	-23,91		

FONTE: Andrade e Dias, 2003

FIGURA 4.16 – Representação esquemática do perfil 9



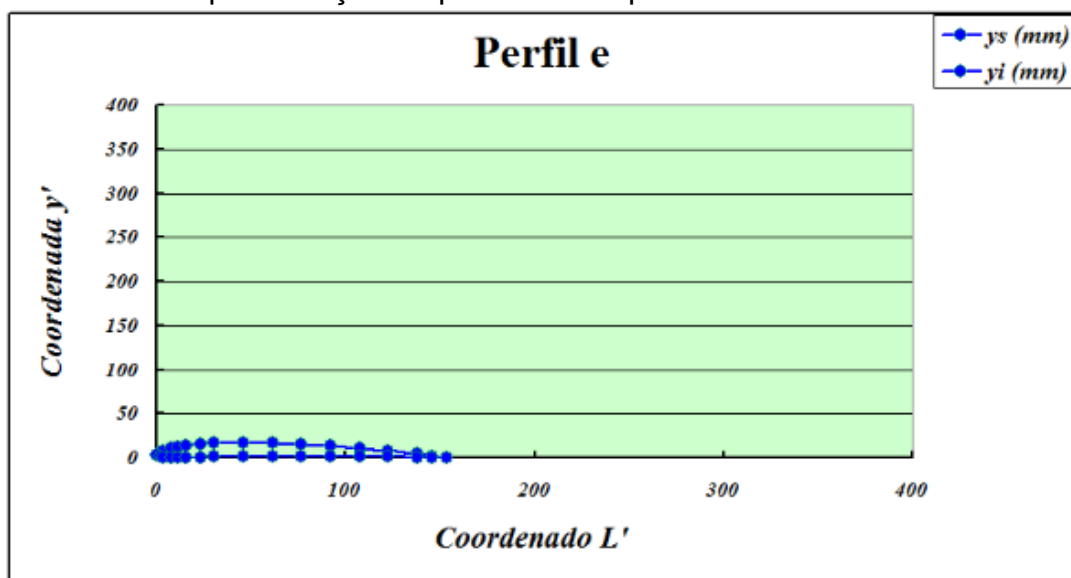
FONTE: Andrade e Dias, 2003

TABELA 4.23 – Coordenadas da superfície superior e inferior para o perfil e

Perfil e									
Dados Preliminares:		$D_e = 1399,80$ mm			$y_{ge} = 7,74$ mm				
		$L_e = 153,40$ mm			$\beta_{me} = 31,81$ °				
		$L_{ge} = 59,44$ mm			$Z_0 = 30,00$ mm				
Ponto	L'_e (mm)	ys'_e (mm)	yi'_e (mm)	Xs (mm)	Ys (mm)	Zs (mm)	Xe (mm)	Yie (mm)	Ze (mm)
171	0,00	3,42	3,42	-48,20	-698,24	65,00	-48,20	-698,24	65,00
172	1,92	6,83	1,07	-48,37	-698,23	61,09	-45,34	-698,43	65,98
173	3,84	8,24	0,40	-47,48	-698,29	58,88	-43,36	-698,56	65,54
174	7,67	10,25	0,07	-45,29	-698,43	55,15	-39,93	-698,76	63,81
175	11,51	11,86	0,00	-42,88	-698,59	51,77	-36,64	-698,94	61,84
176	15,34	13,13	0,13	-40,30	-698,74	48,66	-33,46	-699,10	59,71
177	23,01	15,07	0,60	-34,81	-699,03	42,97	-27,19	-699,37	55,27
178	30,68	16,21	0,94	-28,90	-699,30	37,96	-20,86	-699,59	50,94
179	46,02	17,21	1,47	-16,40	-699,71	29,02	-8,11	-699,85	42,40
180	61,36	16,88	1,94	-3,19	-699,89	21,22	4,68	-699,88	33,92
181	76,70	15,54	2,08	10,55	-699,82	14,28	17,65	-699,68	25,72
182	92,04	13,40	2,01	24,72	-699,46	8,01	30,71	-699,23	17,69
183	107,38	10,52	1,67	39,25	-698,80	2,37	43,91	-698,52	9,89
184	122,72	7,30	1,14	53,95	-697,82	-2,98	57,19	-697,56	2,26
185	138,06	3,82	0,54	68,77	-696,51	-8,10	70,49	-696,34	-5,31
186	145,73	1,94	0,27	76,23	-695,74	-10,55	77,11	-695,64	-9,13
187	153,40	0,00	0,00	83,73	-694,87	-12,94	83,73	-694,87	-12,94

FONTE: Andrade e Dias, 2003

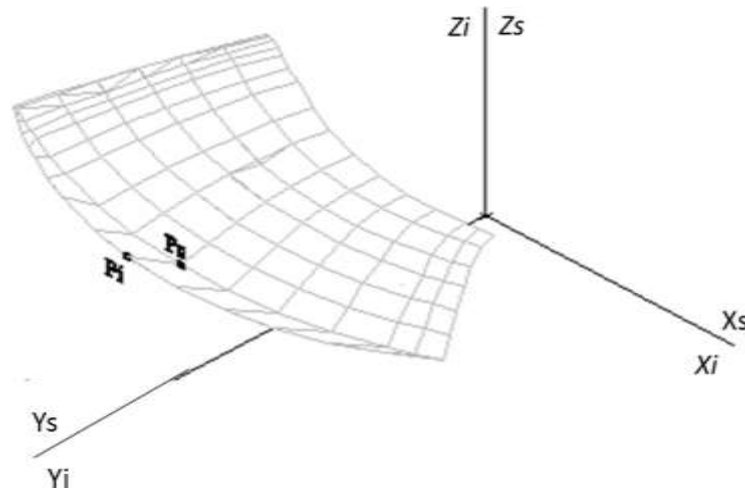
FIGURA 4.17 – Representação esquemática do perfil e



FONTE: Andrade e Dias, 2003

A fig. 4.18 apresenta o modelo tridimensional com o sistema de coordenadas espaciais dos pontos das superfícies superior e inferior da pá.

FIGURA 4.18 – Modelo tridimensional - sistema de coordenadas espaciais



FONTE: Andrade e Dias, 2003

4.2 CONSTRUÇÃO DO ROTOR DA TURBINA

A alternativa foi construir uma pá, que, a partir do seu molde, outras pás pudessem ser fabricadas em série, de uma maneira limpa, simples e eficiente, usando o processo de fabricação em *fiberglass*.

4.2.1 Especificação do material para construção do rotor

O rotor foi construído com mantas de fibra de vidro (*fiberglass*). Literalmente traduz-se em "Fibra de Vidro", termo abreviado de um material composto de resinas reforçadas com fibras de vidro.

Segundo TGFIBERGLASS (2020), como em todos os compostos (dois ou mais materiais associados), cada elemento individualmente tem sua característica, formando dessa união novas propriedades, quase sempre melhores que na individualidade.

A resina constitui a maior parte em peso do composto "fiberglass", e é responsável pelo "corpo" contínuo dele, chamado de "matriz plástica". Em outros termos, ela é o produto final, reforçado, carregado e aditivado. Assim, o composto deveria chamar-se "Plástico reforçado com fibras de vidro".

O que distingue a resina utilizada para o "fiberglass" de outros compostos plásticos é que elas se classificam como "termofixas", ou seja, uma vez processadas não mais retornam ao estado líquido original, não podendo mais ser reutilizadas.

As fibras de vidro ocupam posição de importância entre os materiais de reforço usados pela indústria de plásticos reforçados, tendo como principais características: baixo coeficiente de dilatação térmica, altas propriedades mecânicas, retenção de propriedades mecânicas em altas temperaturas, facilidade de processamento e baixo custo.

As fibras de vidro encontram-se disponíveis no mercado em diversas formas, cuja escolha depende exclusivamente das características desejadas no produto acabado e do processo de fabricação.

O *fiberglass* apresenta boas características mecânicas como tração, flexão e impacto, flexibilidade de projeto, inclusive para modificações posteriores, resistência à corrosão e à oxidação e uma série de outras características, mas nada impede a construção do rotor de outros materiais, como alumínio, por exemplo. Cabe ao projetista determinar qual o material a ser utilizado.

O limite de resistência do material escolhido, S_u , foi de 827 Mpa, para uma espessura de $\frac{3}{4}$ ".

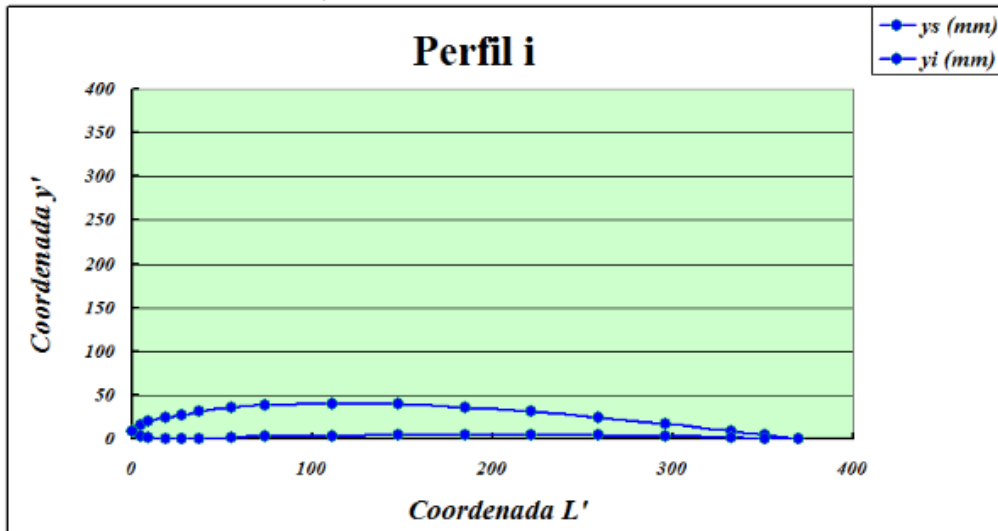
Quando a pá tem seus vazios internos preenchidos com resina, ocorre um aumento significativo na resistência da pá, que poderá ser demonstrado a partir de ensaios experimentais.

4.2.2 Descrição da Construção

Pelos dados geométricos obtidos, têm-se os pontos superiores e os inferiores, calculados ao longo do perfil, de acordo com o comprimento de corda. Isso produz graficamente o perfil em verdadeira grandeza, podendo-se traçar todas as seções (i, 1,2,3,4,5,6,7,8,9,e) de maneira controlada e correta.

Primeiramente, transferem-se as dimensões de cada seção para uma folha de papel, ou seja, para cada comprimento de corda, um ponto superior e um ponto inferior, obtendo assim o desenho do perfil como demonstra a fig. 4.19.

FIGURA 4.19 – Perfil na estação i



FONTE: Andrade e Dias, 2003

Dessa maneira, consegue-se reproduzir o perfil da maneira mais próxima possível do real. Depois de ter todas as seções em verdadeira grandeza em papel, transferem-se os perfis para uma chapa de alumínio, recortando o perfil no papel e colando na chapa. A chapa de alumínio dará a resistência necessária que se precisa para manipular a pá de modo a não interferir em sua estrutura.

Na outra etapa, corta-se a chapa de alumínio de todas as seções do perfil. A pá começa no diâmetro interno de 297 mm e estende-se até o diâmetro externo de 1400 mm, tendo um espaçamento entre seções de 55 mm, facilitando a construção pelo espaço deixado, isto é, os espaços vazios entre as seções do perfil são preenchidos com massa plástica.

Obtidos os perfis e a distância entre seções, também se tem o ângulo β , (Tabela 4.1), formando as grandezas construtivas da pá, calculadas para cada seção. Isso dá a posição em que deverá ficar cada seção.

No centro de massa de cada perfil, passa-se um vergalhão de construção de 8 mm, para dar sustentação e estabilidade às seções do perfil, para que seja possível trabalhar e dar o ângulo certo em cada seção.

Então, marca-se, em uma folha no gráfico de coordenadas cartesianas, os eixos x e y e, através do transferidor, traçam-se todos os ângulos β das respectivas seções, obtendo, assim, a curva da pá. A fig. 4.20 demonstra essa etapa.

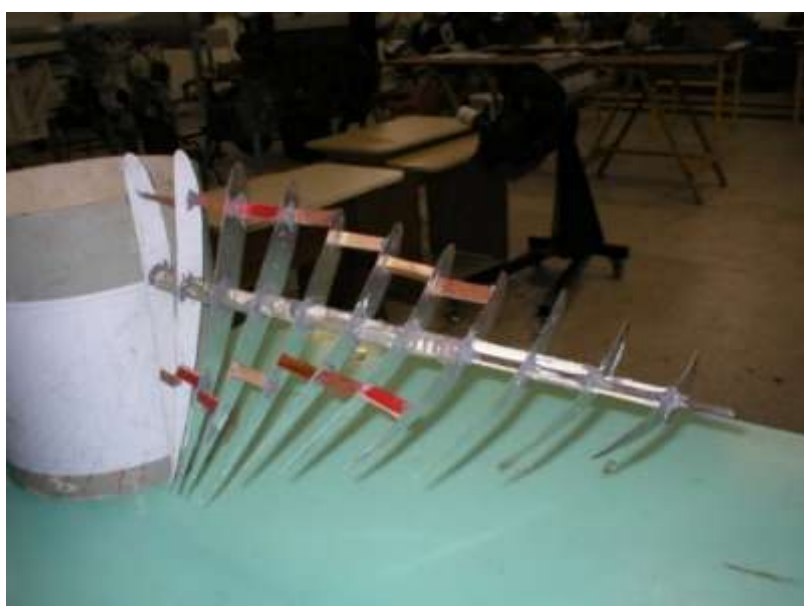
FIGURA 4.20 – Arranjo da pá em alumínio na disposição final



FONTE: Andrade e Dias, 2003

Na fig. 4.20 pode-se ver a disposição em que se encontram todas as seções, em seus respectivos ângulos, formando, assim, o perfil da pá calculado. O vergalhão passando no centro de gravidade de todas as seções do perfil, devido sua interferência com a chapa de alumínio, dá a sustentação perfeita não permitindo que o perfil gire depois de posicionado no ângulo correto. Ainda assim, para aumentar a segurança de que o perfil não saia da posição correta foram adicionadas pequenas partes de madeira de 69,6 mm e canos de pvc no centro, colados com uma resina epóxi entre todas as seções, dando garantia de que todos os espaçamentos estariam dentro das dimensões especificadas, como demonstra a fig. 4.21.

FIGURA 4.21 – Sustentação das seções



FONTE: Andrade e Dias, 2003

Começa-se o preenchimento com massa plástica pela base, devido ao seu tamanho ser maior, e onde se tem uma maior sustentação para manipular a pá ao longo do trabalho. O preenchimento se deu de maneira controlada e lenta devido à reação da massa plástica com o catalisador. Essa reação causa o aumento de temperatura e a expansão descontrolada da massa, podendo provocar deformações no perfil, que não seriam desejadas, pois havendo deformação, o perfil sairia das dimensões calculadas.

A disposição da massa nos vãos foi colocada de modo a evitar retrabalho, eliminando sempre os excessos antes do endurecimento da massa. Então, ao longo de duas semanas, todos os vãos do perfil foram preenchidos.

Logo após o preenchimento, começa-se a trabalhar com a superfície da pá, ou seja, o acabamento superficial, que é de grande importância, pois, graças a ele, será possível desmoldar a pá do molde.

Começa-se a fase de acabamento, primeiramente desbastando a parte mais bruta e as imperfeições visíveis, os buracos e as nervuras, usando uma lixa 50 e preenchendo as imperfeições com mais massa e voltando a lixar. Logo após, obter um resultado satisfatório, ou seja, a superfície sem imperfeições e buracos visíveis, começa-se a refinar a superfície com lixas 100, 150 e 200, dando um ótimo acabamento superficial, diminuindo a possibilidade de a pá colar no molde quando fosse desmoldar.

As figs. 4.22 e 4.23 demonstram o molde da pá com os vãos preenchidos com massa plástica.

FIGURA 4.22 – Molde construído



FONTE: Andrade e Dias, 2003

FIGURA 4.23 – Acabamento da pá



FONTE: Andrade e Dias, 2003

Pronto o molde, segue-se para a reprodução das pás. Nessa etapa, toma-se o máximo cuidado para que a pá reproduzida não saia fora das dimensões. O processo se deu da seguinte maneira: com um pincel, foi aplicada a **cera desmoldante**, não permitindo o contato entre as superfícies. Sem ela seria impossível a desunião entre as peças, pois as peças se fundiriam em uma só.

Desmoldantes são usados para impedir que a peça cole no molde, facilitando a separação quando esta estiver seca. Existem vários tipos de desmoldantes disponíveis no mercado, dos quais destacam-se ceras desmoldantes, produtos à base de carnaúba, sem silicones, utilizados normalmente em molde aberto, e moldes novos. São de difícil remoção da superfície da peça, e, portanto, podem constituir um problema em peças a serem pintadas (TGFIBERGLASS, 2020).

Logo após a secagem da cera, envolveu-se o molde com a manta de fibra de vidro (*fiberglass*), tomando o cuidado de não fechar completamente a pá, para poder, no tempo certo, retirar a pá. Então, sobre a manta, é aplicada a resina poliéster, com a ajuda de um rolo, que retira as imperfeições e as bolhas que podem ficar aprisionadas na fibra.

Após o ponto de cura, a manta com resina foi desmoldada, já que a fibra apresenta uma grande flexibilidade nesse instante. Com a fibra separada do molde, adicionaram-se mais três camadas de manta, utilizando o mesmo processo de aplicação, sendo que agora se deu o fechamento da pá, obtendo-se um excelente resultado na reprodução das pás.

Mais tarde, adicionou-se à pá o pino de sustentação, mostrado na fig. 4.24. Este pino apresenta um diâmetro de 1”, pelo limite do espaço que se tem no perfil.

Para ajudar sua fixação, atravessam-se no pino vergalhões de 8 mm tirando qualquer possibilidade de rotação no interior da pá, dando uma segurança a mais para que não houvesse seu desprendimento.

O pino de sustentação foi até a posição que extrapola as dimensões do perfil e a ele foram adicionadas camadas de reforço de fibra, ficando solidamente fixado à pá.

FIGURA 4.24 – Pinos de sustentação da pá



FONTE: Andrade e Dias, 2003

Após, começou-se o processo de preenchimento dos espaços vazios da pá com resina líquida, em que, além de aumento de resistência mecânica, também se aumenta a inércia da turbina. Esse preenchimento se deu de maneira gradativa. A reação que ocorre provoca um aumento muito grande na temperatura, podendo queimar as fibras, degradando suas características mecânicas, tornando a pá imprestável.

Logo após, foi dado um acabamento à pá com *gel coat* impermeabilizando a pá, tirando todas as imperfeições e ranhuras que ela pudesse ter, estando pronta sua construção.

Os "*Gel Coats*" são materiais formulados à base de resinas poliéster insaturadas, agentes tixotrópicos, pigmentos, cargas especiais, absorvedores de UV, aditivos desaerantes etc., cuja função é promover acabamento superficial às peças de "fiberglass", protegendo o laminado contra a ação das intempéries e umidade, conferindo acabamento liso e brilhante (TGFIBERGLASS, 2020).

O *Gel Coat* é aplicado na superfície do molde previamente tratado com desmoldantes, e dele retrata todas as características. Portanto, moldes lisos e brilhantes permitem a moldagem de peças com as mesmas características.

A fig. 4.25 mostra as três pás construídas a partir do molde.

FIGURA 4.25 – Pás da turbina



FONTE: Andrade e Dias, 2003

Para a montagem completa do rotor, como cubo do rotor, foi utilizado um duto de PVC de 300 mm como pode ser visto na fig. 4.26. A dimensão do duto obedece à relação de 21% do diâmetro externo proposto para 1 kVA, sendo essa relação proposital a fim de facilitar a construção, usando peças de mercado.

FIGURA 4.26 – Cubo do rotor em PVC



FONTE: Andrade e Dias, 2003

Para a montagem da turbina, utilizou-se um flange de um projeto de turbina eólica, adaptando-se perfeitamente, como mostra a fig. 4.27.

FIGURA 4.27 – Flange dos pinos das pás

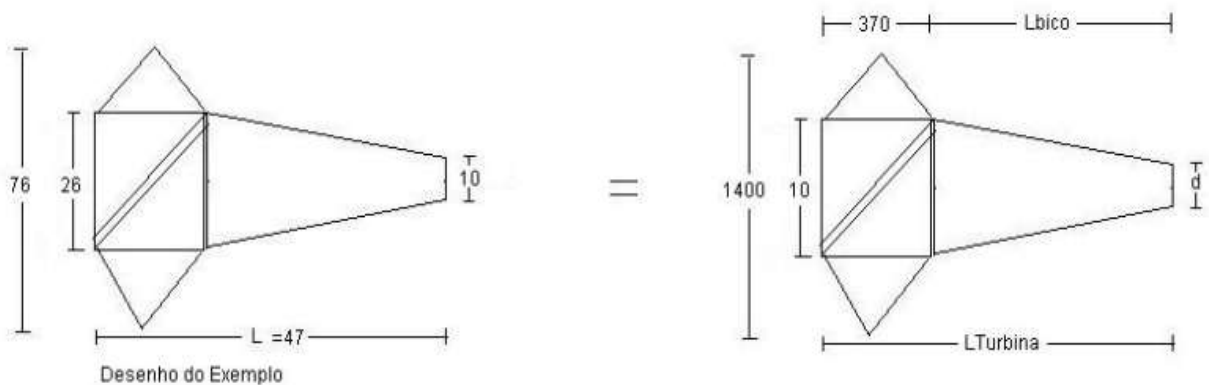


FONTE: Andrade e Dias, 2003

Para a construção do bico do cubo do rotor, tomou-se como base um desenho proposto por Souza (1991), construindo o bico por proporcionalidade e comparação.

A fig. 4.28 explica o método utilizado. A construção se deu utilizando métodos de traçado de caldeiraria, com uma chapa galvanizada de 1 mm de espessura, sendo a união feita por rebites.

FIGURA 4.28 – Dimensões do bico do cubo do rotor



FONTE: Andrade e Dias, 2003

Através de uma relação de proporcionalidade, encontram-se as dimensões do bico, onde seu comprimento $L_{Turbina}$ pode ser obtido pela eq. 4.77.

$$\frac{L_{EXEMPLO}}{D_{ROTOR-EXEMPLO}} = \frac{L_{TURBINA}}{D_{ROTOR-PROJETO}} \quad (4.77)$$

$$\frac{47 \text{ mm}}{76 \text{ mm}} = \frac{L_{TURBINA}}{1400 \text{ mm}}$$

$$L_{TURBINA} = 865 \text{ mm}$$

$$L_{BICO} = L_{TURBINA} - 370 = 496 \text{ mm}$$

E o diâmetro menor d pela eq. 4.78.

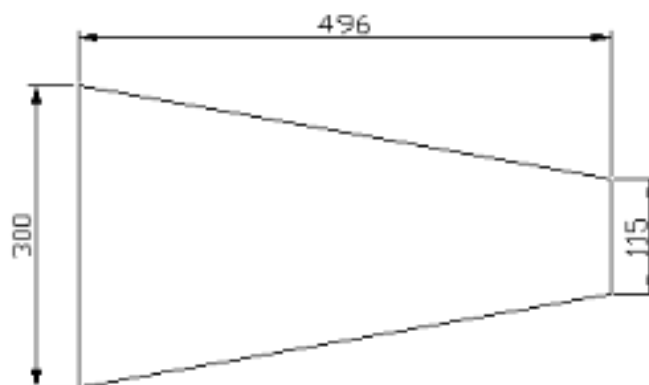
$$\frac{D_{CUBO-EXEMPLO}}{d_{CUBO-EXEMPLO}} = \frac{D_{PROJETO}}{d_{CUBO-PROJETO}} \quad (4.78)$$

$$\frac{26 \text{ mm}}{10 \text{ mm}} = \frac{300}{d_{CUBO-PROJETO}}$$

$$d_{CUBO-PROJETO} = 115 \text{ mm}$$

A fig. 4.29 apresenta o cone da turbina com as dimensões calculadas.

FIGURA 4.29 – Cone da turbina



FONTE: Andrade e Dias, 2003

A fig. 4.30 mostra o conjunto que forma o rotor montado, cubo do rotor, pás e cone.

FIGURA 4.30 – Rotor montado



FONTE: Andrade e Dias, 2003

A próxima etapa é conceber um sistema que vai transmitir a potência gerada pela turbina, através de seu torque e rotação a um gerador.

4.3 PRINCIPAIS VARIÁVEIS ENVOLVIDAS PARA MONTAGEM DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO

A energia produzida pelo rotor deve ser transmitida de alguma forma para o gerador, a fim de ser convertida em energia elétrica. Por isso, fez-se necessário analisar os esforços produzidos pelo rotor.

4.3.1 Determinação dos esforços ocasionados pelo rotor

O rotor produz esforços nas direções axial e radial da árvore de transmissão. Convencionou-se chamar o esforço axial de F_{ax} , o qual é determinado pela eq., 4.79.

Multiplicando-se pelo número de pás Z , tem-se o esforço total gerado no rotor na direção axial, F_{ax} .

$$F_{ax} = \rho * C_s * \frac{w_\infty}{2} * L * (r_e - r_i) \cos \beta * Z \quad (4.79)$$

A equação é válida para pás constituídas de um perfil constante. Como o perfil da pá projetada é variável, optou-se por calcular o esforço axial para cada perfil constituinte dela e considerar o maior valor obtido. Constatou-se então que o perfil mais solicitado era aquele correspondente à seção externa.

Substituindo-se convenientemente as grandezas construtivas referentes ao perfil externo.

$$F_{ax} = 256,57 \text{ N}$$

O esforço radial produzido pelo rotor foi chamado por sua vez de F_{rz} , eq. 4.80. No entanto, seu valor é nulo e, sendo assim,

$$F_{rz} = 0 \text{ N} \quad (4.80)$$

A ação do rotor ocasiona um torque τ na árvore, determinado pela eq. 4.81, W_c , em W é a potência de projeto e n é a rotação do rotor.

$$\tau = \frac{W_c}{2\pi n} \quad (4.81)$$

Onde $n = 33,6$ rpm e $W_c = 1200$ W

$$\tau = 5,68 \text{ N.m}$$

Outro esforço que deve ser considerado na análise das forças geradas pelo rotor é o seu peso, aqui convencionado de Pe , eq. 4.82.

$$Pe = m * g \quad (4.82)$$

$$Pe = 264,87 \text{ N}$$

4.3.2 Determinação dos esforços ocasionados pelo conjunto coroa-pinhão e corrente

A transmissão da potência produzida é efetuada por meio de um conjunto coroa-pinhão, o qual introduz alguns esforços externos nela.

Para a determinação desses esforços, equações 4.83 e 4.84, considerou-se para o conjunto coroa-pinhão as seguintes características construtivas:

Relação de transmissão para Corrente: $\phi_t=0,2$

Número de dentes do pinhão: 11 dentes

Número de dentes da Coroa: 52 dentes

Força tangencial gerada pelo conjunto polia-correia

$$\frac{n_1}{n_2} = 0,2 = \phi_t \quad (4.83)$$

$$n_2 = 33,6 \text{ rpm}$$

$$n_1 = 6,72 \text{ rpm}$$

$$F_t = \frac{T}{r_p} \quad (4.84)$$

F_t = força tangencial

r_p = raio do pinhão = 0,143 m

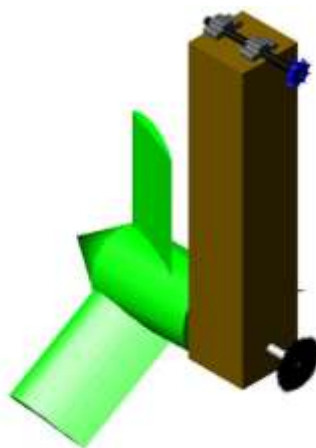
$\tau=5,68 \text{ N.m}$

$$F_t = 39,68 \text{ N}$$

4.3.3 Esquema de montagem da turbina

O esquema de montagem da fig. 4.31 mostra o arranjo eixo-rotor-coroa-pinhão-mancais.

FIGURA 4.31 – Montagem da turbina



FONTE: Andrade e Dias, 2003

O desenvolvimento do projeto mecânico está descrito por ANDRADE e DIAS, 2003.

No projeto, optou-se em deixar o eixo com a dimensão escolhida para o ponto mais solicitado, sendo assim todo ele ficará com diâmetro de 1”.

Sabe-se que o gerador precisa, para gerar 1 KVA, um torque de 12 N.m a 1800 rpm. Somente com os dados reais poderemos adicionar ao projeto o sistema de ampliação adotado para atingir essa rotação.

Para os testes, adotaram-se para as partes submersas nos locais de deslizamento buchas de cobre por serem mais indicadas para baixas rotações e econômicas em relação a rolamentos para esse fim.

Na parte superior da estrutura, adotamos mancais SN505 com rolamentos 6205-2Z, que são de ampla utilização.

4.4 CONCEPÇÃO E CONSTRUÇÃO DA Balsa Flutuadora

Depois de todas as etapas concluídas, de projeto e construção do rotor e da árvore de transmissão, a próxima etapa é colocar em funcionamento a turbina para levantar dados como o torque e a rotação produzidos. Para isso se concretizar, foi necessária a construção de uma estrutura para acomodar a turbina.

A estrutura pode ser fixa como, por exemplo, uma plataforma no mar em um local onde exista correnteza. Poderia ser fixada através de madeiras com seção circular fixa no solo, muito utilizada por pescadores da região onde aproveitam a correnteza para esticar suas redes e capturar os peixes.

Um tipo ideal é a mesma utilizada pelo projeto Marine Current Turbines (MCT), descrito por Fraenke (2004), que utiliza uma estrutura em aço tubular com um rasgo onde as turbinas deslizam facilitando a manutenção e dispensando trabalhos sob a água.

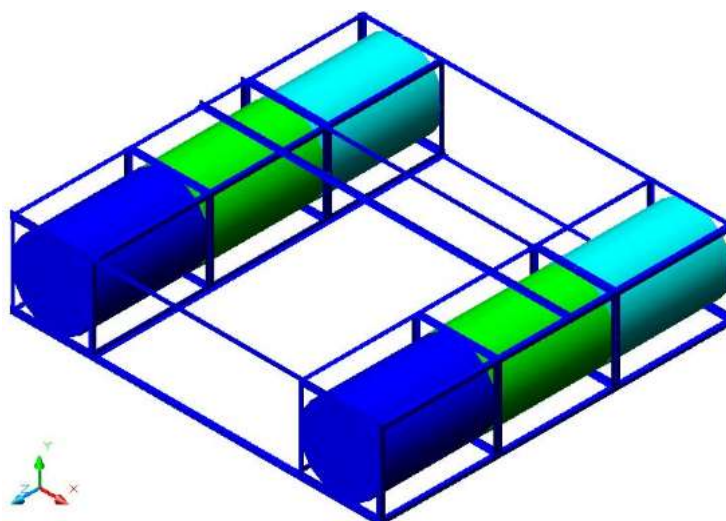
A estrutura também poderá ser móvel, sendo mais versátil que a anterior, considerando poder ir até a correnteza, transportando a turbina e a estrutura juntas.

O tipo de estrutura escolhida para o teste foi a tipo móvel, de mais fácil instalação, pois o que se precisa fazer é só transportá-la até a água.

A alternativa encontrada foi a de usar tonéis de 200 litros que dariam um bom empuxo devido ao seu grande volume. Construiu-se uma balsa toda montada em cantoneira 1 ¼” com espessura de 1/8”, soldadas e fixadas com parafusos de 3/8”.

A construção da balsa partiu do princípio de que a turbina fosse independente da balsa, facilitando assim o transporte do laboratório até a água. Devido a suas dimensões, torna-se difícil seu transporte. A fig. 4.32 mostra o desenho proposto para a construção da balsa que posteriormente se concretizou.

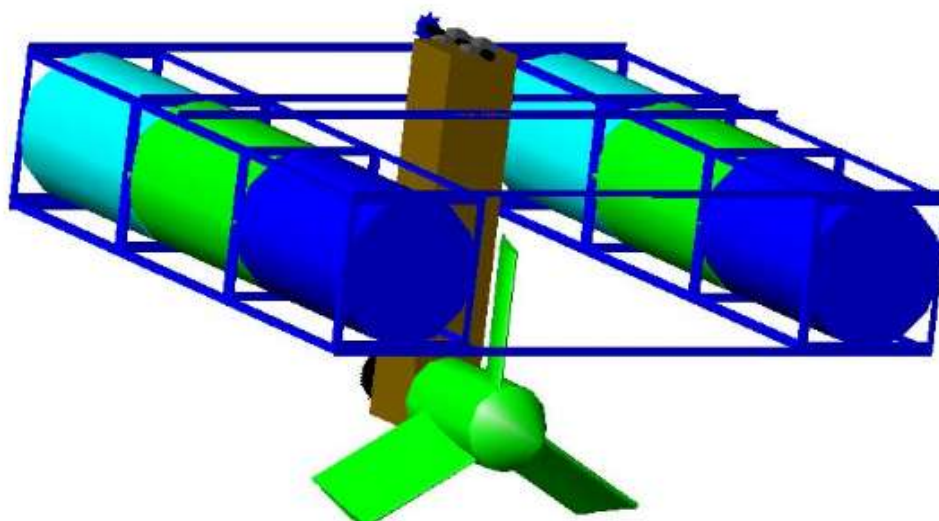
FIGURA 4.32 – Balsa de sustentação da turbina



FONTE: Andrade e Dias, 2003

Na fig. 4.33, pode-se ver o desenho da balsa e a turbina montadas. A quantidade de tonéis foi suficiente para comportar o peso da turbina, a estrutura e duas pessoas que somavam juntas 160 kg.

FIGURA 4.33 – Turbina montada na balsa



FONTE: Andrade e Dias, 2003

4.5 TESTES NA LAGOA DOS PATOS

O conjunto turbina-balsa foi testado na Lagoa dos Patos, fundos do *Yacht Club*, Rio Grande, RS. Como não havia correnteza no dia da realização dos testes, ocasionado pelos fortes ventos que represavam a água no canal, pode-se, de maneira controlada, rebocar a balsa, utilizando um barco, gerando uma correnteza artificial, fig. 4.34.

O barco possuía um sistema de posicionamento global GPS, que deu a velocidade exata. Aplicou-se no barco velocidades constantes, para levantar o comportamento da turbina, seu torque e rotação, sendo importantes para o desenvolvimento do sistema de ampliação de rotação até o gerador.

FIGURA 4.34 – Balsa sendo rebocada



FONTE: Andrade e Dias, 2003

4.6 DADOS EXPERIMENTAIS OBTIDOS NA LAGOA DOS PATOS

O torquímetro utilizado possui um fundo de escala de 50 N.m, suficientes para a realização dos testes, já que era preciso, para gerar energia, um torque de 12 N.m.

A montagem se deu fixando uma morsa na estrutura da balsa, que prendia uma das extremidades do torquímetro, e na empunhadura amarrou-se um cabo.

Durante a realização dos testes, esse cabo foi enrolado no eixo, onde, através do atrito cabo x eixo, a rotação do eixo provocava o tensionamento do cabo, provocando o efeito de alavanca no torquímetro. Ao mesmo tempo, com a utilização de um tacômetro, mediu-se a rotação do eixo.

A fig. 4.35 mostra a realização dos testes para medição de torque e rotação.

FIGURA 4.35 – Medição de torque e rotação



FONTE: Andrade e Dias, 2003

Colocou-se o cabo a 1/4 da alavanca, atingindo os objetivos.

A Tabela 4.24 demonstra os resultados obtidos nos testes.

A velocidade do barco era mantida constante por algum tempo e, após, as medições eram realizadas, dando tempo para a estabilidade da corrente de água, conseguindo acabar com qualquer interferência causada pelo barco.

A balsa foi rebocada utilizando um cabo bem afastado do barco, e só depois de tomados esses cuidados fizeram-se as medições.

TABELA 4.24 – Dados obtidos nos testes na Lagoa dos Patos

Velocidade barco (m/s)	Rotação eixo superior (rpm)	Torque (N.m)	Rotação Turbina (rpm)
0,77	100	>50	22
1	120	>50	26
1,2	125	>50	27
1,3	200	126	50

FONTE: Andrade e Dias, 2003

4.7 CONCLUSÕES OBTIDAS A PARTIR DOS TESTES NA LAGOA DOS PATOS

Os valores encontrados de torque estão dentro da especificação atribuída ao gerador. Este necessita, para gerar o valor proposto ao projeto, de um torque mínimo de 12 N.m, mas só o torque não satisfaz. É necessária uma rotação mínima para que o gerador funcione, e mesmo a rotação máxima não serve. Foi preciso desenvolver um sistema de ampliação, que transformará a rotação fornecida ao eixo superior pela turbina em uma rotação maior que 1800 rpm, para suportar a carga elétrica.

O sistema de ampliação permitirá atingir o objetivo proposto, ou seja, a construção de uma turbina hidrocínética axial capaz de gerar no mínimo 1 kVA, sendo que a tensão será retificada com o uso de um inversor de frequência transformando a corrente contínua em alternada, produzindo 120 volts a uma frequência de 60 Hz, comum na rede elétrica local.

4.8 SISTEMA DE AMPLIAÇÃO PARA O GERADOR

Esta parte complementar do projeto servirá para conseguir obter a potência proposta de 1kVA. Como o gerador terá que ter uma rotação mínima de 1800 rpm, deve-se ampliar a rotação obtida no eixo.

A montagem do sistema de ampliação foi feita por polias e correias.

A velocidade tangencial ao longo da correia em movimento é constante. Então, através da eq. 4.85, pode-se determinar a rotação em cada eixo de transmissão.

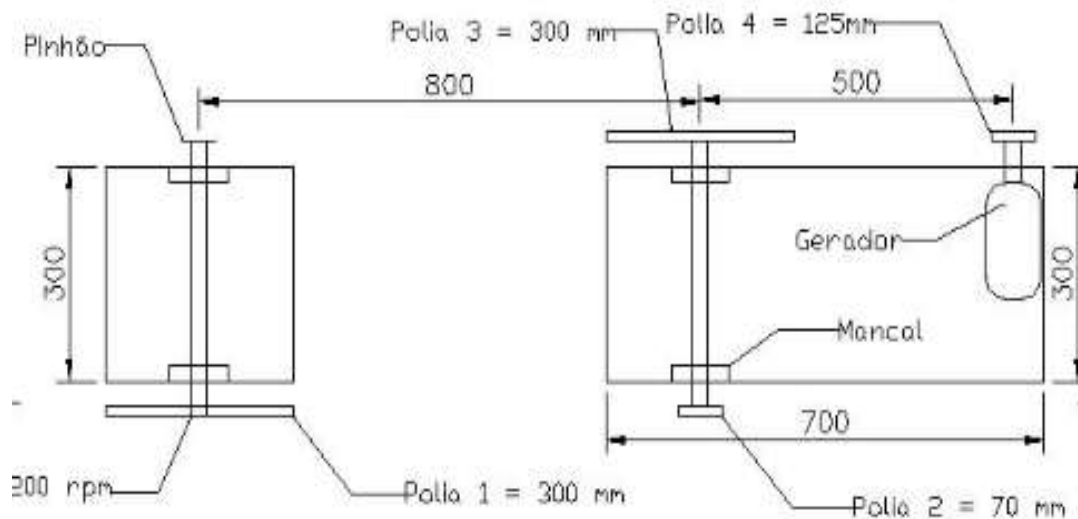
$$\frac{n_i}{n_{i+1}} = \frac{r_{i+1}}{r_i} \quad (4.85)$$

Uma simplificação realizada nesta etapa é o dimensionamento do diâmetro dos eixos. Por ter dimensionado para solicitação mais crítica o eixo do rotor em 1", adotou-se a mesma especificação, reduzindo o número de componentes envolvidos na montagem, padronizando nossas peças, diminuindo a diversidade.

4.8.1 Croqui do sistema de ampliação

A disposição do sistema de ampliação deverá estar sobre a estrutura da balsa. O melhor arranjo encontrado é mostrado na fig. 4.36 e complementa a fig. 4.31, mostrando mais detalhadamente os elementos.

FIGURA 4.36 – Disposição do sistema de ampliação de rotação.



FONTE: Andrade e Dias, 2003

Os diâmetros das polias foram especificados de acordo com a rotação desejada. Para dar uma folga de rotação no gerador, que pode ocorrer por diminuição da correnteza, e perdas ocasionais ao longo da transmissão, optou-se por especificar a rotação que chega ao gerador em 2000 rpm, acima do mínimo de 1800 rpm, pois não haveria sentido entrar com a rotação mínima no gerador.

Pode-se entrar com uma rotação bem maior, gerando uma potência extra, ou seja, maior do que 1 kVA. Com isso, teremos um sistema mais confiável.

4.8.2 Rotação nos eixos

A rotação no eixo será encontrada pela velocidade tangencial. Então, com uma rotação na entrada de 200 rpm, pela Tabela 4.24, para velocidade da água de 1,3m/s, tem-se a velocidade de saída transmitida da polia 1 para a polia 2, eq. 4.86.

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1} \quad (4.86)$$

$$n_2 = 858 \text{ rpm}$$

Agora o mesmo cálculo pode ser feito para encontrar a rotação que é transmitida da polia 3 para a polia 4, obtendo-se a rotação no eixo do gerador, eq. 4.87.

$$\begin{aligned} n_3 &= n_2 \\ \frac{n_4}{n_3} &= \frac{r_3}{r_4} \end{aligned} \quad (4.87)$$

$$n_4 = 2060 \text{ rpm}$$

A rotação encontrada satisfaz as condições impostas pelo gerador, tendo um acréscimo de 260 rpm, dando segurança que o gerador irá realmente produzir 1 kVA alcançando um dos objetivos do projeto.

4.9 ESPECIFICAÇÃO E CARACTERIZAÇÃO DA TURBINA

4.9.1 Especificação da turbina

Turbina hidrocínética axial projetada para uma capacidade de geração de energia de 1kVA. Seu rotor apresenta 3 pás em um diâmetro de 1,4 metros com uma área útil de 1,47 m², confeccionado com resina poliéster e fibra de vidro.

4.9.2 Potência transmitida ao gerador

Para produzir 1 kVA, o gerador deverá operar a uma rotação mínima de 1800 rpm. Para uma velocidade de correnteza de 1,3 m/s, tem-se uma rotação no eixo superior, que contém o pinhão de 200 rpm e um torque de 126 N.m.

Pela eq. 4.88, encontra-se a potência no eixo:

$$W_{eixo} = \frac{\tau \cdot n}{7162} \quad (4.88)$$

$$W_{eixo} = 3,52 \text{ HP} = 2,62 \text{ kW}$$

Tendo a rotação e o diâmetro da polia de transmissão 300 mm, obtém-se a velocidade e a força tangencial, equações 4.89 (a) e (b):

$$v_t = \frac{R \cdot n}{60} = 0,5 \frac{m}{s} \quad (4.89a)$$

$$F_t = \frac{\tau}{R} = 840 \text{ N} \quad (4.89b)$$

Com essa força e velocidade tangencial, que é transmitida à polia com o diâmetro de 70mm, pode-se calcular a rotação, o torque e a potência no eixo, equações 4.90 (a), (b) e (c).

$$n = \frac{v_t \cdot 60}{R} = 857 \text{ rpm} \quad (4.90a)$$

$$\tau = F_t \cdot R = 29,4 \text{ N.m} \quad (4.90b)$$

$$W_{eixo} = 3,5 \text{ HP} = 2,6 \text{ kW} \quad (4.90c)$$

Tendo a rotação e o diâmetro da polia de transmissão 300 mm, obtém-se a velocidade e a força tangencial, eq. 4.91 (a), (b):

$$v_t = \frac{R \cdot n}{60} = 2,14 \frac{m}{s} \quad (4.91a)$$

$$F_t = \frac{\tau}{R} = 196 \text{ N} \quad (4.91b)$$

Com essa força e velocidade tangencial, que é transmitida à polia com diâmetro de 125 mm na entrada do gerador, pode-se, enfim, calcular a rotação, o torque e a potência no eixo do gerador, eq. 4.92 (a), (b) e (c):

$$n = \frac{v_t \cdot 60}{R} = 2054,4 \text{ rpm} \quad (4.92a)$$

$$\tau = F_t \cdot R = 12,25 \text{ N.m} \quad (4.92b)$$

$$W_{eixo} = 3,5 \text{ HP} = 2,6 \text{ kW} \quad (4.92c)$$

Os resultados de rotação e de potência no eixo do gerador, obtidos pelas eqs. 4.92 (a), (b) e (c), superam os valores mínimos necessários de 1800 rpm e 1 kVA.

Na turbina **GERAÇÃO 1 FURG**, ocorreram alguns problemas, como a transmissão do movimento do eixo inferior para o eixo superior, mostrado na fig. 4.31 da montagem da turbina.

Devido à alta velocidade, ocorria um desacoplamento da corrente com a coroa e o pinhão, interrompendo o processo, além da falta de isolamento e de lubrificação da corrente, que causava o acúmulo de incrustações no sistema de transmissão.

CAPÍTULO 5

PROJETO TURBINA HIDROKINÉTICA GERAÇÃO 2 – FURG

A turbina hidrocínética **Geração 2 – FURG**, desenvolvida por Ogliari (2005), utilizou a mesma estrutura de sustentação e o rotor propostos por Andrade e Dias (2003), **Geração 1 FURG**, modificando-se apenas o sistema de transmissão para o eixo superior, o qual foi substituído por rodas cônicas.

O objetivo principal do projeto foi analisar o desempenho de uma máquina de indução trifásica autoexcitada (motor elétrico), operando como gerador acoplado a uma turbina hidrocínética axial. Da mesma forma, foi estudado um alternador autoexcitado acoplado a turbina e comparando os resultados.

Testou-se um motor elétrico transformando-o em máquina geradora de energia, comparando com a energia produzida num alternador, ambos acionados por turbina Michell-Banki.

Estudaram-se alternativas para testes da turbina hidrocínética e projetados sistemas de transmissão entre uma turbina hidrocínética e motor, e entre a turbina e o alternador.

5.1 MÁQUINA DE INDUÇÃO TRIFÁSICA

Quando a máquina opera como motor, a corrente que chega à armadura, fornecida pela fonte externa à máquina, pode ser dividida em duas parcelas de características muito distintas entre si. A primeira caracteriza a potência ativa recebida pela máquina operando como motor, e uma segunda parcela que vem caracterizar a potência reativa, no caso, indutiva, que alimenta todos os possíveis armazéns de energia, na forma magnética, presentes na máquina (SIMONE, 2000).

De forma contrária, quando a máquina está operando como gerador, ela só consegue gerar a parcela ativa, ou seja, a que está ligada às perdas da máquina e à potência convertida da forma mecânica na elétrica.

A parcela reativa, o principal armazém de energia, que cria o campo magnético que atravessa o entreferro, só pode ser gerenciada pela rede de fornecimento tradicional, ou seja, precisa de uma fonte externa de energia elétrica.

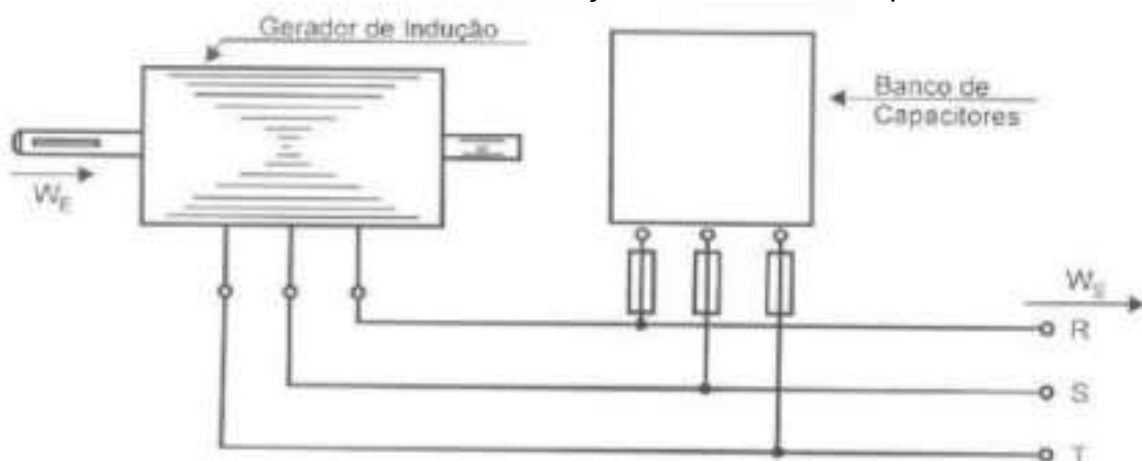
5.2 MÁQUINA DE INDUÇÃO TRIFÁSICA AUTOEXCITADA OPERANDO COMO GERADOR

O gerador assíncrono de indução, de certa forma, fica limitado porque necessita de um sistema elétrico para gerenciar o armazém de energia, responsável pelo campo magnético.

Essa energia fornecida ao campo magnético, para armazenamento, é de natureza bem particular e pode, por associação com um banco de capacitores de potência reativa bem especificada, ser “trocada”, ficando para o banco de capacitores a tarefa de “fornecer os reativos” para o gerador, e ficando para a máquina primária a tarefa de fornecer os ativos que serão convertidos em energia elétrica pelo gerador (SIMONE, 2000).

Essa condição é dada, deixando o gerador de indução trifásico operando como máquina isolada. O banco de capacitores irá compensar os reativos indutivos gerados pelos armazéns do gerador. Agora o gerador opera como uma unidade autoexcitada (fig. 5.1).

FIGURA 5.1 – Gerador assíncrono de indução com banco de capacitores

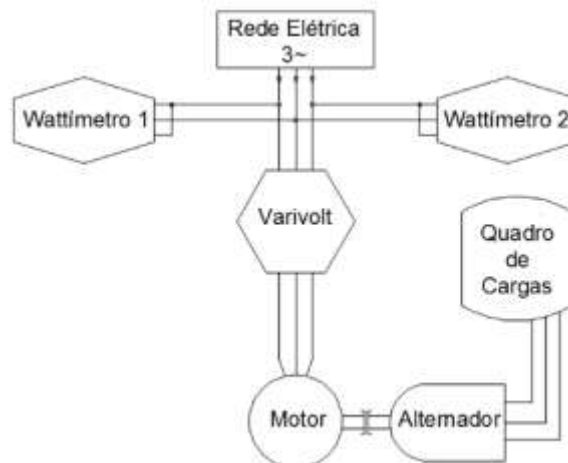


FONTE: Ogliari, 2005

5.3 SISTEMA ACOPLADO A UM ALTERNADOR

Para a determinação dos valores mínimos de torque e rotação, com e sem carga, conectou-se ao alternador por polia/correia um motor trifásico ligado a um variador de frequência e wattímetro, conforme fig. 5.2.

FIGURA 5.2 – Determinação experimental de torque e rotação do alternador



FONTE: Ogliari, 2005

As eqs. 5.1 a 5.4 e a Tabela 5.1 apresentam a sequência de cálculos e os resultados.

$$\tau_{motor} (N.m) = \frac{W_{motor}(W)}{2\pi \cdot n_{motor}(rpm)} \cdot 60 \quad (5.1)$$

$$W_{motor} = 2480 \text{ W}$$

$$n_{motor} = 3400 \text{ rpm}$$

$$\tau_{motor} = 6,96 \text{ N.m}$$

$$\tau_{alternador} = \frac{W_{alternador}}{n_{alternador}} \quad (5.2)$$

$$\tau_{alternador} = \frac{\tau_{motor} \cdot \phi_{polia_{alternador}}}{\phi_{polia_{motor}}} = 11,16 \text{ N.m} \quad (5.3)$$

$$n_{alternador} = \frac{n_{motor} \phi_{polia_{motor}}}{\phi_{polia_{alternador}}} \quad (5.4)$$

$$n_{alternador} = 2125 \text{ rpm}$$

TABELA 5.1 – Resultados experimentais das grandezas do alternador

n _{motor} (rpm)	W _{motor} (W)	W _{alternador} (W)	Torque mínimo alternador (N.m)	n _{alternador}	
				sem carga (rpm)	com carga (rpm)
3400	2480	1000	11,16	2125	1800

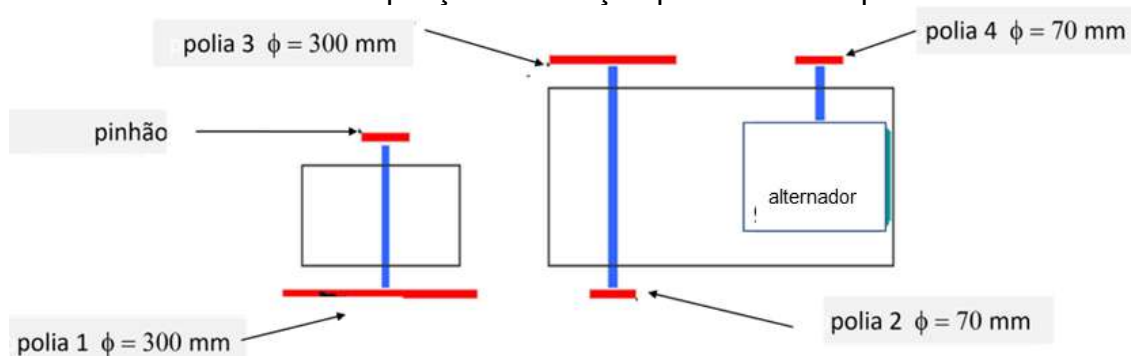
FONTE: Ogliari, 2005

Segundo a Tabela 5.1, concluiu-se que o alternador deve receber um torque mínimo de 11,16 N.m com rotação de 2125 rpm, sem carga e 1800 rpm, com carga, para produzir uma potência de 1 kVA, numa tensão de 220 V.

Nos testes realizados por Andrade e Dias (2003), turbina **Geração 1 FURG**, capítulo 4, seção 4. 6, os dados obtidos nos testes da Lagoa dos Patos foram: 1,3 m/s de velocidade da água, rotação no pinhão (polia 1) de 200 rpm, torque de 126 N.m e rotação no eixo da turbina de 50 rpm.

A fig. 5.3 apresenta a disposição do sistema de ampliação constituído de correias e polias, proposto a partir dos resultados de torque e rotação obtidos nos testes experimentais, na Lagoa dos Patos, por Andrade e Dias (2003), que transformarão a rotação fornecida ao eixo superior pela turbina, na rotação desejada no alternador sujeito à carga.

FIGURA 5.3 – Sistema de ampliação de rotação por correias e polias



FONTE: Andrade e Dias, 2003

Nesse projeto, optou-se por rotação no eixo superior (polia 1) de 150 rpm, Tabela 5.2, sem carga e sistema de ampliação, considerando-se a possibilidade de velocidades menores da água ou perdas elétricas e mecânicas do sistema.

TABELA 5.2 – Dados fundamentais obtidos nos testes na Lagoa dos Patos

Parâmetro	Valor	Unidade
Velocidade do Barco	1,3	m/s
Rotação no eixo superior (polia 1)	150	rpm
Torque no eixo superior (polia 1)	126	N.m
Rotação no eixo submerso	50	rpm

FONTE: Ogliari, 2005

A rotação no eixo da polia 2 será encontrada pela igualdade da velocidade tangencial, de acordo com a eq. 5.5:

$$n_1 \varnothing_1 = n_2 \varnothing_2 \quad (5.5)$$

As equações 5.6 e 5.7 permitem encontrar a rotação que é transmitida da polia 3 para a polia 4, obtendo-se assim a rotação no eixo do alternador.

$$n_3 = n_2 \quad (5.6)$$

$$n_3 \varnothing_3 = n_4 \varnothing_4 \quad (5.7)$$

A Tabela 5.3 apresenta os resultados de rotação obtidos com o sistema de transmissão da fig. 5.3.

TABELA 5.3 – Rotações a serem obtidas com o sistema de ampliação

Parâmetro	Descrição do Parâmetro	Valor	Unidade
\varnothing_1	\varnothing da polia 1 (ligada ao eixo do pinhão)	300	mm
n_1	Rotação do eixo da polia 1	150	rpm
\varnothing_2	\varnothing da polia 2	70	mm
n_2	Rotação do eixo da polia 2	642,9	rpm
\varnothing_3	\varnothing da polia 3	300	mm
n_3	Rotação do eixo da polia 3	642,9	rpm
\varnothing_4	\varnothing da polia 4 (ligada ao eixo do gerador)	70	mm
n_4	Rotação do eixo da polia 4	2755	rpm

FONTE: Ogliari, 2005

De acordo com Tabela 5.3, a rotação encontrada no eixo da polia 4 (eixo do alternador) satisfaz as condições impostas pelo alternador, de 2755 rpm, sem carga, superando em 630 rpm a rotação do alternador de 2125 rpm. Essa folga dará segurança para o alternador realmente produzir 1 kW alcançando os objetivos do projeto.

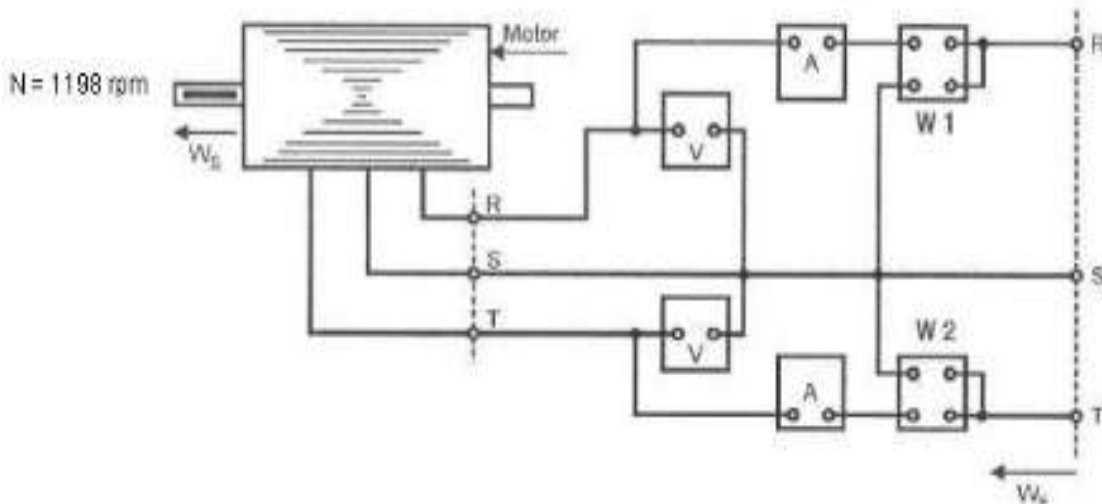
5.4 TESTES COM A MÁQUINA DE INDUÇÃO TRIFÁSICA AUTOEXCITADA OPERANDO COMO GERADOR

Pelo que foi proposto no início do projeto, nesta etapa será utilizado um motor elétrico trifásico (2 CV 950 rpm – 50 Hz – 6 polos) como gerador. Para isso, deve ser especificado o capacitor que irá fornecer os reativos para formar campo magnético, que é necessário para produção de energia elétrica.

5.4.1 Especificação do capacitor

Na especificação do capacitor para o motor, utilizou-se um banco de medição com dois Wattímetros, dois amperímetros e dois voltmíetros, mostrado na fig. 5.4.

FIGURA 5.4 – Máquina de indução trifásica e banco de medição de dois wattímetros, ligação Δ



FONTE: Ogliari, 2005

Liga-se a máquina como motor, em ligação triângulo, Δ , à rede elétrica, aplicando-se aos terminais uma tensão de linha de 220 V. Colocado o motor a girar em vazio, efetuam-se as leituras dos instrumentos.

A Tabela 5.4 apresenta os resultados obtidos.

TABELA 5.4 – Máquina de indução trifásica operando como gerador

Rotação do eixo	V_{Linha}	I_{Linha}	W_1	W_2
1198 rpm	220 V	2,2 A	200 W	200 W

FONTE: Ogliari, 2005

A potência ativa trifásica é dada pela eq. 5.8:

$$W_T = W_1 + W_2 \quad (5.8)$$

$$W_T = 400 \text{ W}$$

O fator de potência para operação em vazio dessa máquina pode ser calculado pela eq. 5.9:

$$\cos \varphi = \frac{W_T}{\sqrt{3} \cdot V_L \cdot I_L} \quad (5.9)$$

$$\cos \varphi = 0,477 \quad \rightarrow \quad \varphi = 61,50^\circ \quad \rightarrow \quad \sin \varphi = 0,8788$$

A potência reativa indutiva, Q_C , absorvida pelo capacitor é dada pelas equações 5.10 e 5.11:

$$Q_C = Q_{MAG} \quad (5.10)$$

$$Q_{MAG} = (\sqrt{3} \cdot V_L \cdot I_L) \cdot \sin \varphi \quad (5.11)$$

$$Q_{MAG} = 736,73 \text{ VA} \approx 0,75 \text{ kVar (Valor Comercial)}$$

A capacitância é determinada pela eq. 5.12:

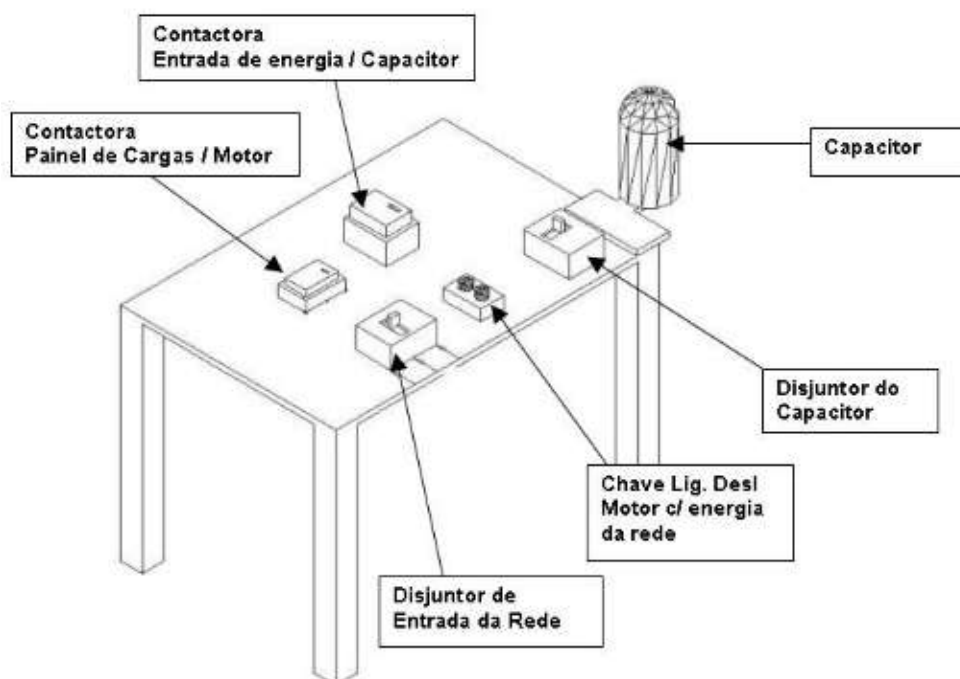
$$C = \frac{Q_{MAG}}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot (V_L)^2} \quad (5.12)$$

$$C = 40 \mu\text{F}$$

5.4.2 Montagem da bancada com o capacitor

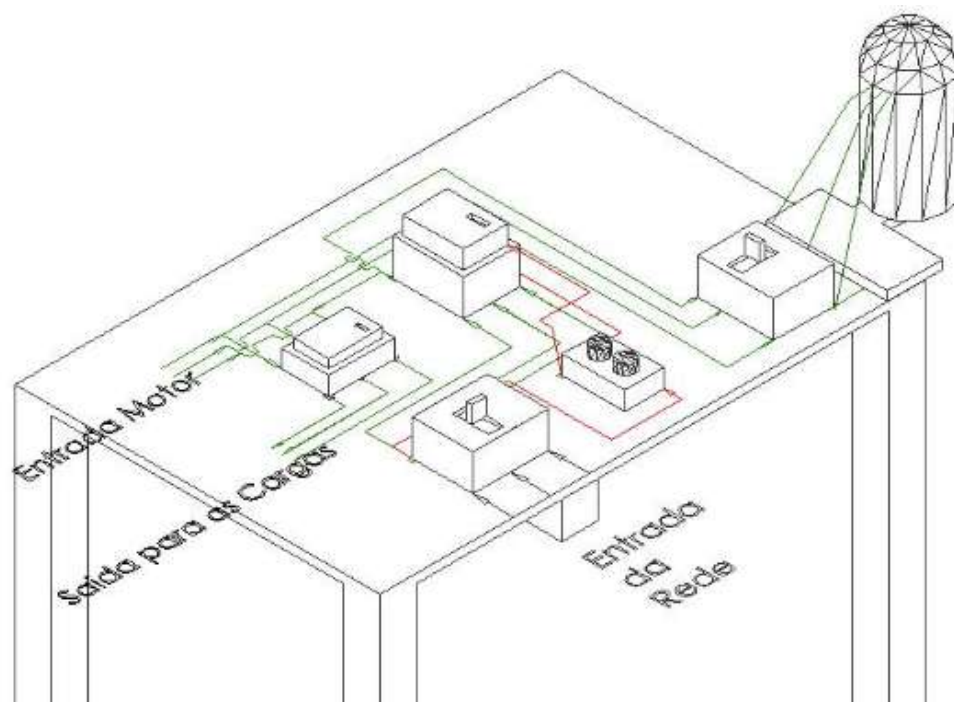
Para realizar os testes com a máquina de indução trifásica, montou-se uma bancada de acordo com as figs. 5.5 a 5.8.

FIGURA 5.5 – Bancada máquina de indução trifásica com capacitor



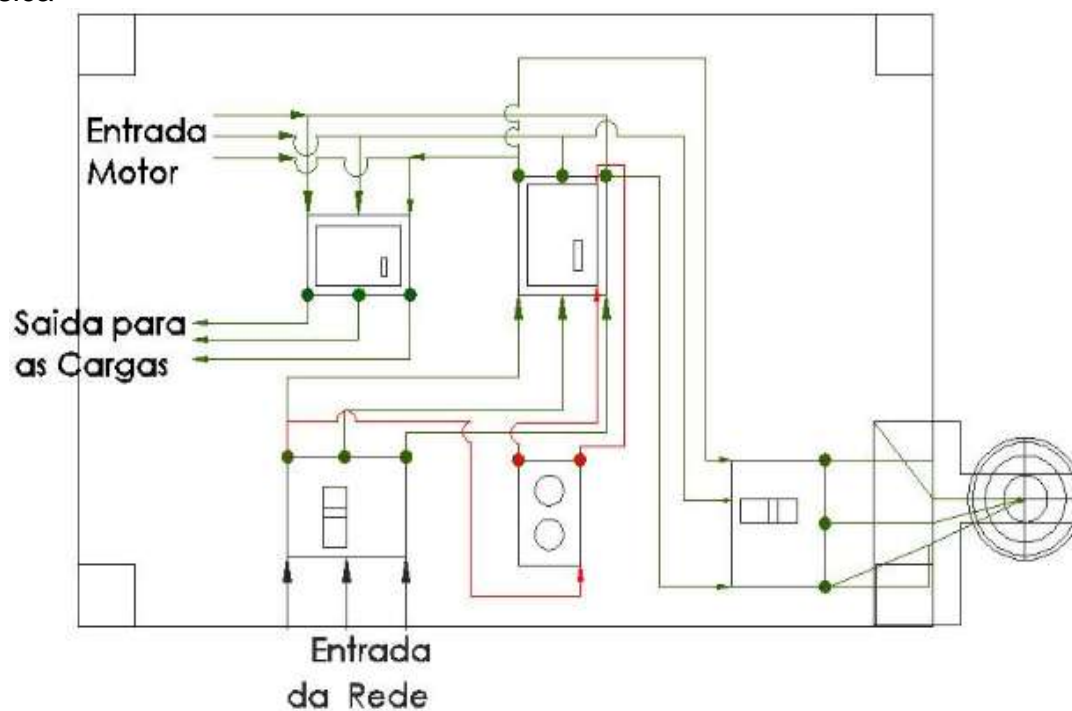
FONTE: Ogliari, 2005

FIGURA 5.6 – Montagem elétrica da bancada máquina de indução trifásica com capacitor



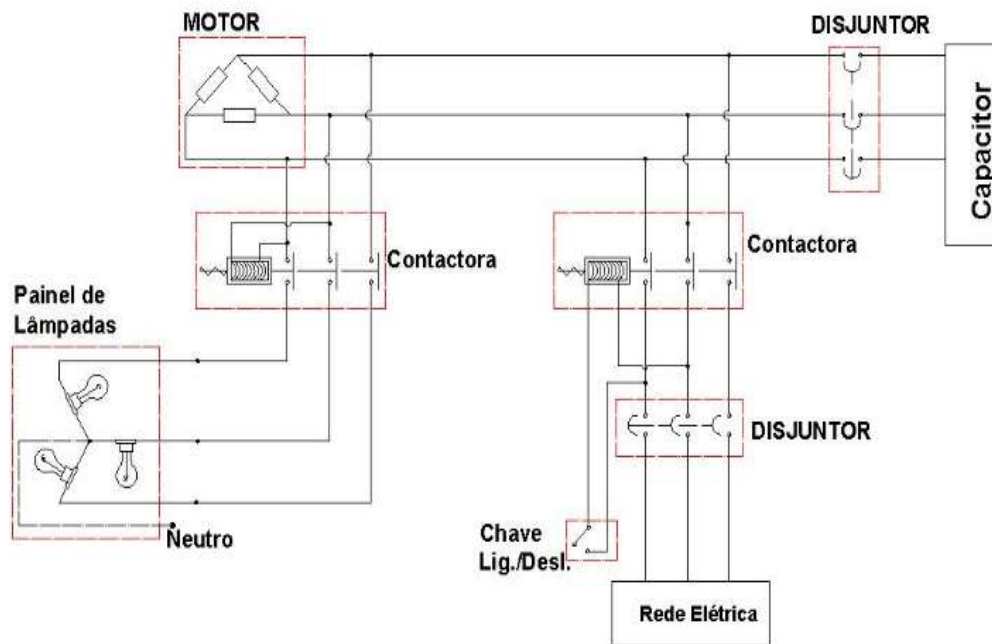
FONTE: Ogliari, 2005

FIGURA 5.7 – Vista superior da montagem elétrica da bancada máquina de indução trifásica



FONTE: Ogliari, 2005

FIGURA 5.8 – Esquema elétrico da bancada máquina de indução trifásica



FONTE: Ogliari, 2005

5.4.3 Rotação necessária para geração de energia elétrica

Para o motor funcionar como gerador, além de ter um capacitor que forneça a energia reativa, deve-se fornecer a ele uma rotação entre 4 e 10% maior do que sua rotação síncrona (SIMONE, 2000).

No motor elétrico, a rotação do eixo já vem especificada pelo fabricante e está na placa de identificação: rotação do eixo: 950 rpm – 50 Hz – 6 polos.

Obtém-se sua rotação síncrona a partir da eq. 5.13, sendo: f , frequência, (Hz), p , números de polos.

$$n_s = \frac{120 \cdot f}{p} \quad (5.13)$$

$$n_{s_{50}} = 1000 \text{ rpm}$$

Como se pretende gerar energia na frequência de 60Hz, devemos então determinar a rotação síncrona para 60 Hz.

$$\text{Rotação síncrona (60 Hz): } n_{s_{60}} = 1200 \text{ rpm}$$

Quando a máquina está operando como gerador, devemos ter uma rotação maior para o rotor. Determinamos essa rotação acrescentando à rotação síncrona de 4 a 10% para encontrarmos a rotação do eixo do gerador.

Rotação síncrona (Gerador – 60 Hz): 1200 rpm

Adotando um valor de 5% na faixa de 4 a 10%, tem-se que:

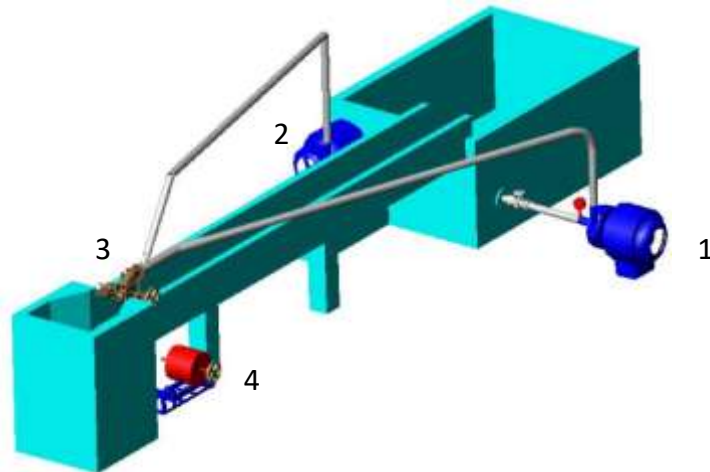
Rotação eixo (Gerador – 60 Hz): 1260 rpm

5.5 TESTES MOTOR – GERADOR COM TURBINA MICHELL-BANKI

5.5.1 Escolha da turbina

Foi escolhida a turbina Michell-Banki, existente no Laboratório de Sistemas Térmicos, para realização dos testes, fig. 5.9, pelo fato de se conhecer seu rendimento com um alternador de 1 kVA, e esses dados serviram como comparativo, pois o alternador tem uma perda de rendimento em torno de 60%.

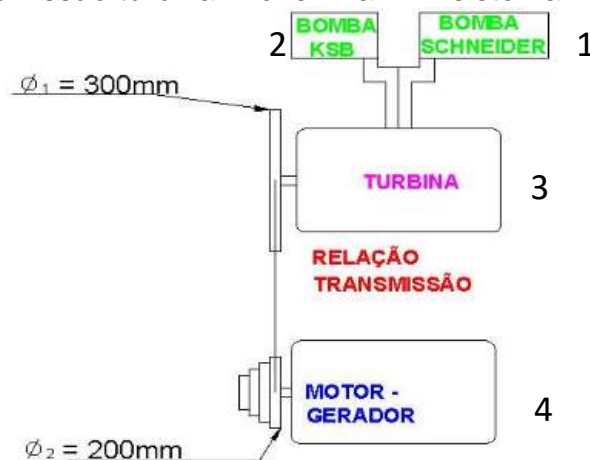
FIGURA 5.9 – Montagem da turbina Michell-Banki no canal do laboratório



FONTE: Ogliari, 2005

Primeiramente, foi verificada a rotação da turbina. A partir dessa rotação, foi especificado o sistema de transmissão, fig. 5.10, para que o Motor-Gerador tivesse uma rotação com valor entre 4 e 10 % acima da rotação síncrona. A figura 5.10 complementa a figura 5.9.

FIGURA 5.10 – Transmissão turbina Michell-Banki – sistema 1



FONTE: Ogliari, 2005

Dados da fig. 5.10:

Rotação medida da turbina: $n_1 = 1713$ rpm

Diâmetro da polia turbina: $\phi_1 = 300$ mm

Diâmetro da polia motor: $\phi_2 = 200$ mm

Pela relação de transmissão, tem-se na equação 5.14:

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{\phi_1}{\phi_2} \quad (5.14)$$

$$n_2 = 2569,5 \text{ rpm}$$

Esse valor de rotação está 104% acima do valor da rotação desejada para o gerador (1260 rpm). Dessa forma, temos uma boa folga de rotação para se fazer ajustes na experiência, regulando a vazão das bombas, e chegarmos à rotação desejada.

5.5.2 Procedimento para realizar a experiência

O objetivo da experiência é determinar a potência gerada com esse arranjo.

Antes de iniciar-se a experiência, devemos carregar o capacitor, conforme procedimento descrito:

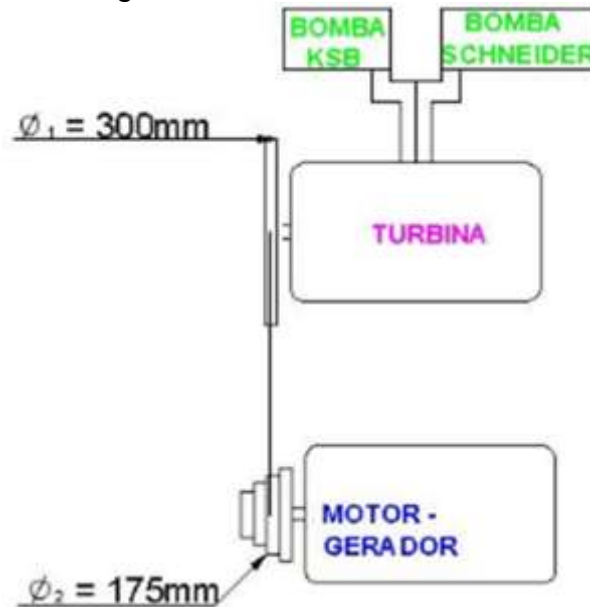
- 1° Ligam-se as bombas para o funcionamento da turbina;
- 2° Com a turbina em funcionamento e o motor acoplado a ela por um sistema de transmissão, faz-se funcionar o motor com energia da rede elétrica;
- 3° Liga-se o disjuntor do capacitor para que ele receba a carga;
- 4° Desliga-se o motor da rede elétrica, mantendo o disjuntor do capacitor ligado.
- 5° Agora com o motor funcionando como gerador, são ligadas as cargas interligadas ao sistema para verificação do seu desempenho.

5.5.3 Dados levantados nos testes com a turbina Michell-Banki

Os testes foram feitos com o capacitor especificado de 0.75 kVar e com mais dois, um de 1.0 kVar e outro de 2.0 kVar.

Como estava sendo utilizada uma polia escalonada no motor, uma relação maior foi montada e verificou-se seu comportamento, conforme as figs. 5.10 e 5.11, variando-se o diâmetro da polia 2.

FIGURA 5.11 – Testes motor-gerador – turbina Michell-Banki – sistema 2



FONTE: Ogliari, 2005

a) Testes com o capacitor de 0.75 kVar

Para determinar os valores de corrente, tensão e frequência, utilizaram-se aparelhos multitestes. Para verificação das rotações, utilizou-se um tacômetro. O painel de cargas foi ligado em estrela, Y, de acordo com a eq. 5.15. Os resultados estão mostrados nas Tabelas 5.5 e 5.6.

$$V_N = V_L \cdot \sqrt{3} \quad (5.15)$$

TABELA 5.5 – Testes com capacitor de 0.75 kVar e polia de $\phi_{\text{motor}} = 200 \text{ mm}$

V_N (V)	I_{fase} (A)			V_L (V)	Rotação Gerador (rpm)	f (HZ)	W (W)	W Lâmpadas Ligadas (W)	W Lâmpadas (W)
	F1	F2	F3						
							$W = \sum(I_L \times V_L)$		
441	-	-	-	0	1512	>75	0	vazio	0
319	0,3	0,3	0,3	185	1328	70	166,5	3x60	180
248	0,4	0,4	0,4	145	1292	64	174	6x60	360
193	0,6	0,6	0,6	112	1272	63	201,5	3x200	600
128	1	0,6	1,1	100	1344	66	270	2x60+5x200	1120

FONTE: Ogliari, 2005

TABELA 5.6 – Testes com capacitor de 0.75 kVar e polia de \varnothing motor = 175 mm

	I_{fase} (A)			V_L (V)	Rotação Gerador (rpm)	f (HZ)	W (W)	W Lâmpadas Ligadas (W)	W Lâmpadas (W)
	F1	F2	F3						
							$W = \sum(I_L \times V_L)$		
439				0	1548	>75	0	Vazio	0
320	0,2	0,2	0,2	185	1361	67,5	111	3x60	180
238	0,4	0,4	0,4	140	1282	64	168	6x60	360
139	0,8	0,8	0,8	80	1312	64	192	6x60+3x200	960
127	1	0,6	1,1	100	1340	65	270	2x60+5x200	1120

FONTE: Ogliari, 2005

b) Testes com o capacitor de 1.0 kVar

Os testes com o capacitor de 1.0 kVar estão mostrados nas Tabelas 5.7 e 5.8.

TABELA 5.7 – Testes com capacitor de 1.0 kVar e polia de \varnothing motor = 200 mm

V_N (V)	I_{fase} (A)			V_L (V)	Rotação Gerador (rpm)	f (HZ)	W (W)	W Lâmpadas Ligadas (W)	W Lâmpadas (W)
	F1	F2	F3						
							$W = \sum(I_L \times V_L)$		
390				0	1362	>74	0	Vazio	0
234	0,4	0,4	0,4	135	1153	57	162	6x60	360
191	0,5	0,5	0,5	112	1117	55	168	9x60	540
125	0,5	1	1	100	1155	56	250	5x200+2x60	1120

FONTE: Ogliari, 2005

TABELA 5.8 – Testes com capacitor de 1.0 kVar e polia de \varnothing motor = 175 mm

V_N (V)	I_{fase} (A)			V_L (V)	Rotação Gerador (rpm)	f (HZ)	W (W)	W Lâmpadas Ligadas (W)	W Lâmpadas (W)
	F1	F2	F3						
395				0	1371	>74	0	Vazio	0
281	0,25	0,25	0,25	162	1188	59,2	121,5	3x60	180
212	0,4	0,4	0,4	132	1120	55,5	158,4	6x60	360
110	1	1	0,5	90	1160	57	225	5x200+2x60	1120

FONTE: Ogliari, 2005

c) Testes com o capacitor de 2.0 kVar

Os testes com o capacitor de 2.0 kVar estão mostrados nas Tabelas 5.9 e 5.10.

TABELA 5.9 – Testes com capacitor de 2.0 kVar e polia de \varnothing motor = 200 mm

V_N (V)	I_{fase} (A)			V_L (V)	Rotação Gerador (rpm)	f (HZ)	W (W)	W Lâmpadas Ligadas (W)	W Lâmpadas (W)
	F1	F2	F3						
305				0	1015	50,5	0	Vazio	0
156	0,5	0,5	0,5	90	799	39,7	135	3x200	600
135	0,6	0,6	0,6	80	790	39,5	144	3x200+3x60	780
120	0,7	0,7	0,7	70	790	39,4	147	3x200+6x60	960
108	0,8	0,8	0,8	65	787	39,4	156	3x200+9x60	1140

FONTE: Ogliari, 2005

TABELA 5.10 – Testes com capacitor de 2.0 kVar e polia de \varnothing motor = 175 mm

V_N (V)	I_{fase} (A)			V_L (V)	Rotação Gerador (rpm)	f (HZ)	W (W)	W Lâmpadas Ligadas (W)	W Lâmpadas (W)
	F1	F2	F3						
292				0	990	49	0	vazio	0
115	0,6	0,6	0,6	68	783	38	122,4	3x200+3x60	780
102	0,7	0,7	0,7	60	792	39	126	3x200+6x60	960
94	0,9	0,9	0,5	75	797	38	172,5	5x200+2x60	1120

FONTE: Ogliari, 2005

5.6 ANÁLISE DOS TESTES MOTOR-GERADOR COM TURBINA MICHELL-BANKI

A Tabela 5.11 mostra a comparação entre os testes com motor-gerador.

TABELA 5.11 – Comparativo entre os testes com motor-gerador

Capacitor (\varnothing motor)	Tensão Linha V_L (V)	Rotação Gerador (rpm)	Frequência (HZ)	W (W)	W Lâmpadas Ligadas (W)	W Lâmpadas (W)
0,75 kVar (200mm)	128	1344	66	270	2x60+5x200	1120
0,75 kVar (175mm)	127	1340	65	270	2x60+5x200	1120
1,0 kVar (200mm)	125	1155	56	250	2x60+5x200	1120
1,0 kVar (175mm)	110	1160	57	225	2x60+5x200	1120
2,0 kVar (200mm)	108	787	39,4	156	9x60+3x200	1140
2,0 kVar (175mm)	94	797	38	172,5	2x60+5x200	1120

FONTE: Ogliari, 2005

Pode-se observar que a melhor situação está nos testes feitos com o capacitor especificado de 0.75 kVar e, mesmo com uma outra relação de transmissão, não se obteve diferença nos resultados de potência elétrica.

Na especificação do capacitor, realizou-se um teste em vazio com a máquina de indução funcionando como motor elétrico, obtendo uma potência ativa de 400 W, a qual se esperava gerar com a máquina funcionando como gerador. Como obtemos na melhor situação 270 W, temos então uma perda de 32,5% na potência gerada.

5.7 TESTES ALTERNADOR COM A TURBINA MICHELL-BANKI

Nos testes feitos com o alternador de 1 kVA na turbina Michell-Banki, obtiveram-se os resultados da Tabela 5.12

TABELA 5.12 – Testes com o alternador de 1 kVA

Rotação turbina (rpm)	Tensão (V)	Rotação Alternador (rpm)	Corrente (mA)	W (W)	W Lâmpadas (W)
1419	385	2886	0	0	sem carga
958	236	1908	1400	330,4	300
742	175	1509	1950	341,25	500
468	88	953	2750	242	1000
457	85	931	2790	237,15	1020

FONTE: Ogliari, 2005

A potência gerada na melhor situação, para rotação de 1908 rpm, foi de 330,4 W, quando se esperava gerar 800 W de potência ativa, de acordo com a potência do alternador de 1kVA. Dessa forma, temos uma perda na potência gerada de 58,7%.

5.8 SISTEMAS DE TRANSMISSÃO DA TURBINA HIDROCINÉTICA AXIAL

Serão estabelecidos os sistemas de transmissão para os testes com o alternador de 1 kVA e o motor elétrico com capacitor, funcionando como gerador.

5.8.1 Sistema de transmissão eixo superior da turbina para motor-gerador

Pelos testes descritos na seção 5.5.3, a melhor condição de funcionamento para o Motor-Gerador foi com o capacitor de 0,75 kVA, partindo em vazio com rotação de 1548 rpm, e, com carga máxima, a rotação fixou-se em 1340 rpm e 65 Hz, conforme Tabela 5.6. Portanto, tem-se uma perda de 13,4% na rotação.

Deve-se então considerar para dimensionamento do sistema de transmissão, a rotação em vazio 13,4% maior que a rotação com carga.

Devendo a rotação com carga ser de 1260 rpm a 60 Hz (seção 5.4.3), a rotação sem carga para o motor-gerador será no mínimo de 1430 rpm a 60 Hz.

O motor-gerador produziu nos testes em laboratório 270 W, ou seja, 0.36 HP conforme tabela 5.11.

E pela eq. 5.16, obtém-se o torque do motor:

$$\tau_{motor} = \frac{W_{motor}}{\omega_{motor}} \quad (5.16)$$

$$\omega_{motor} = 2 \cdot \pi \cdot n_{motor}$$

$$\omega_{motor} = 131,9 \text{ rad/s}$$

$$\tau_{motor} = 2,04 \text{ N.m}$$

Com os dados de rotação nos eixos superior e submerso e o torque no eixo superior, obtidos experimentalmente com a Turbina Hidrocinética, conforme Tabela 5.13, **reproduzida** da seção 5.3, projetou-se o sistema de transmissão.

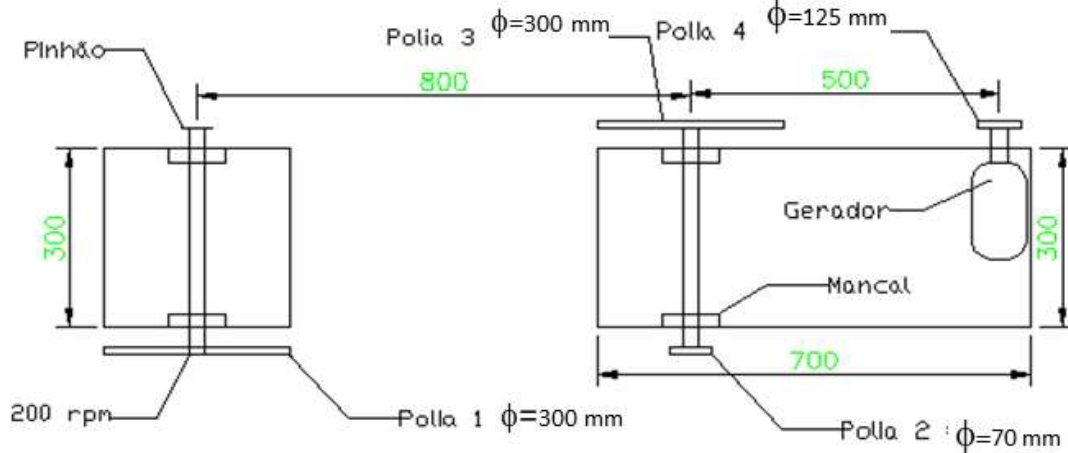
TABELA 5.13 – Dados fundamentais obtidos nos testes na Lagoa dos Patos

Parâmetro	Valor	Unidade
Velocidade do Barco	1,3	m/s
Rotação no eixo superior (polia 1)	150	rpm
Torque no eixo superior (polia 1)	126	N.m
Rotação no eixo submerso	50	rpm

FONTE: Andrade e Dias, 2003

A fig. 5.12 representa o sistema de transmissão projetado.

FIGURA 5.12 – Sistema de transmissão turbina/motor-gerador



FONTE: Ogliari, 2005

A rotação no eixo da polia 2 será encontrada pela igualdade da velocidade tangencial, de acordo com a Eq. 5.17:

$$\frac{n_1}{\phi_2} = \frac{n_2}{\phi_1} \quad (5.17)$$

As Equações 5.18 e 5.19 permitem encontrar a rotação que é transmitida da polia 3 para a polia 4, obtendo-se assim a rotação no eixo do gerador.

$$n_3 = n_2 \quad (5.18)$$

$$\frac{n_3}{\phi_4} = \frac{n_4}{\phi_3} \quad (5.19)$$

A Tabela 5.14 apresenta os resultados de rotação obtidos com o sistema de transmissão da fig. 5.13.

TABELA 5.14 – Rotações sistema de transmissão motor-gerador, sem carga

Parâmetro	Descrição do Parâmetro	Valor	Unidade
ϕ_1	ϕ da polia 1 (ligada ao eixo do pinhão)	300	mm
n_1	Rotação do eixo da polia 1	150	rpm
ϕ_2	ϕ da polia 2	70	mm
n_2	Rotação do eixo da polia 2	642,9	rpm
ϕ_3	ϕ da polia 3	300	mm
n_3	Rotação do eixo da polia 3	642,9	rpm
ϕ_4	ϕ da polia 4 (ligada ao eixo do gerador)	125	mm
n_4	Rotação do eixo da polia 4	1543	rpm

FONTE: Ogliari, 2005

As eqs. 5.20 a 5.22 permitem encontrar o torque que é transmitido da polia 3 para a polia 4, obtendo-se assim o torque no eixo do gerador.

$$\tau_2 = \frac{\tau_1 \cdot n_1}{n_2} \quad (5.20)$$

Substituindo na eq. 5.20 os valores da Tabela 5.14 e utilizando os valores de τ_1 , n_1 e n_2 determinados nos testes com a Turbina Hidrocinética, representados na Tabela 5.2, tem-se:

$$\begin{aligned} \tau_2 &= 29,4 \text{ N.m} \\ \frac{\tau_3}{n_4} &= \frac{\tau_2}{n_3} \end{aligned} \quad (5.21)$$

Sendo: $\omega_2 = \omega_3$, portanto: $\tau_3 = \tau_2 = 29,4 \text{ N.m}$

$$\tau_4 = \frac{\tau_3 \cdot n_3}{n_4} \quad (5.22)$$

Utilizando os valores da Tabela 5.14 e o valor encontrado de τ_3 na eq. 5.22, tem-se:

$$\tau_4 = 12,25 \text{ N.m}$$

A Tabela 5.15 apresenta os resultados de torque obtidos com o sistema de transmissão da fig. 5.12.

TABELA 5.15 – Torques sistema transmissão para o motor-gerador, sem carga

Parâmetro	Descrição do Parâmetro	Valor	Unidade
τ_1	Torque do eixo da polia 1 (sem carga)	126	N.m
τ_2	Torque do eixo da polia 2	29,4	N.m
τ_3	Torque do eixo da polia 3	29,4	N.m
τ_4	Torque do eixo da polia 4	12,25	N.m

FONTE: Ogliari, 2005

A rotação encontrada, 1543 rpm, Tabela 5.14, satisfaz as condições impostas pelo gerador, obtendo 113 rpm a mais que os 1430 rpm desejados, sem carga.

Pode-se observar que a turbina produz um torque de 12,25 N.m, Tabela 5.15, bem maior que o torque mínimo necessário para movimentar o motor-gerador, que é de 2,04 N.m, eq. 5.16.

Haverá problemas com perdas de rotação, quaisquer que sejam as perdas mecânicas na geração de energia, e há segurança para o gerador realmente produzir 270 W alcançados nos testes em laboratório.

5.8.2 Novo sistema transmissão eixo submerso/eixo superior

Nos testes feitos por Andrade e Dias (2003), verificou-se que inúmeras vezes a corrente do sistema de transmissão se desprendia da coroa, exigindo uma parada e o mergulho do operador para remontagem do sistema. Além disso, a relação de transmissão medida foi de 3 (50 rpm para 150 rpm) enquanto a relação teórica era de 4,7 entre coroa e pinhão, conforme Tabela 5.16.

Então, optou-se por projetar um novo sistema de transmissão, que consiste num eixo rígido acoplado a engrenagens cônicas, transmitindo assim a potência do eixo submerso para o eixo superior.

TABELA 5.16 – Dados do sistema de transmissão corrente/coróa-pinhão

Elemento	Valor	Unidade
Diâmetro do Eixo	25,4	mm
Coroa	52	Dentes
Pinhão	11	Dentes
Comprimento do eixo submerso	0,700	m
Eixo Superior	0,500	m
Relação de Transmissão	4,7	-
Passo da corrente	0,0127	m

FONTE: Ogliari, 2005

Com os dados de rotação nos eixos superior e submerso e o torque no eixo superior, obtidos experimentalmente com a Turbina Hidrocinética, conforme Tabela 5.2, obteve-se o torque teórico e real no eixo submerso, e a potência mecânica real e teórica da turbina, conforme eqs. 5.23 a 5.26.

a) Torque Teórico no eixo Submerso

Relação de transmissão:

$$\frac{n_{Superior}}{n_{Submerso}} = \phi_t = 4,7 \text{ (Tabela 5.16)} \quad (5.23)$$

$$n_{superior} = n_1 = 150 \text{ rpm}$$

$$\frac{\tau_{submerso}}{n_1} = \frac{\tau_1}{n_{submerso}} \quad (5.24)$$

$$\tau_1 = 126 \text{ N.m} \text{ (Tabela 5.2)}$$

$$\frac{\tau_{Submerso\ te\acute{o}rico}}{\tau_1} = \left(\frac{n_1}{n_{submerso}} \right)_{te\acute{o}rico}$$

$$\tau_{Submerso\ te\acute{o}rico} = 592,2\ N.m$$

b) Potência Teórica eixo Submerso

$$W_{Te\acute{o}rica} = \tau_{Submerso\ te\acute{o}rico} \cdot n_{Submerso} \quad (5.25)$$

Substituindo os valores na eq. 5.25:

$$W_{Te\acute{o}rica} = 493,5\ W = 0,66\ HP$$

c) Torque Real no eixo Submerso

Relação de transmissão real:

$$\frac{150}{50} = \phi_t = 3 \text{ (Tabela 5.2)}$$

Substituindo na eq. 5.24, tem-se:

$$\frac{\tau_{Submerso\ real}}{\tau_1} = \left(\frac{n_1}{n_{submerso}} \right)_{real}$$

$$\tau_{Submerso\ real} = 378\ N.m$$

d) Potência Real no eixo Submerso

$$W_{real} = \tau_{Submerso\ real} \cdot n_{Submerso} \quad (5.26)$$

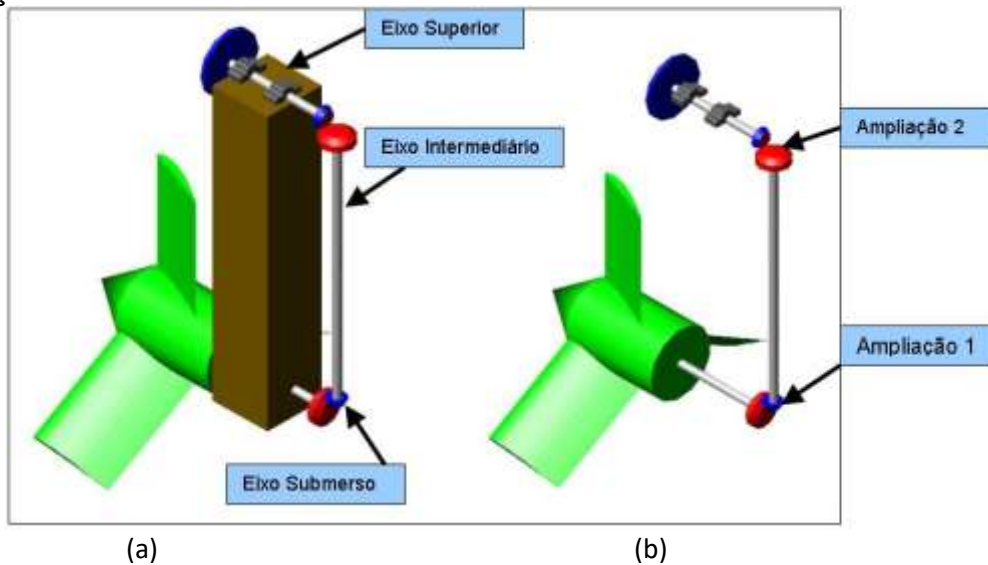
$$W_{real} = 315\ W = 0,42\ HP$$

Com o torque teórico no eixo submerso e a relação de transmissão eixo submerso/eixo superior do novo sistema, determinou-se, conforme Tabelas 5.16 a 5.18, as rotações e os torques transmitidos até o eixo do alternador, sabendo que é necessário no mínimo 11,16 N.m de torque e 2125 rpm, sem carga, para gerar 330 W, conforme Tabela 5.1, seção 5.3.

Para o sistema de geração de energia motor-gerador, é necessário no mínimo 2,04 N.m de torque e 1430 rpm, sem carga, para gerar 270 W, conforme Tabela 5.11.

As figs. 5.13 (a) (b), mostram o novo sistema de transmissão.

FIGURA 5.13 – Sistema de transmissão eixo submerso/eixo superior: (a) eixos, (b) ampliação



FONTE: Ogliari, 2005

O novo sistema de transmissão eixo submerso/eixo superior terá duas ampliações. Cada ampliação será obtida com duas engrenagens cônicas, tendo a maior 18 dentes e a menor, 10 dentes.

$$\underline{\text{Ampliação 1}} = \frac{1}{1.8} \quad \underline{\text{Ampliação 2}} = \frac{1}{1.8}$$

Pelos testes feitos com a Turbina Hidrocínética, considera-se que a rotação do Eixo Submerso se manterá em 50 rpm (Tabela 5.2) e o torque fornecido teórico será de 592,2 N.m (eq. 5.24). Pode-se então estabelecer as novas relações de polias, a partir desses valores conhecidos.

A eq. 5.27 determina o torque e rotação no eixo intermediário.

$$\frac{\tau_{\text{submerso}}}{n_{\text{submerso}}} = \frac{\tau_{\text{Int.}}}{n_{\text{int}}} \quad (5.27)$$

Pela ampliação: $\frac{n_{\text{Int}}}{n_{\text{submerso}}} = 1,8$

$$\tau_{\text{Int}} = 329 \text{ N.m}$$

$$n_{\text{Int}} = 90 \text{ rpm}$$

A eq. 5.28 determina o torque no eixo superior.

$$\frac{\tau_{\text{int}}}{n_{\text{int}}} = \frac{\tau_{\text{superior}}}{n_{\text{superior}}} \quad (5.28)$$

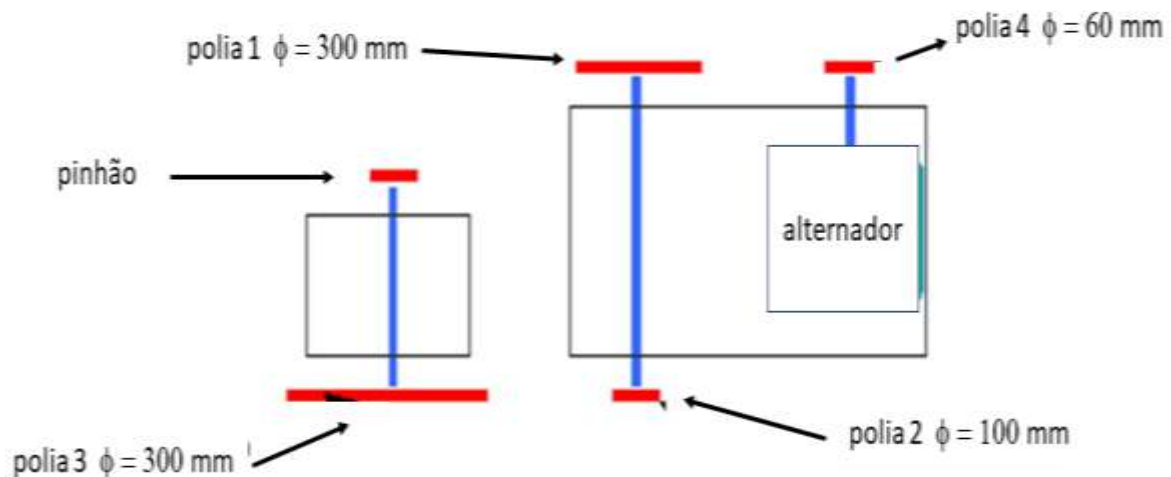
Pela ampliação: $\frac{n_{\text{Sup}}}{n_{\text{Int}}} = 1,8$

$$\tau_{\text{Sup}} = 182,8 \text{ N.m} \quad \text{e} \quad n_{\text{Sup}} = 162 \text{ rpm}$$

5.8.3 Novo sistema de transmissão para o alternador

Conhecidos agora a rotação e o torque do eixo superior, pode-se então aplicar as eqs. 5.17 a 5.19 e determinar os valores de rotação para o sistema de transmissão até o alternador e aplicar as eqs. de 5.20 a 5.22, determinando os torques. A fig. 5.14 e as Tabelas 5.17 e 5.18 apresentam os resultados das rotações e dos torques transmitidos até o eixo do alternador.

FIGURA 5.14 – Disposição do sistema de transmissão turbina/alternador



FONTE: Ogliari, 2005

TABELA 5.17 – Rotações novo sistema de transmissão alternador, sem carga

Parâmetro	Descrição do Parâmetro	Valor	Unidade
\varnothing_1	\varnothing da polia 1 (ligada ao eixo do pinhão)	300	mm
n_1	Rotação do eixo da polia 1	162	rpm
\varnothing_2	\varnothing da polia 2	100	mm
n_2	Rotação do eixo da polia 2	486	rpm
\varnothing_3	\varnothing da polia 3	300	mm
n_3	Rotação do eixo da polia 3	486	rpm
\varnothing_4	\varnothing da polia 4 (ligada ao eixo do gerador)	60	mm
n_4	Rotação do eixo da polia 4	2430	rpm

FONTE: Ogliari, 2005

TABELA 5.18 – Torques novo sistema de transmissão alternador, sem carga.

Parâmetro	Descrição do Parâmetro	Valor	Unidade
τ_1	Torque do eixo da polia 1 (sem carga)	182,8	N.m
τ_2	Torque do eixo da polia 2	60,93	N.m
τ_3	Torque do eixo da polia 3	60,93	N.m
τ_4	Torque do eixo da polia 4	12,18	N.m

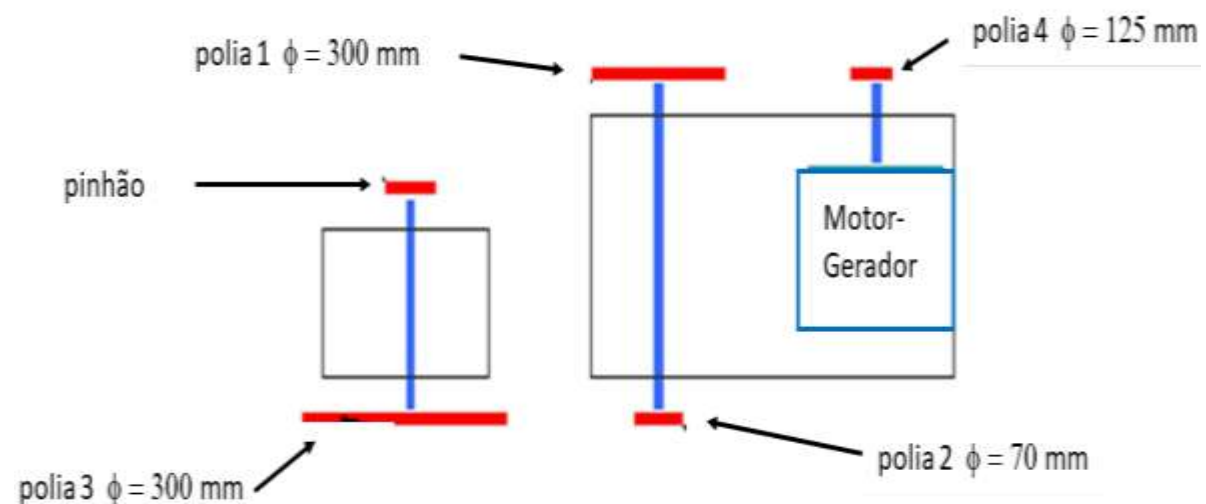
FONTE: Ogliari, 2005

Tem-se então 305 rpm a mais que os 2125 rpm necessários e um torque um pouco acima dos 11,16 N.m também necessários.

5.8.4 Novo sistema de transmissão para o motor-gerador

Aplicando a mesma sequência de equações feitas para o sistema do alternador, pode-se então determinar o sistema de transmissão para o motor-gerador. A fig. 5.15 e as Tabelas 5.19 e 5.20 apresentam os resultados das rotações e dos torques transmitidos até o eixo do motor-gerador.

FIGURA 5.15 – Disposição do novo sistema de transmissão motor-gerador



FONTE: Ogliari, 2005

TABELA 5.19 – Rotações novo sistema transmissão motor-gerador, sem carga

Parâmetro	Descrição do Parâmetro	Valor	Unidade
ϕ_1	ϕ da polia 1 (ligada ao eixo do pinhão)	300	mm
n_1	Rotação do eixo da polia 1	162	rpm
ϕ_2	ϕ da polia 2	70	mm
n_2	Rotação do eixo da polia 2	694,3	rpm
ϕ_3	ϕ da polia 3	300	mm
n_3	Rotação do eixo da polia 3	694,3	rpm
ϕ_4	ϕ da polia 4 (ligada ao eixo do gerador)	125	mm
n_4	Rotação do eixo da polia 4	1666,3	rpm

FONTE: Ogliari, 2005

TABELA 5.20 – Torques novo sistema transmissão motor-gerador, sem carga

Parâmetro	Descrição do Parâmetro	Valor	Unidade
τ_1	Torque do eixo da polia 1 (sem carga)	182,8	N.m
τ_2	Torque do eixo da polia 2	42,65	N.m
τ_3	Torque do eixo da polia 3	42,65	N.m
τ_4	Torque do eixo da polia 4	17,77	N.m

FONTE: Ogliari, 2005

Tem-se então 236,3 rpm a mais que os 1430 rpm necessários e uma grande folga no torque, 17,7 N.m, comparando com os 2,04 N.m necessários (seção 5.8.1).

A fig. 5.16 mostra a montagem turbina-balsa-sistema de transmissão.

FIGURA 5.16 – Montagem turbina-balsa-sistema de transmissão



FONTE: Ogliari, 2005

5.9 CONCLUSÕES SOBRE TESTES DA TURBINA HIDROCINÉTICA GERAÇÃO 2 – FURG

Para os testes da **Turbina Hidrocinética Geração 2 FURG** destacam-se como **conclusões**:

- ✓ Na especificação do capacitor, realizou-se um teste em vazio com a máquina de indução, funcionando como motor elétrico obtendo uma potência ativa de 400 W, a qual se esperava gerar com a máquina funcionando como gerador. Como se obteve na melhor situação 270 W, houve uma perda de 32,5% na potência gerada;
- ✓ Com o alternador, a potência gerada na melhor situação foi de 330,4 W;
- ✓ Analisando o projeto do sistema de transmissão feito por Andrade e Dias (2003), verificou-se que a transmissão do eixo submerso para o eixo superior da turbina hidrocinética, utilizando coroa/pinhão, ligados por corrente, produz uma grande perda e não tinha bom funcionamento. Dessa forma, o sistema de transmissão do eixo submerso da turbina hidrocinética para o eixo superior foi alterado de coroa/pinhão com corrente, para eixo rígido com engrenagens cônicas;

PROJETO, CONSTRUÇÃO E INSTALAÇÃO DE TURBINAS HIDROCINÉTICAS DE PEQUENO PORTE NO BRASIL E NO MUNDO – A EXPERIÊNCIA DA FURG

- ✓ Com base nos testes feitos com o alternador e o motor-gerador, verificou-se que, para o alternador, deve ser fornecida uma rotação mínima 2125 rpm e um torque mínimo 11,16 N.m.;
- ✓ Já para o motor-gerador, deve ser fornecida uma rotação mínima de 1430 rpm e um torque mínimo de 2,04 N.m.;
- ✓ Os sistemas de transmissão projetados permitem que se obtenha a rotação e o torque desejados no motor-gerador e no alternador, com segurança;
- ✓ Foram verificadas as reais possibilidades de produção de energia elétrica pelo sistema, conforme objetivo geral deste estudo, analisando-se os desempenhos de uma máquina de indução trifásica (motor elétrico) operando como gerador e de um alternador autoexcitado acoplados à turbina hidrocínética axial.

CAPÍTULO 6

PROJETO TURBINA HIDROCINÉTICA GERAÇÃO 3 FURG

Este projeto foi desenvolvido em duas etapas.

Na primeira etapa, foi **analisado o desempenho, em laboratório, de um alternador comercial de ímãs permanentes de 1 kW, acoplado na THC** (HARTWIG, 2006).

Na segunda etapa, os objetivos foram:

- ✓ **otimizar o sistema de transmissão de potência acoplado a turbina ao alternador de ímãs permanentes**, reduzindo perdas, e variando a relação de transmissão;
- ✓ **testar o conjunto turbina-alternador em campo** e obter dados referentes ao desempenho do alternador para comparação com os dados obtidos em laboratório;
- ✓ **testar o conjunto turbina-alternador em campo**, para diferentes velocidades da corrente d'água, agora, com deslocamento da turbina acionada por barco (GONÇALVES, 2006).

6.1 ANÁLISE DO DESEMPENHO DE ALTERNADOR DE ÍMÃS PERMANENTES

Para a análise de desempenho do alternador, construiu-se gráficos entre a rotação e a respectiva potência gerada, em três experimentos distintos. O primeiro, ligando o alternador a uma turbina Michell-Banki, seção 6.1.4, o segundo, a uma turbina tipo roda d'água, seção 6.1.6 e o terceiro a um motor elétrico trifásico, seção 6.1.8 (HARTWIG, 2006).

6.1.1 Alternador de ímãs permanentes, descrição e acoplamentos

Alternadores são geradores de corrente alternada, máquinas destinadas a converter energia mecânica em energia elétrica. Os alternadores pertencem à categoria das máquinas cuja rotação é diretamente relacionada ao número de polos magnéticos e à frequência da força eletromotriz.

Quando acionado por um motor ou turbina produz energia elétrica em seus terminais.

A análise de desempenho foi realizada em um alternador que utiliza magnetos permanentes, feitos com base de neodímio, apresentando corpo do tipo axial com duplo rotor, o que permite uma máquina potente, compacta e resistente, gerando corrente alternada trifásica que flui por meio de três cabos, apresentado nas figs. 6.1 (a) e (b).

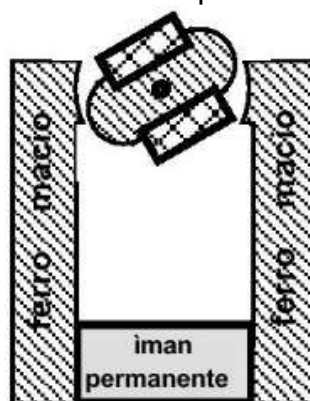
FIGURA 6.1 – Alternador: (a) vista lateral, (b) vista frontal



FONTE: Enersud, 2006

Por utilizar magnetos permanentes no circuito magnético do alternador, torna-se desnecessária a existência de um circuito elétrico próprio para a criação do campo magnético, fig. 6.2. Isso proporciona o aumento do rendimento da máquina, pois o circuito elétrico é uma das principais fontes de perda de energia.

FIGURA 6.2 – Circuito magnético com ímã permanente



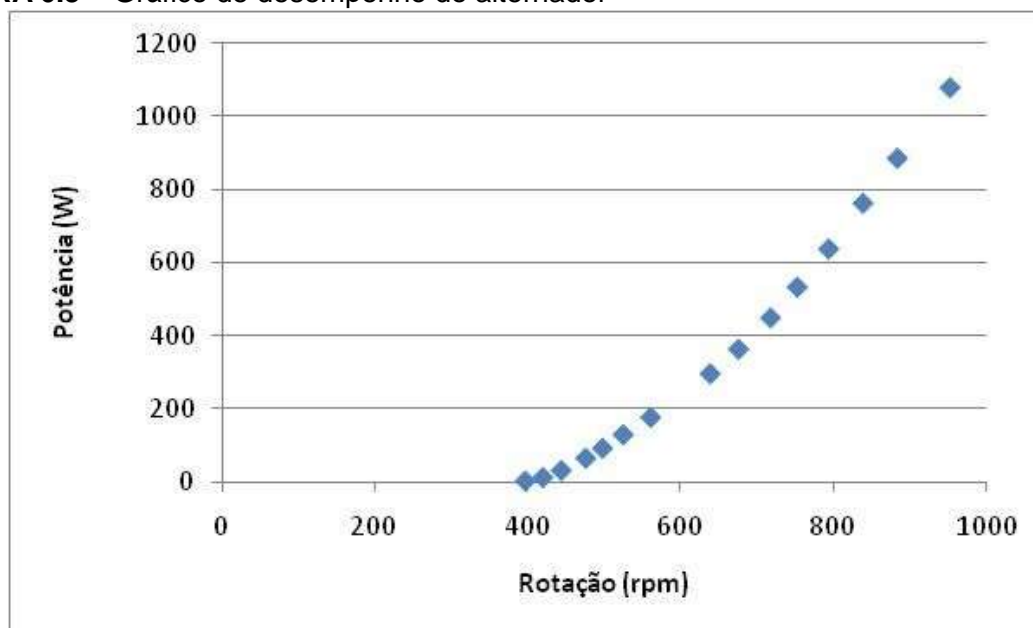
FONTE: Guedes, 2001

Por possuir como base o neodímio, que possui alta densidade de energia contida em um volume unitário de ímã permanente, o tamanho do ímã é menor, para gerar determinado valor de fluxo magnético (GUEDES, 2001).

A utilização de magnetos permanentes é apenas para alternadores de pequena potência, pois, para grandes potências, o tamanho do ímã necessário para gerar o campo magnético inviabiliza a construção.

A fig. 6.3 apresenta o gráfico de potência gerada em função da rotação do alternador, fornecido pelo seu fabricante, (ENERSUD, 2006).

FIGURA 6.3 – Gráfico de desempenho do alternador



FONTE: Enersud, 2006

A partir dos dados da fig. 6.3, foi organizada a Tabela. 6.1.

TABELA 6.1 – Desempenho do alternador

Rotação alternador (rpm)	Potência Gerada (W)	Rotação alternador (rpm)	Potência Gerada (W)
396	2,3	675	363,1
419	11,9	717	449,0
443	31,5	752	532,9
475	65,0	793	637,3
497	92,2	838	762,5
524	129,4	883	885,5
560	176,6	952	1078,7
638	296,0		

FONTE: Enersud, 2006

Como pode ser visto na fig. 6.1, o alternador não possuía maneiras de ligá-lo às turbinas e ao motor. Foi construída uma estrutura, constituída de um flange aparafusado ao corpo do alternador, onde posteriormente foi soldado o eixo, ligado ainda a um mancal e um conjunto de polias para a transmissão de potência.

Foi construída uma base para a sustentação do alternador, permitindo o deslocamento axial necessário para alinhamento entre a polia das turbinas e motor e a polia do alternador, fig. 6.4.

FIGURA 6.4 – Alternador e acoplamentos



FONTE: Hartwig, 2006

6.1.2 Instrumentação para os ensaios do alternador

Para a realização dos ensaios com as turbinas e o motor, foram utilizados medidores, descritos a seguir:

- Multímetro digital: utilizado como voltímetro para medir a tensão (V), modelo ET – 1502, faixa de 0-750 V CA, incerteza de $\pm(1\%+3D)$ e fabricante Minipa Indústria e Comércio LTDA;
- Multímetro digital: utilizado como alicata-ampérimetro para medir a corrente (A), modelo ET – 3200 A, faixa de 0-1000 A CA, incerteza de $\pm(3\%+5D)$ e fabricante Minipa Indústria e Comércio LTDA;
- Tacômetro digital: utilizado para a medição da velocidade angular (rpm), modelo MDT – 2245, incerteza de $\pm(0,05\%+1D)$ e fabricante Minipa Indústria e Comércio LTDA;
- Multímetro digital: utilizado como frequencímetro para medir a frequência elétrica do alternador (Hz), modelo ET – 2609, incerteza de $\pm(0,01\%+10D)$ e fabricante Minipa Indústria e Comércio LTDA;

- Wattímetros: utilizados para a medição da potência total dissipada pelo conjunto de lâmpadas (W), faixas de 5 A, 240 V e 1200 W, fabricante HB Brasil;
- Transformadores de corrente: devem ser utilizados junto aos wattímetros para reduzir o valor da corrente que circula pelo wattímetro, pois o valor da corrente máxima permitida no wattímetro é de 5 A e o valor gerado pelo alternador é superior. Características modelo 0,6-C12,5, tensão máxima de 0,6 kV, redução 40/5 A, e fabricante HB Brasil.

6.1.3 A turbina Michell-Banki

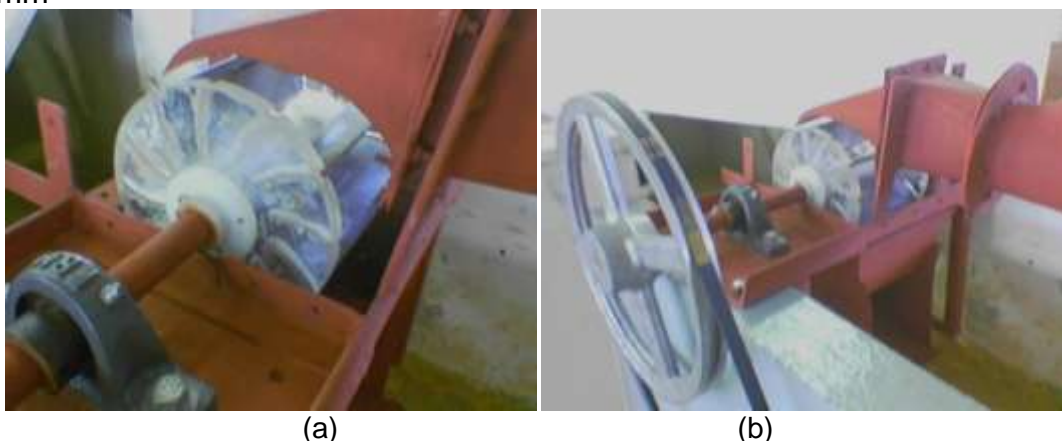
A turbina Michell-Banki, também conhecida como turbina de fluxo cruzado ou transversal, destaca-se pela fácil construção, instalação, operação e manutenção. Utilizada normalmente para atender a pequenos centros de consumo como mini e micro centrais hidrelétricas, até 100 kW e 1000 kW, respectivamente, é acionada pelo fluxo que se desloca transversalmente ao eixo, como o próprio nome já sugere.

Características da turbina Michell-Banki, figs. 6.5 (a) e (b), utilizada para a análise de desempenho do alternador (ROCHA e MASCHIO, 2004):

- Rotor com pás construídas em PVC e discos laterais em acrílico;
- Vazão de projeto: $Q_{\max} = 0,02 \text{ m}^3/\text{s} = 72 \text{ m}^3/\text{h}$ (vazão máxima de projeto);
- Queda útil de projeto: $H_{\max} = 12 \text{ m}$;
- Rotação de projeto: $n_i = 900 \text{ rpm}$;
- Potência de projeto: $W_c = 2,07 \text{ kW}$;
- Rendimento de projeto: $\eta = 0,80$;
- Vazão máxima de funcionamento (para η_{\max}): $Q_{\max \text{ func}} = 37,08 \text{ m}^3/\text{h} = 0,0103 \text{ m}^3/\text{s}$;
- Queda útil de funcionamento (para $Q_{\max \text{ func}}$): $H_{\max} = 13,923 \text{ m}$;
- Rotação de funcionamento (para $Q_{\max \text{ func}}$): $n_{\max} = 1240 \text{ rpm}$;
- Rendimento máximo: $\eta_{\max} = 0,556$;
- Potência da turbina (para η_{\max}): $W = 1,063 \text{ CV} = 0,78 \text{ kW}$;
- Velocidade específica da turbina: $n_{qa} = 59,22$;
- Diâmetro externo do rotor: $d_e = 0,151 \text{ m}$;
- Diâmetro interno do rotor: $d_i = 0,072 \text{ m}$;

- Largura do rotor: $B = 0,111$ m;
- Número de pás do rotor: $Z = 12$;
- Injetor fabricado em chapa de aço galvanizado de 2 mm de espessura;
- Largura do injetor: $B_i = 0,079$ m;
- Pá diretriz do injetor fabricada em chapa de aço galvanizado de 2 mm de espessura;
- Canal de fuga fabricado em chapa de aço carbono, de 5 mm de espessura com nome comercial de chapa preta;
- Eixo de aço SAE 1045 com diâmetro de 20 mm;
- Rolamentos Y com anel de trava excêntrico EWR 204 e mancais Y com base e caixa fundida, ambos marca Rolmax.

FIGURA 6.5 – Turbina Michell-Banki: (a) detalhe do rotor, (b) acoplada à polia de 300 mm



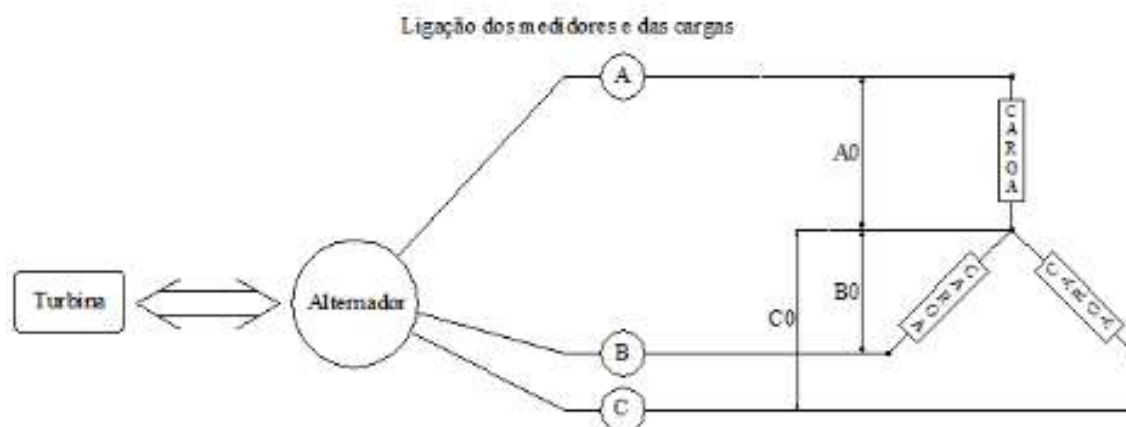
FONTE: Rocha e Maschio, 2004

6.1.4 Alternador de 1 kW ligado à turbina Michell-Banki

As bombas KSB e Schneider do Laboratório Termofluídico acionaram a turbina Michell-Banki, acoplada ao alternador de 1 kW, ligado a um conjunto de cargas resistivas. A rotação do alternador foi modificada gradativamente com o grau de abertura das válvulas responsáveis pela vazão de água que chegava à turbina, uma delas no recalque da bomba KSB e outra no recalque da bomba Schneider.

Lâmpadas incandescentes foram utilizadas como carga resistiva para o experimento, ligadas em estrela, Y. Os medidores foram ligados, como mostra a fig. 6.6, sendo que em cada ramo da estrela estava ligado o mesmo conjunto de lâmpadas para que houvesse equilíbrio entre os três ramos.

FIGURA 6.6 – Ligação elétrica entre alternador-carga-medidores, turbina Michell-Banki



FONTE: Hartwig, 2006

A ligação mecânica entre o alternador e a turbina Michell-Banki foi feita através de transmissão por correia, fig. 6.7.

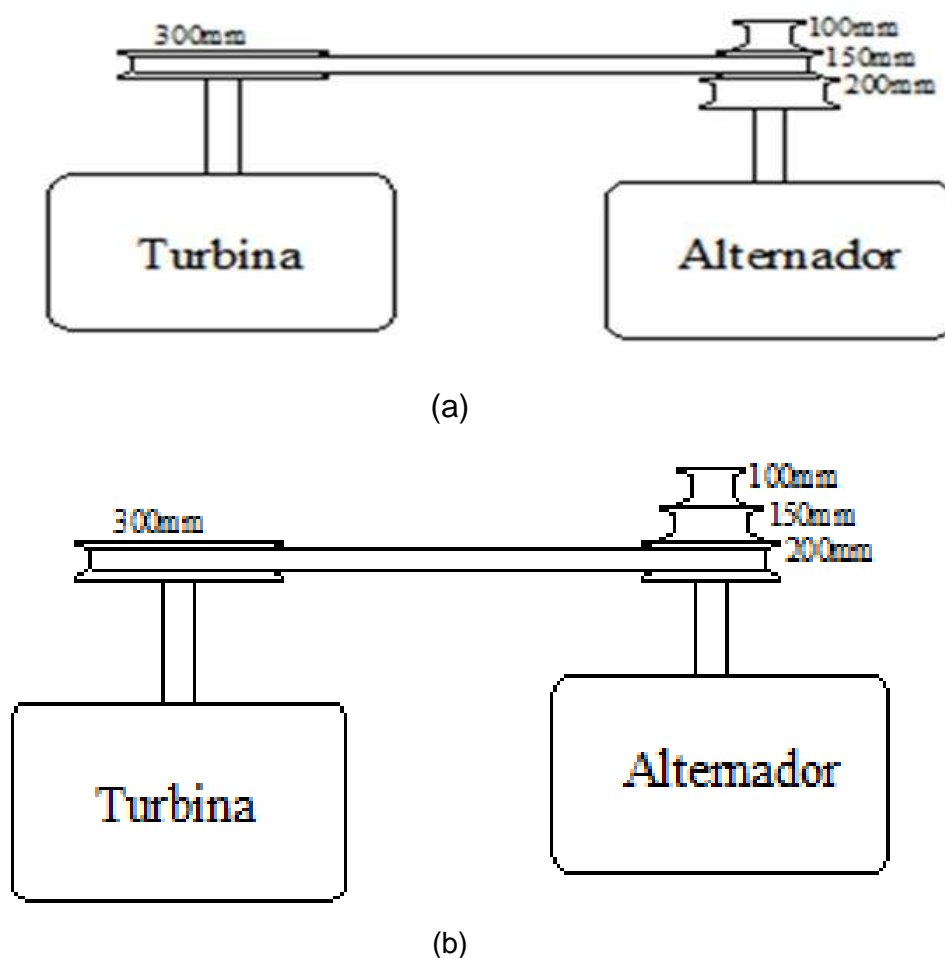
FIGURA 6.7 – Turbina Michell-Banki acoplada ao alternador



FONTE: Hartwig, 2006

Para o primeiro experimento, foram utilizadas duas relações de transmissão, a primeira de 2,0, quando a turbina com a polia de 300 mm ficou conectada através da correia à polia de 150 mm do alternador, fig. 6.8 (a), e a segunda, com relação 1,5, quando a polia de 300 mm ficou conectada à polia de 200 mm do alternador, fig. 6.8 (b).

FIGURA 6.8 – Turbina – alternador: (a) Relação de transmissão 2,0; (b) Relação de transmissão 1,5



FONTE: Hartwig, 2006

Para obter o valor da potência total dissipada pelas lâmpadas, realizou-se a soma do produto entre a tensão e a corrente que circula em cada ramo da estrela, obtidas no voltímetro e no alicate-ampérímetro, respectivamente.

Efetuu-se a medida de rotação com o tacômetro e com o frequencímetro, a medição da frequência elétrica em que o alternador gerava.

Os resultados obtidos estão apresentados na Tabela 6.2, para a relação de transmissão de 1,5 e Tabela 6.3 para a relação de 2,0.

PROJETO, CONSTRUÇÃO E INSTALAÇÃO DE TURBINAS HIDROCINÉTICAS DE PEQUENO PORTE NO BRASIL E NO MUNDO – A EXPERIÊNCIA DA FURG

TABELA 6.2 – Testes alternador/turbina Michell-Banki, transmissão 1,5

Medição	Tensão (V)			Corrente Fase (A)			Rotação Alternador (rpm)	Rotação turbina (rpm)	f (Hz)	Resistência Elétrica (Ω)	W (W) $W=\Sigma(IxV)$
	A0	B0	C0	A	B	C					
1	29,9	32,8	32,7	0,20	0,20	0,20	1080	710	126	161,29	19,08
2	32,4	35,5	35,6	0,38	0,38	0,40	1160	765	135	161,29	40,04
4	39,1	42,7	42,8	0,42	0,44	0,42	1401	925	163	161,29	53,19
5	37,0	40,1	39,5	0,80	0,85	0,85	1344	871	156	80,65	97,26
7	43,6	47,5	46,6	0,89	0,95	0,95	1558	1028	181	80,65	128,2
6	50,1	54,3	53,3	0,96	1,04	1,04	1781	1180	207	80,65	160
7	47,0	51,4	50,3	1,44	1,54	1,48	1688	1120	196	53,76	221,28
8	50,9	55,9	54,6	1,46	1,55	1,57	1834	1210	213	53,76	246,68
9	48,6	53,0	51,6	1,95	2,04	2,07	1752	1163	204	40,32	309,7
10	45,7	50,3	49,0	2,44	2,56	2,60	1670	1099	194	32,26	367,68
11	43,5	47,8	46,7	2,82	2,96	3,07	1594	1063	185	26,88	407,53
12	41,4	45,5	44,6	3,21	3,40	3,55	1586	1026	184	22,65	445,92
13	38,7	42,2	41,3	3,81	4,01	4,03	1432	945	167	18,32	483,11
14	37,0	40,3	39,7	4,15	4,25	4,36	1364	908	159	17,03	497,92
15	35,0	38,4	37,5	4,34	4,59	4,62	1320	868	153	15,90	501,41
16	33,2	36,6	35,6	4,70	4,64	4,65	1260	831	147	14,91	491,4
17	35,6	39,0	38,1	4,85	4,84	4,84	1348	886	157	14,91	545,82
18	36,9	40,7	39,8	4,80	5,00	5,13	1392	917	162	14,91	584,79
19	37,9	41,6	40,8	4,91	5,05	5,13	1423	949	165	14,91	605,47
20	38,7	42,2	41,3	4,91	5,11	5,15	1442	957	168	14,91	618,35
21	39,0	42,9	41,7	4,91	5,12	5,30	1471	975	171	14,91	632,15
22	39,3	42,9	42,3	4,97	5,15	5,18	1477	989	172	14,91	635,37
23	39,2	43,2	42,4	5,00	5,11	5,18	1476	980	172	14,91	636,38
24	39,1	43,2	42,3	5,01	5,17	5,26	1478	978	172	14,91	641,73

FONTE: Hartwig, 2006

PROJETO, CONSTRUÇÃO E INSTALAÇÃO DE TURBINAS HIDROCINÉTICAS DE PEQUENO PORTE NO BRASIL E NO MUNDO – A EXPERIÊNCIA DA FURG

TABELA 6.3 – Testes alternador/turbina Michell-Banki, transmissão 2,0

Medição	Tensão (V)			Corrente Fase (A)			Rotação Alternador (rpm)	Rotação turbina (rpm)	f (Hz)	Resistência Elétrica (Ω)	W (W) $W=\Sigma(IxV)$
	A0	B0	C0	A	B	C					
1	30,9	34,0	33,9	0,36	0,38	0,38	1104	532	128	161,29	36,93
2	34,4	37,8	37,8	0,40	0,41	0,41	1241	611	144	161,29	44,76
4	43,7	48,2	48,0	0,44	0,48	0,47	1568	762	182	161,29	64,92
5	39,7	43,0	42,2	0,85	0,90	0,90	1416	692	165	80,65	110,43
7	48,9	53,3	52,2	0,95	1,01	1,03	1741	851	202	80,65	154,05
6	56,3	61,7	60,6	1,06	1,11	1,10	2011	983	234	80,65	194,83
7	52,2	57,2	56,2	1,51	1,61	1,62	1887	915	219	53,76	261,96
8	57,6	63,3	61,9	1,60	1,68	1,73	2070	1013	241	53,76	305,59
9	53,6	58,6	57,0	2,08	2,16	2,23	1925	940	224	40,32	365,17
10	48,8	53,5	52,2	2,48	2,59	2,70	1776	869	207	32,26	400,53
11	44,6	49,0	47,6	2,83	2,99	3,08	1630	797	190	26,88	419,34
12	41,1	45,2	44,0	3,19	3,35	3,46	1516	738	176	22,65	434,77
13	36,1	39,8	38,9	3,73	3,82	3,89	1348	665	157	18,32	438,01
14	33,9	37,1	36,4	3,93	4,08	4,13	1261	618	147	17,03	434,93
15	31,7	34,8	34,0	4,09	4,23	4,43	1191	580	138	15,90	427,48
16	29,7	32,6	31,9	4,32	4,43	4,57	1126	548	131	14,91	418,51
17	32,2	35,3	34,6	4,44	4,64	4,76	1210	592	141	14,91	471,46
18	33,5	36,9	36	4,61	4,74	4,84	1264	616	147	14,91	503,58
19	34,6	37,5	37,1	4,7	4,76	5,04	1292	637	150	14,91	528,10
20	35,3	38,6	37,9	4,72	4,91	4,96	1327	648	154	14,91	544,13
21	35,6	39	38,5	4,71	4,93	5,02	1342	651	156	14,91	553,22
22	35,9	39,5	38,5	4,9	4,97	4,95	1349	658	157	14,91	562,80
23	36,2	39,6	39	4,86	4,95	4,98	1358	671	158	14,91	566,17
24	36,2	39,8	39	5	4,96	4,96	1362	685	158	14,91	571,85
25	36,5	40,1	39,2	4,71	4,94	5,02	1379	668	160	14,91	566,79
26	36,6	40,2	39,3	4,75	4,95	5,04	1374	670	160	14,91	570,91

FONTE: Hartwig, 2006

PROJETO, CONSTRUÇÃO E INSTALAÇÃO DE TURBINAS HIDROCINÉTICAS DE PEQUENO PORTE NO BRASIL E NO MUNDO – A EXPERIÊNCIA DA FURG

Pelas Tabelas 6.2 e 6.3, notou-se que a relação de transmissão de 1,5 apresentou valores maiores de potência, 641,73 W, mas não atingiu o valor desejado de potência 1 kW.

Foi realizado um novo experimento, aumentando o número de lâmpadas incandescentes ligadas, para provocar a redução no valor da resistência elétrica e assim aumentar a geração. Os novos resultados estão apresentados na Tabela 6.4.

TABELA 6.4 – Testes alternador/turbina Michell-Banki, transmissão 2,0 com resistência elétrica menor

Medição	Tensão (V)			Corrente Fase (A)			Rotação Alternador (rpm)	Rotação turbina (rpm)	f (Hz)	Resistência Elétrica (Ω)	W (W) $W=\Sigma(IxV)$
	A0	B0	C0	A	B	C					
1	27,5	30,0	29,4	0,68	0,72	0,71	982	649	114	80,65	61,17
2	29,7	32,5	31,7	0,71	0,74	0,72	1064	701	124	80,65	67,96
4	36,2	39,8	38,8	0,80	0,85	0,83	1283	854	149	80,65	94,99
5	31,8	35,0	34,3	1,52	1,64	1,58	1148	762	133	49,32	159,93
7	38,2	42,0	41,1	1,69	1,80	1,76	1386	912	161	49,32	212,49
6	44,1	48,6	47,4	1,83	1,95	1,92	1592	1055	185	49,32	266,48
7	40,1	44,0	42,9	2,64	2,68	2,65	1461	963	170	26,88	337,47
8	43,9	48,2	47,1	2,79	2,80	2,73	1599	1055	186	26,88	386,02
9	40,5	44,8	43,5	3,53	3,63	3,54	1490	976	173	20,16	459,58
10	36,4	39,8	39,1	4,27	4,24	4,21	1349	893	157	16,13	488,79
11	32,5	35,9	34,8	4,71	4,84	4,75	1221	814	142	13,44	492,13
12	29,6	32,3	31,6	5,16	5,32	5,14	1122	742	130	11,52	487,00
13	31,7	34,6	34,1	5,47	5,57	5,54	1202	797	140	11,52	555,04
14	32,9	36,0	35,0	5,62	5,72	5,58	1245	824	145	11,52	586,12
15	33,6	36,8	35,7	5,60	5,74	5,73	1300	840	151	11,52	603,95
16	31,2	33,9	33,3	5,92	6,34	6,16	1195	793	139	10,29	604,76
17	29,9	32,7	31,8	6,27	6,48	6,35	1152	751	134	9,60	601,30
18	30,2	33,0	32,2	6,28	6,85	6,49	1161	773	135	9,60	624,68
19	30,7	33,5	32,9	6,39	6,86	6,50	1187	803	138	9,60	639,83
20	29,4	32,3	31,6	6,53	6,96	6,62	1129	744	131	9,60	625,98
21	28,0	30,4	29,9	6,64	7,12	6,82	1085	722	126	8,58	606,29
22	28,1	30,6	30,3	6,79	7,18	6,93	1096	724	127	8,58	620,49
23	28,1	30,9	30,5	6,77	7,06	7,05	1107	730	129	8,58	623,42
24	28,8	31,8	31,0	6,76	7,11	7,23	1124	744	131	8,58	644,92

FONTE: Hartwig, 2006

PROJETO, CONSTRUÇÃO E INSTALAÇÃO DE TURBINAS HIDROCINÉTICAS DE PEQUENO PORTE NO BRASIL E NO MUNDO – A EXPERIÊNCIA DA FURG

A potência máxima foi de 644,92 W. Novamente não se obteve o valor desejado de potência de 1 kW, mas foi possível concluir que a geração de potência não está limitada à carga resistiva instalada, e sim à baixa capacidade de geração da turbina Michell-Banki.

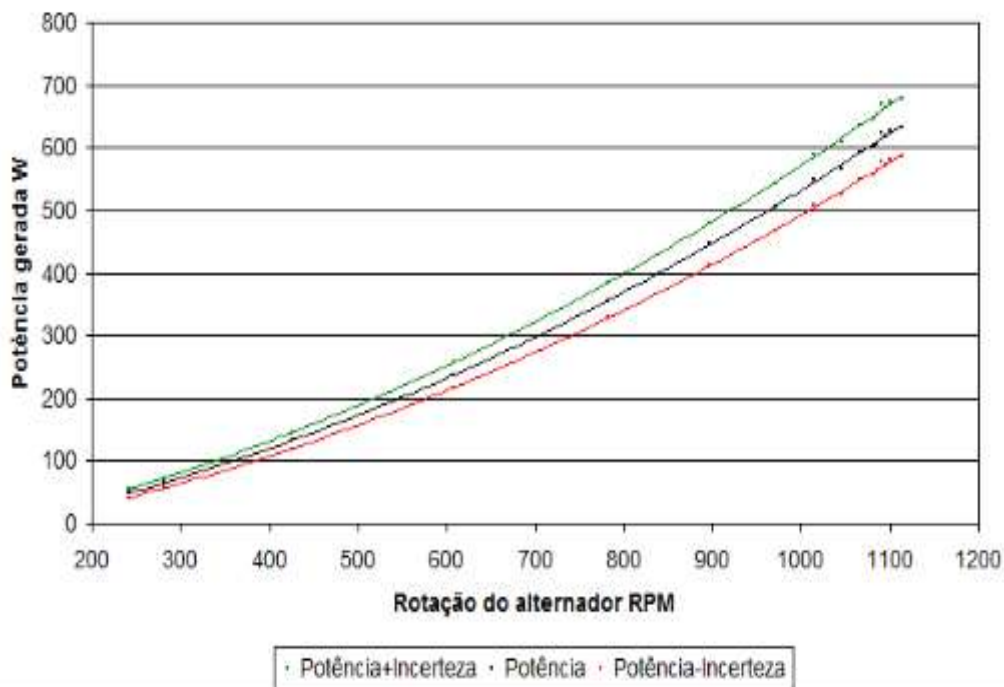
Um novo experimento foi realizado, Tabela. 6.5, com a resistência elétrica constante para construir o gráfico da fig. 6.9, que relaciona a potência gerada com a rotação do alternador, pois este não poderia ser construído com base nos resultados anteriores devido a apresentarem três variáveis: rotação, potência e resistência elétrica.

TABELA 6.5 – Testes alternador/turbina Michell-Banki, transmissão 2,0 com resistência elétrica constante.

Medição	Tensão (V)			Corrente Fase (A)			Rotação Alternador (rpm)	Rotação turbina (rpm)	f (Hz)	Resistência Elétrica (Ω)	W $W=\Sigma(IxV)$
	A0	B0	C0	A	B	C					
1	5,5	6,1	6,0	2,62	2,80	2,82	241	161	28	8,58	48,41
2	6,7	7,3	7,3	2,94	3,12	3,15	281	187	33	8,58	65,47
3	10,6	11,4	11,6	3,79	3,90	4,06	425	284	49	8,58	131,73
4	15,3	16,6	16,6	4,78	4,96	4,95	608	400	71	8,58	237,64
5	19,9	21,8	21,4	5,51	5,71	5,72	782	510	91	8,58	356,54
6	23,1	25,2	24,7	5,92	6,14	6,28	897	594	104	8,58	446,60
7	25,0	27,2	26,9	6,28	6,45	6,46	971	634	113	8,58	506,21
8	26,2	28,2	28,2	6,46	6,70	6,76	1015	670	118	8,58	548,82
9	26,8	29,4	28,9	6,49	6,72	6,76	1045	685	122	8,58	566,86
10	27,3	29,9	29,6	6,60	6,90	6,92	1065	703	124	8,58	591,32
11	27,9	30,5	30,0	6,62	6,90	6,91	1082	710	126	8,58	602,45
12	28,1	30,7	30,1	6,63	6,84	7,00	1085	720	126	8,58	606,99
13	28,4	31,0	30,5	6,70	6,95	6,96	1095	730	127	8,58	618,01
14	28,5	31,3	30,5	6,86	6,97	6,98	1101	731	128	8,58	626,56
15	28,5	31,2	30,6	6,72	6,97	7,01	1090	729	127	8,58	623,49
16	28,8	31,3	30,8	6,70	7,05	7,08	1113	734	129	8,58	631,69

FONTE: Hartwig, 2006

FIGURA 6.9 – Desempenho do alternador acoplado à turbina Michell-Banki



FONTE: Hartwig, 2006

Não foram obtidos os resultados esperados, pois a expectativa era obter uma curva que demonstrasse a potência gerada em toda a faixa de valores possíveis do alternador, ou seja, de 0 a 1 kW, mas o valor máximo obtido foi de apenas 644,92 W com 1124 rpm (Tabela 6.4).

O fator limitante foi a capacidade de produção de energia da turbina para a geração de 1 kW, pois, comparando com o gráfico do fabricante (Tabela 6.1), nota-se que o valor de rotações por minuto é suficiente para a geração de um valor superior de potência, mas essa geração fica restringida ao torque da turbina.

Entretanto, os experimentos foram válidos para a obtenção do desempenho máximo da turbina Michell-Banki, pois se trata de uma importante informação para futuros estudos e experimentos.

6.1.5 Turbina tipo roda d' água

A turbina tipo roda d'água possui como principais características uma baixa rotação e alto torque. Geralmente a roda d'água é usada para irrigação e geração de energia. Em algumas fazendas, costuma ser usada para acionar um moinho de milho para fazer fubá ou acionar uma máquina como um engenho de cana para alambique.

Características da turbina tipo roda d'água, fig. 6.10, utilizada para a análise de desempenho do alternador (LEMOS e VASCONCELLOS, 2004):

- Rotor com pás curvilíneas construídas em PVC e discos laterais em acrílico;
- Eixo tubular de aço carbono com diâmetro externo de 25,4 mm;
- Número de pás do rotor: $Z = 10$;
- Diâmetro externo do rotor: $d_e = 900$ mm;
- Diâmetro interno do rotor: $d_i = 450$ mm.

FIGURA 6.10 – Turbina tipo roda d' água



FONTE: Lemos e Vasconcellos, 2004

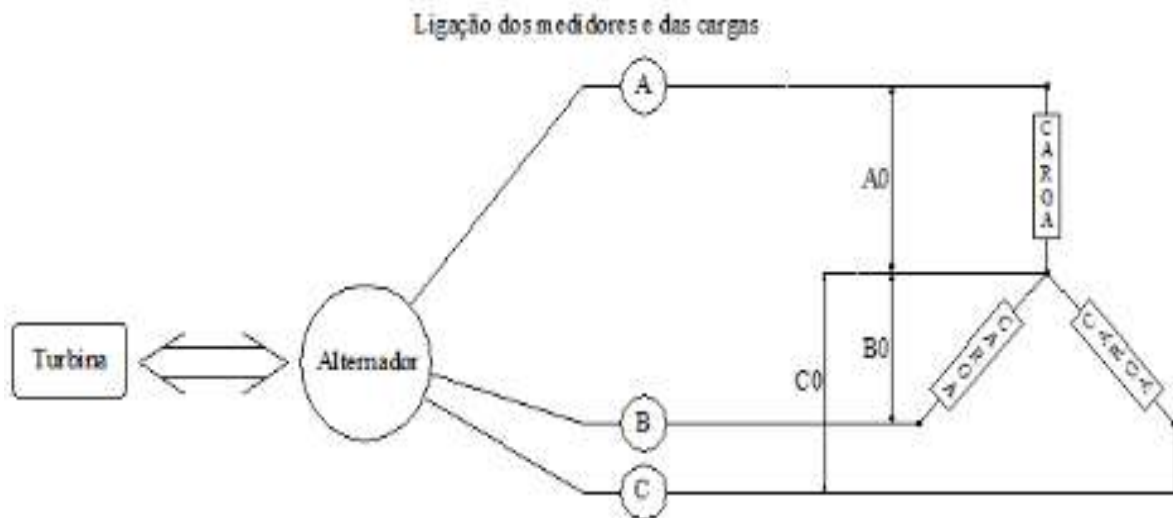
6.1.6 Alternador 1kW ligado à turbina tipo roda d'água

A bomba Schneider do Laboratório Termofluídico acionou a turbina tipo roda d'água, acoplada ao alternador de 1 kW, e este ligado a um conjunto de cargas resistivas, primeiramente em estrela, Y, e posteriormente em triângulo, Δ , onde se efetuaram as medições de potência gerada pela máquina.

A rotação do alternador foi modificada, gradativamente, com o grau de abertura da válvula, ligada ao recalque da bomba Schneider, responsável pela vazão que chegava à turbina.

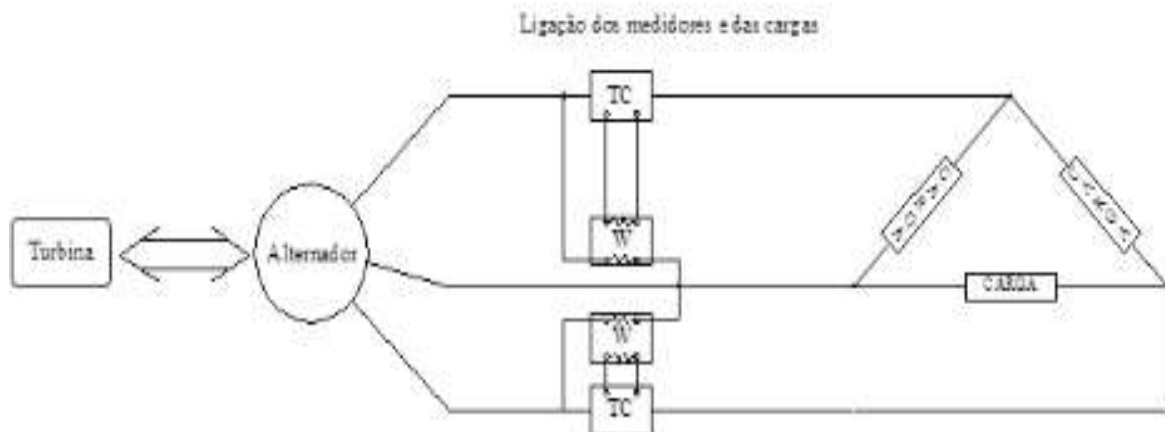
Lâmpadas incandescentes foram utilizadas como carga resistiva para os experimentos, ligadas entre si e aos medidores como mostram as figs. 6.11 (idem fig. 6.6) e 6.12, sendo que, em cada ramo, tanto da estrela, Y, como do triângulo, Δ , estiveram ligados o mesmo conjunto de lâmpadas, para que houvesse equilíbrio entre os três ramos.

FIGURA 6.11 – Ligação elétrica alternador-carga e medidores, roda d'água, ligação Y



FONTE: Hartwig, 2006

FIGURA 6.12 – Ligação elétrica alternador-carga e medidores, roda d'água, ligação Δ



FONTE: Hartwig, 2006

No experimento da ligação em triângulo, foi aplicado o método dos dois wattímetros (W) associado aos transformadores de corrente (TC), e não foi utilizado o alicate-ampérmetro e o voltímetro.

A ligação mecânica entre o alternador e a turbina tipo roda d'água foi feita através de transmissão por correia, fig. 6.13.

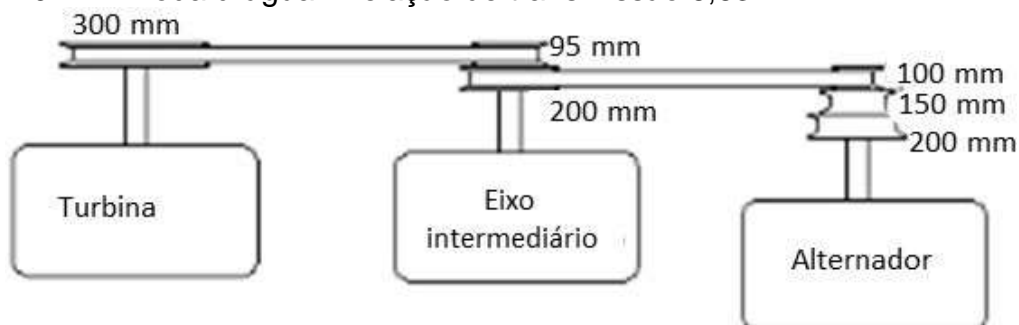
FIGURA 6.13 – Roda d'água acoplada ao alternador



FONTE: Hartwig, 2006

Para o primeiro experimento, foi utilizada uma relação de transmissão igual a 3,0 quando a polia de 300 mm da turbina ficou conectada através da correia à polia de 100 mm do alternador, opção vista na fig. 6.8a. Para o segundo experimento, utilizou-se uma relação de 6,63, obtida através da utilização de um eixo intermediário, fig. 6.14.

FIGURA 6.14 – Roda d'água – relação de transmissão 6,63



FONTE: Hartwig, 2006

No primeiro experimento, para obter-se o valor da potência total dissipada pelas lâmpadas, realizou-se a soma do produto entre a tensão e a corrente que circula em cada ramo da estrela, obtida no voltímetro e no alicate-amperímetro.

Para o segundo experimento, foi realizada a soma da leitura dos wattímetros e a posterior multiplicação por oito, pois este é o valor da redução sofrida pela corrente no transformador de corrente.

E, em ambos, foi ainda utilizado o tacômetro e frequencímetro para a medida de rotação e frequência elétrica do alternador.

Os resultados obtidos estão apresentados nas Tabelas. 6.6 e 6.7, para o primeiro e o segundo experimento, respectivamente. A fig. 6.15 expõe os dois conjuntos de resultados.

TABELA 6.6 – Testes alternador/ roda d'água, relação de transmissão 3,0

Medição	Tensão (V)			Corrente Fase (A)			Rotação Alternador (rpm)	Rotação turbina (rpm)	f (Hz)	Resistência Elétrica (Ω)	W (W) $W=\Sigma(IxV)$
	A0	B0	C0	A	B	C					
1	11,4	13,5	12,3	5,30	5,28	5,26	448	129	52	8,58	196,40
2	12,2	13,2	13,0	4,98	4,96	4,95	477	146	55	8,58	190,58
3	12,5	13,7	13,4	5,16	5,12	5,12	492	156	57	8,58	203,25
4	12,8	13,9	13,4	6,15	6,13	6,11	489	158	57	8,58	245,80
5	12,5	13,6	13,4	6,00	5,97	5,95	493	158	57	8,58	235,92

FONTE: Hartwig, 2006

TABELA 6.7 – Testes alternador/ roda d'água, relação de transmissão 6,63

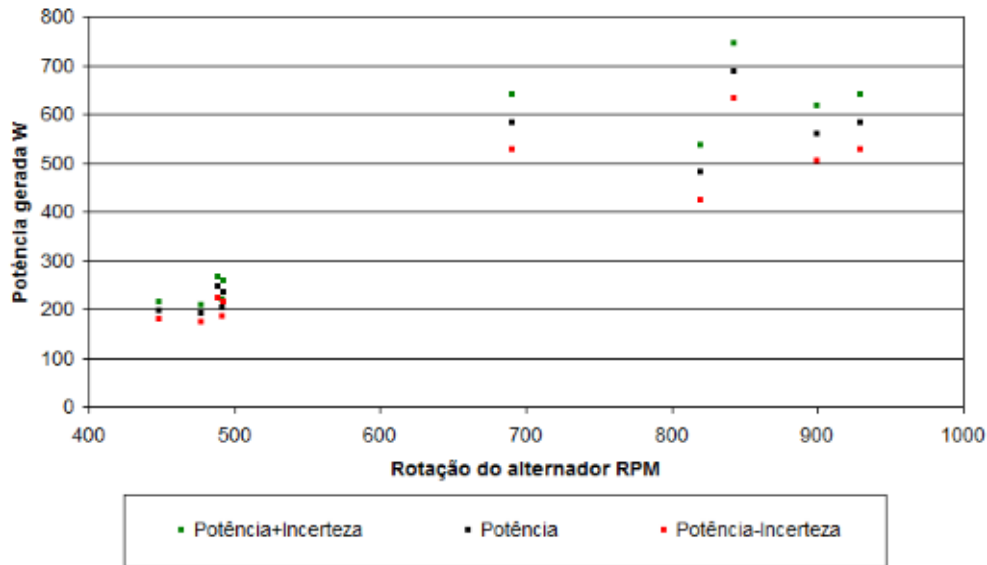
Medição	Watt 1 (W)	Watt 2 (W)	Rotação Alternador (rpm)	Rotação turbina (rpm)	f (Hz)	Resistência Elétrica (Ω)	W (W)
1	20	40	820	124	95	26,88	480
2	20	50	900	136	105	26,88	560
3	23	50	930	140	108	26,88	584
4	28	58	843	127	98	20,16	688
5	23	50	690	104	80	16,13	584

FONTE: Hartwig, 2006

Nesse segundo experimento, aumentou-se o número de lâmpadas incandescentes ligadas ao alternador com o objetivo de aumentar a potência.

Há uma limitação, devido à turbina não possuir torque suficiente para suprir a queda de tensão provocada pelo conjunto de lâmpadas.

FIGURA 6.15 – Desempenho alternador ligado à turbina tipo roda d'água



FONTE: Hartwig, 2006

Não foi inserida a linha de tendência no gráfico, pois esses pontos foram obtidos em experimentos diferentes e, além disso, no segundo experimento não se manteve a resistência elétrica constante, possuindo assim três variáveis.

O grupo de pontos à esquerda no gráfico correspondem às medições com relação de transmissão igual a 3,0 e o grupo de pontos à direita correspondem às medições com relação de transmissão igual a 6,63.

Com a turbina tipo roda d'água foram obtidos valores superiores aos da turbina Michell-Banki, valor este de 688 W com 843 rpm.

Entretanto, ainda não se atingiu a geração da potência nominal de 1 kW. Mesmo assim, foi possível obter o desempenho máximo da turbina tipo roda d'água, sendo uma informação importante para futuros estudos e experimentos.

6.1.7 O motor elétrico

Ainda para a análise de desempenho do alternador, foi usado um motor elétrico trifásico de 2HP, fig. 6.16.

Características do motor elétrico:

- Fabricante: Brown Boveri;
- Modelo: MW136;
- Potência: 2 HP;
- Frequência: 50Hz – 950 rpm e 60Hz – 1150 rpm;
- Polias: 125 – 160 – 180 – 200 mm.

FIGURA 6.16 – Motor elétrico trifásico



FONTE: Hartwig, 2006

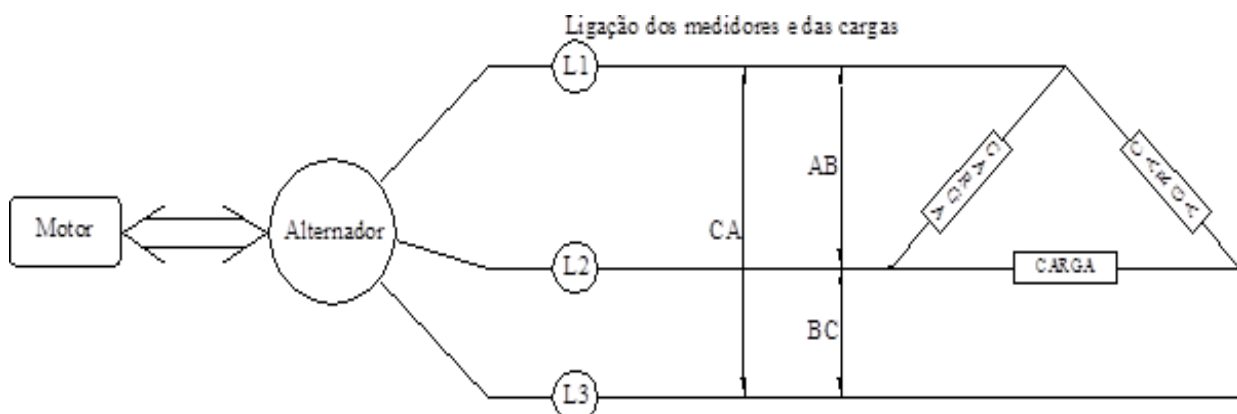
6.1.8 Alternador de ímãs permanentes de 1 kW ligado ao motor elétrico

O motor elétrico trifásico foi acoplado ao alternador de 1 kW e este ligado a um conjunto de cargas resistivas, onde se efetuaram as medições de potência gerada pela máquina.

A rotação do alternador foi modificada, alterando sucessivamente as polias conectadas. Assim, o número de medidas realizadas ficou limitado à quantidade de relações de transmissão diferentes possíveis.

Lâmpadas incandescentes foram utilizadas como carga resistiva para o experimento, ligadas em triângulo, Δ , e os medidores ligados como mostra a fig. 6.17, sendo que, em cada ramo do triângulo, esteve ligado o mesmo conjunto de lâmpadas para que houvesse equilíbrio entre os três ramos.

FIGURA 6.17 – Ligação elétrica alternador-carga-medidores-motor elétrico, ligação Δ



FONTE: Hartwig, 2006

A ligação mecânica entre o alternador e o motor elétrico foi feita através de transmissão por correia, fig. 6.18.

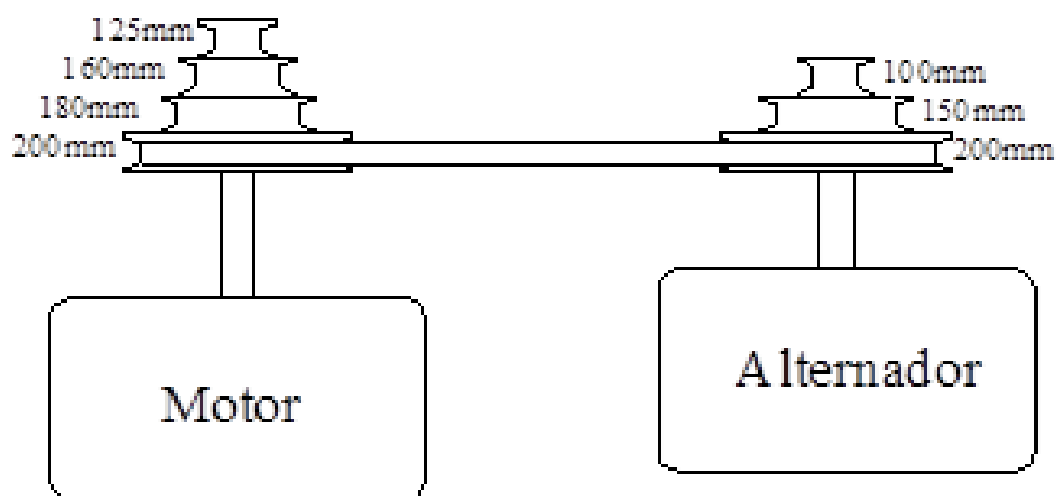
FIGURA 6.18 – Motor acoplado ao alternador



FONTE: Hartwig, 2006

Para o experimento foram utilizadas inúmeras relações de transmissão, apenas alterando as polias conectadas através da correia, visto na fig. 6.18 e as dimensões das polias na fig. 6.19.

FIGURA 6.19 – Sistema transmissão motor/alternador – turbina tipo roda d'água



FONTE: Hartwig, 2006

Para obter o valor da potência total dissipada pelas lâmpadas, realizou-se a soma do produto entre a tensão e a corrente que circula em cada ramo do triângulo, Δ , obtidas no voltímetro e no alicate-amperímetro, respectivamente.

Efetua-se a medida de rotação com o tacômetro e por fim, com o frequencímetro, a medição da frequência elétrica que o alternador gerava.

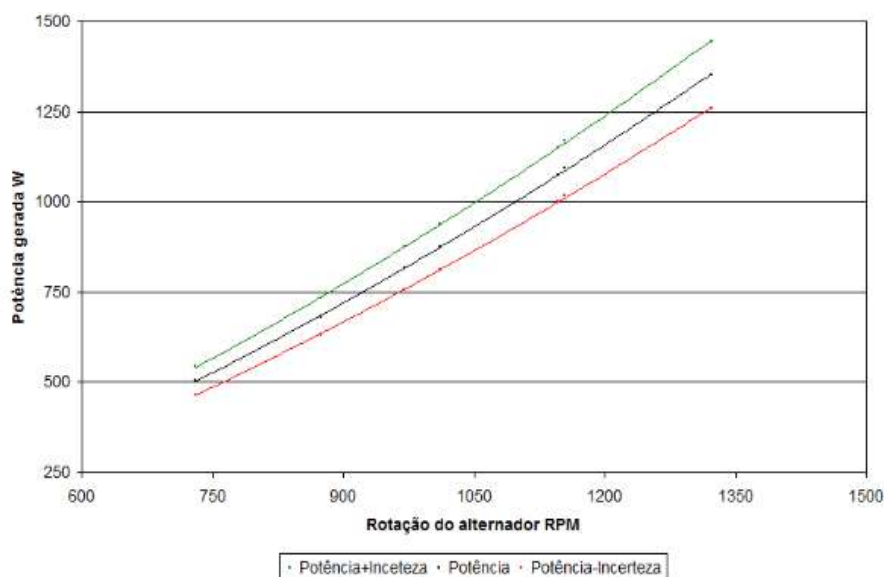
Os resultados obtidos estão apresentados na Tabela 6.8 e fig.6.20, para cada relação de transmissão diferente utilizada.

TABELA 6.8 – Medições realizadas no alternador acoplado ao motor elétrico

	Relação de transmissão	Tensão (V)			Corrente Fase (A)			Rotação Alternador (rpm)	f (Hz)	Resistência Elétrica (Ω)	W (W) $W=\Sigma(IxV)$
		AB	BC	CA	L1	L2	L3				
1	1,60	31,3	32,1	33,5	5,43	4,70	5,49	730	85	11,52	504,74
2	1,25	37,9	38,8	40,6	5,90	5,22	6,28	875	102	11,52	681,11
3	1,20	42,4	43,4	45,3	6,29	5,60	6,75	970	113	11,52	815,51
4	1,11	44,3	45,2	47,3	6,67	5,75	6,74	1011	118	11,52	874,18
5	1,00	50,8	51,9	54,2	7,06	6,18	7,30	1147	133	11,52	1075,05
6	0,94	51,0	52,1	54,1	7,07	6,24	7,52	1154	134	11,52	1092,51
7	0,83	58,6	59,9	62,5	7,60	6,74	8,05	1322	154	11,52	1352,21

FONTE: Hartwig, 2006

FIGURA 6.20 – Desempenho do alternador acoplado ao motor trifásico



FONTE: Hartwig, 2006

Com o motor elétrico, foram obtidos valores capazes de representar o desempenho do alternador em sua faixa de geração.

Com a curva construída no experimento alternador-motor elétrico, percebeu-se que o alternador é capaz de gerar 1 kW, como foi informado pelo fabricante. Aliás, obteve-se até valores superiores, com sua geração máxima de 1,352 kW a uma rotação de 1322 rpm.

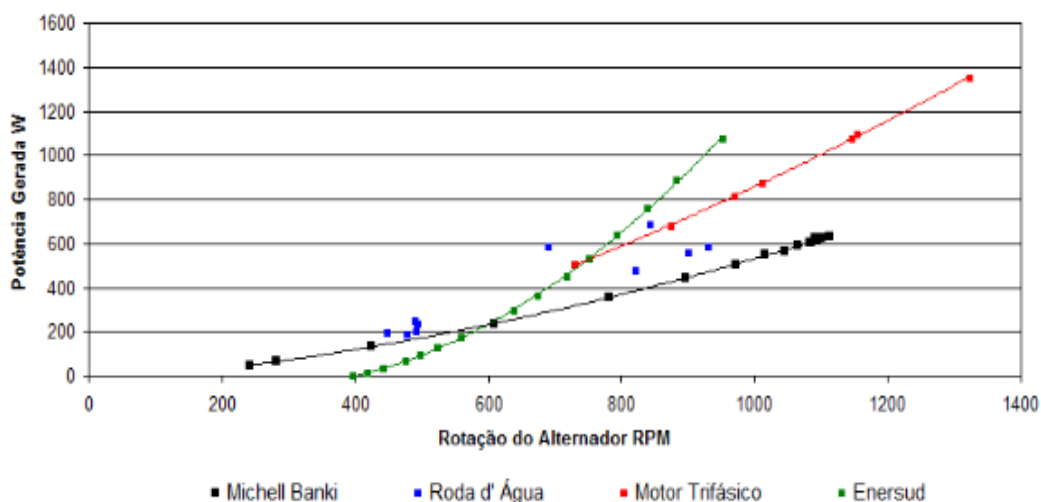
O fabricante Enersud expôs que a geração de 1 kW é possível com uma rotação de aproximadamente 924 rpm, fig. 6.3, enquanto, no teste feito, fig. 6.20, essa geração foi obtida, aproximadamente, a 1096 rpm, ou seja, 15% acima do valor relatado (ENERSUD, 2006).

Essa diferença pode estar ligada ao fato de não serem testes semelhantes, pois não se sabe qual foi a metodologia utilizada no teste feito pela Enersud, bem como os instrumentos e a resistência elétrica por ela utilizados.

6.1.9 Gráfico comparação alternador de ímãs permanentes acoplado à turbina Michell-Banki, turbina tipo Roda d'água e motor elétrico

Foram comparados os gráficos obtidos, através dos experimentos realizados, e o gráfico fornecido pelo seu fabricante, Enersud, fig. 6.21.

FIGURA 6.21 – Comparação de gráficos turbina Michell-Banki, roda d'água e motor elétrico



FONTE: Hartwig, 2006

Há diferença entre os resultados obtidos no teste com a turbina Michell-Banki e o motor elétrico.

Para uma mesma rotação no alternador, ele deveria gerar a mesma potência, mas isso pode ser explicado por uma pequena modificação que foi realizada de um experimento para outro.

No experimento com a turbina Michell-Banki, a carga resistiva foi ligada em estrela, Y, e a resistência elétrica equivalente em cada ramo era de $8,58 \Omega$, enquanto que, no experimento com o motor elétrico, a carga resistiva foi ligada em triângulo, Δ , e a resistência elétrica equivalente em cada ramo foi $11,52 \Omega$, possuindo assim torques diferentes para uma mesma rotação e com isso gerações diferentes.

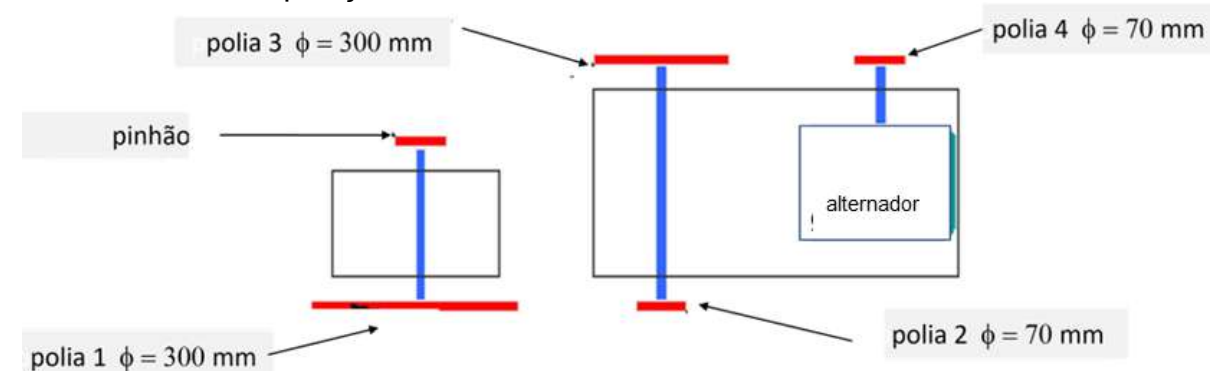
Os testes e experimentos utilizados para obter o desempenho do alternador possuíram certas limitações como a baixa capacidade de geração de ambas as turbinas.

6.2 SISTEMA DE TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA TURBINA / ALTERNADOR DE ÍMÃS PERMANENTES

Para testar o desempenho da turbina hidrocínética axial na lagoa/mar, figs. 6.22 e 6.23 (a) (b), foi utilizada a melhor alternativa estudada na transmissão de energia da turbina para o alternador ao qual está acoplada, **conforme figs 5.3 e 5.13 (a) (b), AQUI REPRODUZIDAS, da seção 5.3 deste livro (OGLIARI, 2005).**

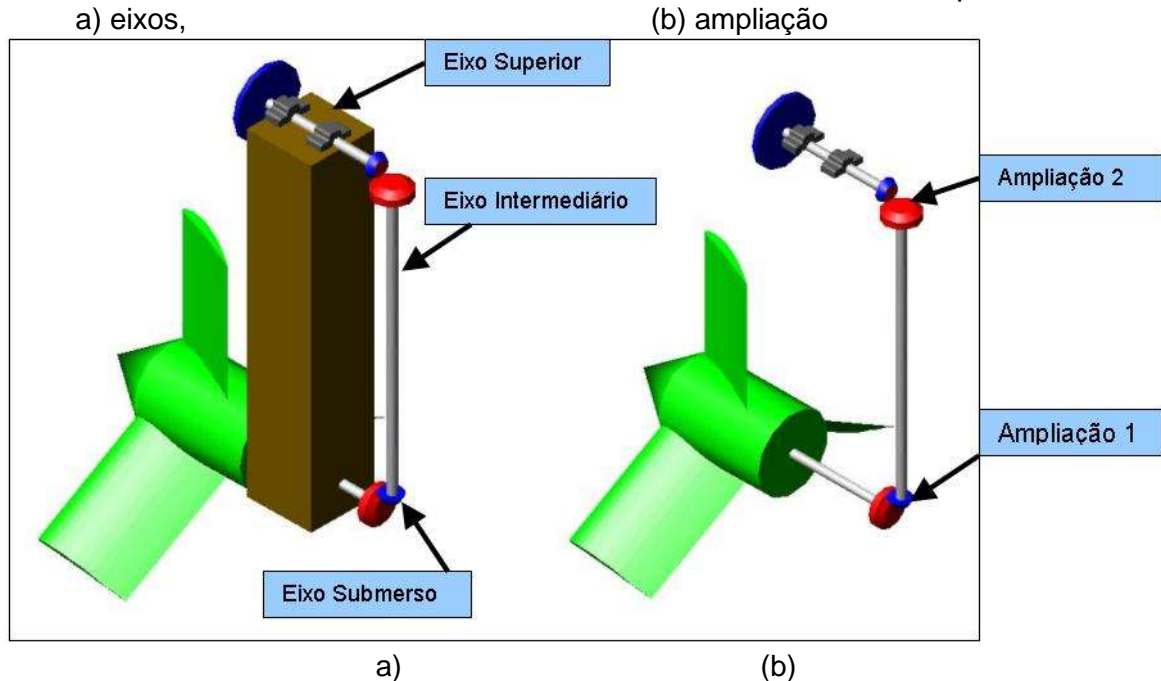
Foram desenvolvidos dois sistemas de transmissão de torque e ampliação de rotação, para obter-se a rotação no alternador de 2125 rpm, sem carga e 1800 rpm, para a capacidade de carga desejada. O conjunto turbina – estrutura – sistema de transmissão e alternador é robusto e de fácil instalação e manutenção (Ogliari, 2005).

FIGURA 6.22 – Disposição do sistema de transmissão turbina/alternador



FONTE: Ogliari, 2005

FIGURA 6.23 – Novo sistema de transmissão eixo submerso/eixo superior:



FONTE: Ogliari, 2005

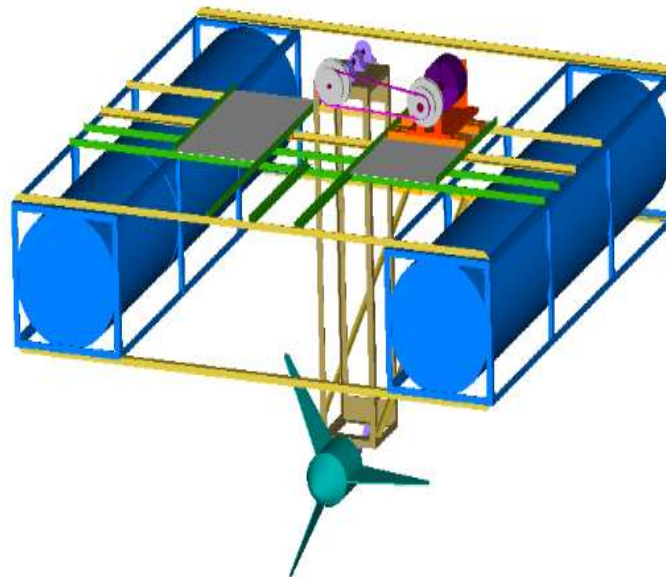
6.3 ESTRUTURA DE APOIO SISTEMA FLUTUANTE

Para uma perfeita ligação do alternador ao jogo de polias, fez-se necessário o projeto e construção de uma estrutura de apoio, colocada na parte superior da estrutura flutuante que abriga o sistema de transmissão com a turbina. Tal estrutura será capaz de suportar pelo menos duas pessoas, permitir que o alternador seja acomodado próximo ao jogo de polias, além de proteger alternador e operador da água que pudesse atingi-los.

A montagem do alternador de ímãs permanentes no flutuador, o sistema de transmissão de potência e o projeto das chapas com objetivo de sustentação dos tripulantes, para que estes ajustassem o sistema de transmissão (polias), são mostradas na fig. 6.24. As chapas foram acopladas ao flutuador, com a função de fixar os tambores um ao outro (GONÇALVES, 2006).

Foram instalados junto à turbina, próximos às pás, um tubo de Pitot e um tubo em U, fixado próximo ao alternador, para que a velocidade do escoamento fosse medida.

FIGURA 6.24 – Estrutura de sustentação das chapas na balsa



FONTE: Gonçalves, 2006

DIMENSÕES DO EQUIPAMENTO

Comprimento: 2,70m **Largura:** 2,60m **Altura:** 0,60m

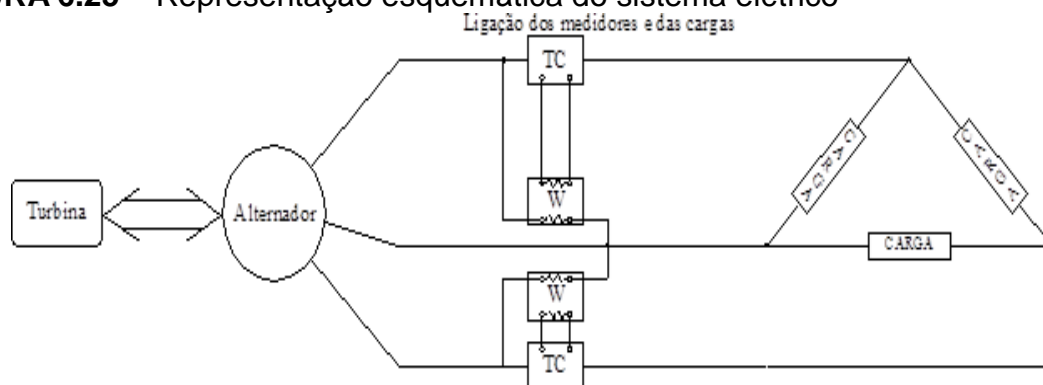
Altura máxima: 2,20m (do topo da polia ao raio máximo de ação da turbina)

Calado máximo: 1,70m

6.4 CONJUNTO ELÉTRICO DO EXPERIMENTO

A figura 6.25 traz uma representação esquemática do sistema elétrico montado, onde W representa os wattímetros e TC, os transformadores de corrente.

FIGURA 6.25 – Representação esquemática do sistema elétrico



FONTE: Gonçalves, 2006

As grandezas a serem medidas no quadro de cargas, composto pelas lâmpadas incandescentes, são a tensão em paralelo e a corrente, medida em linha.

Lâmpadas de 200 W são conectadas. Conforme aumentasse a geração de energia da turbina s, as demais lâmpadas seriam conectadas aos bocais.

A carga tem característica resistiva e foi ligada em triângulo, Δ . Assim, as leituras obtidas pelos dois Wattímetros somadas entre si seriam multiplicadas por 8.

Basicamente, o conjunto elétrico montado era composto de:

- Alternador;
- Cabo trifásico;
- Um banco de carga composto de lâmpadas incandescentes (21 lâmpadas de 200 W-127 V, 6 lâmpadas de 100 W-127 V, 3 lâmpadas de 150 W-120V e 3 lâmpadas de 100 W-120 V);
- Multímetro digital, utilizado como voltímetro para medir a tensão (V), modelo ET – 1502, faixa de 0-750 V CA, incerteza de $\pm (1\%+3D)$ e fabricante Minipa Indústria e Comércio LTDA;
- Multímetro digital utilizado como alicate-ampérímetro para medir a corrente (A), modelo ET – 3200 A, faixa de 0-1000 A CA, incerteza de $\pm(3\%+5D)$ e fabricante Minipa Indústria e Comércio LTDA;
- Dois Wattímetros utilizados para a medição da potência total dissipada pelo conjunto de lâmpadas (W), faixas de 5 A, 240 V e 1200 W, fabricante HB Brasil. Os Wattímetros já estavam fixados em um quadro de madeira, para facilitar o movimento.

As figs. 6.26 e 6.27 mostram o banco de cargas com lâmpadas conectadas e a disposição dos wattímetros e transformadores de corrente.

FIGURA 6.26 – Banco de cargas com lâmpadas conectadas



FONTE: Gonçalves, 2006

FIGURA 6.27 – Disposição dos wattímetros e transformadores de corrente



FONTE: Gonçalves, 2006

6.5 TENTATIVAS DE ANÁLISE DE DESEMPENHO DO CONJUNTO TURBINA HIDROCINÉTICA – ALTERNADOR

A estrutura flutuante foi atracada junto ao píer da Estação Naval do Rio Grande localizada na 4ª Seção da Barra. Por meio de ofício encaminhado ao Comando da Estação Naval, obteve-se permissão de uso e acesso livre ao píer.

Inicialmente, a intenção era fixar a turbina por meio de cabos de polipropileno de 14 mm de diâmetro por um período máximo de três dias.

A figura 6.28 mostra a chegada e colocação da turbina por meio de um caminhão com uma lança hidráulica no píer da Estação Naval.

FIGURA 6.28 – Colocação da turbina no píer da Estação Naval



FONTE: Gonçalves, 2006

A fig. 6.29 mostra a turbina instalada na Estação Naval, atrás do canal de acesso do Porto de Rio Grande.

FIGURA 6.29 – Instalação da Turbina Geração 3 FURG na Estação Naval – detalhe das chapas e do alternador de ímãs permanentes



FONTE: Gonçalves, 2006

Conforme fig. 6.30, foram colocados pneus à volta da estrutura com o intuito de protegê-la das intempéries marítimas.

FIGURA 6.30 – Colocação dos pneus de proteção



FONTE: Gonçalves, 2006

No dia em que foi colocada na água, a turbina demonstrou uma movimentação explícita das polias ligadas ao eixo do alternador. Dadas as condições atmosféricas adversas, a turbina ficou atracada alguns dias no píer da estação.

QUANDO O TEMPO MELHOROU, A TURBINA NÃO TEVE O MESMO DESEMPENHO DO DIA EM QUE FOI POSTA NA ÁGUA.

A princípio, pensou-se tratar exclusivamente de condições infelizes de correnteza, e, dessa forma, decidiu-se puxar a estrutura por meio de lancha, para, então, ter-se noção de seu desempenho e de como esse sistema de transmissão iria responder ao processo.

A fig. 6.31 mostra a movimentação da turbina na Lagoa dos Patos, sendo puxada pela lancha, sem estar conectada ao sistema elétrico.

FIGURA 6.31 – Momento em que a estrutura foi tracionada pela lancha



FONTE: Gonçalves, 2006

Mesmo com uma velocidade de cerca de 4 m/s, a turbina não apresentou sinal de movimentação. Numa rápida avaliação, concluiu-se que o rotor da turbina havia se desprendido, provavelmente pela variação de maré e correnteza do local.

A frustração de não poder finalizar de forma positiva tal experimento não descarta a capacidade de geração de energia do sistema, já comprovados em outros trabalhos afins. A busca pela energia limpa, reciclável e infinita deve ser mantida a todo custo, mesmo que percalços como esses sejam inevitáveis.

A fig. 6.32 mostra o momento de retirada da turbina da água, evidenciando a **ausência do rotor**.

FIGURA 6.32 – Retirada da estrutura da Lagoa dos Patos, sem o rotor



FONTE: Gonçalves, 2006

CAPÍTULO 7

PROJETO TURBINA HIDROCINÉTICA GERAÇÃO 4 – FURG

O projeto Turbina Hidrocinética **Geração 4** – FURG foi desenvolvido por Paim e Branco (2008), baseado no projeto do rotor da Turbina Hidrocinética **Geração 1** FURG, desenvolvido por Andrade e Dias (2003), **descrito no capítulo 4 deste livro, seção 4.1, a partir da nova concepção das pás, proposta por Eggleston e Stoddard (1987).**

O projeto foi totalmente refeito, já que o rotor da Turbina Hidrocinética **Geração 3 – FURG** desapareceu durante os testes. O modelo e molde foram refeitos também.

7.1 PROJETO DO ROTOR

A Tabela 7.1 apresenta um resumo dos dados adotados no projeto de Andrade e Dias (2003) e os calculados conforme Souza (1991).

TABELA 7.1 – Dados do projeto turbina hidrocinética Geração 4 – FURG

Variável	Definição	Valor	Equação e justificativa valores adotados
v (m/s)	Velocidade d'água	1,6	Adotado conforme Turbina Geração 1 – UnB, (Tiago Filho, 2003)
h (m)	Altura queda d'água	0,08	$h = \frac{8*v^2*cos\theta}{27*g} \quad \theta = 0^\circ$
de (m)	Diâmetro externo rotor	1,40	Adotado conforme Turbina Geração 1 – UnB, (Tiago Filho, 2003)
r=di/de	Relação diâmetros da turbina	0,21	Adotado conforme projeto Turbina Geração 1 – UnB (Tiago Filho, 2003)
di (m)	Diâmetro interno rotor	0,29	$di = de * r$
A (m²)	Área útil do rotor	1,47	$A = \pi * \frac{(d_e^2 - d_i^2)}{4}$
Q (m³/s)	Vazão através da turbina	2,35	$Q = v * A$

PROJETO, CONSTRUÇÃO E INSTALAÇÃO DE TURBINAS HIDROCINÉTICAS DE PEQUENO PORTE NO BRASIL E NO MUNDO – A EXPERIÊNCIA DA FURG

Continuação TABELA 7.1 DADOS DO PROJETO			
Variável	Definição	Valor	Equação e justificativa valores adotados
Y (m ² /s ²)	Trabalho específico	0,76	$Y = g * h$
η	Rendimento total da turbina	0,4	Adotado segundo experiência projetos turbinas hidráulicas – FURG
η_m	rendimento mecânico	0,35	Adotado segundo experiência projetos turbinas hidráulicas – FURG
Wc (kW)	Potência hidráulica (cinética)	1,2	$W_c = \frac{8}{27} A * \rho_{\text{água}} * v^3 * \cos \theta \quad \theta = 0^\circ$ (fluxo axial)
Wp (kW)	Potência projeto	3	$W_{ct} = \frac{W_c}{\eta}$ Considerando rendimento total
Wa (kW)	Potência alternador	1	Fornecido pelo fabricante (Enersud, 2006)
n (rpm)	Rotação da turbina	33,6	Adotado compatível com experiências da Turbina Geração 1 – UnB (Tiago Filho, 2003). Varia de 6 a 50 rpm
n_{qA} (rpm)	Rotação específica	1056	$n_{qA} = 10^3 * n * \frac{Q^{0,5}}{Y^{0,75}}$ Recomendado 240 a 1060(rpm) (Souza, 1991)
Z	Número de pás do rotor	3	$Z = 19,993 - 4,932 * 10^{-2} * n_{qA} + 4,650 * 10^{-5} * n_{qA}^2 - 1,412 * 10^{-8} * n_{qA}^3$
u (m/s)	Velocidade tangencial em d_i e d_e	0,522 2,460	$u_i = \pi * n * d_i \quad u_e = \pi * n * d_e$
v_m (m/s)	Velocidade meridional média	1,66	$v_m = \frac{4 * Q}{\pi * (d_e^2 - d_i^2)}$
$\Delta v_{ui}/2$ (m/s)	Componente velocidade direção tangencial em d_i e d_e	0,290 0,062	$\frac{\Delta v_{ui}}{2} = \frac{Y * \eta_h}{2 * u_i} \quad \frac{\Delta v_{ue}}{2} = \frac{Y * \eta}{2 * u_e}$
β_i (°)	Ângulo inclinação perfil interno rotor	81,7	$\beta_i = \arctan \frac{v_m}{u_i - (\Delta v_{ui}/2)}$
β_e (°)	Ângulo inclinação perfil externo rotor	33,6	$\beta_e = \arctan \frac{v_m}{u_e - (\Delta v_{ue}/2)}$
t_i (m)	Passo interno	0,31	$t_i = \frac{\pi * d_i}{Z}$
Li (mm)	Comprimento corda perfil interno rotor	369,5	$L_i = (1,689 + 2,368 * 10^{-3} * n_{qA} - 7,235 * 10^{-6} * n_{qA}^2 + 4,302 * 10^{-9} * n_{qA}^3) * t_i$
Le (mm)	Comprimento corda perfil externo rotor	153,4	Calculado de acordo com figura 4.2 cap. 4 (Andrade e Dias, 2003)

FONTE: Andrade e Dias, 2003

7.2 – ETAPAS PARA CONSTRUÇÃO DO MODELO DO ROTOR

Para realizar a construção do modelo tridimensional do rotor, é necessário calcular as coordenadas de alocação no espaço (X, Y, Z), para cada um dos pontos da superfície superior e inferior das pás. Assim sendo, utilizou-se um equacionamento que forneceu as coordenadas espaciais a partir de uma cota de referência Z_0 de 30 mm, como recomendado por Lipiarski e Figueiredo (1995). O procedimento está descrito por Andrade e Dias (2003), **capítulo 4 deste livro, seção 4.1.8.**

7.2.1 Uso do programa Microsoft Excel[®]

O programa Microsoft Excel[®] foi utilizado para o cálculo das coordenadas globais (X, Y, Z) dos pontos de cada perfil que constitui a formação da pá, **conforme mostra a Tabela 7.2 e fig. 7.1, reproduzidas da seção 4.1.8, capítulo 4 deste livro.**

A partir desses pontos, é criada uma planilha dentro do mesmo arquivo a qual possuirá todos os pontos das coordenadas superiores (X_s , Y_s , Z_s) de cada perfil.

Para a criação dessa tabela, primeiramente, copiam-se os pontos X_s , Y_s e Z_s do perfil i (interno). Utiliza-se o mesmo procedimento para os pontos inferiores do mesmo perfil. O procedimento é repetido até se completar o perfil e (externo).

Após copiados e colados todos os pontos e perfis para a planilha criada, faz-se um arredondamento dos valores dos pontos de modo que fiquem com quatro algarismos significativos.

Esse arredondamento deve ser feito em uma coluna ao lado da mesma planilha, obtendo-se os pontos globais da pá, superiores e inferiores de todos os perfis.

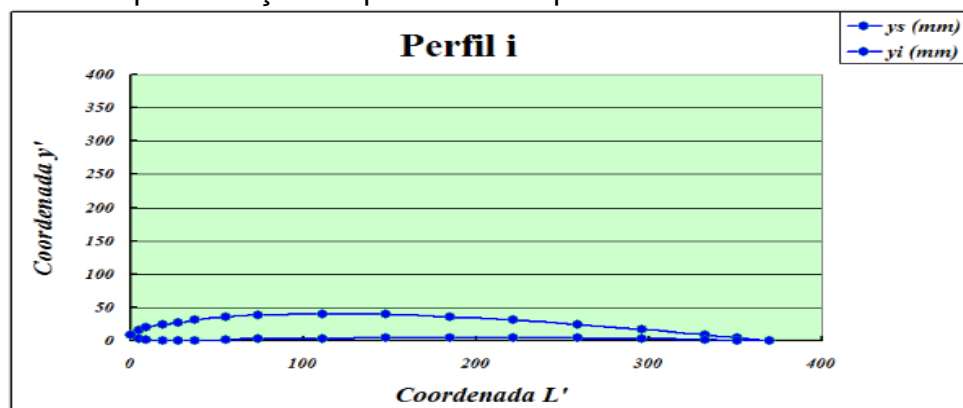
Após, cria-se uma planilha (*script hidrocínética*), que poderá ser reconhecida pelo programa AutoCAD[®]. Para isso, deve-se concatenar as coordenadas dos pontos globais. Adiciona-se uma nova coluna, na qual deve ser escrita *_point*, para todos os pontos, isto é, em todas as linhas da planilha.

TABELA 7.2 – Planilha de pontos em coordenadas X, Y e Z do perfil *i*

Perfil <i>i</i>									
			$D_i =$	296,80	mm	$L_{gi} =$	143,16	mm	
			$L_i =$	369,44	mm	$y_{gi} =$	26,90	mm	
			$\beta_{mi} =$	82,17	°	$Z_0 =$	30,00	mm	
Ponto	L'_i (mm)	ys'_i (mm)	yi'_i (mm)	Xs (mm)	Ys (mm)	Zs (mm)	Xi (mm)	Yi (mm)	Zi (mm)
1	0	7,97	7,97	-0,74	-148,40	174,40	-0,74	-148,40	174,40
2	4,62	15,94	2,50	-8,01	-148,18	168,74	5,30	-148,31	170,57
3	9,24	19,22	0,94	-10,62	-148,02	163,72	7,48	-148,21	166,21
4	18,47	23,91	0,16	-14,00	-147,74	153,93	9,50	-148,10	157,17
5	27,71	27,66	0	-16,44	-147,49	144,27	10,91	-148,00	148,04
6	36,94	30,63	0,31	-18,11	-147,29	134,72	11,86	-147,93	138,84
7	55,42	35,16	1,41	-20,07	-147,04	115,80	13,29	-147,80	120,40
8	73,89	37,81	2,19	-20,18	-147,02	97,14	15,02	-147,64	101,99
9	110,83	40,16	3,44	-17,50	-147,37	60,22	18,79	-147,21	65,22
10	147,78	39,38	4,53	-11,72	-147,94	23,73	22,70	-146,65	28,47
11	184,72	36,25	4,84	-3,60	-148,36	-12,45	27,35	-145,86	-8,17
12	221,66	31,25	4,69	6,38	-148,26	-48,37	32,43	-144,81	-44,75
13	258,61	24,53	3,91	18,02	-147,30	-84,05	38,07	-143,43	-81,24
14	295,55	17,03	2,66	30,32	-145,27	-119,63	44,10	-141,70	-117,67
15	332,49	8,91	1,25	42,99	-142,04	-155,12	50,19	-139,66	-154,08
16	350,97	4,53	0,63	49,50	-139,90	-172,83	53,13	-138,56	-172,29
17	369,44	0	0	56,04	-137,41	-190,51	56,04	-137,41	-190,51

FONTE: Andrade e Dias, 2003

FIGURA 7.1 – Representação esquemática do perfil *i*



FONTE: Andrade e Dias, 2003

Posteriormente, copia-se para o *bloco de notas* do Windons® toda a coluna *_point* e os pontos concatenados, conforme a Tabela 7.3, salvando o arquivo com a extensão *.scr*, para ser exportado para o programa AutoCAD®.

TABELA 7.3 – Planilha obtida com a extensão do arquivo *.scr*

Pa_turbina_hidrocinetica - Bloco de notas				
Arquivo	Editar	Formatar	Exibir	Ajuda
_point	-0.7443,	-148.3981,	174.4015	
_point	-8.0059,	-148.1839,	168.7413	
_point	-10.6224,	-148.0193,	163.7194	
_point	-13.9966,	-147.7385,	153.9311	
_point	-16.4407,	-147.4865,	144.2705	
_point	-18.1125,	-147.2905,	134.7162	
_point	-20.0692,	-147.0367,	115.7993	
_point	-20.1838,	-147.021,	97.1377	
_point	-17.496,	-147.365,	60.219	
_point	-11.719,	-147.9366,	23.7258	
_point	-3.6033,	-148.3562,	-12.4482	
_point	6.3795,	-148.2628,	-48.3667	
_point	18.0246,	-147.3013,	-84.0512	
_point	30.3161,	-145.2704,	-119.6293	
_point	42.9869,	-142.0376,	-155.1223	
_point	49.4952,	-139.9028,	-172.8262	
_point	56.0414,	-137.4115,	-190.5088	
_point	-0.7443,	-148.3981,	174.4015	
_point	5.3013,	-148.3053,	170.5714	
_point	7.4762,	-148.2116,	166.2093	
_point	9.5048,	-148.0953,	157.1658	
_point	10.9141,	-147.9981,	148.0372	
_point	11.8596,	-147.9253,	138.8447	
_point	13.2868,	-147.804,	120.396	
_point	15.0207,	-147.6379,	101.9898	
_point	18.7892,	-147.2057,	65.22	
_point	22.6984,	-146.6538,	28.4714	
_point	27.3527,	-145.8574,	-8.1707	
_point	32.4325,	-144.8126,	-44.749	
_point	38.0716,	-143.4333,	-81.2421	
_point	44.096,	-141.6972,	-117.6715	
_point	50.1874,	-139.656,	-154.0795	
_point	53.1262,	-138.5647,	-172.2942	
_point	56.0414,	-137.4115,	-190.5088	
_point	-25.6698,	-201.9249,	171.9039	
_point	-31.4197,	-201.1104,	165.2669	
_point	-32.9861,	-200.8595,	159.9395	
_point	-34.4498,	-200.6136,	149.8087	
_point	-35.0804,	-200.5043,	139.9398	
_point	-35.0178,	-200.5152,	130.2892	
_point	-33.6443,	-200.7503,	111.3809	
_point	-30.601,	-201.2366,	92.9965	
_point	-21.8382,	-202.3751,	57.0572	
_point	-10.2246,	-203.293,	21.9911	
_point	3.5328,	-203.5193,	-12.4202	
_point	18.9559,	-202.6654,	-46.3076	
_point	35.7944,	-200.378,	-79.7148	
_point	53.0631,	-196.5119,	-112.9037	
_point	70.4589,	-190.9663,	-145.918	
_point	79.2121,	-187.5048,	-162.3378	
_point	87.9229,	-183.5815,	-178.7139	
_point	-25.6698,	-201.9249,	171.9039	
_point	-19.4156,	-202.6219,	169.0214	

FONTE: Paim e Branco, 2008

7.2.2 Procedimento AutoCAD®

A partir do arquivo salvo no *bloco de notas*, extensão *scr*, Tabela 7.3, utiliza-se o programa AutoCAD® para importar os pontos globais dos perfis da pá, com os seguintes passos:

- 1º) View → 3D Views → SW isometric
- 2º) Tools → Run script
- 3º) Selecionado o arquivo, abre-se o mesmo e os pontos são plotados na tela.
- 4º) Unem-se os pontos de cada perfil, utilizando a ferramenta *spline*.
- 5º) Unidos os pontos de todos os perfis, conforme a fig. 7.2, salva-se o arquivo nas extensões *.dwg* ou *.dxf*, para que este possa ser importado pelo programa *Solid Works*®.

FIGURA 7.2 – Pontos de cada perfil unidos por uma linha



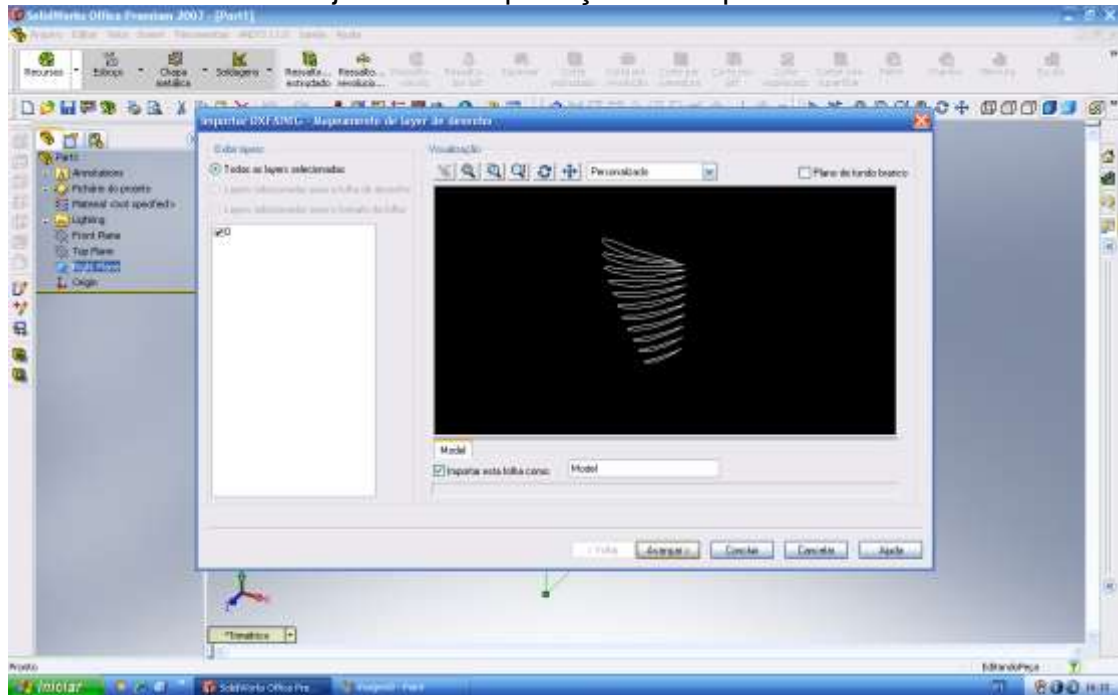
FONTE: Paim e Branco, 2008.

7.2.3 Procedimento *Solid Works*®2007

Aberto um arquivo para construção de uma peça no programa, deve-se seguir os seguintes passos:

- 1º) Selecionar um plano para o desenho.
- 2º) Inserir → DXF/DWG
- 3º) Seleciona-se o arquivo salvo no AutoCAD®, fig. 7.2 e clica-se em avançar, conforme a fig. 7.3.

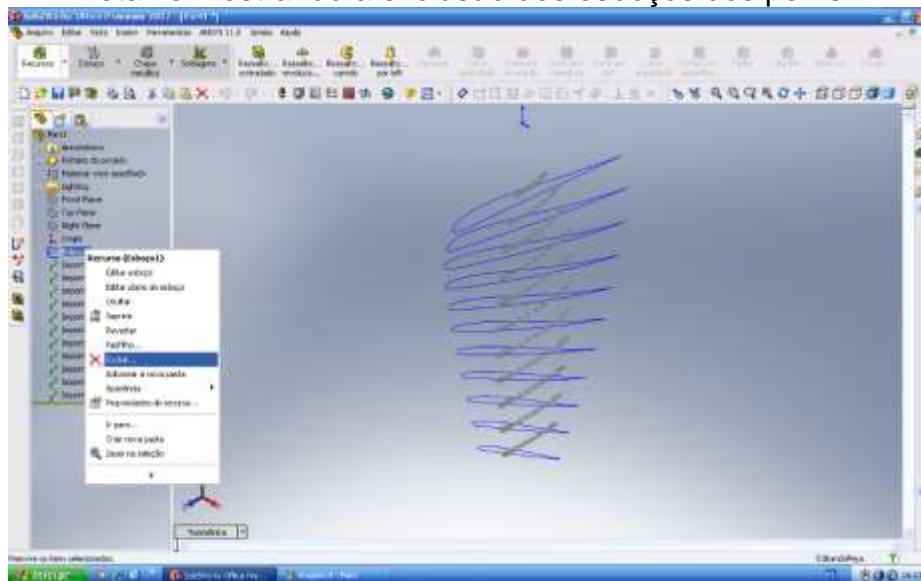
FIGURA 7.3 – Detalhe da janela de importação de arquivos



FONTE: Paim e Branco, 2008.

- 4º) Marca-se a opção *importar essa folha como curvas/modelo 3D* e conclui-se a operação.
- 5º) Importadas as curvas para o programa, apaga-se o seu esboço, conforme a fig. 7.4.

FIGURA 7.4 – Detalhe mostrando a exclusão dos esboços dos perfis

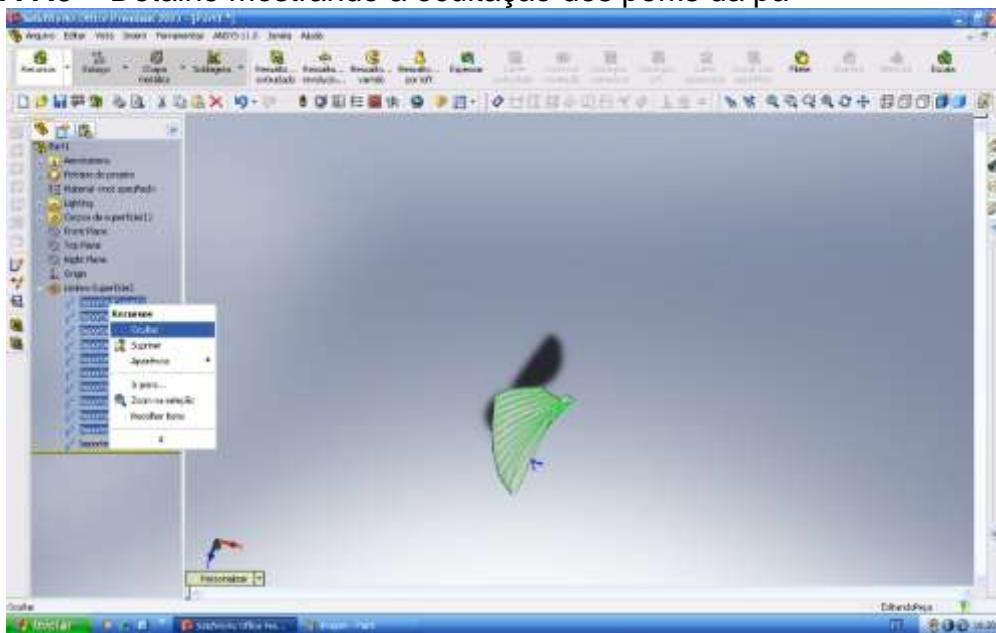


FONTE: Paim e Branco, 2008.

- 6º) Para formar a superfície da pá, insere-se uma superfície limitante através das curvas.

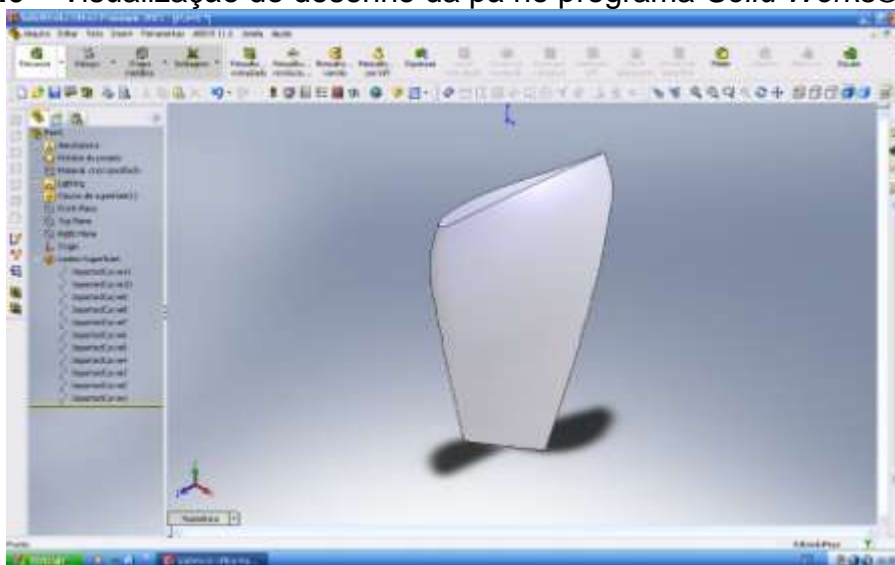
- 7º) Para selecionar as curvas, deve-se escolher pontos de cada perfil.
- 8º) Após a seleção de todos os pontos, clica-se em OK, sendo formada então a pá.
- 9º) As curvas importadas podem ser ocultadas para melhor visualização da pá, conforme fig. 7.5.
- 10º) Após ocultar os perfis, o desenho da pá no programa *Solid Works*® está pronto e pode ser visualizado de diferentes ângulos conforme fig.7.6.

FIGURA 7.5 – Detalhe mostrando a ocultação dos perfis da pá



FONTE: Paim e Branco, 2008

FIGURA 7.6 – Visualização do desenho da pá no programa *Solid Works*®



FONTE: Paim e Branco, 2008

7.3 CONSTRUÇÃO DO ROTOR

O objetivo é construir um rotor semelhante ao desenvolvido por Andrade e Dias (2003) e montado por Ogliari (2005), fig 5.16.

A fig. 7.7 mostra o rotor montado por Paim e Branco (2008), cujos passos são descritos nesta seção.

FIGURA 7.7 – Rotor construído



FONTE: Paim e Branco, 2008.

As figs. 7.8 a 7.10 mostram a sequência de construção do rotor, respectivamente: arranjo da pá em alumínio na disposição final e a sustentação das seções, 3 pinos de sustentação das pás, modelo da pá em massa plástica com catalisador, desenvolvido por Andrade e Dias (2003), **descrito no capítulo 4 deste livro, seção 4.2.2.**

FIGURA 7.8 – Perfis da pá em alumínio



FONTE: Andrade e Dias, 2003

FIGURA 7.9 – Pinos de sustentação das pás



FONTE: Andrade e Dias, 2003

A partir do modelo **reconstruído** por Paim e Branco, 2008, fig. 7.10, foi feito um molde usado para a confecção das pás do rotor.

FIGURA 7.10 – Modelo reconstruído da pá.



FONTE: Paim e Branco, 2008

O molde foi construído através da laminação, com resina isoftálica e manta de fibra de vidro, sobre o modelo. O processo de laminação consistiu dos seguintes passos:

Preparação do Modelo:

- 1º) Aplicação de cera desmoldante sobre o modelo, fig. 7.11. Essa aplicação deve ser realizada em 5 demãos, esperando a secagem de cada uma e fazendo o polimento da superfície do modelo para a próxima aplicação;

FIGURA 7.11 – Cera desmoldante



FONTE: Paim e Branco, 2008

- 2º) Após o último polimento, aplica-se, com pincel, álcool polivinílico (PVA) sobre o modelo, para facilitar a desmoldagem.

Preparação da Resina:

- 1º) Coloca-se uma quantidade de resina (padrão 200 ml) em um recipiente;
- 2º) Adiciona-se 0,5 ml de acelerador de cobalto, e mistura-se até que a mistura fique homogênea;
- 3º) Adicionam-se 3 ml de catalisador (responsável pela cura da resina) e realiza-se a mistura;

Os dados das concentrações de acelerador de cobalto e de catalisador foram obtidos através de consulta aos procedimentos do ABC do fiberglass (FIBERGLASS, 2020).

Preparação da Manta de fibra de vidro:

Corta-se a manta em pequenos pedaços de aproximadamente 0,01m² (100 mm x 100 mm) para que possa ser aplicada sobre o modelo sem que haja formação de bolhas.

Aplicação da Resina e manta de fibra de vidro sobre o modelo:

- 1º) Aplica-se, com pincel, uma camada de resina sobre a superfície do modelo, de modo que essa forme uma fina camada;
- 2º) Aplica-se, então, os pequenos pedaços de manta de fibra de vidro e pressiona-se levemente de modo que fiquem aderidos na camada de resina;
- 3º) Molha-se o pincel na resina e aplica-se a mesma sobre a camada de manta de fibra de vidro aderida no modelo, de modo que essa fique coberta de resina (transparente);
- 4º) Espera-se a cura da resina;
- 5º) Repete-se os passos de 1 a 4 de modo que a segunda camada de resina será aplicada sobre a primeira camada, e assim sucessivamente, até completarem-se 3 camadas.

Procedimento para a desmoldagem:

- 1º) Com o auxílio de um estilete, corta-se a parte lateral mais fina da pá, abrindo uma fresta no molde;
- 2º) Cuidadosamente, é feita a remoção do modelo através da fresta aberta com o estilete e puxa-se para fora e para cima do molde.

A fig. 7.12 apresenta o molde da pá.

FIGURA 7.12 – Molde da pá



FONTE: Paim e Branco, 2008

Procedimento para o preenchimento do molde:

- 1º) Com o molde em mãos, deve-se cortar o outro lado da pá a fim de separá-la em duas partes. Esse corte deve ser realizado com uma serra tico-tico;
- 2º) Com o molde em duas partes, aplica-se a cera desmoldante nas partes internas dele, seguindo o mesmo procedimento utilizado no modelo;
- 3º) Realiza-se a aplicação do álcool PVA nas duas superfícies, do mesmo modo que foi aplicado no modelo;
- 4º) Realiza-se então a laminação interna das duas partes do molde, seguindo o mesmo procedimento da laminação do modelo, aplicando duas camadas de manta de fibra de vidro em cada parte do molde;
- 5º) Desmolda-se então as duas partes laminadas com auxílio de uma espátula;
- 6º) Une-se as duas partes laminadas, realizando outra laminação em suas junções. Essa laminação também é feita em duas camadas de manta de fibra de vidro;
- 7º) Posiciona-se o pino de sustentação da pá, fig.7.9, internamente ao molde, já unido, de modo que este fique alinhado com o centro de gravidade de cada pá. O pino foi colocado internamente na pá de maneira que seu comprimento não extrapolasse as dimensões do último perfil;
- 8º) Com o pino de sustentação da pá posicionado e, após a preparação da resina, conforme o procedimento, faz-se o preenchimento da pá com manta de fibra de vidro picada e a resina preparada, de forma gradual, a fim de evitar o trincamento da resina, até a obtenção do nível máximo;
- 9º) Esse procedimento é repetido para a obtenção das outras duas pás.

A fig. 7.13 mostra uma pá construída da turbina e a fig. 7.14 mostra as 3 pás.

Para a montagem completa do rotor com o cubo, foi realizado um modelo através de um duto de PVC de 300 mm de diâmetro e após realizou-se a laminação desse modelo, obtendo-se o cubo do rotor em fibra de vidro. O comprimento do duto obedece à relação de 21% do diâmetro externo proposto para 1 kVA, sendo esta relação proposital a fim de facilitar a construção, trabalhando com o que o mercado oferece.

FIGURA 7.13 – Pá da turbina



FONTE: Paim e Branco, 2008

FIGURA 7.14 – Pás da turbina



FONTE: Paim e Branco, 2008

A fig. 7.15 mostra o molde e o cubo do rotor construído.

FIGURA 7.15 – Molde e cubo do rotor construído



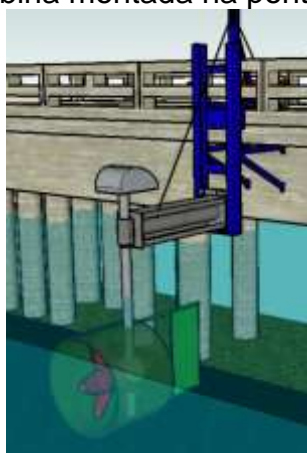
FONTE: Paim e Branco, 2008

7.4 COMPONENTES DA TURBINA

No projeto de Paim e Branco (2008), são mostrados e especificados os componentes da turbina hidrocínética, tais como: eixos, rolamentos, chavetas, polias, flanges, anéis de vedação, engrenagens, dentre outras partes.

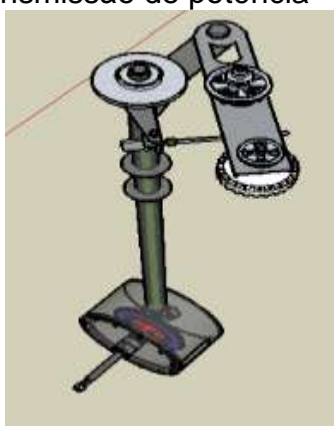
Os procedimentos de construção são explicados com o auxílio de figuras que servirão para mostrar todos os detalhes do projeto, seguidos de uma breve explicação do uso de cada componente, para que o conjunto possa funcionar em perfeita harmonia. Para exemplificar, as figuras 7.16 e 7.17 mostram desenhos da turbina e o sistema de transmissão de potência.

FIGURA 7.16 – Desenho da turbina montada na ponte da Ilha dos Marinheiros



FONTE: Paim e Branco, 2008

FIGURA 7.17 – Sistema de transmissão de potência



FONTE: Paim e Branco, 2008

7.4.1 Rotor

Pás: o rotor é constituído de três pás responsáveis pela geração do torque no eixo de transmissão inferior (fig. 7.19)

Flange do rotor: peça que tem função de fixar as três pás e ser preso no eixo inferior, através de um chaveira e uma porca acastelada. É constituído de duas partes que são aparafusadas, prendendo o tubo do centro de cada pá ao flange do rotor (fig. 7.18)

Bico: Fabricado em fibra de vidro de forma empírica, visto que não se encontrou bibliografias que dessem alguma base para elaboração de um bico adequado. Procurou-se adotar um perfil mais hidrodinâmico possível (fig. 7.19)

Cubo do rotor: Foi feito um modelo em fibra de vidro e após foi feita a laminação (fig. 7.19)

FIGURA 7.18 – Rotor aberto



FONTE: Paim e Branco, 2008

FIGURA 7.19 – Rotor montado: bico, cubo do rotor e pás



FONTE: Paim e Branco, 2008

7.4.2 Caixa Selada

A caixa selada foi um dispositivo criado para que a transmissão inferior fosse protegida da contaminação da água, evitando a oxidação e o armazenamento de sedimentos nos dentes das rodas dentadas (figs. 7.20 e 7.21).

FIGURA 7.20 – Vista 1 da caixa selada

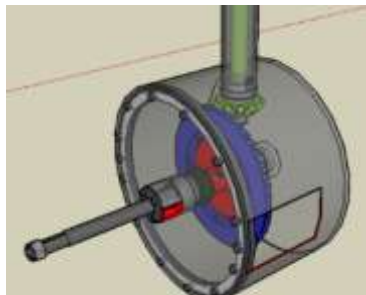
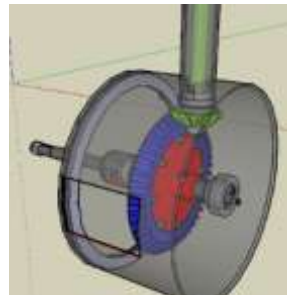


FIGURA 7.21 – Vista 2 da caixa selada



FONTE: Paim e Branco, 2008

Tubo da caixa selada: Tubo de Aço SAE 1020, diâmetro 300 mm, espessura 6,25mm. Utilizado para o armazenamento de componentes como engrenagens, rolamentos, vedantes, óleo lubrificante, selo mecânico (fig. 7.22).

FIGURA 7.22 – Tubo da caixa selada



FONTE: Paim e Branco, 2008

Flanges: feitos a partir de uma chapa de aço SAE 1020, utilizado para o tamponamento das extremidades da caixa selada. Na parte frontal, há dois flanges que são aparafusados, enquanto na parte traseira, é soldado ao tubo de aço (figs. 7.23 a 7.25).

FIGURA 7.23 – Parte frontal da caixa selada



FONTE: Paim e Branco, 2008

FIGURA 7.24 – Flange maior



FIGURA 7.25 – Parte interna da caixa selada



FONTE: Paim e Branco, 2008

Rolamentos: Na caixa selada, foram especificados quatro rolamentos, sendo dois radiais e dois axiais, situados aos pares (radial e axial) na frente e na traseira da caixa selada. Especificação: Axial de esferas 51207 – SKF , Radial de rolos NU206 – SKF (flange maior-frontendal); Axial de Esferas 51305 , Radial de rolos NU205 – SKF (traseira da caixa selada) (figs. 7.26 e 7.27).

FIGURA 7.26 – Sede para os rolamentos – flange maior



FIGURA 7.27 – Sede para os rolamentos – flange soldado



FONTE: Paim e Branco, 2008

Selo Mecânico: Situado no flange frontal com uma sede apropriada, onde foi usado para obter uma vedação no eixo de transmissão inferior. É do tipo TS-P 1 1/8”, suportando pressões até 1,18 MPa (figs. 7.28 e 7.29).

FIGURA 7.28 – Componente cerâmico do selo mecânico



FIGURA 7.29 – Selo mecânico



FONTE: Paim e Branco, 2008

Anéis de vedação: Situados nos flanges frontais, a fim de não permitir a entrada de água no sistema de transmissão, onde foram confeccionadas sedes apropriadas para a montagem delas sobre os flanges (figs. 7.30 e 7.31).

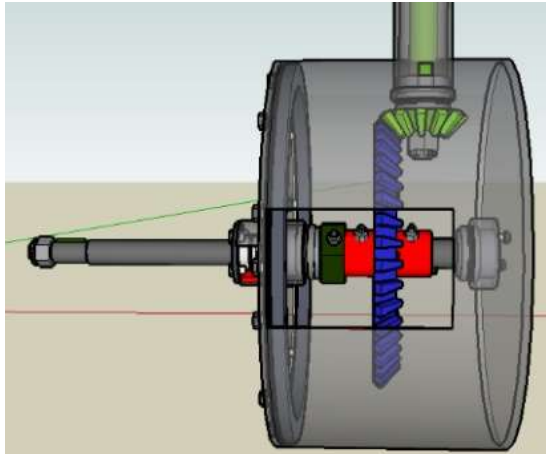
FIGURA 7.30 – Vedação da caixa selada **FIGURA 7.31** – Vedação do eixo inferior



FONTE: Paim e Branco, 2008

Eixo inferior: Componente situado dentro da caixa selada apoiado sobre os rolamentos e responsável por servir de suporte para outros componentes, para que possa ser feita a transmissão da potência gerada pelas pás (figs. 7.32 e 7.33).

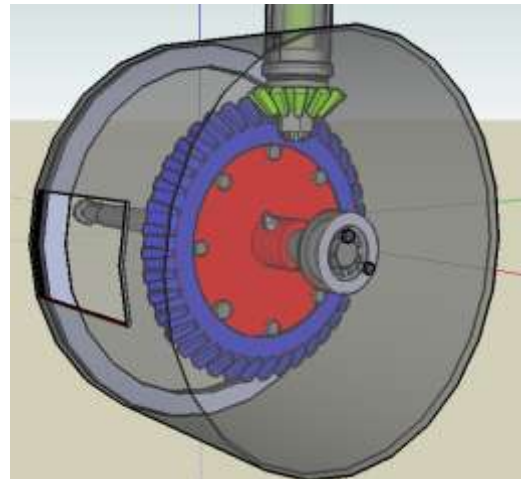
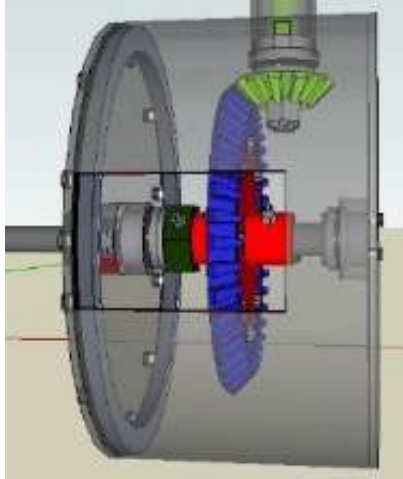
FIGURA 7.32 – Eixo inferior e seus componentes **FIGURA 7.33** – Coroa cônica



FONTE: Paim e Branco, 2008

Parafusos e Porcas: A caixa selada é composta de diversos parafusos com suas respectivas funções. No flange frontal maior, presos à caixa selada foram usados 18 parafusos, sendo que 2 têm função de extraí-lo e 16 com função de fixação e vedação. No flange menor, há 4 parafusos, com a finalidade de fixação e vedação da caixa selada. No eixo, foi feita uma rosca para o ajuste do engrenamento, com o auxílio de uma porca e mais 3 parafusos que fixam o conjunto no eixo. A coroa cônica é fixada numa peça roscada no eixo inferior, a partir de 8 parafusos. Existem ainda 2 parafusos no flange traseiro para a extração dos rolamentos da parte traseira (figs. 7.34 a 7.36).

FIGURA 7.34 – Parafusos da caixa selada **FIGURA 7.35** – Extrator de rolamentos



FONTE: Paim e Branco, 2008

FIGURA 7.36 – Flange maior



FONTE: Paim e Branco, 2008

Rodas Dentadas: Elementos de transmissão de potência do eixo inferior para o eixo intermediário, com uma relação de 1:4,7, retirada de um diferencial automotivo, onde é permitida uma transmissão entre eixos situados numa posição de 90° um em relação ao outro (fig. 7.37).

FIGURA 7.37 – Rodas dentadas

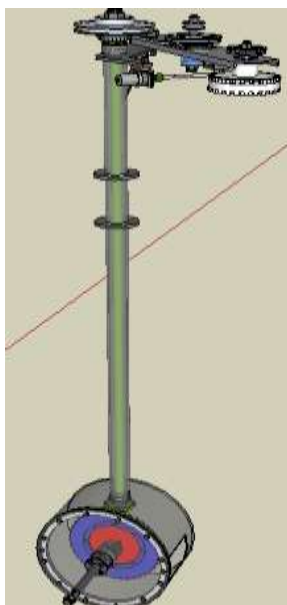


FONTE: Paim e Branco, 2008

7.4.3 Tubo de Sustentação

Tubo de sustentação: aço SAE 1020 diâmetro 80 mm, responsável pela sustentação da caixa selada e do rotor, além de isolar da água o eixo de transmissão intermediário (figs. 7.38 e 7.39).

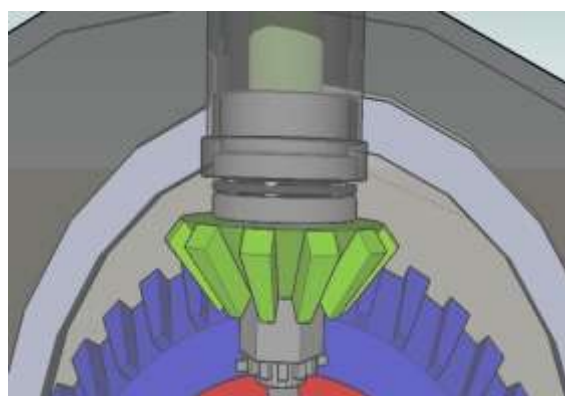
FIGURA 7.38 – Estrutura de transmissão **FIGURA 7.39** – Tubo de sustentação



FONTE: Paim e Branco, 2008

Roda dentada: O pinhão cônico situado na extremidade inferior do tubo de sustentação está preso ao eixo intermediário, responsável pela transmissão de potência (figuras 7.40 e 7.41).

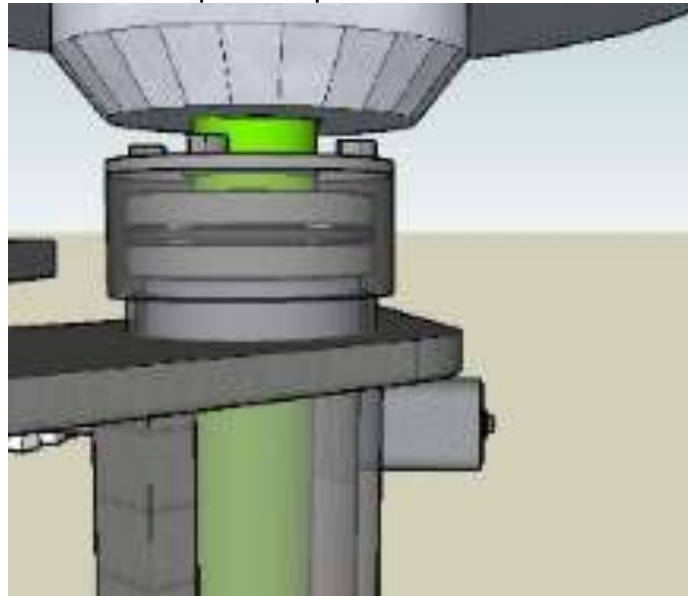
FIGURA 7.40 – Pinhão cônico **FIGURA 7.41** – Engrenamento das rodas dentadas



FONTE: Paim e Branco, 2008

Rolamentos: No tubo de sustentação, foram especificados quatro rolamentos, sendo dois radiais e dois axiais, situados aos pares (radial e axial) na parte superior e na parte inferior do conjunto. Especificação: Axial de Esferas 51305, Radial de rolos NU205 – SKF (parte inferior) ; Axial de Esferas 51305 , Radial de rolos NU205 – SKF (parte superior) (figs. 7.41 e 7.42).

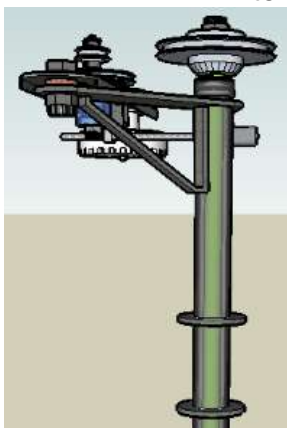
FIGURA 7.42 – Rolamentos na parte superior do eixo intermediário



FONTE: Paim e Branco, 2008

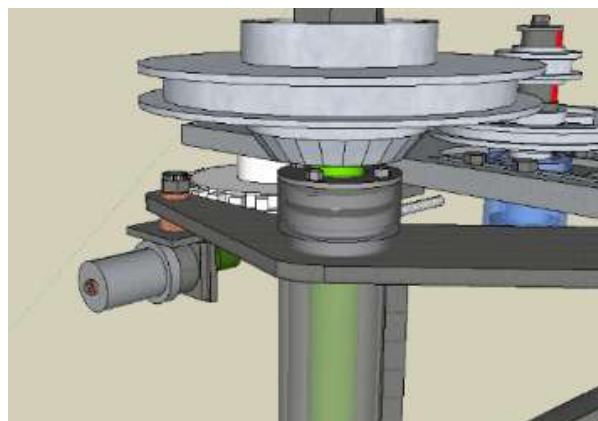
Flanges: Dois flanges foram soldados ao conjunto a fim de fixar a braçadeira que unirá o tubo de sustentação à torre. Outro flange foi utilizado na parte superior com função de vedação e fixado com parafusos (figs. 7.43 e 7.44).

FIGURA 7.43 – Flanges para fixação na torre



FONTE: Paim e Branco, 2008

FIGURA 7.44 – Flanges para fixação na torre – vista ampliada



Polia Variadora: No topo do conjunto, foi instalada uma polia variadora, com a finalidade de obter-se outras rotações, conforme as condições de escoamento da água também variem. Possui um diâmetro de 270 mm e um vão de 35 mm (fig. 7.45).

FIGURA 7.45 – Polia variadora montada



FONTE: Paim e Branco, 2008

Parafusos e Porcas: Duas porcas acasteladas com pinos foram utilizadas para fixar o pinhão cônico e a polia variadora. O flange situado no topo foi fixado com 4 parafusos para obter uma fixação e vedação satisfatórias do conjunto (fig. 7.46)

Chavetas: Utilizadas para a fixação da polia variadora e do pinhão cônico, no eixo de transmissão de potência (fig. 7.47)

Eixo intermediário: aço SAE 1020, utilizado para transmitir a potência da parte inferior para a superior da turbina, onde nele estão situados outros elementos, como roscas nas extremidades e rasgos de chavetas, para a fixação da polia variadora e do pinhão cônico. Tem sua maior parte dentro do tubo de sustentação (fig. 7.47)

FIGURA 7.46 – Pinhão cônico montado



FONTE: Paim e Branco, 2008

FIGURA 7.47 – Eixo desmontado



7.4.4 Braço Articulado

Braços Fixos: Estrutura de aço SAE 1020 feito a partir de barras chatas, para suportar o braço articulado e o macaco eletromecânico. Na extremidade onde é fixado o braço articulado, possui um pino soldado com uma rosca. Na outra extremidade, estão presentes dois furos concêntricos para a passagem do parafuso que prenderá o macaco eletromecânico (fig. 7.48).

Braço Articulado: Peça feita com uma viga `U`, que é fixada numa das extremidades no braço fixo através de um pino, onde possui uma bucha de bronze. Na outra extremidade, estão presentes dois furos concêntricos para a passagem do parafuso que prenderá o macaco eletromecânico. Na sua parte central, foram feitos um vão para o esticador da correia, que vai até a polia do gerador, e um recipiente para prender o gerador de ímãs permanentes (fig. 7.48).

Macaco Eletromecânico: Foi comprado um macaco para que pudéssemos ter um acionamento do braço articulado externamente, assim podendo variar a relação de transmissão, obtendo diferentes rotações no alternador (fig. 7.50).

Esticador: Composto de quatro parafusos que são presos aos pares em duas chapas de aço com função de travar o esticador, e um parafuso responsável pelo tracionamento da correia (fig. 7.49).

FIGURA 7.48 – Braço articulado montado



FIGURA 7.49 – Montagem do esticador



FONTE: Paim e Branco, 2008

FIGURA 7.50 – Macaco eletromecânico e polias.



FONTE: Paim e Branco, 2008

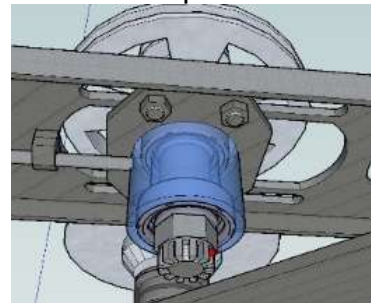
Rolamentos: Foram especificados dois rolamentos radiais situados no esticador da correia do alternador. Especificação: Radial de rolos NU205 – SKF (figs. 7.51 e 7.52)

FIGURA 7.51 – Base do esticador de correia



FONTE: Paim e Branco, 2008

FIGURA 7.52 – Conjunto montado no eixo superior



Eixos: O eixo superior, de aço SAE 1020, tem numa das extremidades uma rosca externa, para fixação através de uma porca acastelada, na outra, uma rosca interna foi feita para fixação de um batente para a polia de 100 mm, além de um rasgo de chaveta. O eixo do alternador possui uma rosca externa na extremidade e um rasgo de chaveta onde foi presa uma polia de 200 mm (fig. 7.53).

Chavetas: São utilizadas para não haver movimento relativo entre as polias e o eixo superior, sendo que a polia de 100 mm de diâmetro tem a liberdade de transladar sobre o eixo devido à variação da polia variadora. No eixo do alternador, foi usada uma chaveta para consolidar o eixo com a polia de 200 mm (fig. 7.53).

Porcas e Parafusos: Utilizados para a fixação dos componentes do braço articulado como, macaco eletromecânico, esticador, alternador e polias (figs. 7.54 e 7.55).

FIGURA 7.53 – Eixo superior montado

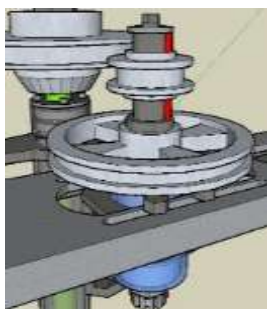


FIGURA 7.54 – Parafuso para fixação do batente



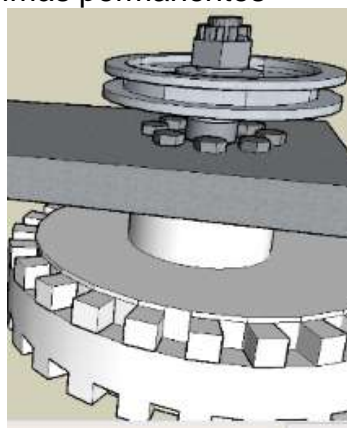
FIGURA 7.55 – Fixação do eixo superior



FONTE: Paim e Branco, 2008

Alternador: Responsável pela geração de energia elétrica através do torque transmitido pelas polias, situado no braço articulado e preso através de 8 parafusos com suas respectivas porcas. Possui, em sua extremidade, um eixo com a ponta roscada que prende uma polia de 200 mm (fig. 7.56).

FIGURA 7.56 – Alternador de ímãs permanentes



FONTE: Paim e Branco, 2008

Correias: Foram utilizadas duas correias tipo “V”, uma entre a polia variadora e a polia de 100 mm de diâmetro, que possui um perímetro de 1000 mm (1000x40x13), onde o macaco eletromecânico é responsável pelo seu tracionamento. A outra correia é utilizada entre a polia de 300 mm de diâmetro e a polia de 200 mm de diâmetro, possuindo um perímetro de 1270 mm (A-50) e é tracionada pelo esticador (fig. 7.57).

Polias: São os elementos responsáveis pela transmissão do torque até o gerador, tendo uma rotação suficiente para a produção de energia desejada. A polia de 100 mm de diâmetro está ligada à polia variadora, que tem seu diâmetro compreendido entre 125 mm e 270 mm. A polia de 300 mm de diâmetro encontra-se no mesmo eixo de rotação da polia de 100 mm, estando ligada à polia do alternador, que tem seu diâmetro igual a 200 mm. Todas as polias localizadas no braço articulado possuem canal em “V”, desenvolvendo uma boa performance na transmissão (fig. 7.57), onde: 1. Correia de 1000 mm de perímetro; 2. Correia A-50; 3. Polia variadora de 125 mm a 270 mm; 4. Polia de 300 mm de diâmetro; 5. Polia de 200 mm ligada ao alternador; 6. Alternador de ímãs permanentes; 7. Polia de 100 mm e 8. Macaco eletromecânico.

FIGURA 7.57 – Transmissão superior



FONTE: Paim e Branco, 2008

7.4.5 Torre

Torre: tem a função de sustentação de toda a estrutura da turbina hidrocínética, sendo constituída de cinco tubos de aço SAE 1020, um central com diâmetro de 100 mm e quatro tubos de 25,4 mm distribuídos ao redor. Nas extremidades, estão presentes chapas de aço para fixação da braçadeira e para a base de fixação por pinos (fig. 7.58).

Braçadeira: É responsável pela fixação do tubo de sustentação à torre, sendo bipartida e aparafusada, onde, no seu interior, estão presentes buchas de bronze que servem para garantir a liberdade de rotação do tubo de sustentação no eixo vertical e são fixadas na braçadeira através de parafusos (fig. 7.60).

Cabos de aço: Para haver um alívio no peso da turbina sobre a estrutura serão utilizados cabos de aço presos na torre e na ponte, utilizando grampos (fig. 7.61).

Chapa de fixação: Construído para a fixação da turbina na Ponte da Ilha dos Marinheiros. O elemento é constituído de dois pinos de 25 mm de diâmetro, que são presos com quatro grampos num sistema de dobradiças. A chapa é fixada ao concreto com treze “PARABOLTS” de ½” de diâmetro e 4 ½” de comprimento, distribuídos ao redor da chapa (fig. 7.59 e 7.62).

FIGURA 7.58 – Torre de sustentação da turbina **FIGURA 7.59** – Chapa de fixação



FONTE: Paim e Branco, 2008

FIGURA 7.60 – Braçadeira



FONTE: Paim e Branco, 2008

FIGURA 7.61 – Cabo de Aço



FONTE: Paim e Branco, 2008

FIGURA 7.62 – Fixadores das buchas



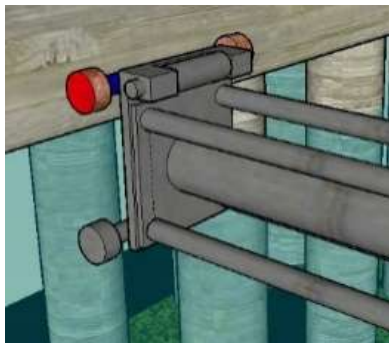
7.4.6 Fixação na Ponte da Ilha dos Marinheiros

Carro de deslocamento: Componente criado para colocar e tirar a turbina no local de instalação. É composto por uma chapa e dois eixos de aço SAE 1020, juntamente com quatro rodas de bronze para que possa ter um deslizamento adequado sobre os trilhos (fig. 7.63).

Trilhos: Fixado diretamente na ponte através de uma dobradiça e uma estrutura de apoio fixado embaixo da ponte, garantindo segurança no translado e sustentação da torre. Na extremidade inferior do trilho, existe uma chapa soldada indicando final do curso do carro e, na extremidade superior, possui um pino de segurança, para quando o carro tiver que permanecer imobilizado no topo da estrutura (fig. 7.64).

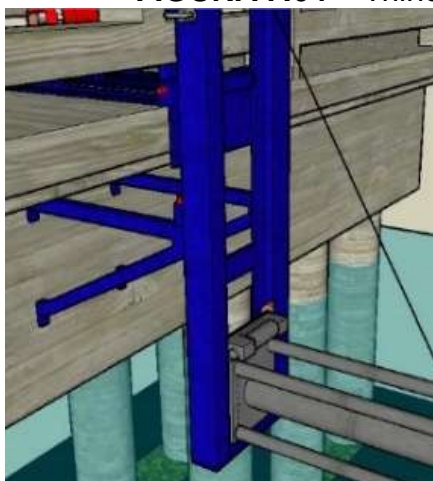
Talha: Uma estrutura de chapa de aço SAE 1020 é fixada na ponte com parafusos, sendo consolidado com os trilhos através da dobradiça. A talha é fixada nessa estrutura e com o auxílio de um cabo de aço e de roldanas torna-se possível o translado da turbina sobre os trilhos (fig. 7.65).

FIGURA 7.63 – Carro de deslocamento



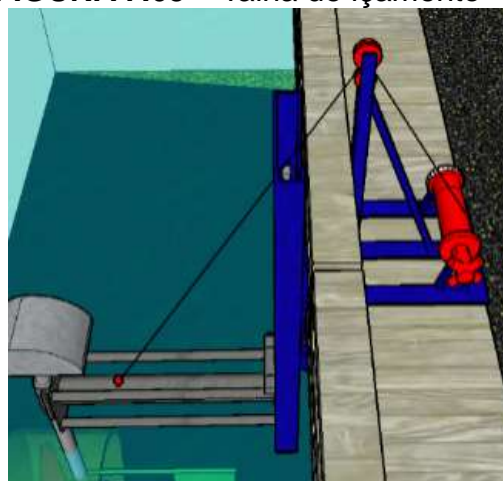
FONTE: Paim e Branco, 2008

FIGURA 7.64 – Trilho



FONTE: Paim e Branco, 2008

FIGURA 7.65 – Talha de içamento



7.5 Procedimentos de Montagem da Turbina

7.5.1 Tubo de Sustentação

- Primeiramente, um rolamento radial e outro axial são montados na parte inferior do tubo de sustentação (fig. 7.42).
- É posto o eixo intermediário no tubo de sustentação, e um retentor é colocado antes do outro par de rolamentos radial e axial (fig. 7.39).
- Um batente é posto logo acima dos rolamentos seguido de uma bucha e de outro retentor. Então, um flange com quatro parafusos é fixado, tampando a extremidade do tubo (fig. 7.43).
- No extremo inferior, é posta uma chaveta seguida do pinhão cônico, que é fixado no eixo com uma porca acastelada com pino de segurança que transpassa o eixo intermediário (figs. 7.40 e 7.46).

- e) Na extremidade superior, coloca-se uma chaveta seguida da polia variadora. Então, o conjunto é fixado com uma arruela e uma porca com um pino de segurança que transpassa o eixo (figs. 7.44 e 7.45).

7.5.2 Caixa Selada

- a) Colocam-se os rolamentos radial e axial na sua sede, ao fundo da caixa selada (figs. 7.20, 7.21, 7.26, 7.27, 7.35).
- b) No flange maior, é posto o outro par de rolamentos radial e axial (figs. 7.24 a 7.27 e 7.36).
- c) No eixo inferior, a coroa é rosqueada até seu ponto de ajuste com o pinhão cônico. Em seguida, é dado aperto nos parafusos que se encontram em ambos os lados da coroa. Para garantir que a fixação seja segura, uma contraporca é apertada no sentido da coroa, tendo ainda um pino que transpassa o eixo inferior (figs. 7.33 e 7.40).
- d) O eixo inferior é engrenado com o pinhão cônico e tem sua extremidade posta nos rolamentos do fundo da caixa selada (figs. 7.20, 7.21 e 7.40)
- e) O anel de vedação ‘*o-ring*’ é colocado na sua sede. Então o flange maior pode ser aparafusado na caixa selada (figs. 7.30 e 7.31).
- f) Na parte frontal do flange maior é colocado o selo mecânico (figs. 7.28 e 7.29).
- g) Após, o selo mecânico é aparafusado ao flange menor com 4 parafusos distribuídos ao seu redor (fig. 7.34).
- h) Por último, o leme é fixado na parte traseira da caixa selada para que as pás tenham uma orientação correta em relação ao fluxo de água.

7.5.3 Rotor

- a) Primeiramente as pás são distribuídas no cubo do rotor e então aparafusadas no ângulo correto (fig. 7.18)
- b) Após o conjunto estar montado, o rotor é fixado no eixo inferior com uma porca castelo e um pino que transpassa o eixo para evitar afrouxamento.
- c) Finalizando, o bico do rotor é fixado através de parafusos ao cubo do rotor (fig. 7.19).

7.5.4 Braço Articulado

- a) Monta-se o esticador do eixo superior, com quatro parafusos presos em duas chapas de aço, para fazer a fixação, e um parafuso longo, soldado numa das chapas de aço e preso por uma porca sextavada, com a função de tracionar a correia com perímetro de 1000 mm (figs. 7.49 a 7.51).
- b) No esticador, é montado um dos rolamentos radiais seguido do posicionamento do eixo superior e, a seguir, o outro rolamento radial. O conjunto é preso com uma porca acastelada e um pino que transpassa o eixo (fig. 7.52).
- c) Na outra extremidade do eixo superior, é colocada uma chaveta e, em seguida, a polia de 300 mm de diâmetro é consolidada ao eixo. Logo, a outra chaveta é posta, juntamente com a polia de 100 mm de diâmetro. O conjunto é fixado com uma arruela espessa, que serve como batente para a polia menor, e uma porca acastelada com um pino que transpassa o eixo (fig. 7.53).
- d) Depois de montado o esticador, deve-se aparafusar o alternador no braço articulado, em seguida, colocar a chaveta com a polia de 200 mm de diâmetro sobre o eixo do alternador. Após, fixar com uma porca acastelada e um pino que transpassa o eixo (fig. 7.56).
- e) A correia A-50 é montada sobre as polias de 300 mm e 200 mm de diâmetro e tensionada com o esticador até obter um ajuste satisfatório (fig. 7.57).
- f) Para tracionar a outra correia, é utilizado o macaco eletromecânico, que é aparafusado em uma das extremidades do braço articulado e num braço soldado no tubo de sustentação (fig. 7.57).
- g) Após a montagem do macaco, a correia de 1000 mm de perímetro é sobreposta na polia variadora e na polia de 100 mm de diâmetro e então tensionada com o macaco eletromecânico (fig. 7.57).

7.5.5 Torre

- a) Primeiramente, é fixado o tubo de sustentação numa das extremidades da torre, com o uso de uma braçadeira aparafusada, com buchas de bronze que são fixadas nela por parafusos (figs. 7.58, 7.60 e 7.62).

- b) A outra extremidade possui um sistema de dobradiças que são presas através de pinos de aço com o uso de grampos, que transpassam os pinos (fig. 7.58).
- c) No lado da torre, onde está preso o tubo de sustentação, também são tensionados cabos de aço para aliviar o peso da estrutura sobre a torre (fig. 7.61).

7.5.6 Placa de Fixação

- a) É fixada diretamente no concreto, no caso da Ponte da Ilha dos Marinheiros, através de “*parabolts*” (figs. 7.63 a 7.65).
- b) Pode também ser fixada no carro de deslocamento, caso a turbina seja instalada na Ponte da Ilha do Leonídeo (figs. 7.63 a 7.65).

7.6 TESTES DA TURBINA HIDROCINÉTICA GERAÇÃO 4 – FURG – PONTE DA ILHA DOS MARINHEIROS

A instalação da Turbina **Geração 4** foi realizada na Ponte da Ilha dos Marinheiros, Rio Grande, RS, cujo local era o mais propício para o teste da turbina, num período do ano que não apresenta escoamentos abundantes de água na região.

Segundo Seiler, 2014, nessa região, há grande variação de correntes, de vazante e de enchente, de acordo com os ventos, predominantemente nordeste e sul, gerando um ambiente turbulento, direcionando a água de maneira quase aleatória para a turbina. As velocidades médias giram em torno de 0,8 a 1m/s.

A partir de algumas visitas ao local, foi planejado como seria realizada a fixação, a manobra de peso e o processo de instalação do equipamento.

Finalmente o dia 07 de janeiro de 2009 foi escolhido para testar todo o sistema de transmissão, a orientação da turbina em relação ao sentido de escoamento do fluxo de água e a potência que a turbina poderia gerar.

Para a fixação da turbina, foi necessário realizar, na parte inferior da ponte, quatro furos para prender a chapa de fixação, utilizando quatro “*parabolts*”.

Nas manobras de peso, foi utilizado um caminhão “*MUNCK*” e um sistema de roldanas, que permitiu o deslocamento da torre e da turbina para a parte inferior da ponte.

As figs. 7.66 e 7.67 mostram a torre de sustentação da turbina já instalada e a turbina no caminhão “MUNCK”.

FIGURA 7.66 – Torre da turbina instalada



FONTE: Paim e Branco, 2008

FIGURA 7.67 – Turbina no caminhão “MUNCK”



FONTE: Paim e Branco, 2008

Ao final da tarde, quando a instalação da turbina estava concluída, ocorreu uma forte tempestade de vento, que melhorou as condições de escoamento da água. Porém, mesmo com a ajuda da natureza, a correnteza era somente superficial e insuficiente para girar o rotor.

Então, com o auxílio de um bote fixado na base da ponte, foi possível gerar uma correnteza capaz de girar o rotor, utilizando seu motor de 90 CV.

Apesar de a corrente gerada ser muito turbulenta, e, também, não muito forte, foi possível obter rotações no alternador de 350 rpm e 630 rpm, devido à possibilidade de ajuste do diâmetro da polia variadora. Porém, não foi possível a coleta de dados da eficiência do gerador devido à falta de correnteza.

As figs. 7.68 e 7.69 mostram a visão do conjunto de transmissão superior e a medição de rotação das polias.

FIGURA 7.68 – Instalação da turbina na torre



FONTE: Paim e Branco, 2008

FIGURA 7.69 – Medição da rotação das polias



FONTE: Paim e Branco, 2008

De acordo com a Tabela 7.1, a turbina foi projetada para uma velocidade de escoamento de 1,6 m/s e 33,6 rpm. As rotações do alternador, medidas de 350 rpm e 630 rpm, para diâmetros da polia variadora ϕ (125 mm) e ϕ (270 mm), são compatíveis com as rotações calculadas na árvore de transmissão.

Conforme fig. 6.3 e Tabela 6.1, da curva de potência do alternador em função da rotação, fornecida pelo fabricante Enersud (2006), **capítulo 6 deste livro**, para n_A de 350 rpm, não é possível gerar potência e para n_A de 630 rpm, a potência gerada pelo alternador é de 300 W.

7.7 CONCLUSÕES

A restrição ao uso dessas turbinas está nas condições dos escoamentos, devendo operar com eficiência numa faixa de velocidade d'água entre 1,3 m/s e 2 m/s, produzindo uma potência de 1 kW.

A experiência dos testes realizados de 2003 a 2009 indicam que a estrutura de sustentação do rotor deve ser robusta, para suportar variações climáticas.

A caixa que abriga o rotor e o sistema de transmissão do eixo inferior para o superior deve ser selada, evitando incrustações existentes em águas rasas.

O uso de alternadores de ímãs permanentes se mostrou mais eficaz do que motor usado como gerador ou alternador autoexcitado. Nestes, havia uma redução de rotação considerável com o aumento da carga elétrica.

O projeto da TCH pode ser reproduzido para dimensões maiores, atrelado às características do escoamento e à disponibilidade de alternadores de ímãs permanentes de maior potência.

O sistema de sustentação do conjunto pode ser por balsa ancorada ou por braço fixado em estrutura fixa, como pontes.

O projeto **Geração 4** será reativado com testes na Estação Naval, atrás do canal de acesso do Porto de Rio Grande, num ambiente mais controlado, onde a turbina **Geração 3** também foi instalada.

REFERÊNCIAS

- ANDRADE, D.A., DIAS, L.F. **Projeto e Construção de uma Turbina Hidrocinética Axial**. Trabalho de conclusão de curso (Engenharia Mecânica) – Departamento de Física, FURG, Rio Grande, RS, 2003.
- ARAUJO, M. A. **Prospecção de Parques Hidrocinéticos: Comparação entre Projetos Preliminares nos Rios Iguaçu e Paraná**. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia de Energia), UNILA, Foz do Iguaçu, PR, 2016.
- BARDELLI de ROSSI, C. **Desenvolvimento de um protótipo de um grupo gerador hidrocinético denominado “PORAQUÊ” para fins de geração de energia elétrica**. Relatório técnico, Associação Pró-Energias Renováveis – APROER, 2009.
- ENERGY <https://www.blue-energyco.com/> acessado em 26 abril 2020.
- BRASIL JUNIOR, A. C. P., VAN ELS, R., SALOMON, L. R. B., OLIVEIRA, T., RODRIGUES, A. P., FERREIRA, W. O. **Turbina Hidrocinética Geração 3**. Projeto conjunto UnB e Eletronorte, 2006.
- CRUZ, E.C. **Turbinas para Pequenas e Médias Centrais Hidrelétricas e Usinas Reversíveis - Estado da Arte**. XI SPMCH/UHR, 2018.
- CRUZ, R.W.A. **Microgeração de eletricidade em comunidades isoladas da Amazonia com grupos geradores hidrocinéticos e grupo dieselétrico**; Technical articles; PCH News, Itajubá, MG, 2005.
- EGGLESTON, D. M. e STODDARD, F. S. **Wind Turbine Engineering Design**. New York: Van Nostrand Reinhold, 1987. 352p.
- ELS, R.H.V., BRASIL JUNIOR, A.C.P. **The Brazilian Experience with Hydrokinetic Turbines**. Energy Procedia (75) pp. 259- 264, 2015.
- ELS, R.H.V., CAMPOS, C., BALDUÍNO, L, HENRIQUES, A M. **Hydrokinetic Turbine for Isolated Villages**, in X Encontro Latino Americano e do Caribe em Pequenos Aproveitamentos Hidroenergéticos, Poços de Caldas, Minas Gerais, Brasil, p- 298-272, 4 a 8 maio 2003.
- ENERSUD ENERGIA LIMPA. **Catálogo de Alternadores de Imãs Permanentes**. Site enersud.com.br, acessado em 09 abril de 2006.
- FARIA, A. R.O. **Projeto de uma turbina hidrocinética de fluxo axial e eixo horizontal para geração de baixas potências**. Projeto de Graduação (Engenharia Mecânica) - Escola Politécnica, UFRJ, 2017.
- FIBERGLASS In: <https://polglass.com.br/guias-de-aplicacao/abc-do-fiberglass/> acessado em 26 abril 2020.
- FRAENKE, P. **France Marine Current Turbines: feedback on experience so far**. Energies Renouvelables en Mer, 20 et 21 Octobre 2004 – Brest, FR
- GCK Technology Inc. **Turbina helicoidal Gorlov** tidalpower.co.uk. acessado em 26 abril 2020.
- GONÇALVES, C., POSSAMAI, O., BRASIL JUNIOR, A.C.P. **Metodologias para a Implantação de Turbinas Hidrocinéticas na Amazônia**, XX Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica, 2009.
- GONÇALVES, A. V. **Análise de Desempenho de uma Turbina Hidrocinética Associada a um Alternador de 1kW**. Trabalho de conclusão de curso (Engenharia Mecânica) – Departamento de Física, FURG, Rio Grande, RS, 2006.
- GORBAN, A.N., GORLOV, A.M., SILANTYEV, V.M. (2001) **Limits of the turbine efficiency for free fluid flow**. Journal of Energy Resources Technology, Vol. 123 pp.311-317, DECEMBER 2001.
- GUEDES, M. V. **Máquinas Elétricas**, Escola Superior de Tecnologia de Setúbal. Setúbal, Distrito de Setúbal, Portugal, 2001.

GUINARD ENERGIES In: <https://www.guinard-energies.bzh/en/guinard-energies-2/> acessado em 26 abril 2020.

HARWOOD, J. **Comparação de três rotores feitos localmente com eixos em diferentes dimensões extraindo energia cinética hidráulica dos rios amazônicos**, Acta Amazônica 10 (1) pp. 167-177, 1980.

HARWOOD, J. **Protótipo de um Cata-Água que Gera 1 kW de Eletricidade**. Acta Amaz. [on line], 15(3-4), pp.403-412, 1985.

HARWOOD, J., ALMEIDA, R. **Hidreletricidade do Rio Solimões usando um Cata-Água**. Acta Amazônica. 11 (3) pp. 659-661, 1981.

HARTWIG, F.B. **Análise de Desempenho de um Aerogerador e de um Alternador de 1kW**. Trabalho de conclusão de curso (Engenharia Mecânica) – Departamento de Física, FURG, Rio Grande, RS, 2006.

HYDROGREEN ENERGY. **Hydroelectric Project**. hgenergy.com. acessado em 26 abril 2020.

Hydro-Quebec In: <https://www.hydroquebec.com/data/developpement-durable/pdf/file-hydrokinetic.pdf>, acessado em 26 abril 2020.

IBARRA BOLAÑOS, G. A. **Estudo e melhoramento de uma turbina hidrocínética multiestágio**. Dissertação Mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Energia. UNIFEI, 2015.

KHAN, M., BHUYAN, G., IQBAL M.; QUACOIE, J. **Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal application: a technology status review**. Applied Energy, Vol. 86, p.1823–3535, 2009.

LE MOS, L. G., e VASCONCELLOS, G. G. **Projeto e Construção de Turbina Hidrocínética Tipo Roda d' Água**, Trabalho de conclusão de curso (Engenharia Mecânica) – Departamento de Física, FURG, Rio Grande, RS, 2004.

LIPIARSKI, J. T., FIGUEIREDO, L. M. de V. **Projeto, Construção e Instalação de uma Turbina Tipo Hélice**, Trabalho de conclusão de curso (Engenharia Mecânica) – Departamento de Física, FURG, Rio Grande, RS, 1995.

LULA, F.A.M, BRASIL JUNIOR, A.C.P., SALOMON, L.B.R., NOGUERA, R., MARUZEWSKY-GAUD, P. **Experimental Study of a New Design of Hydrokinetic Turbine**, Proc. of CONEM 2006, Recife, 2006.

MHK TECHNOLOGIES https://openei.org/wiki/MHK_Technologies/The_Davis_Hydro_Turbine, acessado em 26 abril 2020.

NIEDERLE, G.D. **Turbinas flutuantes: geradores PMG ou assíncronos, acoplamentos e considerações**. In: <https://www.hidroenergia.com.br/turbinas-flutuantes-geradores-pmg-ou-assincronos-acoplamentos-e-consideracoes/>. Postado em 2018. Acessado em 26 março 2020.

OGLIARI, J. **Projeto e Testes de uma Turbina Hidrocínética Axial**. Trabalho de conclusão de curso (Engenharia Mecânica) – Departamento de Física, FURG, Rio Grande, RS, 2005.

PAIM, L. M., BRANCO, A. M. **Projeto, Construção e Instalação de Turbina Hidrocínética de Eixo Axial**. Trabalho de conclusão de curso (Engenharia Mecânica) – Departamento de Física, FURG, Rio Grande, RS, 2008.

ROCHA, D. S., MASCHIO D, **Determinação de curvas características de turbinas hidráulicas**, Trabalho de conclusão de curso (Engenharia Mecânica) – Departamento de Física, FURG, Rio Grande, RS, 2004.

RODRIGUES, A.P.S.P, **Parametrização e Simulação Numérica de Turbina Hidrocínética-Otimização Via Algoritmos Genéticos**. Dissertação de Mestrado em Ciências Mecânicas. UnB, 2007.

PROJETO, CONSTRUÇÃO E INSTALAÇÃO DE TURBINAS HIDROCINÉTICAS DE PEQUENO PORTE NO BRASIL E NO MUNDO – A EXPERIÊNCIA DA FURG

SANTOS, S.M., ALMEIDA, J.A., ANDRADE, D. A., DIAS, L.F. **Turbina hidrocínética Axial**. Encit 2004. Rio de Janeiro, RJ, 2004.

SEILER, L.M.N. **Modelagem numérica da Lagoa dos Patos**. Dissertação de Mestrado, programa de Oceanografia Geológica, IO, USP, 2014.

SIMEC ATLANTIS ENERGY <https://simecatlantis.com/services/turbines/> acessado em 26 abril 2020.

SIMEC ATLANTIS ENERGY <https://simecatlantis.com/projects/meygen/> acessado em 26 abril 2020.

SMART HYDRO POWER <https://www.smart-hydro.de/> acessado em 26 abril 2020.

SIMONE, G. A., **Máquinas de Indução Trifásicas**, Editora Érica, São Paulo, SP, 2000.

SOUZA, F.M., OLIVEIRA, T.F. BRASIL JUNIOR, A. C. P. **Estudo Experimental de Um Modelo Reduzido de Turbina Hidrocínética. Projeto Final**. 16º Simpósio de Pós-graduação de Engenharia Mecânica. UnB, Brasília, 2006.

SOUZA, Z. **Dimensionamento de Máquinas de Fluxo – Turbinas, Bombas, Ventiladores**, São Paulo. Ed. Edgar Blücher Ltda, 1991.

TGFIBERGLASS. **Processos de fabricação**. In: <https://www.tgfiberglass.com.br/processos> acessado em 26 abril 2020.

TIAGO FILHO, G.L. **The state of art of Hydrokinetic power in Brazil**, Waterpower XIII Conference, Buffalo - New York, USA, 2003.

TIAGO FILHO, G.L. **Painel 6 – Energia Hidrocínética no Norte do Brasil**, In:

<https://pt.slideshare.net/UKinBrazilNetwork/painel-6-energia-hidrocintica-no-norte-do-brasil>. 2016.

VELOSO, G.G.; CLEMENTE, R.E.B. **Estudo Comparativo entre Perfis Hidrodinâmicos de Rotores de Turbinas Hidrocínéticas**. Trabalho de conclusão curso (Engenharia Mecânica), Departamento de Engenharia Mecânica, UnB, Brasília, 2013.

WORLD ENERGY, **Situação da Energia no Mundo**, In: www.worldenergy.org, acessado em 20 de outubro de 2002.

SOBRE A AUTORA

Profª Sonia Magalhães dos Santos

Professora Titular aposentada da Escola de Engenharia da FURG, aposentadoria em 2009. Graduada em Engenharia Industrial Química, FURG, 1972. Especialista em Projeto de Pequenas Centrais Hidrelétricas, UNIFEI, 1986. Mestre em Engenharia Mecânica, Área Fenômenos de Transporte, UFSC, 1977. Doutora em Engenharia Mecânica, Área Fenômenos de Transporte, UFRGS, 2001. Experiência em Projetos e Construção de Bombas Hidráulicas, Turbinas Hidráulicas e Eólicas.

SOBRE OS COAUTORES

Eng. André de Matos Branco

Graduado em Engenharia Mecânica, FURG, 2009. Engenheiro de Tecnologia Militar (Arsenal de Marinha do Rio de Janeiro – AMRJ), 2009-2011. Engenheiro Mecânico na Companhia Riograndense de Saneamento (CORSAN) desde 2012. Especialista em Engenharia de Segurança do Trabalho, UCPEL, 2017. Experiência em manutenção, operação e testes em motores de propulsão e auxiliares Diesel navais, bem como em projetos, operação e manutenção e obras de sistemas de abastecimento de água públicos.

Eng. Leonardo Mackmillan Paim

Graduado em Engenharia Mecânica, FURG, 2009. Mestre em Engenharia Mecânica, Área Mecânica dos Sólidos, UFF, 2011. Doutor em Engenharia Mecânica, Área Mecânica dos Sólidos, UFF, 2014. Gerente Global de Engenharia da HJ3 Composites – Tucson AZ USA.

Eng. Daniel Alves de Andrade

Graduado em Engenharia Mecânica, FURG, 2004. Especialista em Gestão de Projetos, FGV, 2009. Mestre em Engenharia Mecânica, Área Elementos Finitos, UCS, 2018. Professor de graduação e de pós-graduação em cursos de engenharia e de administração na região da serra gaúcha. Profissional atuante em gestão industrial com 18 anos de experiência na indústria metal mecânica.

Eng. Fábio Berwaldt Hartwig

Eletrotécnico, Colégio Técnico Industrial – CTI, 1999 a 2001. Graduado em Engenharia Mecânica, FURG, 2002 a 2006. Analista de projetos, Empresa WEG, 2007 a 2010. Engenheiro de Equipamentos Mecânicos, Petrobras Petróleo Brasileiro S.A., de 2010 – atualmente.

Eng. Jefferson Ogliari

Graduado em Engenharia Mecânica, FURG, 2006. Pós-graduado em Gerenciamento de Projetos, FGV, 2012. Coordenador de Projetos na empresa BUNGE Alimentos S.A. Experiência em Coordenação e Gestão de Projetos multidisciplinares em empresas Multinacionais e Nacionais.

Eng. Leonardo Files Dias

Graduado em Engenharia Mecânica, FURG, 2004. Pescal S.A, Rio Grande/RS, 2004 a 2007. Coordenador das atividades de Engenharia com foco na operação e manutenção. Dalkia Brasil S.A, 2007. Coordenador de projetos ligados à área de eficiência energética da unidade Industrial da Empresa de Frangosul em Montenegro/RS. Indústria Alimentícias Leal Santos LTDA, Rio Grande/RS: 2007 a 2010: Gerente Técnico: Projetos e manutenção das embarcações pesqueiras; Suporte técnico e manutenção dos sistemas da Planta Industrial de Lombo e Conserva.

2010 a 2021: Gerente Técnico do segmento operacional: Gerência de produção, implementação da produção de conserva de atum e sardinha com a marca Robson Crusue do grupo Espanhol Jealsa Rianxeira. Operação da frota pesqueira, operando 6 barcos atuneiros congeladores.

2018- atual: Diretor Operacional responsável pela estratégia de operação dos barcos atuneiros, compra de pescado de outros armadores e cardume associado; operação de cerco próprio com uso de traineiras para abastecer os atuneiros com anchoita na costa do Rio Grande.

Eng^a Amanda Viana Gonçalves

Graduada em Engenharia Mecânica pela FURG, 2006. Pós-Graduada em Gerenciamento de Projetos pela FGV, término em 2022. Engenheira Pesquisadora projeto PETROBRAS para o desenvolvimento e comissionamento de máquina de 400T para ensaios de integridade estrutural em cabos de amarração de plataformas, Laboratório de Análise de Tensões em Cabos Sintéticos – POLICAB, FURG, 2008 a 2011. Pós-Graduada em Engenharia de Segurança do Trabalho pela UCPEL, 2012. Capitão-Tenente da Reserva de 2^a Classe da Marinha do Brasil, de 2012 a 2020: Seção de Sistemas Propulsores e Projetos Mecânicos do Dept^o Técnico do Arsenal de Marinha do Rio de Janeiro (AMRJ), Projeto de Navio Patrulha no Centro de Projetos de Navios (CPN). Encarregada da Seção de Usinagem, Ajustagem e Balanceamento da Oficina de Mecânica Naval (AMRJ).

EDITORA E GRÁFICA DA FURG
CAMPUS CARREIROS
CEP 96203 900
editora@furg.br

ISBN 978-65-5754-173-9



9 786557 541739