

Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Engenharia de Energia

**OTIMIZAÇÃO DO DIMENSIONAMENTO
HIDRODINÂMICO DA TURBINA HIDROCINÉTICA
GERAÇÃO 1 DESENVOLVIDA PELA UNIVERSIDADE
DE BRASÍLIA**

Autor: Letícia Braga dos Santos
Orientador: Prof. Dr. Luciano Gonçalves Noletto, UnB/FGA

Brasília, DF
2021



Letícia Braga dos Santos

Otimização do dimensionamento hidrodinâmico da turbina
hidrocinética Geração 1 desenvolvida pela Universidade de
Brasília

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia de Energia da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia de Energia.

Orientador: Prof. Dr. Luciano Gonçalves Noleto, UnB/FGA

Brasília, DF
2021

CIP – Catalogação Internacional da Publicação*

Braga dos Santos, Letícia.

Otimização do dimensionamento hidrodinâmico da turbina hidrocínética Geração 1 desenvolvida pela Universidade de Brasília / Letícia Braga dos Santos. Brasília: UnB, 2021. 35 p.: il. ; 29,5 cm.

Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade de Brasília
Faculdade do Gama, Brasília, 2021. Orientação: Prof. Dr.
Luciano Gonçalves Noleto.

1. Turbina Hidrocínética. 2. Coeficiente de potência. 3. Ângulo de pá I. Gonçalves Noleto, Luciano. II. Otimização do dimensionamento hidrodinâmico da turbina hidrocínética Geração 1 desenvolvida pela Universidade de Brasília.

CDU Classificação



**OTIMIZAÇÃO DO DIMENSIONAMENTO HIDRODINÂMICO DA TURBINA
HIDROCINÉTICA GERAÇÃO 1 DESENVOLVIDA PELA UNB.**

Letícia Braga dos Santos

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia de Energia da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, em 07/05/2021 apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

Prof. Dr. Luciano Gonçalves Noieto, UnB/ FGA

Orientador

Dr. Rudi Henri van Els, UnB/ FGA

Membro Convidado

Prof. Felipe Chagas Storti, UnB/ FGA

Membro Convidado

Brasília, DF
2021

*Tudo o que um sonho precisa para ser
realizado é alguém que acredite que ele possa ser realizado.*
Roberto Shinyashiki

RESUMO

A utilização de mecanismos de funcionamento que transformam energia cinética dos rios e correntes de maré em energia elétrica vêm crescendo a cada dia, desde a utilização de rodas d'água até as mais novas turbinas hidrocínéticas, sendo esta tecnologia mais promissora a cada novo estudo realizado. O objetivo deste trabalho é o aperfeiçoamento nos princípios hidrodinâmicos característicos dessas turbinas, com o enfoque em otimizar a hidrodinâmica da turbina Geração 1 - primeira turbina hidrocínética construída pela Universidade de Brasília (UnB) - através do levantamento de parâmetros e aplicações de formulações já existentes na literatura, além da realização de simulações com diferentes ângulos de pá para a verificação da possibilidade de otimização dessa turbina. No caso, foram estudadas duas teorias existentes relacionadas a turbinas de eixo horizontal, a teoria do disco atuador e a metodologia "BEM" - *Blade Element Momentum Method* -, dentre elas foi escolhida a que melhor se encaixa ao estudo para a aplicação das simulações tendo em vista encontrar um procedimento que dê a máxima potência para a operação da máquina em questão, usando condições hipotéticas de funcionamento. Através disso observou-se a relação do coeficiente de potência com a torção das pás em ângulos diferentes do original, podendo notar a otimização da hidrodinâmica da turbina hidrocínética G1.

Palavras-chaves: Turbinas hidrocínéticas. Coeficiente de potência. Ângulo de pá.

ABSTRACT

The use of operating mechanisms that transform the kinetic energy of rivers and tidal currents into electric energy has been growing every day, from the use of waterwheels to the newest hydrokinetic turbines. This technology is most promising with each new study. The objective of this work is to improve the hydrodynamic principles characteristic of these turbines, with a focus on dimensioning the hydrodynamics of the Generation 1 turbine - the first hydrokinetic turbine built by University of Brasília (UnB) - through the survey of parameters and applications of formulations already existing in the literature, in addition to simulations with different blade angles to check the possibility of optimizing this turbine. In this case, two existing theories related to horizontal axis turbines were studied, the actuator disc theory and the Blade Element Momentum Method (BEM), among which was chosen the one that best fits the study for the application of the formulation to find a procedure that gives maximum power to the operation of the machine, using hypothetical operating conditions. Through the simulations, the relationship between the power coefficient and the torsion of the blades at different angles from the original can be observed, and the optimization of the hydrodynamics of the G1 hydrokinetic turbine can be noted.

Key-words: Hydrokinetic Turbines. Power coefficient. Paddle angle.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Estrutura analítica de projeto - EAP.	3
Figura 2: Esquemático de geometria da Turbina Tyson.	3
Figura 3: Sistema de ancoragem e flutuação para turbinas hidrocínéticas. (Els e Brasil Junior, 2015).....	4
Figura 4: Turbina hidrocínética Geração 1. (ELETRONORTE-UNB, 2007).....	5
Figura 5: Rotor de seis pás da Turbina Hidrocínética G1. (SANTOS, 2016).....	6
Figura 6: Esquemático da turbina geração 1.	6
Figura 7: Turbina hidrocínética Geração 2. (ELETRONORTE-UNB, 2007).....	7
Figura 8: Turbina hidrocínética Geração 3. (ELETRONORTE-UNB, 2007).....	7
Figura 9: “SMART Product Development at Kraemer’sche Kunstmühle” (<i>Smart Hydro Power</i> , 2019)	8
Figura 10: “SMART Telecom Project” (<i>Smart Hydro Power</i> , 2019)	8
Figura 11: “SMART Irrigation Project” (<i>Smart Hydro Power</i> , 2019).....	9
Figura 12: “Community Services with a SMART Hybrid System” (<i>Smart Hydro Power</i> , 2019).....	9
Figura 13: “Yukon Hydrokinetic Project” (<i>Alaska Energy Wiki</i> , 2019)	10
Figura 14: Turbinas eólicas em arranjo. (NOAA - <i>National Ocean and Atmospheric Administration</i>).....	11
Figura 15: Explicação da Teoria do Disco Atuador. (Fonte: própria.).....	12
Figura 16: Demonstração de fluxo para dedução do limite de Betz. (ASSIS, 2017)	14
Figura 17: Perfis Perfilados de acordo com o método BEM. (Britto, V. S., 2017).....	17
Figura 18: Triângulo de velocidades relativo ao método BEM. (Fonte: Brasil Jr. et al., 2016)	18
Figura 19: Curva C_p x TSR – método substituição direta em fórmula.	20
Figura 20: Curva C_p x TSR utilizando equação (1.39).	21
Figura 21: Curva C_p x TSR utilizando equação (1.38)	21
Figura 22: Geometrias de pás de rotor gerado no software ANSYS BLADEGEN.	22
Figura 23: Angulação alterada das pás do rotor.	22
Figura 24: Curva C_p X TSR para cada simulação de angulação de pá.	23

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Valores de TSR e Cp com método de substituição direta.	19
Tabela 2: Cp para diferentes ângulos de torção de pá.	23
Tabela 3: Dados de Cp e TSR para baixas rotações (30 a 75 RPM).	29
Tabela 4: Dados de Cp e TSR para rotações mais altas (100 a 150 RPM).	29

LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS

Φ	Ângulo de entrada do escoamento
A	Área
C _p	Coefficiente de potência
c	Comprimento da corda
ρ	Massa Específica [quilograma por metro cúbico]
F	Efeitos hidrodinâmicos
dT	Empuxo Aerodinâmico
EAP	Estrutura Analítica de projeto
a	Fator de indução
a'	Fator de indução tangencial
G1	Geração 1
dM	Momento
N _b	Número de pás
P	Potência
R	Raio da turbina
RPM	Rotações por minuto
σ	Solidez das pás
TSR	<i>Tip speed Ratio</i> ou Velocidade de ponta de pá
T	Tração ou Empuxo
THCs	Turbinas Hidrocinéticas
\dot{m}	Vazão mássica
U	Velocidade
ω	Velocidade angular [radianos por segundo]
u ₁	Velocidade de rio
u ₀	Velocidade do escoamento
W	Watts

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	1
1.1.	MOTIVAÇÃO	1
1.2.	OBJETIVO GERAL	2
1.3.	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	2
2.	ESTADO DA ARTE.....	3
2.1.	Turbinas Hidrocinéticas no Brasil.	4
2.2.	HISTÓRICO DAS THCS NA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA – UNB.	5
2.2.1.	Turbina Hidrocinética Geração 1.	5
2.2.2.	Turbina Hidrocinética Geração 2.	6
2.2.3.	Turbina Hidrocinética Geração 3.	7
2.3.	APLICAÇÕES GLOBAIS DE THCs	7
2.4.	TURBINAS EM ARRANJO	10
3.	METODOLOGIA DE PROJETO.....	12
3.1.	TEORIA DO DISCO ATUADOR.....	12
3.1.1.	Limite de Betz.....	14
3.2.	MÉTODO “BEM” - <i>BLADE ELEMENT MOMENTUM METHOD</i>.....	16
4.	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	19
5.	CONCLUSÃO	25
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	26
	APÊNDICE I.....	29

1. INTRODUÇÃO

Os estudos e pesquisas sobre turbinas hidrocínéticas no Brasil começaram desde a década de 80 e hoje, essa tecnologia de geração de eletricidade já possui diversos trabalhos catalogados sobre diferentes abordagens como o seu avanço tecnológico, à geração de energia por meio da tecnologia e às simulações e modelagens dos diversos componentes do sistema operacional dessas turbinas, na busca por melhorar, principalmente, a eficiência do sistema. Apesar do fato da utilização dessa tecnologia ainda ser moderada no Brasil, além da literatura a respeito desse tema ser, relativamente, escassa, existem projetos brasileiros que comprovaram a eficácia e o bom funcionamento dessas turbinas. Além disso, de acordo com (MIRANDA; SANTOS; VAN ELS, 2017), muitos estudos que buscam a viabilidade de aplicação dessa tecnologia em comunidades isoladas também foram observados como sendo parte do desenvolvimento das pesquisas em hidrocínética no Brasil.

Dentre as diversas vantagens de utilização desse tipo de tecnologia, se destacam por exemplo a não necessidade do uso de barragens e lagos artificiais para se armazenar energia potencial, o que diminui consideravelmente os impactos ambientais gerados. Além disso, tais turbinas se destacam pela facilidade de fabricação, manutenção, instalação, operação e transporte, além de serem fabricadas com tecnologias nacionais e apresentarem alta durabilidade. (GONÇALVES et al., 2009)

1.1. MOTIVAÇÃO

Diante de cenários de baixo desenvolvimento econômico e impedimento de acesso aos serviços de concessionárias de energia elétrica em diversas regiões do Brasil, algumas empresas, como a Eletronorte, demonstraram interesse por fontes alternativas de energia, que requerem menos custos e mais simplicidade de operação (MIRANDA; SANTOS; VAN ELS, 2017).

A propagação da energia no território nacional é um desafio, pois a inclusão das habitações à rede em alguns locais, não é viável. Os altos custos de linhas de transmissão e grandes distanciamentos a se percorrer, com entraves naturais, como rios ou grandes extensões de mata fechada, por exemplo, dificultam o deslocamento da rede ou então geram grandes impactos ambientais na região (BERMANN, 2011).

Em 2012 foi publicada a Resolução Normativa ANEEL nº 482/2012, que trata sobre a geração distribuída no Brasil. Com base nisso o consumidor brasileiro pôde produzir sua própria energia elétrica a partir de fontes renováveis ou cogeração qualificada, ligadas à rede de distribuição por meio de unidades consumidoras. Trata-se da micro e da minigeração distribuídas de energia elétrica, inovações que conciliam economia financeira, consciência socioambiental e autossustentabilidade (ANEEL, 2018).

Para efeitos de diferenciação, a microgeração distribuída estende-se a uma central geradora com potência instalada menor ou igual a 75 quilowatts (kW), enquanto que a minigeração distribuída refere-se às centrais geradoras com potência instalada superior a 75 kW e menor ou igual a 3 megawatt (MW), para a fonte hídrica, ou 5 MW para as demais fontes (ANEEL, 2016).

Com isso, o aproveitamento da energia gerada através de turbinas hidrocínéticas (THCs) é de fundamental importância a curto prazo, devido ao baixo investimento e baixos custos operacionais, além disso, o fornecimento contínuo de energia elétrica é uma grande vantagem em comparação com outros tipos de energia renovável.

Essas turbinas prometem ser rentáveis em comparação com outras tecnologias pois, observando o desenvolvimento do potencial energético brasileiro, podemos verificar os altos custos e a grande poluição ambiental gerada pelo uso de combustíveis fósseis, assim como a

dificuldade de utilização em comunidades isoladas, a manutenção específica e os elevados gastos com painéis fotovoltaicos e turbinas de energia eólica.

Turbinas hidrocinéticas de pequena escala prometem ser uma solução para o fornecimento de energia em áreas remotas ou um substituto de baixo custo dos geradores a diesel. Além disso, as preocupações ambientais fazem a busca de alternativas mais limpas de produção de energia crescer, e estas estão ganhando espaço devido a sua sustentabilidade, baixo impacto ambiental durante operação e maior facilidade de desempenho.

A restauração da turbina hidrocinética Geração 1, desenvolvida pela UnB, seria mais uma chance de se estudar a aplicabilidade desta, de forma que, com a melhoria da sua hidrodinâmica, a mesma possa ser instalada em múltiplas localidades para diferentes funcionalidades, além de se dar continuidade, de forma complementar, a um estudo já iniciado dentro da universidade.

1.2. OBJETIVO GERAL

Este trabalho tem como objetivo analisar de forma analítica e numérica a hidrodinâmica da turbina hidrocinética Geração 1 através do levantamento de parâmetros e aplicações de formulações já existentes na literatura, encontrando um procedimento que dê a máxima potência para a operação da máquina em questão.

1.3. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

A seguir são apresentados os objetivos específicos do presente trabalho de conclusão de curso 2 juntamente com a estrutura analítica de projeto (EAP) correspondente, mostrada na Figura 1.

- Exposição da pesquisa bibliográfica: apresentar as pesquisas realizadas em relação ao estudo de turbinas hidrocinéticas.
- Apresentação de métodos teóricos: apresentar e entender os cálculos que englobam a teoria de turbinas hidrocinéticas.
- Análise dos resultados: implementar uma metodologia para levantamento de parâmetros e, juntamente com simulações e dados estabelecidos previamente, calcular valores de C_p e TSR que otimizem a turbina hidrocinética Geração 1.

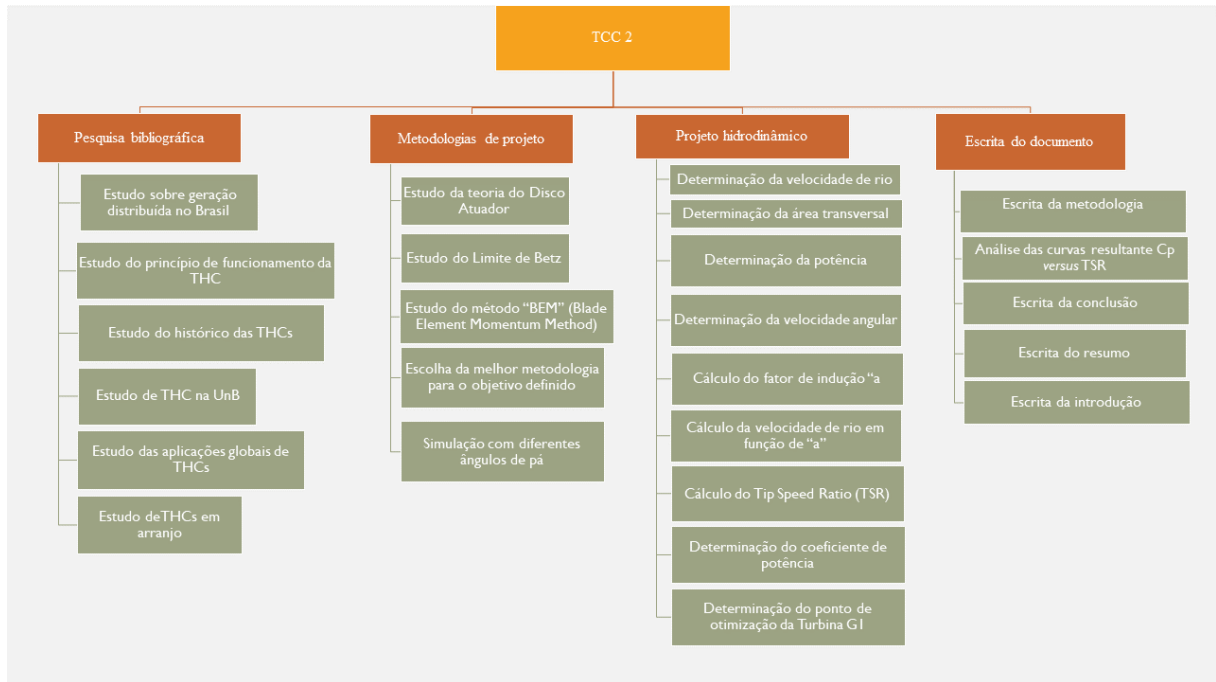


Figura 1: Estrutura analítica de projeto - EAP.

2. ESTADO DA ARTE

Turbinas hidrocinéticas são dispositivos hidráulicos que transformam a energia cinética dos rios e correntes de maré em energia elétrica. A utilização de rodas d'água submersas para fins de irrigação para agricultura, moagem de grãos e fornecimento de água doce demonstra quão remota é esta tecnologia. Conforme a sociedade foi se modernizando a utilização dos recursos hidrológicos foi expandindo e usinas de pequena a grande escala, constituídas por barragens, reservatórios e turbomáquinas começaram a aparecer em todo o mundo.

A primeira turbina de corrente de rio que se tem registro é atribuída a Peter Garman, registrada em 1978 como “Turbina Garman”, utilizada especificamente para bombeamento de água e irrigação. Outro modelo conhecido é a “Turbina Tyson”, que consiste em rotor de eixo horizontal com mecanismo de transmissão submerso em 90° que alimenta um gerador, como mostrado na figura 2.

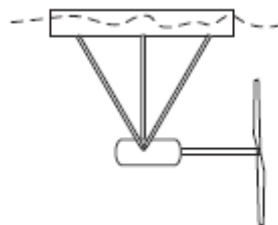


Figura 2: Esquemático de geometria da Turbina Tyson.

Os avanços tecnológicos na conversão de energia das marés, que emprega o mesmo princípio de funcionamento das turbinas hidrocinéticas, é bastante desenvolvido assim, essas informações são extremamente valiosas na compreensão da tecnologia das turbinas fluviais.

Com 6 protótipos e 45% de eficiência atingido o projeto de Barry Davis e sua empresa *Blue Energy Canada Inc.* talvez seja o projeto mais detalhado em termos de design, teste e empenhos empreendedores para turbinas de eixo verticais para conversão de energia de maré. Podemos

citar também a empresa Alternative Hydro Solutions Ltd. em Ontario, que desenvolveu turbinas de eixo vertical especificamente destinadas a aplicações fluviais. Além disso as Turbinas Darrius e Gorlov podem ser citadas respectivamente como a que tem melhor eficiência e a que possui melhor modularidade, escalabilidade e economia.

No entanto, com o uso excessivo dos recursos hidrológicos, ocorreram impactos ambientais substanciais sendo uma possível solução considerada a aplicação de pequenas máquinas hidrocínéticas para a produção de energia elétrica sustentável, pois estas possuem baixo impacto ambiental e baixo custo operacional, pois não necessitam de barragens e lagos artificiais para o fornecimento de energia potencial (MENDES, 2020). Uma aplicação que pode demonstrar a usabilidade dessa tecnologia é a implementação ao longo de rios com águas correntes onde vivem pequenas e remotas comunidades ribeirinhas, representando uma excelente alternativa renovável de produção de energia. (ELETRONORTE-UNB, 2007)

Ainda hoje esse tipo de tecnologia não é muito bem explorada para ser utilizada como fonte de energia alternativa, porém este cenário tem mudado e essa ciência tem recebido mais atenção dos pesquisadores brasileiros. Contudo, a maior parte das pesquisas realizadas sobre o assunto enfatizam os aspectos de projeto mecânico dos rotores. (MENDES, 2020)

2.1. TURBINAS HIDROCINÉTICAS NO BRASIL.

Devido às grandes bacias hidrográficas brasileiras, o potencial hidroelétrico do país é enorme. Porém, de acordo com (TIAGO, 2003) apenas 77% da matriz energética brasileira é designada à produção de energia elétrica, pois grande parte desses recursos fica localizada na Amazônia, onde os rios são impetuosos e correm em planície o que dificulta seu uso para o propósito de geração. Assim sendo, pode-se notar a importância do desenvolvimento de tecnologias para uso em rios de baixa profundidade, como as turbinas hidrocínéticas.

Um dos primeiros artigos registrados no Brasil sobre THCs é o relatório de um protótipo de turbina de eixo horizontal, baseada nos cata-ventos, desenvolvido por Harwood em 1985 no Instituto Nacional de Pesquisa Amazônica (INPA), que foi ancorado em um rio para gerar eletricidade. Os processos iniciais de adaptação da tecnologia para as particularidades da Amazônia foram feitas em 2004, pois o sistema de ancoragem precisava ser melhorado devido às grandes alterações no nível da água na estação chuvosa e seca. Assim, a estrutura flutuante introduzida por Harwood foi melhor elaborada e várias unidades foram testadas na Amazônia, conforme mostrado na figura abaixo (ELS; JUNIOR, 2015).



Figura 3: Sistema de ancoragem e flutuação para turbinas hidrocínéticas. (Els e Brasil Junior, 2015)

2.2. HISTÓRICO DAS THCS NA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA – UNB.

As pesquisas sobre turbinas hidrocínéticas na Universidade de Brasília iniciaram-se em 1987 e desde então vários exemplares de máquinas foram projetados e testados. Em meados de 1991 a universidade começou a desenvolver a primeira turbina hidrocínética que obteve êxito, com o objetivo de gerar energia elétrica para comunidades rurais, que ficou conhecida como turbina hidrocínética de primeira geração (MIRANDA; SANTOS; VAN ELS, 2017). A partir daí diversas adaptações foram feitas ao longo do tempo, afim de se melhorar o projeto inicial, surgindo assim, também, as turbinas de segunda e terceira geração.

2.2.1. Turbina Hidrocínética Geração 1.

A primeira THC construída foi a chamada “Geração 1” e foi instalada com a finalidade de assistir energeticamente um posto médico na cidade de Correntina, Bahia – BA, região onde o fluxo do rio se apresentava constante e o nível da água com pouca alteração durante os períodos secos e chuvosos (MIRANDA; SANTOS; VAN ELS, 2017). A configuração inicial de tal turbina consistia em um rotor axial de duas pás, grade cônica de proteção frontal contra eventuais destroços flutuantes e um estator com pás diretrizes (direcionando o fluxo de água que entra na turbina).



Figura 4: Turbina hidrocínética Geração 1. (ELETRONORTE-UNB, 2007)

A partir disso, foram desenvolvidos estudos para maximizar a eficiência na geração de energia utilizando essa tecnologia, a melhor composição do projeto que se sobressaiu com bons resultados foi com um rotor com seis pás e oitenta centímetros de diâmetro, como mostrado na Figura 5 (SANTOS, 2016). Nas condições dos testes realizados em campo citados em (ELETRONORTE-UNB, 2007) essa turbina gera 1,5 kW com velocidade de escoamento de 2 m/s, sendo essa potência suficiente para atender a demanda energética do posto de saúde.

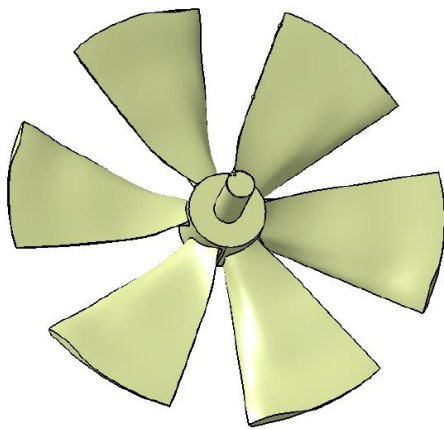


Figura 5: Rotor de seis pás da Turbina Hidrocinética G1. (SANTOS, 2016)

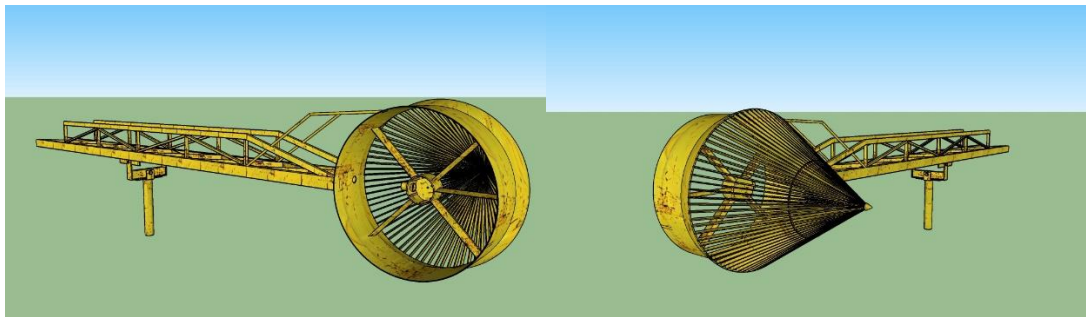


Figura 6: Esquemático da turbina geração 1.

Esta máquina é a origem da pesquisa sobre THCs na Universidade de Brasília – UnB e ficou instalada em pleno funcionamento durante pouco mais de dez anos, onde depois foi levada de volta à universidade e encontra-se desativada. A partir disso viu-se a chance de se estudar sua aplicabilidade, de forma que, com a melhoria da sua hidrodinâmica, a mesma possa ser instalada em múltiplas localidades para diferentes funcionalidades, além de se dar continuidade, de forma complementar, a um estudo já iniciado dentro da universidade.

2.2.2. Turbina Hidrocinética Geração 2.

Com a adição de um difusor cônico surgiu a turbina hidrocinética Geração 2 que foi instalada em Correntina – BA, em 2005 e também em Maracá, Amapá – AP em 2006. O uso do difusor diminui a aceleração do escoamento na saída da turbina, gerando uma região de baixa pressão aumentando a velocidade do escoamento na entrada e, conseqüentemente, aumentando o coeficiente de potência, o que será justificado mais a frente neste trabalho pelo método do disco atuador. Porém, a adição desse utensílio fez com que o tamanho geométrico da turbina se expandisse fazendo com que a utilização da mesma em rios de baixa profundidade fosse ineficaz.



Figura 7: Turbina hidrocínética Geração 2. (ELETRONORTE-UNB, 2007)

2.2.3. Turbina Hidrocínética Geração 3.

Para contornar o problema foi idealizado um difusor assimétrico abrindo para as laterais, como mostrado na Figura 8. Dessa forma foi concebida a THC Geração 3, com difusor mais compacto e segmentado, com melhor desempenho e gerador integrado ao núcleo, formando um conjunto com o rotor. O uso desse tipo de difusor faz com que haja um controle da camada limite na superfície interna deste difusor.

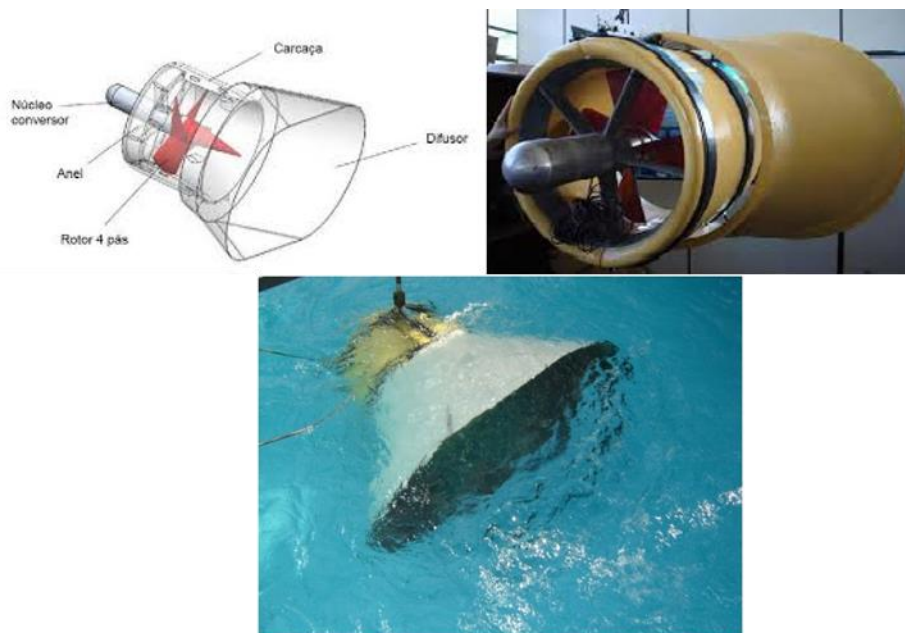


Figura 8: Turbina hidrocínética Geração 3. (ELETRONORTE-UNB, 2007)

2.3. APLICAÇÕES GLOBAIS DE THCs

Turbinas hidrocínéticas são utilizadas para geração de energia em todo o mundo, abaixo são citados alguns exemplos de aplicações de tal tecnologia.

- **“SMART Product Development at Kraemer’sche Kunstmühle”**: Situada na cidade de Munique na Alemanha foi instalada em uma usina hidrelétrica, em

2014 para aproveitamento do potencial remanescente em vazões defluentes com o objetivo de aumentar a eficiência produzida. (*Smart Hydro Power*, 2019)



Figura 9: “SMART Product Development at Kraemer’sche Kunstmühle” (*Smart Hydro Power*, 2019)

- **“SMART Monofloat: Grid-connected Project”**: Foi instalada em Rosenheim, também na Alemanha, posicionada no rio *Inn* no ano de 2013 com o objetivo de alimentação na rede elétrica por meio de um semáforo nas proximidades e compensada por meio da política alemã de tarifas “*feed-in*”.
- **“SMART Telecom Project”**: Situada em Tabang – Indonésia. Sua instalação foi feita com o objetivo de alimentar uma torre de telecomunicações.



Figura 10: “SMART Telecom Project” (*Smart Hydro Power*, 2019)

- **“SMART Food Processing Project Empowering Rural Entrepreneurs”**: Instalada em Karnataka – Índia, para cultivo e moagem de arroz pelos aldeões da aldeia. O sistema instalado se classifica como híbrido (turbinas + fotovoltaico + gerador de reserva).
- **“SMART Irrigation Project”**: Fixada na cidade de Neiva – Colômbia, foi feita a instalação de uma bomba de irrigação acionada diretamente por uma turbina para irrigação das plantações de arroz.



Figura 11: “SMART Irrigation Project” (*Smart Hydro Power*, 2019)

- **“SMART Village Hybrid Electrification”**: Situada em Akwanga – Nigéria, fornece energia elétrica durante todo o ano para algumas residências próximas ao rio Mada, mesmo durante a estação seca.
- **“Community Services with a SMART Hybrid System”**: Instalada na comunidade Bellavista no Departamento de Loreto – Peru. Fornece eletricidade para as casas assim como para iluminação pública, água potável, refrigeração, entre outros. Também classificado com híbrido (2 turbinas de rio + fotovoltaica + gerador de reserva).



Figura 12: “Community Services with a SMART Hybrid System” (*Smart Hydro Power*, 2019)

- **“Yukon Hydrokinetic Project”**: Instalada em 2010 em Eagle Village – Fairbanks, Alasca, para produção de energia elétrica, diminuindo o uso de geradores a diesel. (*Alaska Energy Wiki*, 2019)



Figura 13: “Yukon Hydrokinetic Project” (*Alaska Energy Wiki*, 2019)

- **“Ringmo Hydrokinetic Project”**: Turbina de eixo vertical, instalada em 2010 em Ringmo – Nepal. Com a finalidade de produção de energia elétrica para uma vila localizada no alto do Himalaia. O sistema alimenta uma comunidade de 40 casas, uma base do exército e um mosteiro. (*New Energy Corporation*, 2014)

2.4. TURBINAS EM ARRANJO

De acordo com (BRITTO, 2017) “com a crescente necessidade de energia, fatores como posicionamento das turbinas e a esteira turbulenta necessitaram ser explorados para garantir a eficiência do empreendimento. É definido como esteira, o escoamento a jusante perturbado por uma ou mais turbinas.”

O efeito bloqueador no escoamento, causado pela disposição dos rotores, torna propício a modificação do comportamento da esteira turbulenta. O fluido passa pela turbina e incita uma vazão secundária, aumentando a diferença de pressão atrás da turbina e, por conseguinte, causando um aumento de potência, fazendo com que o projeto seja mais rentável. A Figura 14 mostra um exemplo do efeito da esteira turbulenta em parques de turbinas eólicas.

Para maior aproveitamento energético e otimização dos custos operacionais, as turbinas (tanto eólicas como hidrocínéticas) são normalmente instaladas em agrupamentos com inúmeros elementos, sendo a região de instalação popularmente conhecida como fazenda ou parque. Existem milhares dessas configurações dispersas pelo mundo, porém, é pouco provável encontrar duas que sejam idênticas, pois o escoamento incidente em cada unidade é complexo, podendo ser modificado pelo relevo local e pelos outros rotores nas proximidades. Ou seja, cada turbina recebe uma porção particular do escoamento, tornando a interação entre cada rotor e o fluido única, afetando o rendimento individual das turbinas e, conseqüentemente, a eficiência global do parque (MENDES, 2020).



Figura 14: Turbinas eólicas em arranjo. (NOAA - *National Ocean and Atmospheric Administration*)

De toda forma, apesar do princípio de conversão de energia ser parecido quando se trata de turbinas eólicas e hidrocínéticas, existem algumas diferenças entre seus respectivos parques, destacando-se a distribuição espacial das máquinas da fazenda. De acordo com (MENDES, 2020), em virtude da imprevisibilidade na direção do vento, as turbinas de um parque eólico normalmente são instaladas muito distantes umas das outras, a fim de evitar a operação de qualquer turbina dentro da região de esteira turbulenta de outro rotor. Em contrapartida, um parque hidrocínético permite uma distância mais próxima entre as máquinas, devido a maior previsibilidade e regularidade do curso d'água incidente nas turbinas.

Por exemplo, para geração de energia em larga escala, parques e fazendas de turbinas hidrocínéticas maximizam o uso de uma determinada área, minimizam a área ocupada pelas turbinas e diminuem o custo de manutenção. (Britto, 2017)

3. METODOLOGIA DE PROJETO

Nesse capítulo serão discutidas duas teorias para turbinas axiais de eixo horizontal, sendo elas a teoria do disco atuador e a teoria do método “BEM” (*Blade Element Momentum Method*).

3.1. TEORIA DO DISCO ATUADOR

Essa teoria demonstra que a velocidade do escoamento no rotor é diferente da velocidade de corrente livre e considera o rotor como um disco permeável fazendo com que o escoamento, admitido livre e incompressível, sofra alterações. A Figura 15 mostra a explicação da teoria. (Britto,2017)

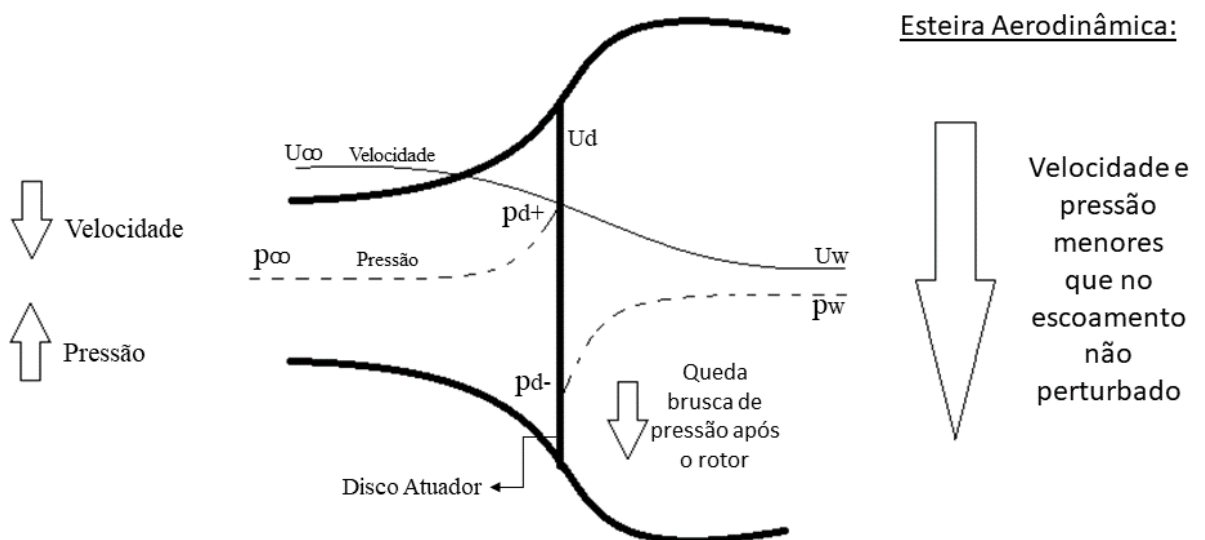


Figura 15: Explicação da Teoria do Disco Atuador. (Fonte: própria.)

Na imagem acima pode-se notar que na entrada da turbina, representada pelo subíndice “ ∞ ”, a velocidade do escoamento diminui enquanto há um aumento de pressão. Logo após o disco, representado pelo subíndice “d”, acontece uma queda brusca de pressão e na região de esteira aerodinâmica, correspondente ao subíndice “w”, a velocidade e a pressão são menores do que no escoamento livre. Conforme se distancia do rotor a pressão e a velocidade tendem a se reestabelecer para as condições de escoamento não perturbado.

Não havendo troca de massa entre as partes interior e exterior do tubo de corrente, ou seja, dentro do volume de controle a vazão mássica permanece constante, pode-se aplicar a equação da continuidade para regime permanente:

$$\dot{m} = \rho A_\infty U_\infty = \rho A_d U_d = \rho A_w U_w \quad (1.1)$$

Onde ρ é a massa específica, A é a área da seção transversal e U é a velocidade do escoamento.

Conforme o fluxo de desloca pela turbina a área vai aumentando, sendo assim, para satisfazer a equação da continuidade a velocidade tem que diminuir. Assim determinamos o fator de indução (“a”) como a razão entre a diferença de velocidades e a velocidade máxima no

eixo do disco. Seu valor varia de 0 a 1, quando $a=0$ ou $a=1$, a energia absorvida pela turbina tende a zero.

$$a = \frac{U_\infty - U_d}{U_\infty} \quad (1.2)$$

Pela conservação de massa e considerando o escoamento invíscido e irrotacional temos as seguintes equações de Bernoulli para montante e jusante da turbina:

$$\text{Montante:} \quad p_\infty + \frac{1}{2} \rho U_\infty^2 = p_d^+ + \frac{1}{2} \rho U_d^2 \quad (1.3)$$

$$\text{Jusante:} \quad p_\infty + \frac{1}{2} \rho U_w^2 = p_d^- + \frac{1}{2} \rho U_d^2 \quad (1.4)$$

A diferença de pressão ocasionada pelo disco atuador causa uma variação de velocidade e de quantidade de movimento no fluido que passa pelo volume de controle (MENDES, 2020). Assim, subtraindo as equações (1.4) e (1.3), temos:

$$p_d^+ - p_d^- = \frac{1}{2} \rho (U_\infty^2 - U_w^2) \quad (1.5)$$

Pelo princípio da conservação do momento linear tem-se:

$$(p_d^+ - p_d^-)A_d = (U_\infty - U_w)\rho A_d U_\infty(1 - a) \quad (1.6)$$

Assim, a velocidade do escoamento a jusante da turbina se dá por:

$$U_w = U_\infty(1 - 2a) \quad (1.7)$$

A potência extraída da turbina se dá pela velocidade no disco vezes a força axial dada pela equação de momento linear (1.6), assim:

$$\text{Pot. extraída} = 2\rho A_d U_\infty^3 a(1 - a)^2 \quad (1.8)$$

Assim, pode-se admitir o coeficiente de potência, que é variável adimensional e representa uma medida de eficiência de conversão, como:

$$C_p = 4a(1 - a)^2 \quad (1.9)$$

Essa variável pode ser definida como a quantidade de potência presente no fluido que pode ser convertida em potência mecânica por uma turbina, seja ela eólica ou hidrocínética.

Derivando a equação (1.9) e igualando a zero, obtém-se o valor máximo da função do coeficiente de potência em $a = 1/3$, conhecido como limite de Betz, sua definição será

demonstrada mais adiante neste trabalho. Sendo assim o valor máximo de C_p é de $16/27$, obtendo-se a máxima eficiência para a turbina em $59,25\%$.

Geralmente o C_p é associado às condições de operação da máquina chamado de razão de velocidade de ponta de pá (*Tip Speed Ratio* - TSR). Assim, a conduta do coeficiente de potência dependerá da influência da rotação nas pás. Essa variável também é adimensional e pode ser definida pela razão das velocidades de rotação (na ponta da pá) e do escoamento não perturbado, dada por:

$$TSR = \frac{R\omega}{U_\infty} \quad (1.10)$$

Onde R é o raio da turbina e ω é a velocidade angular em radianos por segundo.

A teoria do disco atuador desconsidera os efeitos de rotação do fluido fazendo com que haja uma inconclusão sobre a iteração entre turbina e fluido. No entanto os conceitos são válidos para desenvolver noções preliminares de potência e vínculos de pressão e velocidade.

3.1.1. Limite de Betz

Como dito anteriormente, os estudos relacionados a turbinas hidrocínéticas são muito escassos e, devido a isso, pode-se utilizar de informações referentes à outras tecnologias como turbinas eólicas e turbinas para conversão de energia de marés. Tendo em vista tais considerações, o limite de Betz, aplicado a análise de turbinas eólicas, diz que “não mais de $59,3\%$ da energia cinética do fluido, contido em um tubo de corrente de mesma área transversal de um rotor, pode ser convertida em trabalho útil por este rotor”. (ASSIS, 2017)

Os efeitos que levam a uma diminuição do coeficiente de potência máximo são essencialmente três:

- Rotação na esteira a jusante do rotor;
- Um número finito de pás associado à perda na ponta das pás do rotor;
- Existência de forças de resistência aerodinâmica. (KUIK e SØRENSEN, 2015)

Para dedução do limite de Betz considera-se a turbina como disco atuador como mostrado na figura abaixo:

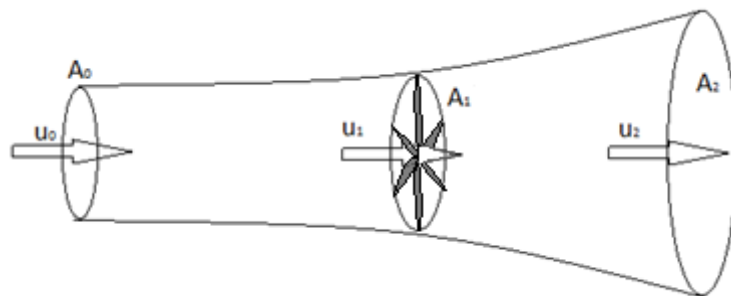


Figura 16: Demonstração de fluxo para dedução do limite de Betz. (ASSIS, 2017)

Onde, u_0 é a velocidade do fluido na entrada do tubo, u_1 é a velocidade do fluido através do rotor, u_2 é a velocidade do fluido na saída do tubo, A_0 é a área transversal na entrada do tubo, A_1 é a área transversal do rotor, A_2 é a área transversal na saída do tubo.

Algumas considerações são feitas como: pressões estáticas em A_0 e A_2 são iguais e, ao longo do tubo de corrente, sua distribuição é considerada constante ao longo do eixo, há

conservação da massa e o escoamento é tomado como incompressível. Assim, a tração (ou empuxo) na turbina pode ser dada por:

$$T = \dot{m}(u_0 - u_2) \quad (1.11)$$

Onde \dot{m} é a vazão mássica dada por:

$$\dot{m} = \rho u_1 A_1 \quad (1.12)$$

A potência do fluido é calculada pelo produto do empuxo com a velocidade de entrada, como mostrado na equação (1.13). Ainda assim, podemos escrever a potência em termos da energia cinética variando com o tempo como na equação (1.14).

$$P = T * u_1 = \dot{m} (u_0 - u_2) u_1 \quad (1.13)$$

$$P = \frac{\dot{m} (u_0^2 - u_2^2)}{2} = \dot{m} * \frac{1}{2} (u_0 - u_2)(u_0 + u_2) \quad (1.14)$$

Igualando as equações (1.13) e (1.14) e isolando u_1 e u_2 :

$$(u_0 - u_2)u_1 = \frac{1}{2}(u_0 - u_2) * (u_0 + u_2) \quad (1.15)$$

$$u_1 = \frac{1}{2} (u_0 + u_2) \quad (1.16)$$

$$u_2 = 2u_1 - u_0 \quad (1.17)$$

Substituindo (1.17) e (1.12) em (1.13), tem-se:

$$P = 2\rho u_1^2 A_1 (u_0 - u_1) \quad (1.18)$$

Tendo “ a ” como fator de proporcionalidade (ou fator de indução) entre u_0 e u_1 :

$$u_1 = (1 - a) u_0 \quad (1.19)$$

Assim, a potência pode ser escrita como:

$$P = 2 * \rho * u_0^3 * A_1 * a * (1 - a)^2 \quad (1.20)$$

Como mostrado no t3pico anterior, o coeficiente de pot4ncia se d3 por:

$$C_p = \frac{P}{\frac{1}{2} * \rho * u_0^3 * A_1} = 4a * (1 - a)^2 \quad (1.21)$$

Para encontrar o m3ximo valor de C_p , faz-se a derivada de (1.21) em rela33o a “ a ” e iguala-se a zero:

$$\frac{d(4a * (1 - a)^2)}{da} = 0 \quad (1.22)$$

$$\frac{d(4a^3 - 8a^2 + 4a)}{da} = 0 \quad (1.23)$$

$$12a^2 - 16a + 4 = 0 \quad (1.24)$$

As r3izes da equa33o apresentada s3o $a=1$ e $a=1/3$. Como discutido anteriormente, quando $a=1$ a energia absorvida pela turbina tende a zero, como se a mesma n3o funcionasse, logo, consideramos apenas $a=1/3$. Adiante, substituindo “ a ” em (1.21):

$$C_p = 4a * (1 - a)^2 = 4 * \left(\frac{1}{3}\right)^3 - 8 * \left(\frac{1}{3}\right)^2 + \frac{4}{3} \quad (1.25)$$

$$C_p = \frac{16}{27} \cong 0,592 \quad (1.26)$$

Assim, de acordo com o limite de Betz, temos que a pot4ncia m3xima produzida 4:

$$P_{max} = P * C_p = P * 0,593 \quad (1.27)$$

3.2. M3TODO “BEM” - *BLADE ELEMENT MOMENTUM METHOD*

Essa metodologia foi concebida para an3lise de pot4ncia em turbinas e 4 um acrescento 3 teoria do disco atuador. Nela admite-se que as p3s de qualquer rotor s3o formadas por v3rios elementos, em formato de aerof3lio, dispostos um sobre os outros de forma radial, como

mostrado na figura abaixo. A geometria da pá varia de acordo com cada elemento, de forma independente.

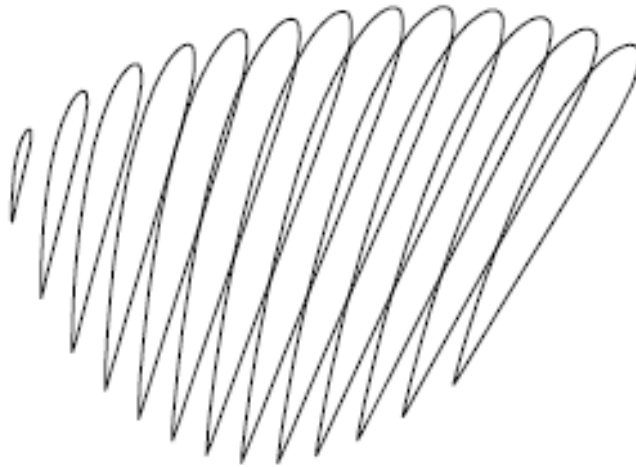


Figura 17: Perfis Perfilados de acordo com o método BEM. (Britto, V. S., 2017)

Pode-se definir o empuxo e o momento em uma seção transversal de acordo com as expressões abaixo, como definido em (Britto, 2017):

$$\begin{array}{l} \text{Empuxo} \\ \text{aerodinâmico:} \end{array} \quad dT = \frac{1}{2} \rho N_b c \frac{U_\infty (1-a)^2}{\text{sen}^2 \Phi} C_n dr \quad (1.28)$$

$$\text{Momento:} \quad dM = \frac{1}{2} \rho N_b c \frac{U_\infty (1-a) \omega r (1+a')}{\text{sen} \Phi \cos \Phi} C_t \quad (1.29)$$

Onde a' é o fator de indução tangencial, ω é a rotação da turbina, N_b é o número de pás, c é o comprimento da corda que une o bordo de ataque com o de fuga e Φ é o ângulo de entrada do escoamento.

Pela Figura 18, encontrada em (Brasil Jr. et al., 2016), podemos calcular o valor do ângulo de entrada por:

$$\tan \Phi = \frac{U_\infty (1-a)}{\omega r (1-a')} \quad (1.30)$$

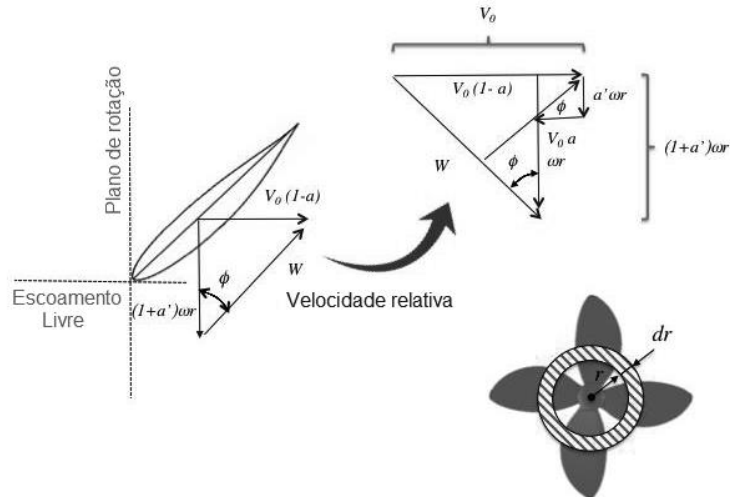


Figura 18: Triângulo de velocidades relativo ao método BEM. (Fonte: Brasil Jr. et al., 2016)

Assim como variáveis que são calculadas a partir do arrasto e sustentação do aerofólio (CL e CD, respectivamente).

$$C_n = CL * \cos\Phi + CD * \sin\Phi \quad (1.31)$$

$$C_n = CL * \sin\Phi - CD * \cos\Phi \quad (1.32)$$

Dessa forma, os fatores de indução se dão por:

$$a = \frac{4F \sin^2\Phi}{\sigma C_n} + 1 \quad (1.33)$$

$$a' = \frac{4F \sin\Phi \cos\Phi}{\sigma_s C_n} - 1 \quad (1.34)$$

Onde F são os efeitos hidrodinâmicos nas proximidades das pontas de pá e σ_s é a solidez local das pás.

Apesar de ser iterativa, essa metodologia não considera alguns efeitos de esteira, não sendo ideal para alguns estudos realizados como, por exemplo, aplicações de turbinas em arranjo.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Com base nos estudos realizados, para o presente trabalho foram considerados apenas os cálculos relativos à teoria do disco atuador, pois foram suficientes para as aplicações analíticas e numéricas feitas na turbina hidrocínética Geração 1.

A princípio, para o cálculo do coeficiente de potência, foi utilizado um método de substituição direta de valores na equação (1.19), onde a velocidade de rio foi determinada em função do fator de indução, este último sendo estimado de decimal em decimal variando valores de zero a um. Dessa forma considerou-se o raio da turbina como unitário, a velocidade do escoamento igual a 2m/s e sua velocidade angular variando de 30 a 80 RPM, alternando-se o intervalo de rotação de 5 em 5 RPM. A escolha de valores hipotéticos para as variações do fator de indução e da velocidade angular deve-se a falta de informações referentes à turbina Geração 1, sendo necessário estimar tais dados.

De acordo com (Eletronorte-UnB, 2007), para turbinas de fluxo livre (sem difusores) o cálculo para o coeficiente de potência se dá diretamente pela formulação descrita em (1.9) e ainda, para o cálculo da velocidade de ponta de pá (*Tip speed Ratio* – TSR) utilizou-se a equação (1.10). Assim, foram obtidos os resultados mostrados na Tabela 1:

Tabela 1: Valores de TSR e C_p com método de substituição direta.

Fator de indução (a)	TSR(a)	C_p s/ difusor
0	1,570796	0
0,1	2,036217	0,324
0,2	2,617994	0,512
0,3	3,365992	0,588
0,4	4,363323	0,576
0,5	5,759587	0,5
0,6	7,853982	0,384
0,7	11,34464	0,252
0,8	18,32596	0,128
0,9	39,26991	0,036
1	-	0

A partir dos valores acima foi gerado um gráfico C_p x TSR com a finalidade de visualização do melhor C_p designado para a situação descrita:

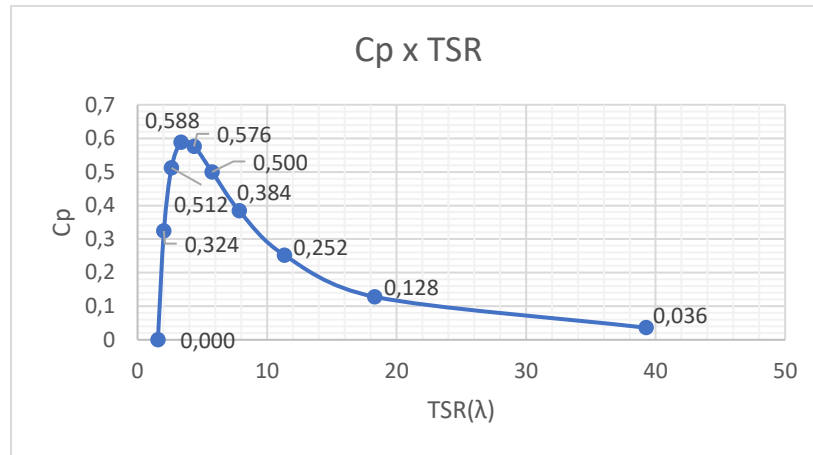


Figura 19: Curva Cp x TSR – método substituição direta em fórmula.

Pode-se perceber que a curva em análise possui um crescimento até atingir um certo ponto, chamado ponto ótimo, onde deveria ser a região de operação da máquina. Modificando a velocidade angular, obteve-se diferentes velocidade de ponta de pá (TSR) variando entre 1 e 40. O maior valor para o coeficiente de potência para essa situação é de 0,588 para um TSR equivalente de 3,365.

É importante ressaltar que as condições estipuladas apresentam resultados que são considerados um modo de funcionamento hipotético da turbina e não representam a característica do escoamento de fato.

Sendo assim, foram aplicadas as formulações elementares desenvolvidas em (Neto, 2015) com intuito comparativo entre os resultados. Assim sendo, tem-se que o fator de indução é dado por:

$$a * (1 - a) = TSR^2 * a' * (1 + a') \quad (1.35)$$

Onde, a' é o fator de mudança na direção do escoamento incidente dado por

$$a' = \frac{(1 - 3a)}{4a - 1} \quad (1.36)$$

E ainda,

$$TSR^2(a) = \frac{(1 - 4a)^2 * (a - 1)}{(3a - 1)} \quad (1.37)$$

Para cálculo do coeficiente de potência utilizou-se de duas formulações diferentes, explicitadas abaixo, para fins comparativos.

$$Cp = Cp' = \frac{P}{0,5 * \rho * A * V^3} \quad (1.38)$$

$$Cp = (1 - a^3) * Cp' \quad (1.39)$$

Onde Cp' é o coeficiente de potência com velocidade de rio em função do fator de indução. Sendo assim determinaram-se os valores para fator de indução como descrito inicialmente e velocidade de rio (2m/s), raio da turbina (1m) e potência (1,5 kW) como constantes. A velocidade angular foi variada de 30 a 75 RPM e também de 100 a 150 RPM, alternando-se o intervalo de rotação de 5 em 5 RPM para cada caso, afim de comparação. Os valores

considerados de “a” podem ser observados nas Tabelas 3 e 4, descritos como “a1”, localizados no Apêndice I deste documento. Os gráficos resultantes de cada interação podem ser vistos a seguir:

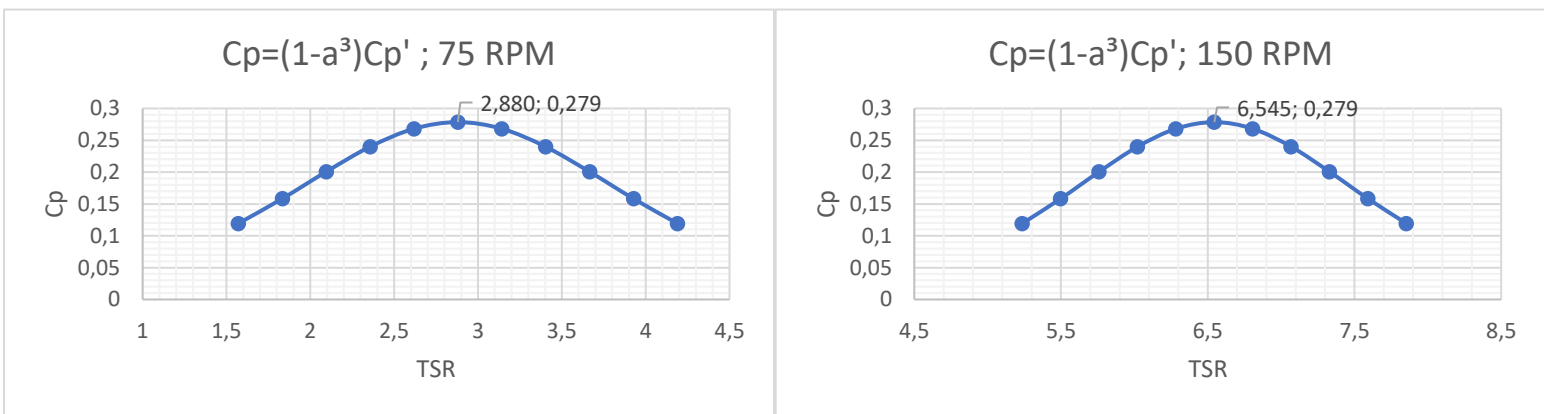


Figura 20: Curva Cp x TSR utilizando equação (1.39).

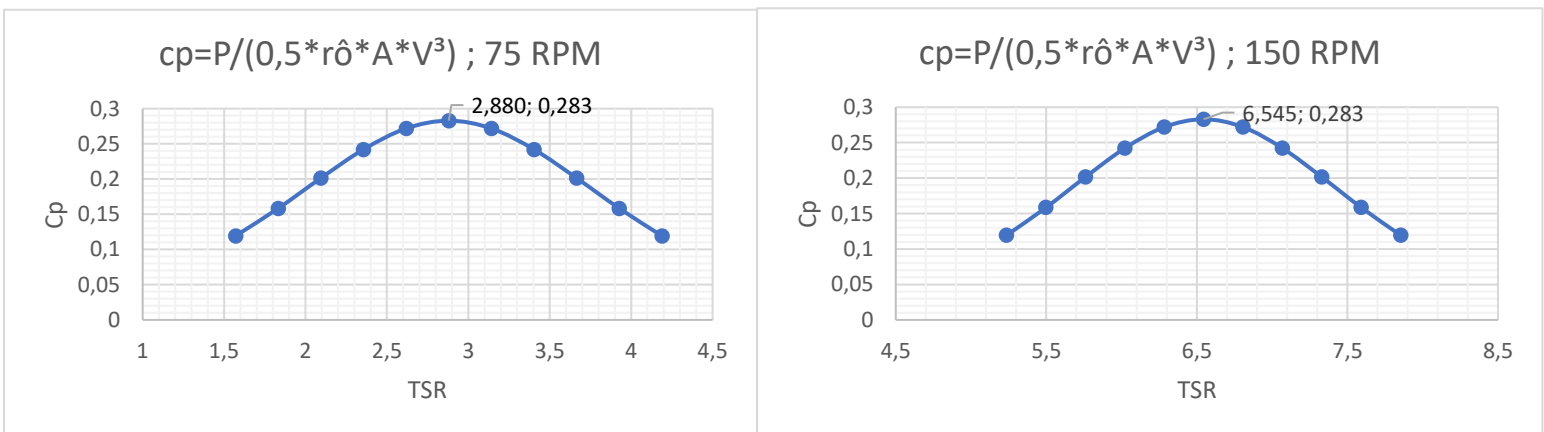


Figura 21: Curva Cp x TSR utilizando equação (1.38)

Nota-se que todas as curvas possuem um mesmo comportamento, onde alcançam um ponto ótimo para seu funcionamento e após isso, os valores do coeficiente de potência decaem. A partir disso observa-se que, utilizando a fórmula direta para turbinas sem difusor descrito inicialmente neste tópico, o valor para o coeficiente é mais que o dobro do obtido pelas formulações elementares. Além disso, os valores da velocidade de ponta de pá divergem abruptamente para diferentes rotações.

Esse comportamento se dá pelo aumento da rotação que causa um maior bloqueio da turbina sobre o escoamento e conseqüentemente maior pressão à montante da mesma. Logo após o rotor a pressão declina abruptamente, formando uma zona de baixa pressão. Esse aumento e queda da pressão são presumidos pela teoria do disco atuador e sua variação representa o ganho de potência do rotor. Assim, quanto maior a rotação da turbina maior é a potência gerada por ela. Assim, foi possível perceber pelos resultados que a turbina

hidrocinética G1 deverá operar entre valores de TSR variando entre 2,88 e 6,545, obtendo um valor médio de $C_p = 0,281$.

Com os valores obtidos de C_p , observou-se a necessidade de avaliação das pás da turbina hidrocinética G1 para sua otimização. Assim sendo, quatro perfis de pá foram gerados no software ANSYS BLADEGEN a partir da geometria original do rotor dessa turbina. Com base nos perfis, gerou-se 4 geometrias de pás de rotor que podem ser vistas na Figura 22.

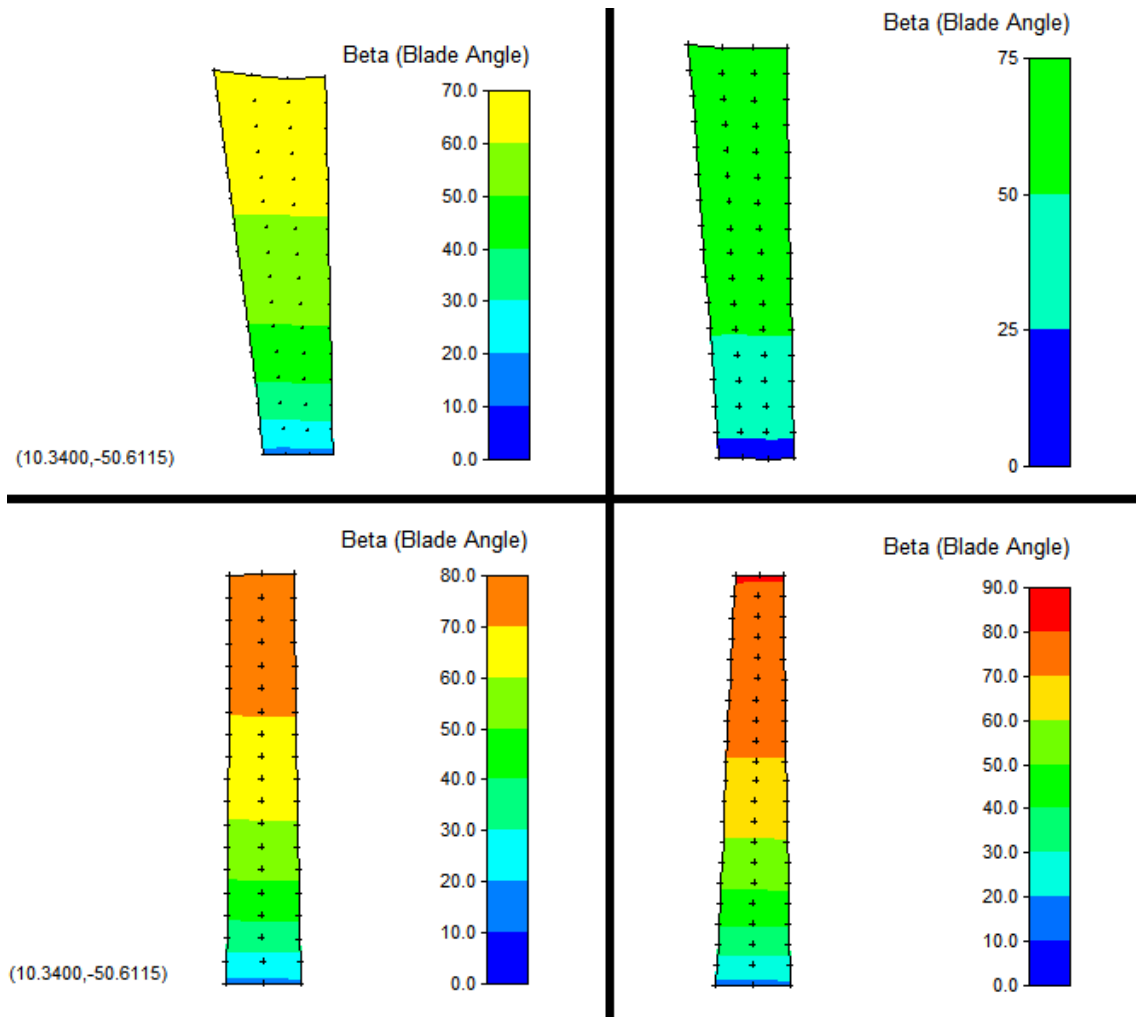


Figura 22: Geometrias de pás de rotor gerado no software ANSYS BLADEGEN.

Nessas geometrias as pás tiveram sua angulação alterada, ou seja, cada rotor gerado tem pás mais “torcidas” do que as pás do rotor original, mostradas na Figura 23 em ângulos de 70, 75, 80 e 90 graus.

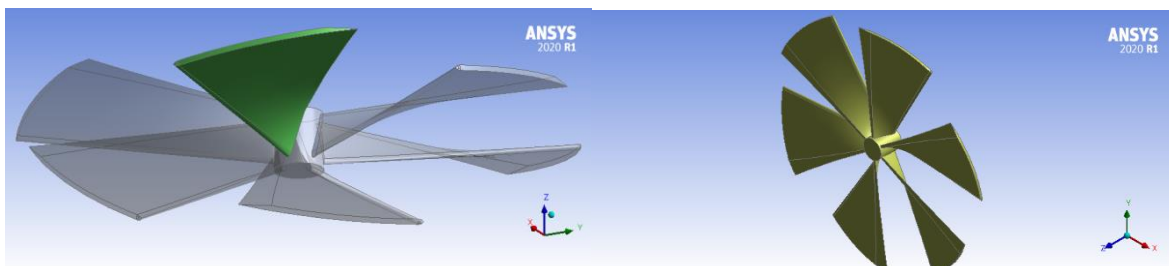


Figura 23: Angulação alterada das pás do rotor.

Foram mantidos os mesmos fatores de indução colocados nos cálculos dos perfis. Com estas geometrias, foram gerados 4 rotores hidrocínéticos que foram simulados no ANSYS na forma paramétrica, onde o software é automatizado para fazer simulações numéricas a partir de parâmetros de entrada e saída. Para este estudo, o parâmetro de entrada foi a rotação e o parâmetro de saída foi o coeficiente de potência. Cada rotor teve um coeficiente de potência calculado para cada rotação de acordo com a tabela abaixo.

Tabela 2: C_p para diferentes ângulos de torção de pá.

V [m/s]	Velocidade Angular [RPM]	C_p pá 70	C_p pá 75	C_p pá 80	C_p pá 90
2	3,141592654	0,1245	0,11001	0,1205	0,13245
1,82	3,665191429	0,1574	0,1699	0,1394	0,17476
1,68	4,188790205	0,2061	0,2176	0,19981	0,2361
1,58	4,71238898	0,2497	0,2409	0,2297	0,25767
1,52	5,235987756	0,2666	0,27002	0,2866	0,2996
1,5	5,759586532	0,2912	0,27901	0,30912	0,312
1,52	6,283185307	0,2966	0,30023	0,3066	0,3346
1,58	6,806784083	0,2797	0,2893	0,2507	0,2975
1,68	7,330382858	0,2361	0,21139	0,22361	0,2614
1,82	7,853981634	0,1774	0,16109	0,14574	0,19474
2	8,37758041	0,1475	0,1336	0,12975	0,15865

Com esses dados de C_p , foram geradas curvas C_p x TSR para cada angulação de pá, mostradas no gráfico abaixo:

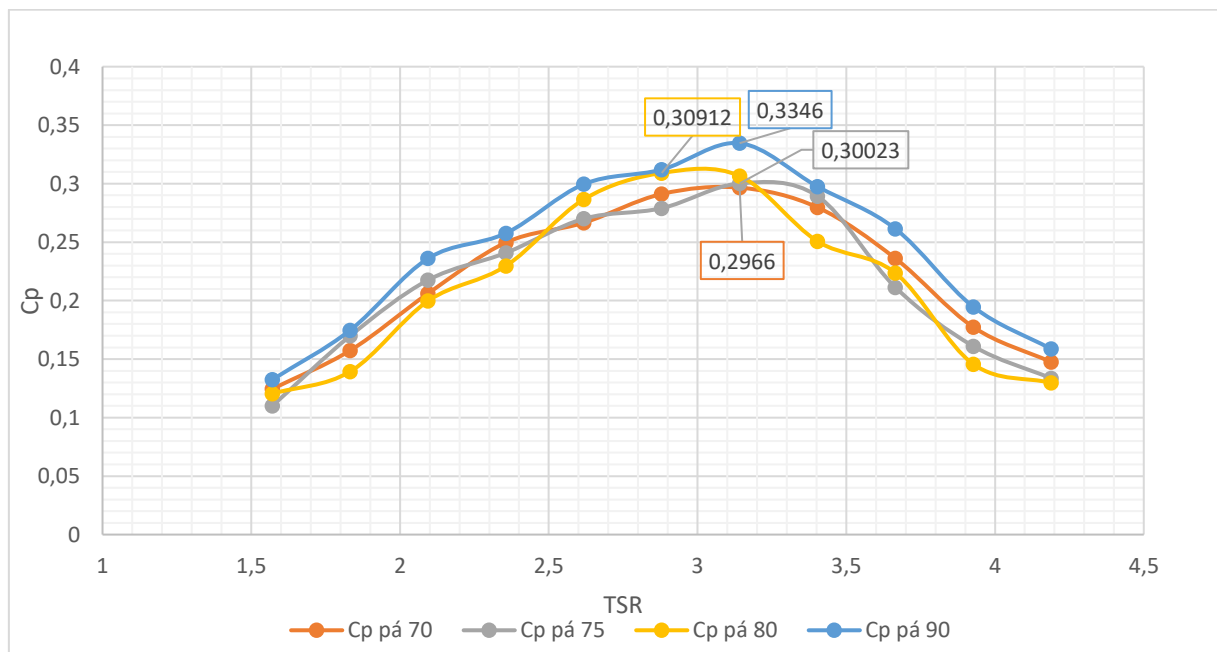


Figura 24: Curva C_p X TSR para cada simulação de angulação de pá.

Podemos notar que, conforme aumentamos o ângulo de pá, aumentamos também o coeficiente de potência, verificando assim a relação entre as duas variáveis, onde o melhor C_p é obtido com uma torção de 90 graus da pá em relação à original. Assim observa-se que, com a mudança da variável ângulo de pá, podemos otimizar a potência da turbina hidrocínética Geração 1.

Embora a simulação tenha mostrado uma pá com desempenho ótimo, ainda é necessário partir para experimentação em laboratório e *in situ*, ou seja, construir a turbina com o rotor nas condições de melhoria da hidrodinâmica apresentadas e levá-lo para rio, afim de aferir a potência e confirmar a real melhora do desempenho, tendo em vista que os resultados aqui obtidos vieram de simulações e soluções analíticas, o que não garante a certeza da otimização da turbina Geração 1.

5. CONCLUSÃO

A utilização de mecanismos de funcionamento que transformam energia cinética dos rios e correntes de maré em energia elétrica vêm crescendo a cada dia, desde a utilização de rodas d'água até as mais novas turbinas hidrocínéticas, essa tecnologia se mostra mais promissora a cada novo estudo realizado. O presente trabalho teve como objetivo analisar de forma analítica e numérica a hidrodinâmica da turbina hidrocínética Geração 1 através do levantamento de parâmetros e aplicações de formulações já existentes na literatura, encontrando um procedimento que dê a máxima potência para a operação da máquina em questão.

Dois metodologias foram avaliadas para que tal finalidade fosse alcançada, uma delas foi a teoria do disco atuador, escolhida para aplicação nos resultados, e a outra foi o método "BEM" (*Blade Element Momentum Method*). Juntamente com a dedução do limite de Betz, o emprego das formulações citadas foi suficiente para cálculo e determinação do coeficiente de potência e da velocidade de ponta de pá.

Pôde-se notar como cálculos empíricos desenvolvidos em literaturas já existentes podem ser aplicados para modos de funcionamento hipotéticos de turbinas, utilizando a teoria aplicada em turbinas eólicas e na hidrodinâmica de turbinas para conversão de energia de marés. Os valores obtidos foram condizentes com a literatura e com esses resultados.

Com a simulação dos diferentes perfis de pás da turbina G1 observou-se que é possível otimizar a hidrodinâmica da mesma através da mudança da angulação das pás originais sendo que, dentro dos ângulos simulados, o que obteve o melhor valor de coeficiente de potência foi a pá torcida em 90 graus. Como continuidade desta pesquisa, deve-se construir o rotor com tais parâmetros de aperfeiçoamento apresentados e fazer testes e verificações em laboratório e em rio para se obter a certeza da melhoria da hidrodinâmica da turbina em questão.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANEEL. “Geração distribuída” Disponível em: https://www.aneel.gov.br/informacoes-tecnicas/-/asset_publisher/CegkWaVJWF5E/content/geracao-distribuida-introducao-1/656827?inheritRedirect=false#:~:text=Desde%2017%20de%20abril%20de,de%20distribui%C3%A7%C3%A3o%20de%20sua%20localidade acessado dia 06/02/2021 as 11:54.

ANEEL. **Micro e minigeração distribuída: sistema de compensação de energia elétrica** / Agência Nacional de Energia Elétrica. 2. ed – Brasília.

ALASKA ENERGY WIKI. “Yukon Hydrokinetic Project” Disponível em: <http://energy-alaska.wikidot.com/yukon-hydrokinetic-project> acessado em 24/06/2019 as 17:36.

ASSIS, João Victor Burgareli. **Otimização Multiobjetivo do Projeto de Pá de Turbinas Eólicas de Pequeno Porte Utilizando a Teoria dos Vórtices**. 2017. Dissertação (Pós-graduação em Engenharia de Energia) - Mestrado, Universidade Federal de São João Del-Rei, 2017. PDF.

BERMANN, c. **Geração de Energia Elétrica – 2ª edição**. Manoele Ltda. Barueri-São Paulo: Manoele Ltda, 2011.

Brasil Jr. et al., A. C. P. **On the hydrodynamics of a row arrangement of hydrokinetic propeller turbines**. *American Journal of Hydropower*, 2016.

Britto, V. S. (2017). **Hidrodinâmica De Turbinas Hidrocinéticas Em Arranjo**. Dissertação de Mestrado em Ciências Mecânicas, Publicação ENM.DM- A/2017, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, p.69

ELETRONORTE - UNB. (Org.). **Turbina Hidrocinética para pequenas comunidades - Aperfeiçoamento do projeto hidrodinâmico e atualização do protótipo**. 214. ed. Brasília, 2007.

GONÇALVES, C.; POSSAMAI, O.; JUNIOR, A. C. P. B. **Metodologias para a implantação de turbinas hidrocinéticas na Amazônia**. *XX SNPTEE - Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica*. Recife - Pernambuco, Brasil, 2009.

IBARRA B., G. A. (2015), Estudo e melhoramento de uma turbina hidrocinética multiestágio, Itajubá, 128 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia da Energia) – Instituto de Recursos Naturais, Universidade Federal de Itajubá.

KHAN , M.J. ; IQBAL, M.T.; QUAICOE, J.E. River current energy conversion systems: Progress, prospects and challenges. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, St. John’s, A1B3X5, NL, Canada, 5 abr. 2007. Faculty of Engineering & Applied Science, Memorial University, St. John’s, A1B3X5, NL, Canada.

KUIK, G. A. M. V.; SØRENSEN, J. N. . O. V. L. **The rotor theories by Professor Joukowsky: Momentum theories.** *Progresss in Aerospace Science*, n. 73, p. 1-18, 2015.

MIRANDA, Ana; SANTOS, Ludmila; VAN ELS, Rudi. **TENDÊNCIAS EM TECNOLOGIA HIDROcinÉTICA - UMA ANÁLISE BIBLIOMÉTRICA.** **13º Congresso Ibero-americano de Engenharia Mecânica**, [S. l.], p. 1-8, 26 out. 2017.

NETO, Rafael Alves da Silva. **Modelagem e análise de turbina hidrocínética por estágio cinético Curtis.** Orientador: Prof. Dr. Luciano Gonçalves Noletto. 2015. 85 p. Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Engenharia de Energia) - Universidade de Brasília - Faculdade do Gama, Brasília, 2015.

NEW ENERGY CORPORATION. **“Ringmo Hydrokinetic Project”** Disponível em: <https://www.newenergycorp.ca/2014.html> acessado em 24/06/19 as 18:05.

SANTOS, Ludmila Evangelista dos. **RESTAURAÇÃO DA TURBINA HIDROcinÉTICA DE PRIMEIRA GERAÇÃO DESENVOLVIDA PELA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA.** Orientador: Rudi Henri van Els. 2016. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia de Energia) - Universidade de Brasília, Faculdade do Gama, [S. l.], 2016.

SMART HYDRO POWER. **“SMART Product Development at Kraemer’sche Kunstmühle in Munich, Germany.”** Disponível em: <https://www.smart-hydro.de/decentralized-rural-electrification-projects-worldwide/germany-turbine-behind-power-plant/#project> acessado em 24/06/19 as 15:16

SMART HYDRO POWER. **“SMART Monofloat: Grid-connected Project in Rosenheim, Germany.”** Disponível em: <https://www.smart-hydro.de/decentralized-rural-electrification-projects-worldwide/germany-grid-connected-turbine/#project> acessado em 24/06/19 as 16:13.

SMART HYDRO POWER. **“SMART Telecom Project in Tabang, Indonesia.”** Disponível em: <https://www.smart-hydro.de/decentralized-rural-electrification-projects-worldwide/indonesia-telecom-project/#project> acessado em 24/06/19 as 16:41.

SMART HYDRO POWER. **“SMART Food Processing Project Empowering Rural Entrepreneurs in Karnataka, India”** Disponível em: <https://www.smart-hydro.de/decentralized-rural-electrification-projects-worldwide/india-hybrid-system-productive-use-2/#project> acessado em 24/06/19 as 17:16.

SMART HYDRO POWER. **“SMART Irrigation Project in Neiva, Colombia”** Disponível em: <https://www.smart-hydro.de/decentralized-rural-electrification-projects-worldwide/colombia-irrigation-project/#project> acessado em 24/06/19 as 18:37.

SMART HYDRO POWER. **“SMART Village Hybrid Electrification in Akwanga, Nigeria”** Disponível em: <https://www.smart-hydro.de/decentralized-rural-electrification-projects-worldwide/nigeria-rural-electrification/#project> acessado em 24/06/19 as 18:46.

SMART HYDRO POWER. “**Community Services with a SMART Hybrid System at Bellavista, Peru**” Disponível em: <https://www.smart-hydro.de/decentralized-rural-electrification-projects-worldwide/community-services-with-smart-hybrid-system-peru/#project> acessado em 24/06/19 as 18:55.

SMART HYDRO POWER. <https://www.smart-hydro.de/decentralized-rural-electrification-projects-worldwide/peru-rural-electrification/#project> acessado em 24/06/19 as 19:02.

TIAGO, Geraldo L. The state of art of Hydrokinetic power in Brazil. **Waterpower III - Innovative Small Hydro Technologies**, [s. l.], 29 jul. 2003.

APÊNDICE I

Tabela 3: Dados de Cp e TSR para baixas rotações (30 a 75 RPM).

a	$a*(1-a)$	TSR ²	a'	a1	u1	Vel. Angular [rad/s]	$C_p = C_p' =$ $P/(0,5*r\hat{o}*A*V^3)$	$cp=(1-a^3)Cp'$	TSR
0	0	1	-1	0	2	3,141593	0,119366	0,119366	1,570796
0,1	0,09	0,462857	-1,16667	0,09	1,82	3,665191	0,158401	0,158285	1,832596
0,2	0,16	0,08	-2	0,16	1,68	4,18879	0,201393	0,200568	2,094395
0,3	0,21	0,28	0,5	0,21	1,58	4,712389	0,242103	0,239861	2,356194
0,4	0,24	-1,08	-0,33333	0,24	1,52	5,235988	0,27192	0,268161	2,617994
0,5	0,25	-1	-0,5	0,25	1,5	5,759587	0,282942	0,278521	2,879793
0,6	0,24	-0,98	-0,57143	0,24	1,52	6,283185	0,27192	0,268161	3,141593
0,7	0,21	-0,88364	-0,61111	0,21	1,58	6,806784	0,242103	0,239861	3,403392
0,8	0,16	-0,69143	-0,63636	0,16	1,68	7,330383	0,201393	0,200568	3,665191
0,9	0,09	-0,39765	-0,65385	0,09	1,82	7,853982	0,158401	0,158285	3,926991
1	0	0	-0,66667	0	2	8,37758	0,119366	0,119366	4,18879

Tabela 4: Dados de Cp e TSR para rotações mais altas (100 a 150 RPM).

a	$a*(1-a)$	TSR ²	a'	a1	u1	Vel. Angular [rad/s]	$C_p = C_p' =$ $P/(0,5*r\hat{o}*A*V^3)$	$cp=(1-a^3)Cp'$	TSR
0	0	1	-1	0	2	10,47198	0,119366	0,119366	5,235988
0,1	0,09	0,462857	-1,16667	0,09	1,82	10,99557	0,158401	0,158285	5,497787
0,2	0,16	0,08	-2	0,16	1,68	11,51917	0,201393	0,200568	5,759587
0,3	0,21	0,28	0,5	0,21	1,58	12,04277	0,242103	0,239861	6,021386
0,4	0,24	-1,08	-0,33333	0,24	1,52	12,56637	0,27192	0,268161	6,283185
0,5	0,25	-1	-0,5	0,25	1,5	13,08997	0,282942	0,278521	6,544985
0,6	0,24	-0,98	-0,57143	0,24	1,52	13,61357	0,27192	0,268161	6,806784
0,7	0,21	-0,88364	-0,61111	0,21	1,58	14,13717	0,242103	0,239861	7,068583
0,8	0,16	-0,69143	-0,63636	0,16	1,68	14,66077	0,201393	0,200568	7,330383
0,9	0,09	-0,39765	-0,65385	0,09	1,82	15,18436	0,158401	0,158285	7,592182
1	0	0	-0,66667	0	2	15,70796	0,119366	0,119366	7,853982