



Universidade Federal de Campina Grande

Centro de Engenharia Elétrica e Informática

Curso de Graduação em Engenharia Elétrica

OZIEL BRILHANTE DE SOUZA JUNIOR

**UM ESTUDO DE TURBINAS HIDRÁULICAS:
UMA EVOLUÇÃO TECNOLÓGICA.**

Campina Grande, Paraíba
Setembro de 2014

OZIEL BRILHANTE DE SOUZA JUNIOR

UM ESTUDO DE TURBINAS HIDRÁULICAS:
UMA EVOLUÇÃO TECNOLÓGICA.

*Trabalho de Conclusão de Curso submetido à
Unidade Acadêmica de Engenharia Elétrica da
Universidade Federal de Campina Grande
como parte dos requisitos necessários para a
obtenção do grau de Bacharel em Ciências no
Domínio da Engenharia Elétrica.*

Área de Concentração: Turbinas Hidráulicas.

Orientador:

Professor: Leimar de Oliveira

Campina Grande, Paraíba
Setembro de 2014

OZIEL BRILHANTE DE SOUZA JUNIOR

UM ESTUDO DE TURBINAS HIDRÁULICAS:
UMA EVOLUÇÃO TECNOLÓGICA.

Trabalho de Conclusão de Curso submetido à Unidade Acadêmica de Engenharia Elétrica da Universidade Federal de Campina Grande como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Bacharel em Ciências no Domínio da Engenharia Elétrica.

Área de Concentração: Turbinas Hidráulicas

Aprovado em / /

Professor Avaliador
Universidade Federal de Campina Grande
Avaliador

Professor Leimar de Oliveira, M. Sc.
Universidade Federal de Campina Grande
Orientador, UFCG

Dedico este trabalho a minha família.

AGRADECIMENTOS

Agradeço em primeiro lugar à meu pai, Oziel Brilhante de Souza, e a minha mãe, Maria Lúcia Bezerra da Silva, por ter se esforçado tanto para me proporcionar uma boa educação, por ter me alimentado com saúde, força e coragem, as quais que foram essenciais para superação de todas as adversidades ao longo desta caminhada.

Agradeço também a essa Instituição, pela minha acolhida e pelas condições oferecidas, que me permitiram concluir este trabalho.

Agradeço a todos da minha família, que com todo carinho e apoio, não mediu esforços para eu chegar a esta etapa da minha vida.

Agradeço ao meu orientador, Leimar de Oliveira, pela paciência e tempo dedicado com sugestões.

Enfim, agradeço a todos que de alguma forma, passaram pela minha vida e contribuíram para a construção de quem sou hoje.

*“Cada sonho que você deixa pra trás,
é um pedaço do seu futuro que deixa de existir.”*

Steve Jobs.

RESUMO

O presente trabalho analisa a energia hidráulica e aponta na perspectiva de um melhor aproveitamento hídrico dependendo de qual turbina a ser utilizada, ou seja, fazendo-se a melhor escolha. No início foi feito uma breve revisão bibliográfica onde se aborda os diversos aspectos dos recursos hídricos, aborda-se ainda aspectos tecnológicos de modelos de turbinas hidráulicas, potência gerada, velocidades e outras aplicações. Em seguida foi feita uma análise dos componentes fundamentais de uma turbina hidráulica e estudo detalhado sobre ela. Finalmente são mostradas as curvas de desempenho, características de projeto e sua adaptabilidade as faixas de operação.

Palavras-chave: Energia Hidráulica, Turbina Hidráulica, Recursos Hídricos.

ABSTRACT

The present work analyzes the hydraulic power and points from the perspective of a better hídrico depending on which turbine to be used, i.e. by making the best choice. At the beginning was made a brief review of the literature which deals with the various aspects of water resources, is also technological aspects of models of hydraulic turbines, power generation, transmission and other applications. Then an analysis was made of the basic components of a hydraulic turbine and detailed study on it. Finally are shown the performance curves, design features and adaptability the operating ranges.

Keywords:Hydraulic Energy, Hydraulic Turbine, Water Resources.

LISTA DE FIGURAS.

Figura 1 Estudo da Turbina Kaplan.....	24
Figura 2 Turbina Kaplan.....	25
Figura 3 Curva característica da turbina Kaplan-1.....	25
Figura 4 Curva característica da turbina Kaplan-2.....	26
Figura 5 Curva característica da turbina Kaplan-3.....	26
Figura 6 Turbinas Francis em baixa e alta velocidade	28
Figura 7 Rotor Francis	29
Figura 8 Curva característica da turbina Francis-1	29
Figura 9 Curva característica da turbina Francis-2	29
Figura 10 Curva característica da turbina Francis-3	30
Figura 11 Turbina Pelton	31
Figura 12 Defletor de Jato	32
Figura 13 Esquema de turbina Pelton e seus componentes(esquerda).	33
Figura 14 Pelton com 5 bicos injetoras(direita).	33
Figura-15 Curva característica da turbina Pelton-1.	34
Figura-16 Curva característica da turbina Pelton-2.	34
Figura-17 Curva característica da turbina Pelton-3.	35
Figura-18 Rendimentos de alguns tipos de turbinas com variações de vazões	36
Figura-19 Detalhamento da Turbina Bulbo	36
Figura-20 Turbina Bulbo	40
Figura-21 Turbina Deriaz.....	45
Figura-22 Turbinas Tubulares.....	45
Figura-23 Usina de Acumulação.....	46
Figura-24 Diagrama de escolha de Turbina.....	47
Figura-25 Gráfico número de jatos (Turbina Pelton).	52
Figura-26 Turbina Pelton Computacional	52
Figura-27 Diagrama de Velocidades	57
Figura-28 Distribuição do fluxo de água sobre a pá.	58
Figura-29 Dimensões da Pá	60
Figura-30 Modelo da Pá Dimensionada	61

Figura-31 Montagem das Pás na roda Pelton	62
Figura-32 Componente do Bocal Injetor	63
Figura-33 Detalhes do Diâmetro do Bocal	64
Figura-34 Grandezas para o Dimensionamento da Agulha	64
Figura-35 Posicionamento do Defletor de Jato	65
Figura-36 Esquema de Funcionamento do Defletor	66
Figura-37 Curva de Adaptação do Servomotor Clássico	66
Figura-38 Curva de Adaptação do Servomotor Clássico-1	68
Figura-39 Jato Auxiliar de Frenagem para Turbina Pelton de 2Jatos.....	70
Figura-40 Gráfico da força na Pá em função da velocidade periférica	71
Figura-41 Momento Hidráulico em função da Velocidade periférica	72
Figura-42 Gráfico da Potência Hidráulica em função da velocidade periférica	73
Figura-43 Gráfico da Rendimento Hidráulica em função da velocidade periférica	74

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Campo de aplicação dos diversos tipos de turbinas.....	46.
------------------------------------------------------------------	-----

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

A – Ampére

V – Volt.

kV – Quilovolt (V).

MVA – Megavoltampére(MVA)

W – Watt.

kW–Quilowatt(W)

MW – Megawatt(W)

GW – Gigawatt(W)

RPM – Rotações por minuto.

m – Metro.

m^3 – Metro cúbico

m^2 – Metros ao quadrado.

W/m^2 - Watts por metro quadrado.

P – Massa específica.

C_p – Coeficiente de potência.

β – Ângulo.

λ – Velocidade específica.

H – Altura

N_s – Rotação específica.

CV – Cavalo-vapor.

ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica.

CHESF – Companhia Hidroelétrica do São Francisco.

UFMG – Universidade Federal de Campina Grande.

BNDES – Banco Nacional do Desenvolvimento.Econômico Social.

SUMÁRIO

Agradecimentos	v
Resumo	vii
Abstract	viii
Lista de Figuras.	ix
Lista de Tabelas.....	xi
Lista de Abreviaturas e Siglas	xii
1 Introdução.....	15
1.1 Objetivos.....	16
1.2 Estrutura do Trabalho	16
2 Revisão Bibliográfica	17
2.1 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	17
2.1.1 Breve Histórico.....	17
2.1.2 Energia hidráulica.....	20
2.2. TURBINAS HIDRÁULICAS.....	20
2.2.2. CARACTERÍSTICAS E FUNCIONAMENTO DE TURBINAS HIDRÁULICAS.....	21
2.2.3. CLASSIFICAÇÃO DE TURBINAS HIDRÁULICAS.....	22
2.3 PRINCIPAIS TIPOS DE TURBINAS HIDRÁULICAS.....	23
2.3.1. TURBINA TIPO KAPLAN.....	23
2.3.2. TURBINA TIPO FRANCIS.....	27
2.3.3. TURBINA TIPO PELTON.....	30
2.3.4. TURBINA BULBO.....	35
2.3.5 TURBINAS STRAFLO.....	36.
2.3.6 TURBINAS DÉRIAZ.....	37
2.3.7 TURBINAS TUBULARES.....	37.
2.3.8 OUTRAS CLASSIFICAÇÕES DAS TURBINAS.....	38
2.4ADUÇÃO DA ÁGUA NOS DIVERSOS TIPOS DE INSTALAÇÕES DE TURBINAS.....	38.
2.4.1 USINA DE ACUMULAÇÃO.....	39.
2.4.2 USINA DE DERIVAÇÃO.....	40
2.4.3 USINA DE DESVIO.....	40
2.4.4 USINA DE REPRESSAMENTO.....	41
3. SELEÇÃO DO TIPO DE TURBINA.....	44
3.1 POTÊNCIA NOMINAL DISPONÍVEL.....	42
3.2 POTÊNCIA EFETIVA NOMINAL.....	43
3.3 ROTAÇÃO.....	43

3.4	ROTAÇÃO ESPECÍFICA.....	44
3.5	ESCOLHA DO TIPO DE TURBINA.....	45
4.	DIMENSIONAMENTO DOS PRINCIPAIS ELEMENTOS DA TURBINA.....	47
4.1	JATO.....	47
4.1.1	VELOCIDADE DO JATO.....	47
4.1.2	NÚMERO DE JATO.....	47
4.1.3	DIÂMETRO DO JATO.....	49
4.1.4	DIÂMETRO MÁXIMO DO JATO.....	50
4.2	RODA.....	51
4.2.1	VELOCIDADE CORRESPONDENTE À MÁXIMA POTÊNCIA..ÚTIL.....	54
4.2.2	RENDIMENTO HIDRÁULICO.....	55
4.2.3	PERDA DE ALTURA DE FUGA.....	55
4.2.4	DIÂMETRO DA RODA.....	55
4.2.5	NÚMEROS DE PÁS.....	56
4.2.6	DIMENSÕES DAS PÁS.....	61
4.3	DISTRIBUIDOR.....	62
4.3.1	DIMENSIONAMENTO DO BOCAL INFERIOR.....	64
4.3.2	ESFORÇOS NO DEFLETOR DE JATO.....	65
4.3.3	MECANISMOS DE MANOBRA DE AGULHA.....	67
4.4	JATO DE FRENAGEM.....	67
4.4.1	DIMENSIONAMENTO DO JATO AUZILIAR DE FRENAGEM.....	69
4.5	MATERIAS RECOMENDADOS PARA O PROJETO DE UMA TURBINA.....	69
5.	CURVA DE DESEMPENHO.....	70
5.1	FORÇA NA PÁ.....	70
5.2	MOMENTO HIDRÁULICO.....	71
5.3	POTÊNCIA HIDRÁULICA.....	72
5.4	RENDIMENTO HIDRÁULICO.....	73
6.	CONCLUSÃO.....	74
7.	BIBLIOGRAFIA.....	75

1 INTRODUÇÃO

O uso da energia hidráulica foi uma das principais formas de substituição da energia humana pelo mecânico, particularmente para bombeamento de água e moagem de grãos. Tinha a seu favor, para tanto, as seguintes características: disponibilidade de recursos, facilidade de aproveitamento e, principalmente, seu caráter renovável.

A energia hidráulica provoca a evaporação, condensação e precipitação da água sobre a superfície terrestre resultante da irradiação solar e da energia potencial gravitacional. Ao contrário das demais fontes renováveis representam uma parcela significativamente da matriz energética mundial e possui tecnologias de aproveitamento devidamente consolidadas. Atualmente, é a principal fonte geradora de energia elétrica para diversos países e corresponde por cerca de 17% de toda a eletricidade gerada no mundo. (ANEEL 2006)

No Brasil, água e energia têm uma histórica interdependência. A contribuição da energia hidráulica ao desenvolvimento econômico do País tem sido expressiva, seja no atendimento das diversas demandas da economia; atividades industriais, agrícolas, comerciais, de serviços ou da própria sociedade, seja na melhoria do conforto das habitações e da qualidade de vida das pessoas. Também desempenha papel importante na integração e no desenvolvimento de regiões distantes dos grandes centros urbanos e industriais.

O aproveitamento da energia hidráulica para geração de energia elétrica é feito por meio do uso de turbinas hidráulicas, devidamente acopladas a um gerador. Com eficiência que pode superar a 90%, as turbinas hidráulicas são atualmente as formas mais eficientes de conversão de energia primária em energia secundária.

1.1 OBJETIVOS

As turbinas hidráulicas são projetadas especificamente para transformar a energia hidráulica (energia de pressão e a energia cinética) de um fluxo de água em energia mecânica na forma de torque e velocidade de rotação.

Neste trabalho serão abordados os principais modelos de turbinas hidráulicas, e será feita uma análise detalhada de seu funcionamento, principais características, vantagens e desvantagens de alguns modelos.

1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO

No capítulo 2 será feita uma revisão bibliográfica sobre a energia hidráulica abordando assuntos como turbinas hidráulicas, classificações das turbinas e aplicações, e adução da água para instalações de turbinas.

No capítulo 3 será feita o estudo para escolha da turbina, que dependendo da potência necessária e das rotações para as quais foram projetadas poderemos escolher a melhor turbina para uma situação específica

No capítulo 4 será feita uma análise de cada componente de uma turbina hidráulica Pelton, no qual serão abordados diversos componentes como jato, roda, distribuidor, jato de frenagem.

No capítulo 5 será feita uma análise das curvas de desempenho da turbina, como curva da força da pá, momento hidráulico, potência hidráulica, rendimento hidráulico. Assim teremos a maior rendimento possível ao projetar-se uma turbina.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

No decorrer deste capítulo tem-se uma revisão simplificada sobre alguns tópicos relativos a usina hidrelétrica.

2.1 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.

2.1.1 BREVE HISTÓRICO.

A primeira utilização da energia gerada mecanicamente no Brasil data de 1879. No mesmo tempo que Thomas Edson divulgava a invenção da lâmpada em Nova York, D. Pedro II inaugurava no Rio de Janeiro a iluminação elétrica, com seis lâmpadas, na estação D. Pedro II, que na época era denominada estação da Corte. (MULLER, 1995). Em 24 de junho de 1883, o imperador inaugurou a usina ermelétrica de Campos, no Rio de Janeiro, com potência de 52 kW. Foi a primeira cidade da América Latina e do Brasil a contar com iluminação elétrica pública.

A primeira usina hidrelétrica, situada na bacia do Jequitinhonha, no município de Diamantina, então na província de Minas Gerais, recebeu o nome de Ribeirão do Inferno; foi pioneira e uma das maiores do mundo naquela época, com desnível de 5 metros (MULLER, 1995).

A usina de Marmelos, construída em Juiz de Fora – MG, é a primeira usina hidrelétrica do serviço público do Brasil, ela foi inaugurada em 7 de setembro de 1889, mas durou somente até 1896. A partir de 1899, algumas empresas estrangeiras começaram a ingressar e operar no Brasil, como a The São Paulo Railway e a Light and Power Company Limited. Desde 1931 a União requereu o poder de conceder direitos ao uso de quedas de águas que, em 1934, culminou com a assinatura do Código de Águas, em vigor até os dias atuais. Segundo Nascimento, Amarale Pontes (1997), o Código de Águas era “centralizador, socialista e com grandes restrições

àquela liberdade que a iniciativa privada tinha no regime anterior”.(ESCELSA, 2011)

Em 1943, houve a criação de diversas companhias estaduais e federais e em 1960 foi criado o Ministério de Minas e Energia (ESCELSA, 2011).

Em abril de 1961 foi criada a ELETROBRÁS, denominada Centrais Elétricas Brasileiras S. A., para responder à crise da década de 50 em consequência da falta de continuidade de investimentos por parte das empresas estrangeiras. As empresas Light foram compradas pela ELETROBRÁS em 1979. Outras empresas foram criadas, como as Centrais Elétricas do Sul do Brasil (ELETROSUL), em 1968; as Centrais Elétricas do Norte do Brasil (ELETRONORTE), em 1972 (ALVES, 2007).

Ocorreram mudanças significativas de crescimento no setor elétrico. Diversos projetos entraram em operação, como diversas ampliações do Complexo de Paulo Afonso, o término de usinas com Ilha Solteira, Marimbondo, Jaguará, Embarcação, São Simão, Itumbiara, Sobradinho, Salto Osório, Foz do Areia, Água Vermelha, Tucuruí e especialmente Itaipu (ALVES, 2007).

Em 1973 foi assinado o tratado entre o Brasil e o Paraguai para a construção da Usina Hidrelétrica Itaipu Binacional. O sonho transforma-se em energia. O primeiro giro mecânico de uma turbina ocorre em 17 de dezembro de 1983. E, finalmente, a Itaipu Binacional começa a produzir energia em 5 de maio de 1984, quando entra em operação a primeira das 20 unidades geradoras do projeto. Dezoito unidades geradoras foram instaladas no espaço de sete anos. Maio de 2007. No mês em que Brasil e Paraguai celebram o 33º aniversário da assinatura do Tratado de Itaipu, entram em operação as últimas duas das 20 unidades geradoras previstas no projeto da usina (ITAIPU BINACIONAL, 2011).

Segundo Muller (1995), na década de 90, a Eletrobrás limitou a atuação das empresas regionais, ou seja, ELETRONORTE, ELETROSUL, CHESF e Furnas junto com a Light e a ESCELSA tornaram-se responsáveis pela distribuição. As outras empresas estaduais e locais, caso os governos detenham a maior parte do capital social, tornaram-se coligadas à Eletrobrás.

Em 1996, surge a ANEEL (Agência Nacional de Energia Elétrica), criada com os objetivos de: regular e fiscalizar a geração, a transmissão, a distribuição e a comercialização da energia elétrica; atender a reclamações de agentes e consumidores; mediar os conflitos de interesses entre os agentes do setor elétrico e entre estes e os consumidores; conceder, permitir e autorizar instalações e serviços de energia; garantir

tarifas justas e zelar pela qualidade do serviço; exigir investimentos; estimular a competição entre os geradores e assegurar a universalização dos serviços (INSTITUTO EDP, 2011).

Na década de 90, o Plano Decenal de Expansão (1995-2004), coordenado pela ELETROBRÁS, considerava a urgente necessidade de investimentos em energia elétrica da ordem de US\$ 6 bilhões por ano até 2004, mas o Governo não realizou os investimentos esperados (ALVES, 2007). Goldemberg e Moreira (2005) referem que “a geração de eletricidade no Brasil cresceu a uma taxa média anual de 4,2% entre 1980 e 2002, e sempre a energia hidráulica foi dominante”.

Em 2001, a população recebeu do Governo Federal o comunicado de que “os reservatórios destinados ao abastecimento de energia elétrica no nordeste e sudeste estavam com seus volumes de água reduzidos a níveis extremamente baixos. Prenunciava-se, assim, uma grave crise energética para os meses seguintes” (DAWALIBI, 2004).

O alto custo inicial e a disponibilidade de recursos impulsionaram inicialmente a que fossem aproveitados os locais considerados em ótimas condições, em seus aspectos hidráulicos, geológicos, hidrológicos, entre outros (ALVES, 2007).

O Brasil conta com recursos hídricos de grande potencial para serem desenvolvidos por meio de pequenos aproveitamentos hidroenergéticos, como alternativa para que a energia elétrica seja produzida com baixo custo.

O governo federal lança em novembro de 2003 o Programa Nacional de Universalização e Uso de Energia Elétrica, objetivando levar, até 2008, energia elétrica aos 12 milhões de brasileiros que não têm acesso ao serviço. Deste total, 10 milhões estão na área rural. A gestão do programa será compartilhada entre estados, municípios, agentes do setor elétrico e comunidades. Nesse ano, a capacidade instalada de energia elétrica no Brasil está em torno de 77.300 MW (INSTITUTO EDP, 2011).

Nos dias atuais, em uma projeção realizada recentemente pelo departamento de energia do Banco Nacional do Desenvolvimento Econômico Social (BNDES) apresentou um dado impressionante. Entre 2010 e 2013, os investimentos do setor elétrico brasileiro deverão totalizar R\$ 100 bilhões. Na quinta-feira 18/03/2011, a Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) anunciou que será no dia 20 de abril o leilão para a construção da usina de Belo Monte, empreendimento estimado em R\$ 30

bilhões. Esse é apenas um dos negócios que colocam em evidência os novos protagonistas do setor elétrico no Brasil (ISTOÉ DINHEIRO, 2011).

2.1.2 ENERGIA HIDRÁULICA.

A energia hidráulica, utilizada para moagem de grãos e bombeamento de água, foi uma das primeiras formas de substituição do trabalho animal pelo mecânico, pois tinha grande disponibilidade de recursos. (PORTAL SÃO FRANCISCO, 2011).

De acordo com ELETRONORTE, a primeira hidrelétrica do mundo foi construída no final do século XIX nas quedas d'água das Cataratas do Niágara. Ainda no final do século XIX foi construída a primeira hidrelétrica no Brasil, no município de Diamantina, utilizando as águas do Ribeirão do Inferno, afluente do rio Jequitinhonha, com 0,5 MW (megawatt) de potência e linha de transmissão de dois quilômetros.

Além de ser de fundamental importância para sobrevivência humana, a água é bastante utilizada para outros fins como saneamento, irrigação, lazer, transporte, indústria e produção de energia. Apesar desta grande importância, a água é atualmente um dos maiores problemas em função do modelo de desenvolvimento mundial (DOS REIS, 2003).

2.2. TURBINAS HIDRÁULICAS.

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, Vitruvius, projetou e instalou várias rodas d'água para 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, menores que 6 metros, e também, devido a baixa rotação e potência foram perdendo espaço a medida que a Era Industrial avançava, reduzindo-as a casos muito especiais. A maior vantagem da energia térmica era a proximidade do centro de consumo.

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 em todas 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.

A turbina Fourneyron era uma turbina centrífuga, de ação total da água em escoamento. Constava de um distribuidor fixo e de uma roda que girava fixado em um eixo vertical. Ambos possuíam uma série de pás curvas formando canais e presas a coroas circulares. As pás do distribuidor tinham por finalidade guiar a água de modo a permitir a penetração da mesma nos canais formados pelas pás do receptor obliquamente em relação a circunferência interna.

2.2.1. CARACTERÍSTICAS E FUNCIONAMENTO DE 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 estão 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 e roda: é um órgão móvel, que gira em torno de um eixo. Tem um sistema de pás fixas a um eixo e é responsável por transformar grande parte da energia hidráulica em trabalho mecânico.

Difusor: 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.

2.2.3. CLASSIFICAÇÃO DE TURBINAS HIDRÁULICAS.

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

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.

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

Radial: O fluxo é aproximadamente perpendicular ao eixo de rotação. O fluxo axial comprime o ar em espaços cada vez menores, utilizando uma série de rotores ou ventoinhas de compressor axial. Versões axiais são mais adequadas para as aeronaves por causa do seu grande tamanho e imenso peso. Exemplo: turbina Fourneyron.

Axial: Forçam ar no sistema de admissão de um rotor usando a força centrífuga para empurrar o ar radialmente através de uma bomba de deslocamento ou de rolagem centrífuga que se expande em diâmetro para diminuir o ar em movimento, mas aumenta a pressão. 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.

2.3 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.

2.3.1. TURBINA TIPO KAPLAN.

Asturbinas 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 num 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.

Distribuidor: As pás do distribuidor, e tem sua inclinação comandada por um sistema análogo ao das turbinas Francis, e ficam a uma distância considerável das pás do rotor. Deve haver uma sincronização entre os ângulos das pás do rotor e as do distribuidor.

Rotor: Possui pás que podem ser ajustáveis variando o ângulo de acordo com a demanda de potência.

Tubo de sucção: Conduz a água que sai do rotor a um poço ou canal de fuga.

Caracol ou caixa espiral: Pode ter seção transversal circular nas turbinas de pequena capacidade e nas quedas consideradas relativamente grandes para turbinas Kaplan, mas, nas unidades para grandes descargas e pequenas quedas, a seção é aproximadamente retangular ou trapezoidal com estreitamento na direção do distribuidor e recebe a denominação de semicaracol.

As turbinas Kaplan são do tipo axial, de reação e ação total como visto no item anterior.

Quanto ao número de pás as turbinas Kaplan podem ser de:

-4 pás (para $10 < H < 20\text{m}$);

-5 pás (para $12 < H < 23\text{m}$);

-6 pás (para $15 < H < 35\text{m}$);

-8 pás (para $H > 35\text{m}$).

São utilizadas para rotações específicas acima de 350 rpm. Permitem uma ampla variação de descarga e da potência sem apreciável variação do rendimento total.

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

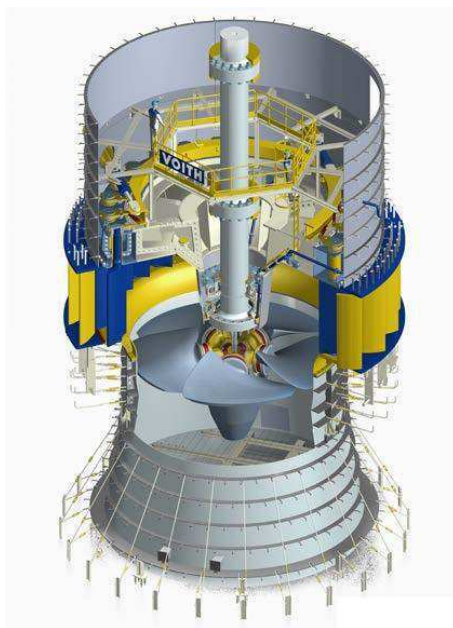


Figura-1 :Turbina Kaplan.
(FONTE: <http://www.voith.com>)



Figura 2 Turbina Kaplan
(FONTE: <http://www.voith.com>)

Curvas características das turbinas Kaplan, com base na abertura da porta:

Vazão x Velocidade:

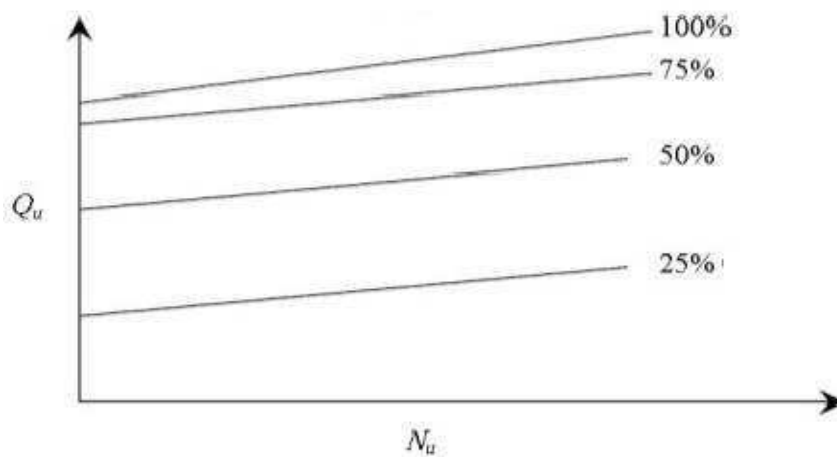


Figura 3 Curva característica da turbina Kaplan-1

(FONTE:<http://pt.slideshare.net/sabirahmed796/characteristic-curves-of-a-turbine>)

Onde Q_u é a vazão e N_u é a velocidade da turbinas.

Eficiência x Velocidade:

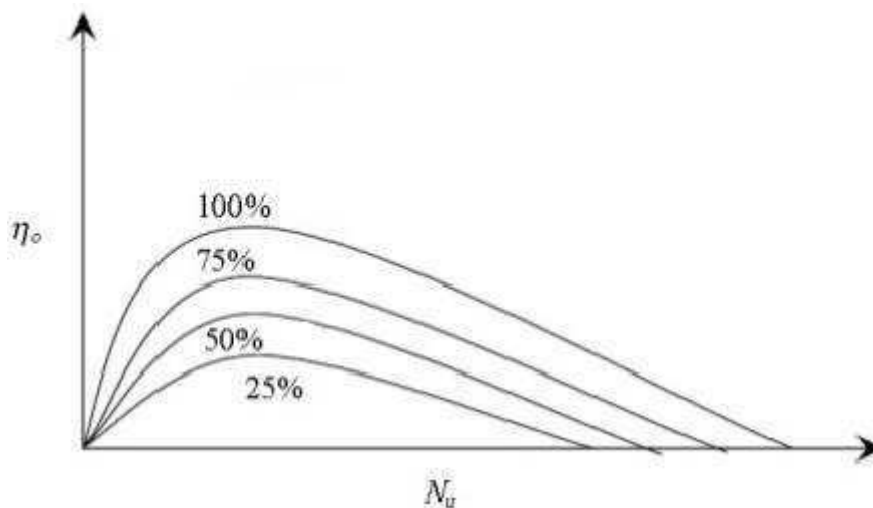


Figura 4 Curva característica da turbina Kaplan -2

(FONTE:<http://pt.slideshare.net/sabirahmed796/characteristic-curves-of-a-turbine>)

Onde: η_o é a eficiência e N_u é a velocidade.

Potência x Velocidade

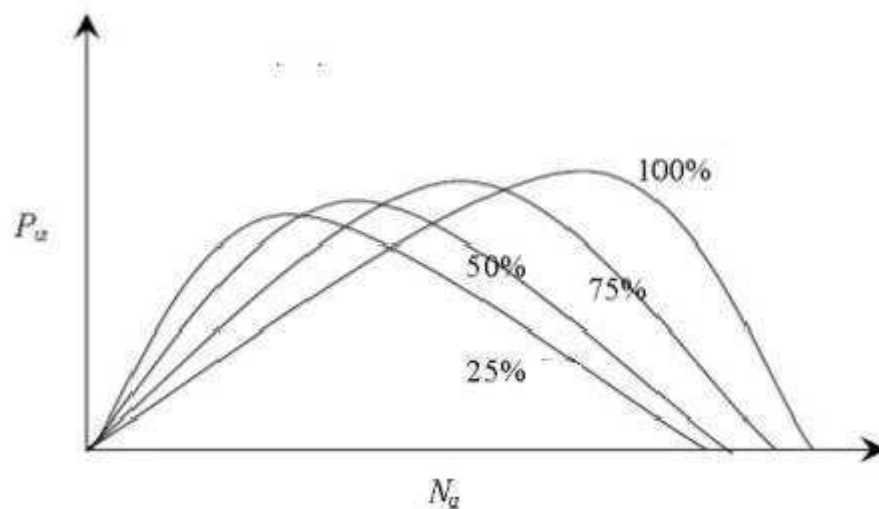


Figura 5 Curva característica da turbina Kaplan-3

(FONTE: <http://pt.slideshare.net/sabirahmed796/characteristic-curves-of-a-turbine>)

Onde: P_o é a eficiência e N_a é a velocidade

2.3.2. 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.

Nas turbinas Francis, o receptor fica internamente ao distribuidor, de modo que a água ao atravessar o rotor da turbina aproxima-se constantemente do eixo.

São turbinas rigorosamente centrípetas, e permitem o uso de um tubo proposto por Jonvalem 1843, para conduzir a água, após sair do receptor, até um poço, tubo esse que, pela semelhança com os tubos de aspiração das bombas, recebeu o nome de tubo de sucção ou de aspiração; chama-se também tubo difusor ou tubo recuperador.

Esse tubo constitui parte essencial de toda turbina centrípeta ou hélico-centrípeta, geralmente denominada turbina Francis.

A função do tubo de sucção é manter a continuidade da massa líquida em escoamento, desde a saída do receptor até o nível da água no poço de escapamento, impedindo que caia livremente do receptor, como acontece na turbina Fourneyton.

Consegue-se desse modo um aumento da queda hidráulica e, pela transformação da energia cinética que possui a água ao sair do receptor em energia de pressão, um aumento na potência da turbina.

Assim, o tubo de sucção cria uma depressão à saída do rotor de modo que se recupera não apenas a maior parte da energia cinética da água que sai do tubo, mas também se ganha ainda o desnível topográfico entre a saída do rotor e o nível de água no poço.

Existe um distribuidor nas turbinas Francis que é constituído de um conjunto de pás dispostas em volta do receptor, e que podem ser orientadas por meio de um comando especial, de modo a darem, para cada valor de descarga, o ângulo mais conveniente de entrada da água no receptor, isto é, um escoamento com um mínimo de perdas hidráulicas.

Distribuidor: Dotado de pás orientáveis, para proporcionar a descarga correspondente à potência demandada, com o ângulo mais adequado para a entrada da água no rotor.

Rotor: Um rotor dotado de pás com formato especial.

Tubo de sucção: Conduz a água que sai do rotor a um poço ou canal de fuga.

Caracol ou caixa espiral: Geralmente com forma de caracol do tipo fechado a qual é substituída por uma câmara ou poço de adução no tipo aberto.

Instalação aberta. Quando a turbina é colocada num poço, ao qual vem ter a água conduzida em um canal de adução, havendo geralmente uma comporta ou adufa para que se possa vazia-la na manutenção. Este tipo de instalação é conveniente apenas para pequenas quedas (até 10m) e potências pequenas (algumas centenas de CV). Vale ressaltar que quando a descarga é grande e o desnível é pequeno, há vantagem de se utilizar um tubo de sucção curvo.

Instalação fechada. Quando a queda é superior a 10 m é preferível colocar a turbina numa caixa à qual vem ter a água conduzida em uma tubulação forçada (pentstock). Estas caixas têm a forma de caracol, voluta ou espiral e são envolvidas pelo concreto armado.

As vantagens das turbinas de eixo horizontal sobre as de eixo vertical é que nas primeiras a turbina e o gerador podem ser independentes; há uma melhor disposição da sala das máquinas já que a turbina e o gerador estão no mesmo nível.

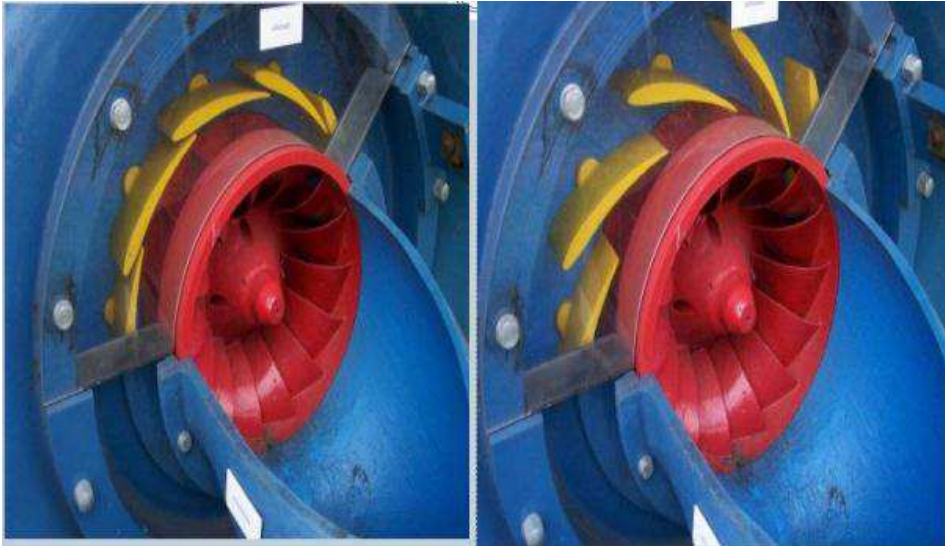


Figura 6 Turbinas Francis em baixa e alta velocidade..

(FONTE: <http://pt.slideshare.net/sabirahmed796/characteristic-curves-of-a-turbine>)

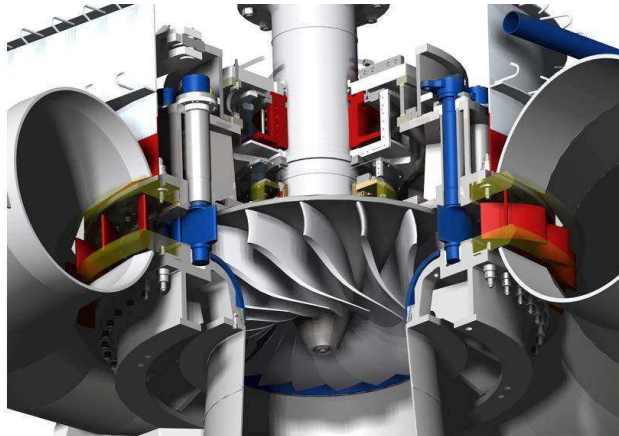


Figura 7 Rotor Francis

(FONTE: <http://www.voith.com>)

Curvas características das turbinas Francis, com base na abertura da porta:

Vazão x Velocidade:

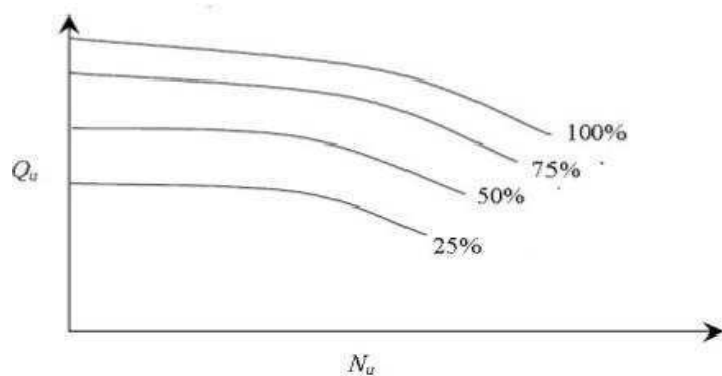


Figura 8 Curva característica da turbina Francis-1

(FONTE: <http://pt.slideshare.net/sabirahmed796/characteristic-curves-of-a-turbine>)

Onde Q_u é a vazão e N_a é a velocidade da turbinas.

Eficiência x Velocidade:

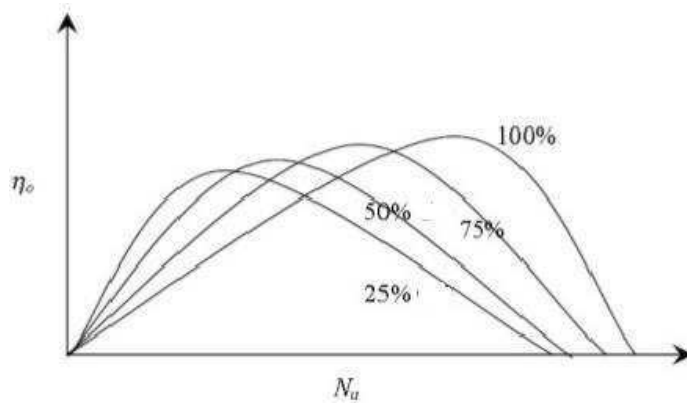


Figura 9 Curva característica da turbina Francis-2

(FONTE:<http://pt.slideshare.net/sabirahmed796/characteristic-curves-of-a-turbine>)

Onde: η_o é a eficiência e N_a é a velocidade.

Potência x Velocidade:

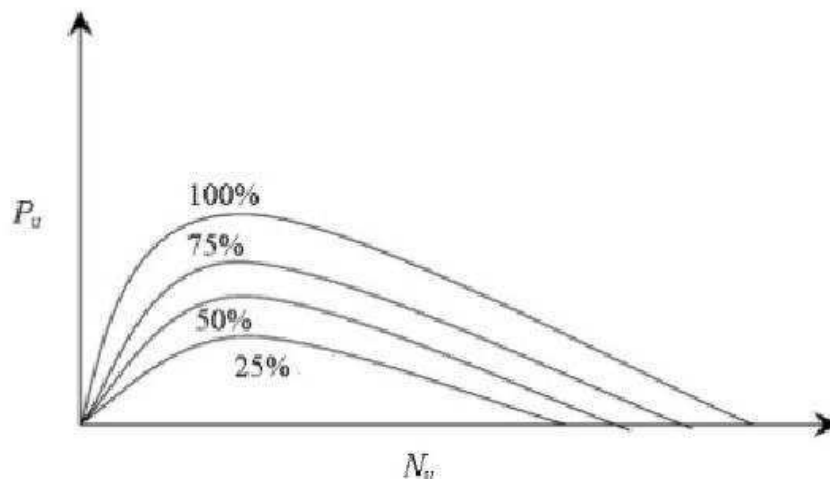


Figura 10 Curva característica da turbina Francis-3.

(FONTE:<http://pt.slideshare.net/sabirahmed796/characteristic-curves-of-a-turbine>)

Onde: P_o é a eficiência e N_a é a velocidade.

2.3.3. 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.

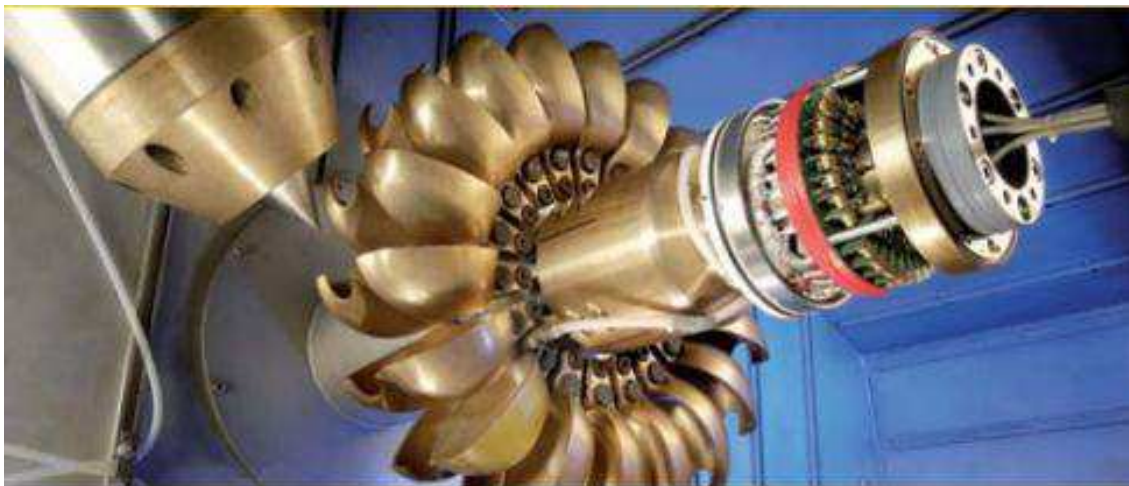


Figura 11 Turbina Pelton

(FONTE:<http://pt.slideshare.net/jaypatel581/hydraulic-turbine-25350824?related=1>)

Como toda turbina hidráulica, a Pelton possui um distribuidor e um receptor. As partes principais das turbinas Pelton são descritas a seguir.

Distribuidor: O distribuidor é um bocal de forma apropriada a guiar a água, proporcionando um jato cilíndrico sobre a pá do receptor, o que é conseguido por meio de uma agulha.

Rotor. O rotor consta de certo número de pás com forma de concha especial, dispostas na periferia de um disco que gira preso a um eixo. A pá possui um gume médio, que fica sobre o plano médio da roda, e que divide simetricamente o jato e o desvia lateralmente.

Defletor de jato: O defletor intercepta o jato, desviando-o das pás, quando ocorre uma diminuição violenta na potência demandada pela rede de energia. Nessa hipótese, uma atuação rápida da agulha para reduzir a descarga poderia vir a provocar uma sobrepressão no bocal, nas válvulas e ao longo do encanamento adutor. O defletor volta à sua posição inicial liberando a passagem do jato, logo que a agulha assume a posição que convém, para a descarga correspondente à potência absorvida.

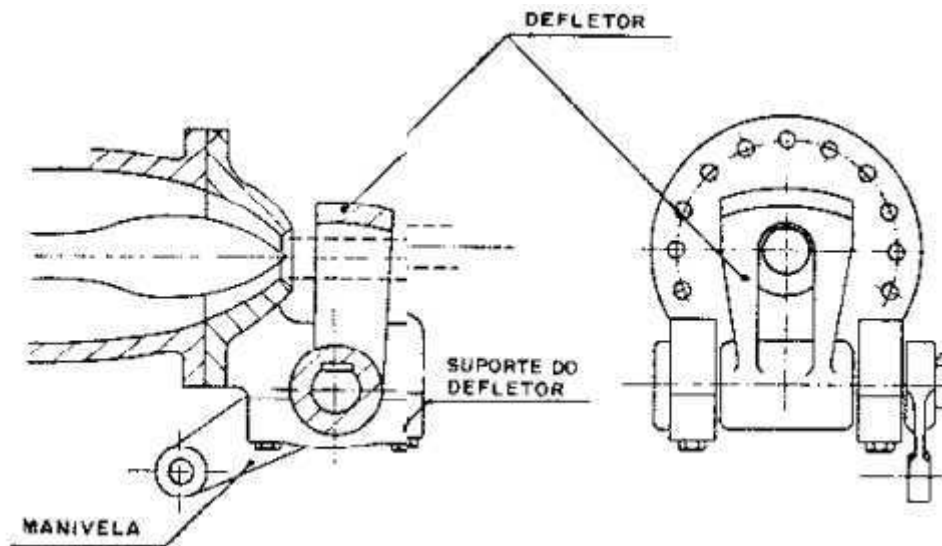


Figura 12 Defletor de Jato.

(FONTE: MACINTYRE 1983)

Bocal de frenagem: O bocal de frenagem faz incidir um jato nas costas das pás, contrariando o sentido de rotação, quando se desejar frear a turbina rapidamente.

As turbinas Pelton são do tipo tangencial e de ação parcial como visto no item anterior. Quanto ao número de jatos as turbinas Pelton podem ser de um jato, dois, quatro ou seis jatos e, excepcionalmente, de 3 jatos. Quanto maior o número de jatos maior a potência para uma mesma queda, maior o desgaste por abrasão se a água tiver areia em suspensão e menor o tamanho do rotor (o que representa uma redução no custo por unidade de potência instalada).

A incidência de jatos sobre o rotor em cada volta depende do número de jatos, de modo que, quanto maior a queda, menor deverá ser o número de impactos sobre a pá por minuto.

Quanto ao posicionamento do eixo as turbinas Pelton podem ser de:

Eixo horizontal: geralmente utilizada para um ou dois jatos, a instalação é mais econômica, de fácil manutenção, além de ser possível montar, numa mesma árvore, dois rotores.

Eixo vertical: geralmente utilizado para quatro ou seis jatos sobre as pás do rotor.

As turbinas Pelton são recomendadas para quedas elevadas, para as quais a descarga aproveitável normalmente é reduzida, uma vez que a captação se realiza em altitudes onde o curso d'água ainda é de pequeno deflúvio.

Por serem de fabricação, instalação e regulagem relativamente simples, além de empregadas em usinas de grande potência, são também largamente usadas em micro usinas, e em fazendas.

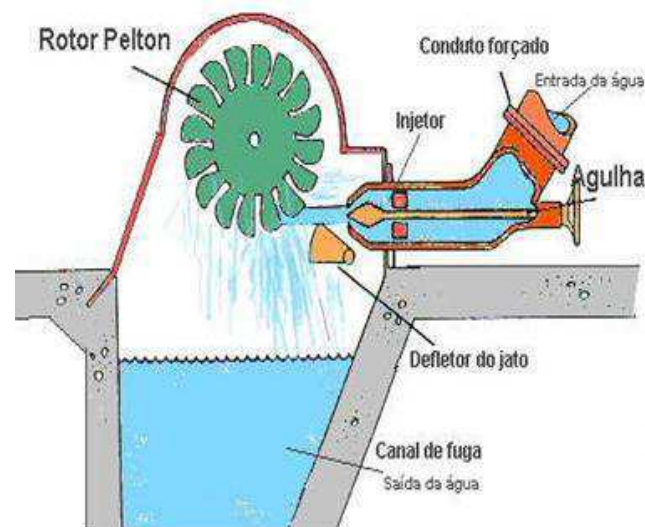


Figura 13: Esquema de turbina Peltron e seus componentes;

(FONTE:<http://pt.slideshare.net/jaypatel581/hydraulic-turbine-25350824?related=1>)

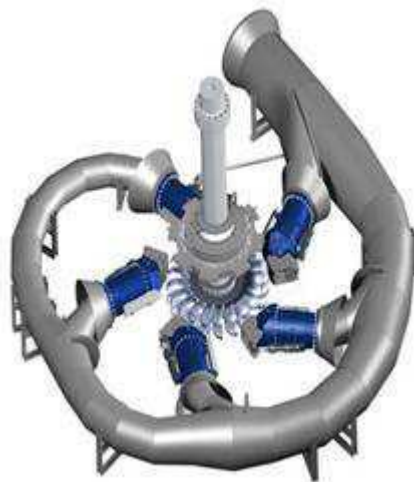


Figura 14: Pelton com 5 bicos injetoras.

(FONTE:<http://pt.slideshare.net/jaypatel581/hydraulic-turbine-25350824?related=1>)

Curvas características das turbinas Pelton, com base na abertura da porta:

Vazão x Velocidade:

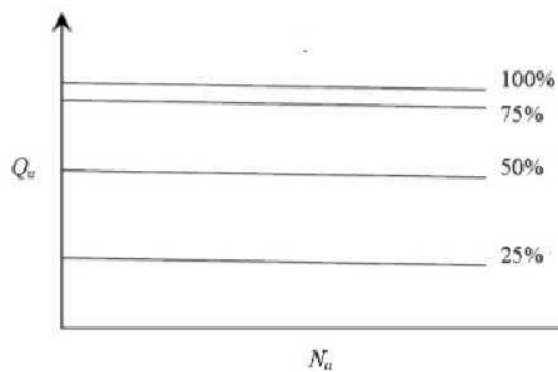


Figura 15 Curva características turbina Pelton-1

(FONTE:<http://pt.slideshare.net/sabirahmed796/characteristic-curves-of-a-turbine>)

Onde: Q_u é a vazão e N_u é a velocidade da turbinas.

Eficiência x Velocidade:

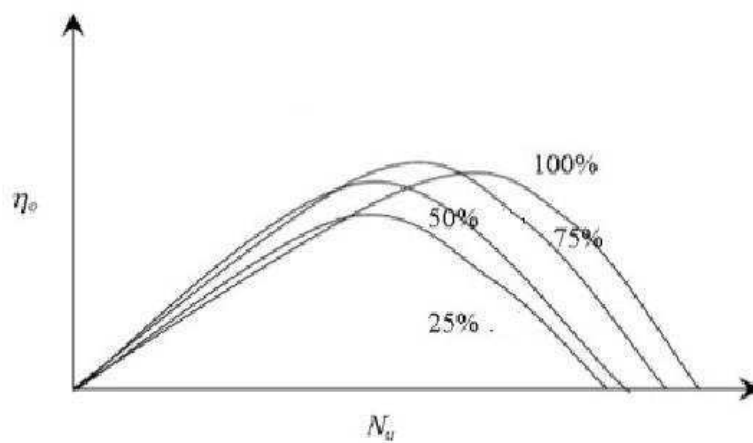


Figura 16 Curva características turbina Pelton-2

(FONTE:<http://pt.slideshare.net/sabirahmed796/characteristic-curves-of-a-turbine>)

Onde: η_o é a eficiência e N_u é a velocidade.

Potência x Velocidade:

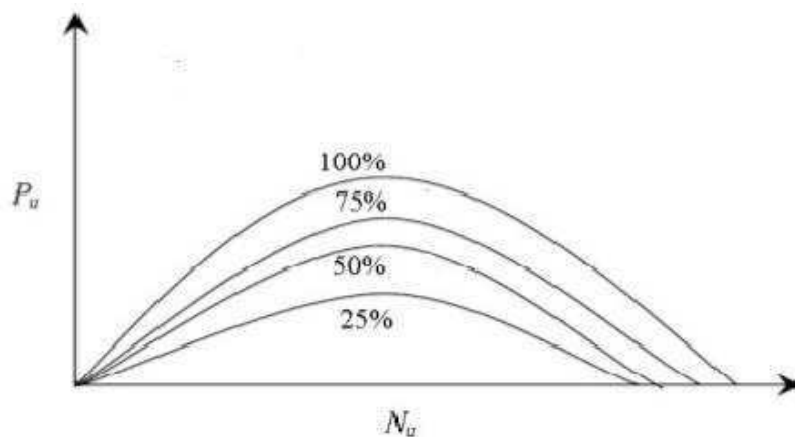


Figura 17 Curva características turbina Pelton-3

(FONTE:<http://pt.slideshare.net/sabirahmed796/characteristic-curves-of-a-turbine>)

Onde: P_o é a potência e N_a é a velocidade.

Com o gráfico abaixo pode-se observar que comparada com as outras turbinas, a Kaplan que possui o maior rendimento por maior faixa de operação já que atinge até 93% de rendimento em função da vazão.

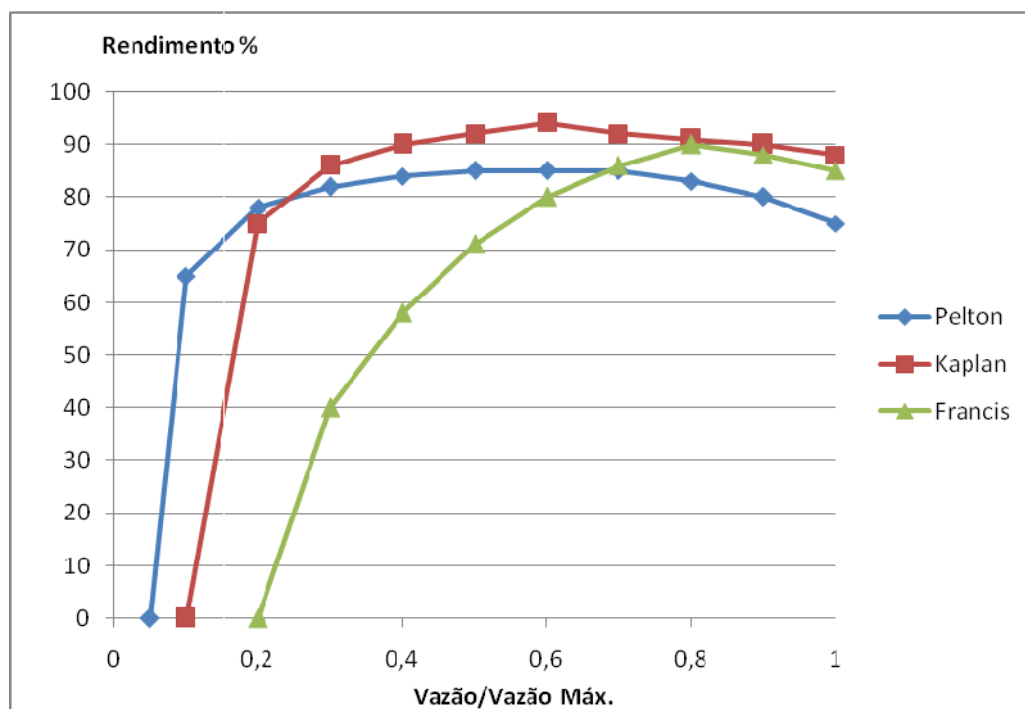


Figura 18 Rendimentos de alguns tipos de turbinas com variações de vazões.

(FONTE: www.voith.com)

2.3.4. TURBINA BULBO.

As turbinas de bulbo podem ser consideradas como uma evolução do tipo anterior. O rotor possui pás orientáveis como as turbinas Kaplan e existe uma espécie de bulbo colocado dentro do tubo adutor de água. No interior do bulbo que é uma câmara blindada, existiu um sistema de engrenagens para transmitir o movimento do eixo ao alternador e/ou, nos tipos mais aperfeiçoados, no interior do bulbo fica o próprio gerador elétrico.

A turbina bulbo dispensa a caixa em caracol e o trecho vertical do tubo de sucção. O espaço ocupado em planta é portanto menor que o das turbinas Kaplan. Para um mesmo diâmetro do rotor, a turbina bulbo absorve uma descarga maior que as Kaplan, resultando daí maior potência a plena carga.

As turbinas bulbo podem funcionar como turbinas ou como bombas e são empregadas em usinas maré-motrizas.

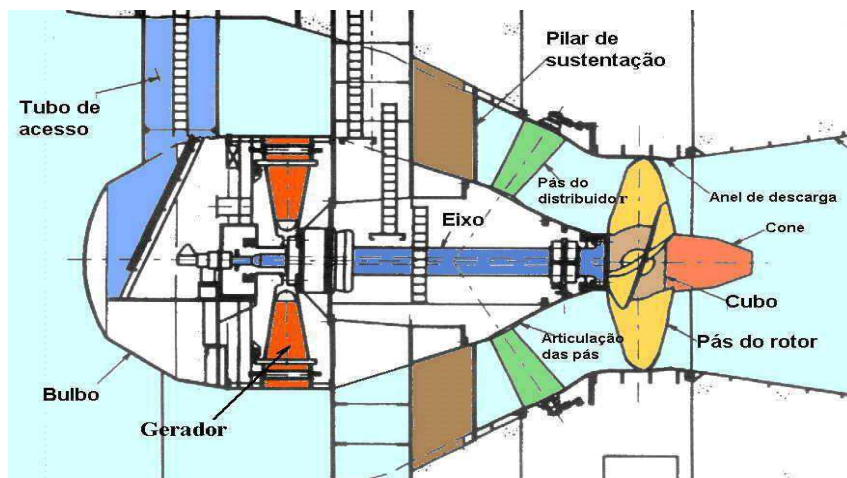


Figura 19 Detalhamento da turbina Bulbo

(FONTE:<http://pt.slideshare.net/jaypatel581/hydraulic-turbine-25350824?related=1>)

Um ponto a considerar na instalação deste tipo de turbina é que a limitação do diâmetro do rotor e do bulbo para redução dos custos, obriga à construção de alternadores de pequeno diâmetro mais muito alongados axialmente, o que, por sua vez, acarreta problemas de resfriamento para o gerador e de custo para o eixo e mancais.



Figura 20 Turbina Bulbo

(FONTE:<http://pt.slideshare.net/jaypatel581/hydraulic-turbine-25350824?related=1>)

2.3.5 TURBINAS STRAFLO.

São turbinas do tipo axial caracterizadas pelo escoamento retilíneo que em inglês significa "straightflow", cuja contração dos vocábulos originou o nome STRAFLO. Na realidade, as trajetórias das partículas líquidas são hélices cilíndricas, que em projeção meridiana são retas paralelas ao eixo.

Neste tipo de turbina o indutor do alternador é colocado na periferia do rotor da turbina formando um anel articulado nas pontas das pás da hélice, as quais podem ser de passo variável, análogas às da turbina Kaplan. Por esta razão é também denominada turbina geradora de anel ou periférica.

As juntas hidrostáticas montadas entre a carcaça girante, funcionam como um agente de pressão e vedação.

Uma vantagem desta turbina é de não haver a necessidade de colocar o gerador no interior de um bulbo, o que, como vimos, cria problemas de limitação das dimensões do gerador e de resfriamento. A colocação do alternador na própria periferia do rotor da turbina possibilita uma instalação compacta e a obtenção de fator de potência maior que o conseguido com outros tipos em igualdade de condições de queda, descarga e custo de obras civis.

As turbinas STRAFLO são adequadas para usinas de baixa queda de 3 metros até 40 metros e diâmetro de rotor de até cerca de 10 metros.

Do mesmo modo que as turbinas de bulbo e tubulares, as turbinas STRAFLO podem ser instaladas com eixo horizontal ou inclinado.

2.3.6 TURBINAS DÉRIAZ.

Tem o nome de um engenheiro suíço que as inventou Dériaz, elas se assemelham às turbinas Kaplan e Francis rápida, porém as pás do rotor são articuladas e, pela atuação de um mecanismo apropriado podem variar o ângulo de inclinação. Este tipo de turbina é muito utilizado em instalações onde a água do reservatório de montante precisa ser resposta quando a máquina não está produzindo potência. Sendo, quando for o caso, denominada de turbina-bomba.



Figura 21 Turbina Deriaz

(FONTE:<http://pt.slideshare.net/jaypatel581/hydraulic-turbine-25350824?related=1>)

2.3.7 TURBINAS TUBULARES.

Quando o desnível hidráulico for muito reduzido, pode não ser viável nem mesmo a instalação de turbinas tipo Kaplan. Deste modo foram desenvolvidos novos tipos de turbinas mais apropriadas para tais condições. Um destes tipos é a turbina Tubular. Nas turbinas tubulares, o receptor, de pás fixas ou orientáveis, é colocado num tubo por onde a água escoar e o eixo, horizontal ou inclinado, aciona um alternador colocado externamente ao tubo.



Figura 22 Turbina Tubulares

(FONTE:<http://pt.slideshare.net/jaypatel581/hydraulic-turbine-25350824?related=1>)

2.3.8 OUTRAS CLASSIFICAÇÕES DAS TURBINAS.

Turbina radial: É aquela em que a partícula líquida na sua ação sobre o receptor mantém-se aproximadamente sobre um plano normal ao eixo da turbina.

Pode ser:

Centrífuga ou exterior. Tipos Girard e Fourneyron.

Centrípeta ou interior. Com o receptor interiormente ao difusor – tipo Francis lenta.

Turbina axial: É aquela em que as partículas líquidas percorrem trajetórias contidas em superfícies cilíndricas de revolução em torno do eixo da turbina.

- tipo Jonval e Fontaine.
- tipo hélice (propeller).
- tipo Kaplan.
- tipo tubular, bulbo, Straflo.

Turbina de escoamento misto ou diagonal: É aquela em que as trajetórias das partículas líquida no receptor passam gradativamente da direção radial para a axial e são curvas reversas (de dupla curvatura).

- tipos Francis – normal, rápida e extra-rápida.

- tipo Dériaz – semelhante a Francis.

Turbina tangencial ou de ação parcial: É aquela em que a água é lançada sob a forma de um jato sobre um número limitado de pás do receptor.

2.4 TIPOS DE USINAS.

A instalação de uma turbina supõe a utilização da energia hidráulica, havendo necessidade de estabelecer um desnível, captando a água em certa cota, conduzindo-a até a turbina e abandonando-a em um ponto de cota inferior à da captação, o que é evidente.

São inúmeras as modalidades de instalações hidrelétricas, dependendo, a escolha, de um cotejo de dados locais topográficos, hidrológicos, pluviométricos, fluviométricos e geológicos, além da consideração de circunstâncias intervenientes de natureza construtiva e aspectos de ordem econômica e até mesmo de caráter social, como ocorre quando a construção de uma barragem implica em inundação de região povoada.

Entretanto, algumas formas convencionais de aproveitamento hidrelétrico, fazendo a seguinte classificação.

2.4.1 USINA DE ACUMULAÇÃO.

A usina hidrelétrica mais comum é a usina de acumulação. Esse tipo de usina utiliza uma represa para acumular, ou armazenar, água em um grande reservatório para uso posterior. Para gerar eletricidade, a água liberada do reservatório flui através de um canal, chamado de conduto forçado, para as turbinas. A água em queda gira as turbinas, que então alimentam o gerador. Uma usina de acumulação libera água conforme o necessário para atender à demanda de energia, aumentando ou diminuindo o fluxo com a demanda de energia. Usinas de acumulação podem ser de qualquer tamanho, dependendo do rio, da represa e da coluna d'água.

A represa associada a instalações de acumulação tem múltiplas funções:

- 1- Aumenta a altura da água do córrego ou rio para uma elevação diferente, criando pressão de água, ou coluna d'água.
- 2- Oferece um meio de controlar as enchentes em um rio.

- 3- A água pode ser liberada ou armazenada para prevenir mudanças drásticas no fluxo do rio sob a represa.

Uma desvantagem das usinas de acumulação é que elas dependem da precipitação na região. Durante uma seca, a coluna d'água pode ser afetada se o nível do reservatório apresentar uma queda muito grande.

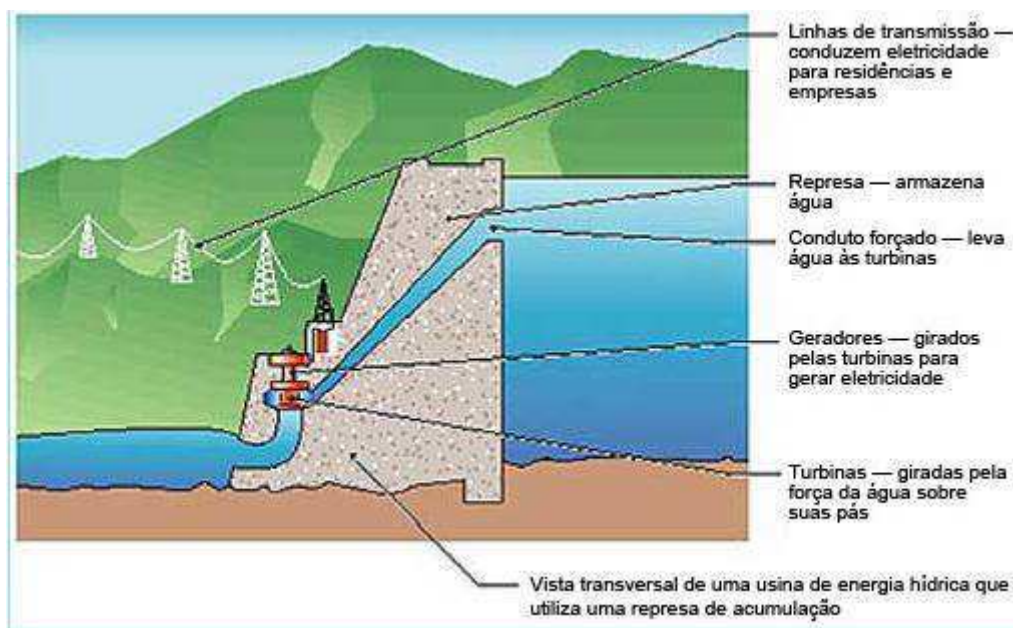


Figura 23 Usina de Acumulação

(FONTE: WWW.PLANETSEED.COM)

2.4.2 USINA DE DERIVAÇÃO.

Desvia-se a água do rio e por uma tubulação ou túnel conduz-se a mesma até um reservatório ou um poço denominado "chaminé de equilíbrio" ou "stand-pipe", do qual partem as tubulações até as turbinas, de onde segue a água até outro rio.

A instalação desse tipo apresenta dois trechos de tubulação separados pelo stand-pipe; o trecho de baixa pressão, que vai da captação ou tomada d'água até o stand-pipe, e o trecho da alta pressão que liga o stand-pipe à turbina. A separação da tubulação em dois trechos impede que a onda de sobrepressão na água, provocada pela variação de vazão da turbina. Desta maneira, pode-se ter tubulação com menor espessura de chapa (ou outro material) no trecho, cujo diâmetro por vezes é consideravelmente maior que o trecho de alta-pressão. Isso resulta em considerável economia na instalação.

2.4.3 USINA DE DESVIO.

Constrói-se uma barragem que permite a água ser conduzida a um canal aberto, um túnel ou uma tubulação que neste caso se liga a uma chaminé de equilíbrio.

Desse ponto, ou de uma tomada d'água, a água é conduzida as turbinas por tubulações forçadas ou túneis forçados. A única ressalva é que, nas usinas de desvio, o rio a jusante, onde a água é devolvida após passar pelas turbinas, é o mesmo da captação, enquanto que nas de derivação o rio é outro.

Podemos distinguir quatro casos típicos de usina de desvio:

* Usinas com instalações de turbinas em poço aberto. Parte da água de um rio é desviada para um canal de acesso a céu aberto até o poço de uma instalação aberta de turbina Francis, hélice ou Kaplan. A água, após passar pela turbina, vai pelo tubo de sucção a um poço de escapamento, seguindo depois pelo canal de fuga até o rio, o qual é alcançado já em cota mais baixa.

* De uma barragem, a água é conduzida em um canal aberto a uma tomada d'água e, daí, em tubulação forçada até a turbina, e em seguida ao mesmo rio, que se “desenvolveu” até chegar aquela cota mais baixa.

* Da barragem, a água segue um túnel até a tomada e, daí, até a turbina em tubulação forçada,

* Da barragem a água desce em um túnel na rocha até a turbina colocada em caverna também na rocha, seguindo, após passar pela turbina, por outro túnel até o rio, já em nível mais baixo, é o caso da Usina de Paulo Afonso. –

2.4.4 USINA DE REPRESSAMENTO..

Dividem-se em: usinas a fio d'água, usinas com eclusas de navegação e usinas com reservatório de acumulação.

Usinas a fio d'água são aquelas que consomem a vazão do rio, não havendo condições para armazenamento de reserva considerável de água para aproveitamento.

Toda água que chega à barragem ou outra obra de captação, e que não é imediatamente conduzida às turbinas, escoar sobre vertedouros e é irremediavelmente perdida. Perde-se, assim, a potência que poderia ser usada na época de estiagens. Na estiagem, pode vir a ser necessário reduzir o número de turbinas em atividade e, gular, dependendo das oscilações da vazão do rio.

Para melhorar as condições de operação de uma usina a fio d'água podem-se instalar comportas sobre crista dos vertedouros, o que permite uma acumulação de água que, embora não muito grande, possibilita uma relativa regularidade no fornecimento da energia e evita, até certos limites, o desperdício que ocorre em usinas de fio d'água. Em geral, a modulação da descarga que se consegue com usinas com essas comportas ou eclusas não ultrapassa os limites de poucas semanas, ou mesmo dias.

3. 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.

3.1 POTÊNCIA NOMINAL DISPONÍVEL.

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 kgf.s^{-1} será obtida γQ , em kgf , escoado na unidade de tempo, pela queda em unidade de metros. Para a potência em kW deve-se dividir a potência em kgf.s^{-1} por 102 e para termos a potência em CV dividimos kgm.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(1).

$$P_d = 9,8.Q.H_n \quad (1)$$

Onde: P_d : Potência disponível.

Q : Descarga.

H_n : Altura de queda nominal.

3.2 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.

$$N = \frac{1000.n.t.Q.H_n}{75} \quad (2)$$

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.

3.3 ROTAÇÃO.

Os geradores de energia elétrica são acionados diretamente pelas turbinas, uma vez que, os dois são acoplados no mesmo eixo e possuem o mesmo número de rotações.

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

Com a eletrotécnica podemos demonstrar que:

$$n = \frac{60 \cdot f_r}{p} \quad (3)$$

Como a rotação n é um dos dados fornecido previamente para o projeto, o número de pares de pólos dado pela equação.

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.

3.4 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:

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

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

$$n_p = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} \quad (5)$$

Contudo, n_s é o mais usado na seleção de turbinas.

3.5 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.

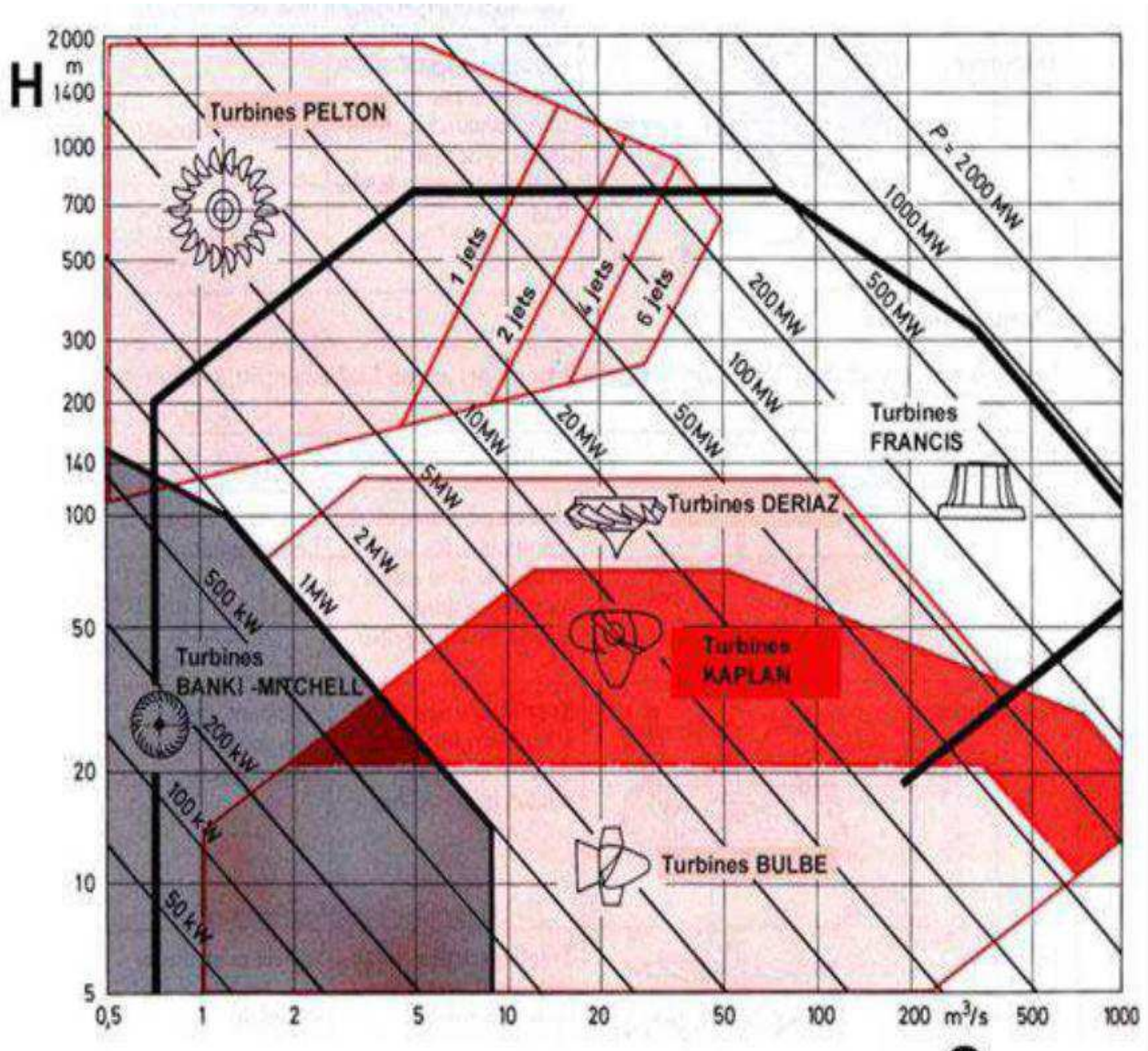


Figura 24 Diagrama de escolha de turbina

(FONTE: <https://www.google.com.br/search?q=IMAGENS+graficos+de+turbinas&espv=2&tbm>)

Observa-se que as turbinas Pelton são mais utilizadas para grandes alturas, já as turbinas Francis têm a maior faixa de operação, para grandes e médias alturas, no qual chega a atingir potência superiores a 500MW, turbinas kaplan utilizadas para quedas médias, e turbinas bulbo, para baixa queda

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

Tabela 1: Campo de aplicação dos diversos tipos de turbinas

(FONTE: MACINTYRE 1983)

4. DIMENSIONAMENTO DOS PRINCIPAIS ELEMENTOS DA TURBINA

4.1 JATO

4.1.1 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, tem-se:

$$J_{\varepsilon} = Hn - \frac{v_o^2}{2.g} \quad (5)$$

Sendo J_{ε} a perda de carga no bocal injetor. Desprezando J_{ε} :

$$v_o = \sqrt{2.g.Hn} \quad (6)$$

Como não pode-se desprezar, multiplica-se v_o 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 escreve-se a equação abaixo

$$v_o = \varphi \cdot \sqrt{2.g.Hn} \quad (7)$$

4.1.2 NÚMERO DE JATO.

A seleção do tipo de turbina com ajuda da Tabela (), esta tabela traz ainda outra informação que é o número de jatos para uma determinada faixa de ns.

Porém, defini-se o número de jatos da turbina de uma maneira mais precisa com o auxílio da equação abaixo.

$$\alpha = \frac{n \cdot \sqrt{N}}{25 \cdot Hn} \quad (8)$$

Onde α é a quantidade de jatos necessários e Hn deve ser utilizado em pés.

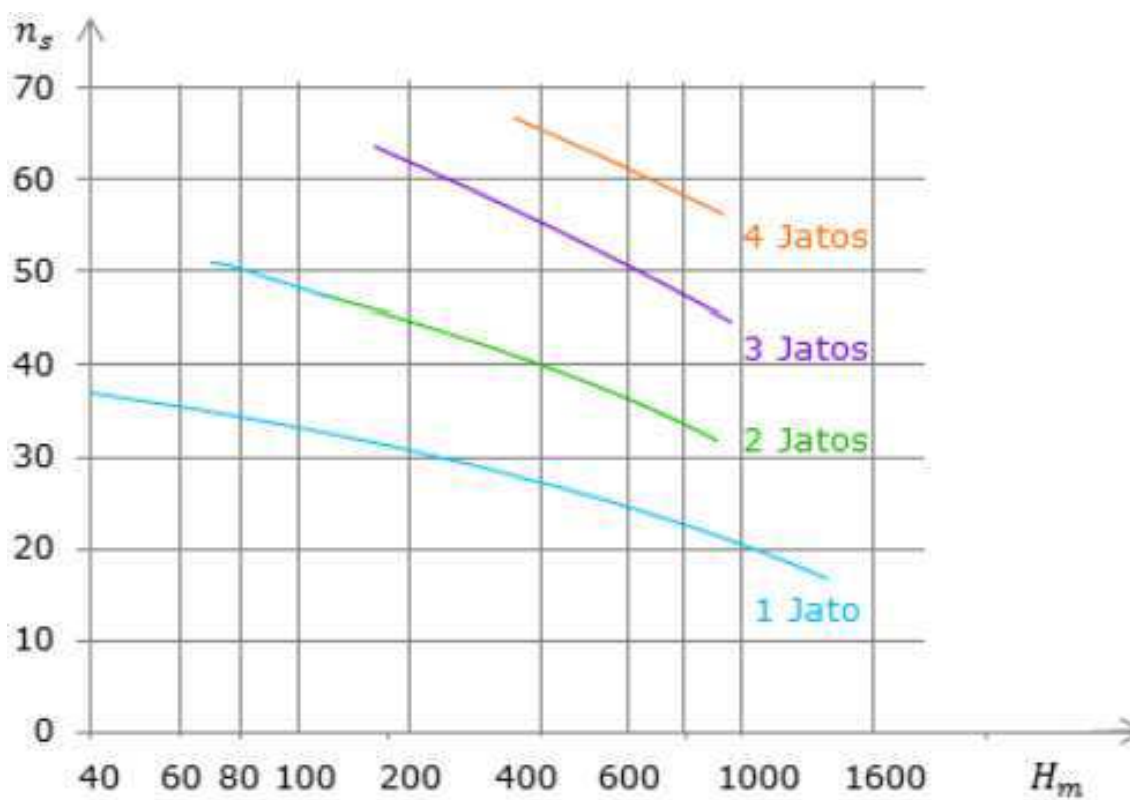


Figura 25 Gráfico número de jatos (Turbina Pelton).

(FONTE: ADAPTADO DE MACINTYRE, 1983.)

4.1.3 DIÂMETRO DO JATO.

O diâmetro do jato é tal que consiga expelir a vazão desejada com a velocidade do jato V_0 . Dependendo do número de jatos a vazão que passará por cada bocal injetor será modificada..Podemos então escrever que:

$$Q_0 = V_0 \cdot A_0 \quad (9)$$

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, tem-se:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_0}{\pi \cdot V_0}} \quad (10)$$

4.1.4 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 $d_{omáx}$.

$$d_{omáx} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{máx}}{\pi \cdot \alpha \cdot V_0}} \quad (11)$$

4.2 RODA.

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

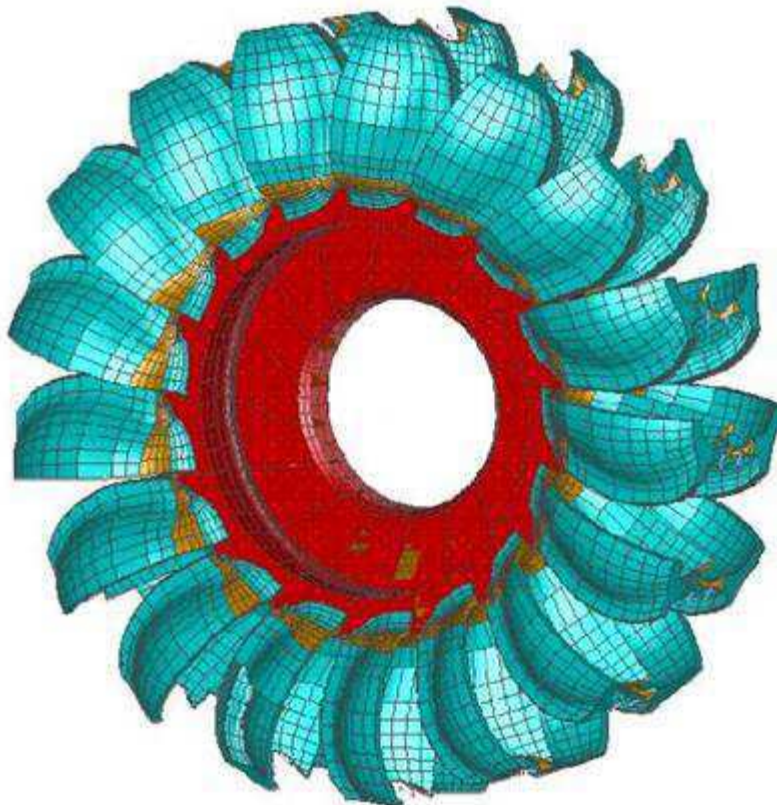


Figura 26 Turbina Pelton computacional.

(FONTE:<http://www.dem.feis.unesp.br/intranet/capitulo8>)

4.2.1 .VELOCIDADE CORRESPONDENTE 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_o , 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.

$$W_1 = V_0 - U \quad (12)$$

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:

$$W_2 = k \cdot W_1 \quad (13)$$

Sendo k um fator menor que a unidade. E ainda, usando a equação (12) em módulo temos:

$$W_2 = k \cdot (V_0 - U) \quad (14)$$

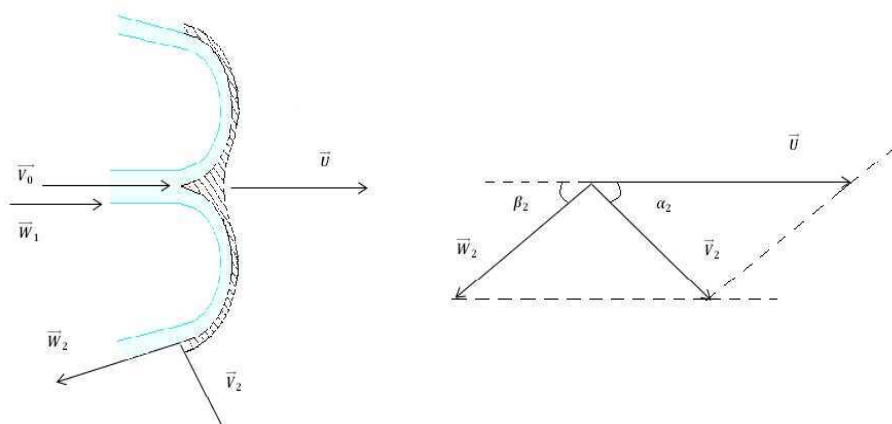


FIGURA 27 DIAGRAMA DE VELOCIDADES

(FONTE: <http://www.dem.feis.unesp.br/intranet/capitulo8>)

O fluido ao atingir a pá, sofreu escoamento exatamente igual ao que sofreria ao atingir dois canais iguais e simétricos, como pode ser visto acima

Como o escoamento possui pressão igual em todos os pontos, as forças provenientes da pressões e anulam também a força resultante do peso, exerce muito

pouca influência podendo ser desprezada. Sendo assim, restam apenas as forças do tipo $m \cdot V$ como motrizes, isto é, o produto da vazão mássica do fluido m em kg/m^3 , pela sua velocidade em m/s^2 .

Na entrada a força em módulo $m \cdot V_0$ atua na direção e sentido do movimento da pá e, na saída, teremos duas forças com intensidade $\frac{m \cdot V_2}{2}$, 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 $m \cdot V_2 \cdot \cos(\alpha_2)$.

A figura do diagrama de velocidade indica 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.

$$V_2 \cdot \cos(\alpha_2) = U + W_2 \cdot \cos(\beta_2). \quad (15)$$

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 (16).

$$V_2 \cdot \cos(\alpha_2) = U - W_2 \cdot \cos(\beta_2). \quad (16)$$

Ainda pela Figura a velocidade absoluta de saída é:

$$V_2^2 = W_2^2 + U^2 - 2 \cdot W_2 \cdot \cos(\beta_2) \quad (17)$$

Logo pode-se definir a força que impulsiona a roda segundo a equação abaixo.

$$F = m \cdot (V_0 - V_2 \cdot \cos(\alpha_2)) \quad (18)$$

Usando a equação (16) na equação (17) e sabendo que a vazão mássica é o produto da vazão volumétrica Q pela massa específica ρ obtêm-se a equação abaixo.

$$F = \rho \cdot Q \cdot [V_0 - (U - W_2 \cdot \cos(\beta_2))] \quad (19)$$

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

$$P_m = F \cdot U = \rho \cdot Q \cdot U \cdot (V_o - U) \cdot [1 + k \cdot \cos(\beta_2)] \quad (20)$$

Com a expressão acima, observar-se 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°

A equação (20) indica 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.

$$\zeta = \rho \cdot Q \cdot [1 + k \cdot \cos(\beta_2)] \quad (21)$$

$$P_m = \zeta \cdot U \cdot (V_o - U) \quad (22)$$

Organizando a equação(22) e considerando a velocidade do jato V_o , como constante temos:

$$P_m = (\zeta \cdot V_o) \cdot U - \zeta U^2 \quad (23)$$

A equação (23) é uma função do 2° grau com concavidade para cima e possui um único máximo da forma:

$$U = \frac{-B}{2A} \quad (24)$$

Sendo B igual a $\zeta \cdot V_o$ e A igual $-\zeta$ têm-se:

$$U = 0,5 \cdot V_o \quad (25)$$

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 $0,45.V_0$ a $0,46.V_0$. Adota-se para a velocidade periférica da roda U :

4.2.2 .RENDIMENTO HIDRÁULICO.

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 (20), e a potência disponível, obtida na equação (19), com isso escreve-se a equação abaixo.

$$\varepsilon = \frac{\rho \cdot Q \cdot U \cdot (V_0 - U) \cdot [1 + k \cdot \cos(\beta_2)]}{P_d} \quad (26)$$

4.2.3 .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:

$$\frac{V_2^2}{2 \cdot g} \quad (27)$$

4.2.4 .DIÂMETRO DA RODA.

O Raio da roda 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:

$$U = \omega_r \cdot R \quad (28)$$

E a velocidade angular da roda ω_r é dada por:

$$w_r = 2.\pi.n \quad (29)$$

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

$$D = \frac{60.U}{\pi.n} \quad (30)$$

4.2.5. NÚMEROS 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 usar-se.

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:

$$Z_{\min} = 12 + 0,7\left(\frac{R}{d_{\max}}\right) \quad (31)$$

Onde Z_{\min} 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_{\min}

4.2.6. DIMENSÕES DAS PÁS.

A pá é a peça do roto que exige maior cuidado no projeto e na execução cuja forma será importante para o bom funcionamento da máquina. A sua estrutura possuíduas 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 ilustra a distribuição do jato d'água sobre a pá.

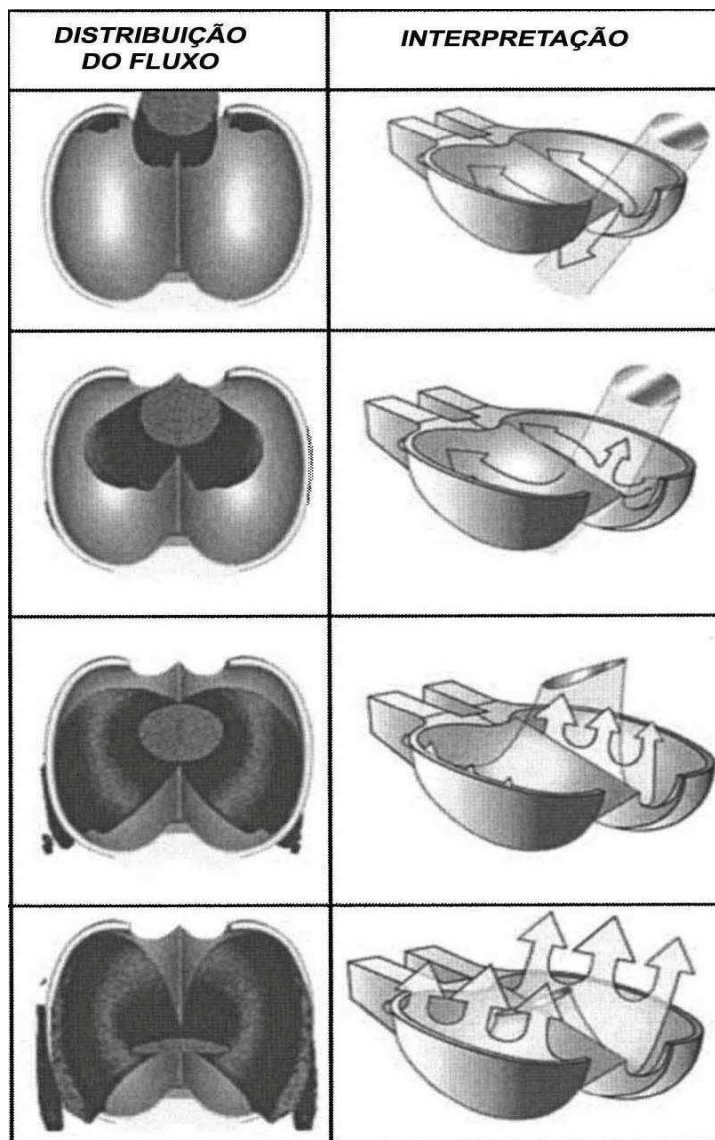


Figura 28 Distribuição do fluxo de água sobre a pá.

(FONTE: http://www.fahor.com.br/publicacoes/sief/2013/dimensionamento_e_modelagem)

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(11). A figura abaixo mostra a representação da forma da pá vista de frente e em corte.

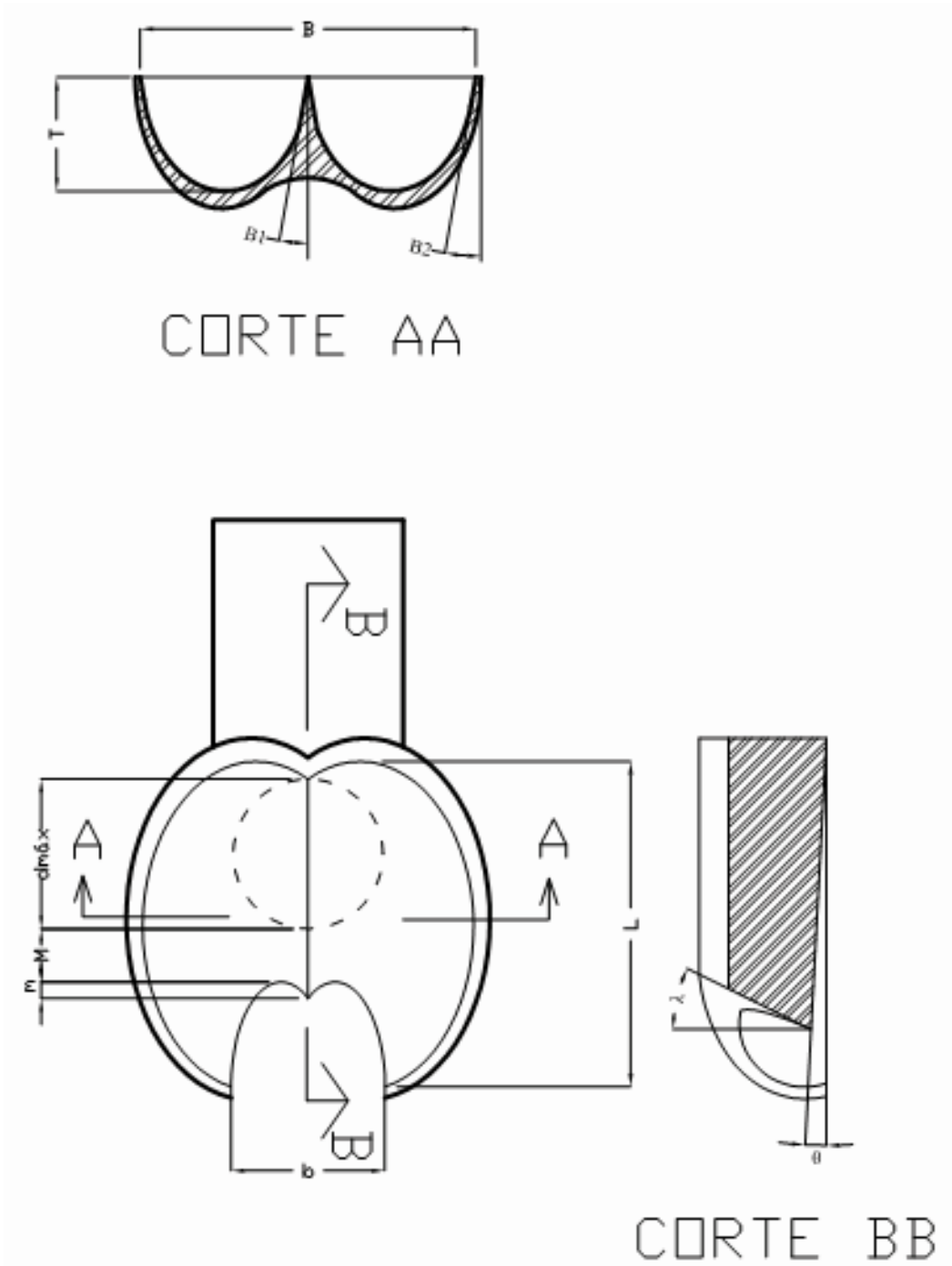


Figura 29 Dimensões da pá
(FONTE: ADAPTADO DE MACINTYRE 1983)

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

- Largura:

$$B = (2 \text{ a } 3) \cdot d_{0\text{máx}}$$

- Comprimento:

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

- Excesso:

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

- Excesso de gume:

$$m = 0,13 \cdot B$$

- Profundidade:

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

- Larguradorasgo:

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

- Ângulo do gume central β_1 :

$$\beta_1 = 10^\circ$$

- Ângulo de inclinação da aresta da concha Φ :

$$\Phi = 15^\circ \text{ a } 25^\circ$$

- Ângulo λ :

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

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 mostra como ficaria o designe da pá.



Figura 30 Modelo da pá dimensionada
(FONTE: ADAPTADO DE MACINTYRE 1983)

Até a década de 1930, as pás das turbinas eram fundidas separadamente e fixadas ao disco. Ainda hoje alguns rotores 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 com mais de 30 toneladas.

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

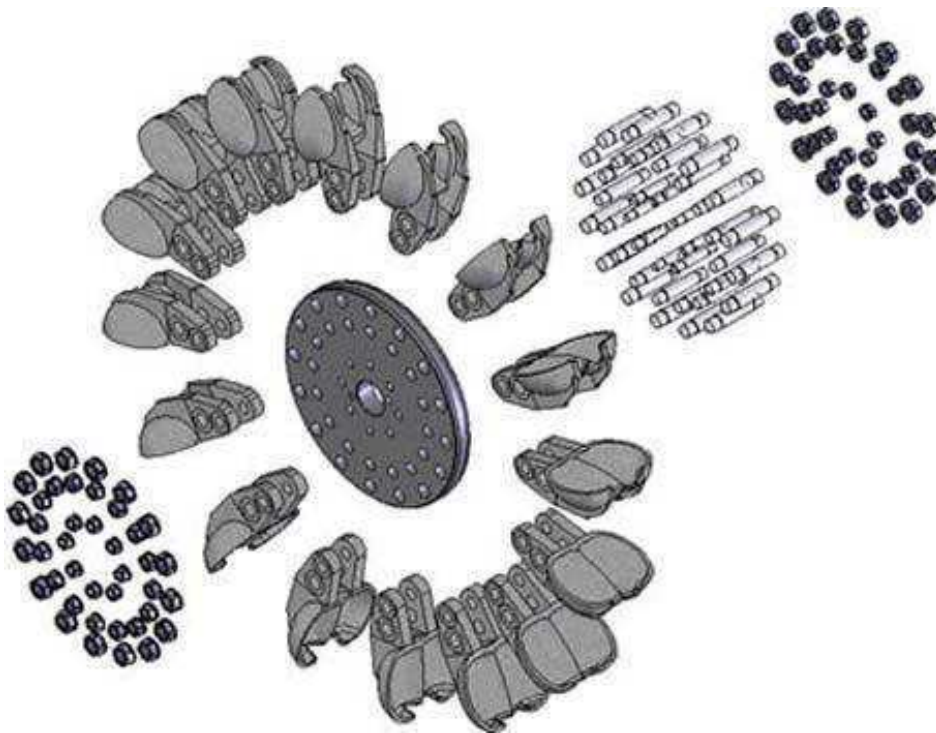


Figura 31 Montagem das pás de roda pelton
(FONTE: ADAPTADO DE MACINTYRE 1983)

4.3 DISTRIBUIDOR..

O distribuidor nas turbinas 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 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 umbigo 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 injetore 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 adutor

A figura abaixo mostra bocal injetor com seus principais componentes.

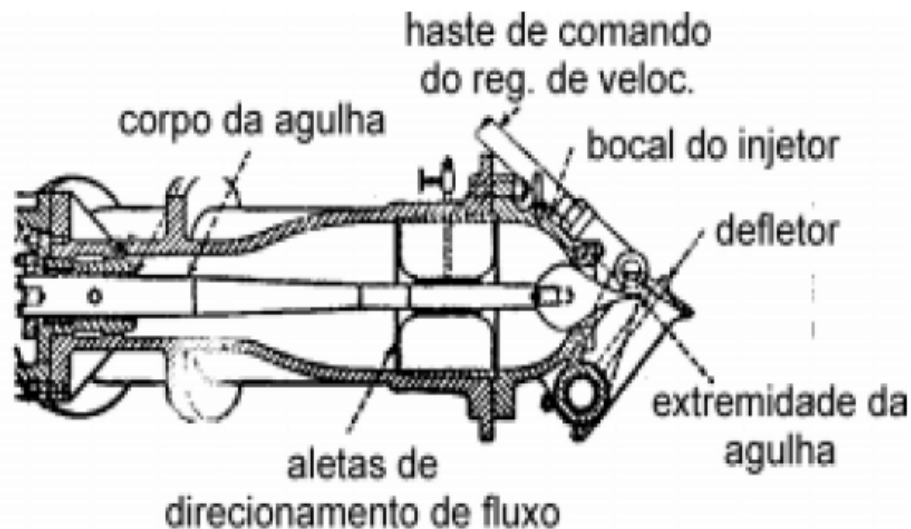


Figura 32 Componentes do bocal injetor
(FONTE: ADAPTADO DE MACINTYRE 1983)

4.3.1 DIMENSIONAMENTO DO BOCAL INFERIOR.

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.

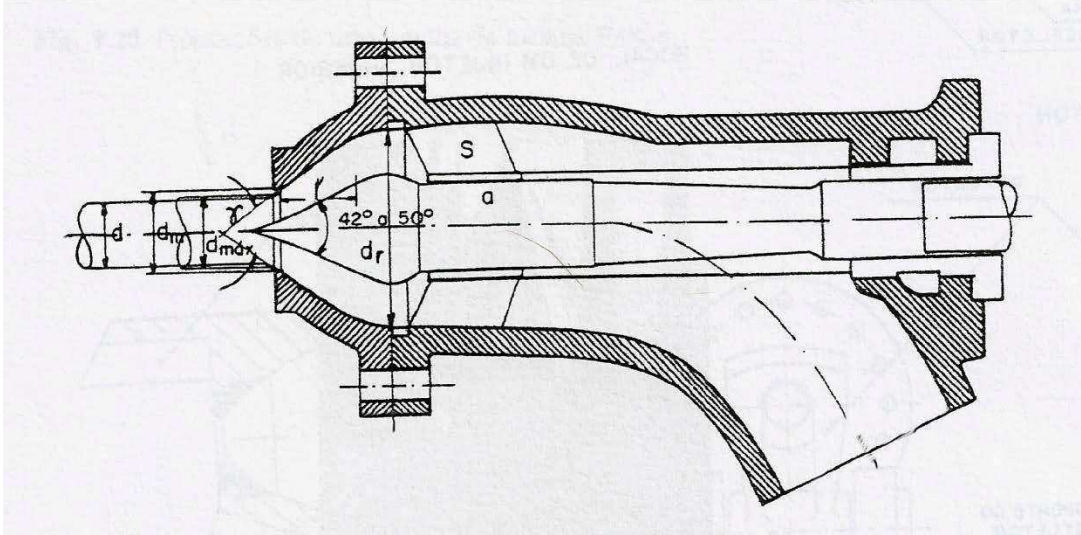


Figura 33 Detalhes do diâmetro do bocal

(FONTE: ADAPTADO DE MACINTYRE 1983)

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.

$$d = \frac{d_{om\acute{a}x}}{(1,12 \text{ a } 1,27)} \quad (32)$$

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

$$d_r = (2,6 \text{ a } 2,8) \cdot d_{om\acute{a}x} \quad (33)$$

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 de varia segundo a expressão a seguir.

$$d_e = (4 \text{ a } 5) \cdot d_{om\acute{a}x} \quad (34)$$

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 , suposto igual a 1.

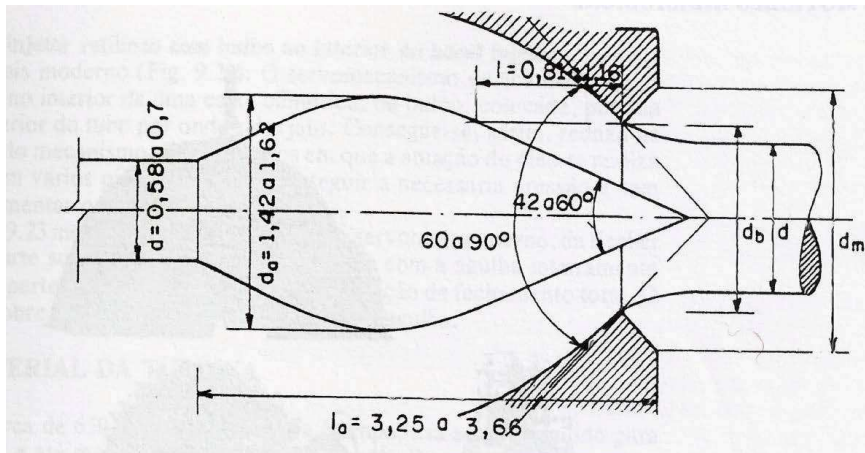


Figura 34 Grandezas para o dimensionamento da agulha

(FONTE: ADAPTADO DE MACINTYRE 1983)

4.3.2 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.

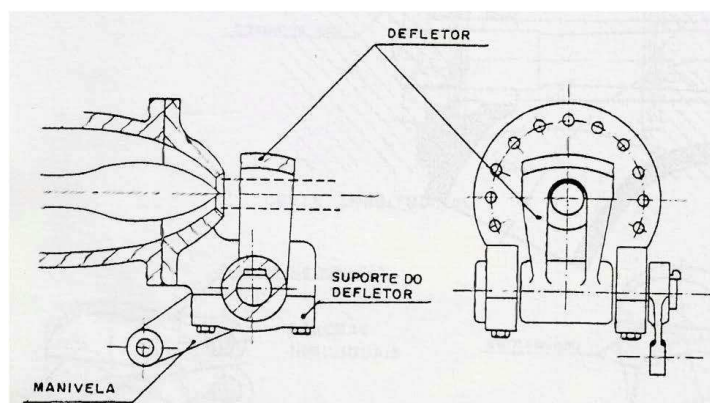


Figura 35 Posicionamento do defletor de jato

(FONTE: ADAPTADO DE MACINTYRE 1983)

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

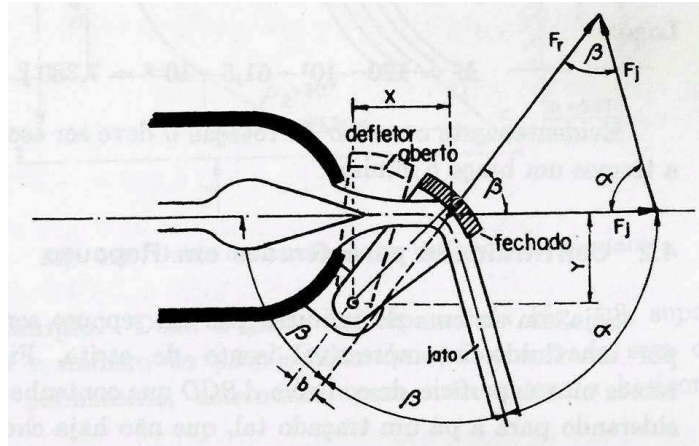


Figura 36 Esquema de funcionamento do defletor
(FONTE: ADAPTADO DE MACINTYRE 1983)

A força de impulsão do jato será:

$$F_j = \rho \cdot Q_o \cdot V_o \quad (35)$$

Olhando para a Figura temos que, o módulo da força resultante sobre o defletor é: O momento sofrido pelo defletor fica determina segundo a equação abaixo.

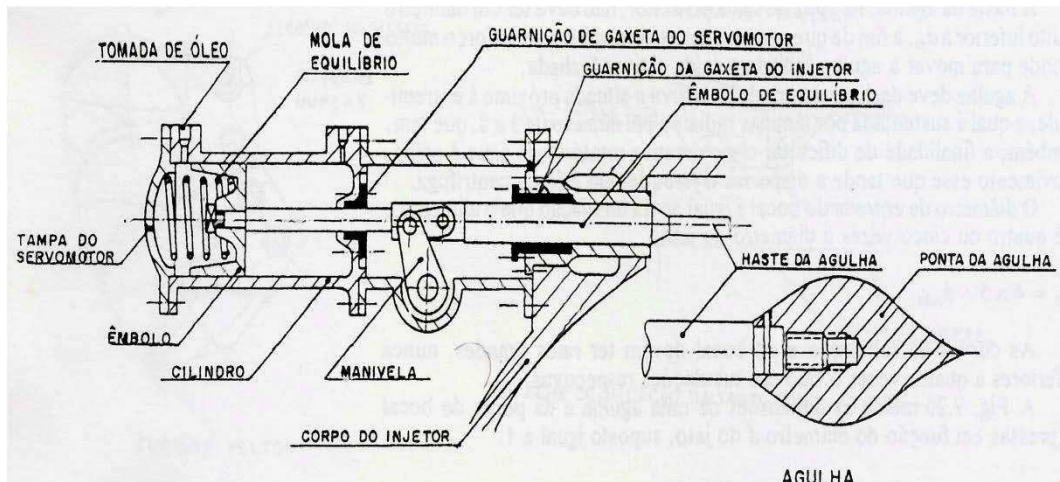
$$F_r = 2 \cdot F_j \cdot \cos(\beta) \quad (36)$$

4.3.3 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.



F
 figura 37 Curva de adaptação do servomotor clássico
 (FONTE: ADAPTADO DE MACINTYRE 1983)

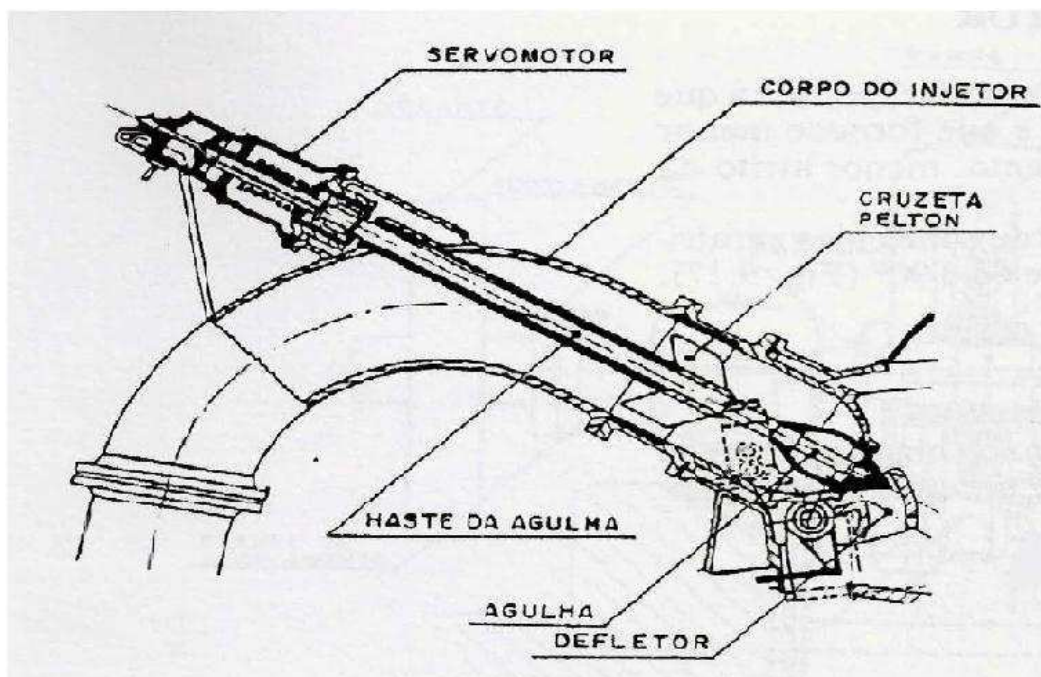


Figura 38 Curva de adaptação do servomotor clássico-1
 (FONTE: ADAPTADO DE MACINTYRE 1983)

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

4.4 JATO DE FRENAGEM.

Um dos problemas em turbinas 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:

$$\frac{P.D^2}{I} = 4.g \quad (37)$$

Sendo P expresso em kgf, D em m, I em kgf.m.s² e g em m.s². O termo PD^2 é expresso em kgf.m², sendo este mais fácil de usar que o momento de inércia.

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.

4.4.1 DIMENSIONAMENTO DO JATO AUXILIAR DE FRENAGEM.

A equação dinâmica da variação do trabalho nos diz que :

$$T_m - T_r = I. \left(\frac{\omega_1^2 - \omega_m^2}{2} \right) \quad (38)$$

Sendo T_m o trabalho motor, T_r o trabalho resistente correspondente à frenagem num tempo t, ω_1 é a velocidade no final desejada após a interferência do jato auxiliar e

por último, com a velocidade angular média no regime normal, isto é, sem a interferência do jato auxiliar de frenagem, sendo esta obtida pela equação abaixo.

$$\omega_m = \frac{n \cdot \pi}{30} \quad (39)$$

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

O jato auxiliar deverá então realizar um trabalho resistente de frenagem durante um determinado tempo previsto t segundos. O trabalho resistente do jato segundo MACINTYRE (1983) é:

$$Tr = \gamma \cdot Q_{cj} \cdot t \cdot H_n \cdot \eta_{cj} \quad (40)$$

Onde γ é o peso específico da água e η_{cj} é o rendimento do contrajato. Isolando Q_{cj} na equação acima temos:

Aplicando a equação (35) na equação acima obtemos a equação para a vazão do contrajato Q_{cj} .

$$Q_{cj} = \frac{1 \cdot (\omega_m^2 - \omega_1^2)}{2 \cdot \gamma \cdot t \cdot H_n \cdot \eta_{cj}}$$

A figura abaixo mostra um esquema de uma turbina Pelton de 2 jatos e um contrajato de frenagem.

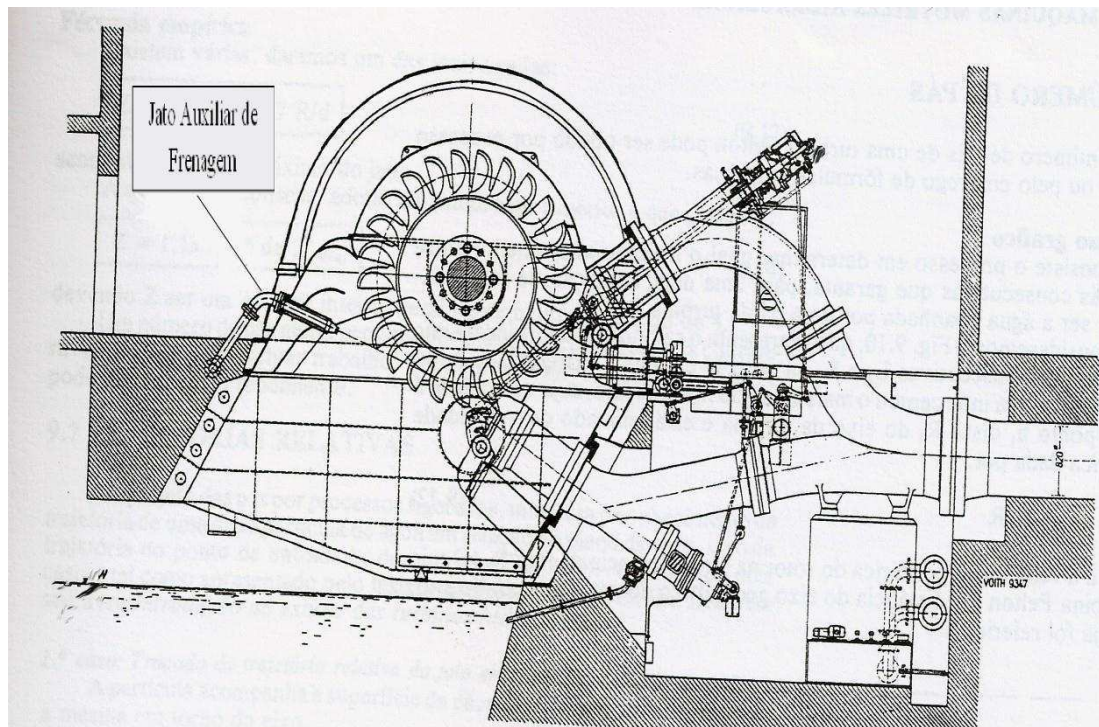


Figura 39 Jato Auxiliar de frenagem para turbina Pelton de 2 jatos

(FONTE: ADAPTADO DE MACINTYRE 1983)

4.5 MATERIAS RECOMENDADOS PARA O PROJETO DE UMA 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 obico 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%).

5. CURVAS DE DESEMPENHOS.

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.

5.1 FORÇA NA PÁ

No subitem determina-se através da equação a força na pá a qual está reescrita abaixo:

$$F = \rho \cdot Q \cdot (V_o - U) \cdot [1 + k \cos(\beta_2)] \quad (42)$$

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

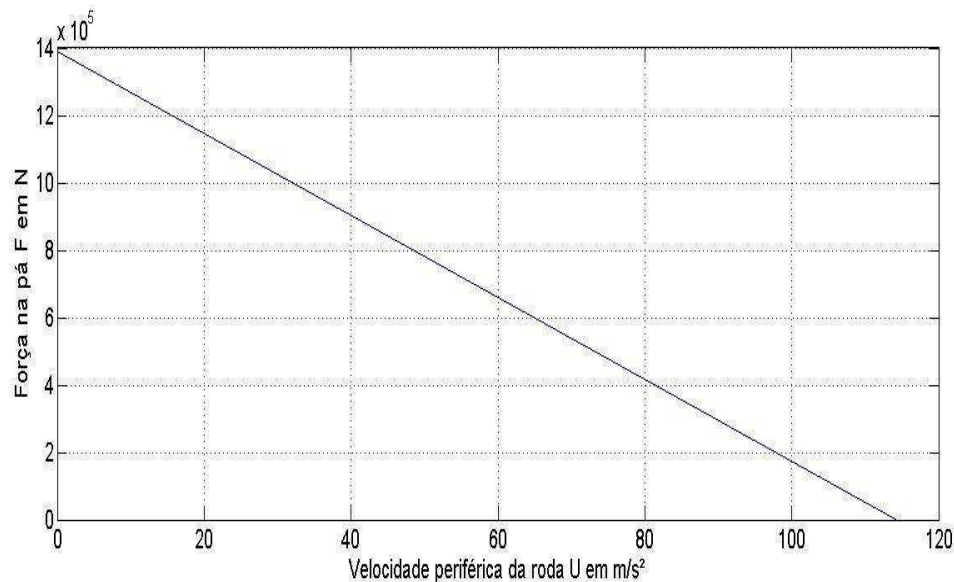


Figura 40 Gráfico da força na pá em função da velocidade periférica da roda

(FONTE: ADAPTADO DE MACINTYRE 1983)

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 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.

5.2 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:

$$M_H = \rho \cdot Q \cdot (V_o - U) \cdot [1 + k \cdot \cos(\beta_2)] \cdot R \quad (42)$$

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

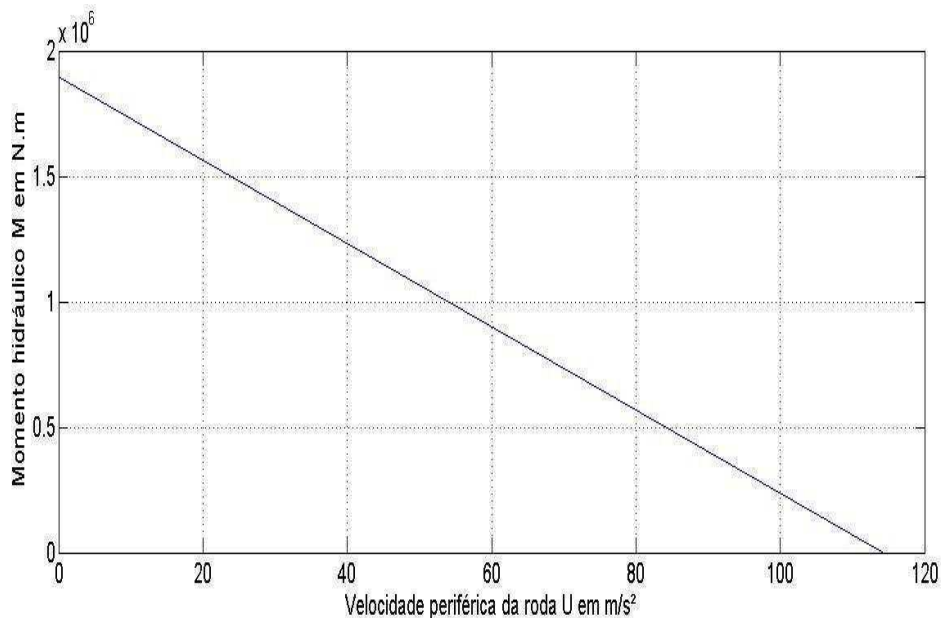


Figura 41 Momento hidráulico em função da velocidade periférica da roda

(FONTE: ADAPTADO DE MACINTYRE 1983)

Assim como na análise que fizemos para a força na pá, observamos que quando a velocidade periférica da roda é zero. E também, quando a velocidade periférica atinge

o mesmo valor que a velocidade do jato, o momento se torna nulo, já que neste instante o jato d'água não atinge mais a pá.

5.3 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 conforme abaixo:

$$Pot_H = F.U = \rho.Q.(V_o - U).[1 + k.\cos(\beta_2)].U$$

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



Figura 42 Gráfico da potência hidráulica em função da velocidade periférica da roda

(FONTE: ADAPTADO DE MACINTYRE 1983)

Observando o gráfico acima, observa-se que a potência máxima ocorrerá quando a velocidade periférica da roda for metade da velocidade do jato. 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.

5.4 RENDIMENTO HIDRÁULICO.

Determinamos o rendimento hidráulico o qual podemos reescrever sua equação pode ser determinada da seguinte forma:

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

Reescrevendo a equação explicitando H_n temos:

$$H_n = \frac{V_0^2}{2 \cdot g \cdot \varphi^2}$$

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

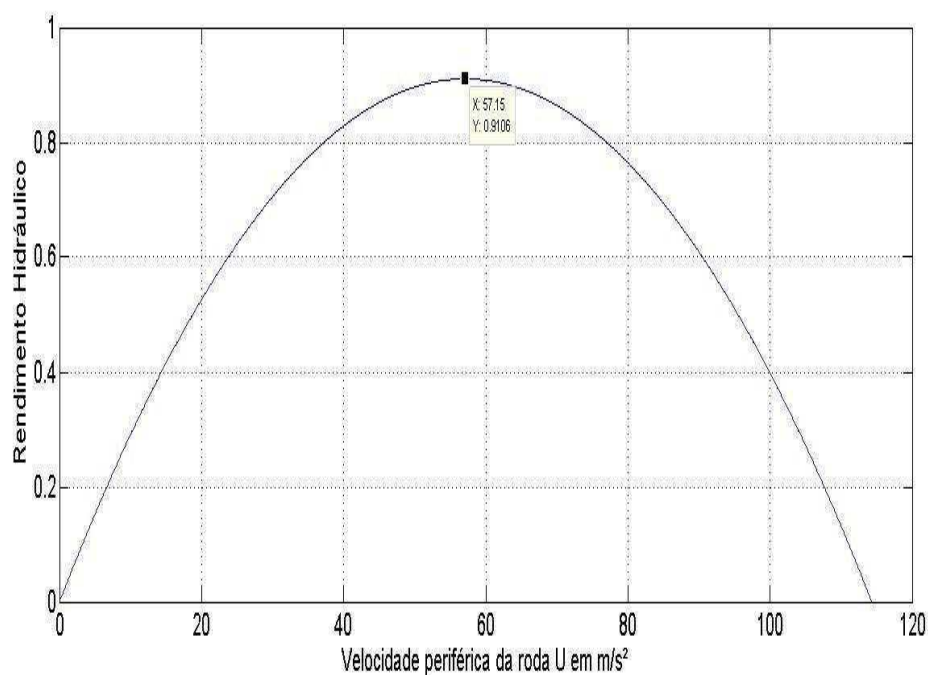


Figura 43 Gráfico do rendimento hidráulico em função da velocidade periférica da roda.

(FONTE: ADAPTADO DE MACINTYRE 1983)

Assim como na análise que fizemos para a potência hidráulica o rendimento máximo teórico de 91,06% corresponde a uma velocidade periférica 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. O rendimento assume o valor zero quando a velocidade periférica é zero ou quando a esta atinge a velocidade do jato.

6. CONCLUSÃO

Constata-se que o aproveitamento de energia hidráulica para gerar energia elétrica em larga escala tem sido uma prática utilizada há muitos anos aqui no Brasil, em virtude de diversas vantagens, dentre as principais, podem ser citadas a transformação limpa do recurso energético natural, na qual não há resíduos poluentes, ou seja, uma energia que não polui, e o aproveitamento hidroelétrico proporciona outros usos tais como irrigação, navegação, transposição, regularização de rios, entre outros. São atributos característicos de uma fonte de energia bastante explorada no Brasil relativamente de baixo custo.

O potencial técnico de aproveitamento da energia hidráulica do Brasil está entre os cinco maiores do mundo; o País tem 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%, a do Tocantins, por 10,6% e a do São Francisco, por 10%. Contudo, apenas 63% do potencial foi inventariado. A Região Norte, em especial, tem um grande potencial ainda por explorar.

Tendo em vista a importância da energia hidráulica abordamos assuntos como turbinas hidráulicas, classificações das turbinas e aplicações, e adução da água para instalações de turbinas. Sendo assim, vimos cada tipo de turbina, e o que temos a oferecer no mercado para grandes projetos de usinas hidrelétricas.

Destaca-se às análises para obtermos a escolha da turbina que se apropria a melhor situação, para diferentes alturas de quedas e para potências variadas, na qual é estimada a partir de cálculos de potência nominal, potência efetiva, rotações e rotações efetivas para daí podermos fazer tal seleção.

A principal contribuição deste trabalho foi o desenvolvimento detalhado das dimensões e análises para os componentes das turbinas, que teve como principal foco de estudo a turbina tipo Pelton, para que seja possível um projeto de alta qualidade de dimensionamento.

Observa-se dos gráficos uma análise das curvas de desempenho da turbina, como curva da força da pá, momento hidráulico, potência hidráulica, rendimento hidráulico. Assim teremos a maior rendimento possível ao projetar-se uma turbina.

7 .BIBLIOGRAFIA

ABNT. **NBR 10520 - Informação e documentação - Citações em documentos - Apresentação.** Associação Brasileira de Normas Técnicas. [S.l.]: ABNT. 2002. p. 7.

ABNT. **NBR 6023 - Informação e documentação - Referências - Elaboração.** Associação Brasileira de Normas Técnicas. [S.l.]: ABNT. 2002. p. 24.

ABNT. **NBR 6028 - Informação e documentação - Resumo - Apresentação.** [S.l.]: Associação Brasileira de Normas Técnicas. 2003. p. 2.

ABNT. **NBR 14724 - Informação e documentação — Trabalhos acadêmicos — Apresentação.** Associação Brasileira de Normas Técnicas. [S.l.]: ABNT. 30 dez. 2005. p. 9.

ABNT. **NBR 6034 - Informação e documentação - Índice - Apresentação.** Associação Brasileira de Normas Técnicas. [S.l.]: ABNT. 2005. p. 4.

INMETRO. Unidades Legais de Medida. **Inmetro**, 2014. Disponível em: <<http://www.inmetro.gov.br/consumidor/unidLegaisMed.asp?iacao=imprimir>>. Acesso em: 12 junho. 2014.

MACINTYRE, J. Máquinas Motrizes Hidráulicas, Editora GUANABARA DOIS S.A.

ANEEL
Disponível em: http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/atlas/pdf/04-Energia_Hidraulica.pdf> Acesso em 3 julho de 2014.

HACKER
Disponível em: http://www.hacker.ind.br/produtos_turbinas_hidraulicas.php> Acesso em 7 julho de 2014.

DEM
Disponível em: <http://www.dem.feis.unesp.br/intranet/capitulo8>> Acesso em 15 julho de 2014.

PLANETSEED
Disponível em: <http://www.planetseed.com/pt-br/relatedarticle/fontes-alternativas-de-energia-energia-hidreletrica> > Acesso em 17 julho de 2014.

FAHOR
Disponível em: http://www.fahor.com.br/publicacoes/sief/2013/dimensionamento_e_modelagem> Acesso em 20 julho de 2014.

VOITH
Disponível em: <http://www.voith.com> > Acesso em 18 julho de 2014.

ROCA
Disponível em: http://repositorio.roca.utfpr.edu.br/jspui/bitstream/1/329/1/CT_COELE_2011_2_08> Acesso em 23 julho de 2014.

BREDOW, EdgardWalter. Turbinashidráulicas: gráficos e tabelas. Curitiba, 2006. Catálogo de equipamentos.

COSTA, Antônio Simões. Turbinas Hidráulicas e Condutos. Disponível em<
<http://www.labspot.ufsc.br/~simoed/dincont/turb-hidr-2003.pdf>>. Acesso em 21 julho de 2014.

.