



Universidade Federal
do Rio de Janeiro

Escola Politécnica

PROJETO CONCEITUAL DE UMA TURBINA HIDRÁULICA A SER UTILIZADA
NA USINA HIDRELÉTRICA EXTERNA DE HENRY BORDEN

Ricardo Luiz Soares Júnior

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro. Ricardo Luiz Soares Júnior

Orientador: Reinaldo de Falco.

RIO DE JANEIRO
FEVEREIRO DE 2013



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE
JANEIRO**

Departamento de Engenharia Mecânica
DEM/POLI/UFRJ



PROJETO CONCEITUAL DE UMA TURBINA HIDRÁULICA A SER UTILIZADA
NA USINA HIDRELÉTRICA EXTERNA DE HENRY BORDEN

Ricardo Luiz Soares Júnior

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO
DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE
ENGENHEIRO MECÂNICO.

Aprovado por:

Prof. Daniel Alves Castello, D.Sc.

Prof. Gustavo César Rachid Bodstein, Ph.D.

Prof. Reinaldo de Falco

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

FEVEREIRO DE 2013

Soares Júnior, Ricardo Luiz

Projeto conceitual de uma turbina hidráulica a ser utilizada na usina hidrelétrica externa de Henry Borden./ Ricardo Luiz Soares Júnior. – Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2013.

X, 73 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Reinaldo de Falco

Projeto de Graduação – UFRJ/ POLI/ Engenharia Mecânica, 2013.

Referências Bibliográficas: p. 64-65.

1. Turbinas Hidráulicas. 2. Perda de Carga. 3. Seleção de Turbinas Hidráulicas. 4. Turbina Pelton. I. Falco, Reinaldo de. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, UFRJ, Engenharia Mecânica. III. Título

Agradecimentos

Primeiramente a Deus, pois a Ele toda honra e toda glória.

Aos meus pais e familiares pela dedicação, apoio e incentivo incondicional aos meus estudos.

Ao professor Reinaldo de Falco pela sua paciência, dedicação e habilidade com que me orientou neste trabalho.

Aos professores do departamento de engenharia mecânica pelos conhecimentos transmitidos.

Aos meus colegas de turma pelo companheirismo e apoio durante a minha formação.

E a todos os outros que de alguma forma contribuíram para a conclusão deste trabalho.

Resumo do projeto de graduação apresentado ao DEM/UFRJ como parte dos requisitos necessários para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

PROJETO CONCEITUAL DE UMA TURBINA HIDRÁULICA A SER UTILIZADA
NA USINA HIDRELÉTRICA EXTERNA DE HENRY BORDEN

Ricardo Luiz Soares Júnior

Fevereiro/2013

Orientador: Reinaldo de Falco

Curso: Engenharia Mecânica

O presente trabalho apresenta um projeto conceitual de concepção de uma turbina hidráulica a ser utilizada na usina hidrelétrica de Henry Borden. O projeto da turbina será baseado em dados reais da usina. Inicialmente é feita uma revisão bibliográfica sobre os tipos de usinas hidrelétricas e turbinas hidráulicas. Após isto foi feito o cálculo da perda de carga no sistema de adução e com base nos dados de altura de queda e vazão foi feita a seleção do tipo de turbina a ser aplicada nesta usina hidrelétrica. Após a escolha do tipo de turbina mais adequado, foram dimensionados os principais elementos da turbina e do distribuidor. Para finalizar é feita uma análise das curvas teóricas de desempenho da turbina operando em condições de projeto.

Abstract of Undergraduate Project presented to DEM/UFRJ as a part of fulfillment of the requirements for the degree of Engineer.

CONCEPTUAL DESIGN OF A HYDRAULIC TURBINE TO BE USED IN
EXTERNAL HENRY BORDEN HYDROELECTRIC POWER PLANT

Ricardo Luiz Soares Júnior

February/2013

Advisor: Reinaldo de Falco

Course: Mechanical Engineering

This paper presents a conceptual design project of a hydro turbine to be used in Henry Borden hydroelectric power plant. The turbine project will be based on actual data. Initially a literature review on the types of hydroelectric and hydraulic turbines. After this was done the calculation of pressure loss in the system and on the basis of height of drop and flow was made the type selection of the turbine to be applied on this hydroelectric power. After the choice of the most appropriate turbine type, were scaled the main elements of the turbine after this, is made an analysis of the theoretical curves of performance of turbine operating in conditions of the project.

Índice

Índice de Figuras	ix
Índice de Tabelas	x
1. Introdução	1
1.1. Motivação	1
1.2. Organização do Trabalho	2
2. Objetivo	4
3. Revisão Bibliográfica	5
3.1. A Usina Hidrelétrica	5
3.1.1. Tipos de Usinas Hidrelétricas.....	6
3.2. Turbinas Hidráulicas.....	8
3.2.1. Breve Histórico.....	8
3.2.2. Características e Funcionamento das Turbinas Hidráulicas	9
3.2.3. Classificação das Turbinas Hidráulicas.....	10
3.3. Principais Tipos de Turbinas Hidráulicas	11
3.3.1. Turbina Tipo Kaplan	12
3.3.2. Turbina Tipo Francis	13
3.3.3. Turbina Tipo Pelton.....	14
4. Usina Hidrelétrica de Henry Borden	17
5. Sistema de Adução	20
5.1. Características da Adutora	20
5.2. Perda de Carga no Sistema de Adução	21
5.2.1. Fator de Atrito	23
5.2.2. Perda de Carga Total na Adutora	24
5.2.3. Perda de Carga nos Acessórios.....	25
5.2.4. Perda de Carga Total	26
5.3. Altura de Queda Nominal	26
6. Seleção do Tipo de Turbina	27
6.1. Potência Disponível Nominal	27
6.2. Potência Efetiva Nominal	27
6.3. Rotação	28
6.4. Rotação Específica.....	29
6.5. Escolha do Tipo de Turbina.....	30

7.	Dimensionamento dos Principais Elementos da Turbina	32
7.1.	Jato	32
7.1.1.	Velocidade do Jato.....	32
7.1.2.	Número de Jatos	32
7.1.3.	Diâmetro do Jato.....	33
7.1.4.	Diâmetro Máximo do Jato	34
7.2.	Roda.....	34
7.2.1.	Velocidade Corredente à Máxima Potência Útil	35
7.2.2.	Rendimento Hidráulico	39
7.2.3.	Perda de Altura de Fuga	39
7.2.4.	Diâmetro da Roda.....	39
7.2.5.	Número de Pás.....	40
7.2.6.	Dimensões da Pá.....	41
7.3.	Distribuidor.....	46
7.3.1.	Dimensionamento do Bocal injetor	48
7.3.2.	Esforços no Defletor de Jato.....	50
7.3.3.	Mecanismos de Manobra de Agulha	51
7.4.	Jato Auxiliar de Frenagem.....	53
7.4.1.	Dimensionamento do Jato Auxiliar de Frenagem	54
7.5.	Materiais Recomendados para o Projeto da Turbina	56
8.	Curvas de Desempenho	57
8.1.	Força na Pá.....	57
8.2.	Momento Hidráulico.....	58
8.3.	Potência Hidráulica.....	59
8.4.	Rendimento Hidráulico.....	60
9.	Conclusão	62
10.	Referências	64
11.	Apêndice A - Rotina para o Cálculo do Fator de Atrito	66
12.	Anexo B – Memória de Cálculo	67

Índice de Figuras

Figura 1: Esquema de uma usina hidrelétrica	5
Figura 2: Esquema da variação das pressões e velocidades da água em sua passagem pela turbina	11
Figura 3: Turbina Kaplan	12
Figura 4: Rotor Francis	13
Figura 5: Rotor Pelton com bocal injetor	15
Figura 6: Turbina Pelton de 5 jatos	15
Figura 7: Desenho em planta da casa de máquinas- Usina Externa	18
Figura 8: Vista aérea da usina de Henry Borden	18
Figura 9: Sistema de adução de águas do reservatório Rio das Pedras para Henry Borden	20
Figura 10: Válvula borboleta	25
Figura 11: Campo de aplicação dos tipos de turbinas de acordo com a queda e a rotação específica	30
Figura 12: Gráfico da Hitachi para escolha de turbina Pelton	33
Figura 13: Desenho computacional de uma roda Pelton	35
Figura 14: Diagrama de velocidades	36
Figura 15: Distribuição do fluxo de água sobre a pá	42
Figura 16: Dimensões da pá	43
Figura 17: Modelo da pá dimensionada	45
Figura 18: Montagem das pás na roda Pelton	46
Figura 19: Componentes do bocal injetor	47
Figura 20: Detalhes do diâmetro do bocal	48
Figura 21: Grandezas para o dimensionamento da agulha	49
Figura 22: Posicionamento do defletor de jato	50
Figura 23: Esquema de funcionamento do defletor	50
Figura 24: Servomotor clássico	52
Figura 25: Curva de adaptação do servomotor clássico	52
Figura 26: Jato Auxiliar de frenagem para turbina Pelton de 2 jatos	55
Figura 27: Gráfico da força na pá em função da velocidade periférica da roda	57
Figura 28: Momento hidráulico em função da velocidade periférica da roda	58
Figura 29: Gráfico da potência hidráulica em função da velocidade periférica da roda	59
Figura 30: Gráfico do rendimento hidráulico em função da velocidade periférica da roda	61

Índice de Tabelas

Tabela 1: Potencial hidrelétrico brasileiro por bacia.....	2
Tabela 2: Instalações com turbinas Kaplan.....	13
Tabela 3: Instalações com turbinas Francis.....	14
Tabela 4: Instalações com turbinas Pelton.....	16
Tabela 5: Dados de projeto.....	19
Tabela 6: Dados do sistema de adução.....	21
Tabela 7: Propriedades da água.....	22
Tabela 8: Tabela de rugosidade absoluta.....	22
Tabela 9: Dados para determinação do fator de atrito.....	23
Tabela 10: Fator de atrito.....	24
Tabela 11: Perda de carga total na adutora.....	25
Tabela 12: Coeficiente de perda K.....	25
Tabela 13: Campo de aplicação dos diversos tipos de turbinas.....	31
Tabela 14: Resultado das dimensões da pá.....	45
Tabela 15: Dimensões do bocal injetor.....	49

1. Introdução

1.1. Motivação

A utilização da energia hidráulica foi uma das primeiras formas de substituição do trabalho animal pelo mecânico, principalmente para o bombeamento de água e moagem de grãos. Dentre as características energéticas mais importantes destacam-se a disponibilidade de recursos, facilidade de aproveitamento e, principalmente, seu caráter renovável. É, atualmente, a principal fonte geradora de energia em mais de 30 países e representa cerca de 20% de toda a energia elétrica gerada no mundo.

Ao contrário de outras fontes renováveis, a energia hidráulica já possui uma representação significativa na matriz energética mundial e possui tecnologias consolidadas e ainda, não polui o meio ambiente com a emissão de gases poluentes durante todo o processo. No entanto causam grande impacto ambiental devido à área alagada represada pela barragem, causando também a perda de solos agricultáveis, florestas, fauna e a retirada de populações ribeirinhas.

A participação da energia hidráulica na matriz energética nacional é da ordem de 42%, gerando cerca de 90% de toda a energia produzida. Apesar de haver uma tendência no aumento de outras fontes não-convencionais, devido a restrições socioeconômicas e ambientais de projetos hidrelétricos e os avanços tecnológicos no aproveitamento de fontes não renováveis, indicam que a energia hidráulica continuará sendo ainda por muito tempo a principal fonte geradora de energia elétrica no Brasil.

O potencial técnico de aproveitamento da energia hidráulica do Brasil está entre os cinco maiores do mundo. O Brasil tem aproximadamente 12% da água doce superficial do planeta e condições adequadas para exploração. O potencial hidrelétrico é estimado em cerca de 260 GW, dos quais 40,5% estão localizados na Bacia

Hidrográfica do Amazonas. Para efeito de comparação, a Bacia do Paraná responde por 23,2%, a do Tocantins, por 10,6% e a do São Francisco, por 10,1%. Contudo, apenas 63% do potencial foi inventariado. Embora os maiores potenciais ainda não explorados no Brasil estejam localizados em regiões com fortes restrições ambientais e distantes dos principais centros consumidores, estima-se que mais ou menos 50% da necessidade de expansão da capacidade de geração sejam de origem hídrica.

Tabela 1: Potencial hidrelétrico brasileiro por bacia
Referência: [1]

Bacia Hidrográfica	Inventariado [a]		Remanescente [b]		Total [a+b]	
	(MW)	(%)	(MW)	(%)	(MW)	(%)
Bacia do Rio Amazonas	31899	19,4	73510	77,0	105410	40,5
Bacia do Rio Tocantins	24831	15,1	2709	2,8	27540	10,6
Bacia do Atlântico Norte/ Nordeste	2047	1,2	1355	1,4	3402	1,3
Bacia do Rio São Francisco	23847	14,5	2472	2,6	26319	10,1
Bacia do Atlântico Leste	12037	7,3	2055	2,2	14092	5,4
Bacia do Rio Paraná	51708	31,4	8670	9,1	60378	23,2
Bacia do Rio Uruguai	10903	6,6	2434	2,5	13337	5,1
Bacia do Atlântico Sudeste	7327	4,5	2290	2,4	9617	3,7
Brasil	164599	100,0	95496	100	260095	100

1.2. Organização do Trabalho

No capítulo 2 é feita uma revisão bibliográfica sobre os temas usina hidrelétrica e turbinas hidráulicas.

No capítulo 3 são apresentadas as características da usina hidrelétrica na qual os dados deste projeto são baseados.

No capítulo 4 são realizados os cálculos da perda de carga do sistema de adução da usina que serão necessários para uma maior precisão na seleção e dimensionamento da turbina.

No capítulo 5 são apresentadas as principais grandezas para a seleção da turbina e por último a seleção da própria turbina.

No capítulo 6 é apresentado o projeto da turbina propriamente dito, ou seja, o dimensionamento dos principais elementos da turbina: o jato, a roda, as pás, o bocal injetor, as tensões no defletor e o jato auxiliar de frenagem.

No capítulo 7 é feita uma análise dos gráficos de desempenho da turbina, analisando o comportamento desta quando operando dentro e fora do regime para a qual foi dimensionada.

No capítulo 8 são discutidas as conclusões do trabalho e são dadas sugestões para trabalhos futuros.

2. Objetivo

O objetivo deste trabalho é a partir de dados coletados na bibliografia sobre a usina hidrelétrica Henry Borden, fazer um projeto conceitual de uma turbina hidráulica, isto é, selecionar o tipo de turbina para a usina escolhida, calcular a perda de carga na adução e dimensionar seus principais elementos.

3. Revisão Bibliográfica

3.1. A Usina Hidrelétrica

Podemos definir uma usina hidrelétrica como um conjunto de obras e equipamentos, cujo fim é a geração de energia elétrica através do aproveitamento do potencial hidráulico existente em um rio.

O potencial hidráulico é proporcionado pelos desníveis existentes ao longo do curso do rio e pela vazão hidráulica. Os desníveis podem ser de três formas:

- De forma natural, quando o desnível está concentrado numa cachoeira por exemplo.
- Através de uma barragem, quando pequenos desníveis são concentrados na altura da barragem.
- Através do desvio do rio do seu leito natural, os pequenos desníveis são concentrados nesse desvio.

Em geral uma usina hidrelétrica possui basicamente os seguintes componentes:

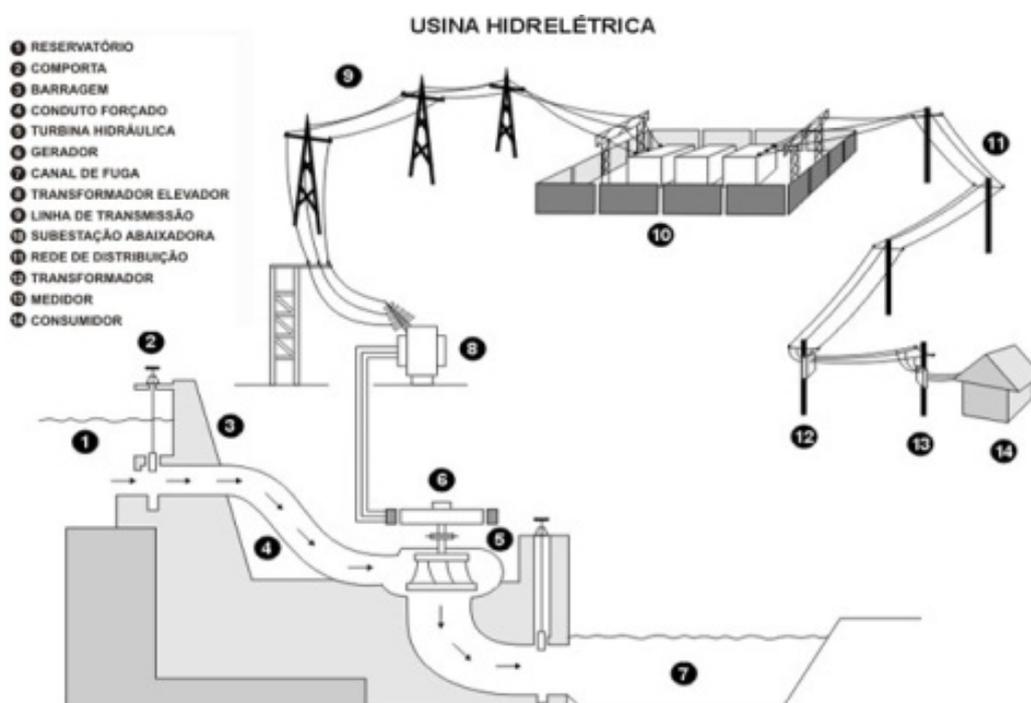


Figura 1: Esquema de uma usina hidrelétrica

Referência: www.furnas.com.br

- Reservatório ou lago- lugar onde a água do rio é represada pela barragem.
- Barragem- barreira física construída com a finalidade de acumular água.
- Vertedouro- permite controlar o nível de água no reservatório em períodos de cheia, podendo ter ou não comportas.
- Tomada d'água- estrutura que permite a condução da água do reservatório para a adução nas turbinas. É equipada com comportas de fechamento e grade de proteção.
- Conduto forçado- canal que conduz a água sobre pressão para as turbinas, podendo ser externos ou subterrâneos.
- Casa de força- Local onde está localizado o grupo gerador-turbina e outros equipamentos auxiliares, e também onde se opera a usina.
- Turbina- a água ao atingir a turbina a faz girar ocorrendo assim, a transformação da energia hidráulica em mecânica.
- Gerador- equipamento acoplado à turbina que transforma a energia mecânica disponível no eixo da mesma em energia elétrica.
- Canal de fuga- canal por onde sai a água após ser turbinada.
- Subestação- local onde a energia elétrica é transformada em alta tensão através de um transformador, para que possa ser transmitidas a grandes distâncias pelas linhas de distribuição.

3.1.1. Tipos de Usinas Hidrelétricas

A classificação de uma usina hidrelétrica pode ser feita em função das seguintes variáveis: altura da queda d'água, potência instalada e tipo de reservatório.

A queda d'água, de forma geral, é definida como baixa, média e alta altura. Segundo o CERPCH (Centro Nacional de Referência em Pequenas Centrais Hidrelétricas, da Universidade Federal de Itajubá- Unifei) considera de baixa queda uma

altura de até 15 metros e alta queda acima de 150 metros. Contudo, não há um consenso em relação a essas medidas.

A potência instalada determina se a usina é de grande, médio ou se é uma PCH (Pequena Central Hidrelétrica). A ANEEL (Agência Nacional de Energia Elétrica) adota três classificações:

- Centrais Geradoras Hidrelétricas (CGH): até 1 MW de potência instalada.
- Pequenas Centrais Hidrelétricas (PCH): entre 1,1 e 30 MW de potência instalada.
- Usina Hidrelétrica de Energia (UHE): acima de 30 MW.

A potência instalada determina também o tamanho da rede de transmissão necessário para levar a energia ao centro de consumo. Quanto maior a usina, mais distante ela tende ficar dos grandes centros.

Com relação ao tipo de reservatório temos três tipos: acumulação, fio d'água e reversível.

- Acumulação ou armazenamento: geralmente ficam localizados nas cabeceiras dos rios e em locais de alta queda. Dado a seu grande porte permitem grande acúmulo de água, que nos períodos de estiagem funcionam como estoque. E também, como são localizadas a montante das demais centrais hidrelétricas, ou seja, numa cota mais elevada, regulam a vazão de água que irá passar pelas outras, permitindo uma operação integrada do conjunto de usinas.
- Fio d'água: são as usinas que não possuem um reservatório significativo, operam com queda constante e vazão não controlada. O reservatório de acumulação é apenas suficiente para uma regularização diária ou semanal.
- Reversíveis: As usinas reversíveis são usinas que podem gerar energia elétrica, através da queda da água de um reservatório localizado a montante para outro a

jusante, ou armazenar água em um nível mais elevado, através do bombeamento da água de um reservatório a jusante para outro a montante. Às vezes, pode existir mais de dois reservatórios e apenas uma usina de bombeamento é utilizada para elevar a água num sistema de reservatórios.

3.2. Turbinas Hidráulicas

3.2.1. Breve Histórico

Desde antes de Cristo, o homem já utilizava as máquinas motrizes hidráulicas sendo que as primeiras realmente práticas foram as rodas d'água.

Um século antes de Cristo, Vitrúvio, projetou e instalou várias rodas d'água para o acionamento de dispositivos mecânicos. Apesar de serem extremamente simples e de fácil construção, elas satisfizeram as exigências impostas durante séculos. Contudo, como eram utilizadas para baixas quedas, menor que 6 metros, e também, devido a baixa rotação e potência foram perdendo espaço a medida que Era Industrial avançava, reduzindo-as a casos muito especiais.

No século XVIII, período que teve grande desenvolvimento da ciência hidráulica, Daniel Bernoulli (1700-1782) lançou os fundamentos da hidrodinâmica e estabeleceu a sua famosa equação de conservação de energia para líquidos.

Ainda no séc. XVIII, Leonard Euler (1707-1783), inventou uma roda de reação com distribuidor fixo, a qual podemos dizer que foi a precursora da turbina. Em 1751, Euler publicou seu primeiro trabalho sobre turbo-máquinas, dois anos depois, em 1754, estabeleceu a equação que leva o seu nome e é a base para o estudo do funcionamento das máquinas de reação.

Somente no século XIX, o termo turbina apareceu e deve-se a Claude Burdin (1790-1873) que publicou o seguinte trabalho: “*Das turbinas hidráulicas ou máquinas rotativas de grande velocidade*”. Porém foi um de seus discípulos, Benoit Fourneyron

(1802-1867) que em 1827, construiu um turbina centrífuga de 6 CV e 80% de rendimento, a primeira turbina industrial.

3.2.2. Características e Funcionamento das Turbinas Hidráulicas

As turbinas hidráulicas possuem um princípio comum de funcionamento. A água entra na turbina vinda de um reservatório ou de um nível mais alto e escapa para um canal de nível mais baixo. A água que entra é conduzida por um duto fechado até um conjunto de palhetas ou injetores que transferem a energia mecânica (energia de pressão e energia cinética) do fluxo de água em potência de eixo. A pressão e a velocidade da água na saída são menores que na entrada. A água que sai da turbina é conduzida por um duto até um canal inferior.

O eixo do rotor da turbina é suportado por mancais de escora e contra-escora axialmente e radialmente por mancais de guia. As palhetas podem ser fixas no rotor ou estáticas e podem ser ajustadas para controlar a velocidade de rotação ou o fluxo e a potência gerada.

As principais causas de uma diminuição na eficiência das turbinas são as perdas hidráulicas e mecânicas. Hoje em dia, a eficiência de uma turbina hidráulica está em torno de 85 a 95%. As turbinas hidráulicas são encontradas em hidrelétricas e são acopladas em geradores que transformam a potência de eixo em potência elétrica.

Independentemente do tipo de turbina, alguns componentes podem ser chamados de órgãos essenciais. São eles:

- **Distribuidor:** é um elemento fixo. Suas funções são: direcionar a água à roda segundo uma direção adequada; modificar a vazão, ou seja, alterar o seção de saída do distribuidor, indo de zero, fechado, até a abertura máxima; e a transformação total ou parcial da energia de pressão em energia cinética na entrada da roda.

- Rotor ou roda: é um órgão móvel, gira em torno de um eixo. Está munido com um sistema de pás fixas a um eixo e é responsável por transformar grande parte da energia hidráulica em trabalho mecânico.
- Difusor ou tubo de sucção: também é uma parte fixa e suas funções são: recuperar a altura entre a saída da roda e o nível do canal de fuga; recuperar parte da energia cinética correspondente a velocidade residual da água na saída da roda.
- Carcaça: é uma parte fixa. Conduz a água do conduto forçado até o distribuidor, garantindo descargas parciais iguais em todos os canais formados pelas pás do distribuidor.

3.2.3. Classificação das Turbinas Hidráulicas

Dentre as formas de classificação de turbinas as duas mais comuns são:

a. Segundo a variação da pressão estática, ação ou impulso e reação:

- Ação ou impulso: a pressão na tubulação cai até a pressão atmosférica logo que a água sai do distribuidor. A energia cinética aumenta na passagem de saída do distribuidor e perde intensidade ao atingir as pás, de modo que, a velocidade da água ao sair da pá é menor do que quando a atingiu. Exemplo: turbina Pelton.

- Reação: a energia de pressão cai desde a entrada do distribuidor até a saída do receptor, aumentando no difusor. O difusor é essencial nesses tipos de turbinas. Exemplo: turbinas Francis e Kaplan.

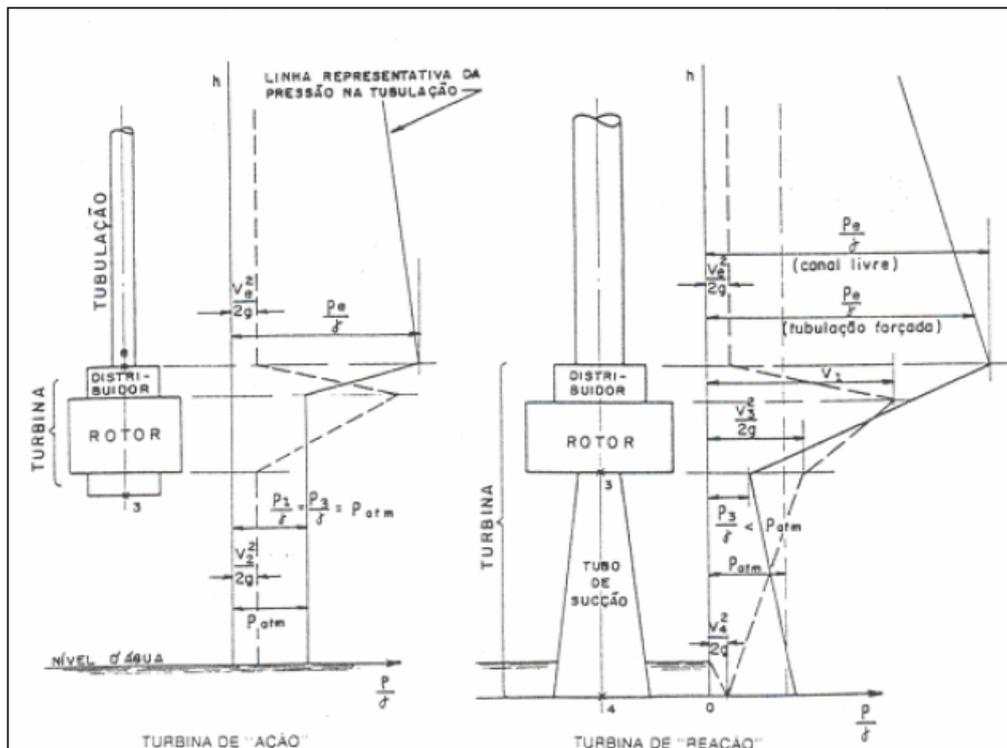


Figura 2: Esquema da variação das pressões e velocidades da água em sua passagem pela turbina
Referência: [13]

b. Segundo a direção do fluxo através do rotor, radial, axial, tangencial, diagonal:

- Radial: o fluxo é aproximadamente perpendicular ao eixo de rotação.

Exemplo: turbina Fourneyron.

- Axial: o fluxo é aproximadamente paralelo ao eixo de rotação. Exemplos: turbinas Kaplan, Bulbo, Straflo

- Tangencial: o fluxo de água é lançado sob a forma de um jato sobre um número limitado de pás. Exemplo: turbina Pelton.

- Diagonal: o fluxo muda gradativamente da direção radial para a axial. Exemplo: turbina Francis.

3.3. Principais Tipos de Turbinas Hidráulicas

Cada tipo de turbina é adequado para uma determinada faixa de altura de queda e vazão volumétrica. Dos diversos tipos de turbinas hidráulicas, algumas já obsoletas

como: Jonval, Fontaine, Schwamkrug e Zuppinger. E há outras que estão em operação como: Hélice, Bulbo, Straflo, Kaplan, Francis e Pelton. Serão destacados os três tipos em operação mais comuns tanto no Brasil como no mundo.

3.3.1. Turbina Tipo Kaplan

As turbinas Kaplan foram criadas pelo engenheiro austríaco Victor Kaplan (1876-1934) que, por meio de estudos teóricos e experimentais criou um novo tipo de turbina a partir das turbinas de Hélice com a possibilidade de variar o passo das pás. Surge então uma turbina de Hélices com pás reguláveis.

O mecanismo que permite regular o ângulo de inclinação da pá conforme a descarga, sem que ocorra uma variação considerável do rendimento, fica alojado numa peça com o formato de uma ogiva e é comandado por um regulador automático de velocidade.

Os principais componentes de uma turbina Kaplan são: o distribuidor, suas pás são chamadas de diretrizes, rotor, tubo de sucção e caixa espiral.

As turbinas Kaplan são adequadas para operar em baixas alturas de queda e com grandes e médias vazões.



Figura 3: Turbina Kaplan
Referência: [19]

Algumas instalações com turbinas Kaplan no Brasil:

Tabela 2: Instalações com turbinas Kaplan
Referência: [13]

Instalação	H (m)	Q (m ³ /s)	N (CV)	n (rpm)
Sobradinho- Rio São Francisco	27,2	715	242000	75
Jupiá- Rio Paraná	23	462	140000	78
Cachoeira Dourada- Rio Paranaíba	33,5	307	115490	82
Volta Grande- Rio Grande	26,2	430	140038	85,7

3.3.2. Turbina Tipo Francis

A turbina Francis foi desenvolvida por James Bicheno Francis (1815-1892) nascido na Inglaterra. Em 1874, nos EUA, ficou encarregado de estudar uma turbina para o aproveitamento energético do desnível de um rio, focando seu interesse na máquina centrípeta de Samuel Dowd (1804-1879). As modificações que Francis fez no equipamento foram tão importantes que a turbina acabou ganhando o seu nome.

As turbinas Francis são essencialmente centrípetas e utilizam o tubo de sucção, proposto inicialmente por Jonval em 1843, para conduzir a água da saída do rotor até o poço. O tubo de sucção permite que a água escoe de forma contínua ao invés de se descarregada livremente na atmosfera. Isso implica em um ganho na energia cinética na saída do rotor e também, num ganho do desnível topográfico entre saída do rotor e o nível da água no poço.

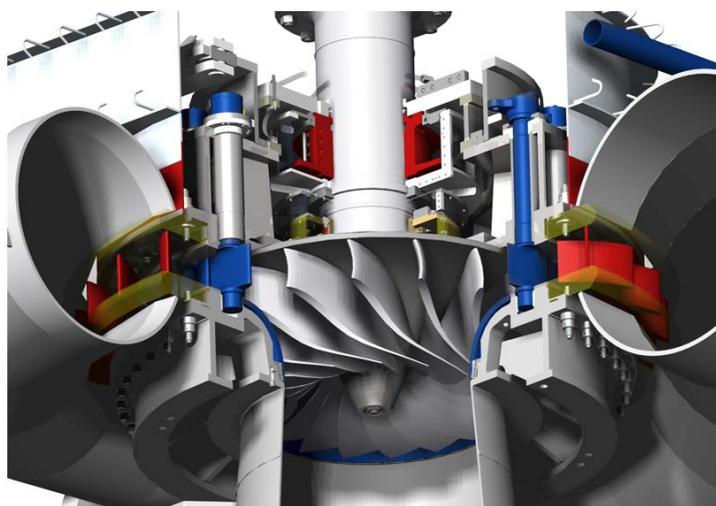


Figura 4: Rotor Francis
Referência: [19]

A distribuição da água sobre as pás do rotor é feita por meio de pás diretrizes, que são controladas externamente as quais distribui simétrica e simultaneamente a água sobre as pás do rotor.

Algumas instalações com turbinas Francis:

Tabela 3: Instalações com turbinas Francis
Referência: [13]

Instalações	Brasil			
	H (m)	Q (m ³ /s)	N (CV)	n (rpm)
Itaipu- Rio Paraná	50,8	660	971000	92,3
Furnas- Rio Grande	88,9	190	210000	150
Tucuruí- Rio Tacantins	60,8	576	430000	84
Instalações	Mundo			
	H (m)	Q (m ³ /s)	N (CV)	n (rpm)
Churchill Falls- Canadá	312	-	650000	-
Grand Coolee- EUA	87	-	820000	-

3.3.3. Turbina Tipo Pelton

A turbina Pelton foi criada pelo americano Allan Lester Pelton. Em 1878 iniciou experimentos envolvendo rodas d'água que o conduziram a invenção de um novo conceito de rodas d'água baseadas no chamado "splitter".

Como todas as turbinas, a Pelton possui um distribuidor e um rotor. O distribuidor possui um formato de bocal injetor que guia o fluxo de água proporcionando um jato cilíndrico sobre a pá do rotor. O Rotor tem um determinado número de pás as quais, possuem um formato de concha e são presas na periferia de um disco que gira em torno de um eixo.



Figura 5: Rotor Pelton com bocal injetor
Referência: [19]

As turbinas Pelton são aplicadas geralmente em usinas hidrelétricas com quedas elevadas para qual a vazão é reduzida.

Este tipo de turbina é de fácil fabricação, instalação e regulação relativamente simples além de serem empregadas em usinas de grande potência, são também largamente utilizadas para quedas e vazões bem pequenas, gerando apenas algumas dezenas de cv.

Essas turbinas podem ser de eixo vertical ou horizontal e podem ter até 6 jatos d'água.

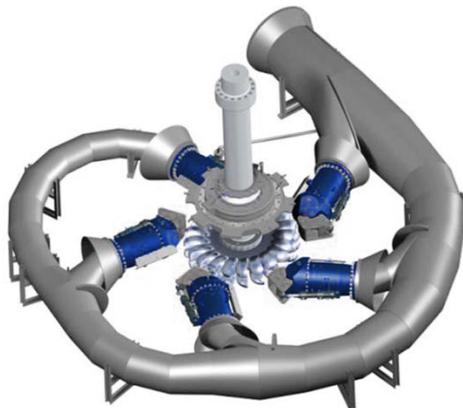


Figura 6: Turbina Pelton de 5 jatos
Referência: [19]

Algumas instalações com turbinas Pelton:

Tabela 4: Instalações com turbinas Pelton
Referência: [13]

Instalações	Brasil			
	H (m)	Q (m ³ /s)	N (CV)	n (rpm)
Parigot de Souza-Rio Capivari	714,3	10	87200	514
Macabu- Rio Macabu	317	1,3	4480	722
Canastra- Rio Santa Cruz	314,6	10,8	33100	450
Instalações	Mundo			
	H (m)	Q (m ³ /s)	N (CV)	n (rpm)
New Colgate- EUA	416	-	226000	-
Mont-Cenis- França	870	-	272000	-

4. Usina Hidrelétrica de Henry Borden

A Usina de Henry Borden fica localizada no sopé da Serra do Mar, em Cubatão, no estado de São Paulo.

Henry Borden é um complexo hidrelétrico composto por duas usinas de alta queda, aproximadamente de 720 metros, chamadas de Externa e Subterrânea, com um total de 14 grupos geradores acionados por turbinas tipo Pelton. O complexo possui uma capacidade instalada de 889 MW para uma vazão de 157,3 m³/s. Mas que desde 1992 de acordo com uma Resolução feita no estado de São Paulo só permite o bombeamento do reservatório Billings para o reservatório Pinheiros para o controle da cheias, reduzindo a capacidade do complexo em mais de 75 % a energia produzida em Henry Borden.

Segundo Atlas da Energia Elétrica no Brasil, da ANEEL (1ª edição), Henry Borden é a 24ª maior usina hidrelétrica em potência instalada no Brasil.

Cada uma das usinas do complexo possuem características próprias que serão apresentadas a seguir:

- Usina Externa: possui uma casa de força convencional e total de 8 condutos forçados externos. Tem uma potência instalada de 469 MW e 8 grupos geradores. Cada grupo gerador é acionado por duas turbinas do tipo Pelton de eixo horizontal. A usina possui uma altura de queda de 719,5 metros e vazão máxima turbinável de 82,95 m³/s.

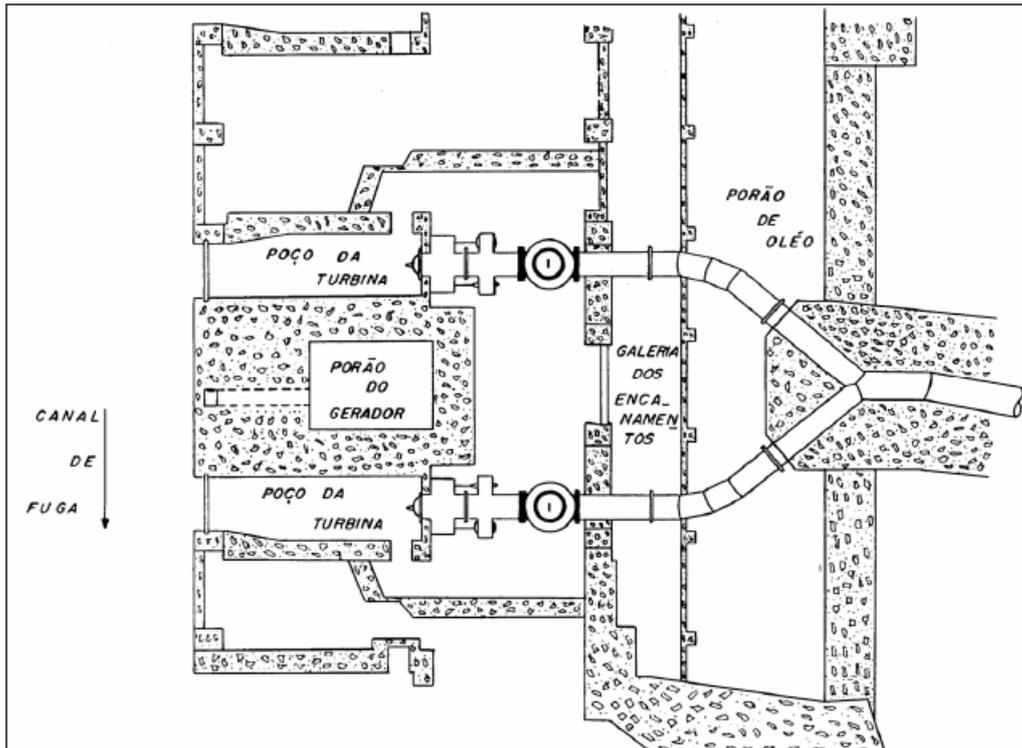


Figura 7: Desenho em planta da casa de máquinas- Usina Externa
Referência: [17]

- Usina Subterrânea: possui um total de 6 grupos geradores, cada um acionado por uma turbina Pelton de eixo vertical de quatro jatos. Com uma queda nominal de 684 metros e uma vazão turbinável de 74,25 m³/s.

Apesar de já ter sido mencionado que a usina utiliza turbinas do tipo Pelton, mais a frente será demonstrado que este tipo de turbina é o mais adequado para as características desta usina.



Figura 8: Vista aérea da usina de Henry Borden
Referência: [8]

Neste projeto iremos selecionar e dimensionar uma turbina hidráulica para a usina externa de Henry Borden baseado nos dados presentes na tabela abaixo.

Tabela 5: Dados de projeto
Referência: [17]

Usina Henry Borden- Externa	
H_B (m)	719,5
Q (m ³ /s)	6,29
n (rpm)	360

5. Sistema de Adução

O objetivo deste capítulo é a partir dos dados sobre a usina de Henry Borden, aproximar o projeto o máximo possível de uma situação real em que não se pode aproveitar totalmente a energia disponível na altura de queda bruta da água além, de oferecer uma maior precisão nos cálculos dos próximos capítulos.

5.1. Características da Adutora

O sistema de adução da usina externa de Henry Borden é composto pelo reservatório Rio das Pedras, com capacidade para $49,17 \times 10^6$ m³, as águas são encaminhadas por gravidade para o conduto forçado pelo túnel adutor “B”, que tem 4,60 metros de diâmetro e 527,50 metros de comprimento. Antes das águas chegarem no conduto forçado, passam por duas válvulas borboletas na casa de válvulas. Após isto, são encaminhadas pelo conduto forçado que desce a encosta perfazendo uma distância de aproximadamente 1500 metros até atingirem as turbinas. Como pode ser visto na figura abaixo.

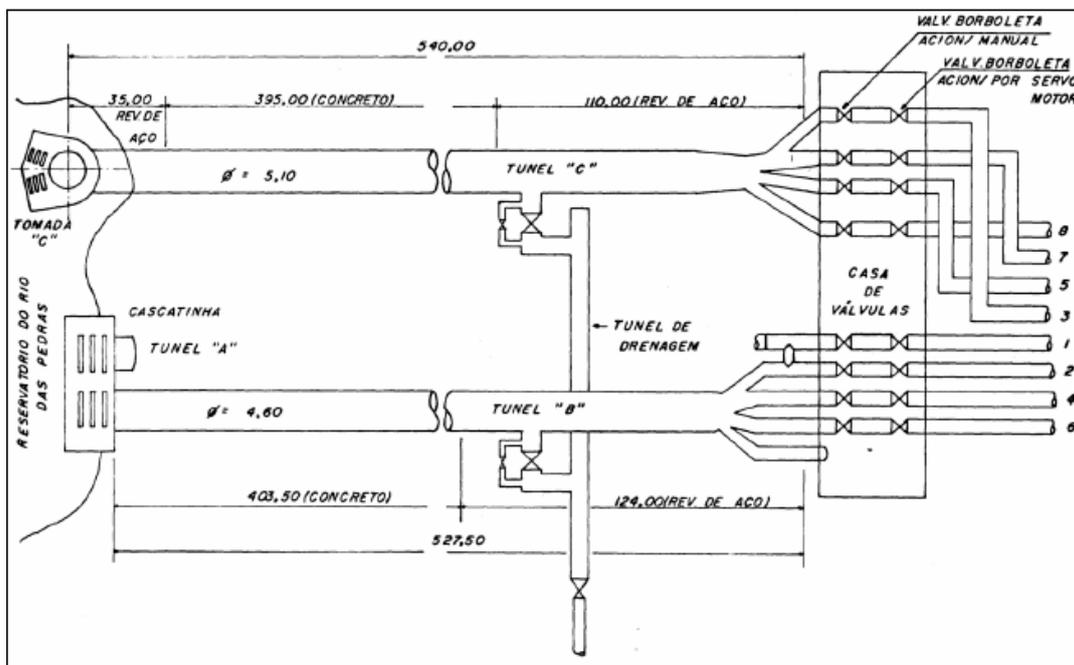


Figura 9: Sistema de adução de águas do reservatório Rio das Pedras para Henry Borden

Referência: [17]

Para os cálculos nos próximos tópicos iremos utilizar os dados da adutora, presentes na tabela abaixo.

Tabela 6: Dados do sistema de adução
Referências: [17] e [11]

Trecho	Material	Diâmetro (m)	Comprimento (m)	Área (m ²)
I	Concreto	4,6	402,5	16,62
II	Concreto com revestimento de aço	4,6	124	16,62
III	Aço soldado novo	1,346	700	1,42
IV	Aço soldado novo	1,483	500	1,73
V	Aço soldado novo	1,483	350	1,73
VI	Aço soldado novo	1,565	200	1,92

5.2. Perda de Carga no Sistema de Adução

A perda de carga total segundo FOX (2006), é a soma das perdas maiores, causado por efeitos de atrito no escoamento completamente desenvolvido em tubos de seção constante, com as perdas localizadas, causadas por acessórios, variações de área, entradas.

O cálculo será dividido em duas partes. Uma parte com as perdas maiores e outra com as perdas menores.

Antes do cálculo da perda de carga é preciso achar o número de Reynolds, pois ele irá dizer se o escoamento é laminar ou turbulento. O número de Reynolds é dado pela expressão abaixo.

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (1)$$

Sendo ρ a massa específica, V a velocidade do fluido no interior no duto, D o diâmetro do duto e μ a viscosidade dinâmica.

Tabela 7: Propriedades da água
Referência: [10]

Temperatura (°C)	Massa Específica ρ (kg/m ³)	Viscosidade dinâmica μ (N.s/m ²)
0	1000	1,76E-03
5	1000	1,51E-03
10	1000	1,30E-03
15	999	1,14E-03
20	998	1,01E-03
25	997	8,93E-04
30	996	8,00E-04

Utilizando a Tabela 7 para água escoando a 15°C, temos: $\rho=999 \text{ kg.m}^{-3}$ e $\mu=0.001 \text{ N.s.m}^{-2}$.

E para acharmos a velocidade do fluido utilizamos a seguinte expressão.

$$V = \frac{Q}{A} \quad (2)$$

Sendo Q a vazão em m³/s e A a área da seção circular do duto em m².

Precisamos ainda, determinar a rugosidade absoluta ϵ , que é a altura média das irregularidades presentes nas paredes do duto. Para isso utilizaremos a tabela abaixo.

Tabela 8: Tabela de rugosidade absoluta
Referência: [7]

Material	Rugosidade absoluta ϵ (mm)
Aço comercial novo	0,045
Aço laminado novo	0,04 a 0,1
Aço soldado novo	0,05 a 0,1
Aço soldado limpo, usado	0,15 a 0,2
Aço soldado moderadamente oxidado	0,4
Aço laminado revestido de asfalto	0,05
Aço rebitado novo	1 a 3
Aço galvanizado, com costura	0,15
Aço galvanizado, sem costura	0,06
Ferro fundido novo	0,25 a 0,5
Ferro fundido com leve oxidação	0,3
Ferro fundido velho	3 a 5
Ferro fundido com revestimento asfáltico	0,12
Ferro fundido oxidado	1 a 1,5
Cimento amianto novo	0,025
Concreto centrifugado novo	0,16
Concreto armado liso, vários anos de uso	0,2 a 0,5
Concreto com acabamento normal	1 a 3
Cobre, latão, aço revestido de epóxi, PVC, plásticos em geral, tubos extrudados	0,0015

Uma vez achada rugosidade absoluta, determinamos a rugosidade relativa, que é a razão entre a rugosidade absoluta e a medida da largura do duto que em dutos circulares é o diâmetro D.

$$\frac{\varepsilon}{D} \quad (3)$$

Utilizando os dados da Tabela 5, Tabela 6 e Tabela 8, junto com as expressões (1), (2) e (3) obtemos a tabela abaixo.

Tabela 9: Dados para determinação do fator de atrito

Trecho	Reynolds (Re)	Velocidade (m/s)	Rugosidade absoluta (ε)	Rugosidade Relativa (ε/D)
I	3318200	0,7221	0,5	0,000109
II	3318200	0,7221	0,3	0,000652
III	5944032,73	4,4205	0,1	0,0000743
IV	5394921,15	3,6415	0,1	0,0000674
V	5394921,15	3,6415	0,1	0,0000674
VI	5112257,96	3,2699	0,1	0,0000639

De acordo com a Tabela 9 podemos ver que o número de Reynolds se encontra acima da faixa laminar, $Re > 4000$, logo o regime do escoamento na adutora é turbulento.

5.2.1. Fator de Atrito

O último parâmetro a ser determinado para o cálculo da perda de carga na adutora é o fator de atrito f .

Esse fator é um parâmetro adimensional e sofre influência de dois outros parâmetros que são o número de Reynolds e a rugosidade relativa, presentes na Tabela 9.

Há dois métodos para a sua determinação. O primeiro é o gráfico, via diagrama de Moody e o segundo, é a utilização de expressões matemáticas como a equação de Colebrook para escoamentos turbulentos. É a equação de Colebrook abaixo que utilizaremos no cálculo do fator de atrito, pois permite uma maior precisão na determinação do valor de f , do que o método gráfico.

$$\frac{1}{f^{0,5}} = -2,0 \cdot \log\left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \cdot f^{0,5}}\right) \quad (4)$$

A equação (4) é implícita em f, ou seja, o termo f aparece nos dois lados da equação de forma que não é possível explicitá-lo. Para resolvê-la é preciso utilizar um método iterativo, estimando um valor inicial.

Neste projeto, a equação de Colebrook foi resolvida com a ajuda do software Matlab 2010. Uma rotina foi criada usando o método de Newton-Raphson, com valor inicial de f estimado pela correlação de Blasius, abaixo, para escoamentos turbulentos em tubos lisos.

$$f = 0,3164 \cdot Re^{-0,25} \quad (5)$$

A rotina que resolve a equação (4) está no Apêndice A - Rotina para o Cálculo do Fator de Atrito. Os resultados obtidos estão na tabela abaixo.

Tabela 10: Fator de atrito

Trecho	f
I	0,01267
II	0,01177
III	0,01171
IV	0,01158
V	0,01158
VI	0,01151

5.2.2. Perda de Carga Total na Adutora

Por último, a perda de carga total na adutora é obtida somando as perdas de carga em cada trecho da adutora. A perda de carga unitária J_M é dada na equação abaixo.

$$J_M = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (6)$$

Sendo f o fator de atrito, L o comprimento de cada trecho da adutora, D o diâmetro interno, V a velocidade média do fluido e g a aceleração da gravidade. Obtemos da equação (6), e dos tabelas anteriores os seguintes dados.

Tabela 11: Perda de carga total na adutora

Trecho	J _M (m)
I	0,029
II	0,008
III	6,066
IV	2,638
V	1,847
VI	0,802
Total	11,390

5.2.3. Perda de Carga nos Acessórios

A perda carga nos acessórios, como dito anteriormente, são perdas localizadas.

Neste projeto só há dois acessórios que são duas válvulas borboletas.



Figura 10: Válvula borboleta

Referência: www.saint-gobain-canalizacao.com.br

As perdas localizadas são determinadas pela equação abaixo.

$$J_m = K \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (7)$$

Onde K é o coeficiente de perda dado na tabela abaixo.

Tabela 12: Coeficiente de perda K

Referência: www.saint-gobain-canalizacao.com.br

Ângulo de abertura α	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
K	670	145	47	18	7	3	1,4	0,7	0,36

Para a válvula borboleta totalmente aberta, ou seja, $\alpha=90^\circ$, temos $K=0,36$. A perda de carga J para as duas válvulas é 0,392 metros.

5.2.4. Perda de Carga Total

A perda de carga total é a soma da perda de carga total na adutora mais a perda de carga nas válvulas borboletas.

$$J = J_M + J_m \quad (8)$$

Utilizando a equação acima, a perda de carga total J é de 11,783 metros.

5.3. Altura de Queda Nominal

A altura de queda nominal H_n ou altura de queda disponível é a queda hidráulica disponível, para a qual a turbina é encomendada. Esta queda corresponde ao rendimento máximo da turbina para o número de rotações previsto. Com esse valor de queda a turbina desenvolve sua potência nominal sob a vazão especificada e gira com o número de rotações nominal do gerador.

Nem toda a altura de queda bruta H_B , ou seja, a altura que corresponde à diferença de cotas entre os limites de montante e jusante, quando a vazão é zero, isto é, a turbina fora de operação, é aproveitada. Parte da energia disponível em H_B é consumida por atrito hidrodinâmico ao longo da tubulação e acessórios, presentes no sistema de adução. Logo a altura de queda disponível nominal será a diferença entre altura bruta, dada na Tabela 5, e perda de carga total J, calculada anteriormente.

$$H_n = H_B - J \quad (9)$$

Logo o valor da altura de queda nominal H_n é 707,72 metros. É para este valor que a turbina será dimensionada.

6. Seleção do Tipo de Turbina

Uma turbina é selecionada para atender a uma determinada queda e vazão, que dependem das características locais onde a usina será instalada. A seleção depende ainda de outra grandeza, que é o número de rotações por minuto do gerador elétrico que a turbina irá acionar.

Neste capítulo serão calculados as grandezas básicas do projeto da turbina utilizando os dados da Tabela 5. Por último será feita a seleção do tipo de turbina a ser utilizada na usina externa de Henry Borden.

6.1. Potência Disponível Nominal

Segundo MACINTYRE (1983) a queda hidráulica representa a energia cedida pela unidade de peso do líquido em escoamento entre duas posições. Logo, a potência P em $\text{kgf}\cdot\text{s}^{-1}$ será obtida γQ , em kgf , escoado na unidade de tempo, pela queda em unidade de metros. Para a potência em kW temos de dividir a potência em $\text{kgf}\cdot\text{s}^{-1}$ por 102 e para termos a potência em CV dividimos $\text{kgm}\cdot\text{s}^{-1}$ por 75.

Logo, a potência disponível nominal P_d é a potência correspondente à descarga Q sob a altura de queda nominal H_n , pode ser calculada através da equação (10).

$$P_d = 9,8 \cdot Q \cdot H_n \quad (10)$$

De acordo com o valor de H_n calculado anteriormente a potência disponível é $4,36 \times 10^4$ kW.

6.2. Potência Efetiva Nominal

A potência nominal ou potência efetiva nominal é a potência efetiva na turbina, ou seja, é a potência fornecida pela turbina para uma queda nominal H_n e rotação nominal n_n sob as quais a turbina foi encomendada prevendo um rendimento máximo. O cálculo é feito segundo a equação abaixo.

$$N = \frac{1000 \cdot \eta_t \cdot Q \cdot H_n}{75} \quad (11)$$

Contudo, é necessário conhecer o rendimento total da turbina η_t . Segundo a MACINTYRE (1983) o rendimento total de turbinas é de 0,8 nas pequenas e de 0,85 nas médias. Para turbinas Pelton de grande potência o rendimento varia entre 0,88 e 0,90.

Assumindo um valor intermediário de 0,89 para a turbina deste projeto, temos então uma potência nominal de 52824,94 CV ou $3,88 \times 10^4$ kW.

6.3. Rotação

Os geradores de energia elétrica são acionados diretamente pelas turbinas, uma vez que, os dois são acoplados, possuem o mesmo número de rotações.

Pela forma como são construídos os geradores, existe uma dependência entre as grandezas, pares de polos p , rotações por minuto n e frequência da corrente f_r .

Com a eletrotécnica podemos demonstrar que:

$$n = \frac{60 \cdot f_r}{p} \quad (12)$$

Como no Brasil utilizamos a frequência de 60 Hz temos:

$$p = \frac{3600}{n} \quad (13)$$

Como a rotação n é um dos dados fornecido previamente para o projeto, o número de pares de polos dado pela equação (13) é 10.

Segundo MACINTYRE (1983), turbinas de grande potência têm baixa rotação real para poder reduzir a complexidade dos problemas de estabilidade mecânica, momento nos mancais e também, para melhorar as condições para a regularização do movimento.

6.4. Rotação Específica

A turbina unidade de uma dada turbina, a uma turbina geometricamente semelhante a essa, que sob uma queda de 1 metro fornece uma potência de 1 CV funcionando em condições análogas.

Logo, todas as turbinas geometricamente semelhantes e que constituem uma série de turbinas são, portanto, a mesma turbina unidade. A série de turbinas é caracterizada pela forma de suas unidades e pelas grandezas que caracterizam o funcionamento de suas turbinas unidade as quais, essas ultimas são chamadas de grandezas específicas.

Se alterarmos o grau de admissão de uma turbina unidade ela perde a sua característica, ou seja, deixa de fornecer 1 CV. Define-se então a rotação específica do seguinte modo: rotação específica n_s ou número específico de rotações por minuto é, o número de rotações por minuto da turbina unidade da turbina dada e de todas as outras que forem geometricamente semelhantes a ela e funcionando em condições análogas.

A rotação específica é dada pela seguinte fórmula.

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{N}}{H \cdot \sqrt[4]{H}} \quad (14)$$

Há outro método utilizado por alguns autores alemães que dispensa o conhecimento prévio de η_t para calcular N e conseqüentemente obter n_s . Eles utilizam o número de rotações padrão também chamado, número característico de rpm, dado pela expressão abaixo.

$$n_p = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} \quad (15)$$

Contudo, n_s é o mais usado na seleção de turbinas. Usando a equação (14) obtemos uma rotação específica igual a 22,67 rpm.

6.5. Escolha do Tipo de Turbina

Inicialmente nas primeiras décadas de invenções e projetos de turbinas a escolha era feita de forma arbitrária e por tentativas, mas que deu lugar ao método baseado em dados obtidos de turbinas já instaladas, cujo comportamento ofereceu base para previsões e conclusões para a elaboração de novos projetos. Com esse último método, a prática mostrou que, cada um dos tipos de turbinas só pode ser empregado com bom rendimento para uma determinada faixa de valores de n_s . A prática mostrou ainda que, quando a velocidade específica aumenta, os custos da turbina e da instalação diminuem para certos valores de queda e potência.

As grandezas conhecidas para a seleção de uma turbina para uma dada instalação são a descarga Q , a queda H e o número de rotações por minuto n .

Com a rotação específica n_s calculada anteriormente e junto com a Figura 11 e a Tabela 13, indicará qual o tipo mais adequado de turbina a ser utilizado na usina externa de Henry Borden.

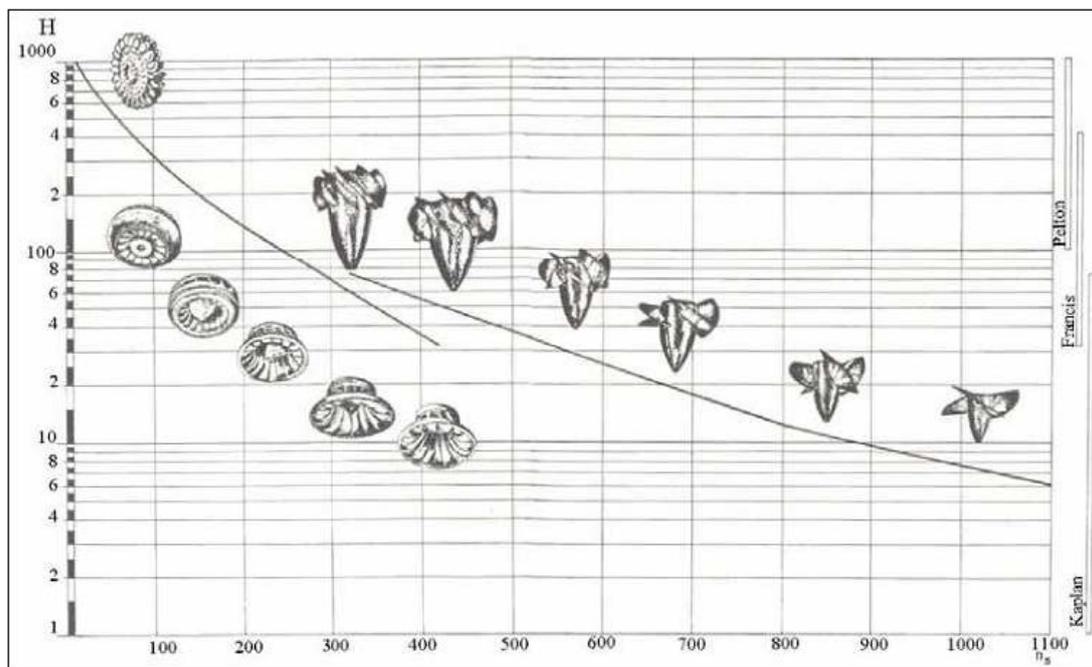


Figura 11: Campo de aplicação dos tipos de turbinas de acordo com a queda e a rotação específica

Referência: [13]

Tabela 13: Campo de aplicação dos diversos tipos de turbinas
Referência: [13]

Tipos de turbinas		n_s (rpm)	H (m)
Pelton	1 jato	18	800
	1 jato	18-25	800-400
	1 jato	26-35	400-100
	2 jatos	26-35	800-400
	2 jatos	36-50	400-100
	4 jatos	40-50	400-100
	4 jatos	51-71	500-200
	6 jatos	72-90	400-100
Francis	Muito lenta	55-70	600-200
	Lenta	71-120	200-100
	Normal	121-200	100-70
	Rápida	201-300	70-25
	Extra –rápida	301-450	25-15
Kaplan, Bulbo, Straflo, Propeller	8 pás	250-320	70-50
	7 pás	321-430	50-40
	6 pás	431-530	40-30
	5 pás	534-620	30-20
	4 pás	624 em diante	30

De acordo com acima, fica claro, que a melhor escolha é a turbina Pelton.

7. Dimensionamento dos Principais Elementos da Turbina

7.1. Jato

7.1.1. Velocidade do Jato.

A velocidade do jato é a velocidade com que a água sai do bocal injetor. Aplicando a equação da queda hidráulica entre a entrada e a saída do bocal injetor da turbina e desprezando as diferenças de cotas que possam existir entre esses dois pontos, temos:

$$J_{\varepsilon} = H_n - \frac{V_0^2}{2 \cdot g} \quad (16)$$

Sendo J_{ε} a perda de carga no bocal injetor. Se pudéssemos desprezar J_{ε} teríamos:

$$V_0 = \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \quad (17)$$

Como não podemos desprezá-lo, multiplicaremos V_0 por um coeficiente φ menor que a unidade e que leva em conta as perdas no bocal injetor. Sendo que segundo MACINTYRE (1983) a experiência diz que φ é igual a 0,97, com isso escrevemos a equação abaixo.

$$V_0 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} \quad (18)$$

Para H_n e φ determinados anteriormente temos que a velocidade do jato vale 114,30 m/s.

7.1.2. Número de Jatos

No final do capítulo 5 foi feita a seleção do tipo de turbina com ajuda da Tabela 13, esta tabela traz ainda outra informação que é o número de jatos para uma determinada faixa de n_s . Porém, definiremos o número de jatos da turbina de uma maneira mais precisa com o auxílio da equação abaixo.

$$a = \frac{n \cdot \sqrt{N}}{25 \cdot H_n} \quad (19)$$

Onde a é a quantidade de jatos necessários e H_n deve ser utilizado em pés. Com isto obtemos que a vale 2,032. Como a está muito próximo de 2 utilizaremos 2 jatos.

Usando o gráfico da Hitachi abaixo que relaciona a potência nominal e a altura de queda com o número de jatos e a posição do eixo da turbina, verificamos que além de dois jatos a turbina será de eixo horizontal.

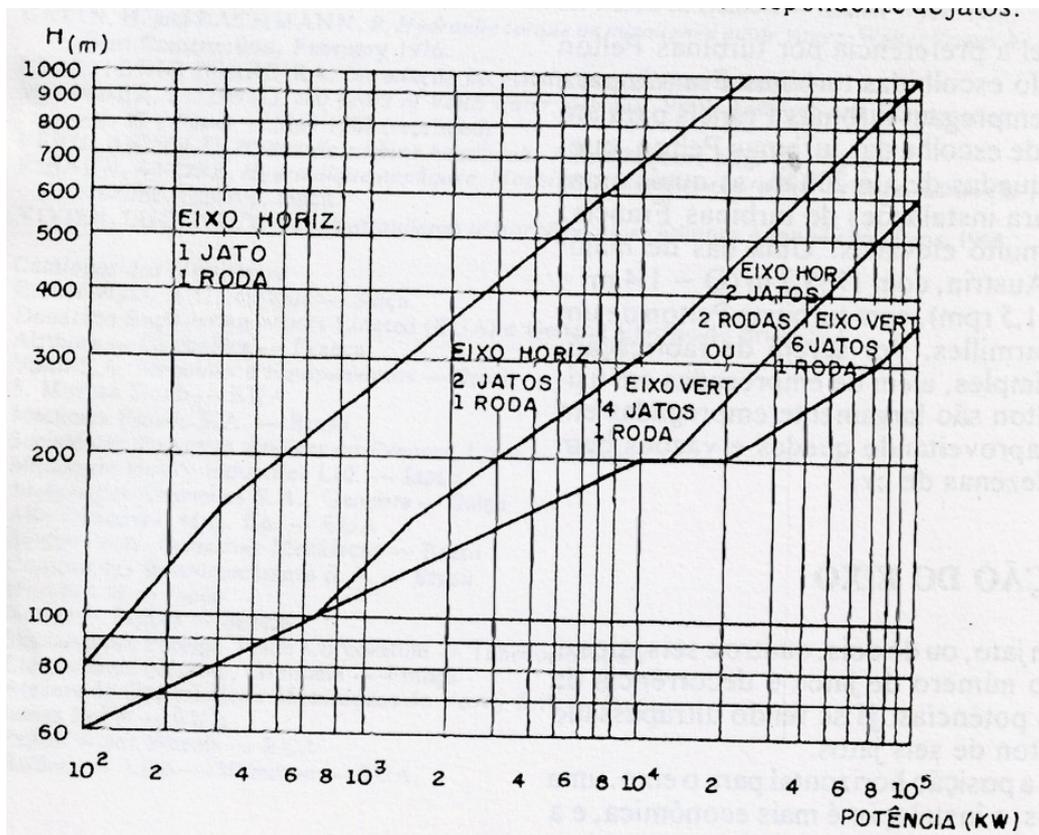


Figura 12: Gráfico da Hitachi para escolha de turbina Pelton
Referência: [13]

7.1.3. Diâmetro do Jato

O diâmetro do jato é tal que consiga expelir a vazão desejada com a velocidade do jato V_0 calculada anteriormente. Como determinamos no subitem anterior que serão utilizados 2 jatos, isto implica que apenas metade da vazão total passará por bocal injetor, o que corresponde a $3,145 \text{ m}^3/\text{s}$ por jato. Podemos então escrever que:

$$Q_0 = V_0 \cdot A_0 \quad (20)$$

Sendo Q_0 a vazão em cada bocal injeto e A_0 a área do jato. Considerando que a área do jato é circular e V_0 já foi determinado, temos:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_0}{\pi \cdot V_0}} \quad (21)$$

Onde d_0 é o diâmetro do jato e que vale 0,187 metros.

7.1.4. Diâmetro Máximo do Jato

O diâmetro máximo do jato visa que parte do jato nunca incida sobre o ponto superior do gume central da pá. A MACINTYRE (1983) recomenda o uso da fórmula abaixo para o cálculo do diâmetro máximo do jato $d_{0\text{máx}}$.

$$d_{0\text{máx}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\text{máx}}}{\pi \cdot a \cdot V_0}} \quad (22)$$

Sendo $Q_{\text{máx}}$ 1,2 vezes a vazão normal Q . Com isto $d_{0\text{máx}}$ vale 0,205 metros.

7.2. Roda

A roda da turbina Pelton é a parte onde são fixadas as conchas, pás, que receberam o jato proveniente do injetor, a figura abaixo ilustra uma roda pelton. O seu dimensionamento será feito nos subitens a seguir.

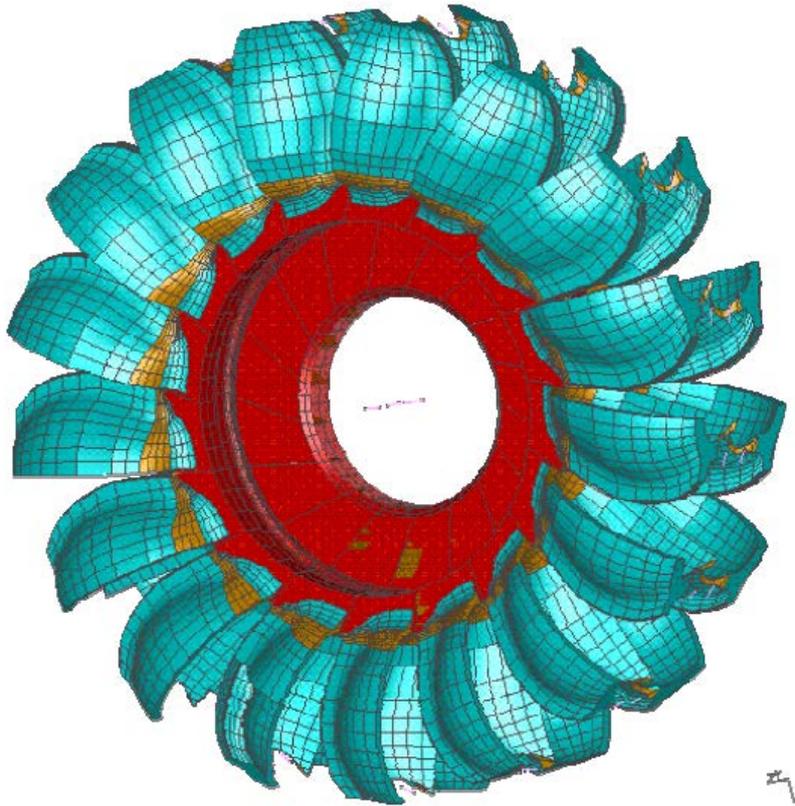


Figura 13: Desenho computacional de uma roda Pelton
Referência: [17]

7.2.1. Velocidade Corredente à Máxima Potência Útil

Para o estudo da velocidade periférica da roda que maximiza a potência útil, segundo MACINTYRE (1983), devemos considerar, com pouca margem de erro, a superfície ativa da pá, isto é, a superfície que irá receber o jato, como sendo uma superfície cilíndrica reta, possuindo um gume central que tem por finalidade dividir o jato em duas partes sem provocar choques (entrada tangencial). Pode ser considerado ainda, sem erro sensível, que o movimento da pá é de translação, na direção e sentido do jato, durante todo o tempo que está sob a ação do mesmo.

O jato vindo do bocal injetor ao atingir a pá com velocidade absoluta V_0 , imprime, devido à conservação da quantidade de movimento, uma velocidade U na pá, o fluido desliza nas superfícies curva da pá com velocidade relativa inicial W_1 , e final W_2 , fazendo com que a água deixe a pá com velocidade absoluta V_2 , que é a resultante geométrica entre U e W_2 .

Na entrada, a velocidade relativa W_1 e a velocidade U têm mesma direção e sentido porque o fluido e a pá neste momento têm a mesma direção e sentido.

$$W_1 = V_0 - U \quad (23)$$

Na saída, a direção de W_2 é tangente ao bordo de fuga da pá e devido às resistências passivas de atrito há uma perda de energia cinética, fazendo com que o módulo de W_2 seja menor que o de W_1 . Com isso podemos escrever a equação abaixo:

$$W_2 = k \cdot W_1 \quad (24)$$

Sendo k um fator menor que a unidade. E ainda, usando a equação (23) em módulo temos:

$$W_2 = k \cdot (V_0 - U) \quad (25)$$

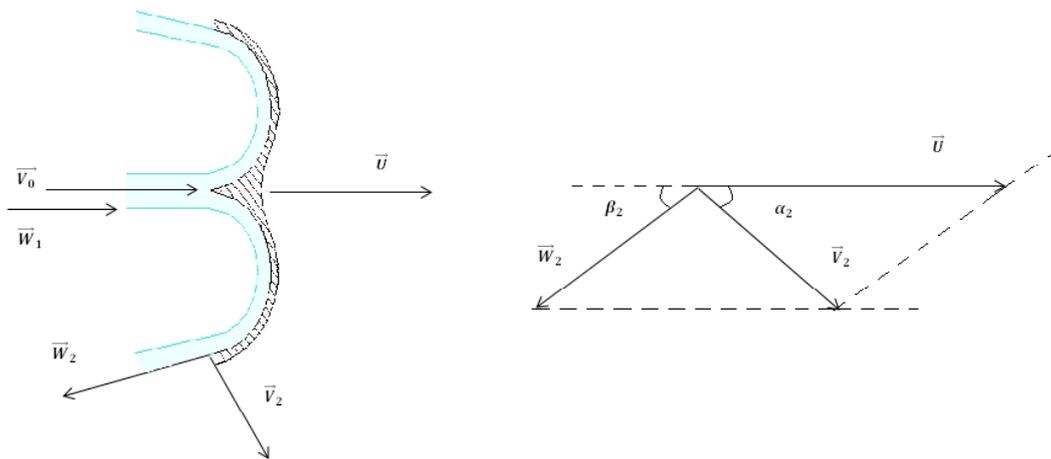


Figura 14: Diagrama de velocidades

O fluido ao atingir a pá, sofre um escoamento exatamente igual ao que sofreria ao atingir dois canais iguais e simétricos, como pode ser visto na figura acima.

Como o escoamento este escoamento possui pressão igual em todos os pontos, as forças provenientes da pressão se anulam e também a força resultante do peso exerce muito pouca influência podendo ser desprezada. Sendo assim, restam apenas as forças do tipo $\dot{m} \cdot V$ como motrizes, isto é, o produto da vazão mássica do fluido \dot{m} em kg/m^3 pela sua velocidade em m/s^2 .

Na entrada a força em módulo $\dot{m} \cdot V_0$ atua na direção e sentido do movimento da pá e, na saída, teremos duas forças com intensidade $\frac{\dot{m} \cdot V_2}{2}$, pois cada parte da pá só recebe metade da vazão mássica inicial, e inclinadas de um ângulo α_2 na direção do movimento. Estas forças possuem duas componentes, uma componente normal ao movimento que se anulam por serem de mesmo módulo, porém de sentidos contrários, e que podemos ver que está fisicamente correto uma vez que a roda não possui deslocamento nesta direção. E a outra na direção do movimento, que se somam e ficam com valor final em módulo igual a $\dot{m} \cdot V_2 \cdot \cos(\alpha_2)$.

A Figura 14 nos mostra que as componentes da velocidade na direção do movimento são $W_2 \cdot \cos(\beta_2)$, U e $V_2 \cdot \cos(\alpha_2)$ e ainda olhando para o diagrama de velocidade temos abaixo.

$$V_2 \cdot \cos(\alpha_2) = U + W_2 \cdot \cos(\beta_2) \quad (26)$$

Sabendo que $W_2 \cdot \cos(\beta_2)$ é contrário ao sentido de U e tomando a equação acima na forma escalar temos a equação (27).

$$V_2 \cdot \cos(\alpha_2) = U - W_2 \cdot \cos(\beta_2) \quad (27)$$

Ainda pela Figura 14 a velocidade absoluta de saída é:

$$V_2^2 = W_2^2 + U^2 - 2 \cdot W_2 \cdot U \cdot \cos(\beta_2) \quad (28)$$

Logo podemos definir a força que impulsiona a roda segundo a equação abaixo.

$$F = \dot{m} \cdot (V_0 - V_2 \cdot \cos(\alpha_2)) \quad (29)$$

Usando a equação (27) na equação (29) e sabendo que a vazão mássica é o produto da vazão volumétrica Q pela massa específica ρ obtemos a equação abaixo.

$$F = \rho \cdot Q \cdot [V_0 - (U - W_2 \cdot \cos(\beta_2))] \quad (30)$$

Se multiplicarmos a equação acima pelo módulo da velocidade absoluta U obtemos a potência motriz dada abaixo.

$$P_m = F \cdot U = \rho \cdot Q \cdot U \cdot (V_0 - U) \cdot [1 + k \cdot \cos(\beta_2)] \quad (31)$$

Se olharmos para a expressão acima, vemos que se aumentarmos o valor de k e diminuirmos o valor de β_2 , isto é, aumentar o $\cos(\beta_2)$, o valor da potência motriz aumentará porém, não é bom que β_2 assuma o valor zero pois o jato de saída pode borrifar no jato de entrada. Podemos aumentar o valor de k polindo a superfície ativa da pá. Para β_2 há um limite mínimo que está em torno de 4° a 5° , para permitir uma boa saída da água, em geral β_2 é da ordem de 10° . Para este projeto β_2 é igual a 10° e k é igual a 0,95.

A equação (31) nos mostra ainda que o produto $\rho \cdot Q \cdot [1+k \cdot \cos(\beta_2)]$ é constante, isto é, ρ , k , Q , β_2 são constantes, logo podemos escrever as duas equações abaixo.

$$\zeta = \rho \cdot Q \cdot [1 + k \cdot \cos(\beta_2)] \quad (32)$$

$$P_m = \zeta \cdot U \cdot (V_0 - U) \quad (33)$$

Organizando a equação (33) e considerando a velocidade do jato V_0 como constante temos:

$$P_m = (\zeta \cdot V_0) \cdot U - \zeta \cdot U^2 \quad (34)$$

A equação (34) é uma função do 2° grau com concavidade para cima e possui um único máximo da forma:

$$U = \frac{-B}{2 \cdot A} \quad (35)$$

Sendo B igual a $\zeta \cdot V_0$ e A igual $-\zeta$ temos:

$$U = 0,5 \cdot V_0 \quad (36)$$

Logo quando U assume o valor acima a potência motriz atinge o seu máximo valor, contudo, segundo a MACINTYRE (1983), a experiência indica que o valor de U é um pouco menor que o encontrado, em torno de $0,45 \cdot V_0$ a $0,46 \cdot V_0$. Adotaremos para a velocidade periférica da roda U :

$$U = 0,45.V_0 \quad (37)$$

Como já foi determinado a velocidade V_0 na equação (18) a velocidade periférica da roda vale 51,43 m/s. E ainda usando as equações (23), (24) e (28) obtemos respectivamente 62,87 m/s para W_1 e 59,72 m/s para W_2 e 12,73 para V_2 .

7.2.2. Rendimento Hidráulico

Como já sabemos existem perdas desde o início da adutora até a saída do bocal injetor e que estas podem comprometer a eficiência da turbina. Sabemos também que rendimento é o quociente entre potências, no caso do hidráulico, é o quociente entre a potência motriz, determinada na equação (31), e a potência disponível, obtida na equação (10), com isso escrevemos a equação abaixo.

$$\varepsilon = \frac{\rho.Q.U.(V_0 - U).[1 + k.\cos(\beta_2)]}{P_d} \quad (38)$$

Usando a equação acima obtemos um rendimento hidráulico ε de 0,90.

7.2.3. Perda de Altura de Fuga

A perda da altura de fuga é a parcela perdida de energia cinética que a água ainda possui ao abandonar a pá com velocidade V_2 . Esta parcela é medida em metros de água segundo a expressão abaixo:

$$\frac{V_2^2}{2.g} \quad (39)$$

Obtemos assim 8,257 metros. Dividindo a altura de fuga pela altura de queda efetiva nominal temos aproximadamente 1,1 % de perda.

7.2.4. Diâmetro da Roda

O Raio da roda Pelton é a distância do seu eixo de rotação ao eixo geométrico do jato. Como a velocidade periférica da roda U já foi determinada, podemos escrever a seguinte equação:

$$U = \omega_r \cdot R \quad (40)$$

E a velocidade angular da roda ω_r é dada por:

$$\omega_r = 2 \cdot \pi \cdot n \quad (41)$$

Sendo n em rpm. Usando as equações (40) e (41) podemos concluir que a o diâmetro da roda é:

$$D = \frac{60 \cdot U}{\pi \cdot n} \quad (42)$$

Com a equação acima obtemos que D vale 2,728 metros.

7.2.5. Número de Pás

O número de pás pode ser obtido por processo gráfico ou pelo emprego de fórmulas.

O processo gráfico consiste em determinar qual o afastamento máximo entre duas pás consecutivas, de forma que garanta, para uma determinada condição de funcionamento, ser a água apanhada por uma pá da turbina. Já o emprego de fórmulas, como o próprio nome diz, consiste na aplicação de fórmulas empíricas e é este método que usaremos.

Não é vantajoso que se tenha um número pequeno de pás, pois isto pode permite que se perca uma parcela considerável de água sem efetuar trabalho. Assim como um grande número de pás também não é vantajoso, pois isto pode aumentar o custo da turbina e pode até reduzir o rendimento.

Seja a seguinte equação:

$$Z_{min} = 12 + 0,7 \cdot \left(\frac{R}{d_{0máx}} \right) \quad (43)$$

Onde $Z_{mín}$ é o número mínimo de pás e R o raio da roda. Porém, segundo MACINTYRE (1983) por segurança recomenda-se adotar que o número de pás Z seja 1,15 a 1,5 vezes $Z_{mín}$ Assumindo 1,5 para este cálculo temos:

$$Z = 1,5 \cdot Z_{min} \quad (44)$$

Devendo Z ser um múltiplo de 2 ou de 4. Com isto obtemos que o número de pás será 26.

7.2.6. Dimensões da Pá

A pá é a peça do rotor Pelton que exige maior cuidado no projeto e na execução cuja forma será importante para o bom funcionamento da máquina. A sua estrutura possui duas partes côncavas onde a água age transformando a energia cinética em energia mecânica. No centro como já foi dito anteriormente há um gume que serve para dividir o jato em duas partes iguais para que não haja choque.

A parte superior do gume nunca deve ser atingida pelo jato, na ponta extrema da pá faz-se um rasgo com forma de superfície cilíndrica de geratriz paralela à direção da velocidade relativa W_1 , obtida quando o ponto extremo inferior do gume toca o o primeiro filete do jato. Este rasgo impede que qualquer partícula de fluido tenha sua trajetória relativa fora da superfície côncava da pá. A Figura 15 ilustra a distribuição do jato d'água sobre a pá.

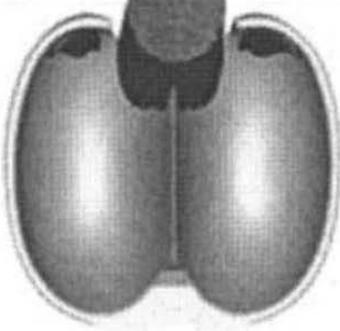
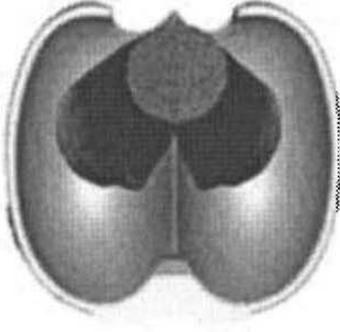
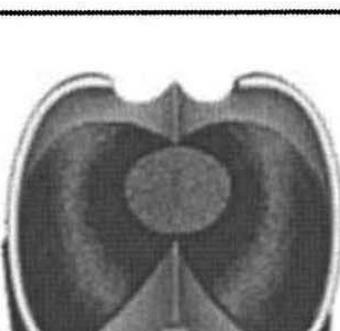
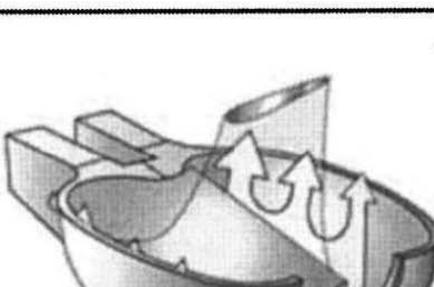
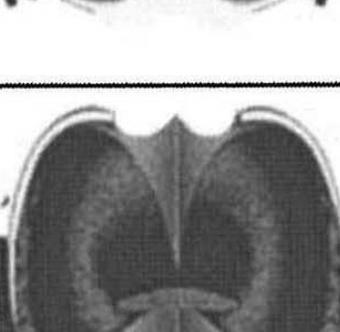
DISTRIBUIÇÃO DO FLUXO	INTERPRETAÇÃO
	
	
	
	

Figura 15: Distribuição do fluxo de água sobre a pá
Referência: [17]

O dimensionamento da pá será feito exclusivamente por meio de dados práticos e em função do diâmetro máximo do jato $d_{0\text{ máx}}$ calculado na equação (22). A figura abaixo mostra a representação da forma da pá vista de frente e em corte.

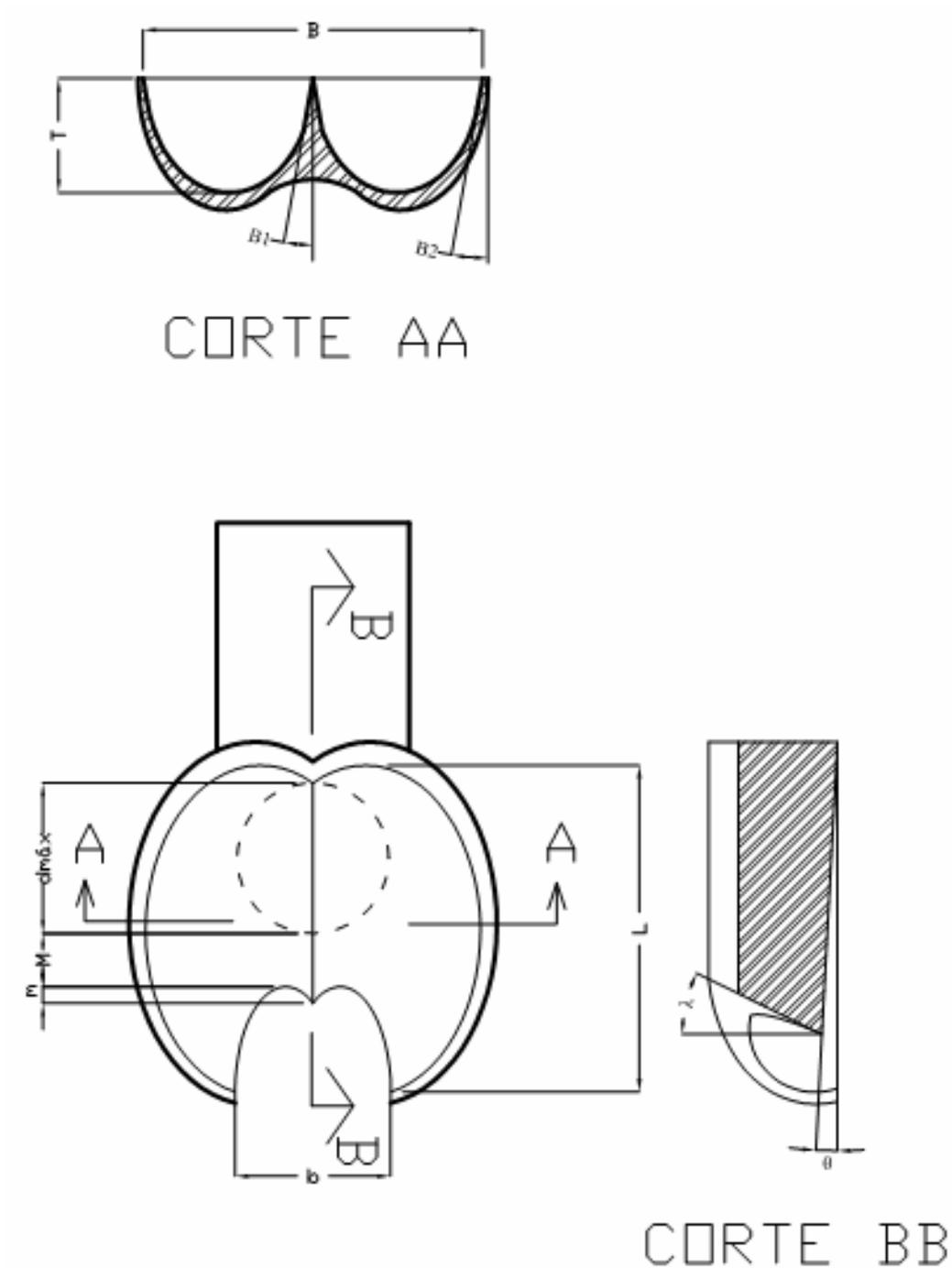


Figura 16: Dimensões da pá

Segundo MACINTYRE (1983) e BRAN (1969) a prática aconselha para as dimensões principais da Figura 16 as seguintes fórmulas:

- Largura:

$$B = (2 \text{ a } 3). d_{0\text{máx}} \quad (45)$$

- Comprimento:

$$L = (2,25 \text{ a } 2,28). d_{0\text{máx}} \quad (46)$$

- Excesso:

$$M = (0,5 \text{ a } 0,7). d_{0\text{máx}} \quad (47)$$

- Excesso de gume:

$$m = 0,13.B \quad (48)$$

- Profundidade:

$$T = (0,8 \text{ a } 1). d_{0\text{máx}} \quad (49)$$

- Largura do rasgo:

$$b' = (1,2 \text{ a } 1,25). d_{0\text{máx}} \quad (50)$$

- Ângulo do gume central β_1 :

$$\beta_1 = 10^\circ \quad (51)$$

- Ângulo de inclinação da aresta da concha Φ :

$$\Phi = 15^\circ \text{ a } 25^\circ \quad (52)$$

- Ângulo λ :

$$\lambda = \tan^{-1} \left(\frac{U}{V_0} \right) \quad (53)$$

Usando as fórmulas acima com valores médios das constantes e lembrando que foi assumido β_2 igual a 10° , montamos a tabela abaixo com os resultados e a Figura 17 mostra como ficaria o designe da pá.

Tabela 14: Resultado das dimensões da pá

Dimensão	Símbolo	Constante	Resultado
Largura	B	2,5	0,513 m
Comprimento	L	2,53	0,519 m
Excesso	M	0,6	0,123 m
Excesso de gume	m	0,13	0,067 m
Profundidade	T	0,9	0,185 m
Largura do rasgo	b'	1,23	0,252 m
Ângulo do gume central	β_1	-	10°
Ângulo do bordo de fuga	β_2	-	10°
Ângulo de inclinação da aresta da concha	Φ	-	20°
Ângulo λ	λ	-	24°

**Figura 17:** Modelo da pá dimensionada

Até a década de 1930, as pás das turbinas Pelton eram fundidas separadamente e fixadas ao disco. Ainda hoje alguns rotores ainda são fabricados deste modo, que é mais simples, os grandes fabricantes já adotaram a fundição do rotor em uma só peça. No primeiro método as pás são fixadas à roda por meio de pinos e parafusos e se houver alguma pá tiver algum dano é só substituí-la, diferentemente do segundo método, onde se houver algum defeito em uma das pás será preciso substituir o rotor inteiro. Os problemas de fundição, precisão nas dimensões, balanceamento, foram superados e o

emprego de aços de elevada resistência à abrasão permitiu a fundição monobloco de rotores Pelton com mais de 30 toneladas.

Para a detecção de quaisquer defeitos e deficiências na estrutura metalográfica do aço são utilizados ensaios não-destrutivos como ultrassom, raio-x e raios- γ .

Para este projeto utilizaremos a fabricação das pás por fundição separada da roda, isto é, o rotor não será fabricado num único bloco, pois este método permite uma manutenção mais fácil. Posteriormente deve ser a fixação das conchas na roda conforme a figura abaixo ilustra.

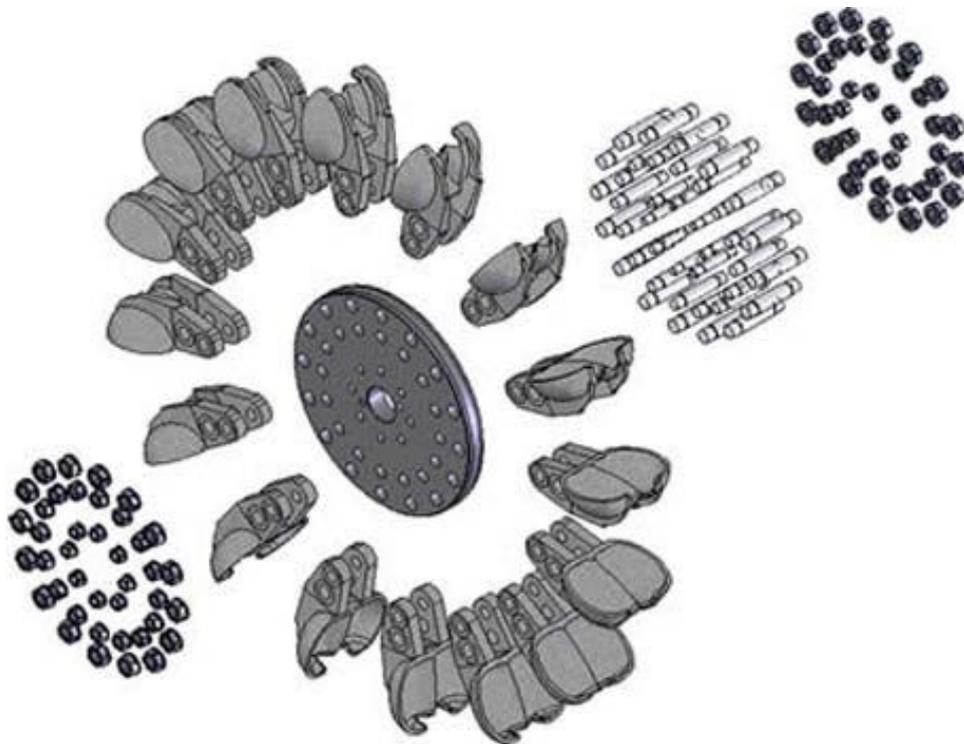


Figura 18: Montagem das pás na roda Pelton
Referência: [17]

7.3. Distribuidor

O distribuidor nas turbinas Pelton é o bocal injetor que tem por finalidade direcionar e regular o jato d'água para o acionamento do rotor da turbina. Seus principais componentes são:

- Bocal: é entendido como bocal um orifício circular, podendo ser de outro formato, localizado no final da câmara do injetor. Sua finalidade é projetar e direcionar o fluxo de água tangencialmente até as pás, de forma que o ângulo formado pela extensão do jato e o raio da roda seja de aproximadamente 90°.
- Agulha: é uma haste em que uma de suas extremidades tem um bico com formato esférico-cônico, localizado concentricamente ao interior do injetor. A agulha desliza por dentro de uma luva que permite um deslocamento longitudinal em ambas as direções. Sua função é a regulação da velocidade de acordo com um maior grau de aproximação ou afastamento do bico com bocal.
- Defletor: o defletor é um dispositivo mecânico com o formato de uma lâmina, localizado entre o corpo do injetor e a roda que tem por finalidade desviar total ou parcialmente o fluxo de água quando ocorre uma variação brusca na carga, evitando assim o avanço imediato da agulha que provocaria uma sobrepressão no sistema e que causaria danos ao bocal, as válvulas e à adutora.

A figura abaixo mostra o bocal injetor com seus principais componentes.

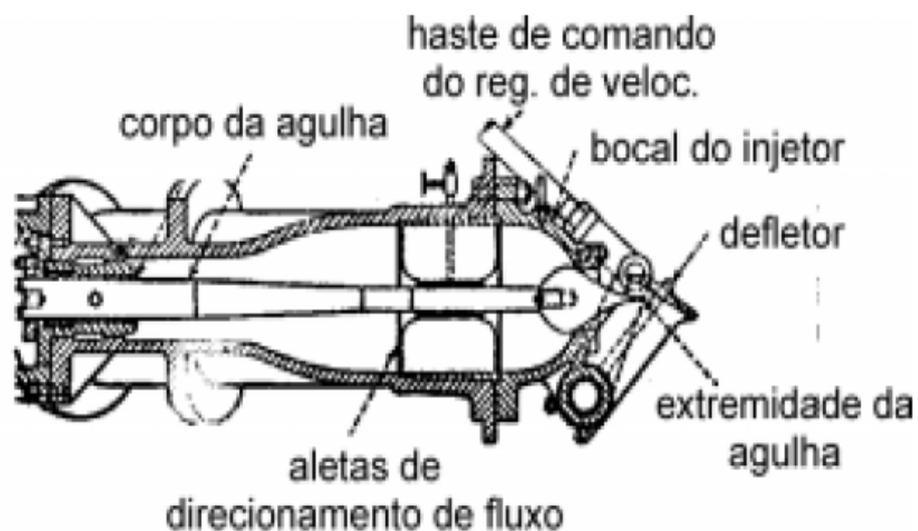


Figura 19: Componentes do bocal injetor
Referência: [7]

7.3.1. Dimensionamento do Bocal injetor

A forma da seção de saída do bocal é sempre circular, porque é a melhor que se presta à regularização com a agulha móvel e que fornece a menor área lateral para uma mesma descarga, levando a um menor atrito com o ar que a envolve. A figura abaixo mostra as grandezas explicitadas a seguir.

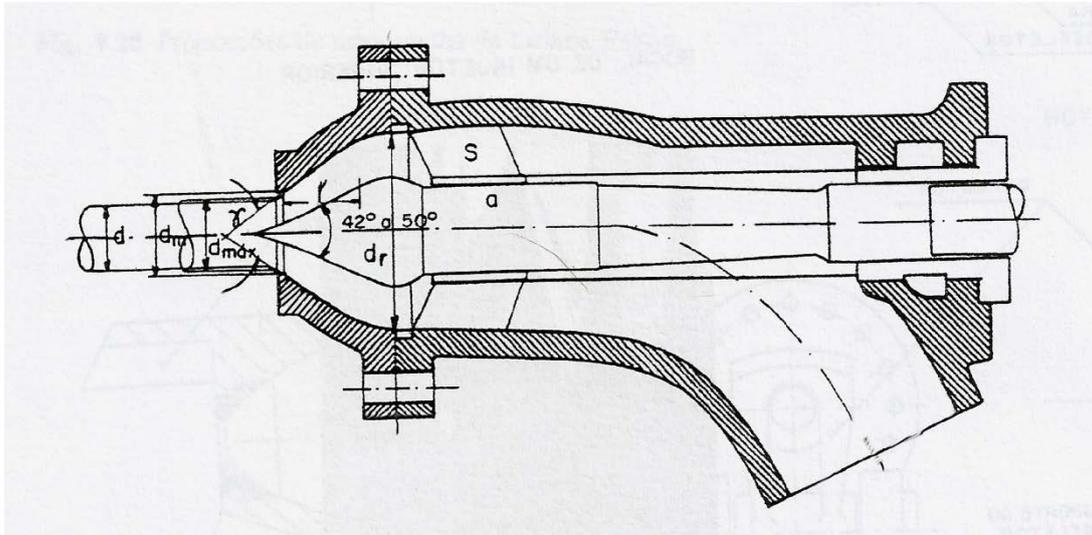


Figura 20: Detalhes do diâmetro do bocal
Referência: [13]

O bocal tem a forma de um tronco de cone cujas geratrizes formam com o eixo um ângulo entre 60 e 90°.

Para o diâmetro de saída do bocal d usa-se a expressão abaixo.

$$d = \frac{d_{0máx}}{(1,12 \text{ a } 1,27)} \quad (54)$$

Para o diâmetro da seção de entrada do bocal d_r utiliza-se a seguinte expressão:

$$d_r = (2,6 \text{ a } 2,8) \cdot d_{0máx} \quad (55)$$

A agulha desliza dentro de uma luva localizada próximo à extremidade, a qual é sustentada por 3 a 8 lâminas radiais s , que têm por finalidade dificultar o movimento rotatório da água à saída, movimento esse que tende a dispersar o jato, devido à força centrífuga. Para este projeto será utilizado 6 lâminas radiais.

O diâmetro de entrada do bocal d_e varia segundo a expressão a seguir.

$$d_e = (4 \text{ a } 5) \cdot d_{0\text{máx}} \quad (56)$$

As curvas da tubulação e do bocal devem ter raios grandes, nunca inferiores a quatro vezes o raio das tubulações.

A figura abaixo mostra outras grandezas do bocal injetor a serem dimensionadas, estas foram expressas tomando o diâmetro do jato d_0 , suposto igual a 1.

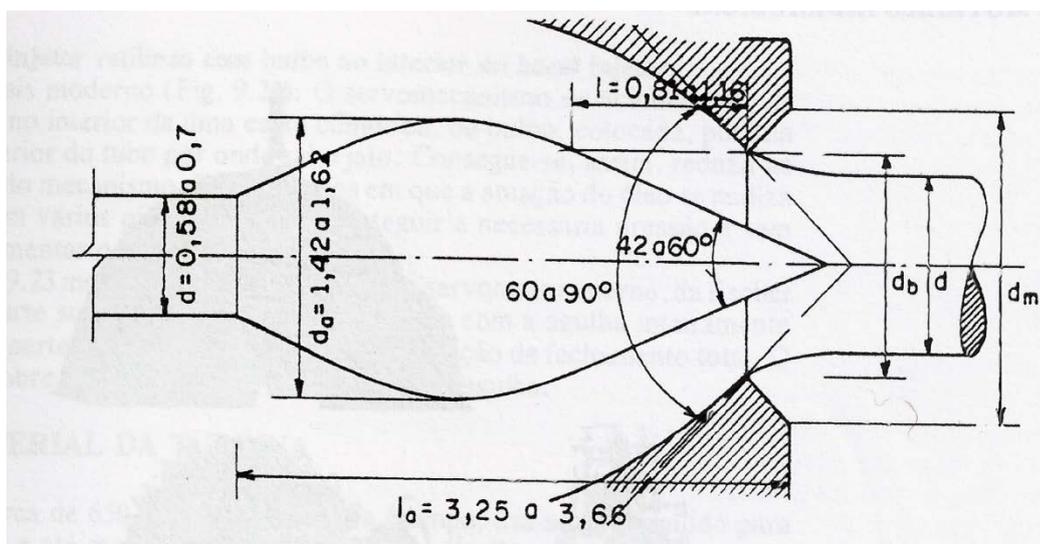


Figura 21: Grandezas para o dimensionamento da agulha
Referência: [13]

Usando as equações (54), (55) e (56) e as grandezas expressas na figura acima montamos a tabela abaixo com as constantes médias utilizadas e os resultados.

Tabela 15: Dimensões do bocal injetor

Dimensão	Símbolo	Constante	Resultado
Diâmetro de saída do bocal	d	1,2	0,171 m
Diâmetro da seção de entrada do bocal	d_r	2,7	0,554 m
Diâmetro do bocal	d_e	4,5	0,923 m
Diâmetro da haste	d_h	0,64	0,112 m
Diâmetro da agulha	d_a	1,52	0,284 m
Comprimento da agulha	l_a	3,46	0,647 m
Curso da agulha	l	1,0	0,187 m
Ângulo da ponta da agulha	-	-	50°
Ângulo do bocal	-	-	75°

7.3.2. Esforços no Defletor de Jato

Anteriormente foi falado sobre o que é defletor e qual a sua importância para o bom funcionamento da turbina. Neste tópico serão abordadas questões sobre os esforços o qual está submetido e o seu comportamento. A figura mostra o posicionamento do defletor em relação ao bocal injetor.

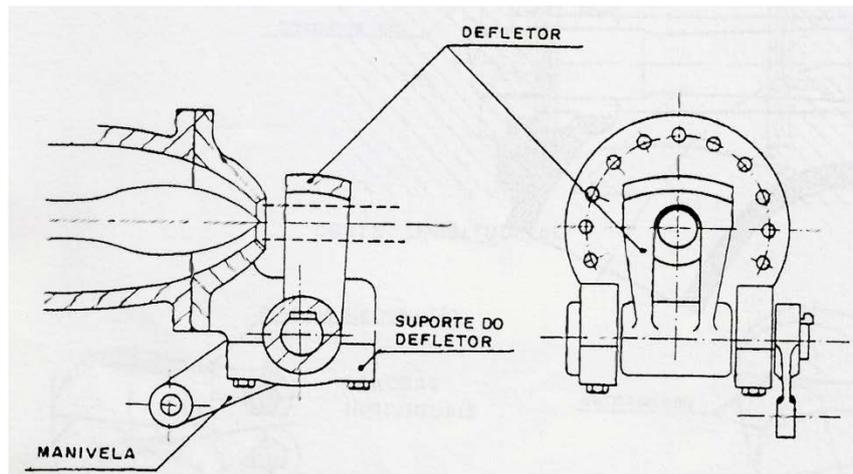


Figura 22: Posicionamento do defletor de jato
Referência: [13]

A figura abaixo é um esquema do funcionamento do defletor e ilustra a dinâmica das forças que agem quando solicitado. O jato proveniente do bocal injetor imprime uma força, de módulo F_j , ao defletor, o qual é desviada formando um ângulo 2β entre a direção final e inicial.

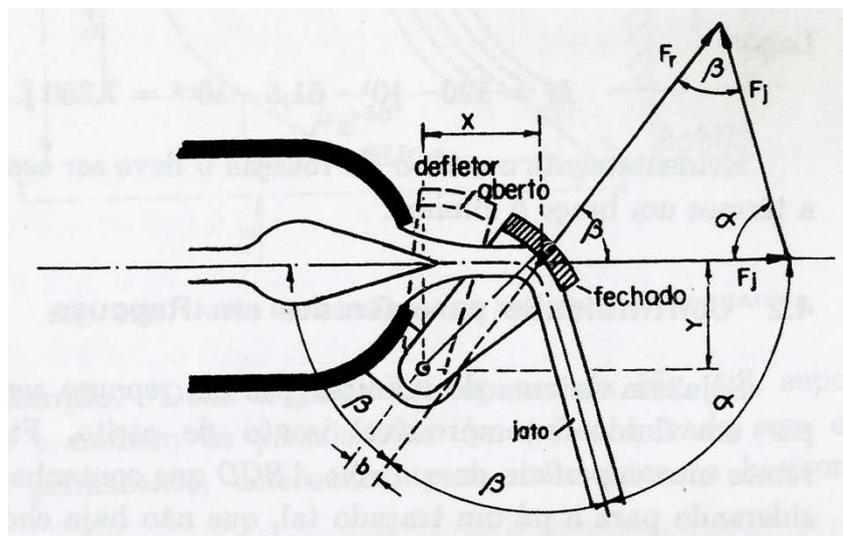


Figura 23: Esquema de funcionamento do defletor
Referência: [13]

Para este projeto iremos considerar que o ângulo de desvio α e que o defletor na posição fechado possui uma distância x , ambos explicitados na figura acima, valem respectivamente 80° e 300 milímetros, sendo a distância y igual a x . Também podemos visualizar que sendo α igual a 80° , β vale 50° .

A força de impulsão do jato será:

$$F_j = \rho \cdot Q_0 \cdot V_0 \quad (57)$$

Lembrando que Q_0 é a vazão por jato, isto é, a metade da vazão total uma vez que definimos que a turbina teria 2 jatos. Com isso F_j vale $3,59 \cdot 10^5$ N.

Olhando para a Figura 23 temos que, o módulo da força resultante sobre o defletor é:

$$F_r = 2 \cdot F_j \cdot \cos(\beta) \quad (58)$$

Com a equação acima F_r vale $4,61 \cdot 10^5$ N.

O momento sofrido pelo defletor fica determina segundo a equação abaixo.

$$M_d = F_r \cdot b \quad (59)$$

Onde, da Figura 23 b é:

$$b = x \cdot \sin(\beta) - y \cdot \cos(\beta) \quad (60)$$

Com as equações (59) e (60) o momento vale $1,95 \cdot 10^4$ N.m.

7.3.3. Mecanismos de Manobra de Agulha

Para turbinas de elevada queda e grande potência os esforços necessários para deslocar a agulha assumem valores muito grandes. Empregam-se então, servomotores cujos êmbolos são comandados por óleo sob pressão. Para evitar sobrepressões muito elevadas que ocorreriam caso houvesse um fechamento muito rápido do bocal, a agulha leva cerca de 20 a 40 segundo para fechar totalmente a admissão. O defletor do jato leva de 2 a 5 segundos para atuar e também é comando por servomotores sincronizados com os da agulha.

Há dois tipos de servomotores de atuação sobre as agulhas:

- Clássico - De simples efeito, alimentado por óleo do lado de uma mola compensadora. Necessita de uma curva de adaptação, de forma a possibilitar a saída da haste da agulha até o servomotor colocado exteriormente a curva. Detalhes do servomotor clássico e da curva de adaptação estão nas figuras abaixo.

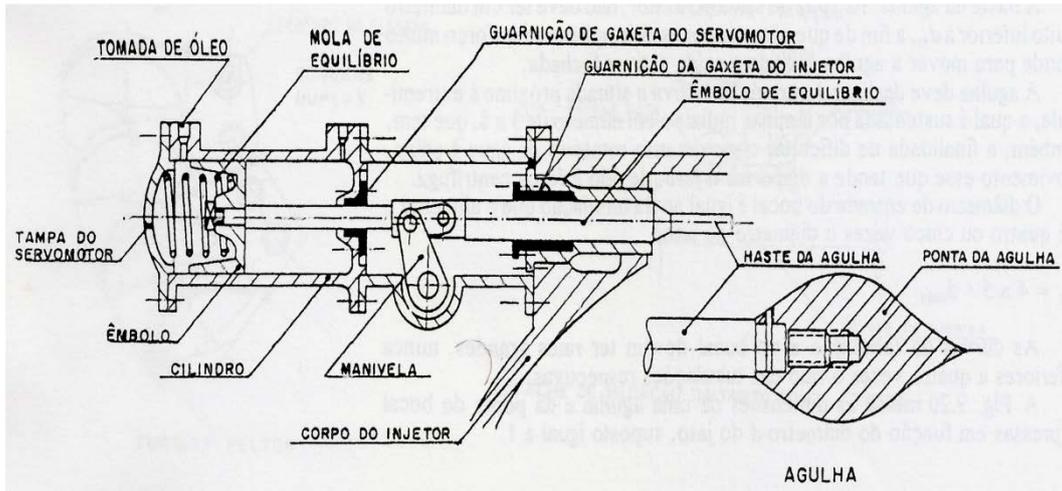


Figura 24: Servomotor clássico
Referência: [13]

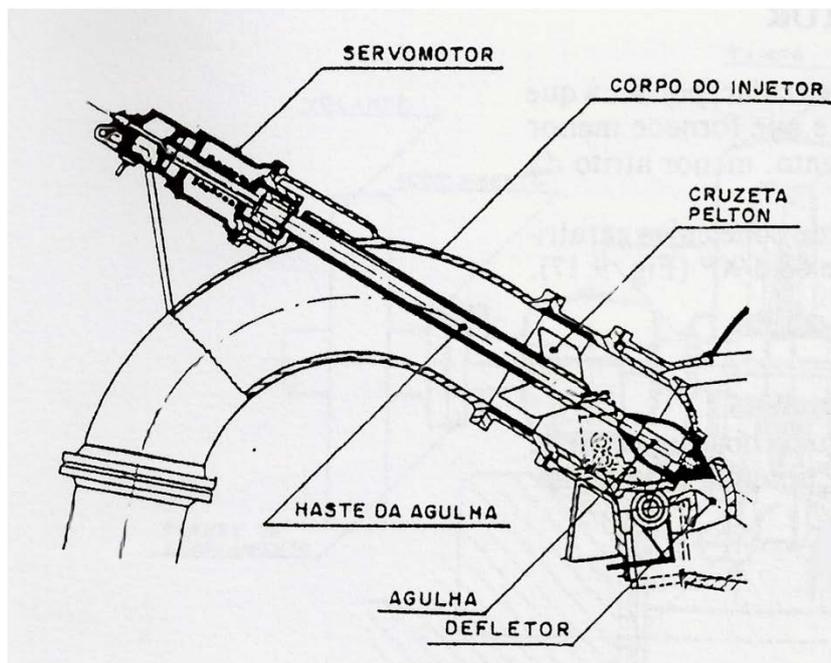


Figura 25: Curva de adaptação do servomotor clássico
Referência: [13]

- Sistema de injetor retilíneo com bulbo no interior do bocal injetor – Este servomecanismo de acionamento da agulha fica no interior de uma caixa cilíndrica, ou

bulbo, que por sua vez, é colocado no interior do tubo por onde sai o jato, conseguindo assim reduzir as dimensões do mecanismo. Existem alguns tipos desse mecanismo em que a atuação do óleo é feita em série, em vários pistões, para conseguir a pressão necessária sem que haja necessidade de aumentar o diâmetro do bulbo.

7.4. Jato Auxiliar de Frenagem

Um dos problemas em turbinas Pelton de grande potência é a frenagem do rotor, uma vez que a inércia da massa girante é muito grande. O termo para expressar a inércia neste caso é PD^2 e a sua relação com o momento de inércia é:

$$\frac{P \cdot D^2}{I} = 4 \cdot g \quad (61)$$

Sendo P expresso em kgf, D em m, I em kgf.m.s² e g em m.s⁻². O termo PD^2 é expresso em kgf.m², sendo este mais fácil de usar que o momento de inércia. Para um rotor a 1000 rpm e com potência de 1 a 2 kW, pode-se estimar PD^2 como 1 kgf.m². Para outras rotações usa-se:

$$P \cdot D^2 = (1 \text{ a } 2) \cdot \frac{N}{1,34} \cdot \left(\frac{1000}{n}\right)^2 \quad (62)$$

Quando o jato d'água é cortado pela atuação da agulha reguladora no bocal injetor, o rotor da turbina girando n rotações por minuto só teria para freá-lo a resistência de atrito nos mancais e do ar.

O tempo de parada seria longo, visto que a massa girante é muito grande. Para reduzir o tempo de parada, a turbina possui um bocal auxiliar que projeta um jato sobre o extradorso das pás, no sentido contrário ao movimento de rotação. No próximo subitem será mostrado como dimensionar a vazão deste jato auxiliar e o diâmetro do seu bocal injetor.

7.4.1. Dimensionamento do Jato Auxiliar de Frenagem

Para este projeto como já definimos anteriormente, a altura de queda nominal vale 707,72 m, a vazão turbinada é 6,29 m³/s, potência efetiva é 52825,94 CV e uma rotação de 360 rpm. Para o dimensionamento do jato auxiliar temos, primeiramente, que determinar o produto P.D² usando a equação (62) que neste caso vale 4,56.10⁵ kgf.m², usando 1,5 como constante.

A equação dinâmica da variação do trabalho nos diz que :

$$T_m - T_r = I \cdot \left(\frac{\omega_1^2 - \omega_m^2}{2} \right) \quad (63)$$

Sendo T_m o trabalho motor, T_r o trabalho resistente correspondente à frenagem num tempo t, ω₁ é a velocidade no final desejada após a interferência do jato auxiliar e por último, ω_m a velocidade angular média no regime normal, isto é, sem a interferência do jato auxiliar de frenagem, sendo esta obtida pela equação abaixo.

$$\omega_m = \frac{n \cdot \pi}{30} \quad (64)$$

O valor obtido para a equação acima é de 37,70 rad/s.

Como o objetivo é parar a turbina o trabalho motor será nulo, uma vez que a descarga é interrompida, ou seja, Q é igual 0. E a velocidade angular final também será nula, isto é, a turbina parada. E utilizando a equação (61) obtemos que o momento de inércia I vale 1,16.10⁴ kgm.s².

O jato auxiliar deverá então realizar um trabalho resistente de frenagem durante um determinado tempo previsto t que para este projeto assumimos como sendo de 180 segundos. O trabalho resistente do jato segundo MACINTYRE (1983) é:

$$T_r = \gamma \cdot Q_{cj} \cdot t \cdot H_n \cdot \eta_{cj} \quad (65)$$

Onde γ é o peso específico da água que vale 999 kgf/m^3 e η_{cj} é o rendimento do contrajato que para este projeto será considerado como 0,7. Isolando Q_{cj} na equação acima temos:

$$Q_{cj} = \frac{T_r}{\gamma \cdot t \cdot H_n \cdot \eta_{cj}} \quad (66)$$

Aplicando a equação (63) na equação acima obtemos a equação para a vazão do contrajato Q_{cj} .

$$Q_{cj} = \frac{I \cdot (\omega_m^2 - \omega_1^2)}{2 \cdot \gamma \cdot t \cdot H_n \cdot \eta_{cj}} \quad (67)$$

Então a descarga do jato auxiliar de frenagem vale $0,092 \text{ m}^3/\text{s}$.

De forma análoga ao que fizemos para determinar o diâmetro do jato no subitem 6.1.3, o diâmetro do contrajato será 0,032 metros. A figura abaixo mostra um esquema de uma turbina Pelton de 2 jatos e um contra jato de frenagem.

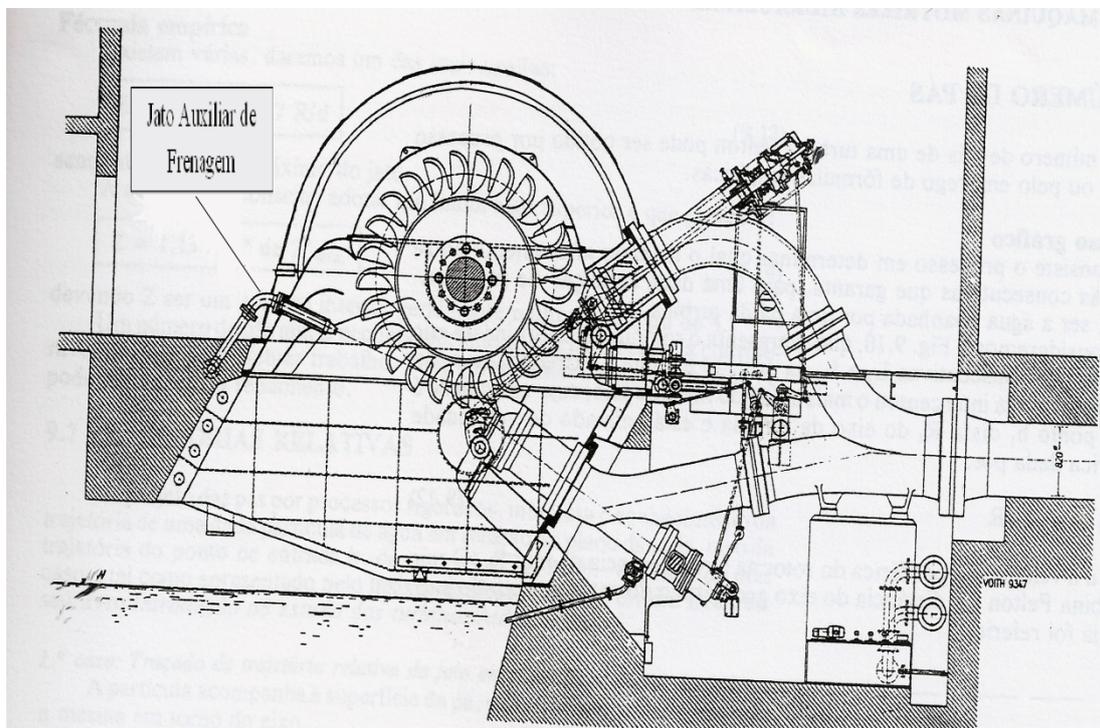


Figura 26: Jato Auxiliar de frenagem para turbina Pelton de 2 jatos
Referência: [13]

7.5. Materiais Recomendados para o Projeto da Turbina

Para turbinas operando em até 650 metros de altura de queda e quando a água é limpa é utilizado aço fundido para o rotor e pás, o bronze também pode ser utilizado. Já para maiores quedas ou quando a água transporta silte, usa-se aço inoxidável (12% Cr e 5% Ni).

A agulha reguladora e o bico do bocal são elementos que ficam fortemente submetidos à abrasão devido das altas velocidades de escoamento e também da cavitação, de forma que a erosão modifica suas formas iniciais que foram cuidadosamente polidas. Para estes elementos utilizam-se materiais extremamente resistentes a usura. Os principais materiais utilizados são os aços a 13% de cromo e aço ao tungstênio (vanádio) 12 a 18%, eventualmente cromado com uma espessura de 0,4 a 0,5 mm. Também usam-se esses componentes fabricados com *stellites* ou cobertas por camadas superficiais dessas ligas, constituídas de cobalto (50 a 60%), de cromo (33 a 26%) e de tungstênio (13 a 5%).

Para o este projeto, como a turbina está operando em alta altura de queda, será utilizado no rotor e nas pás aço inoxidável a 12% de cromo e 5% de níquel. E para a agulha reguladora e o bico do bocal injetor será utilizado aço a 12% de cromo e aço ao tungstênio a 15% e cromados com uma cobertura de 0,45 mm para o aumento da resistência.

8. Curvas de Desempenho

Neste capítulo o foco é a análise do comportamento da turbina através das suas curvas de desempenho. Analisando o comportamento desta quando fora do regime para o qual foi dimensionado.

Todos os gráficos a seguir foram gerados desconsiderando as perdas mecânicas, de forma que quando trabalhando em regime normal a turbina opere em máximo rendimento. Numa situação real considerando todas as perdas possíveis, as curvas de desempenho não seriam muito diferentes das que serão geradas, por isso como uma primeira análise os resultados obtidos a seguir são satisfatórios.

8.1. Força na Pá

No subitem determinamos através da equação a força na pá a qual está reescrita abaixo:

$$F = \rho \cdot Q \cdot (V_0 - U) \cdot [1 + k \cdot \cos(\beta_2)] \quad (68)$$

Plotando a equação acima como função da velocidade periférica da roda obtemos o seguinte gráfico:

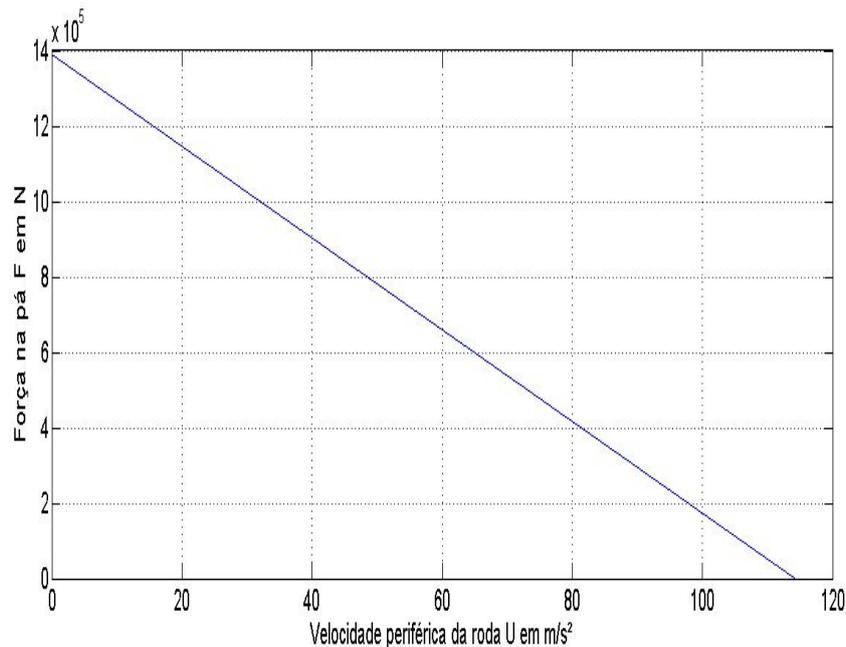


Figura 27: Gráfico da força na pá em função da velocidade periférica da roda

Podemos concluir do gráfico anterior que a força na pá assume seu valor máximo quando a velocidade periférica da roda é nula, isto é, a força atinge um valor máximo de $1,4 \cdot 10^6$ N quando a roda está parada. Quando a velocidade periférica da roda atinge o mesmo valor que a velocidade do jato a força se torna nula, uma vez que não há mais a ação do jato.

8.2. Momento Hidráulico

O momento hidráulico é o que possibilita a roda de girar em torno do seu centro de massa. Sabendo que a força do jato na pá atua a uma distância r do eixo da turbina, podemos determinar a equação do momento hidráulico multiplicando a força que age na pá pela distância R do eixo, obtendo a equação abaixo.

$$M_H = \rho \cdot Q \cdot (V_0 - U) \cdot [1 + k \cdot \cos(\beta_2)] \cdot R \quad (69)$$

Plotando a equação acima em função da velocidade periférica da roda temos o gráfico abaixo.

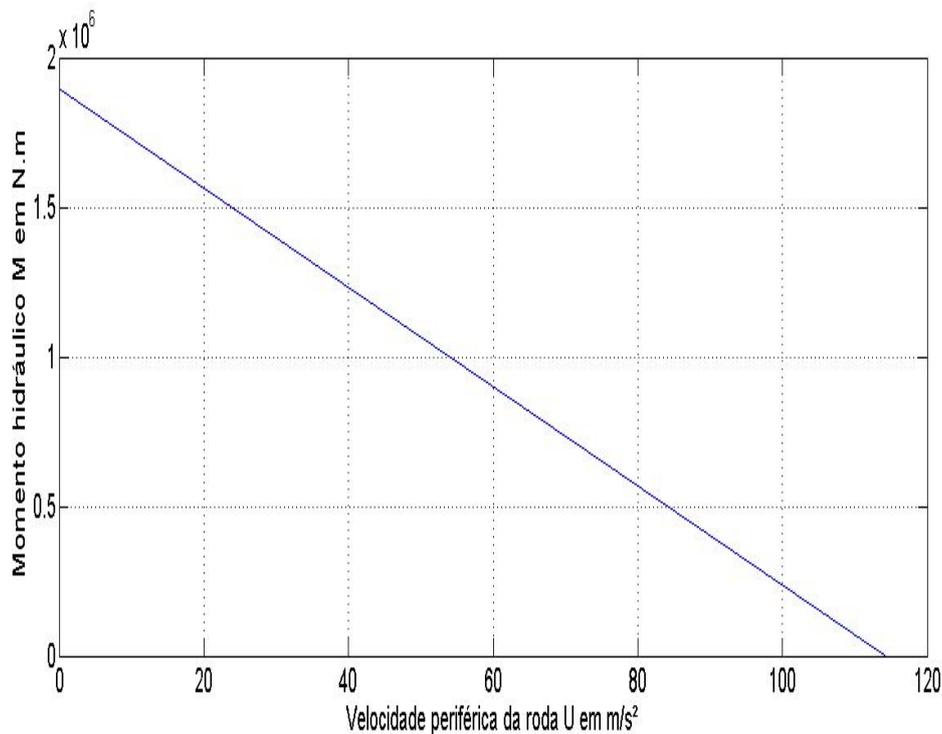


Figura 28: Momento hidráulico em função da velocidade periférica da roda

Assim como na análise que fizemos para a força na pá, observamos que quando a velocidade periférica da roda é zero o momento hidráulico atinge um valor máximo de $1,9 \cdot 10^6$ N.m. E também, quando a velocidade periférica atinge o mesmo valor que a velocidade do jato que é 114,30 m/s, o momento se torna nulo, já que neste instante o jato d'água não atinge mais a pá.

8.3. Potência Hidráulica

A potência hidráulica é a potência absorvida pela turbina sua equação pode ser obtida multiplicando a equação da força pela velocidade periférica da roda conforma abaixo.

$$Pot_H = F \cdot U = \rho \cdot Q \cdot (V_0 - U) \cdot [1 + k \cdot \cos(\beta_2)] \cdot U \quad (70)$$

Plotando a equação acima em função da velocidade periférica da roda temos:

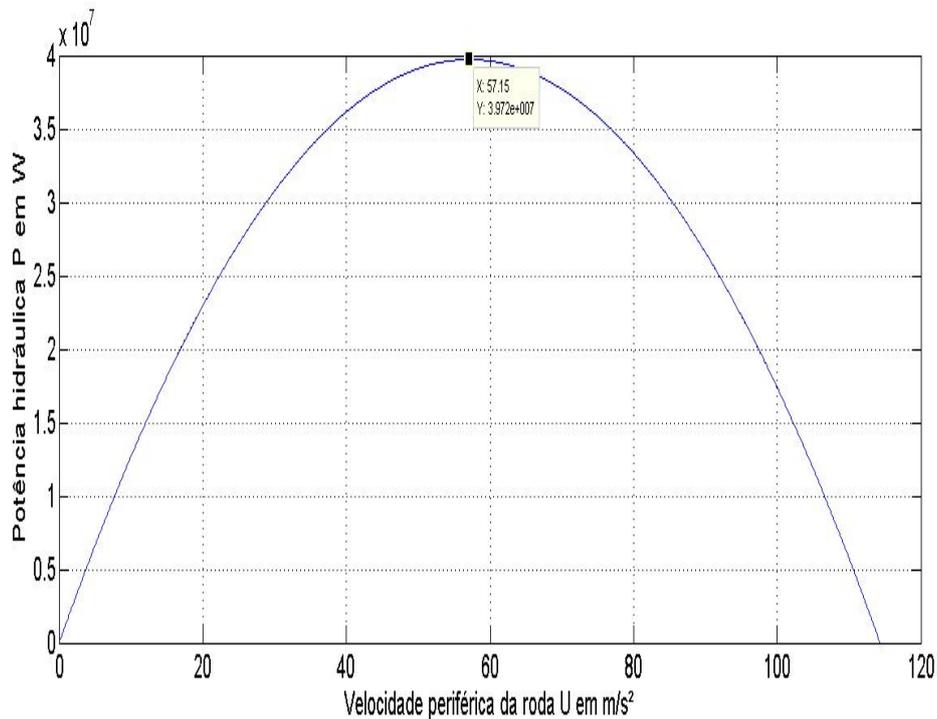


Figura 29: Gráfico da potência hidráulica em função da velocidade periférica da roda

Observando o gráfico acima, vemos que a potência máxima ocorrerá quando a velocidade periférica da roda for metade da velocidade do jato, isto é, U igual a 57,15 m/s correspondendo a uma potência de $3,97 \cdot 10^4$ kW sendo este valor um pouco maior

do que a potência efetiva nominal. Contudo este máximo é teórico, pois no subitem 6.2.1 vimos que o valor da velocidade periférica é um pouco menor que a metade o que leva a uma potência hidráulica menor. Outro fato que podemos concluir do gráfico acima é que a potência hidráulica é zero tanto para velocidade periférica nula quanto para velocidade periférica igual à velocidade do jato.

8.4. Rendimento Hidráulico

No subitem 6.2.2 determinamos o rendimento hidráulico o qual podemos reescrever sua equação pode ser determinada da seguinte forma:

$$\varepsilon = \frac{Pot_{roda}}{Pot_{jato}} = \frac{\rho \cdot Q \cdot (V_0 - U) \cdot [1 + k \cdot \cos(\beta_2)] \cdot U}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_n} \quad (71)$$

Reescrevendo a equação explicitando H_n (17) temos:

$$H_n = \frac{V_0^2}{2 \cdot g \cdot \varphi^2} \quad (72)$$

Substituindo a equação (72) em (71) obtemos:

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot \varphi^2 (V_0 - U) \cdot [1 + k \cdot \cos(\beta_2)] \cdot U}{V_0^2} \quad (73)$$

Plotando a equação acima em função da velocidade periférica da roda obtemos o gráfico abaixo.

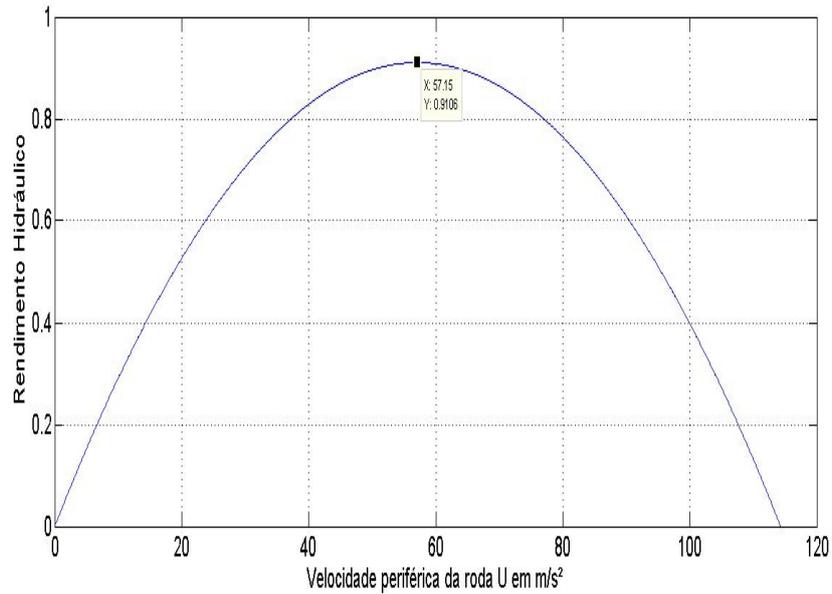


Figura 30: Gráfico do rendimento hidráulico em função da velocidade periférica da roda

Assim como na análise que fizemos para a potência hidráulica o rendimento máximo teórico de 91,06% corresponde a uma velocidade periférica de 57,15 m/s que é metade da velocidade do jato, sendo esta a situação ideal. Porém, o rendimento hidráulico real é um pouco menor que este, uma vez que a velocidade periférica é menor do que a metade da velocidade do jato como visto em 6.2.1. O rendimento assume o valor zero quando a velocidade periférica é zero ou quando a esta atinge a velocidade do jato.

9. Conclusão

O presente estudo apresentou inicialmente a usina hidrelétrica de Henry Borden suas características e os primeiros dados para o desenvolvimento do projeto da turbina, vazão, altura de queda bruta e rotação da turbina. Em seguida foram mostradas as características do sistema de adução da usina, calculando assim a respectiva perda de carga através de equação de Colebrook utilizando uma rotina computacional que apresentou um resultado satisfatório, uma vez calculada a perda de carga foi definida a altura de queda efetiva.

A seleção da turbina foi feita com base em gráfico e tabela estabelecidos pela experiência na área, os quais relacionavam a altura de queda efetiva com a rotação específica, determinado assim que a turbina mais apropriada para a usina era uma Pelton, o que condiz exatamente com tipo de turbina utilizada em Henry Borden mencionado no capítulo 4, inicialmente operaria com apenas um jato e que posteriormente chegamos a conclusão de que são necessários dois jatos.

Cada elemento da turbina foi dimensionado cuidadosamente visando a maior eficiência possível para a turbina. O material de fabricação da turbina também foi determinado como sendo de alta resistência, embasado na operação em grande queda e que a água poderia conter impurezas como pequenos pedaços de rocha e solo evitando assim o rápido desgaste. O método de fabricação do rotor foi determinado visando a fácil manutenção das pás como sendo a fundição das pás separada da roda ao invés da fundição do rotor num único bloco.

O estudo do comportamento da turbina teve por objetivo a análise do desempenho através gráficos dos gráficos de força, momento, potência e rendimento. Apesar dos gráficos terem sido feitos desprezando possíveis perdas externas conseguimos bons resultados para a operação em condições normais, isto é, velocidade

periférica da roda igual à metade da velocidade do jato. Os resultados para a operação fora da normalidade são extremamente satisfatórios uma vez que condizem com a realidade.

Ao final deste trabalho concluímos que a escolha da turbina e o dimensionamento de seus elementos foram feitos com êxito uma vez que condizem com características reais da usina hidrelétrica de Henry Borden.

10.Referências

- [1] ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica. *Atlas de Energia Elétrica no Brasil*. 1 ed. Brasília, Brasil, 2002.
- [2] ANEEL - Agência Nacional de Energia Elétrica. Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br>>. Acesso em: 12/10/2012.
- [3] BARBOSA, J. R., *Notas de Aula- Máquinas de Fluxo*. Instituto Tecnológico da Aeronáutica, São José dos Campos, Brasil, 2010.
- [4] BRAN, R., SOUZA, Z., *Máquinas de Fluxo Turbinas – Bombas -Ventiladores*. 1 ed. Rio de Janeiro, Ao Livro Técnico S.A.,1969.
- [5] CALLISTER JUNIOR, W. D., *Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução*. 7 ed. Rio de Janeiro, LTC, 2008.
- [6] CERPCH – Centro Nacional de Referência em Pequenas Centrais Hidrelétricas. Disponível em: < <http://www.cerpch.unifei.edu.br>>. Acesso em 17/10/2012.
- [7] COSTA, A. S., *Turbinas Hidráulicas e Conduitos Forçados*. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, 2003.
- [8] EMAE – Empresa Metropolitana de Águas e Energia S.A. Disponível em: < <http://www.emae.com.br/emae/>>. Acesso em: 10/10/2012.
- [9] FALCO, R., *Apostila de Máquinas de Fluxo II – Turbinas Hidráulicas*. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brasil.
- [10] FOX, R. W., MCDONALD, A. T., PRITCHARD, P. J., *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. 6 ed. Rio de Janeiro, LTC, 2006.
- [11] JUNIOR GRAMULIA, J., *Contribuição da Usina Hidrelétrica de Henry Borden para o Planejamento da Operação de Sistemas Hidrotérmicos de Potência*. Tese de M.Sc., Universidade Federal do ABC, Santo André, SP, Brasil, 2009.

- [12] KJØLLE, A., *Hydropower in Norway: Mechanical Equipment*. Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Noruega, 2001.
- [13] MACINTYRE, A. J., *Máquinas Motrizes Hidráulicas*. Rio de Janeiro, Guanabara Dois, 1983.
- [14] MARCHEGANI, A. R., *Turbinas Pelton*. Universidad Nacional del Comahue, Buenos Aires, Argentina, 2004.
- [15] MATTOS, E. E., FALCO, R., *Bombas Industriais*. 2 ed. Rio de Janeiro, Editora Interciência, 1998.
- [16] RUGGIERO, M. A. G., LOPES, V. L. R., *Cálculo Numérico: Aspectos Teóricos e Computacionais*. 2 ed. São Paulo, Pearson Makron Books, 2008.
- [17] SILVA, L. S., *Modificação Técnica e Conceitual no Sistema de Segurança dos Geradores e Conduitos Forçados N^{os} 1 e 2 da Usina Henry Borden*. Tese de M.Sc., Universidade de Taubaté, Taubaté, SP, Brasil, 2008.
- [18] SOUZA, Z., *Dimensionamento de Máquinas de Fluxo – Turbinas – Bombas - Ventiladores*. 1 ed. São Paulo, Editora Edgar Blucher LTDA, 1991.
- [19] Voith Hydro Power. Disponível em: <<http://voith.com/en/products-services/hydro-power/turbines-559.html>>. Acesso em: 15/11/2012.
- [20] WARRING, R. H., *Hydraulic Handbook*. 8 ed. Surrey, Trade & Technical Press LTD, 1981
- [21] Zona Ingeniería Apuntes Libros y Artículos – Turbinas Pelton. Disponível em: <<http://www.entradas.zonaingenieria.com/2009/05/turbinas-pelton.html>>. Acesso em: 20/11/2012.

11.Apêndice A - Rotina para o Cálculo do Fator de Atrito

```
function f=colebrook(Re,eD)

% Acha o fator de atrito para cálculo da perda de carga
% Estimativa inicial por Blasius- tubo liso
f0=0.3164*Re^(-0.25);

% Erro inicial
erro=1;

while erro>1E-12

% Função Colebrook
F=(1/f0^0.5)+(2*log10((eD/3.7)+(2.51/(Re*(f0^0.5)))));

% Derivada da Função Colebrook
Fd=-((0.5)/(f0^1.5))-
((1.09008)/((f0^1.5)*((0.27027*eD)+((2.51)/((f0^0.5)*Re))
*Re));

% Método de Newton-Raphson
f=f0-F/Fd;

erro=abs(f0-f);

f0=f;

end

% Retorna o fator de fricção
colebrook=f

end
```

12. Anexo B – Memória de Cálculo

Dados:

$$\begin{aligned}H_B &= 719.5; \\Q &= 6.29; \\n &= 360; \\g &= 9.81; \\J &= 11.783; \\\eta_t &= 0.89; \\f_r &= 60; \\\rho &= 999; \\H_n &= H_B - J\end{aligned}$$

$$707.717$$

Cálculos Iniciais:

Potência disponível (W):

$$\begin{aligned}P_d &= g \times Q \times H_n \\43\,669.6\end{aligned}$$

Potência nominal (CV):

$$\begin{aligned}N_d &= \frac{(1000 \times \eta_t \times Q \times H_n)}{75} \\52\,824.9\end{aligned}$$

Pares de polos:

$$P_p = f_r \times \frac{60}{n}$$

$$10$$

Rotação específica (rpm):

$$n_s = \frac{n \times \sqrt{N_d}}{H_n \times \sqrt[3]{H_n}}$$

$$22.6672$$

Jato:

Velocidade do jato à saída do bocal injetor (m/s):

$$\phi = 0.97 ;$$
$$V_0 = \phi \times \sqrt{2 \times g \times H_n}$$

114.301

Número de jatos:

$$a = \left(\frac{n \times \sqrt{N_d}}{25 \times H_n \times 3.28} \right)^2$$

2.03281

$$a = 2 ;$$

Vazão por jato (m³/s):

$$Q_0 = \frac{Q}{a}$$

3.145

Diâmetro do jato (m):

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \times Q_0}{\pi \times V_0}}$$

0.187172

Descarga máxima do jato (m³/s):

$$Q_{\text{máx}} = 1.2 \times Q_0$$

3.774

Diâmetro máximo do jato (m):

$$d_{0 \text{ máx}} = \sqrt{\frac{4 \times Q_{\text{máx}}}{\pi \times V_0}}$$

0.205036

Roda:

Velocidade periférica da roda (m/s):

$$U = 0.45 \times V_0$$

51.4356

Velocidade Relativa de entrada (m/s):

$$W_1 = V_0 - U$$

$$62.8657$$

Velocidade relativa de saída (m/s):

$$K = 0.957$$

$$W_2 = K \times W_1$$

$$59.7224$$

Velocidade absoluta de saída (m/s):

$$V_2 = \sqrt{W_2^2 + U^2 - 2 \times W_2 \times U \times \cos [10 \text{ Degree}]}$$

$$12.7283$$

Rendimento hidráulico:

$$\epsilon = \frac{Q \times U \times (V_0 - U) \times (1 + K \times \cos [10 \text{ Degree}])}{P_d}$$

$$0.901482$$

Perda da altura de fuga (m):

$$\frac{V_2^2}{2 \times g}$$

$$8.25732$$

Diâmetro da roda (m):

$$D_R = \frac{60 \times U}{\pi \times n}$$

$$2.72874$$

Número de pás:

$$Z_{\min} = 12 + 0.7 \times \left(\frac{D_R}{d_{0 \max}} \right)$$

$$16.658$$

$$Z = 1.5 \times Z_{\min}$$

$$24.987$$

$$Z = 26$$

$$26$$

Dimensões das Pás:

Largura (m):

$$B = 2.5 \times d_{0\text{máx}}$$
$$0.51259$$

Comprimento (m):

$$L = 2.53 \times d_{0\text{máx}}$$
$$0.518742$$

Excesso (m):

$$M = 0.6 \times d_{0\text{máx}}$$
$$0.123022$$

Excesso de gume (m):

$$m = 0.13 \times B$$
$$0.0666368$$

Profundidade (m):

$$T = 0.9 \times d_{0\text{máx}}$$
$$0.184533$$

Largura do rasgo (m):

$$b' = 1.23 \times d_{0\text{máx}}$$
$$0.252194$$

Ângulo do gume central (m):

$$\beta_1 = 10 \text{ Degree}$$
$$10^\circ$$

Ângulo de inclinação da aresta da concha (m):

$$\alpha = 20 \text{ Degree}$$
$$20^\circ$$

Ângulo λ :

$$\lambda = \text{ArcTan} \left[\frac{U}{V_0} \right] / \text{Degree}$$
$$24.2277$$

Bocal Injetor:

Diâmetro de saída do bocal (m):

$$d = \frac{d_{0 \text{ máx}}}{1.2}$$

0.170863

Diâmetro da seção de entrada do bocal (m):

$$d_e = 2.7 \times d_{0 \text{ máx}}$$

0.553598

Diâmetro do bocal (m):

$$d_b = 4.5 \times d_{0 \text{ máx}}$$

0.922663

Diâmetro da haste (m):

$$d_h = 0.64 \times d_{0 \text{ máx}}$$

0.131223

Diâmetro da agulha (m):

$$d_a = 1.52 \times d_{0 \text{ máx}}$$

0.311655

Comprimento da agulha (m):

$$l_a = 3.46 \times d_{0 \text{ máx}}$$

0.709425

Curso da agulha (m):

$$l = 1.0 \times d_{0 \text{ máx}}$$

0.205036

Ângulo da ponta da agulha:

50 Degree

50 °

Ângulo do bocal:

75 Degree

75 °

Esforços no Defletor de Jato:

$$\begin{aligned}\alpha &= 90 \text{ Degree;} \\ x &= 0.3; \\ y &= 0.3; \\ \beta &= \frac{180 \text{ Degree} - \alpha}{2} \\ &= 50^\circ\end{aligned}$$

Força do jato de impulsão (N):

$$\begin{aligned}F_j &= \rho \times Q_0 \times V_0 \\ &= 359\,118.\end{aligned}$$

Força resultante no defletor (N):

$$\begin{aligned}F_r &= 2 \times F_j \times \cos[\beta] \\ &= 461\,673.\end{aligned}$$

Braço de alavanca (m):

$$\begin{aligned}b &= x \times \sin[\beta] + y \times \cos[\beta] \\ &= 0.42265\end{aligned}$$

Momento no defletor (N.m):

$$\begin{aligned}M_d &= F_r \times b \\ &= 195\,126.\end{aligned}$$

Jato Auxiliar de Frenagem

Inércia (kgf.m²):

$$\begin{aligned}PDD &= 1.5 \times \frac{N_d}{1.34} \times \left(\frac{1000}{n}\right)^2 \\ &= 456\,268.\end{aligned}$$

Momento de inércia (kgm.s²):

$$\begin{aligned}MI &= \frac{PDD}{4 \times g} \\ &= 11\,627.6\end{aligned}$$

Velocidade angular média (rad/s):

$$\begin{aligned}\omega_m &= \frac{n \times \pi}{30} \\ &= 12 \pi\end{aligned}$$

Trabalho resistente (kgm):

$$T_r = MI \times \frac{\omega_n^2}{2}$$
$$8.26273 \times 10^6$$

Vazão do contrajato (m³/s):

$$\gamma = 999;$$

$$t = 180;$$

$$\eta_{c3} = 0.7;$$

$$Q_{c3} = \frac{T_r}{\gamma \times t \times \eta_{c3} \times H_n}$$

$$0.092753$$

Diâmetro do Contrajato (m):

$$d_{c3} = \sqrt{\frac{4 \times Q_{c3}}{\pi \times V_0}}$$

$$0.0321435$$