



FACULDADE MARIA MILZA - FAMAM
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM DESENVOLVIMENTO REGIONAL E
MEIO AMBIENTE

LUIS CARLOS MENDES SANTOS

GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA EM ADUTORA DE SISTEMA DE
ABASTECIMENTO DE ÁGUA: PROTÓTIPO DE MICROCENTRAL
HIDRELÉTRICA.

GOVERNADOR MANGABEIRA – BA
2018

LUIS CARLOS MENDES SANTOS

**GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA EM ADUTORA DE SISTEMA DE
ABASTECIMENTO DE ÁGUA: PROTÓTIPO DE MICROCENTRAL
HIDRELÉTRICA.**

Pesquisa de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação da Faculdade Maria Milza, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Desenvolvimento Regional e Sustentável.

Área de concentração: Dinâmica Regional e Desenvolvimento Sustentável.

Linha de Pesquisa: Planejamento, Gestão e Tecnologias Ambientais.

Orientador: Prof. Dr. Sérgio Roberto Lemos de Carvalho.

**GOVERNADOR MANGABEIRA – BA
2018**

Ficha catalográfica elaborada pela Faculdade Maria Milza, com os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

Bibliotecárias responsáveis pela estrutura de catalogação na publicação:
Marise Nascimento Flores Moreira - CRB-5/1289 / Priscila dos Santos Dias - CRB-5/1824

S237g	Santos, Luis Carlos Mendes
	Geração de energia elétrica em adutora de sistema de abastecimento de água: protótipo de microcentral hidrelétrica / Luis Carlos Mendes Santos. - Governador Mangabeira - BA, 2018.
	82 f.
	Orientador: Sérgio Roberto Lemos de Carvalho.
	Dissertação (Mestrado Profissional em Desenvolvimento Regional e Meio Ambiente) - Faculdade Maria Milza, 2018.
	1. Geração Compartilhada de Energia. 2. Microgeração Hidrelétrica. 3. Geração Alternativa de Energia Elétrica. I. Carvalho, Sérgio Roberto Lemos de, II. Título.
	CCD 333.7932

Luis Carlos Mendes Santos

Geração de energia elétrica em adutoras de sistemas de abastecimento de água

Dissertação apresentada ao Programa de Mestrado Profissional em Desenvolvimento Regional e Meio Ambiente da Faculdade Maria Milza (FAMAM), como requisito parcial para obtenção do título de Mestre.

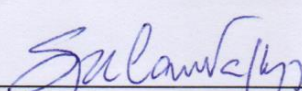
Linhas de Pesquisa: Planejamento, Gestão e tecnologias ambientais.

Orientador (a): Prof. Dr. Sérgio Roberto Lemos de Carvalho

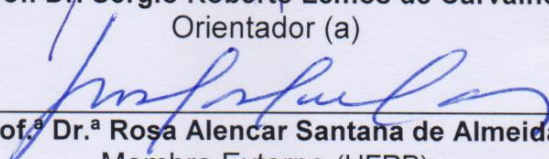
Aprovada em:

15 / agosto / 2018

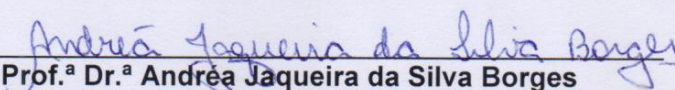
BANCA EXAMINADORA



Prof. Dr. Sérgio Roberto Lemos de Carvalho
Orientador (a)



Prof.ª Dr.ª Rosa Alencar Santana de Almeida
Membro Externo (UFRB)



Prof.ª Dr.ª Andréa Jaqueira da Silva Borges
Membro Interno (FAMAM)

GOVERNADOR MANGABEIRA - BA
2018

AGRADECIMENTOS

À minha família, pela paciência e tolerância às minhas ausências – ainda que fisicamente presente – ao longo deste trabalho;

A Luana Mendes e Laís Mendes, pelas importantes contribuições;

Aos amigos Rosa Alencar Santana de Almeida, Jânia Betânia Alves da Silva, Jorge Luiz Rabelo, que tão generosamente se dispuseram a sacrificar preciosas horas do seu valioso tempo e disponibilizar seus conhecimentos acadêmicos para contribuir com este trabalho;

A Gildásio Gomes de Oliveira, Felipe Ribeiro de Oliveira, José Rita de Melo e Joaquim Andrade, pelas grandiosas contribuições no suporte técnico, sem as quais seria muito mais difícil a realização desta pesquisa;

A William da Silva Pereira e Raphael Moura Mascarenhas, pela prestimosa e imprescindível contribuição nos processos de impressão em 3D e montagem dos protótipos, além das valiosas e importantes sugestões;

Aos colegas de trabalho Josenildo Pereira dos Santos, José Luiz Cerqueira, Gildo Souza, Adilson de Jesus Neiva e Paulo Souza, que tanto contribuíram para a realização dos ensaios de campo;

À Profa. Dra. Elizabete Rodrigues da Silva, pela confiança depositada e pelas muitas palavras de incentivo;

À EMBASA – Empresa Baiana de Águas e Saneamento S/A, através da Unidade Regional de Santo Antônio de Jesus e do Escritório Local de Cruz das Almas, por ter disponibilizado suas instalações para a realização de ensaios de campo;

Especialmente ao meu orientador, Dr. Sérgio Roberto Lemos de Carvalho, pela confiança depositada no autor e nas probabilidades da hipótese, pela excelente orientação e pelos significativos incentivos ao longo da pesquisa.

***Se tens que lidar com água, consulta primeiro
a experiência depois a razão.***

Leonardo da Vinci

RESUMO

A energia elétrica é um dos principais insumos, e o segundo mais oneroso, para as empresas de saneamento, as quais estão entre os maiores clientes das distribuidoras de eletricidade. Na atual conjuntura, a busca por novas fontes de energia limpa e de menor custo é uma das premissas básicas para a sustentabilidade do planeta, como também das corporações. O funcionamento das hidrelétricas fundamenta-se no aproveitamento do fluxo hídrico no interior de dutos, nos quais são instaladas turbinas, responsáveis por fornecer energia mecânica ao eixo de geradores de corrente elétrica. O presente trabalho teve como objetivo a comprovação da viabilidade técnica do aproveitamento de potencial existente nas tubulações dos sistemas de abastecimento de água, muitas das quais assemelham-se aos dutos das hidrelétricas convencionais, para a geração de energia elétrica. Foram desenhados e testados dispositivos para operar como microturbinas, a serem instaladas no interior de adutoras por gravidade e linhas tronco de redes distribuidoras, existentes ou a serem projetadas, aproveitando esse potencial. Foi avaliada a capacidade dos dispositivos criados para conversão da energia hidrodinâmica em mecânica e aferidos os parâmetros técnicos envolvidos. Foram mensuradas as perdas de carga hidráulica introduzidas, de modo a não se reduzir a vazão necessária ao abastecimento de água das populações atendidas a jusante do ponto de inserção. A pesquisa foi desenvolvida em etapas, com desenhos e simulações realizados através de computação gráfica. Na fase final foram impressos protótipos em plástico, em escala reduzida, e realizados testes práticos em campo. Os ensaios resultaram na obtenção do pretendido giro do eixo dos protótipos, com a conversão do fluxo hídrico em rotação no eixo dos dispositivos testados. Os modelos testados em campo obtiveram resultados de 330 rpm e 263 rpm, para o protótipo de maior e o de menor diâmetro, respectivamente, comprovando-se viabilidade técnica e probabilidade para surgimento de modal alternativo destinado à geração de energia elétrica em tubulações de sistemas de abastecimento de água.

Palavras-chaves: Geração Compartilhada de Energia. Microgeração. Hidrelétrica. Geração Alternativa de Energia Elétrica.

ABSTRACT

The electric energy is one of the principal inputs, second most onerous, to sanitation companies, which are among the principal electricity distributor's clients. In the current situation, the search for new clean and lower costs energy sources is one of the basics premises for planet's sustainability, and so for the companies as well. A hydroelectric operation is based on the exploitation of the hydric flow inside of ducts, on which are installed the turbines, who are responsible for the mechanical energy provision to the electric current's generators shafts. The present work had the objective of proving the technical on the potential's employment existent on the water supply system's pipes, many of which are similar to the ducts of conventional hydroelectrics, for the electric energy generation. Devices were drawn and tested to operate like a microturbine, which should be, prospectively, installed on the pipelines's insides, existing or to be designed, taking advantage on this potential. The capacity of the devices created for the conversion of hydrodynamic energy into mechanics was evaluated, and so were the involved technical parameters. The hydraulic load losses introduced were measured, in order to do not reduce the needed flow to the populations served downstream from the point of insertion's water supply. The research was developed into stages, with drawings and simulations made through graphic computation. On the final stage, plastic prototypes were printed, on a reduced scale, and practical tests were executed. The trials resulted in the expected prototype axis's gyre, with the water fluid's conversion into the devices's axis's rotation. The field-tested models obtained the results of 330 rpm and 263 rpm, for the largest and the smallest prototype, respectively, proving technical viability and the probability of the emergence of alternative modalities intended to electric energy's generation inside water supply systems's pipes.

Key-words: Shared Power Generation. Hydroelectric Generation. Alternative Power Generation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 01	Turbina da Archimedes	16
Figura 02	Turbina Pelton	16
Figura 03	Dutos de alimentação de turbinas (UHE Gafanhoto, MG)	27
Figura 04	Adutora do SIAA da Zona Fumageira (Cruz das Almas, BA)	28
Figura 05	Perfil de velocidade no tubo	38
Figura 06	Fluxograma do processo	39
Figura 07	Especificações do filamento PLA	40
Figura 08	Datalogger de pressão utilizado	41
Figura 09	Datalogger e macromedidor de vazão	41
Figura 10	Manômetro de Bourdon utilizado	42
Figura 11	Desenho do eixo (perspectiva)	43
Figura 12	Desenho do eixo (longitudinal)	43
Figura 13	Conjunto girante modelo 1-A (perspectiva)	43
Figura 14	Conjunto girante modelo 1-A (longitudinal)	43
Figura 15	Conjunto girante modelo 1-C (perspectiva)	44
Figura 16	Conjunto girante modelo 2-A (longitudinal)	44
Figura 17	Conjunto girante modelo 2-C (perspectiva)	44
Figura 18	Conjunto girante modelo 2-C (longitudinal)	44
Figura 19	Barrilete modelo 1-A (vista longitudinal)	45
Figura 20	Barrilete modelo 1-A (perspectiva)	45
Figura 21	Flange com furo central	45
Figura 22	Peça especial para contenção do selo mecânico	45
Figura 23	Barrilete modelo 1-A (transparência)	46
Figura 24	Barrilete modelo 1-A (simulação de fluxo)	46
Figura 25	Desenho intermediário de barrilete	47
Figura 26	Modelo 1-B (vista longitudinal)	48
Figura 27	Modelo 1-B (perspectiva de fundos)	48
Figura 28	Modelo 1-B (perspectiva de frente)	48
Figura 29	Modelo 1-B (transparência)	48
Figura 30	Modelo 1-B (longitudinal)	48
Figura 31	Modelo 1-B (fluxo - perspectiva)	49
Figura 32	Modelo 1-B (fluxo - vista transversal)	49
Figura 33	Modelo 1-C (vista de fundos)	49
Figura 34	Modelo 1-C (vista de frente)	49
Figura 35	Modelo 1-C (perspectiva)	50
Figura 36	Modelo 1-C (transparência)	50
Figura 37	Modelo 1-C (linhas de fluxo)	50
Figura 38	Modelo 1-C (linhas de fluxo)	
Figura 39	Modelo 2-A (perspectiva)	
Figura 40	Modelo 2-A (transparência)	51

Figura 41	Modelo 2-A (linhas de fluxo)	52
Figura 42	Modelo 2-A (linhas de fluxo perspectiva)	52
Figura 43	Modelo 2-A (linhas de fluxo / outro ângulo)	52
Figura 44	Modelo 2-B (vista longitudinal)	53
Figura 45	Modelo 2-B (perspectiva)	53
Figura 46	Modelo 2-B (vista superior)	53
Figura 47	Vista do rotor do Modelo 2-C	54
Figura 48	Aspecto final do Modelo 2-C	54
Figura 49	Modelo 2-C (linhas de fluxo vista longitudinal)	54
Figura 50	Modelo 2-C (linhas de fluxo vista transversal)	54
Figura 51	Rotor ajustado e impresso (vista de montante)	55
Figura 52	Rotor ajustado e impresso (vista de jusante)	55
Figura 53	Rotor ajustado e impresso (longitudinal)	55
Figura 54	Conjunto girante do Modelo 2-C	56
Figura 55	Rotor do conjunto girante	56
Figura 56	Retentor e rolamento	56
Figura 57	Retentor e mancal sendo montados	56
Figura 58	Curva 45° com redução	57
Figura 59	Bancada de testes com o protótipo montado	57
Figura 60	Mancal na bancada	58
Figura 61	Peça central do barrilete rompida	59
Figura 62	Falhas observadas no primeiro ensaio	59
Figura 63	Modelo 3-A Curva 90° (perspectiva)	60
Figura 64	Modelo 3-A curva 90° (topo)	61
Figura 65	Modelo 3-A curva 45° (topo)	61
Figura 66	Disposição interna do Modelo 3-A	62
Figura 67	Ensaio improvisado do Modelo 3-A	63
Figura 68	Nova montagem para ensaio	63
Figura 69	Sistema montado para ensaio	64
Figura 70	Modelo 3-A reduzido	65
Figura 71	Aspecto do Modelo 3-A testado	65
Figura 72	Registro da rotação	65
Figura 73	Gráfico Vazão X Rotação	67
Figura 74	Peça central do barrilete em PLA	67
Figura 75	Peça central fundida em ferro	68
Figura 76	Rotor fundido em liga de alumínio	68
Figura 77	Primeira montagem com peças metálicas	68
Figura 78	Instalação na adutora	70
Figura 79	Instalação na adutora (outro ângulo)	70
Figura 80	Curva de saída fora de padrão	71
Figura 81	Modelo 1-D (topo)	71
Figura 82	Modelo 1-D (transparência)	71

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	Seleção do tipo de turbina	23
Tabela 2	Velocidade do alternador em função do número de pares de polos	34
Tabela 3	Características de geradores de energia elétrica	35
Tabela 4	Registros de rotação para o Modelo 3-A reduzido	64
Tabela 5	Resultados de ensaio de campo	66
Tabela 6	Síntese das características dos modelos	73

SIMBOLOGIA

ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica

BFT – Bomba funcionando como turbina

CNPJ – Cadastro Nacional de Pessoas Jurídicas

CV – Cavalo Vapor

DI – Diâmetro interno da tubulação

DN – Diâmetro nominal

ELETROBRÁS – Centrais Elétricas Brasileiras S.A.

Hz – Hertz

KVA – Kilovoltampère

KW – Kilowatt

MIG – Motor funcionando como gerador

PLA – Plástico poliláctico

SAA – Sistema de abastecimento de água

SIAA – Sistema integrado de abastecimento de água

VRP – Válvula redutora de pressão

VCV – Válvula controladora de vazão

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
2	REVISÃO DE LITERATURA	18
2.1	GENERALIDADES SOBRE TURBINAS HIDRÁULICAS	19
2.2	TIPOS DE TURBINAS HIDRÁULICAS MAIS CONHECIDAS	24
2.3	TURBINAS DE ARCHIMEDES	25
2.4	TURBINAS PELTON	27
2.5	BOMBAS FUNCIONANDO COMO TURBINAS (BFT)	29
2.6	MICROCENTRAIS HIDRELÉTRICAS	32
2.7	CARACTERÍSTICAS E ESPECIFICAÇÕES DE GERADORES DE ENERGIA	34
3	METODOLOGIA	37
3.1	PARÂMETROS DE ESCOLHA DA ADUTORA	38
3.2	PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO DA MICROTURBINA PESQUISADA	38
3.3	MODELAGEM COMPUTACIONAL, MATERIALIZAÇÃO E APERFEIÇOAMENTO	39
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	43
4.1	PORTFÓLIO DE MODELOS PESQUISADOS	44
4.1.1	MODELO 1-A	44
4.1.2	MODELO 1-B	47
4.1.3	MODELO 1-C	49
4.1.4	MODELO 2-A	51
4.1.5	MODELO 2-B	52
4.1.6	MODELO 2-C	53
4.1.7	MODELO 3-A	60
4.1.8	MODELO 1-D	71
4.2	AFERIÇÃO DE PERDAS DE CARGA	72
4.3	SÍNTESE DAS CARACTERÍSTICAS DOS MODELOS	73
4.4	PRÓXIMAS ETAPAS PARA UTILIZAÇÃO PRÁTICA DA MICROTURBINA	73
5	CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES GERAIS	75
	REFERÊNCIAS	80

1 INTRODUÇÃO

Sistemas de abastecimento de água são componentes importantes da infraestrutura necessária para a sobrevivência das populações humanas, em qualquer parte do planeta. Não por acaso classificam-se como um dos quatro pilares do saneamento básico. Tais sistemas constituem-se como grandes consumidores de eletricidade nos seus vários processos.

Diante disso, objetivou a pesquisa desenvolver um dispositivo que operasse como fonte renovável e limpa de energia elétrica, aproveitando a energia hidrocínética presente nas tubulações dos sistemas de abastecimento de água. De maneira secundária, tal dispositivo deveria racionalizar os custos com energia elétrica nos referidos sistemas, o que melhoraria a sua sustentabilidade econômica e ambiental.

Com o constante crescimento da população humana, o conseqüente e necessário desenvolvimento tecnológico, e a acelerada industrialização do planeta, surgem novas e grandes demandas por energia, ao tempo em que se vão exaurindo as fontes não renováveis conhecidas. Objetivando equacionar tal situação, novas pesquisas e desenvolvimento têm surgido, especialmente nas áreas dos combustíveis alternativos, como os biocombustíveis, e da geração de energia elétrica. Geração através das correntes de vento (eólica), das correntes marinhas e do movimento das marés e da conversão dos raios solares são exemplos de fontes renováveis atualmente utilizadas.

Os esforços empreendidos pela ciência, com notáveis avanços no campo da produção/conversão de energias para suprimento das demandas humanas, em princípio, devem condicionar-se, sempre, na preservação do meio ambiente. Todo avanço científico que resulte em maior conforto e garantia de sustentabilidade, para que as leis da natureza se façam cumprir, deve ser buscado com afinco.

Dentro de uma perspectiva de futuro breve, quaisquer iniciativas que levem à criação ou descoberta de novos caminhos para redução desses impactos e à viabilização de novas alternativas para geração de energia limpa, devem ser priorizadas e apoiadas por agentes privados ou governamentais. Isso já vem sendo feito em diversos países, incluindo o Brasil (mesmo que timidamente).

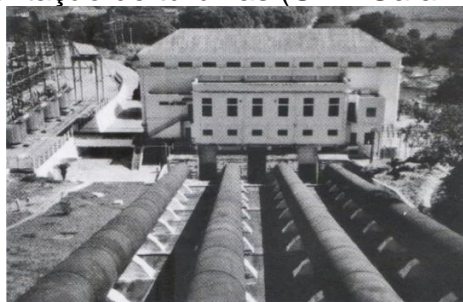
O mundo atual move-se consumindo energia produzida nas usinas, sendo que a fonte hidrelétrica é a mais utilizada em muitos países, como é o caso do Brasil. Porém, os modelos amplamente utilizados para esse tipo de geração apresentam

efeitos colaterais bastante representativos, devidos aos impactos ambientais negativos e de grande relevância.

Nesse contexto, sabe-se que em sistemas de abastecimento de água (SAAs) a energia elétrica figura entre os principais e mais onerosos insumos, pois dela depende o funcionamento dos motores utilizados, os quais acionam bombas de variados tipos, desde aquelas que recalcam água, até as que efetuam dosagem dos produtos químicos utilizados nos processos de tratamento.

Observando tubulações existentes nos sistemas de abastecimento de água, especialmente adutoras operadas por gravidade, pode-se notar a existência de semelhanças funcionais com os dutos das hidrelétricas, conforme pode-se notar nas figuras 3 e 4. Muitas dessas tubulações propiciam condições para aproveitamento na produção hidrelétrica, devido às semelhanças e ao fato de que não será necessária a construção de infraestrutura para alimentação hidráulica da turbina – ou seja, o duto –, já que a própria tubulação é pré-existente e cumprirá esse papel. Essa similaridade oferece excelente oportunidade para criar-se dispositivos capazes de aproveitar e converter a energia hidrodinâmica que flui quase perenemente por essas instalações, para utilização prática e útil na geração. Em muitas delas existem plenas condições para aproveitamento alternativo, sem que isso venha a causar prejuízos aos sistemas hospedeiros.

Figura 1 – Dutos de alimentação de turbinas (UHE Gafanhoto, MG)



Fonte: Baptista; Lara. (2014, p 128).

Figura 2 – Adutora do SIAA da Zona Fumageira (Cruz das Almas, BA)



Mas, para utilização de tubulações de SAAs com essa função adicional vários fatores devem ser observados, entre eles a garantia de que vazões e pressões de trabalho serão preservadas, ou as perdas serão imperceptíveis e absorvíveis, de modo que não sejam acarretados prejuízos ao cumprimento dos seus reais objetivos, quais sejam o abastecimento às necessidades humanas e industriais.

A partir das semelhanças observadas pesquisou-se o aproveitamento das tubulações dos SAAs para a geração de energia elétrica, desenvolvendo-se um novo modelo de microturbina, diferente das turbinas convencionais utilizadas tradicionalmente. O dispositivo, se instalado no interior de uma tubulação que opere com vazão regularizada, deverá originar um novo modelo de microcentral hidrelétrica.

2 REVISÃO DE LITERATURA

Diante da importância da energia elétrica como insumo e também da sua elevada participação na planilha de custos dos sistemas de água e de esgoto, é premente a necessidade de racionalizar a sua utilização, reduzindo-a ao menor patamar que for possível.

Conforme Tsutiya (2005, p. 304),

As despesas com energia elétrica em empresas de saneamento básico situam-se na faixa de 10 a 20%, sendo essas despesas, o segundo ou terceiro item mais importante no orçamento das despesas de exploração. De um modo geral, os motores elétricos utilizados em estações elevatórias de água são responsáveis por cerca de 90% das despesas com energia.

De acordo com Sobrinho e Borja (2016, p. 03),

Dados da Alliance to Save Energy (ASE, 2002) revelam que entre 2 e 3% do consumo de energia mundial é usado no bombeamento e tratamento de água para residências e indústrias. No Brasil, esses sistemas consomem aproximadamente 7,8 bilhões de kWh por ano, segundo informações de 2009 do SNIS.

Medidas que contribuam com a redução ou a otimização do uso da energia elétrica nos SAAs serão sempre bem recebidas. Conforme (Tsutiya 2005, p. 304),

A implantação de medidas que possam reduzir os custos com energia elétrica é de suma importância para a viabilidade econômica das empresas que operam os sistemas de água e esgoto, pois o custo de energia elétrica tem sido cada vez mais elevado, principalmente devido a crise no setor energético.

Gomes (2014, p. 16) apresenta várias alternativas para racionalização do uso de eletricidade nos sistemas de abastecimento de água (SAAs), entre elas o “aproveitamento de potenciais energéticos” porventura existentes.

No Brasil, a principal fonte de produção de energia são as usinas hidrelétricas, através do aproveitamento dos principais cursos d'água existentes e distribuídos por todo o território nacional. No entanto, as grandes usinas, no momento atual consideradas praticamente insubstituíveis, normalmente provocam graves efeitos colaterais – os impactos ambientais negativos –, consequências de difícil diluição e absorção. Conforme Bermann (2007, apud MORETTO et al., 2012, p. 02),

Dentre estas, estão o comprometimento das atividades econômicas a jusante e à montante da barragem, a diminuição da qualidade da água, o assoreamento do corpo hídrico, o aumento de doenças de veiculação hídrica, a exclusão de usos múltiplos previamente existentes no espaço ocupado pelo reservatório e, sobretudo, o deslocamento compulsório de população e atividades anteriormente localizadas na área afetada.

Em cada hidrelétrica as condições são muito particulares, ou seja, os projetos das partes componentes são específicos para cada nova usina, desde o potencial de geração até a relação dos impactos ambientais produzidos, na maioria das vezes irreversíveis e não mitigáveis. Em cada nova instalação as condições locais têm suas próprias peculiaridades e características, como por exemplo a topografia, vazões do manancial, desníveis e demandas a serem atendidas.

Para um bom aproveitamento hidrelétrico, de acordo com a ELETROBRÁS (2016),

O potencial hidráulico é proporcionado pela vazão hidráulica e pela concentração dos desníveis existentes ao longo do curso de um rio. Isto pode se dar: de forma natural, quando o desnível está concentrado numa cachoeira; através de uma barragem, quando pequenos desníveis são concentrados na altura da barragem; através de desvio do rio de seu leito natural, concentrando-se os pequenos desníveis nesse desvio.

Usinas hidrelétricas têm no seu cerne as turbinas hidráulicas – máquinas de fluxo –, responsáveis pela conversão da energia cinética dos cursos d'água em energia mecânica.

2.1 GENERALIDADES SOBRE TURBINAS HIDRÁULICAS

Conforme Porto (2006, p. 17) “turbinas e bombas são máquinas hidráulicas que têm a função, respectivamente, de extrair ou fornecer energia ao escoamento”. Ou seja, turbinas hidrelétricas são máquinas de fluxo, cuja função é absorver energia cinética do fluxo d'água e converter em energia mecânica. Essa energia mecânica é transmitida, através do eixo da turbina ao eixo do gerador, o qual a converte em energia elétrica.

De acordo com Baptista e Lara (2010, p. 126),

Dependendo da forma que a água atua nas pás do rotor, as turbinas são classificadas em turbinas de ação e reação. No primeiro tipo o jato incide

livremente nas pás, através de um distribuidor em forma de bocal, sob a ação única da energia cinética, enquadrando-se neste tipo as turbinas Pelton.

Conforme Sosnoski (2015, p. 50),

No caso das turbinas de reação, o rotor não tem contato com a atmosfera, trabalhando sob uma coluna d'água. Desta forma, existe uma diferença de pressões entre a entrada e a saída da turbina devido à diminuição das velocidades e pressões em seu funcionamento.

O Teorema de Bernoulli para fluidos perfeitos nos apresenta que, durante o fluxo da água numa tubulação, têm-se:

$$V_1^2/2g + p_1/\gamma + Z_1 = V_2^2/2g + p_2/\gamma + Z_2 = \text{constante} \quad (1)$$

Fonte: adaptado de Azevedo Neto (1977, p. 47)

Onde V é a velocidade da água no trecho, g é a aceleração da gravidade, p é a pressão no ponto, γ é o peso específico da água e Z a cota do tubo no local.

Conforme Azevedo Netto (1977, p. 47) “O teorema de Bernoulli não é senão o princípio da conservação da energia.” Essa equação representa as três componentes da quantidade de energia disponíveis numa certa quantidade de água em certo ponto do espaço: a energia cinética, representada pela componente $V^2/2g$, associada à velocidade do fluido; potencial gravitacional, resultante da posição vertical (altitude) onde encontra-se o fluido, representada por Z ; e a componente de pressão no ponto analisado, representada por p/γ .

Ainda conforme Azevedo Netto (1977, p. 53),

A experiência não confirma rigorosamente o teorema de Bernoulli, isto porque os fluidos reais (naturais) se afastam do modelo perfeito. A viscosidade e o atrito externo são os principais responsáveis pela diferença; em consequência das forças de atrito, o escoamento somente ocorre com uma perda de energia: perda de carga (a energia se dissipa sob a forma de calor). Por isso se introduz na equação de Bernoulli um termo corretivo h_1 (perda de carga).

A equação de Bernoulli, quando aplicada aos fluidos reais, segundo Azevedo Netto (1977, p. 53), adota a seguinte forma:

$$V_1^2/2g + p_1/\gamma + Z_1 = V_2^2/2g + p_2/\gamma + Z_2 + h_f \quad (2)$$

Fonte: adaptado de Azevedo Neto (1977, p. 53)

Sendo h_f o valor da perda de carga produzida ao longo do trecho do escoamento da água. Essa componente pode ser calculada através de várias fórmulas empíricas ou desenvolvidas experimentalmente, sendo as mais utilizadas na hidráulica as de Hazen-Williams:

$$J = 10,643 \times Q^{1,852} \times C^{-1,852} \times D^{-4,87} \quad (3)$$

Fonte: adaptado de Azevedo Neto (1977, p. 190)

E a de Darcy-Weisbach:

$$h_f = f \times L/D \times V^2/2g \quad (4)$$

Fonte: adaptado de Azevedo Neto (1977, p. 197)

Onde:

1. J é a perda de carga unitária (m/m), definida por $J = h_f / L$; (5)
2. Q é a vazão veiculada, em m^3/s ;
3. C é um coeficiente adimensional que representa a rugosidade do tubo;
4. D representa o diâmetro interno da tubulação por onde flui a água;
5. L representa o comprimento do trecho da tubulação onde se deseja avaliar a perda de carga;
6. f representa o coeficiente de atrito da água, estipulado por Darcy, com base no número de Reynolds e na rugosidade relativa do conduto, podendo ser calculado com a utilização do diagrama de Moody ou por equações, a exemplo da de Colebrook White;
7. V representa a velocidade da água na seção do conduto no ponto em análise;
8. g é o valor da aceleração da gravidade no local.

Sabe-se que, nos processos reais, não existe máquina hidráulica que aproveite integralmente a energia de um sistema, e temos que considerar que ocorre perda de carga entre a entrada e a saída de qualquer dispositivo hidráulico. No caso do aproveitamento de tubulações de sistemas de abastecimento de água para fins de microgeração de energia elétrica as perdas de energia não devem ser desprezadas, sob pena de comprometer-se o principal objetivo daquelas instalações. Essas perdas,

inclusive, podem capitalizadas a benefício do sistema, desde que eventuais dispositivos para geração de eletricidade – caso das microturbinas – sejam inseridos em trechos muito pressurizados de redes distribuidoras de água, passando a cumprir dupla função, acumulando também o papel da válvula redutora de pressão (VRP).

De acordo com o princípio da conservação, citado por Porto (2006, p. 17), a energia do sistema onde está instalada uma turbina é avaliada através da equação

$$H_e + e_{\text{turbina}} = H_s \quad (6)$$

Fonte: adaptado de Porto (2006, p. 17)

Onde H_e é a energia de entrada, e_{turbina} é a energia retirada pela turbina, e H_s é a energia de saída, sendo todas as unidades medidas em metros. Ainda segundo Porto (2006, p. 17), a expressão geral da potência hidráulica de uma turbina é:

$$\text{Pot} = \pm \gamma Q (H_s - H_e) \quad (7)$$

Fonte: adaptado de Porto (2006, p. 17)

Sendo a potência dada em KW, γ o peso específico da água em N/m^3 , Q a vazão em m^3/s , H_s e H_e em metros (m).

Após considerações e deduções matemáticas, Porto (2006, p. 18) chega à equação de cálculo da potência hidráulica de uma turbina como sendo:

$$\text{Pot} = 9,8 \times Q \times H_u \text{ (em KW)} \quad (8)$$

Fonte: adaptado de Porto (2006, p. 18)

Em que H_u é a queda útil (diferença de cotas entre a entrada e a saída do duto alimentador) e Q a vazão em m^3/s . Cabe notar que nas hidrelétricas convencionais os tubos adutores vencem pequenas distâncias, podendo as perdas de carga ser desprezadas.

A literatura existente fornece elementos para seleção do tipo de turbina mais adequado a cada instalação. A Tabela 1 é bastante utilizada.

Tabela 1 – Seleção do tipo de turbina

Tipos de Turbinas	Característica	n_s (rpm)	$n_q = n_s/3,36$ (rpm)	H (m)
Pelton	1 jato	18	5,3	800
	1 jato	18-25	5,3 -7,4	800-400
	1 jato	26-35	7,7-10,4	400-100
	2 jatos	26-35	7,7-10,4	800-400
	2 jatos	36-50	10,7-14,9	400-100
	4 jatos	40-50	11,9-14,9	400-100
	4 jatos	51-71	15,1-21,0	500-200
	6 jatos	72-90	21,4-26,8	400-100
Francis	Muito lenta	55-70	16,4-20,8	600-200
	Lenta	71-120	21,1-35,7	200-100
	Normal	121-200	36,0-59,5	100-70
	Rápida	201-300	59,8-89,2	70-25
	Extra-rápida	301-450	89,6-133,9	25-15
Kaplan, Bulbo, Straflo, Propeller	8 pás	250-320	74,4-95,2	70-50
	7 pás	321-430	95,5-128,0	50-40
	6 pás	431-530	128,3-157,7	40-30
	5 pás	534-620	158,0-184,5	30-20
	4 pás	624 em diante	185 em diante	30

Fonte: Adaptado de MACINTYRE, 1983, p. 121.

No caso dos sistemas de abastecimento de água, onde as tubulações normalmente possuem grandes extensões, há que aplicar-se a equação de Bernoulli adaptada para fluidos reais. Então, nós podemos substituir o termo H_u pelo valor da pressão dinâmica – que resulta do abatimento da perda de carga em relação ao desnível – encontrada no ponto de inserção do dispositivo. Ou seja, no nosso caso, H_u é considerado como sendo a pressão registrada na entrada do dispositivo, e a perda de carga provocada por ele será a diferença entre essa mesma pressão de entrada e a aferida na saída.

$$\text{Pot} = 9,81 \times Q \times p_{\text{entrada}} \quad (9)$$

Fonte: adaptado pelo autor

Sendo Q em m^3/s , p_{entrada} em m.c.a. e Pot em KW.

As turbinas hidráulicas conhecidas podem operar com quaisquer velocidades específicas (n_s), porém a prática recomenda faixas de velocidades ótimas para cada um dos tipos, conforme a Tabela 1 acima. Isso significa que a velocidade operacional determinará o tipo de turbina a ser adotada.

Tendo em vista que a vazão (Q) e a altura (H), no caso estudado são fixos – dado que o conjunto turbina/gerador deverá ser instalado em tubulações de sistemas de abastecimento de água, os quais trazem consigo parâmetros particulares –, isso implica em que as variáveis a serem trabalhadas serão: n_s (rotação), torque, o próprio desenho da turbina, além do sistema de transmissão de rotação e torque para o gerador, que necessitam ser originais e inovadores, ou ainda perfeitamente adaptados à nova realidade operacional.

2.2 TIPOS DE TURBINAS HIDRÁULICAS MAIS CONHECIDAS

O mercado disponibiliza turbinas hidráulicas de variados tipos e conformações, utilizadas para acionamento de geradores de eletricidade, sendo mais conhecidas e utilizadas as turbinas Pelton, Francis, turbinas Hélice ou Propeller, Kaplan, Dériaz, turbinas Bulbo, Straflo e as Tubulares. Além dessas existem outros modelos menos conhecidos, como as Gorlov – mais utilizadas como turbinas hidrocinéticas – e as baseadas no Parafuso de Archimedes, conhecidas como Turbinas de Archimedes, e empregadas para geração de pequenas quantidades de energia elétrica.

De acordo com Ramage (1996 apud Caixeta e Amorim, 2014, p.10),

As turbinas hidráulicas apresentam uma grande variedade de formas e tamanhos. O modelo mais utilizado é o Francis, uma vez que se adapta tanto a regiões com baixa queda quanto a regiões de alta queda. Como trabalha totalmente submersa, seu eixo pode ser horizontal ou vertical.

A conversão energética nas turbinas é baseada nos princípios da conservação da energia e da quantidade de movimento angular.

Lopes (2011, apud Cardoso, 2016, p. 25) afirma que,

Há a transferência da quantidade de movimento da água para o rotor sob a forma de binário e velocidade de rotação, sendo que as pás do rotor possuem perfil hidráulico que potencializa a transferência de energia.

Existem pontos em comum, assim como existem diferenças entre as características dos diversos tipos de turbinas hidráulicas. Conforme Cardoso (2016, p. 26),

Apesar das respectivas diferenças entre os diversos tipos de turbinas hidráulicas existentes, existem alguns componentes essenciais comuns, tais como:

- a) Distribuidor – direciona o escoamento de água ao rotor segundo a direção que não só otimiza a energia transmitida como também minimiza as perdas de carga;
- b) Rotor – é um órgão móvel que gira em torno do seu eixo onde estão acopladas as pás que convertem a energia hidráulica em mecânica;
- c) Tubo de sucção – recupera a energia cinética residual na saída do rotor e a energia potencial entre a saída do rotor e o nível do canal de fuga;
- d) Carcaça – conduz a água do conduto fechado até o distribuidor.

Alguns elementos são encontrados em três dos tipos de turbinas comerciais existentes, a respeito das quais são tecidos breves comentários. São elas:

- A. Turbina de Archimedes, que utiliza os princípios do parafuso de Archimedes;
- B. Turbina Pelton;
- C. As BFTs (adaptações de Bombas Funcionando como Turbinas).

2.3 TURBINA DE ARCHIMEDES

O Parafuso de Archimedes é muito conhecido desde a antiguidade, e é bastante utilizado nas aplicações mecânicas, sob a denominação popular de “parafuso de rosca sem fim”. Conforme Azevedo Netto (2015, p. 287), “atribui-se sua invenção a Arquimedes para bombear água no Egito (engenheiro e matemático grego que viveu por volta de 250 A.C. e que fez muitas contribuições à hidráulica...)”.

Atualmente existem muitos usos para esse parafuso, sendo que um deles é a aplicação em bombeamento de concreto (na área da engenharia civil) e de sólidos, como nas estações elevatórias de esgotos. Mais recentemente passou-se à aplicação na geração de energia hidrelétrica – as turbinas de Archimedes. Conforme Hellmann (2003, apud Müller e Senior, 2009, p. 01), “Recentemente, o parafuso de Archimedes encontrou também uma aplicação nova, que funciona no reverso, como um conversor de energia para pequenos desníveis.”

Müller e Senior (2009) realizaram experimentos com o Parafuso de Archimedes, apresentando-os no artigo intitulado “Simplified theory of Archimedean

screws” (Teoria Simplificada de Parafusos de Archimedes), no qual buscaram fundamentar teoricamente a aplicação na geração de energia hidrelétrica com a sua utilização, afirmando que “a eficiência aumenta com o ângulo decrescente e o número crescente de voltas. Isso implica que em particular para ângulos mais acentuados um maior número de voltas é desejável.” Nas conclusões dos estudos eles afirmaram que “a eficiência aumenta com a diminuição da queda da cabeça entre as voltas (número crescente de voltas, diminuição do ângulo do parafuso com a horizontal) e com a relação crescente entre profundidade e raio de entrada.”

Conforme Dellinger et al (2015, p. 02),

Uma micro-central de parafuso de Arquimedes consiste de um parafuso rotativo no interior de uma calha aberta e fixa. A energia potencial do fluido que flui através da instalação é convertida em energia mecânica por meio da rotação do parafuso. Essa energia mecânica é, então, convertida em eletricidade, utilizando um gerador. A energia fornecida por este tipo de micro estação é dada pela seguinte equação:

$$P_{\text{central}} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \cdot \eta_{\text{central}}$$

Com P_{central} sendo a potência em W, ρ a densidade da água kgf/m³, Q a taxa de fluxo em m³/s, H a altura de queda em m e η_{central} o rendimento da planta.

Frizon e Scartazzinni (2015, p. 02) afirmam que “o sistema de geração de eletricidade na Europa, tendo esgotadas as alternativas de geração hidráulica de grande e médio porte, está investindo nos aproveitamentos de pequenas quedas, menores de 10 metros de altura”. Isso evidencia a importância da microgeração de eletricidade no contexto atual, especialmente em áreas onde o crescimento da demanda se iguala ou supera a capacidade hídrica de maior representatividade. Segundo os mesmos autores (2015, p. 02), “a empresa Alemã RITZ-ATRO Puppenwerksbau GmbH desenvolveu um equipamento específico para geração de energia hidráulica de baixa potência, usando como princípio mecânico o parafuso de Arquimedes invertido.”

A utilização da turbina de Archimedes traz várias vantagens, segundo Ritz-Atro, (2010, apud Frizon e Scartazzinni, 2015, p. 02 e 03), destacando-se entre elas:

- 1 – Por se tratar de geração de baixa potência, o parafuso se ajusta automaticamente a frequência da rede, dispensando regulador;
- 2 – Eficiência superior a 85% para fluxo de água igual ou maior a 40% da vazão projetada;
- 3 – Estrutura robusta, resistente ao desgaste, funcionando sem interrupção;
- 4 – Não requer limpeza e exige mínima manutenção;
- 5 – Dispensa filtro mecânico fino;

- 6 – Obras subterrâneas reduzidas;
- 7 – Alta compatibilidade para peixes e outros organismos vivos.

Frizon e Scartazzinni (2015, p. 04) afirmam que “o parafuso de Arquimedes é uma invenção milenar, para a qual não cabe patente inventiva”, e isso franqueia a livre utilização da tecnologia por quaisquer interessados.

A geometria do dispositivo pesquisado assemelha-se levemente à turbina de Archimedes no formato retorcido das hélices e nas direção e sentido do fluxo da água, bem como apresenta as vantagens listadas por Ritz-Atro, (2010, apud FRIZON e SCARTAZZINNI, 2015, p. 02).

Müller e Senior (2009), no artigo “Simplified theory of Archimedean screws Théorie simplifiée de la vis d’Archimède”, apresentam interessante estudo técnico/científico sobre o tema.

A Figura 3 representa o Parafuso de Archimedes:

Figura 3 – Turbina da Archimedes

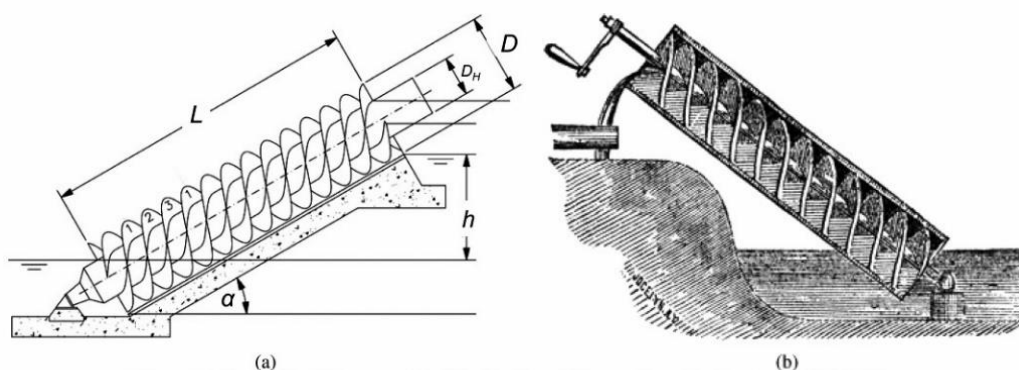


Figure 1 The Archimedean screw: (a) side elevation, (b) internal water levels (www.wikipedia.de)

Fonte: Théorie simplifiée de la vis d’Archimède, Journal of Hydraulic Research Vol. 47, No. 5, p. 667.

2.4 TURBINA PELTON

As turbinas Pelton, inventadas pelo engenheiro norte americano Lester Allen Pelton (1829-1908), derivam-se e assemelham-se em muito às antigas rodas d’água, as quais podem ser sub-axiais e sobre-axiais. No caso das rodas sub-axiais, aproveita-se a energia cinética de um curso d’água, a qual promove o giro da roda em torno de um eixo horizontal. Já nas sobre-axiais, a energia potencial, ou gravitacional, da queda da água sobre a roda promove o giro sobre o mesmo eixo, o qual, por sua vez, transmite rotação e torque para o equipamento beneficiário, o eixo do gerador. De maneira simplista, isso é o que faz a turbina Pelton: uma roda d’água bastante

aperfeiçoada e complexa conecta-se ao eixo de um gerador de eletricidade e o faz converter energia mecânica em elétrica. Macintyre (1983, p.195) define as turbinas Pelton como “turbinas de jato livre, também chamadas turbinas de ação ou tangenciais.”

As turbinas Pelton são muito comuns em regiões montanhosas, devidos às suas características. Conforme Cardoso (2016, p. 31),

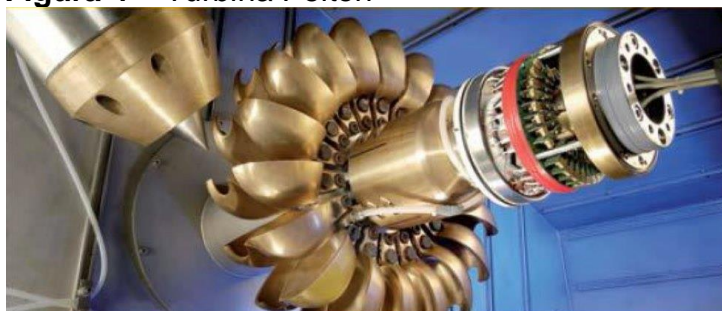
As turbinas Pelton funcionam à pressão atmosférica e são utilizadas para aproveitamentos hidroelétricos com altas quedas, geralmente acima de 200 metros, podendo operar em quedas de até 1200 metros, sendo por isso muito mais comuns em países montanhosos.

As Pelton trabalham com descargas hidráulicas menores e alturas maiores, conforme Macintyre (1983). Porém, cada vez mais a utilização dessas turbinas tem sido generalizada, especialmente em “microusinas, em fazendas, sítios, etc., aproveitando quedas e vazões bem pequenas, para a geração de algumas dezenas de cv.” (Macintyre 1983, p. 195).

São partes de uma turbina Pelton: o distribuidor; o injetor; o rotor; o sistema de lavagem; o sistema de travagem; a carcaça; e a câmara de descarga. “O distribuidor é um bocal, de forma apropriada a guiar a água, proporcionando um jato cilíndrico sobre a pá do receptor, o que é conseguido por meio de uma agulha (agulha de regularização)” (Macintyre 1983, p. 43).

A quantidade de jatos influencia no desempenho das turbinas desse tipo. Segundo Macintyre (1983, p. 43) as “Pelton podem ser de um jato, dois, quatro e seis jatos”. Por outro lado, Cardoso (2016, p.11) define “O rotor é um componente chave na turbina Pelton, já que é incumbido de transformar a energia cinética do fluido em trabalho sob a forma de rotação.” A Figura 3 ilustra uma turbina Pelton.

Figura 4 – Turbina Pelton



Fonte: Júnior, apud Cardoso (2016, p. 31).

Todas as turbinas existentes no mercado possuem vantagens e desvantagens. Conforme Marchegiani (2004); Gonçalves (2007) apud Cardoso (2016, p. 31),

Uma desvantagem na utilização de turbinas Pelton reside na erosão provocada pelo efeito abrasivo da areia misturada com a água, devido à alta velocidade com que o jato de água choca com o rotor. Desde modo, o tempo de vida útil deste equipamento é reduzido.

A princípio, a microturbina objeto desta pesquisa não apresenta essa desvantagem, tendo em vista que a água tratada – utilizada no abastecimento humano – normalmente não apresenta areias ou outros materiais em suspensão. No entanto, nada impede a inserção da microturbina em tubulações que aduzam água bruta, desde que se adotem medidas preventivas contra acidentes provocados por corpos em suspensão. Também, no caso presente não existe a peça denominada distribuidor.

Por outro lado, a principal semelhança com as turbinas Pelton é a conformação da hélice, a qual possui uma concavidade no final, objetivando maximizar o empuxo da água na produção de torque.

2.5 BOMBAS FUNCIONANDO COMO TURBINAS (BFT)

Bombas são máquinas de fluxo destinadas a fornecer energia ao fluido, elevando sua componente Z da equação de Bernoulli (energia de posição gravitacional), de modo a atender demandas diversas. No caso dos sistemas de abastecimento de água, a aplicação das bombas propicia condições para a disponibilização do líquido em posições topográficas favoráveis e que permitam suprir as ligações, ou pontos de consumo, com as pressões de trabalho próximas do ideal.

Tendo em vista o baixo custo das bombas hidráulicas existem diversos estudos visando seu funcionamento como turbinas (BFT) e de motores elétricos de indução operando como geradores (MIG). Entre os estudiosos do tema, Lima (2013, p. 64) afirma que,

O potencial energético em sistemas de abastecimento de água está presente em diferentes pontos do sistema, como captações de água bruta, distribuição entre reservatórios e até mesmo diretamente na rede de distribuição, em válvulas redutoras de pressão.

A utilização das BFTs, é relativamente antiga. De maneira simplificada, pode-se explicar o seu funcionamento com base na inversão do sentido de rotação de eixos do conjunto motor-bomba, através da qual a bomba (BFT) passa a operar como se fosse uma turbina, transmitindo a energia mecânica convertida do fluxo hidráulico para o eixo do motor (MIG), o qual – com o sentido invertido – passa a converter a energia mecânica recebida em eletricidade. As BFTs acopladas aos MIGs têm sido muito aproveitadas para conversão da energia cinética presente no fluxo da água em energia elétrica. Esse tipo de solução é mais comum em descargas de barragens.

O estudo do local mais adequado para a instalação implica na análise de uma série de parâmetros como topografia, custos com desapropriações, canais de distribuição da energia a ser gerada, os quais poderão inviabilizar técnica e economicamente a escolha. Os parâmetros vazão, altura de projeto e carga a ser atendida influenciam no dimensionamento técnico da BFT e do MIG (motor funcionando como gerador).

Lima (2013, p. 41) relaciona quais são os dados importantes a serem levantados para a utilização de uma bomba funcionando como turbina, conforme relacionados abaixo:

- a) Local mais adequado para a instalação;
- b) Vazão e altura de projeto;
- c) Carga a ser atendida;
- d) Viabilidade econômica.

Considerando-se que o objetivo das bombas é fornecer energia ao líquido para elevá-lo a cotas acima do estágio inicial, sabe-se que os projetos das mesmas diferem dos das turbinas, cujo objetivo é o de retirar energia do sistema e convertê-la em energia mecânica. Mesmo assim, Lima (2013, p. 22) enumera algumas vantagens desse tipo de utilização para as bombas, quais sejam:

- a) Maior disponibilidade de peças de reposição;
- b) São simples e robustas;
- c) Possuem uma ampla faixa de operação, podendo ser aplicadas a diferentes tipos de aproveitamentos;
- d) Rapidez no fornecimento do equipamento;
- e) Instalação mais simples;
- f) A bomba e o motor podem ser adquiridos em conjunto, com acoplamento direto, reduzindo as perdas na transmissão de potência através de correias, por exemplo.

Como principais desvantagens podem ser citadas a intermitência do fluxo ou mesmo a variabilidade do mesmo, tendo em vista que depende basicamente das variações de demanda por parte dos consumidores da área onde será instalada a BFT. Também a necessidade da utilização de recursos financeiros, materiais e humanos na construção, monitoramento e manutenção das instalações, normalmente em áreas povoadas pode ser considerada uma desvantagem a ser levada em consideração. Lima (2013, p. 22) também relaciona desvantagens para a utilização das BFTs, quais sejam:

- a) O rotor de uma bomba é feito para que a energia cinética seja convertida em energia de pressão, ou seja, as pás do rotor são feitas para que haja um aumento gradual da seção do escoamento. Quando o fluxo é invertido ocorrem choques nas pás do rotor, que causam maiores perdas, reduzindo a altura disponível;
- b) As BFT's estão mais sujeitas a sofrerem com a cavitação, e por isso o tubo de sucção deve ser dimensionado com grande cautela;
- c) Quando a operação ocorre abaixo de seu ponto de funcionamento (controle através de uma válvula), há uma rápida queda em seu rendimento.

Como dito anteriormente, cabe ressaltar que existem limitações de ordem técnica e econômica à utilização das BFTs e dos MIGs, dado que as bombas foram projetadas para transferir energia à água e transportá-la para locais mais distantes e/ou elevados, enquanto que aos motores cabe fornecer energia mecânica às bombas. Já as turbinas têm finalidade diversa, ou seja, devem aproveitar e consumir energia advinda do fluxo d'água e convertê-la em energia mecânica, a qual será transferida ao eixo do gerador de eletricidade.

Segundo Lima (2013, p. 38),

As bombas não possuem nenhum dispositivo para controle da vazão para que a rotação se mantenha praticamente constante, mesmo que haja variação da demanda. Assim, é necessário que a BFT opere com vazão e altura constantes.

Essa limitação pode ser corrigida através da utilização de dispositivos controladores de vazão – a exemplo das válvulas controladoras de nível (VCN) – na linha que alimenta a BFT (ou a microturbina), ou mesmo na tubulação principal, caso a microturbina ou a BFT seja instalada em by-pass.

No estudo sobre BFTs realizado por Lima (2013, p.36) consta que,

As adutoras por gravidade podem ser divididas em dois tipos: aquelas em que é possível aproveitar toda a energia (pressão), que é o caso de adutoras entre a captação e ETA e entre reservatórios, e aquelas em que a pressão de saída da BFT ainda deverá ser capaz de atender uma demanda, caso de adutoras da rede de distribuição e dos filtros da ETA.

2.6 MICROCENTRAIS HIDRELÉTRICAS

A produção de energia elétrica, através de fontes limpas e em quantidades superiores às demandas locais deve ser uma real possibilidade para aproveitamento de potenciais inexplorados (ou pouco explorados), sem causar impactos ambientais negativos representativos. As vantagens dessa mudança de perspectiva são inúmeras, entre elas as de ordem econômica, devidamente fundamentadas na legislação em vigor. Ressalte-se que, de acordo com a Resolução 687/2015 da ANEEL, p. 02, a energia gerada por uma microcentral pode ser abatida da conta de energia de uma unidade de consumo diferente da produtora, desde que seja de um mesmo titular.

A Resolução 482/2012 da ANEEL (2012, p. 1), no Art. 2º, Parágrafo I, define microgeração distribuída como,

Central geradora de energia elétrica, com potência instalada menor ou igual a 100 kW e que utilize fontes com base em energia hidráulica, solar, eólica, biomassa ou cogeração qualificada, conforme regulamentação da ANEEL, conectada na rede de distribuição por meio de instalações de unidades consumidoras.

Enquanto que, segundo a mesma Resolução no Art. 2º Parágrafo II (ANEEL 2012, p. 1), minigeração distribuída é definida como,

Central geradora de energia elétrica, com potência instalada superior a 100 kW e menor ou igual a 1 MW para fontes com base em energia hidráulica, solar, eólica, biomassa ou cogeração qualificada, conforme regulamentação da ANEEL, conectada na rede de distribuição por meio de instalações de unidades consumidoras.

Já o Parágrafo III da mesma Resolução (ANEEL 2012, p. 1), define sistema de compensação de energia elétrica como

Sistema no qual a energia ativa injetada por unidade consumidora com microgeração ou minigeração distribuída é cedida, por meio de empréstimo gratuito, à distribuidora local e posteriormente compensada com o consumo de energia elétrica ativa.

Dessa maneira, quaisquer iniciativas que venham a propiciar condições para viabilizar a micro ou minigeração de energia elétrica nos SAAs serão benéficas, posto que promoverão redução de consumo, ao mesmo tempo em que disponibilizarão as quantidades de KW geradas para outros consumidores. Quanto maior a quantidade de microturbinas instaladas, maior a contribuição para reduzir o déficit energético de qualquer país.

Com relação à classificação das hidrelétricas no Brasil, a ANEEL (2009, p. 5) diz que

As principais variáveis utilizadas na classificação de uma usina hidrelétrica são: altura da queda d'água, vazão, capacidade ou potência instalada, tipo de turbina empregada, localização, tipo de barragem e reservatório. Todos são fatores interdependentes. Assim, a altura da queda d'água e a vazão dependem do local de construção e determinarão qual será a capacidade instalada - que, por sua vez, determina o tipo de turbina, barragem e reservatório.

Já quanto ao porte da hidrelétrica, a ANEEL (2009, p. 5) esclarece que

A potência instalada determina se a usina é de grande ou médio porte ou uma Pequena Central Hidrelétrica (PCH). A Agência Nacional de Energia Elétrica (Aneel) adota três classificações: Centrais Geradoras Hidrelétricas (com até 1 MW de potência instalada), Pequenas Centrais Hidrelétricas (entre 1,1 MW e 30 MW de potência instalada) e Usina Hidrelétrica de Energia (UHE, com mais de 30 MW).

Segundo o conceito emitido por Sosnoski (2015, p. 50), a microturbina pesquisada enquadra-se como turbina de reação, pois “o rotor não tem contato com a atmosfera, trabalhando sob uma coluna d'água”, ou seja, opera num ambiente pressurizado.

Os fundamentos básicos da geração hidrelétrica foram adotados obrigatoriamente, porém sem perder de vista tratar-se de algo novo, não exatamente igual às turbinas tradicionais, especialmente no tocante à manutenção das condições técnicas da tubulação a funcionar como hospedeira do novo dispositivo.

Há que observar-se a manutenção da qualidade da água aduzida, de modo a evitar-se quaisquer probabilidades de ocorrência de contaminações decorrentes de eventuais vazamentos ou ações de manutenção.

2.7 CARACTERÍSTICAS E ESPECIFICAÇÕES DE GERADORES DE ENERGIA

Necessário se faz conhecer algumas características técnicas (ou parâmetros), dos geradores de energia elétrica as quais deverão ser atendidas pela microturbina, para que ela cumpra com eficiência e eficácia os objetivos para os quais foi criada.

A literatura técnica indica que, nos geradores/alternadores de energia elétrica, a rotação (n) adotada é função do número de pares de pólos (p) existentes nos mesmos, bem como da frequência dos ciclos (f) em Hertz (Hz). Segundo Macintyre (1983, p. 122) a equação abaixo define a “rotação a ser fornecida pela turbina, em função do número de pares de pólos do gerador a ser acoplado”:

$$n = \frac{60 \cdot f}{p} \quad (10)$$

O Brasil adota a frequência de 60 Hz, e, dessa maneira, o número de rotações do gerador será definido em função do número de pares de polos. O cálculo da rotação, então, será o quociente da divisão $3600/p$, onde p é o número de pares de polos e, caso seja utilizado um alternador de 4 polos, por exemplo, a rotação deverá ser de 900 rpm. Se for adotado um gerador de 6 polos a rotação deverá ser de 600 rpm e assim por diante. A Tabela 2 correlaciona as rotações características dos geradores síncronos com o número de pares de polos:

Tabela 2 – Velocidade do alternador em função do número de pares de polos

p	4	6	8	12	16	18	20	24	30	36	40	45	60
n	900	600	450	300	225	200	180	150	120	100	90	80	60

Fonte: adaptado de Macintyre (1983, p. 122).

Para que um novo modelo de turbina seja eficaz, imprescindível se faz que ela seja capaz de fornecer a rotação e o torque requeridos para provocar o giro adequado do eixo do gerador e, portanto, para que o gerador converta a energia mecânica a ele fornecida em eletricidade.

Dentro dessa premissa, a escolha do tipo de gerador é fator importante para utilização de dispositivos do tipo da microturbina, porém servindo apenas como referência, no sentido de criar parâmetros de ordem técnica, pois que, uma vez comprovada a capacidade apresentada para girar o eixo e fornecer o torque requerido,

a compatibilização da rotação produzida com a requerida pelo eixo do gerador – caso seja necessária – é perfeitamente exequível através da utilização de polias e correias, ou de redutores/elevadores de velocidade.

Poderá ser adotado qualquer gerador (e seu respectivo ponto de trabalho), desde que a microturbina forneça ao seu eixo a energia mecânica especificada, na forma de rotação e torque. A tensão e a potência elétrica a serem geradas deverão ser aquelas necessárias para alimentar os equipamentos existentes no local de geração escolhido.

Apenas como referência, para fins de pesquisa, adotou-se um gerador 4 pares de polos de marca nacional e facilmente encontrado no mercado. No caso de utilização em outros países, nos quais tais características sejam diferentes, facilmente poder-se-á realizar ajustes os técnicos e adaptações necessários.

Poder-se-á adotar um gerador com um número maior de pares de polos, o que reduziria bastante a rotação necessária para geração da mesma quantidade de eletricidade, conforme pode ser visto na Tabela 2. No entanto, essa escolha elevaria bastante o custo de aquisição do mesmo.

Por outro lado, a rotação obtida pela microturbina pode ser adaptada àquela requerida pelo gerador, desde que se utilize redutor mecânico de velocidade – escolhido ou projetado de acordo com as necessidades específicas do sistema a ser montado – ou um sistema de polias e correias, método comum nesse tipo de geração.

A Tabela 3 abaixo relaciona características de vários modelos de geradores de 4 polos fabricados no Brasil, sendo que a rotação requerida para eles é de 1800 rpm – frequência de 60 Hz –, tendo sido adotado um com capacidade para gerar 50 KVA, o qual demanda torque no valor de 27,6 mKgf.

Tabela 3 – Características de geradores de energia elétrica

Geradores (KVA)	Torque de Acionamento (Kgf.m)	Peso (Kg)	Diâmetro (cm)	Comprimento (cm)
0,5	1,5	30	20	50
1	1,5	30	20	50
2	1,8	33	20	60
3	2,1	37	20	60
4	2,3	50	20	70
5	2,6	70	20	80
8	3,1	80	20	80

10	3,3	90	20	90
15	3,7	100	20	100
20	6,2	110	20	100
30	7,8	120	40	100
40	19,5	120	60	100
50	27,6	120	60	100
60	38,4	120	60	100

Fonte: Adaptado de <http://www.senergam.com.br/pagina/detalhes/22/Geradores-De-Baixa-Rotacao.html>

3 METODOLOGIA

O princípio que norteou o estudo foi o aproveitamento da pressão, da vazão e da velocidade da água em tubulações que operam por gravidade para geração hidrelétrica. Presumiu-se que o atrito lateral da água contra as superfícies longitudinais levemente inclinadas das hélices componentes do rotor, bem como a componente do empuxo, associado à componente da velocidade, deveriam ser transferidos ao eixo do dispositivo e provocar giro e torque requeridos para rotacionar o eixo do gerador de energia acoplado.

A perda de carga a ser criada – quando da utilização prática em SAAs – não pode ultrapassar determinado valor (a ser estudado previamente), e apropriada para cada situação. Também o gerador/alternador escolhido deve ter desempenho compatível, com o propósito de obter-se o máximo rendimento possível do conjunto, para aproveitar-se o máximo possível do potencial da energia gravitacional e da hidrodinâmica, com o mínimo possível de perdas de energia mecânica.

As unidades de referência previstas para este estudo foram a perda de carga hidráulica, em metros de coluna d'água (mca); a vazão média veiculada no protótipo, em litros por segundo (l/s); o torque, em Newton x metro (Nm); e a frequência de rotação (rpm).

Foram estudadas as melhores configurações do dispositivo em seus diversos parâmetros, como diâmetros de barriletes, curvaturas e ângulos, sempre respeitando premissas básicas, tais como as demandas por água tratada nas tubulações a serem utilizadas como hospedeiras, e isso configura-se em fator limitante do potencial gerador de eletricidade.

Tendo em vista que equipamentos com essas funcionalidades dificilmente podem ser produzidos em série, dado que cada local de instalação possui características próprias, selecionou-se um determinado sistema de abastecimento de água para servir de referencial. Dessa maneira, foi escolhido um ponto da adutora previamente escolhida para referência (apenas), bem como as características de um gerador de energia existente no mercado, buscando-se comparar os resultados encontrados nos testes com aqueles exigidos pelo gerador escolhido e com as exigências do sistema hospedeiro.

Vale ressaltar que existem no mercado redutores/elevadores capazes de adaptar a rotação encontrada em cada situação às necessidades operacionais do

gerador comercial, assim como há o caminho – mais provável – de projetar-se e confeccionar-se um redutor/elevador de velocidade específico para atender às características de cada situação.

PARÂMETROS DE ESCOLHA DA ADUTORA

A adutora escolhida possui as seguintes características:

Material: ferro fundido dúctil, diâmetro nominal de 300 mm (DI = 313,3 mm);

Desnível entre o nível médio do reservatório de distribuição e o terreno no local escolhido para a instalação: 62,14 m;

Pressão de trabalho no ponto escolhido: 44 mca;

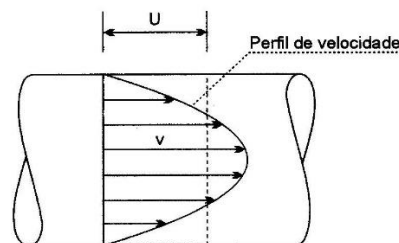
Velocidade no local da instalação: 0,648 m/s;

Vazão média no local: 41,39 litros por segundo (0,0414 m³/s).

PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO DA MICROTURBINA PESQUISADA

O perfil de velocidade da água no interior de uma tubulação de seção cilíndrica, foi demonstrado nas experimentalmente por Osbourne Reynolds, conforme visto na Figura 4. Conforme foi comprovado experimentalmente, nesse perfil, as maiores velocidades das partículas do fluido estão localizadas nas camadas mais próximas do centro do tubo, sendo que as camadas mais próximas das paredes apresentam velocidades tendendo ao valor zero.

Figura 5 – Perfil de velocidade no tubo



Fonte: Adaptado de Baptista e Lara (2012, p. 49).

Objetivando fugir do “status” natural do perfil de velocidades da água no interior das tubulações (Figura 5), o rotor a ser acoplado ao eixo do dispositivo foi desenhado com um formato que o altera, forçando o fluxo na direção da concavidade das hélices, conforme pode ser visto na figura 51 na Seção 5 – Resultados e Discussão.

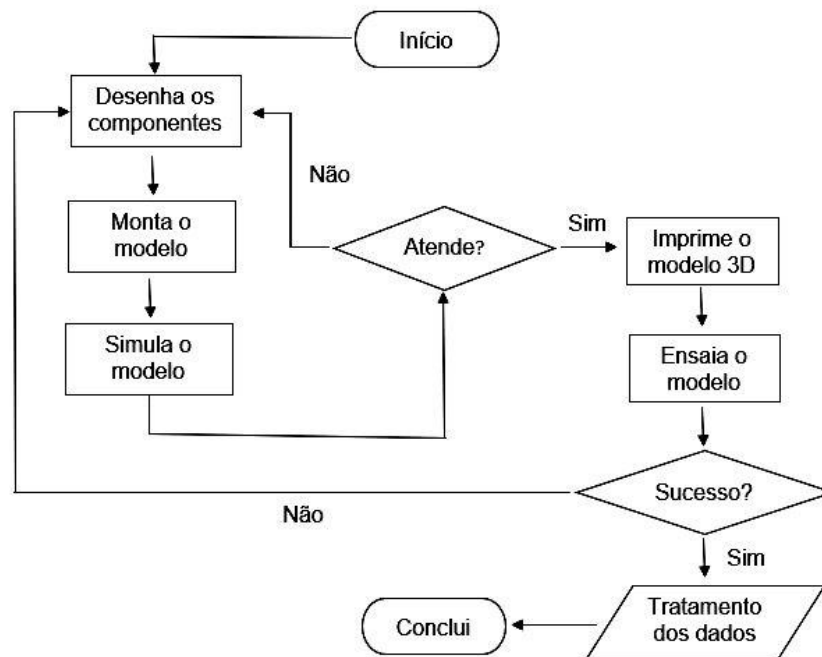
MODELAGEM COMPUTACIONAL, MATERIALIZAÇÃO E APERFEIÇOAMENTO

Para a modelagem computacional e materialização de protótipos foram utilizados os softwares Solid Edge ST9 e SolidWorks 2016, seguindo-se o seguinte roteiro:

1. Concepção e desenho;
2. Montagem virtual dos modelos;
3. Simulações no ambiente virtual;
4. Impressão das peças em escala reduzida;
5. Montagem dos protótipos;
6. Ensaaios em laboratório e campo;
7. Tratamento e apresentação dos resultados.

Abaixo o fluxograma utilizado para a sequência do roteiro:

Figura 6 – Fluxograma do processo



Para cada um dos modelos criados foi realizada simulação do comportamento do fluxo da água no interior do mesmo, de modo a verificar-se o comportamento e as perspectivas de funcionamento e obtenção dos resultados pretendidos.

Durante a pesquisa foram criados 08 modelos de barriletes e 03 de conjuntos girantes. Esses últimos foram apenas aperfeiçoamentos do primeiro modelo,

sequencialmente. As combinações de conjunto girante e barrilete, enquanto simulados, demonstravam pontos positivos e fragilidades, as quais eram tratadas e, em consequência, originavam os modelos subsequentes.

Em todos os modelos pesquisados a microturbina configurou-se num dispositivo simples, constituído dos componentes abaixo:

- a) Barrilete (ou carcaça) – curva de entrada, parte central e curva de saída;
- b) Eixo central;
- c) Rotor;
- d) Selo mecânico ou similar;
- e) Mancal e rolamento de montante;
- f) Mancal e rolamento de jusante.

Nas modelagens computacionais, para fins de simulação, os barriletes foram desenhados com a utilização de ferro fundido dúctil; para o eixo utilizou-se aço inoxidável 304; para o rotor utilizou-se o bronze. Esses materiais deverão ser adotados quando da confecção da microturbina em escala real, destinada à utilização prática, salvo em situações nas quais as condições (como as características da água veiculada no local, a disponibilidade de recursos financeiros e a durabilidade esperada), poderão influenciar a escolha, adequando-os a cada caso.

Para materialização dos protótipos utilizados nos ensaios foram impressos o rotor e os componentes do barrilete, servindo como matéria prima o plástico PLA, conforme especificações da Figura 6. O rotor foi acoplado ao eixo – de aço inoxidável, diâmetro 6,35 mm – configurando-se assim o conjunto girante. Todos os componentes dos protótipos foram confeccionados em impressora 3D, exceto o eixo e os parafusos utilizados.

Figura 7 – Especificações do filamento PLA



Fonte: William Pereira (2018).

As simulações através de softwares foram realizadas, para os modelos elaborados, após cada montagem, ou seja, realizava-se uma etapa de criação via software e imediatamente ocorria a correspondente simulação virtual, de modo a não se acumular erros ao avaliar-se apenas no final do projeto. Através desse método evitaram-se perdas de tempo e minimizaram-se as prováveis distorções.

Essa sistemática contribuiu sobremaneira para reduzir o tempo da pesquisa e os consequentes custos operacionais e com materiais. Cada novo desenho testado conduziu a novas experiências e ganhos para os subsequentes.

Nos ensaios de campo foram utilizados os seguintes instrumentos de aferição:

- a) 02 dataloggers de pressão (montante e jusante) e um macromedidor de vazão;
- b) 02 manômetros de Bourdon, com escala de medição entre zero e 20 mca;
- c) 01 medidor de vazão do tipo hidrômetro Woltman;
- d) 01 tacômetro, para aferição da frequência de rotação do eixo.

Figura 8 – Datalogger de pressão utilizado



Figura 9 – Datalogger e macromedidor de vazão



Figura 10 – Manômetro de Bourdon utilizado



4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Em todos os modelos pesquisados foi adotado o fluxo axial, sendo as hélices ligeiramente dobradas e retorcidas (vide figuras 11 a 18). O atrito lateral da água contra as superfícies das hélices, bem como a componente do empuxo associado à componente da velocidade, favorecem a transferência ao eixo, provocando o giro transversal, o qual será aproveitado para gerar a frequência giratória e o torque, requisitos para o funcionamento do gerador de energia elétrica acoplado. Esses efeitos foram comprovados nas simulações e nos ensaios práticos realizados.

Conforme relatado no Seção 4 - Metodologia, durante todo o processo de criação, e em paralelo, foram realizadas simulações para cada modelo elaborado. Essa metodologia atualmente é adotada pelas grandes corporações, e leva a ganhos de qualidade dos produtos e preciosa economia de tempo.

O primeiro resultado obtido foi o desenho do eixo central, ao qual foram posteriormente acoplados os dois modelos de rotor criados.

Figura 11 – Desenho do eixo (perspectiva)

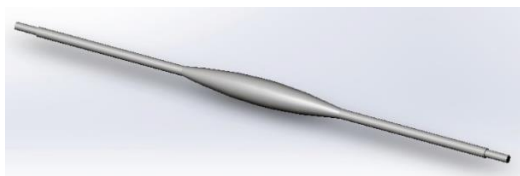


Figura 12 – Desenho do eixo (longitudinal)

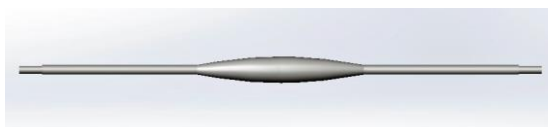


Figura 13 – Conjunto girante modelo 1-A (perspectiva)

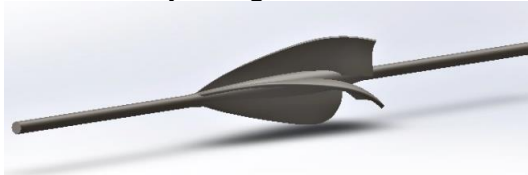


Figura 14 – Conjunto girante modelo 1-A (longitudinal)



Figura 15 – Conjunto girante modelo 1-C (perspectiva)

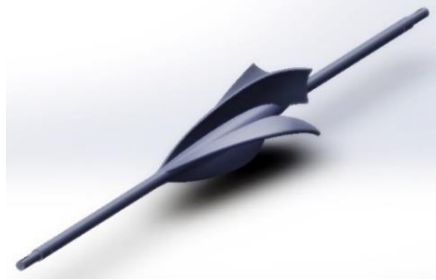


Figura 16 – Conjunto girante modelo 2-A (longitudinal)



Figura 17 – Conjunto girante modelo 2-C (perspectiva)

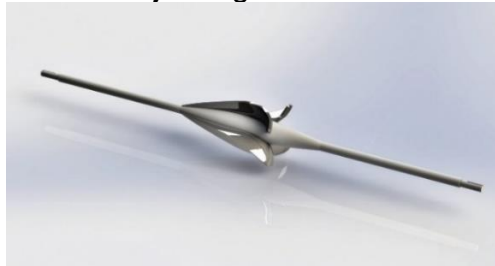
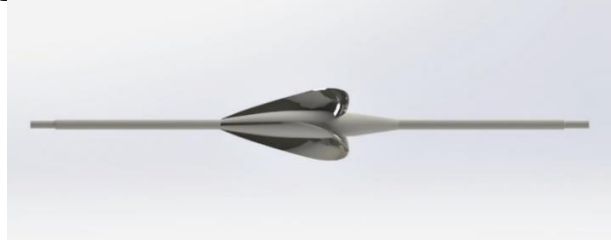


Figura 18 – Conjunto girante modelo 2-C (longitudinal)



4.1 PORTFÓLIO DE MODELOS PESQUISADOS

4.1.1 Modelo 1-A

O primeiro modelo desenvolvido, denominado Modelo 1-A, direciona o fluxo longitudinalmente ao eixo central. A água exerce pressão nas hélices e tende a deslocá-las lateralmente, com isso provocando um torque e, conseqüentemente, uma rotação do eixo. Devido à necessidade de limitação da perda de carga a valores

mínimos, nesse modelo utilizaram-se junções Y na entrada e na saída do barrilete, conforme pode ser visto nas figuras 18 e 19.

Figura 19 – Barrilete modelo 1-A (vista longitudinal)

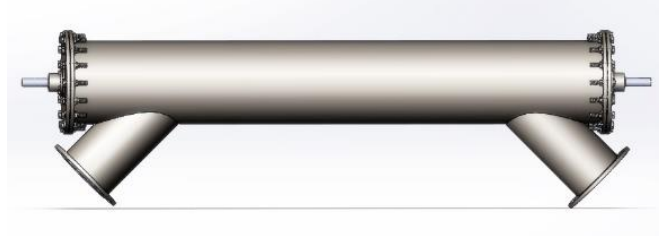


Figura 20 – Barrilete modelo 1-A (perspectiva)



Para impedir a ocorrência de fuga de água do barrilete, através da abertura para passagem do eixo no flange parafusado na junção Y (Figura 14), deveria ser utilizado um selo mecânico comercial (encontrado facilmente no mercado). Para conter o selo mecânico no flange, foi desenhada uma peça especial, conforme Figura 21.

Figura 21 – Flange com furo central

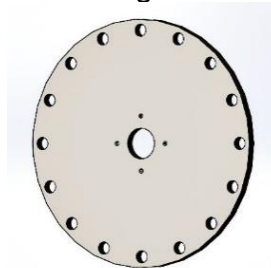
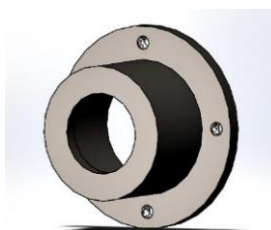
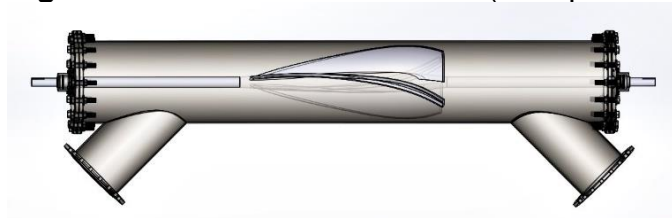


Figura 22 – Peça especial para contenção do selo mecânico



A Figura 22 apresenta o aspecto interno da distribuição do conjunto girante dentro do barrilete.

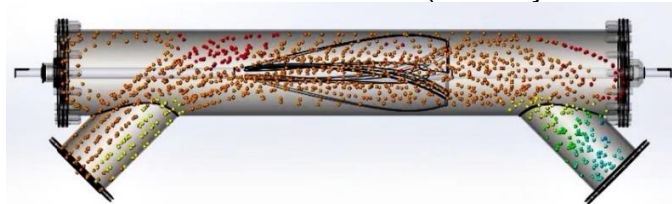
Figura 23 – Barrilete modelo 1-A (transparência)



As primeiras simulações de fluxo realizadas para esse modelo já indicaram que ocorreria recirculação de água na área da junção de entrada (principalmente) e na de saída. Esses eventos provocariam perdas de carga adicional e provavelmente o fenômeno da cavitação.

A Figura 23 ilustra o comportamento da água no interior do modelo e indica a ocorrência de recirculação e subpressão na junção de entrada. A ocorrência de recirculação é forte indicativo da probabilidade do surgimento da cavitação, e esse fenômeno traz graves consequências à integridade das paredes da carcaça.

Figura 24 – Barrilete modelo 1-A (simulação de fluxo)



Conforme ilustrado através da Figura 24, o resultado inicial obtido na simulação realizada com o software Flow Simulation (SolidWorks) indicou que, se adotado esse modelo como desenhado, ocorreria recirculação de água na junção Y de entrada e também na de saída do barrilete. Isso, por si só, já provocaria perda de carga adicional, além de acelerar desgastes das peças do barrilete, dado que a prática operacional indica que ocorrerá cavitação acelerada. Levando-se ainda em consideração que uma das premissas básicas do experimento determina que as perdas de carga devem ser minimizadas, de modo a não reduzir a vazão do sistema

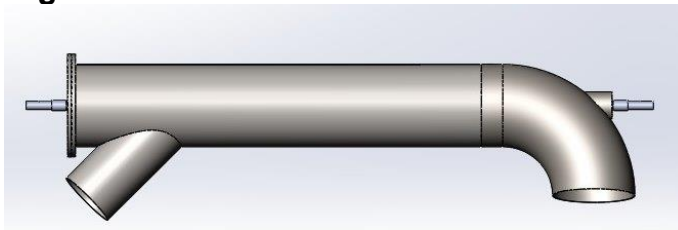
onde o dispositivo vier a ser instalado, essa constatação levou ao descarte imediato do modelo, ainda no início das simulações computacionais.

O emprego de flanges cegos nas junções de entrada e de saída (vide Figura 20), com furos no centro, objetivava propiciar condições para retirada do conjunto girante, quando houvesse necessidade de realizar-se manutenção do conjunto. Mas os resultados desse formato não foram positivos, conforme já relatado.

A experiência adquirida no desenho e simulação desse modelo foi aproveitada para todos os demais que o sucederam. Também foram aproveitados (nos modelos 1-B, 1-C e 2-A) o conjunto girante desenvolvido e a peça criada para conter o selo mecânico (vide Figura 22).

Posteriormente o Modelo 1-A foi alterado, inserindo-se uma curva de 90° na saída do barrilete, objetivando-se eliminar a recirculação de água e seus efeitos nocivos. A Figura 25 ilustra esse passo intermediário.

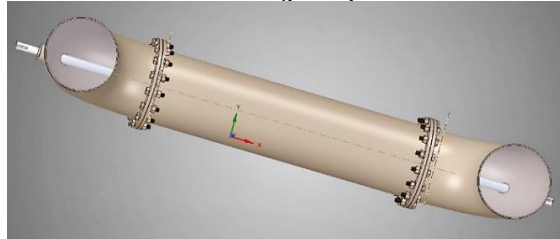
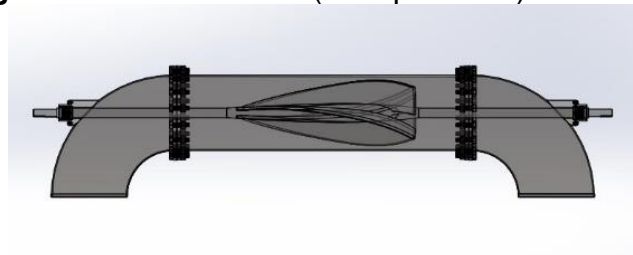
Figura 25 – Desenho intermediário de barrilete



4.1.2 Modelo 1-B

Considerando-se que a recirculação de água continuaria a ocorrer na entrada, caso fosse mantida a junção Y, foi introduzido um aperfeiçoamento, eliminando-se as junções e adotando-se curvas de 90° na entrada e na saída, conforme pode ser visto nas Figuras 26, 27, 28 e 29 abaixo.

Para fins de diferenciação, o dispositivo resultante foi catalogado e denominado Modelo 1-B. As curvas introduzidas suavizaram o fluxo, mas não apresentavam indícios de que conduziram aos resultados objetivados.

Figura 26 – Modelo 1-B (vista longitudinal)**Figura 27 – Modelo 1-B (perspectiva de fundos)****Figura 28 – Modelo 1-B (perspectiva de frente)****Figura 29 – Modelo 1-B (transparência)**

Os resultados das simulações de fluxo realizadas nesse modelo indicaram que não ocorreria recirculação de água na entrada e na saída, conforme pode ser visto nas Figuras 31 e 32.

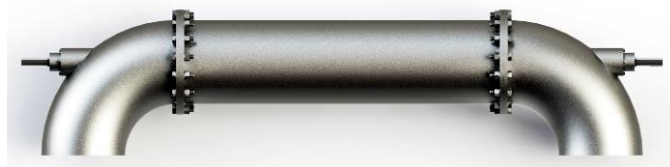
Figura 30 – Modelo 1-B (longitudinal)

Figura 31 – Modelo 1-B (fluxo - perspectiva)

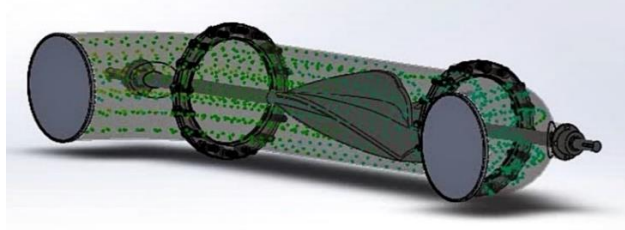
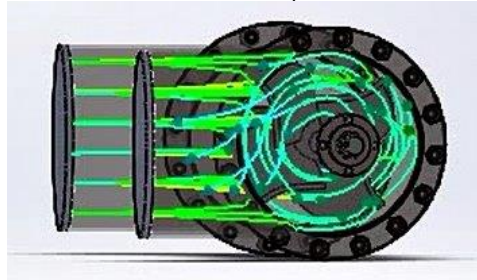


Figura 32 – Modelo 1-B (fluxo - vista transversal)



4.1.3 Modelo 1-C

Buscando otimizar as linhas do fluxo d'água interior do barrilete, de modo a distribuir a carga dinâmica por igual (ou próximo disso) em toda a seção útil do tubo, foi desenvolvido o Modelo 1-C (Figuras 33, 34, 35 e 36), em cujo interior – parte central – o desenho acompanha o perfil das hélices. A intenção foi provocar uma distribuição mais equilibrada do fluxo e das pressões nas faces das hélices, maximizando os efeitos na geração do torque e da rotação do eixo.

Observe-se que o diâmetro de saída do barrilete é superior ao de entrada. Isso cria uma redução na velocidade da água a jusante das hélices, o que eleva o torque no eixo.

Figura 33 – Modelo 1-C (vista de fundos)



Figura 34 – Modelo 1-C (vista de frente)

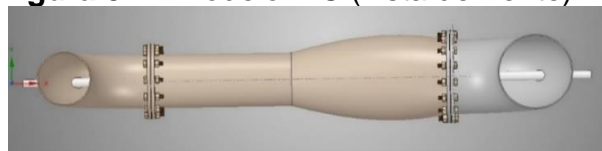
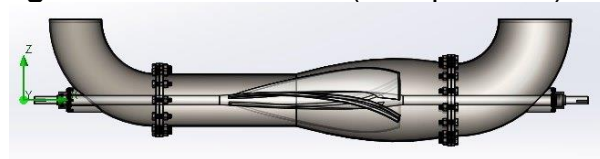
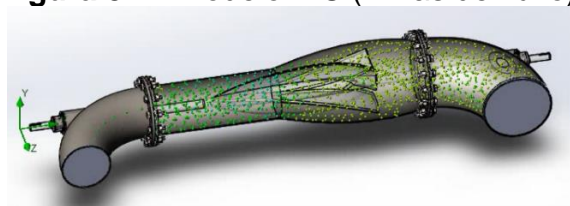
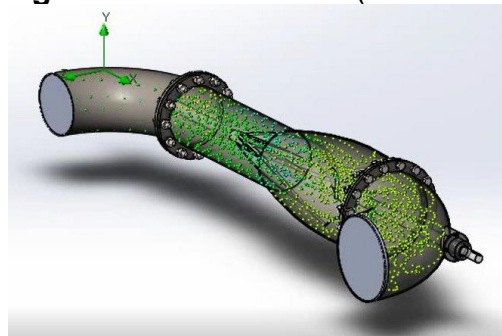


Figura 35 – Modelo 1-C (perspectiva)**Figura 36 – Modelo 1-C (transparência)**

Constatando-se que a eliminação das junções Y de entrada e saída no Modelo 1-B reduziu as probabilidades da ocorrência de desgastes provocados pela cavitação e de perdas de carga que seriam geradas pela recirculação de água, buscou-se, então, a otimização das linhas de fluxo, objetivando alterar as tendências da curva de velocidade no regime turbulento. Dessa maneira, as simulações do Modelo 1-C apresentaram bons resultados e demonstraram a eficácia da mudança, conforme ilustrado nas Figuras 37 e 38.

Figura 37 – Modelo 1-C (linhas de fluxo)**Figura 38 – Modelo 1-C (linhas de fluxo)**

4.1.4 Modelo 2-A

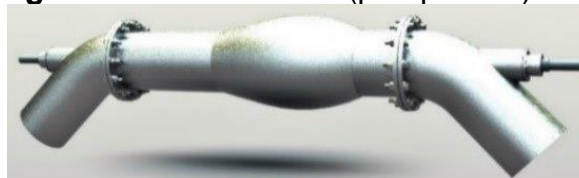
Na sequência, foram efetuados ajustes no conjunto girante e desenvolvido um barrilete mais ajustado às curvas das hélices, o que gerou o denominado Modelo 2-A (Figuras 39 e 40). Isso deveria proporcionar uma maior área de contato das hélices do rotor com as linhas de fluxo, maximizando o empuxo nas faces e transmitindo maior torque ao eixo central. Nas simulações desse modelo já se observou uma maior aderência das linhas de fluxo ao desenho das hélices.

Uma visão do aspecto externo é mostrada na Figura 40, onde se nota o formato da parte central do barrilete, cujo perfil segue as linhas do desenho do rotor, o qual objetivava propiciar condições para um melhor aproveitamento da seção interna do tubo sem provocar perdas de cargas excessivas e desnecessárias.

Também pode-se notar na figura que eventuais retiradas do conjunto girante do interior do barrilete – no caso de haver necessidade de realizar-se manutenções preventivas ou corretivas, durante a operação do equipamento – seriam impossíveis dado que os diâmetros a montante e a jusante do rotor eram menores do que o seu.

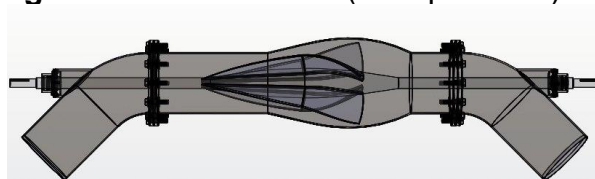
Essa falha no desenho foi devidamente corrigida e, imediatamente, foi criado um novo modelo de barrilete, denominado Modelo 2-B.

Figura 39 – Modelo 2-A (perspectiva)



A Figura 40 propicia uma visão do conjunto girante no interior do barrilete, no Modelo 2-A.

Figura 40 – Modelo 2-A (transparência)



Quando se efetuou simulação de fluxo, no SOLIDWORKS Flow Simulation, constatou-se que, efetivamente, o perfil de velocidades no interior do mesmo sofreu

alteração favorável, forçada pelo desenho do eixo central do conjunto girante e também pelo novo desenho do rotor (vide figuras 41, 42 e 43).

Figura 41 – Modelo 2-A (linhas de fluxo)

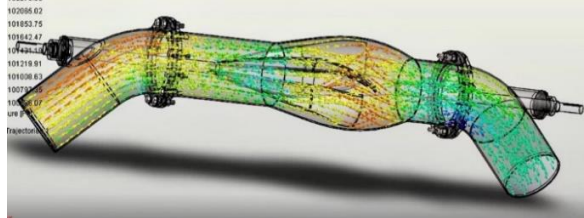


Figura 42 – Modelo 2-A (linhas de fluxo perspectiva)

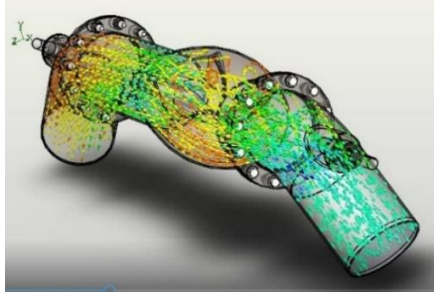
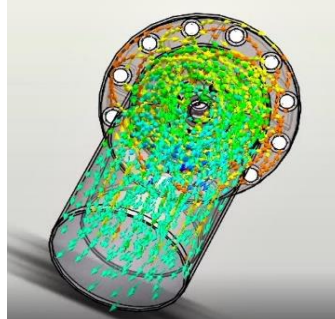


Figura 43: Modelo 2-A (linhas de fluxo / outro ângulo)



4.1.5 Modelo 2-B

É, basicamente, o mesmo modelo anterior, com a diferença de que a parte central do barrilete é bi-partida. As duas metades são justapostas e flangeadas, o que viabilizaria a realização dos serviços de manutenção periódica.

Neste modelo o fluxo de água seguiu as mesmas linhas do Modelo 2-A, sendo desnecessária a realização de simulações de fluxo. A partir desses desenhos foi realizada a impressão das peças para a montagem do primeiro protótipo.

Ao efetuar-se avaliação (no SolidWorks) de interferências de montagem, constatou-se que as extremidades das hélices se chocavam com as paredes da peça

central do barrilete. Essa ocorrência impediria o giro do conjunto, inviabilizando a operação. Como solução, novas hélices foram desenvolvidas e acopladas ao eixo, originando um novo rotor/conjunto girante, adotado no modelo subsequente.

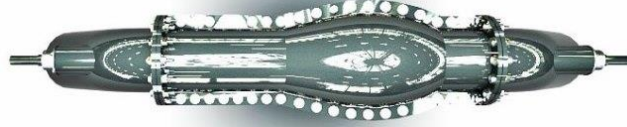
Figura 44 – Modelo 2-B (vista longitudinal)



Figura 45 – Modelo 2-B (perspectiva)



Figura 46 – Modelo 2-B (vista superior)



Esse modelo não foi simulado, devido à constatação de inadequação da carcaça (barrilete) em futuras utilizações práticas, conforme relatado na Seção 3 - Metodologia.

4.1.6 Modelo 2-C

Nesse modelo o rotor já sofreu alterações na conformação das hélices. A parte central do barrilete também é bipartida e as metades superior e inferior são fixadas entre si através de flanges longitudinais e parafusos de aço.

Com a nova conformação do rotor, as extremidades das hélices tiveram suas curvas mais suavizadas e harmonizadas. A tendência, com esse desenho, é uma melhor performance do conjunto, com melhor rendimento e menor perda de carga. Os ensaios realizados comprovaram essa perspectiva.

A figura abaixo ilustra o desenho desse novo rotor, já acoplado ao eixo.

Figura 47 – Vista do rotor do Modelo 2-C



A verificação de interferências, realizada através do software, não registrou nenhum problema entre o conjunto girante e a carcaça do barrilete, tendo a simulação de fluxo ocorrido normalmente, conforme representado nas figuras 49 e 50.

Figura 48 – Aspecto final do Modelo 2-C

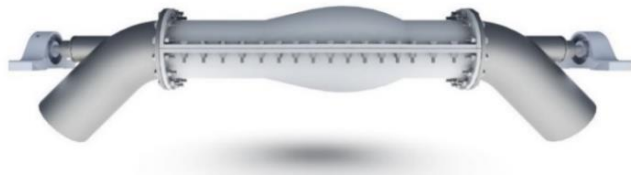


Figura 49 – Modelo 2-C (linhas de fluxo vista longitudinal)

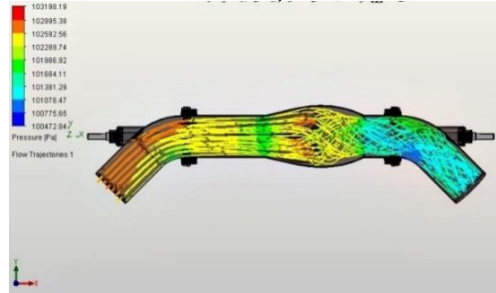
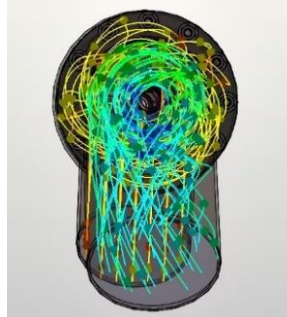


Figura 50 – Modelo 2-C (linhas de fluxo vista transversal)



O rotor foi impresso e, juntamente com as peças do barrilete já prontas anteriormente, foi montado o primeiro protótipo, com o qual foram realizados os primeiros ensaios.

Figura 51 – Rotor ajustado e impresso (vista de montante)



Figura 52 – Rotor ajustado e impresso (vista de jusante)

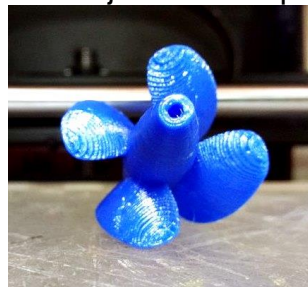
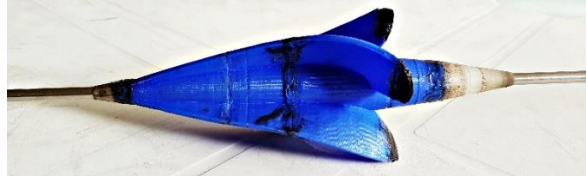


Figura 53 – Rotor ajustado e impresso (longitudinal)



Durante a impressão dos componentes do barrilete ocorreram falhas, devido à baixa qualidade da matéria prima (para essa finalidade específica), dado o elevado grau de exigências em relação à rugosidade e à resistência mecânica. Por isso, a peça impressa foi aproveitada apenas como molde para a que seria de fato utilizada, e que foi moldada em resina acrílica sintética.

O conjunto girante do protótipo desenvolvido a partir do Modelo 2-C ficou com a aparência apresentada na Figura 54.

Figura 54 – Conjunto girante do Modelo 2-C**Figura 55 – Rotor do conjunto girante**

Observe-se que as superfícies dos componentes impressos se apresentam bastante rugosas, o que, em termos de fluxo hidráulico, seria contraindicado, pois tendem a gerar maior perda de carga e menor eficiência. No entanto, nessa etapa ensaios com o protótipo não tinham como objetivo aferir esses parâmetros, mas sim testar a capacidade de rotacionar e gerar torque no eixo, fundamentais para o acionamento do gerador a ser acoplado. Mesmo assim, objetivando melhorar a estanqueidade e reduzir a rugosidade, as curvas foram revestidas internamente com resina sintética.

Substituindo o selo mecânico no barrilete, nas saídas do eixo através das curvas de 45°, utilizou-se inicialmente um retentor existente no mercado; da mesma maneira, embutido a um mancal criado para o protótipo, utilizou-se um rolamento de dimensões compatíveis, também encontrado comercialmente, conforme Figura 56.

Figura 56 – Retentor e rolamento**Figura 57 – Retentor e mancal sendo montados**

O retentor foi posteriormente descartado, tendo em vista que restringia bastante o giro, o que certamente provocaria ruptura do rotor – parte do conjunto girante – ou mesmo das partes do barrilete, devido à perspectiva de exigir a inserção de pressões mais elevadas para provocar o início da rotação. Para substituí-lo foi utilizado o mesmo rolamento adotado para os mancais (por ser blindado), o qual foi inserido nas saídas das curvas.

Para fins de testes, objetivando facilitar o acoplamento da mangueira que alimentaria o protótipo com o fluxo d'água, as curvas especiais de 45° foram alteradas, ficando com a aparência da Figura 58. Nelas foram adaptadas reduções especialmente desenhadas para acoplamento ao diâmetro interno da mangueira, o que propiciou condições para utilização do circuito fechado montado no laboratório improvisado.

Figura 58 – Curva 45° com redução



A bancada de testes, com o protótipo já montado, está apresentada na Figura 59.

Figura 59 – Bancada de testes com o protótipo montado



A proposta inicial previa a materialização dos protótipos com o máximo de transparência possível, objetivando propiciar maior visibilidade do fluxo d'água no interior, mas após a impressão do primeiro protótipo percebeu-se que a qualidade da

matéria prima disponível (plástico PLA) não atenderia às necessidades, devido às baixas resistência mecânica e estanqueidade das paredes, juntas e emendas.

Diante disso, para o protótipo do Modelo 2-C – o primeiro submetido aos testes – foram impressas as curvas de entrada e de saída (45°) na cor marrom, devido à observação de que a matéria prima dessa cor apresentava melhores resultados. A parte central do barrilete foi modelada manualmente em resina acrílica sintética, utilizando-se como molde a peça impressa em 3D, o que resultou num componente com acabamento de melhor qualidade e maior transparência.

Para apoiar os protótipos foi confeccionada uma bancada, com perfis de aço, bem como mancais e abraçadeiras para fixação e suporte. Dentro de cada um dos dois mancais foi instalado um rolamento de dimensões 15,875 mm x 6,00 mm x 5,45 mm, o qual teria como objetivo apoiar o eixo e permitir giro livre do conjunto girante. Durante a realização dos ensaios esse mancal foi desprezado.

Figura 60 – Mancal na bancada



Para propiciar melhores estanqueidade e resistência das curvas, as mesmas foram revestidas internamente com resina sintética. Dessa maneira, cumpriram a contento suas funções.

Foi improvisado um pequeno laboratório para a realização dos ensaios, composto da bancada onde fixaram-se os protótipos, uma bomba hidráulica, mangueiras para entrada e saída da água, além de dois manômetros de Bourdon, que deveriam aferir as pressões de montante e de jusante. Em cada novo ensaio os protótipos foram posicionados sobre a bancada e as mangueiras de entrada, proveniente da bomba, e de saída (retorno ao reservatório) foram afixadas nas respectivas curvas. Ou seja, criou-se um circuito fechado, provocando a recirculação da água, evitando-se perdas.

Na montagem do primeiro protótipo na base de testes observou-se que o eixo, ao ser acoplado aos rolamentos dos mancais, apresentava grande restrição ao giro,

devido ao “empeno” não notado anteriormente, o que dificultaria sobremaneira os testes. Diante disso, considerando-se que os retentores haviam sido substituídos por rolamentos (blindados) e que não seriam inseridas cargas no eixo, dispensaram-se os mancais. Dessa maneira, os primeiros ensaios foram realizados sem a utilização dos mancais extremos.

Durante o primeiro ensaio realizado com o protótipo 2-C ocorreu uma falha operacional – a mangueira conectada na curva de jusante do protótipo estava dobrada, e com isso a pressão elevou-se excessivamente, acima do índice de resistência do material componente da peça central do barrilete, o que provocou o rompimento antes que se pudesse aferir qualquer dos parâmetros previstos.

Esse acidente – providencial – permitiu que se percebesse um leve movimento de giro do conjunto, exatamente no sentido da abertura gerada, por onde aconteceu um fluxo preferencial. A partir dessa observação foram realizadas modificações na peça central do barrilete, encurtando-a e no posicionamento das curvas de montante e de jusante. Daí surgiu o Modelo 3-A, com o qual obteve-se sucesso.

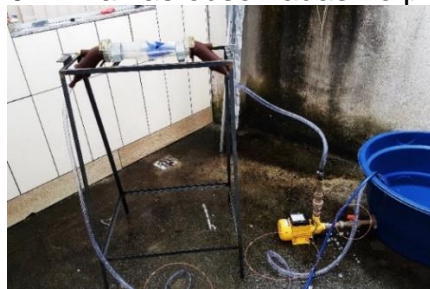
A Figura 61 ilustra o rompimento da peça.

Figura 61 – Peça central do barrilete rompida



Na Figura 62 pode-se notar nos detalhes o registro de saída da bomba (“1/4 de volta”, inadequado), bem como os pontos em que a mangueira de saída está dobrada, o que provocou excesso de pressão na parte mais frágil do barrilete e resultou na ruptura.

Figura 62 – Falhas observadas no primeiro ensaio



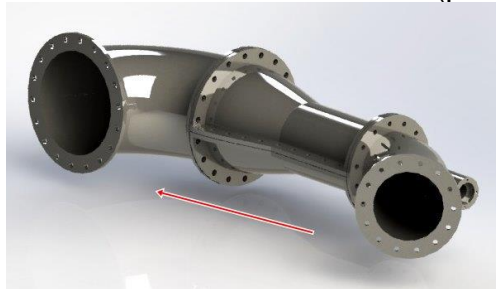
Para a realização de um segundo ensaio do Modelo 2-C foi providenciada a recuperação da parte central do barrilete, utilizando-se para isso a mesma resina sintética anteriormente utilizada. As paredes e as juntas foram espessadas, propiciando maior resistência às pressões internas. Além disso, objetivando possibilitar a devida gradação da pressão e da velocidade do fluxo, foi instalado um registro de gaveta na saída do barrilete de recalque da bomba (entrada do protótipo), o que favoreceu maiores segurança e confiabilidade ao processo.

No segundo ensaio não ocorreu nenhum acidente, porém ainda não foi obtido o esperado giro do eixo, levando à conclusão de que os desenhos do rotor e do barrilete não estavam compatíveis. Essa observação, juntamente com a análise das causas do acidente do primeiro teste, originou novas alterações e o surgimento do novo Modelo 3-A.

4.1.7 Modelo 3-A

Os ensaios realizados com o modelo anterior (2-C) indicaram que o circuito a ser percorrido pela água no interior era muito longo. Como solução, a parte central do barrilete foi seccionada no ponto de maior diâmetro – onde se posicionam as extremidades do rotor –, reduzindo-se o comprimento total. A curva de saída foi redimensionada para ajustar-se ao novo diâmetro. Posteriormente foi providenciada a impressão, dando origem ao Modelo 3-A. As figuras abaixo ilustram os aspectos desse modelo, o qual foi submetido a ensaios e, finalmente, apresentou resultados positivos.

Figura 63 – Modelo 3-A Curva 90° (perspectiva)

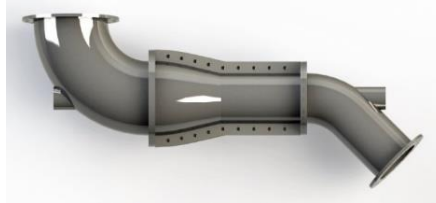


Após análise do desenho do barrilete da Figura nº 63 (acima), conjuntamente com o rotor testado, à luz dos princípios da hidrodinâmica, constatou-se que o caminho das linhas de fluxo era inadequado e desfavorável. Como solução, a curva

de entrada sofreu inversão de sentido, configurando-se num novo formato “S”, visto na Figura 64.

A curva de entrada foi posicionada de modo a provocar atrito lateral nas hélices; a posição da curva de saída, por sua vez, redireciona o fluxo, para que incida frontalmente nas faces das hélices, pressionando-as e criando um momentum, o que provoca o giro do eixo.

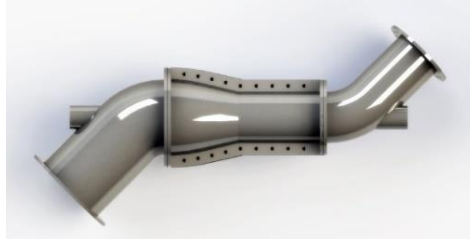
Figura 64 – Modelo 3-A curva 90° (topo)



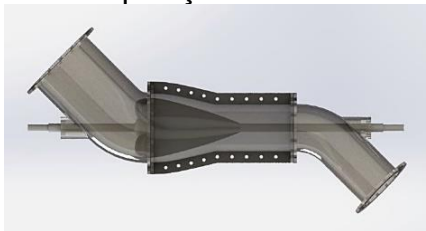
Devido ao desenho do rotor utilizado para montagem desse novo modelo, e dos ângulos das hélices na saída do barrilete, surgiu a dúvida sobre a melhor curva a ser utilizada na saída: de 45° ou de 90°. Dessa maneira, o Modelo 3-A foi simulado com duas variações, uma com cada curva de jusante.

O modelo montado com curva de 45°, mostrado na Figura 65, revelou-se mais adequado para a obtenção dos resultados desejados. A disposição do conjunto girante – ilustrada na Figura 66 – contribuiu definitivamente para que o fluxo d’água seguisse por linhas de maior eficiência, colidindo frontalmente com as extremidades dobradas das hélices, o que provocou o giro do eixo.

Figura 65 – Modelo 3-A curva 45° (topo)



A disposição do conjunto girante dentro do barrilete, como pode ser visto na transparência da Figura 66, aliada ao posicionamento das curvas e ao formato do conjunto eixo – hélices, foi fundamental para o sucesso do modelo.

Figura 66 – Disposição interna do Modelo 3-A

O primeiro ensaio realizado com o protótipo desse novo modelo – no pequeno laboratório improvisado – ainda não conduziu ao resultado inicialmente esperado, que seria o giro do conjunto eixo/rotor. Após análise das possíveis causas, chegou-se à conclusão de que a bomba utilizada não dispunha de capacidade para fornecer a energia necessária ao sistema, convertendo-a em pressão e vazão (e a consequente velocidade) nas quantidades exigidas, em virtude dos valores dos diâmetros serem relativamente elevados.

Reduziu-se, então, a escala dos desenhos pela metade, o que, de acordo com a Equação da Continuidade da Hidráulica ($Q = A \times V$) conduziu a um incremento da velocidade em 4 vezes, ou seja: redução do diâmetro D_2 para $\frac{1}{2} D_1$ elevou o valor de V_2 para 4 vezes V_1 .

Posteriormente foi providenciada a impressão de novo protótipo do Modelo 3-A com todos os diâmetros reduzidos à metade e realizado novo ensaio na bancada, ainda com a mesma bomba. Nesse ensaio finalmente ocorreu o giro do eixo, de maneira satisfatória.

Em paralelo a isso, realizou-se um novo ensaio do Modelo 3-A na escala inicial, numa instalação real do SIAA local, com vazão mais compatível, obtendo-se resultado satisfatório, conforme relatado na Tabela 3. Esse teste foi realizado de maneira bastante improvisada, utilizando-se a mesma bancada de testes confeccionada para o Modelo 2-C (sem a devida adaptação), apenas com o objetivo de verificar-se a viabilidade de funcionamento do modelo, com a quebra da inércia do conjunto girante.

Nesse ensaio, ao iniciar-se a introdução do mangote de alimentação na curva de entrada do protótipo ocorreu acidente, com a ruptura da mesma no ponto de justaposição com o flange. Como solução imediata, para viabilizar a operação, foi “amarrada” a curva ao flange. Vide Figura 67.

Figura 67 – Ensaio improvisado do Modelo 3-A



A vazão e a pressão inseridas no protótipo foram excessivamente baixas, porém suficientes para obter-se o desejado giro do eixo, o que, por si só, já evidenciou a validade da hipótese principal da pesquisa, de que seria possível aproveitar-se o fluxo de água no interior de tubulações de sistemas de abastecimento de água.

Após corrigir-se a falha da curva de montante, através da impressão de uma nova, com maiores espessura da parede e resistência, foi realizado um último ensaio de campo, no qual obteve-se os resultados registrados.

Para esse ensaio foi providenciada montagem mais adequada, com tubulação conectada ao circuito do SAA, de modo que a simulação se aproximasse ao máximo das condições normais de operação, apesar da fragilidade do protótipo.

Para reduzir-se as probabilidades da ocorrência de acidentes, o protótipo foi fixado a uma base metálica e essa, por sua vez, foi parafusada ao concreto. O conjunto ficou com o aspecto da Figura 68, onde pode-se observar que não mais ocorreram perdas de água, pois a extremidade da tubulação foi posicionada na inspeção do reservatório ao lado.

Figura 68 – Nova montagem para ensaio



Figura 69 – Sistema montado para ensaio

Os primeiros ensaios realizados com o protótipo desse modelo ainda não apresentaram resultados, devido à escala da impressão e montagem, além das limitações da bomba utilizada. Já os ensaios em campo – apesar dos improvisos – produziram a esperada rotação do eixo com o valor inicial de 191 rpm.

Posteriormente o mesmo modelo foi impresso com metade das medidas e testado no laboratório improvisado. Foram anotadas 6 medidas de rotação, para vazões e pressões de valores ascendentes. Tendo em vista que os manômetros não registraram as pressões (por inadequação dos mesmos), bem como não haviam instrumentos para medições de vazão, foram anotados os seguintes valores para as rotações:

Tabela 4 – Registros de rotação para o Modelo 3-A reduzido

Repetição	Vazão (l/s)	Pressão (mca)	Rotação (rpm)
Teste 1	-	-	112
Teste 2	-	-	154
Teste 3	-	-	164
Teste 4	-	-	218
Teste 5	-	-	250
Teste 6	-	-	263

O protótipo testado, nesse caso, está apresentado na Figura 70, abaixo.

Figura 70 – Modelo 3-A reduzido



Posteriormente foi realizado novo ensaio com o protótipo original (de maior diâmetro), tendo-se corrigido algumas das improvisações na curva de entrada, porém ainda fora das condições exigidas. O resultado principal foi a elevação da rotação para 330 rpm e o registro da pressão – através de datalogger digital – variando entre 2 e 3 mca. Abaixo a Figura 71 mostra os aspectos físicos do protótipo utilizado nesse ensaio. Já a Figura nº 72 mostra registro da rotação obtida no tacômetro.

Figura 71 – Aspecto do Modelo 3-A testado



Figura 72 – Registro da rotação



Finalmente foi realizado o último ensaio desse protótipo em campo, no qual obteve-se resultados numéricos indicativos da relação existente entre vazão no interior do barrilete e a correspondente rotação provocada. Os resultados obtidos estão registrados na Tabela 5.

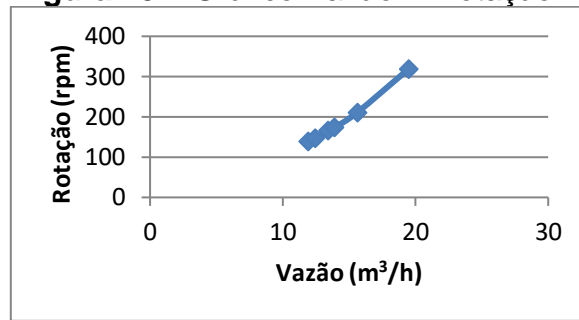
Tabela 5 – Resultados de ensaio de campo

Teste	Vazão (m ³ /h)	Pressão Montante (mca)	Pressão Jusante (mca)	Perda de Carga (mca)	Rotação (rpm)	Torque (Kgf m)
1	11,8872	5,00	5,00	0	138	-
2	12,4524	5,00	5,00	0	146	-
3	13,41	5,00	5,00	0	165	-
4	13,8888	5,00	5,00	0	173	-
5	15,6132	5,00	5,00	0	211	-
6	19,4868	5,00	5,00	0	319	-
7	19,4868	5,00	5,00	0	205	-

O resultado do teste nº 7 foi desprezado, devido ao fato de ter sido claramente um ponto fora da curva. Considerou-se que ocorreu anomalia no interior do dispositivo, provocando o travamento do conjunto girante, reduzindo a rotação para as mesmas vazão e pressão medidas anteriormente.

Devido à pequena resistência do protótipo, todos os ensaios foram realizados sob baixa pressão. Com isso, a variação desse parâmetro foi imperceptível, mesmo utilizando-se dataloggers digitais. Por essa razão se desconsiderou as colunas de pressão (montante, jusante e perda de carga) para fins de avaliação. Sabe-se, no entanto, que para mover-se o conjunto girante consome-se energia, proveniente do fluxo hidráulico, a qual seria registrada como diferencial de pressões entre os pontos de montante e de jusante – a perda de carga. Esses parâmetros somente serão registrados com fidedignidade nos ensaios futuros, a serem realizados com protótipos metálicos expostos a pressões e vazões de valores maiores.

Os ensaios de campo com os protótipos do Modelo 3-A apresentaram resultados positivos, mesmo consideradas as poucas condições sob as quais foram realizados. O gráfico gerado (Vazão x Rotação) demonstra que esses dois parâmetros têm relação diretamente proporcional: maior vazão implica na obtenção de maior rotação. Isso deverá ser usado nos processos futuros quando da escolha do local de instalação do conjunto turbina – gerador, bem como no número de polos desse último. A Figura 73 apresenta o gráfico representativo da relação entre vazão e rotação obtidas no ensaio com protótipo moldado em plástico.

Figura 73 – Gráfico Vazão X Rotação

Após os ensaios realizados com protótipos em plástico iniciou-se a confecção do primeiro exemplar do Modelo 3-A em escala real para aplicação em adutora com DN 150 mm, com componentes moldados em metal. Com vistas à redução de custos o dispositivo foi confeccionado com diâmetro compatível com adutora de DN 100 mm e, para inserção, utilizou-se duas reduções flangeadas em FoFo DN 150 x 100 mm. Considerando que o diâmetro de saída da microturbina é ligeiramente superior ao de entrada, confeccionou-se uma redução especial com diâmetros de 158 mm x 105,8 mm, que são o de jusante do dispositivo e o interno da tubulação com DN 100 mm.

Inicialmente foi impresso em 3-D, utilizando-se o PLA como matéria prima, um exemplar da peça central do barrilete, a partir do qual foi elaborado molde para fundição em ferro, conforme Figura 74 a seguir.

Figura 74 – Peça central do barrilete em plástico PLA

A Figura 75 apresenta a peça em estágio intermediário de confecção, observando-se falhas de fundição e inexistência dos furos dos flanges.

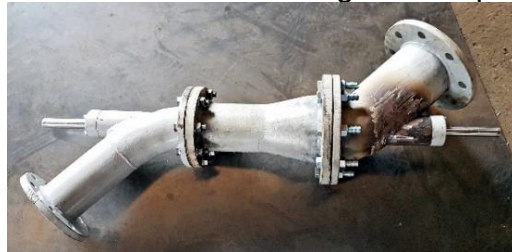
Figura 75 – Peça central fundida em ferro



Figura 76 – Rotor fundido em liga de alumínio



Figura 77 – Primeira montagem com peças metálicas



Após a montagem do protótipo com componentes metálicos foi providenciada instalação na adutora, vista na Figura 78, sendo posteriormente realizados ensaios práticos, constatando-se que a vazão e a pressão no ponto de instalação apresentavam valores baixos:

Vazão = 26,52 l/s.

Pressão de montante = 8,00 mca.

Pressão de jusante = 7,44 mca.

Rotação = 174 rpm.

Esse valor de pressão de montante foi considerado próximo ao limite mínimo para acionamento da microturbina, tendo em vista que abaixo dele não se registrou nenhum giro do eixo.

Segundo Baptista e Lara (2014, p. 130), obtém-se a potência hidráulica disponível através da equação 11 abaixo:

$$P_H = 9,81 \times \gamma \times Q \times H \quad (11)$$

Fonte: adaptado de Baptista e Lara (2014, p. 130)

Aplicando-se o rendimento previsto para a microturbina à potência hidráulica teremos para a potência elétrica a ser obtida:

$$P_E = 9,81 \times \gamma \times Q \times H \times \eta \quad (12)$$

Fonte: adaptado de Baptista e Lara (2014, p. 130)

Sendo:

P = Watt (W)

γ = Peso específico da água em Kgf/m^3

Q = Vazão em m^3/s

η = Rendimento (adimensional)

Aplicando-se os dados obtidos à equação, teremos:

$$P_H = 9,81 \times 1.000 \times 0,02652 \times 8$$

$$P_H = 2.081,29 \text{ W (ou 2,08 KW)}$$

Observando-se que a perda de carga provocada pela microturbina foi de 1 mca, o que corresponde a 7 %, e aplicando-se os dados obtidos à equação, teremos:

$$P_E = 9,81 \times 1.000 \times 0,02652 \times 8 \times 0,93$$

Donde:

$$P_E = 1.935,60 \text{ ou } 1,9356 \text{ KW}$$

Convertendo-se para Cavalo Vapor, teremos

$$P_E = 1,9356 \times 1,35962$$

$$P_E = 2,63 \text{ CV.}$$

Para esse pequeno valor da potência elétrica possível de ser produzida contribuem fundamentalmente as baixas pressão e vazão no ponto de inserção (8 mca e 26,52 l/s respectivamente).

Nesse ensaio pode-se observar na Figura 80 que a curva de jusante da microturbina foi confeccionada com raio curto e usinada no sistema de justaposição de “gomos”. Para obter-se os melhores resultados ela deverá ser produzida com raio longo e curvatura contínua até os 45° previstos, o que proporcionará condição para que o rotor a penetre e aproveite plenamente o fluxo da água no seu interior.

Caso a instalação da microturbina houvesse sido realizada na adutora previamente selecionada, cujos dados foram anotados no item 4.1, a potência hidráulica disponível seria de:

$$P_H = 9,81 \times 1.000 \times 0,0414 \times 62,14$$

$$P_H = 25.237,17 \text{ W (ou 25,24 KW)}$$

Com rendimento de 93% a potência hidrelétrica seria de

$$P_E = 9,81 \times 1.000 \times 0,0414 \times 62,14 \times 0,93$$

$$P_E = 23.470,57 \text{ W (ou 23,47 KW)}$$

$$P_E = 23,47 \times 1,35962$$

$$P_E = 31,91 \text{ CV}$$

Esse era aproximadamente o valor previsto inicialmente para produção hidrelétrica no local previamente selecionado para a instalação, caso fosse utilizada a adutora de DN = 300 mm. A adutora utilizada na prática (DN 150 mm) opera em paralelo à anterior e o ponto de inserção situa-se ao lado do previsto.

Figura 78 – Instalação na adutora



Figura 79 – Instalação na adutora (outro ângulo)



Figura 80 – Curva de saída fora de padrão



4.1.8 Modelo 1-D

Tendo-se realizado ajustes no Modelo 2-C – o que fez surgir o novo Modelo 3-A –, o qual foi testado com sucesso, resolveu-se aproveitar o rotor do Modelo 1-C e adaptar o seu barrilete aos moldes do 3-A – encurtando-o e reposicionando as curvas de entrada e de saída, o que fez surgir um novo modelo, denominado **Modelo 1-D**. Analisando-se, ainda, o fluxo da água no interior do barrilete e a posição das hélices do rotor, chegou-se à conclusão que a curva de saída que melhor aproveitaria a energia hidráulica seria a de 90°.

A Figura 76 ilustra como ficou esse novo modelo, onde nota-se que a curva de jusante é de 90° e a parte central do barrilete tem o comprimento um pouco maior do que o do Modelo 3-A, dado que o rotor adotado tem as hélices com menor curvatura e maior comprimento.

Figura 81 – Modelo 1-D (topo)

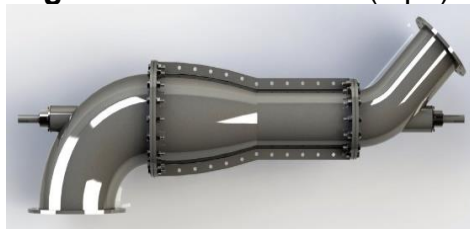
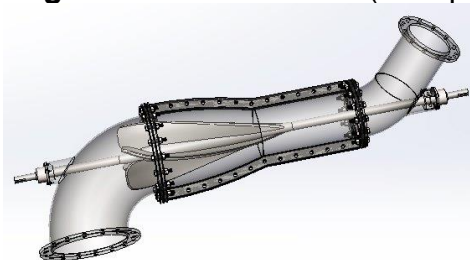


Figura 82 – Modelo 1-D (transparência)



Ressalta-se novamente que as diferenças entre esse modelo e o 1-C são: a curva de saída (90° ao invés de 45°) e o comprimento da parte central do barrilete – mais curto. Em relação ao Modelo 3-A, as diferenças são o formato das hélices do rotor – mais alongadas e menos curvadas –, a curva de 90° na saída (ao invés de 45°) e o comprimento da parte central do barrilete, mais alongada do que naquele.

Nesse modelo não foram realizados ensaios de campo, devido à exiguidade do tempo, estando prevista a realização dos mesmos posteriormente.

4.2 AFERIÇÃO DE PERDAS DE CARGA

Na realização do primeiro ensaio com o protótipo do Modelo 2-C não houve aferição de perdas de carga, tendo em vista que ocorreu ruptura da parte central do barrilete, devida à imperícia do “operador” do registro de entrada.

Na segunda tentativa não ocorreu ruptura de peças, porém o conjunto girante não se moveu. Com isso, a pressão na entrada do barrilete foi medida em 4 mca, utilizando-se manômetro de Bourdon, analógico. Na saída registrou-se pressão de 3 mca, o que indicaria uma perda aproximada de 25%. Observe-se, porém, que não ocorreu a esperada rotação, o que implica que essa perda de carga representa apenas a resistência que o conjunto girante criou, funcionando na prática como se fosse um corpo a impedir a livre circulação da água, ou seja, funcionou como barreira impeditiva ao fluxo d'água, não representando perda real, caso ocorresse rotação.

Nos ensaios subsequentes esse parâmetro não foi aferido, pelas razões já informadas – baixa resistência do material –, salvo no último ensaio realizado com o Modelo 3-A metálico, quando se registrou perda de carga igual a 7% da pressão de montante.




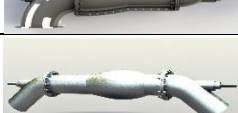



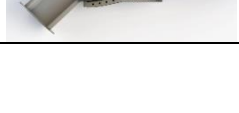
Devido à baixa densidade do material utilizado na confecção dos protótipos em escala reduzida, a inércia a ser vencida para a rotação do conjunto girante é bastante reduzida, o que resulta em pequena perda de carga no interior do dispositivo. Na prática, no entanto, isso não ocorre, devido à densidade dos materiais utilizados, como o aço inoxidável do eixo e a liga de alumínio do rotor.

Também há que se observar que existe rugosidade a ser considerada nas paredes da carcaça e do próprio rotor do conjunto girante, causadora de perdas de carga representativas.

Outro fator que deve ser levado em consideração é que os componentes foram produzidos com a utilização de processos quase artesanais, o que gerou imperfeições em relação às formas projetadas, se comparadas aos resultados finais das fundições e usinagens do rotor e componentes da carcaça.

4.3 SÍNTESE DAS CARACTERÍSTICAS DOS MODELOS

Tabela 6 – Síntese das características dos modelos

Modelo	Material Protótipo	Características Principais	Imagem
1-A	Descartado / Não prototipado	Ocorrência de recirculação Perdas de carga Tendência à cavitação.	
1-B	Descartado / Não prototipado	Não atendia às exigências de alteração do fluxo de água.	
1-C	Descartado / Não prototipado	Rotor não compatível com os objetivos.	
1-D	Não prototipado	Não foi ensaiado.	
2-A	Descartado / Não prototipado	Barrilete sem praticidade para realização de manutenção interna.	
2-B	Descartado / Não prototipado	Interferências entre as hélices do rotor e a carcaça.	
2-C	Carcaça em plástico e resina acrílica; eixo em aço inoxidável	Não obteve sucesso nos ensaios. Desenho não aprovado.	
3-A	Carcaça em plástico e eixo em aço inox.	Desenho aprovado. Apresentou resultados dentro do previsto.	

4.4 PRÓXIMAS ETAPAS PARA UTILIZAÇÃO PRÁTICA DA MICROTURBINA

Considerando-se os objetivos da pesquisa, deverão ser cumpridas ainda as seguintes etapas:

5.4.1 Será confeccionada, através de usinagem ou fundição, uma nova curva de jusante do protótipo que foi testado e se encontra instalado na adutora;

5.4.2 Será retirado o protótipo e substituída a curva de jusante;

5.4.3 Será instalado o protótipo em outra tubulação, a ser selecionada, que atenda aos requisitos de pressão e vazão, de modo a se produzir a potência elétrica pretendida;

5.4.4 Será escolhido o gerador que esteja de acordo com as características do local;

5.4.5 Será projetado o sistema de compatibilização entre a rotação produzida pelo eixo da microturbina e a requerida pelo gerador;

5.4.6 Nesse ponto serão analisados os resultados e verificada a necessidade (ou não) de realizar-se ajustes nas curvaturas, ângulos e comprimentos das hélices do rotor;

5.4.7 Serão elaboradas as curvas características do equipamento, correlacionando vazão, rotação, pressão e torque.

4 CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES GERAIS

A metodologia exploratória adotada permitiu boa progressividade no avanço dos estudos, onde cada passo propiciou críticas e correções de falhas, simultaneamente ao progresso de criação. Novos modelos foram surgindo a partir dos anteriores e, mesmo após percorrido um caminho relativamente longo, retornou-se a pontos anteriores e aproveitou-se os conhecimentos acumulados, principalmente com os erros cometidos e acidentes de percurso.

Conhecimentos técnico-científicos combinaram-se com empirismo e muita intuição, levando a resultados objetivos e práticos comprovados, a partir do que poderão surgir novas formas de geração de energia hidrelétrica. A ciência avança em linhas, por vezes, paralelas, como vetores que se somam na direção do progresso.

Em todos os testes realizados, algumas deficiências interferiram nos resultados: a baixa resistência do plástico, a impossibilidade de utilizar-se selo mecânico nos pontos de saída dos respectivos eixos – o que permitiu a ocorrência de vazamentos e perdas de pressão –, entre outros fatores, impediram a obtenção de melhores estanqueidade e resistência mecânica. Apesar disso, observou-se fortes indicativos de que exemplares confeccionados com materiais adequados – aço inoxidável para o eixo, ferro fundido dúctil ou aço carbono (ou inoxidável, se a qualidade da água assim o exigir) para a carcaça (barrilete), ligas de alumínio, bronze ou aço inoxidável para o rotor – deverão atingir plenamente os resultados almejados.

Constatou-se que as posições das curvas de montante e de jusante – principalmente essa – interferem significativamente no direcionamento do fluxo e, conseqüentemente, no empuxo d'água sobre o rotor. Esse posicionamento, aliado aos desenhos do eixo e do próprio barrilete, alteram o perfil de velocidades no interior do dispositivo e contribuem para melhor aproveitamento e rendimento do conjunto. Isso comprova o acerto e a propriedade dos desenhos.

A ocorrência de acidente, com o rompimento do barrilete do Modelo 2-C, propiciou observação importante, a partir do que foram introduzidas alterações no projeto e conduziram ao sucesso do modelo subsequente.

No caso da utilização de microturbinas em tubulações de SAAs, algumas premissas básicas devem ser atendidas, entre elas (não custa lembrar) está a exigência de manter-se a vazão necessária para atendimento à demanda do abastecimento de água à população de destino – ou às instalações industriais –,

introduzindo o mínimo de perda de carga hidráulica possível na tubulação a ser utilizada. Portanto, qualquer dispositivo a ser ali introduzido deve criar o mínimo possível de perda, a não ser que a disponibilidade de energia gravitacional existente no sistema seja muito acima do necessário para o seu bom funcionamento.

Por outro lado, com elevada frequência o perfil topográfico da área, por si só, já exige a utilização de VRPs, para evitar-se pressões elevadas e as consequentes perdas reais de água devidas a rompimentos das tubulações. As microturbinas, então, poderão ser utilizadas, também, com a finalidade de reduzir pressões, onde necessário, cumprindo, nesse caso, dupla função. Forçosa quebra de paradigma surge, em consequência, conduzindo à necessidade futura de alterações nas fórmulas empíricas utilizadas para o dimensionamento das tubulações.

Para as corporações que atuam no saneamento, o dispositivo mescla interesses acadêmicos com os sociais, ambientais e econômicos. Uma das possibilidades de aproveitamento desse potencial, num futuro breve, é através do desenvolvimento de modelos hidráulicos em que um reservatório de montante tenha capacidade de armazenamento suficiente para suprir a vazão necessária à geração de energia durante a parada diária, período em que os motores elétricos de maior porte e consumo de eletricidade são desligados, prática adotada tanto no Brasil, como em outros países.

Existindo reservatórios nos sistemas distribuidores de água com capacidade de acúmulo projetada para atender ao período do desligamento dos motores, não só o abastecimento de água, como a microgeração serão perenizados, contribuindo para a redução do déficit energético. Dessa maneira, caso a capacidade de geração para consumo próprio seja suficiente para a alimentação dos equipamentos instalados, o abastecimento não necessitará ser interrompido, pois é sabido que esse também é um dos horários de maior consumo de água pelas populações.

Pode-se considerar como uma nova modalidade de utilização de potencial energético, ainda não amplamente explorado, e de baixo impacto ambiental. Além disso, contribuir-se-á com o sistema distribuidor de eletricidade a nível regional, disponibilizando os excedentes da microgeração às distribuidoras de energia elétrica. Os impactos sociais e culturais negativos provocados pelas hidrelétricas convencionais, especialmente de grande porte – frequentemente irreversíveis – devem ser considerados nessa análise, como forma de perceber-se vantagens fundamentais definitivas da microgeração.

O alcance social deverá ser proporcional à geração obtida, por contribuir com a consolidação de um novo modal. Além disso, o projeto poderá ser expandido para outras tantas instalações (adutoras e linhas tronco das redes distribuidoras, inicialmente) existentes no Brasil e no mundo inteiro. Futuramente poder-se-á refinar o estudo, estendendo-o às sucções das bombas e até a certos trechos operados com bombeamento, caso o saldo energético entre a geração e o acréscimo de consumo seja favorável economicamente.

É importante observar que em projetos de novas tubulações a serem utilizadas com dupla função, para abastecimento humano de água e geração de energia elétrica, deverão ser observados rigorosamente os parâmetros técnicos que visem manter a oferta em quantidade e qualidade da água, atendendo às demandas a que se propõem os sistemas.

Para tal aproveitamento, algumas premissas devem ser observadas, como:

- a) As perdas de carga introduzidas na tubulação a ser aproveitada deverão **situar-se** dentro de limites toleráveis, os quais variam de uma tubulação para outra, considerando-se as características locais;
- b) O dispositivo deverá proporcionar condições técnicas para que eventuais manutenções se processem da maneira mais simples possível, de modo a não causar prejuízos à operação do sistema gerador onde esteja instalado;
- c) A instalação deverá ser implementada num ponto da tubulação em que seja possível a instalação de desvio (by-pass), viabilizando a manutenção do abastecimento de água durante os tempos de eventuais reparos do conjunto gerador.

As perdas de carga introduzidas deverão ser previstas em cada projeto específico de tubulação, desde que a geração de energia seja adotada para novos projetos de condutos. Esse deverá constituir-se num novo paradigma, de que todo novo projeto de tubulação por gravidade (inicialmente) deverá contemplar estudo acurado sobre o aproveitamento do potencial existente para geração de energia elétrica.

Seguindo esses princípios, para utilizações futuras do dispositivo, em escala real, dois caminhos poderão ser adotados: no primeiro, as perdas de carga a serem

introduzidas já serão conhecidas previamente – de acordo com os parâmetros de cada microturbina, previamente avaliados – e levadas em consideração durante a elaboração do projeto da nova tubulação. Isso influenciará na escolha do diâmetro, do trajeto e do material a serem utilizados. No segundo caso, aproveitando-se tubulação preexistente, o dispositivo deverá ser projetado especialmente para atender às disponibilidades e necessidades de vazão e pressão locais, adaptando-se a microturbina à configuração do sistema.

Também se formaliza um novo paradigma, segundo o qual novos projetos de sistemas de abastecimento de água busquem incluir nas suas tubulações (inicialmente) por gravidade dispositivos para aproveitar o potencial de geração de energia elétrica no seu escopo. Novos projetos de adutoras e linhas tronco por gravidade deverão contemplar a geração de energia hidrelétrica como um procedimento rotineiro, desde que atendidas as premissas básicas de natureza hidrodinâmica e que apresentem relação benefício X custo favorável.

A princípio, microturbinas deverão ser utilizadas em tubulações quer operem com água tratada, mas nada impede a sua utilização em tubulações adutoras de água bruta, desde que sejam adotadas medidas preventivas que bloqueiem o transporte de resíduos sólidos – como a inserção de filtros –, os quais poderiam obstruir ou danificar o dispositivo.

Sempre que forem identificadas instalações ou sistemas que propiciem condições favoráveis para a inserção de dispositivos como esse, ou quaisquer outros, cuja eficiência e eficácia sejam comprovadas através de estudos e ensaios teóricos e práticos, deve ser considerada a possibilidade da utilização, de modo a reduzir-se a dependência do sistema elétrico central, principalmente em locais mais afastados e de difícil acesso. Pequenos cursos d'água que apresentem desníveis no seu percurso, formando pequenas cachoeiras, poderão servir para a instalação de canalizações e serem aproveitados esses potenciais para a geração de eletricidade, com a inserção de microturbinas.

Um novo paradigma deverá surgir, no sentido de que novos projetos de sistemas de abastecimento de água para atendimento a populações humanas, ou mesmo para fins industriais, deverão incluir estudos para verificar-se a viabilidade da inserção desses dispositivos, ou de outros que venham a ser criados ou adequados para essa finalidade. Especialmente, todas as adutoras e linhas tronco dos SAAs

poderão ser utilizadas para geração de energia elétrica. Isso poderá (ou deverá) ser previsto já na fase dos respectivos estudos de viabilidade e projetos técnicos.

Recomenda-se o aprofundamento da realização de estudos complementares visando o aproveitamento de todos os potenciais de geração de eletricidade nos sistemas hidráulicos, a exemplo das sucções dos conjuntos motobomba, nos quais poder-se-á inserir microturbinas.

Outrossim, não podemos esquecer que existem, no universo dos sistemas de abastecimento de água, muitas situações em que a sucção das bombas poderá, sem prejuízos, receber em seu interior dispositivos que aproveitarão o fluxo de água para gerar uma parte da energia a ser consumida na operação dos respectivos motores, principalmente em captações posicionadas em cotas inferiores às das barragens.

O trabalho aqui documentado não se esgota, mas, ao contrário, inspira e indica a busca por novas conquistas. Serve como treinamento para novos e mais profundos desafios na sequência, onde as descobertas e os conhecimentos acumulados são apenas a linha de partida para alcançar-se um futuro tecnológico que nunca será alcançado, pois que não existe limite pré-determinado para as fronteiras da ciência.

REFERÊNCIAS

ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica. **Atlas de energia elétrica do Brasil**, 2009. Disponível em: <http://www2.aneel.gov.br/arquivos/pdf/atlas_par2_cap3.pdf>. Acesso em: 05/06/2016 às 20:14.

ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica. **Perguntas e Respostas sobre a aplicação da Resolução Normativa nº 482/2012** – atualizado em 25/05/2017. Disponível em: <http://www.aneel.gov.br/documents/656827/15234696/FAQ+v3_20170524/ab9ec474-7dfd-c98c-6753-267852784d86>. Acesso em: 10/05/2018 às 20:30.

ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica. **RESOLUÇÃO NORMATIVA Nº 482, DE 17 DE ABRIL DE 2012**. Disponível em: <<http://www2.aneel.gov.br/arquivos/PDF/Resolu%C3%A7%C3%A3o%20Normativa%20482,%20de%202012%20-%20bip-junho-2012.pdf>>. Acesso em: 10/05/2018 às 21:10.

AZEVEDO NETTO, J. M. **Manual de Hidráulica**. v. II. 6 ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1977.

AZEVEDO NETTO, J. M.; FERNÁNDEZ, M. F. Y. **Manual de Hidráulica**. 9 ed, São Paulo: Edgard Blücher, p. 632, 2015.

BAPTISTA, M.; LARA, M. **Fundamentos de Engenharia Hidráulica**, 3 ed. Belo Horizonte: Editora UFMG, p. 18, 2012.

BATISTA, J. C. **Microgeração de energia elétrica (abaixo de 100kw) utilizando turbina tesla modificada**. 107 f. Tese (doutorado) - Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2009. Disponível em: <<http://hdl.handle.net/11449/106422>>. Acesso em: 15/07/2018 às 19:23.

BORJA, P. C.; SOBRINHO, R. A. Gestão das perdas de água e energia em sistema de abastecimento de água da Embasa: um estudo dos fatores intervenientes na RMS. Artigo técnico. **Eng Sanit Ambiental**, v.2, n.4, p. 783-795, out/dez 2016. Disponível em: <<http://www.scielo.br/pdf/esa/v21n4/1809-4457-esa-21-04-00783.pdf>>. Acesso em: 17/12/2017 às 13:45.

CAIXETA, L. R.; AMORIM, L. C. **Modelagem, Fabricação, Caracterização de um Modelo Reduzido Funcional de Microturbina Francis**. Monografia (Graduação). Faculdade UnB Gama, Universidade de Brasília, Brasília, 2014. Disponível em: <http://bdm.unb.br/bitstream/10483/7968/1/2014_LeonardodaRochaCaixeta_LucasCostaAmorim.pdf>. Acesso em: 17/10/2017 às 20:13.

CARDOSO, G. J. O. **Caracterização metrológica de modelo de turbina Pelton para laboratório didático**. Dissertação (Mestrado). Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2016. Disponível em: <<https://repositorio-aberto.up.pt/bitstream/10216/83210/2/124601.pdf>>. Acesso em: 16/07/2017 às 11:02.

DELLINGER, G. *et al.* **Optimisation d'une vis d'Archimède pour la production d'énergie dans les microcentrales hydroélectriques.** 33èmes Rencontres de l'AUGC, ISABTP/UPPA, Anglet, 27 au 29 mai 2015. Disponível em: <<https://rugc15.sciencesconf.org/55086/document>>. Acesso em: 06/07/2017 às 10:31.

ELETROBRÁS, 2006. Disponível em: <www.eletronbras.gov.br>. Acesso em: 05/06/2016 às 22:15.

LIMA, G. M. **Microgeração em Sistemas de Abastecimento de Água.** Dissertação (Mestrado). Universidade Federal de Itajubá, Itajubá (MG), 2013. Disponível em: <<https://saturno.unifei.edu.br/bim/0039909.pdf>>. Acesso em: 20/07/2017 às 20:15.

GORBAN', A. N.; GORLOV, A. M.; SILANTYEV, V. M. Limits of the Turbine Efficiency for Free Fluid Flow. **Journal of Energy Resources Technology.** v. 123, p. 311, American Society of Mechanical Engineers – ASME, New York, USA, 2001. Disponível em: <<http://www.math.le.ac.uk/people/ag153/homepage/Gorlov2001.pdf>>. Acesso em: 20/07/2017 às 21:13.

MACINTYRE, A. J., **Máquinas Motrizes Hidráulicas.** Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1983.

MORETTO, E. M., *et. al.* **Histórico, tendências e perspectivas no planejamento espacial de Usinas Hidrelétricas Brasileiras: A antiga e atual fronteira amazônica.** São Paulo: Ambiente & Sociedade, v. XV, n. 3, p. 141-164, set.-dez.2012. Disponível em: <<http://www.scielo.br/pdf/asoc/v15n3/a09v15n3.pdf>>. Acesso em: 15/09/2017 às 13:03.

MÜLLER, G.; SENIOR, J. Théorie simplifiée de la vis d'Archimède. **Journal of Hydraulic Research.** v. 47, n. 5, p. 666–669, 2009. Disponível em: <<https://pdfs.semanticscholar.org/44c9/cbb4d7886bc0c074a78c87e909dbda422b17.pdf>>. Acesso em: 30/06/2017 às 22:30.

PORTO, R. M. **Hidráulica Básica,** 4 ed, São Carlos: Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 519 p., 2006.

SENERGAM. **Geradores de energia elétrica de baixa rotação.** Disponível em: <<http://www.senergam.com.br/pagina/detalhes/22/Geradores-De-Baixa-Rotacao.html>>. Acesso em: 31/08/2017 às 21:30.

SOSNOSKI, A. S. K. B., **Produção de energia por mini e micro hidrelétricas na rede de distribuição de água.** Dissertação (Mestrado). Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2015.

TSUTIYA, M. T., **Abastecimento de Água.** São Paulo: Departamento de Engenharia Hidráulica e Sanitária da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2014.
VILANOVA, M. R. N., **Estudo de grupos motobomba operando como grupos geradores em microcentrais hidrelétricas.** Dissertação (Mestrado). Universidade Federal de Itajubá, Itajubá (MG), 2007.

WEG, S. A. **Características e Especificações de Geradores**. Disponível em <http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-curso-dt-5-caracteristicas-e-especificacoes-de-geradores-artigo-tecnico-portugues-br.pdf>

ZANTA, V. M. *et. al.* **Abastecimento de água**: gerenciamento de perdas de água e energia elétrica em sistemas de abastecimento: guia do profissional em treinamento: nível 2. Secretaria Nacional de Saneamento Ambiental (org), ReCESA, p. 139, Salvador, 2008.