

2302215

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO MECÂNICO

M I C R O C E N T R A I S H I D R E L É T R I C A S
ANÁLISE E ESCOLHA DE EQUIPAMENTOS MECÂNICOS

Autora: MARINA MILAN

Orientador: JOSÉ R. SIMÕES MOREIRA

TF-87
M 589m

1 9 8 7

A meus pais

S U M Á R I O

Neste trabalho é apresentado um estudo preliminar para instalação de uma microcentral hidrelétrica em uma pequena propriedade rural, aproveitando-se a presença de ligeira queda de água em seu interior. As condições para tal instalação são críticas, uma vez que a altura da queda e a vazão são baixas.

Na primeira parte do estudo é feito um histórico das turbinas hidráulicas, mostrando o aparecimento das rodas de água, há séculos, e sua evolução para turbinas no século passado. Também são apresentadas aqui informações gerais sobre microcentrais hidrelétricas.

Os vários tipos de turbinas aplicáveis a microcentrais hidrelétricas são apresentados na segunda parte, bem como equipamentos acessórios como os reguladores de velocidade. Turbinas tradicionais como as Peltron, Kaplan e Francis têm seu princípio de funcionamento exposto ao lado de alguns desenvolvimentos deste século como as turbinas Mitchell-Banki e Bulbo.

Na última parte as necessidades da propriedade, são relacionadas e comparadas com o potencial disponível, revelando-se este último suficiente para supri-las. É feito um quadro comparativo entre as várias turbinas e na sua escolha, além dos parâmetros como queda, vazão e rotação, são levados em consideração fatores como facilidade de fabricação e custo. Escolhida a turbina tipo Mitchell-Banki, suas dimensões principais são determinadas utilizando-se conceitos de mecânica, mecânica dos fluidos e recomendações práticas. Um diagrama de blocos é construído para o sistema mecânico constituído de turbina, multiplicador de velocidades, gerador e regulador de velocidade.

Í N D I C E

APRESENTAÇÃO	01
 CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	 03
1.1. - HISTÓRICO	04
1.2. - MICROCENTRAIS HIDRELÉTRICAS	14
1.2.1.) Características e Classificação	14
1.2.2.) Componentes	17
 CAPÍTULO 2 - TURBINAS E OUTROS EQUIPAMENTOS	 22
2.1. - INTRODUÇÃO	23
2.2. - TURBINAS HIDRÁULICAS	24
2.2.1.) Classificação	24
2.2.2.) Descrição das turbinas Hidráulicas	25
2.2.2.1.) Turbinas Pelton	25
2.2.2.2.) Turbinas Mitchell-Banki	29
2.2.2.3.) Turbinas Francis	32
2.2.2.4.) Turbinas Kaplan	35
2.2.2.5.) Turbinas Bulbo	37
2.3. - ESCOLHA DA TURBINA MAIS ADEQUADA	42

CAPÍTULO 3 - PROJETO DE APLICAÇÃO	44
3.1. - DESCRIÇÃO DA NECESSIDADE E DA DISPONIBILIDADE	45
3.2. - COMPARAÇÃO ENTRE AS TURBINAS	49
3.3. - DIMENSIONAMENTO	50
3.3.1.) Turbina Mitchell-Banki	50
3.3.2.) Multiplicador de Velocidades	63
3.3.3.) Gerador (Alternador)	65
3.3.4.) Regulador de velocidades	67
3.3.5.) Estudo do Comportamento do Sistema Utilizando-se um Regulador de Ve- locidades Proporcional	69
CONCLUSÃO	83
BIBLIOGRAFIA	84

APRESENTAÇÃO

Visando a mecanização da agricultura, grande quantidade de equipamentos está à disposição dos proprietários. Entretanto, verifica-se que grande parte destes utilizam-se da eletricidade como fonte de energia: sistemas de irrigação, refrigeradores, incubadeiras, beneficiadoras de cereais e equipamentos domésticos como chuveiros, pontos de luz, etc. Devido às ineficiências na transmissão da energia elétrica desde as grandes centrais geradoras, (perdas de 20% a cada 400 Km, [1] aumentam proporcionalmente o custo da energia) têm sido procurados meios para geração de energia elétrica junto ao próprio local de consumo. Dentre diversas alternativas, destacam-se as microusinas hidrelétricas, que têm condições de aproveitar o potencial hídrico brasileiro, caracterizado por abundância de fontes e relevo pouco acidentado, formando pequenas quedas de água.

Souza [2] caracteriza uma microcentral como aquela de potência de até 100 Kw. Essa faixa de potência po-

de ser atingida pelos mais diversos cursos de água, permitindo amplas faixas de vazões e quedas. Para cada caso, um tipo particular de elemento gerador (turbina) é aplicável.

Neste trabalho serão relacionados vários tipos de turbinas hidráulicas disponíveis, o campo de aplicação e seus equipamentos acessórios. A seguir, será feito o pré-dimensionamento de uma microcentral hidrelétrica para uma pequena queda de água na região de Juquitiba, SP.

C A P Í T U L O 1

I N T R O D U Ç ã O

1.1. - HISTÓRICO

As atuais centrais hidrelétricas, construídas e partir de ~~barragens~~ barragens em rios com grandes desníveis e vazões, dependem de muita tecnologia, tanto para sua construção como para sua manutenção. Partem de conceitos simples, porém de difícil aplicação.

Há milênios que o homem aprendeu a utilizar a energia mecânica dos cursos de água através das tão conhecidas rodas de água. Mecanismo simples e versátil, a roda de água foi, e ainda é, muito usada em aplicações onde não são requeridos valores constantes ou acentuados de rotação (figura 1).

Na França a escassez de recursos minerais para produção de energia fez com que a industrialização fosse baseada no uso da energia hidráulica [3].

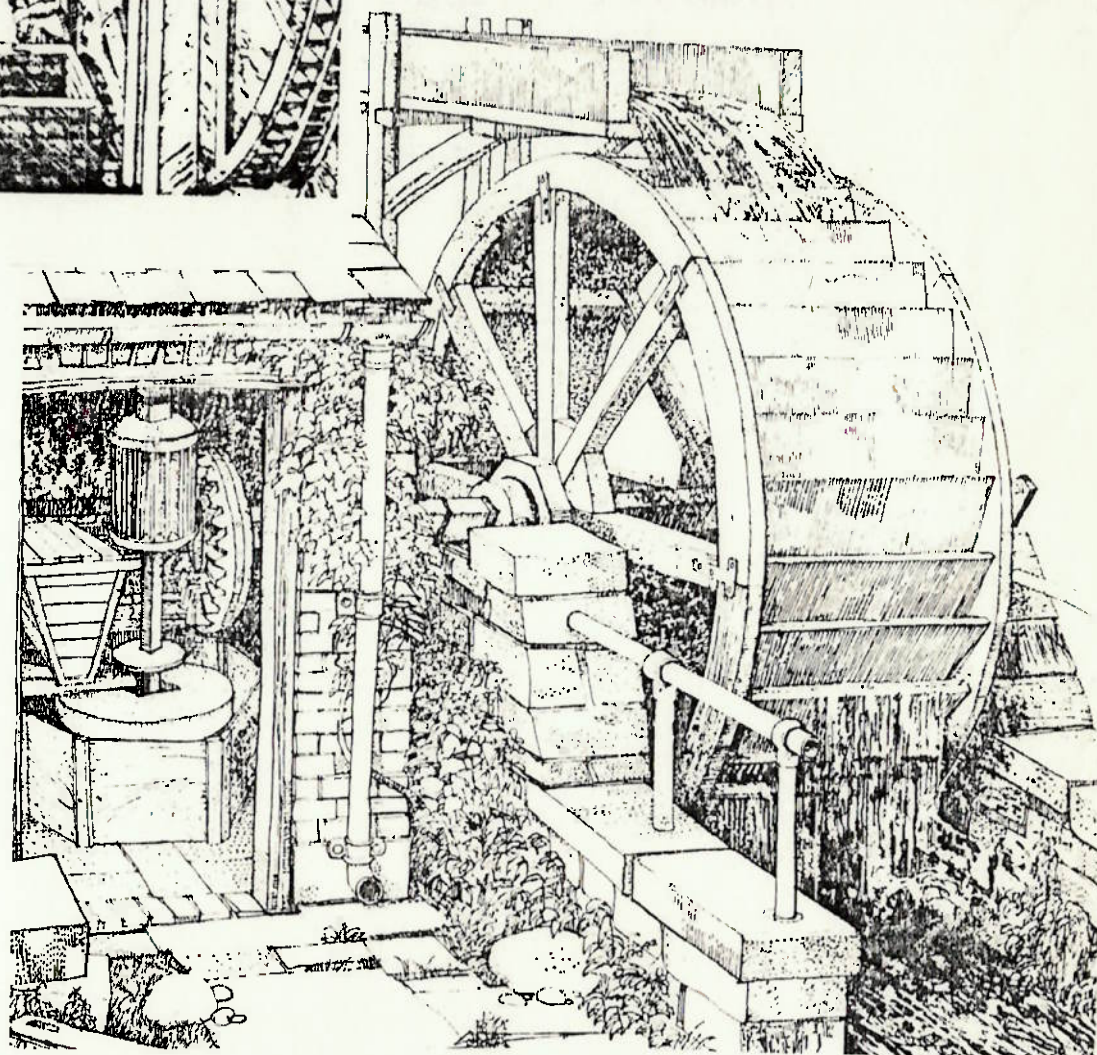
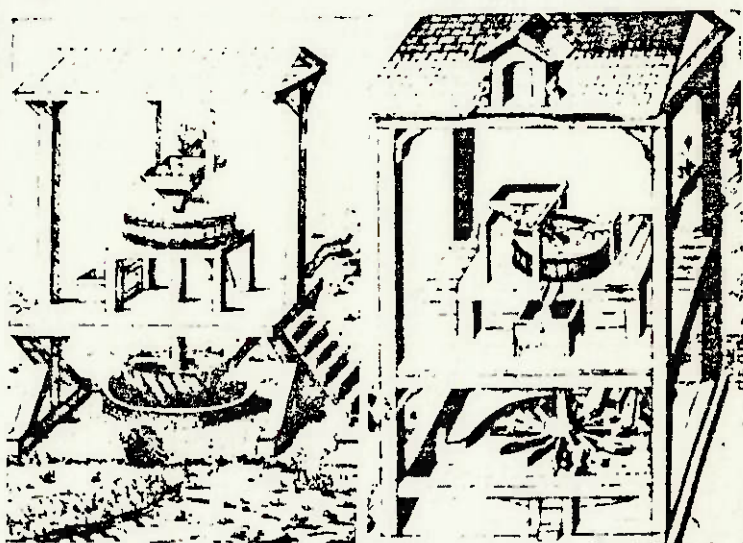
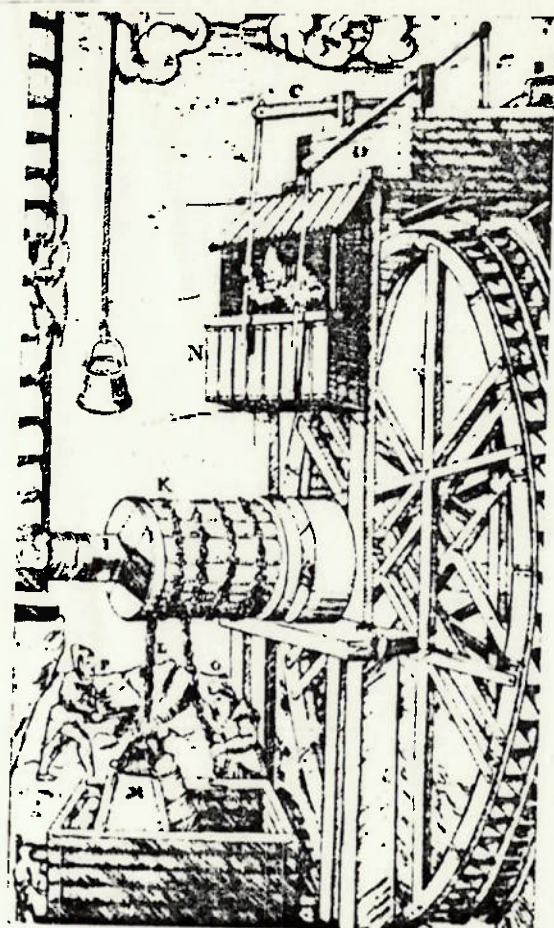


Figura 1: Conjuntos Movidos a Roda D'água

Em 1826 foi oferecido um prêmio pela "Société d'Encouragement pour l'Industrie Nationale" à pessoa que "aplicasse em larga escala, e de maneira satisfatória, em fábricas e trabalhos de manufatura, as turbinas, ou rodas hidráulicas de lâminas curvas de Belidor". Esse tipo de roda, descrito por Bernard Forest Belidor (1693 - 1761), pertencia a classe de rodas de água em tubo. Consistiam de um cilindro vertical de um metro de diâmetro com uma roda de água horizontal em sua base. Grande quantidade de água após passar por um conduto cônico era despejada no cilindro, movendo a roda utilizando energia cinética e potencial (de pressão). Apesar da simplicidade de construção e instalação e de sua confiabilidade, sua eficiência ficava em torno de 15%.

Enquanto os ingleses estacionavam suas pesquisas com relação a rodas de água do tipo vertical com alimentação superior (inicialmente descrito por Marcus Vitruvius Pollio, engenheiro romano do primeiro século D.C.), os franceses identificavam duas características principais para o motor hidráulico ideal. Em primeiro lugar a água deve entrar no motor sem impacto e em segundo a água deve perder toda sua

velocidade inicial ao sair do motor. Isto evita perdas com turbulência.

Partindo desses conceitos, Poncelet (1788 - 1867) descobriu que sensível melhora de rendimento seria atingida com a utilização de rodas verticais dotadas de um número adequado de lâminas de forma correta. Assim, rodas de água com 60% de rendimento puderam ser construídas.

As rodas de reação começaram a surgir no início do século XIX. Seu princípio de funcionamento é similar ao dos aspersores de jardim atuais. A água é forçada a passar pelo centro de uma roda com dois ou mais braços. Ao sair pelas extremidades desses braços, a água causa a rotação do sistema (figura 2).

Claude Burdin (1790 - 1893) propôs o termo turbina para designar rodas de água de alta rotação. Com um trabalho relacionando os tipos de rodas em uso, a exposição do conceito de fluxo radical externo (utilizado posteriormente) e de vários modelos de rodas de reação, Burdin tentou ganhar o prêmio relativo às rodas de Belidor em 1827. Não ten-

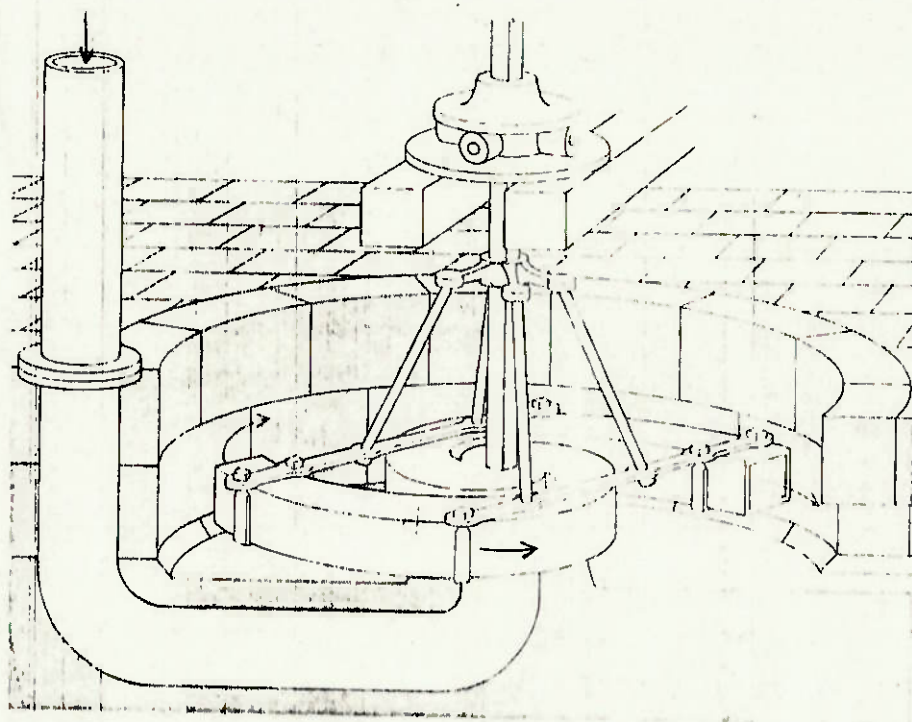


Figura 2 - Roda de Reação do Século XIX.

do, porém, construído nenhum dos modelos propostos, conseguiu apenas um prêmio de consolação. O prêmio total foi ganho em 1833 por Fourneyron , aluno de Burdin. Entre 1823 e 1832 ele desenvolveu turbinas de fluxo radial externo (figura 3) com rendimento máximo de 80% obtendo 60 HP a 2300 rpm em turbinas para quedas de 114 metros, altura nunca atingida anteriormente. Nesta pressão o rolamento do eixo da turbina devia ser trocado a cada 10 ou 14 dias.

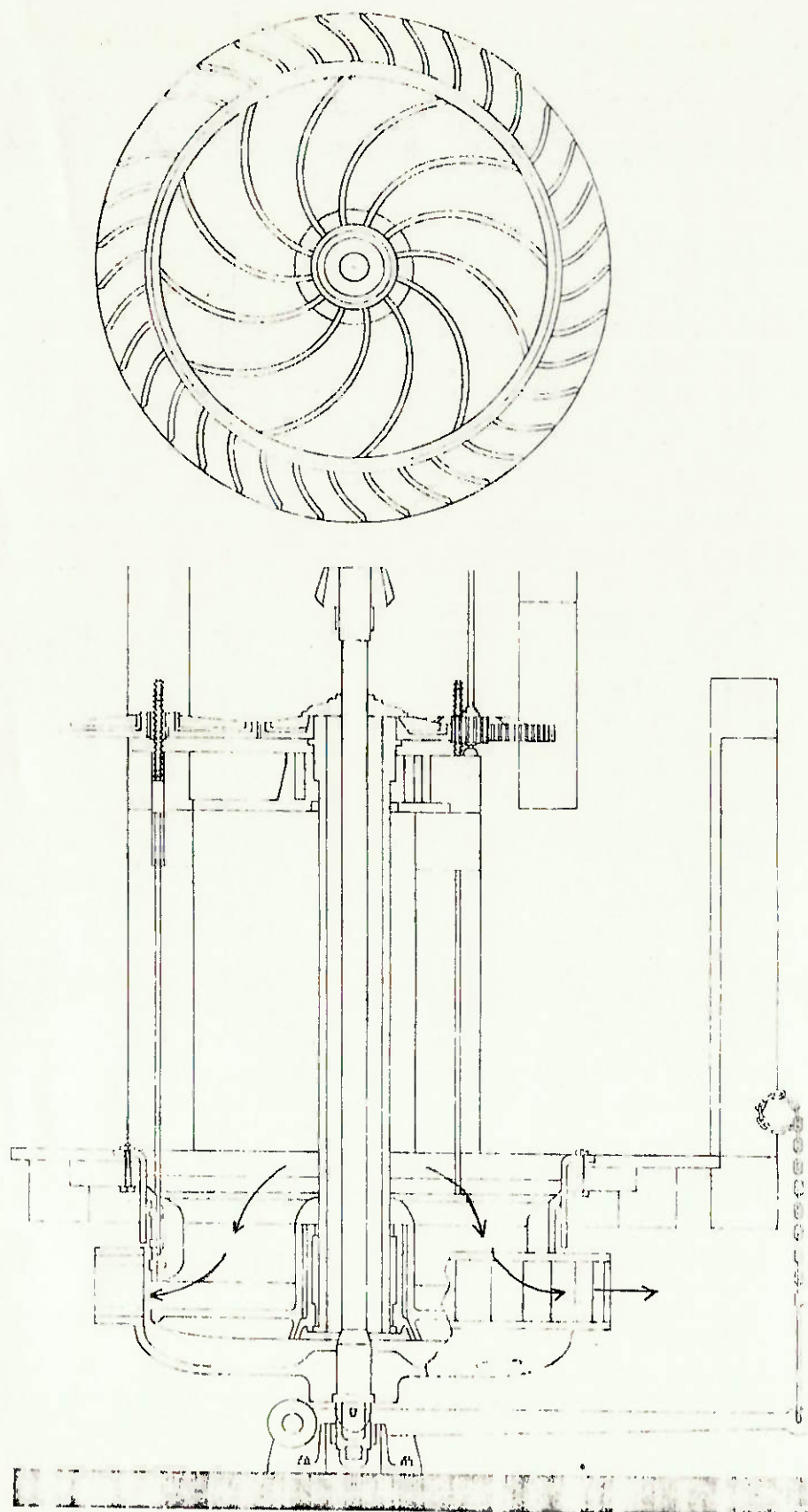


Figura 3 - Turbina de Fluxo Radial Externo de Fourneyron

O trabalho de Fourneyron serviu de ponto de partida para vários desenvolvimentos. Cedo foram constatadas as falhas de seus projetos. Por exemplo: o alto rendimento só era obtido nas condições de projeto. Se a vazão de água fosse diminuída para reduzir a potência de saída, o rendimento diminuir sensivelmente. Outro problema sério era a carga no sistema. Se fosse rapidamente diminuída, a velocidade da turbina atingiria patamares demasiadamente elevados até seu rompimento. Isto só não ocorreria se a turbina fosse equipada com um eficiente sistema de frenagem.

Abandonando o modelo de fluxo externo, surgiram três diferentes tipos de turbinas por volta de 1840: Kaplan, Francis e Pelton (Figuras 4, 5, 6).

Nesta época as diferenças entre as rodas de água e as turbinas tornaram-se mais evidentes, com as últimas atingindo maiores velocidades de rotação (da ordem de 1000 rpm contra 10 rpm das rodas), melhores rendimentos e potências.

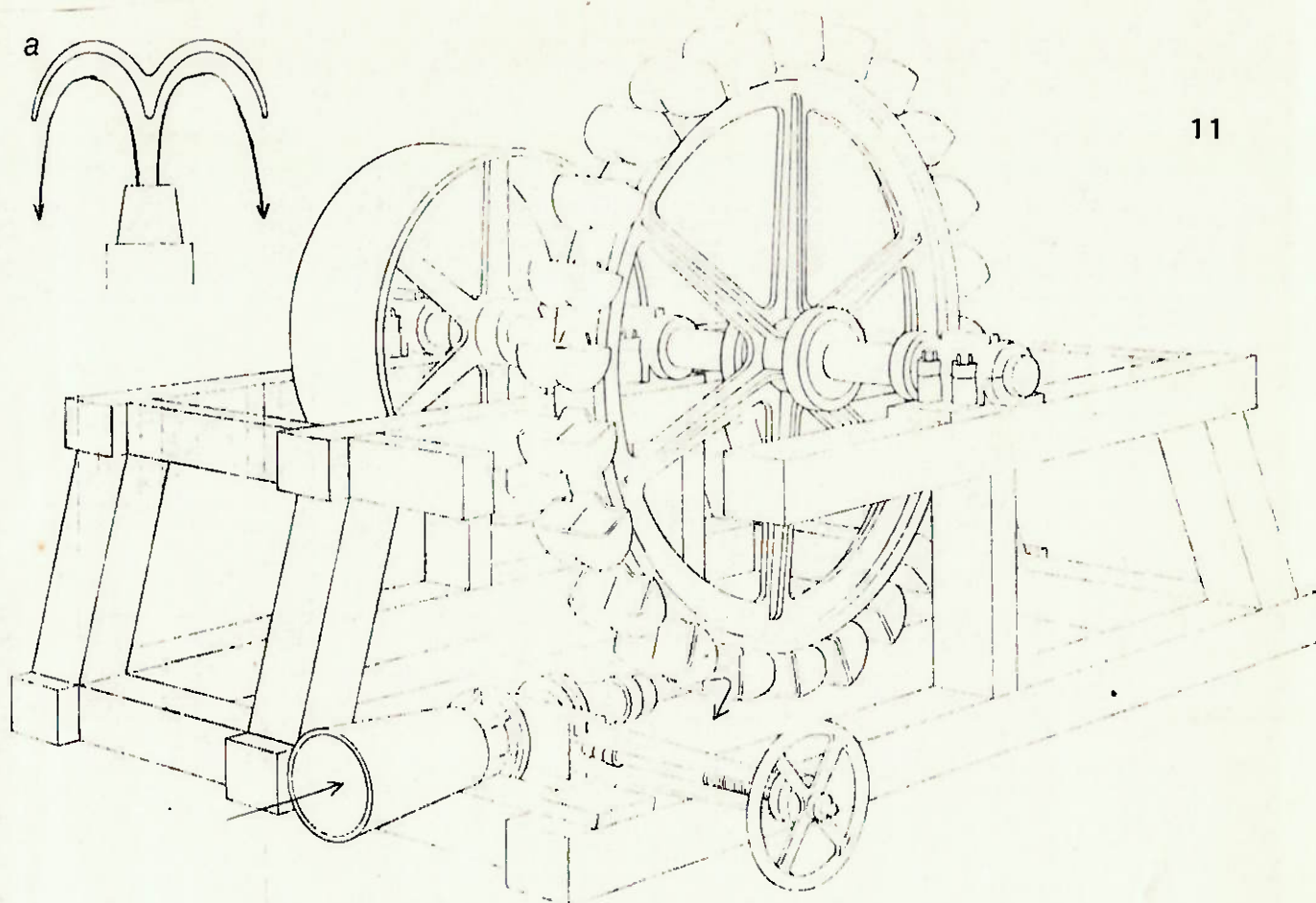


Figura 4 - Turbina Pelton

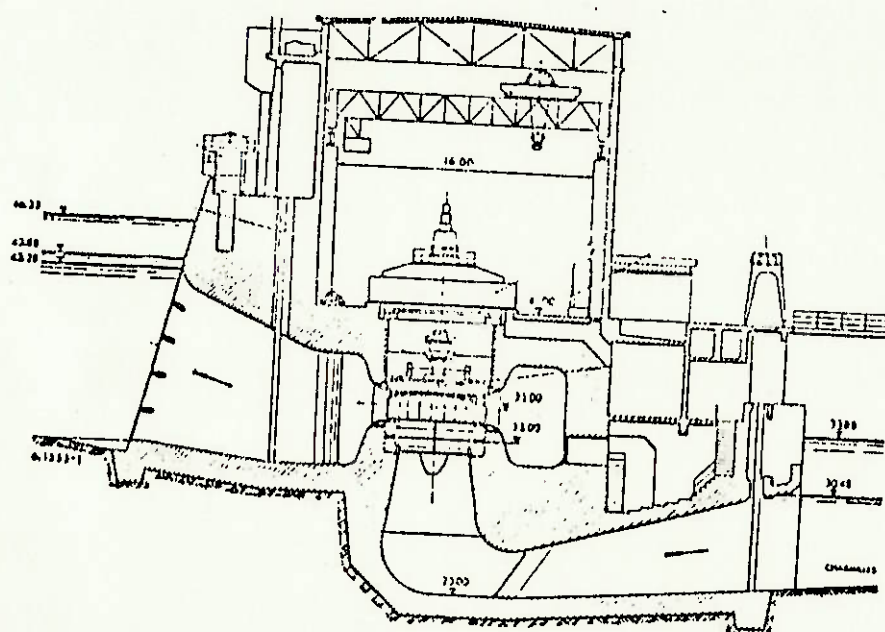


Figura 5 - Turbina Francis

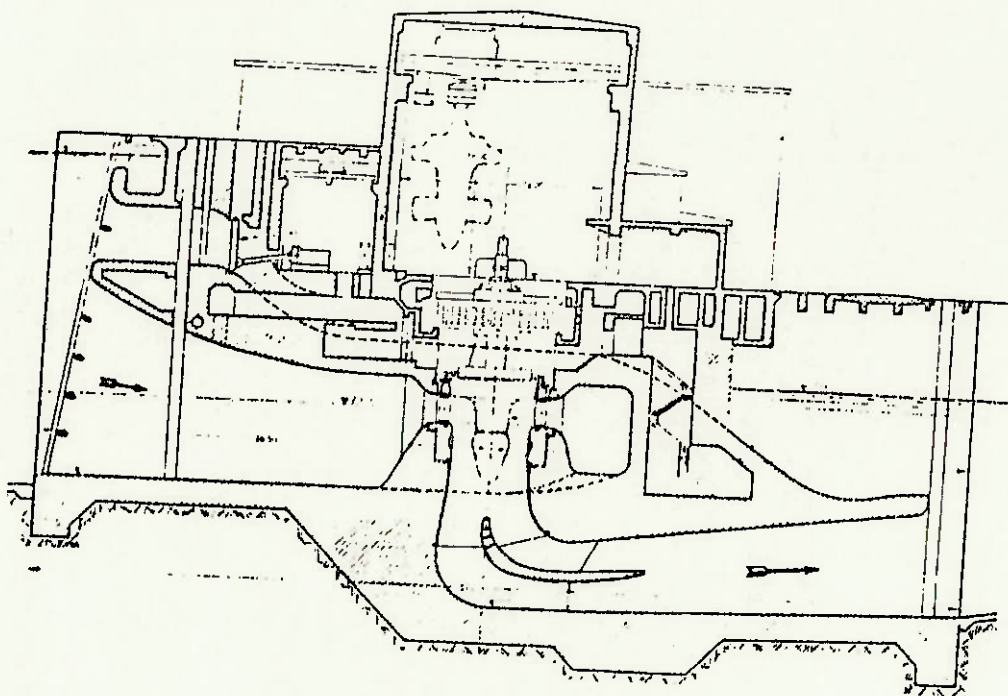


Figura 6 - Turbina Kaplan

A aplicação de turbinas hidráulicas a máquinas cada vez mais complexas implicou na necessidade de regulação de sua rotação. Mecanismos como moinhos e prensas apresentam grande variação no torque necessário para sua movimentação. Já os motores (e geradores) elétricos, desde seu surgimento no final do século XIX exigiram rotação constante.

O pêndulo centrífugo de Watt (figura 7) foi um dos primeiros reguladores empregados e, ainda hoje, seu princípio de funcionamento é utilizado nos reguladores das turbinas hidráulicas modernas. Com a variação da rotação, as

massas girantes se elevam ou abaixam, modificando a posição de um mecanismo, regulando a vazão que entra na turbina.

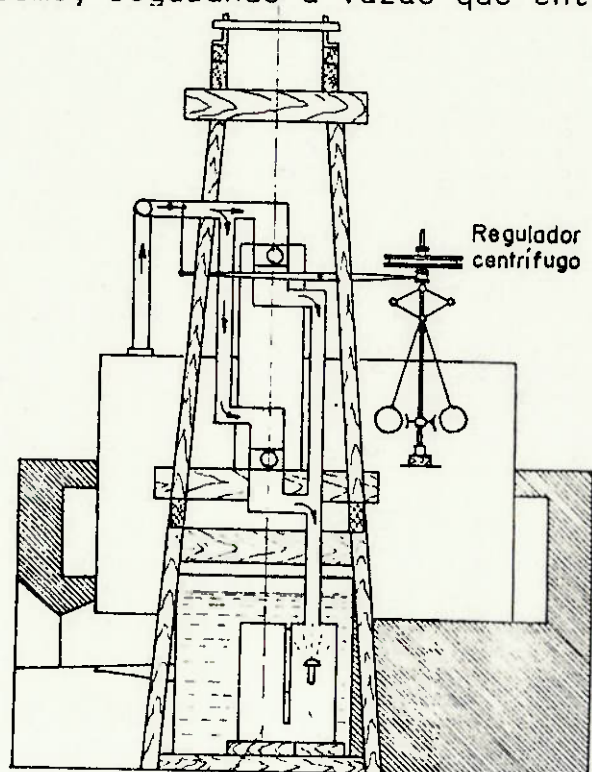
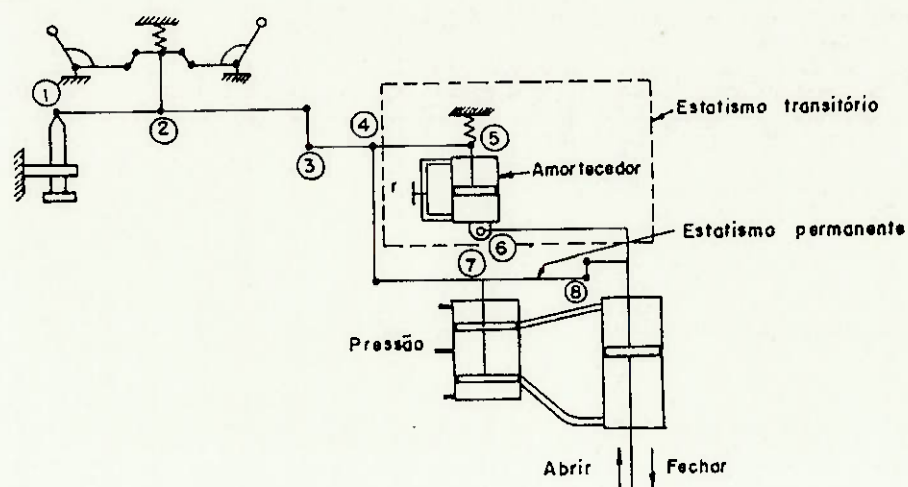


Figura 7 - Regulador de Velocidade de Watt

Este tipo de mecanismo, chamado regulador direto proporcional (malha aberta), atua constantemente, aumentando ou reduzindo a vazão em torno de uma vazão pré-determinada ("set point"), sem tender a um valor constante [4]. Surgiram, então os mecanismos de regulação indireta como o da figura 8, de malha fechada, ou seja, com sistema de realimentação que informa ao regulador o efeito obtido por sua atua-

ção.

Recentemente a eletrônica foi aplicada aos reguladores permitindo grande desenvolvimento neste campo.



8. - Regulador Indireto

1.2. - MICROCENTRAIS HIDRELÉTRICAS

1.2.1. - Características e Classificação

A construção de microcentrais hidrelétricas visa a obtenção de energia elétrica a custos moderados ,

sobretudo em lugares não servidos pelas redes das grandes centrais, tipicamente ambientes rurais. Uma vez instalada, seu custo de manutenção é baixo, porém o custo da sua instalação é relativamente elevado quando comparado com outras alternativas como a energia solar, por exemplo. Assim, cada um de seus componentes deve ser adequadamente projetado ou selecionado. Uma classificação normalmente empregada [5], refere-se ^à capacidade de regularização do reservatório, podendo ser a fio d'água ou de acumulação.

No primeiro caso, a vazão do rio é mais que suficiente para produzir a potência necessária, mesmo em tempo de seca. Deste modo é feita apenas uma pequena barragem para facilitar a condução da água à turbina, sendo que o fluxo de água excedente é descarregado por um vetedouro na maior parte do tempo.

Já na central de acumulação, deve haver uma regularização diária do reservatório. Isto significa que em rios onde a vazão não seja suficiente para fornecer a potência requerida, o reservatório acumula água em períodos de bai-

o consumo para utiliza-la quando o consumo for maior. Podem haver épocas de águas baixas em que o reservatório não armazenará toda a água necessária e então a central operará com potência abaixo da máxima.

Outra possível classificação de centrais refere-se ao sistema de adução:

- adução em escoamento livre por canal;
- adução em baixa pressão por tubulação.

Em ambos os casos a parte final da tubulação, de alta pressão, é feita através de tubulação forçada.

Estes tipos de canalização são usados quando quedas de água são aproveitadas, devendo a casa de máquinas situar-se distante da barragem.

Finalmente uma terceira classificação refere-se à potência e à altura da queda. A combinação desses parâmetros determina a potência da central e está relaciona-

da na figura 9 para as pequenas centrais hidrelétricas.

CLASSIFICAÇÃO	POTÊNCIA INSTALADA (kW)	QUEDA DE PROJETO (m)		
		Baixa	Média	Alta
Micro Centrais Hidrelétricas	até 100	Menos de 15	15 a 50	Mais de 50
Mini Centrais Hidrelétricas	100 a 1000	Menos de 20	20 a 100	Mais de 100
Pequenas Centrais Hidrelétricas	1000 a 10.000	Menos de 25	25 a 100	Mais de 100

Figura 9 - Classificação das Pequenas Centrais Elétricas

Apenas nas microcentrais, a casa de máquinas pode situar-se junto à barragem, economizando na tubulação de adução

1.2.2. - Componentes

As centrais hidrelétricas são compostas de

quatro sistemas de complexidade variada, dependendo das características de vazão e queda disponíveis [2]. São eles:

- a) barragem
- b) captação e condutos de água
- c) casa de máquinas
- d) restituição de água

Neste capítulo estes sistemas serão apresentados e terão suas funções definidas, sendo dada ênfase, posteriormente ao terceiro item - casa de máquinas - incluindo uma descrição de turbinas e seus acessórios. Na figura 10 é esquematizado uma central hidrelétrica.

a) Barragem

Barragens são obras transversais ao leito dos rios, com o objetivo de bloquear a passagem de água. Além de represar e desviar as águas, elevam seu nível, permitindo o aproveitamento da energia potencial acumulada. A regularização da vazão do rio também é alcançada via barragens.

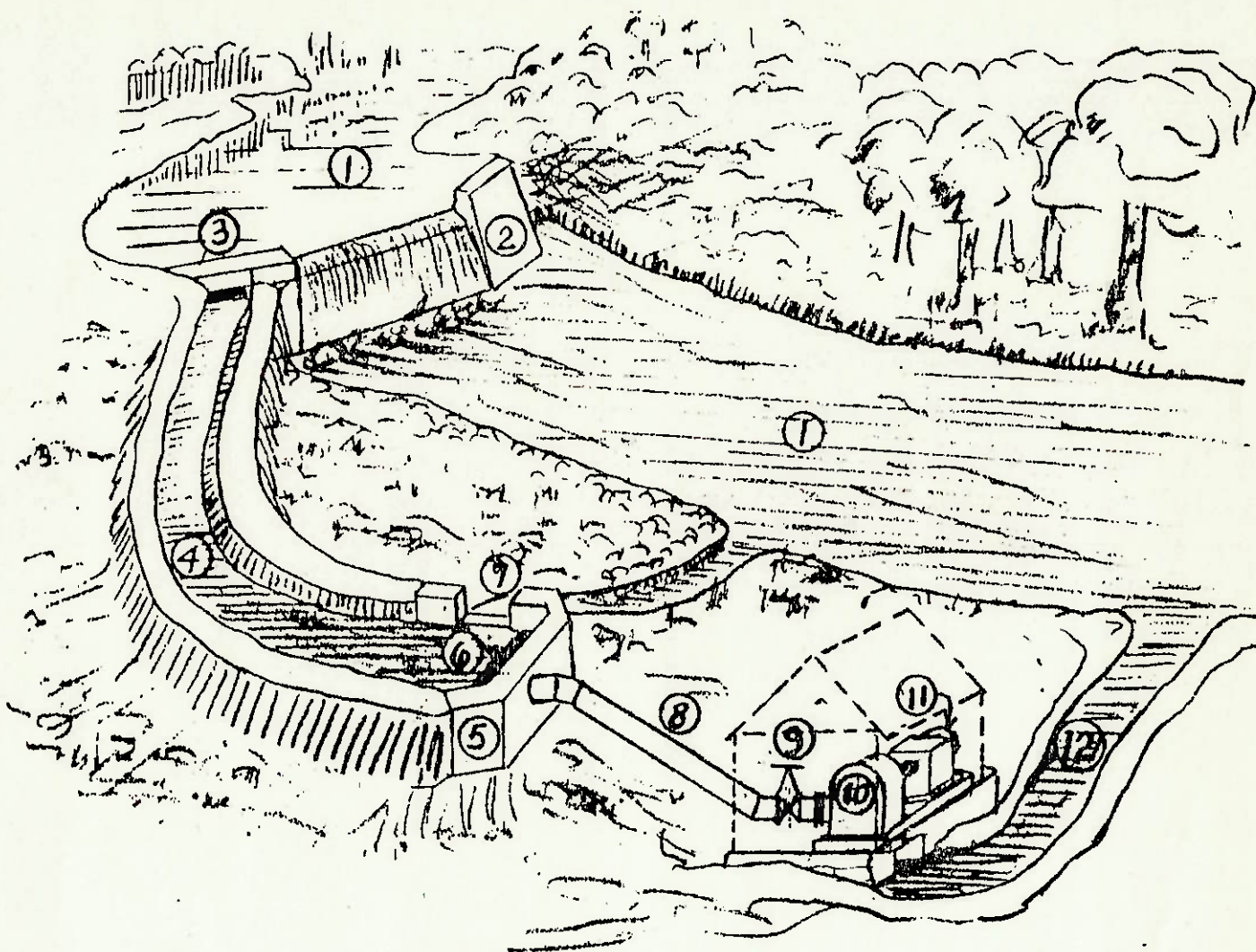


Figura 10. Instalación típica para una planta de energía hidráulica de descarga baja.

- | | |
|------------------------------------|--------------------------------------|
| 1. Río | 7. Derrame del canal de admisión |
| 2. Dique con rebozadero | 8. Ducto |
| 3. Entrada al canal de admisión | 9. Válvula de admisión de la turbina |
| 4. Canal de admisión | 10. Turbina hidráulica |
| 5. Admisión al ducto de la turbina | 11. Generador eléctrico |
| 6. Rejilla coladera | 12. Canal de descarga |

Figura 10 - Componentes de una Hidrelétrica.

Em termos construtivos, existem barragens a gravidade, a arco e a arco-gravidade, diferenciadas na forma com que resistem a cargas distribuídas. A construção de vertedouros de vazão excedente é necessária para evitar o transbordamento em locais impróprios e a instalação de grades de proteção junto à tomada de água proporciona filtragem de elementos nocivos à turbina como folhas e gravetos.

Outros componentes de barragens são comportas para controle de vazão da água entregue às turbinas e tubo de aeração permitindo a entrada de ar na tubulação quando as comportas forem fechadas.

b) Captores e Condutos de Água

Levam a água da barragem para a casa de máquinas.

Os condutos de baixa pressão a céu aberto, ou não, são aqueles nos quais a água escoá com baixa velocida

de devido à pouca declividade. Conduitos forçados são aqueles em que a pressão à jusante é maior que a de montante, possibilitando seu aproveitamento.

c) Casa de Máquinas

Situada próxima à barragem ou a pequena distância, a casa de máquinas abriga o conjunto transformador de energia hidráulica em energia elétrica. Em seu interior se encontram a turbina, o gerador elétrico e o regulador de rotação.

Os equipamentos variam de acordo com o tipo de turbina. Esse assunto será abordado no ^{próximo} capítulo.

d) Retorno da Água ao Rio

É feito através de tubulação de baixa pressão, já que a energia da água foi aproveitada ao máximo. Dependendo do comprimento da tubulação, pode ocorrer o fenômeno do golpe de ariete, se não for construída uma chaminé de equilíbrio para absorvê-lo.

CAPÍTULO 2

TURBINAS E OUTROS EQUIPAMENTOS

2.1. - I N T R O D U Ç Ã O

A turbina hidráulica , que é o elemento principal de uma central hidrelétrica, necessita de vários equipamentos acessórios para seu perfeito funcionamento. Alguns tipos exigem reguladores de velocidade sofisticados, outras são auto-reguláveis. A posição do eixo da turbina determina o posicionamento do gerador, tornando a instalação e sua manutenção mais simples ou mais complexa, o que acarreta variações no custo da obra.

Os diversos tipos de turbinas serão brevemente apresentados a seguir, enfatizando aquelas turbinas adequadas a pequenas quedas e/ou vazões , utilizadas em microcentrais hidrelétricas.

Convém ressaltar que as características de uma microcentral são diferentes das de uma central convencional. A tecnologia empregada é mais simples, porém o seu bom desempenho depende de um bom projeto.

É conveniente observar que os parâmetros utilizados para a escolha do tipo de turbina aplicável a cada caso são a altura da queda (N), a vazão (Q) e a rotação específica. O conceito de rotação específica [nqa] vem da análise dimensional [2], designando a constante obtida por:

$$nqa = \frac{10^3 W \sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}} \quad \begin{aligned} \text{com } [W] &= \text{rp/s} \\ [Q] &= \text{m}^3/\text{s} \\ [H] &= \text{m} \\ g &= 9.8 \text{ m/s}^2 \end{aligned}$$

O fator 10^3 é introduzido para que o valor de nq_A seja da ordem de 10 ou 100. Turbinas semelhantes têm o mesmo nq_A , apresentando a mesma relação entre W, Q e H.

2.2. - TURBINAS HIDRÁULICAS

2.2.1. - Classificação

Os vários tipos de turbinas hidráulicas existentes podem ser classificados nos seguintes grupos:

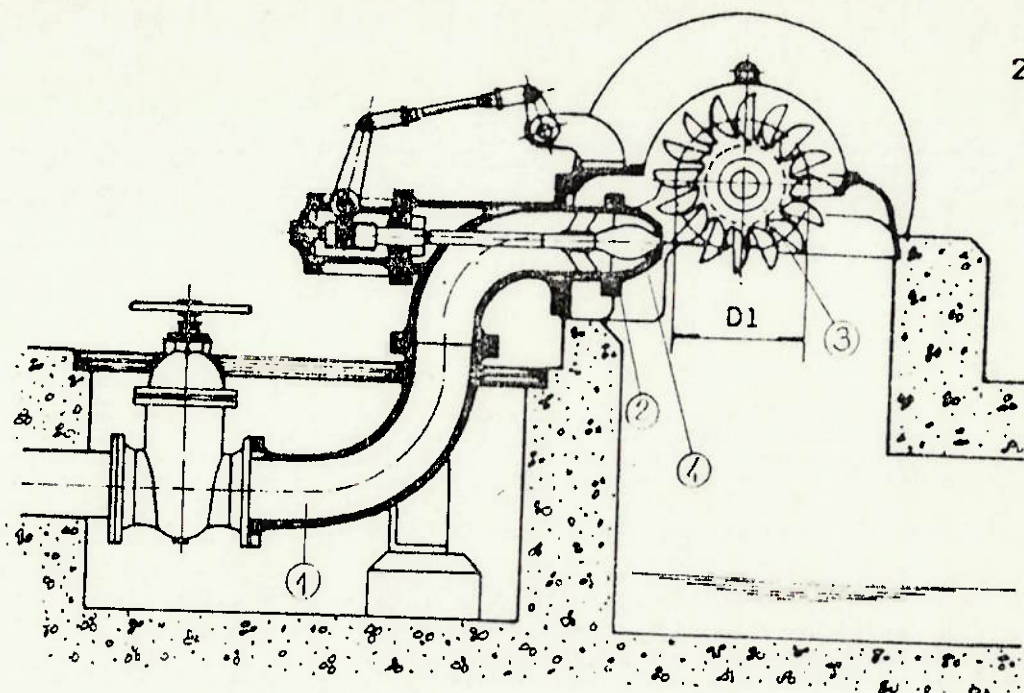
- a) turbinas de reação: utilizam energia de pressão e cinética da água para obter a rotação. Vários tipos de turbinas atendem a ampla gama de condições de aplicação.

- b) turbinas de ação : A rotação é obtida pelo aproveitamento da energia cinética da água. Este grupo é composto pelas turbinas Pelton e Mitchell Banki. Este último tipo tem encontrado cada vez mais campo de aplicação em muitas usinas. No Brasil ainda é pouco difundido.

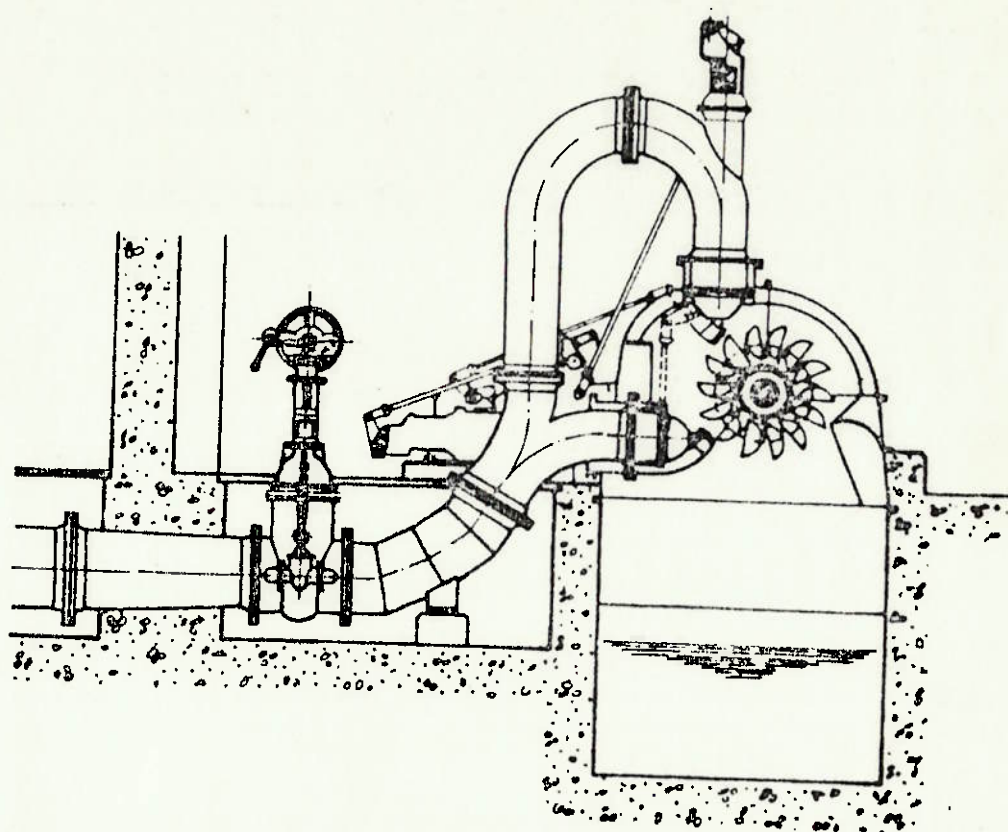
2.2.2. - Descrição das Turbinas Hidráulicas

2.2.2.1. - Turbinas Pelton

A figura 11 mostra um esquema de uma turbina Pelton. A água, forçada a passar pela tubulação (1), adquire energia cinética ao sair pelo injetor (2) e, incidindo nas pás do rotor (3) imprime-lhe velocidade. A presença de mais de um injetor permite alcançar-se maiores rotações [5].



TURBINA PELTON DE 1 JATO



TURBINA PELTON DE 2 JATOS

Figura 11. - Turbina Pelton

As pás, fundidas ou parafusadas no rotor ,
são bipartidas (figura 12) de modo a anular componentes axi -
ais de forças sobre o rotor.

O nível máximo de água à jusante da turbina não deve
atingir as pás, evitando-se o efeito de frenagem.

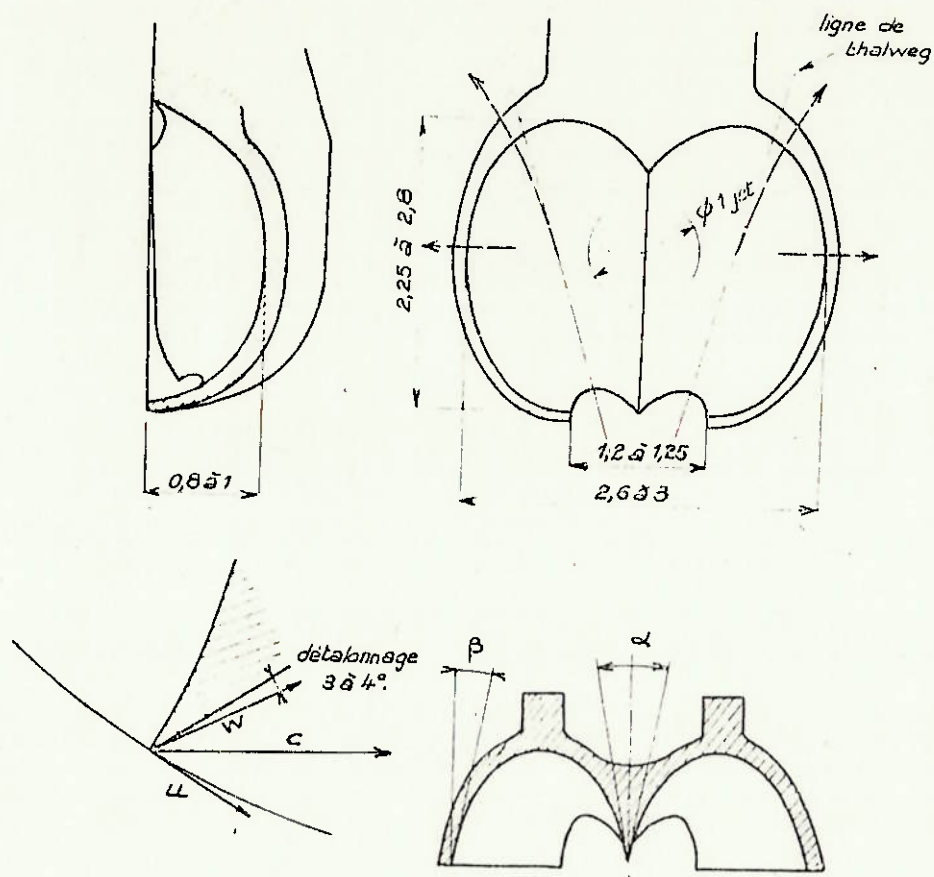


Figura 12 - Pás da Turbina Pelton

O injetor direciona o jato de água. Turbinas com dois injetores, além de proporcionar maiores rotações, permitem o corte pela metade da vazão pelo fechamento de um deles, sem modificar o rendimento do sistema, por outro lado, a utilização de apenas um injetor torna o equipamento mais simples e menos oneroso.

Em turbinas pequenas, a regulação da vazão é feita através de agulhas (item 4 na figura 11), reguladas por mecanismos manuais ou automáticos (hidráulicos). Estes mecanismos garantem a manutenção da velocidade a nível constante, fazendo com que o rendimento sofra pouca alteração[6], como mostra a figura 13.

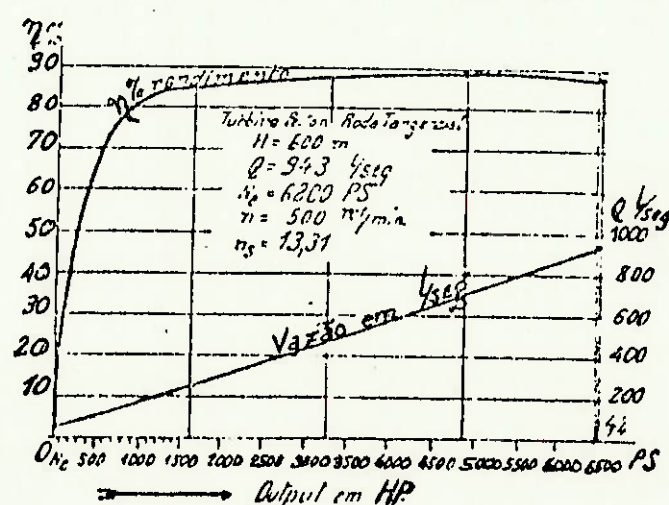


Figura 13 - Curva de Rendimento - Turbina Pelton

Segundo Mialhe [7], as turbinas Pelton encontram aplicação em quedas de grande altura e vazões relativamente pequenas, vide figura 27 no item 3.

2.2.2.2. - Turbinas Mitchell-Banki

Desenvolvidas em 1917 pelo professor Donat Banki a partir de patente de A.G.M. Mitchell [8], as turbinas Mitchell-Banki são amplamente utilizadas no exterior em micro-usinas. Além de serem de simples construção e manutenção, têm bom rendimento, utilizando a energia da água quando da sua entrada e saída do rotor.

Observando a figura 14, percebe-se que a entrada de água é feita pelo conduto (1) que tem seção transversal variável, através de válvulas (2), permitindo a variação da vazão sem perda de rendimento (figura 15).

Sendo uma turbina de ação, como a Pelton, tem o seu rotor (3) movimentado pela energia cinética adquirida pela água na saída do conduto e após a primeira passagem

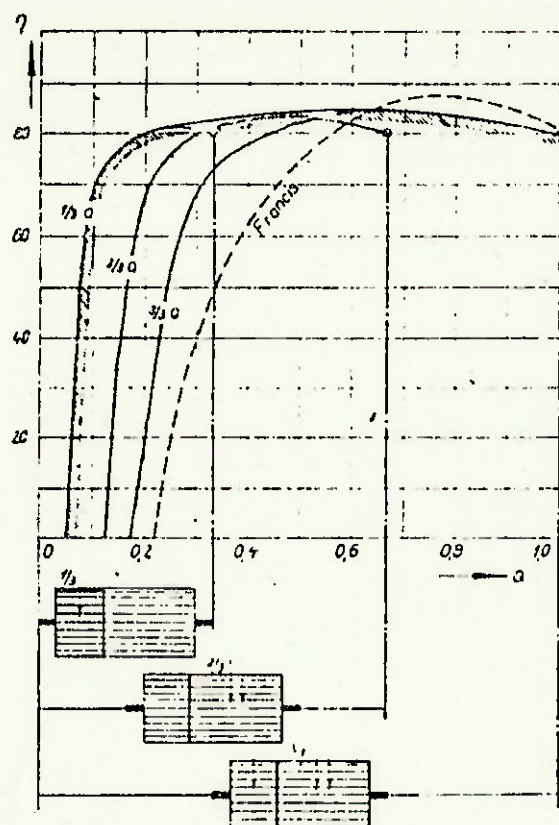


Figura 15 - Curva de rendimento - Turbina Banki

pelas pás (figura 16),

A caixa protetora [5], o suporte do eixo [1] e a válvula de entrada de ar [6] completam o conjunto.

Este tipo de turbina pode operar com vazões muito pequenas, da ordem de 10 l/s e quedas inferiores a 10m, tornando necessária a utilização de multiplicadores de rotação para acoplá-las a geradores da faixa comercial [8]. Muito utilizada na Europa, mas pouco conhecida no Brasil, sua fa-

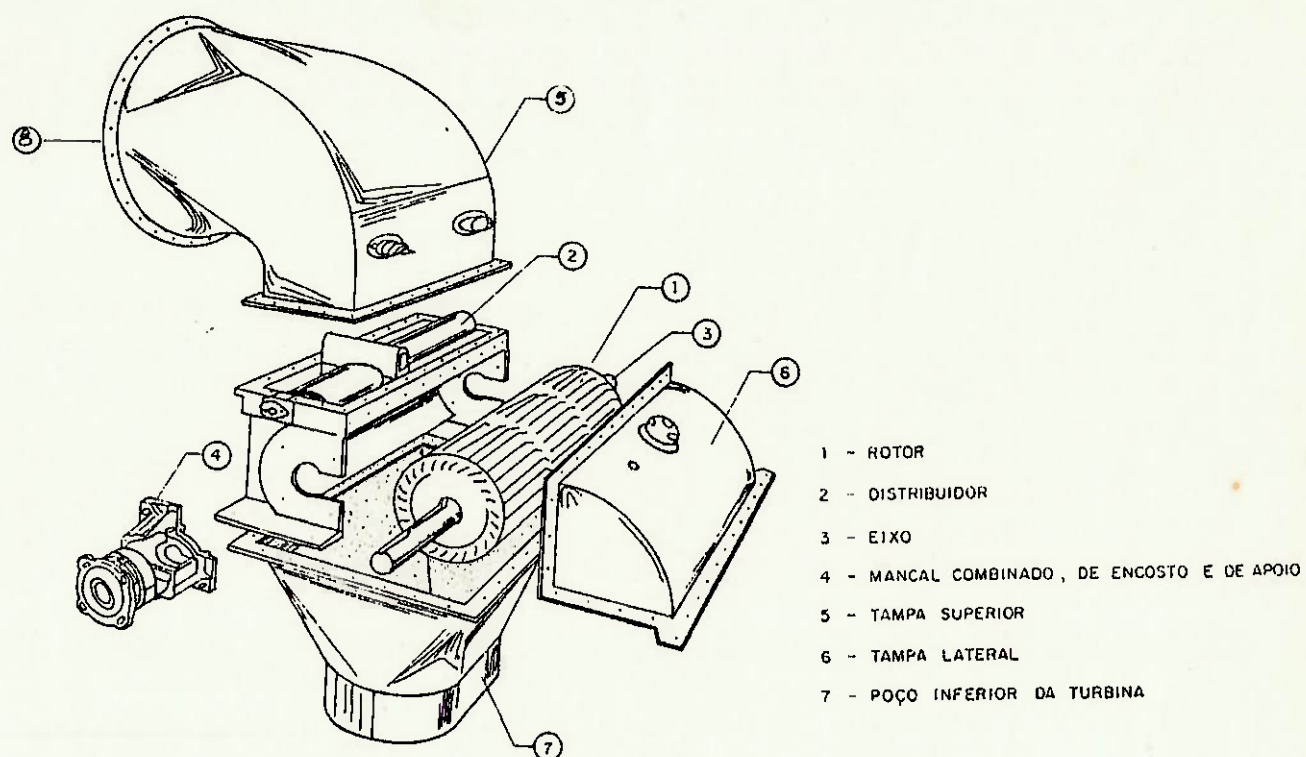


Figura 14 - Turbina Banki

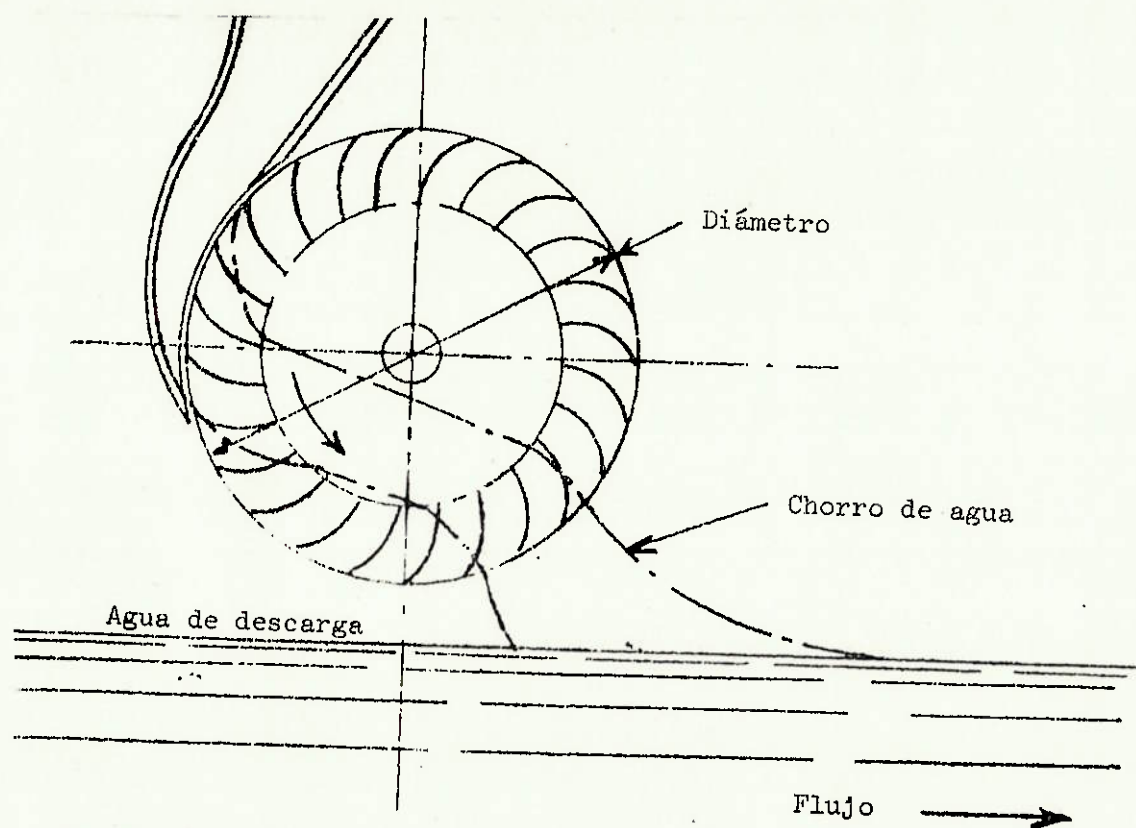


Figura 16- Movimentação da Água no Rotor

bricação por industria brasileira vem sendo estudada em convênio com a Universidade de Itajubá, MG.[9].

2.2.2.3. - Turbinas Francis

Este tipo de turbina, de reação, tem seu rotor movimentado devido ao aumento de velocidade da água ao passar por suas pás. Entrando a baixa velocidade, a água é acelerada devido ao formato das pás e a variação da quantidade de movimento causa a rotação (figura 17).

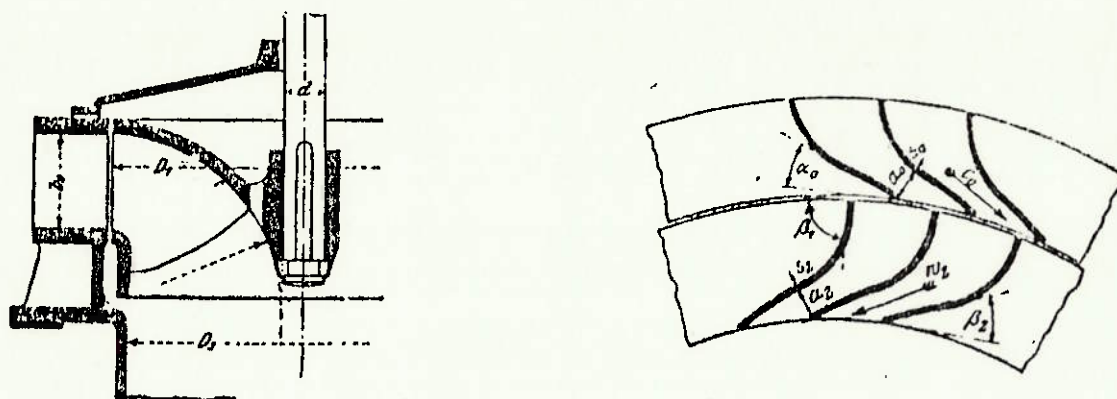


Figura 17 - Posicionamento das Pás na Turbina Francis

As turbinas Francis atendem a larga faixa de altura de queda, sendo que abaixo de 10m é utilizado o tipo caixa aberta com eixo horizontal ou vertical (figuras 18 e 19) e acima desta altura o tipo caixa espectral (figura 20) é o mais adequado [5].

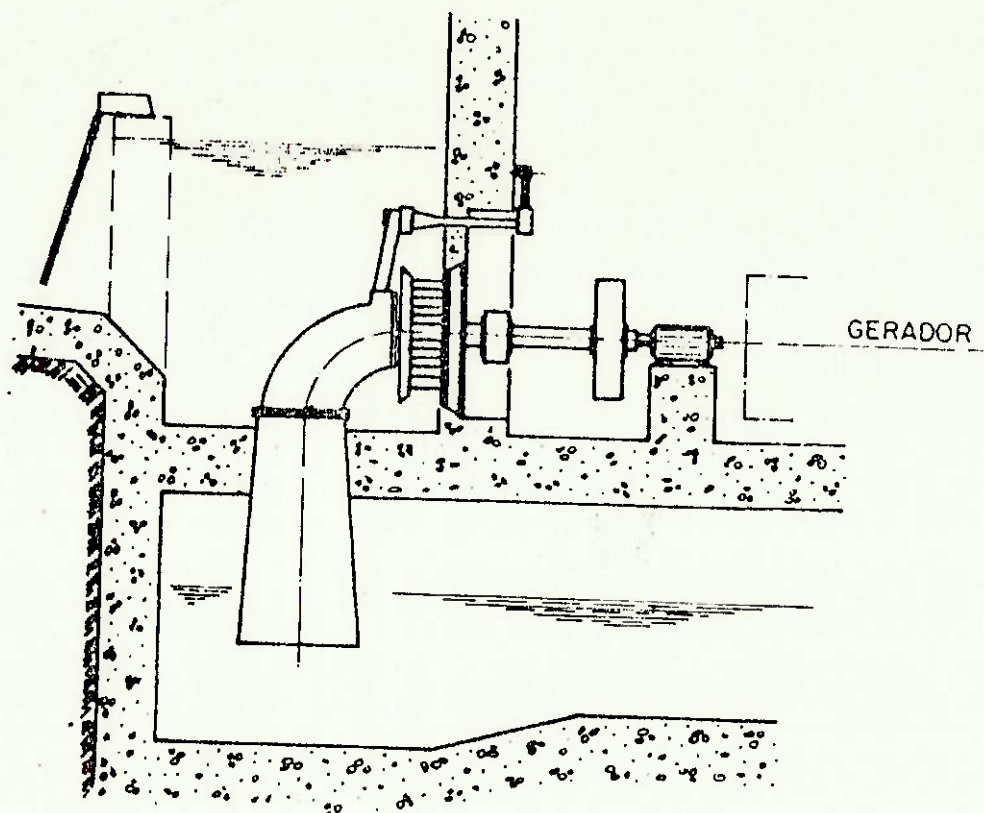


Figura 18 - Turbina Francis Caixa Aberta Eixo Horizontal

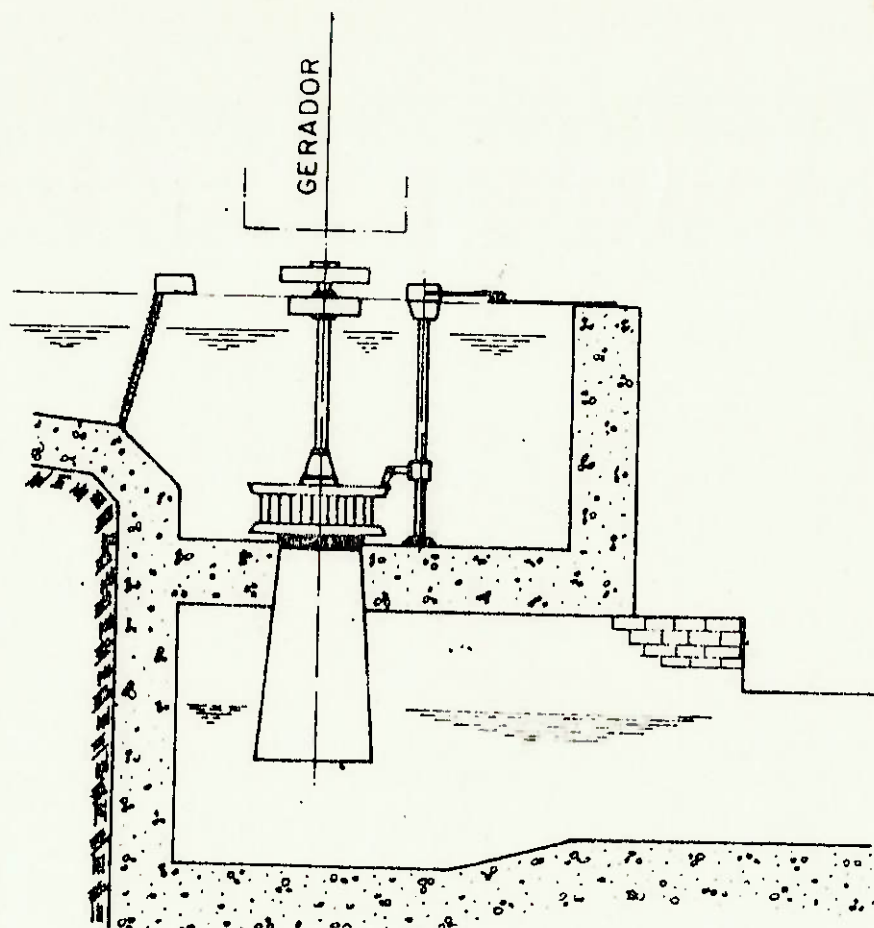


Figura 19 - Turbina Francis Caixa Aberta Eixo Vertical

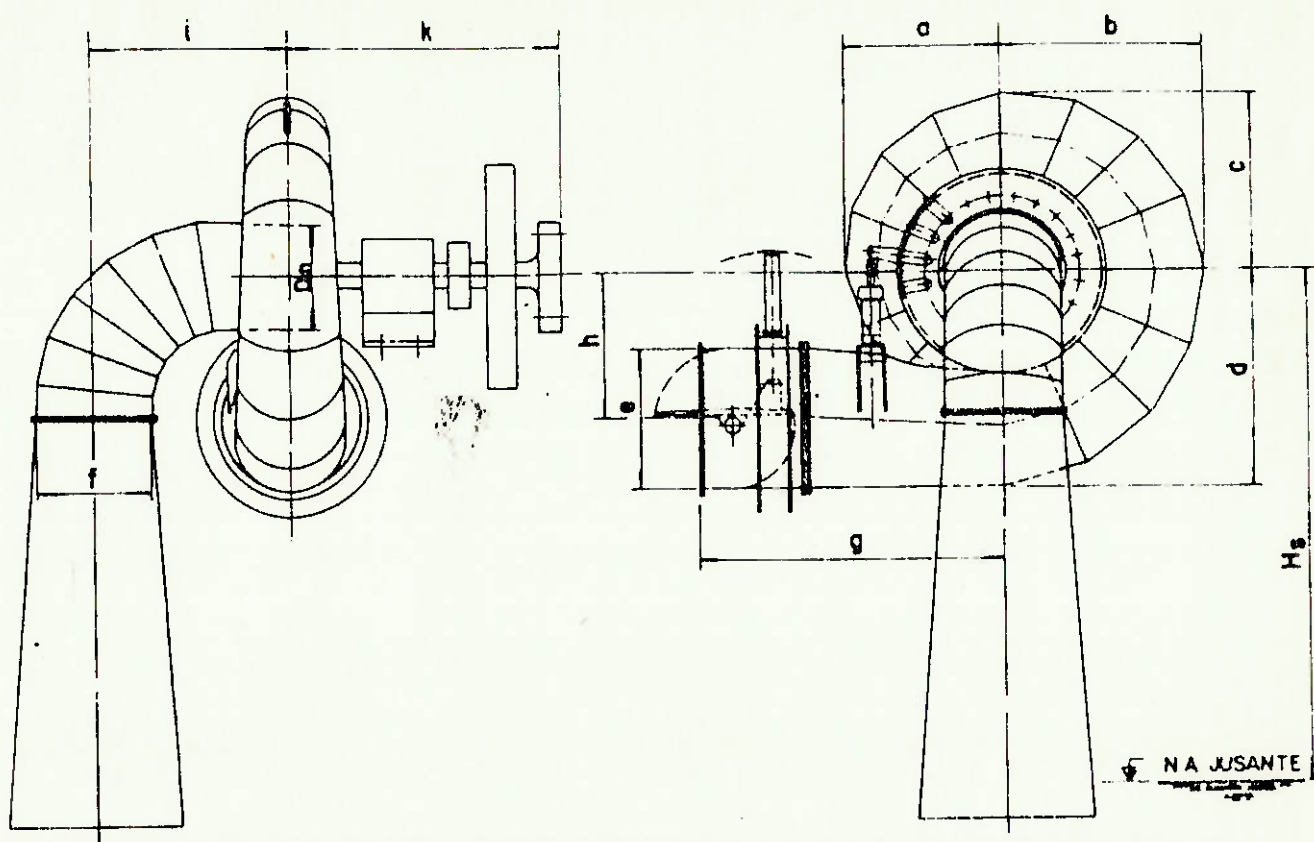


Figura 20 - Turbina Francis Caixa Espiral

O primeiro tipo apresenta menores valores de potência, sendo seu custo menor devido a ausência da caixa espiral (conduto forçado). Essa perda de potência é devida à maior rugosidade das paredes, e pela forma das pás, mais simples, causando formação de vórtices. A posição horizontal do eixo facilita o acoplamento ao gerador. A geometria do tubo de sucção é curva, ao contrário do que ocorre com as turbinas de eixo vertical.

O segundo tipo - Francis com caixa espiral - é mais sofisticado, permitindo variação de potência através da movimentação das suas pás em torno dos respectivos eixos.

2.2.2.4. - Turbina Kaplan

Esta turbina foi desenvolvida a partir da turbina de Francis, visando maiores valores de rotação. A forma das pás foi simplificada e o fluxo de água, apesar de continuar entrando radialmente, é direcionado axialmente com relação ao rotor (figura 21).

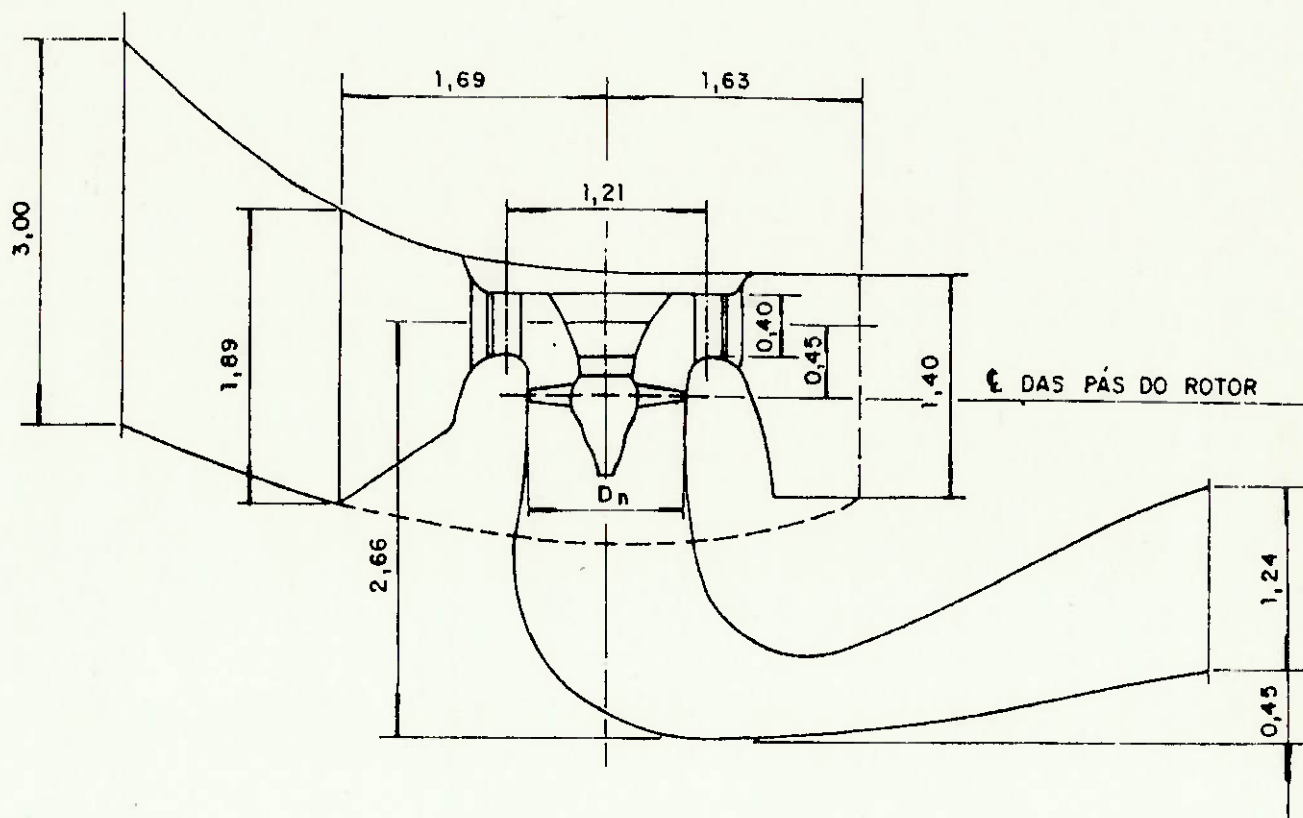


Figura 21 - Turbina Kaplan

Utilizadas para baixas quedas e grandes vazões [6] estas turbinas são construídas com eixo horizontal ou vertical, sendo a última forma a mais aplicada.

Podem ser construídas com caixa semi-espiral, recomendadas para aproveitamento hidrelétrico com regulação da potência fornecida. O sistema de movimentação das pás do rotor exige mão-de-obra qualificada, tornando seu custo elevado. Alguns fabricantes produzem turbinas Kaplan com palhetas do distribuidor fixas.

2.2.2.5. - Turbinas Bulbo

A turbina bulbo é uma unidade hidrelétrica [10] totalmente imersa na água com rotor semelhante ao Kaplan, com o gerador no interior de um bulbo de aço. O eixo da turbina é, geralmente, horizontal ou ligeiramente inclinado. O tubo de sucção é reto. (figura 22) O sistema acima é chamado "monobloco".

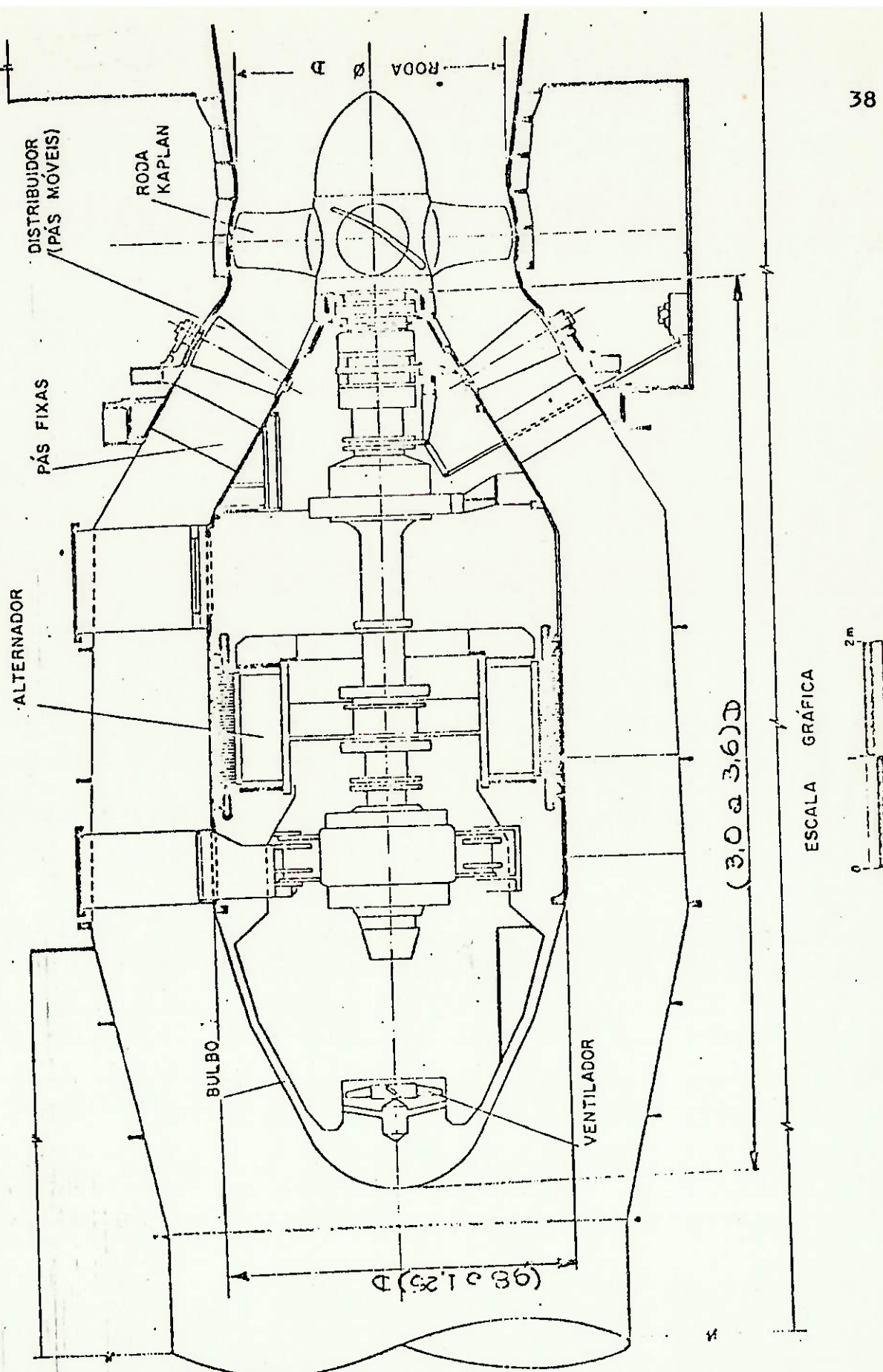


Figura 22 - Turbina Bulbo

Quando o tamanho do gerador não é compatível com o do bulbo, o primeiro é posicionado verticalmente do lado de fora.

O tipo monobloco encontra maior aplicação em microusinas em três esquemas distintos [11]:

a) esquema Sifão - figura 23

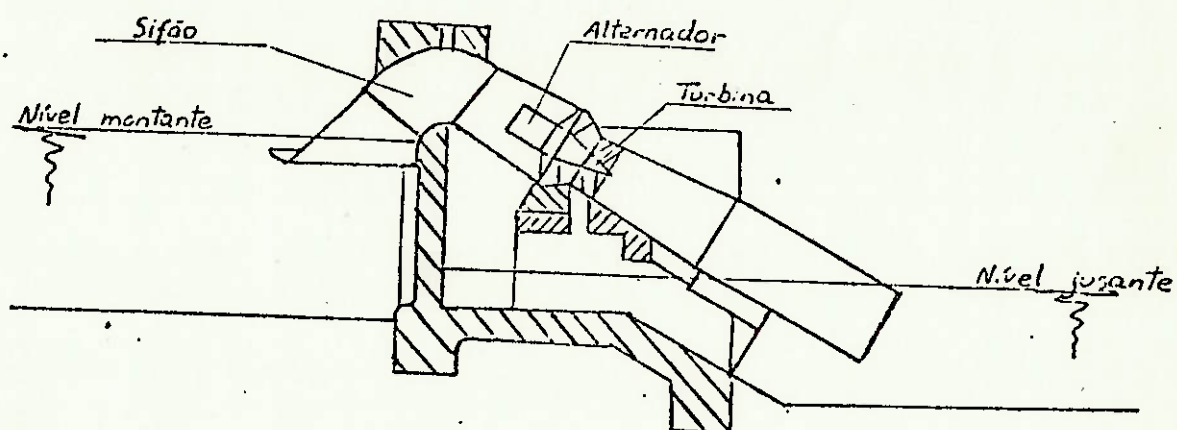


Figura 23 - Turbina Bulbo para Quedas de 1,5 a 4 m.

Este esquema é utilizado em quedas de 1,5 a 4 metros.

O início de funcionamento é feito através de um sistema moto-aspirador independente que retira o ar da tubulação. Uma válvula permitindo a entrada de ar se encarrega da parada do conjunto.

Um sistema de relês controla as comportas, mantendo a vazão em níveis aceitáveis. Se o nível a montante crescer indevidamente o sifão com o risco de se auto-escorvar, sendo impossível pará-lo.

b) esquema poço

Para vazões entre 4 e 8 metros é implantado dentro de uma câmara à entrada do aspirador (figura 24).

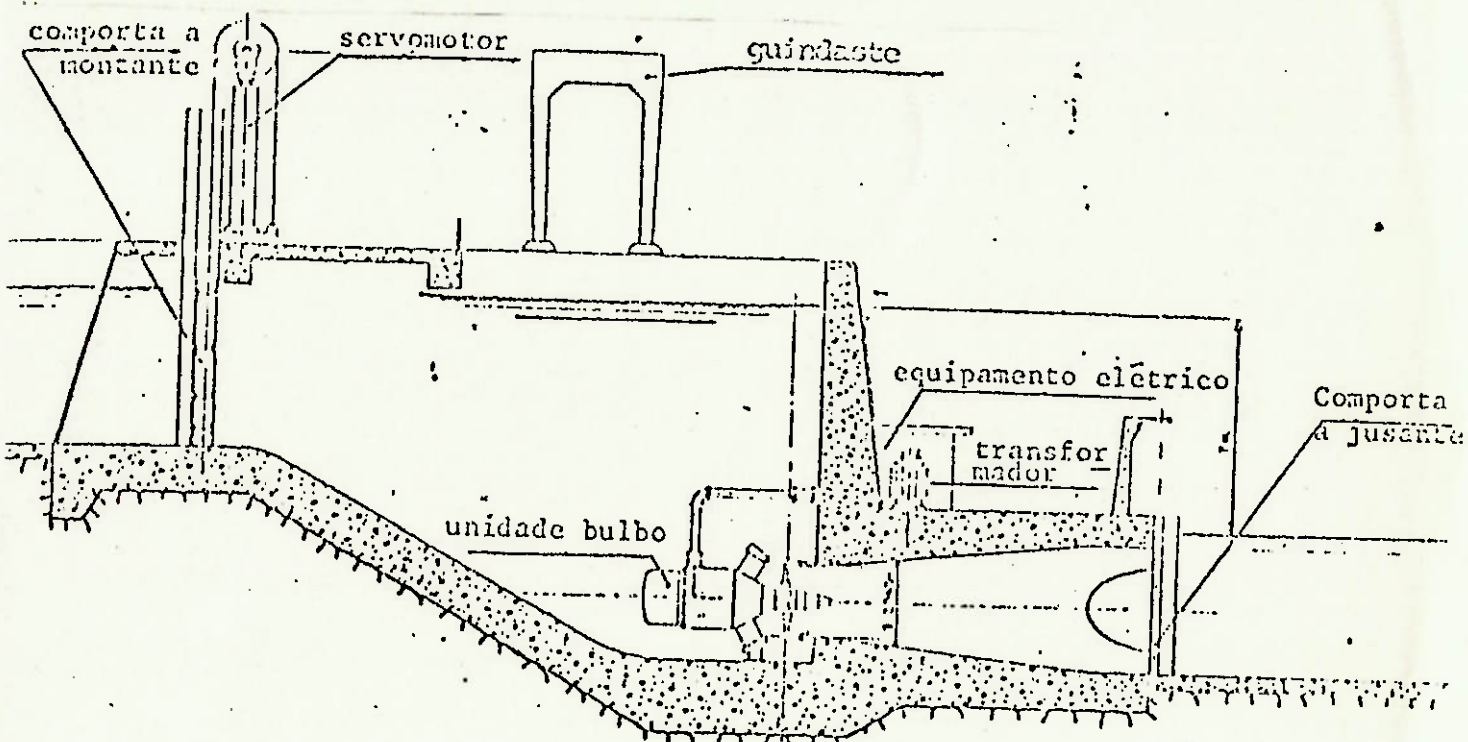


Figura 24 - Turbina Bulbo para Quedas de 4 a 8 m

c) Esquema "em conduto"

Semelhante ao tipo poço este esquema é montado um conduto devido às maiores quedas envolvidas - 9 a 15 m (figura 25)

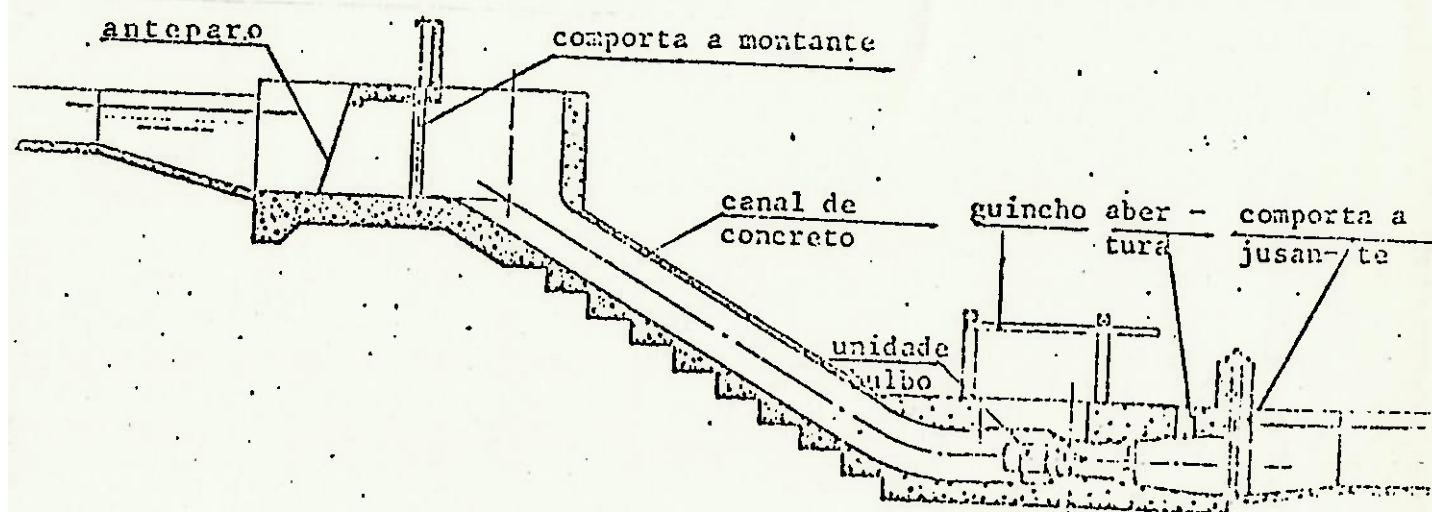


Figura 25 - Turbina Bulbo para Quedas de 8 a 15 m

2.3. - ESCOLHA DA TURBINA MAIS ADEQUADA

Nos itens anteriores foram apresentados vários tipos de turbinas, evidenciando a similaridade de aplicações de algumas delas. A questão a resolver agora é a seleção do tipo mais conveniente para dada aplicação e seu dimensionamento geral.

Utilizando conceitos simples da mecânica dos fluidos, podemos determinar a potência (N_d) disponível em um curso de água. Ela depende da altura manométrica efetiva (H) e da vazão disponível (Q), de modo que:

$$N_d = \gamma QH, \text{ com } \gamma = \text{peso específico da água} = 9800 \text{ N/m}^3$$

A altura manométrica efetiva é menor que a altura manométrica, levando em consideração as perdas na tubulação.

A potência a ser realmente obtida após o gerador leva em conta o rendimento deste e da turbina (η).

$$N = \eta \gamma Q H.$$

CAPÍTULO 3

PROJETO DE APLICAÇÃO

3.1. - DESCRIÇÃO DA NECESSIDADE E DA DISPONIBILIDADE

Neste capítulo serão determinadas as instalações necessárias para uma microcentral hidrelétrica a ser construída em um sítio situado na região de Juquitiba, SP.

O local é destinado a agricultura e lazer, tornando a utilização de equipamentos elétricos necessária.

A rede elétrica municipal localiza-se a 15 Kms de distância, sem previsão de ampliação a médio prazo.

O quadro a seguir, figura 26, descreve o tipo e capacidade dos equipamentos elétricos a serem utilizados, bem como o período provável de uso. Desse modo, é determinada a potência elétrica requerida, somando-se as potências de cada equipamento em uso nos diversos horários, verificando-se o horário de pico. O quadro baseia-se em indicações da Eletrobás e de Mialhe, referências [5] e [7].

Tipo de consumo	Quant.	Potência (w)	Período de funcionamento																								fator de utilização	Potência teórica (w)
			0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24													
lâmpadas incandescentes	8	800 (100 cada)																									0.5	400
chuveiro	1	2000																									1	2000
televisão	1	200																									1	200
máquina de lavar roupa	1	400																									1	400
ferro de passar roupa	1	1000																									1	1000
rádio	2	200																									1	200
geladeira	1	400																									0.7	280
bomba de água p/ poço	1	600																									1	600
bomba irrigação	1	4000																									1	4000
aspirador de pó	1	400																									0.8	320
batedeira doméstica	1	200																									0.8	160
enceradeira	1	300																									1	300
exaustor	1	100																									0.8	80
liquificador	1	300																									0.7	210
secador de cabelo	1	600																									0.5	300
total																												10450
período de pico																												7480



funcionamento contínuo



funcionamento intermitente

Figura 26 - Quadro de distribuição do consumo de energia elétrica.

No quadro da figura 26 o fator de utilização refere-se à porcentagem de lâmpadas acesas ao mesmo tempo e a porcentagem de tempo de utilização no período, para os outros equipamentos.

Com estes ^{dados} pode-se construir a curva de demanda de consumo de potência necessária durante o dia (figura 27).

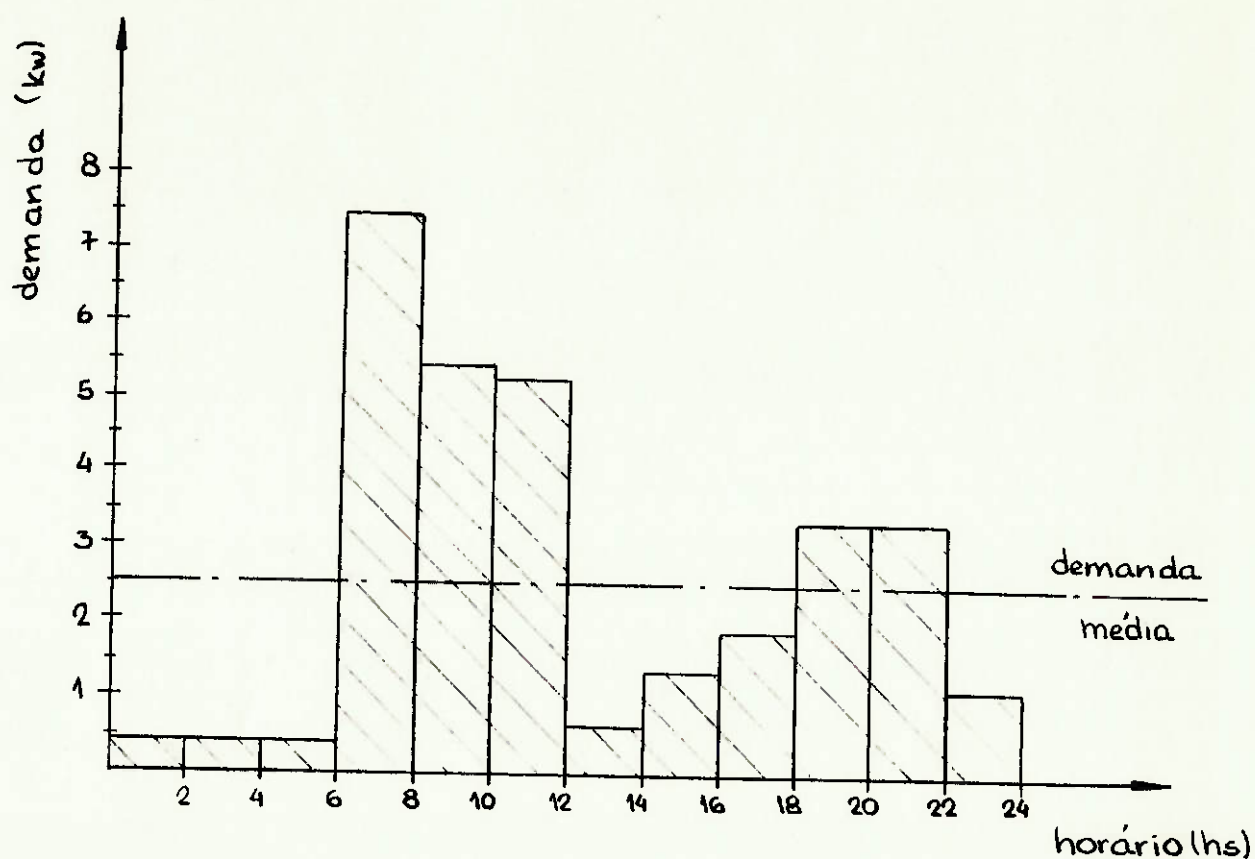


Figura 27 - Variação da energia utilizada em 24 horas

Nota-se que apesar da potência máxima ser de 7,5 Kw esta só é necessária durante duas horas. Depois o consumo decresce tendo como valor médio 2,5 Kw. A parte do dia em que o consumo está abaixo da média pode ser utilizada para acumulação de água no reservatório, proporcionando maior vazão disponível nos períodos de pico de consumo.

Na obtenção do valor da vazão foi utilizado o método do vertedouro [12]. Este método consiste na construção de uma barragem de madeira vedada nas junções com barro. Essa barragem tem na sua parte superior uma abertura retangular, por onde toda a água deve passar. Medindo-se a altura do nível da água e sabendo-se as medidas da abertura obtem-se a vazão utilizando-se tabelas. A vazão medida foi de $0,15 \text{ m}^3/\text{s}$. Já a altura da queda foi medida com teodolito obtendo-se 10 m.

Para a determinação da potência disponível (N_d) à turbina será estimada uma perda de carga de 0,5 m, devendo-se levar em conta o rendimento da turbina, a ser escolhida no próximo item, do gerador e outros acessórios na obtenção da potência de projeto (N).

$$N_d = \gamma Q H \cong 14 \text{ Kw}$$

3.2. - COMPARAÇÃO ENTRE AS TURBINAS

As condições de vazão e altura apresentadas são críticas, sendo atingidas no limite, por turbinas Mitchell-Banki, Francis caixa aberta e Kaplan de acordo com a figura 28.

A análise da rotação específica e da rotação recomendada para a turbina Mitchell-Banki no item 2.2 restringe o tipo de turbina a ser utilizado, deixando como opções a Mitchell-Banki e a Francis caixa aberta.

Turbina	H (m)	Q (m ³ /s)	n_{ga}
Pelton	$50 < H < 1750$	$0,005 < Q < 10$	$5 < n_{ga} < 70$
Mitchell- Banki	$1 < H < 180^*$	$0,025 < Q < 7$	—
Francis (aberta)	$H < 10$	$Q \geq 0,05$	$30 < n_{ga} < 120$
Francis (espiral)	$H > 10$	$Q \geq 0,1$	$120 < n_{ga} < 450$
Kaplan	$1 < H < 45$	$0,1 < Q < 320$	$350 < n_{ga} < 1000$
Bulbo	$1,5 < H < 15$	$Q > 1$	—

* para $H < 10$ m acopla-se à turbina Mitchell-Banki um multiplicador de velocidades

Figura 28 - Campo de aplicação das diversas turbinas

Dada a facilidade de construção, condições de aplicação-baixas quedas e vazões - e custos de instalação e manutenção escolheu-se a Turbina Mitchell-Banki, cujo rendimento fica em torno de 80%.

A potência obtida da turbina pode ser calculada.

$$N = \gamma Q H \eta = 112 \text{ KW}$$

3.3. - DIMENSIONAMENTO

3.3.1. - Turbina Mitchell Banki

Das figuras 29 e 30 definimos o diâmetro do rotor, seu comprimento e o comprimento do injetor:

$$D = 0,4 \text{ m}; \quad L = 0,16 \text{ m}; \quad L_i = 0,12 \text{ m}$$

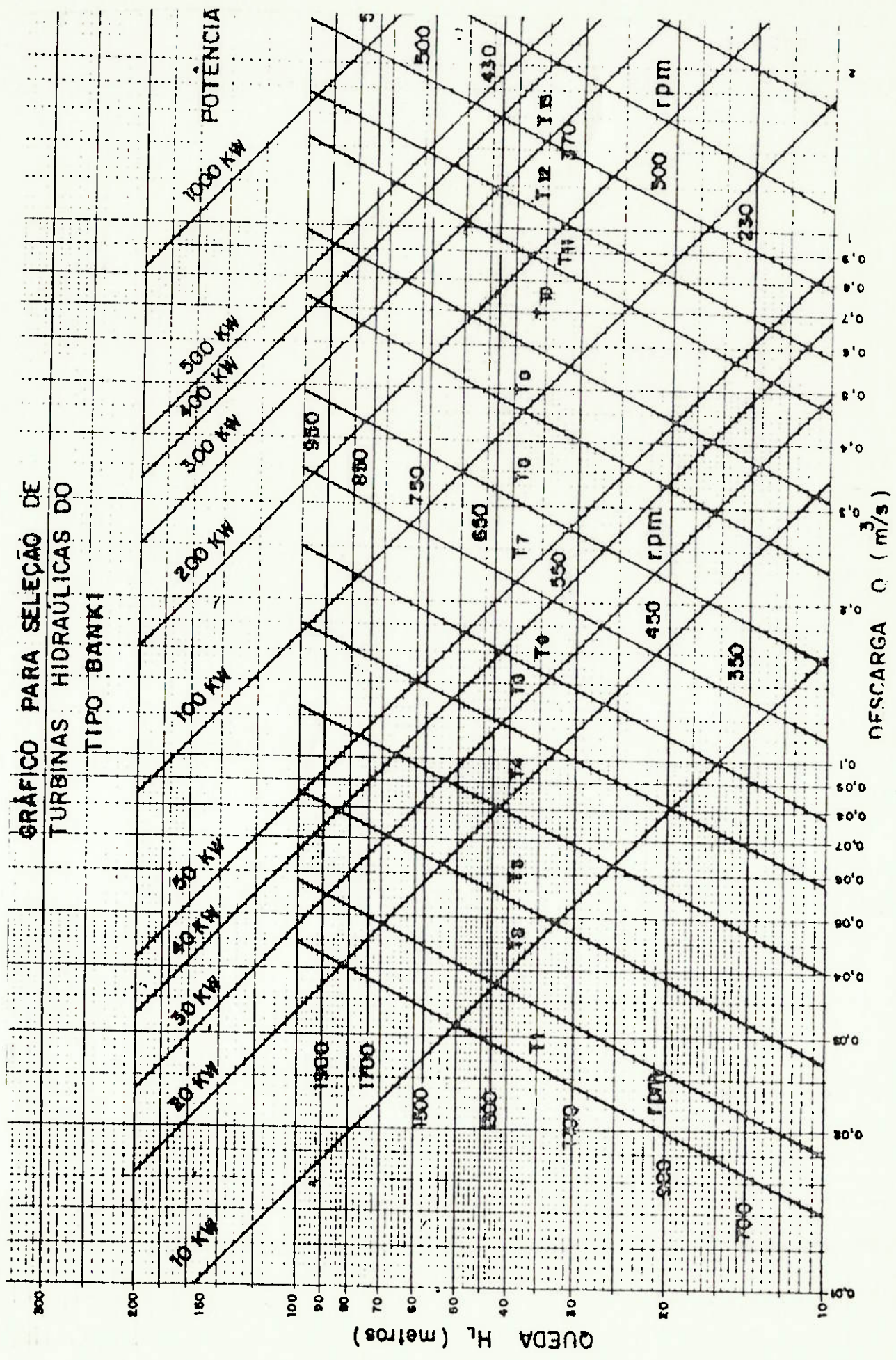


Figura 29 (fonte?)

Nº	DIÂMETRO DO ROTOR (m)	LARGURA DO ROTOR (m)	LARGURA DO INJETOR (m)
T1	0,20	0,040	0,030
T2	0,20	0,060	0,045
T3	0,20	0,085	0,065
T4	0,20	0,160	0,060 - 0,030 *
T5	0,40	0,080	0,060
T6	0,40	0,110	0,085
T7	0,40	0,160	0,120
T8	0,40	0,305	0,120 - 0,060 *
T9	0,40	0,315	0,240
T10	0,40	0,610	0,240 - 0,120 *
T11	0,60	0,350	0,270
T12	0,60	0,500	0,390
T13	0,60	0,700	0,560
T14	0,60	1,200	0,560 - 0,270 *

* Nestes casos são usados injetores com dois compartimentos, cada um com a largura indicada na Tabela.

Figura 30 - Dimensões principais das turbinas Mitchell-Banki padronizadas

O manual da Eletrobrás [5] recomenda a seguinte equação para a rotação:

$$N = \frac{40}{D} \sqrt{H} \Rightarrow N = 308,2 \quad \text{rpm}$$

D

Como rotação é baixa, será necessária a utilização de um multiplicador de velocidades para o acoplamento com o gerador.

O ângulo de incidência (α) pode agora ser calculado [8]:

$$\cos \alpha = \frac{\pi D N}{30 \times 0,98 \sqrt{2 g H}} \Rightarrow \alpha = 15^\circ$$

O ângulo de ataque da pá (β) é determinado a partir do triângulo de velocidades na entrada do jato (figura 31).

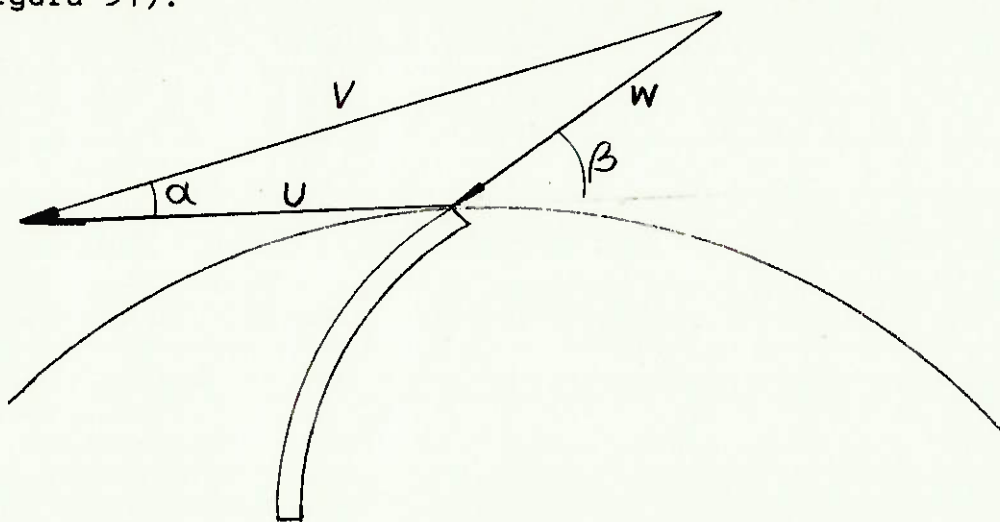


Figura 31 - Diagrama de velocidades

$$U = \frac{V \cos \alpha}{2} = \text{Velocidade tangencial}$$

$$W = \text{Velocidade normal}$$

$$W \sin \beta = U \sin \alpha$$

$$W \cos \beta + U = U \cos \alpha$$

$$\text{resolvendo o sistema: } 2 \operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \beta$$

$$\text{logo } \beta = 28,2^\circ$$

Para possibilitar a entrada da água na segunda passagem pelo rotor deve ser garantido um ângulo (γ) de 90° entre as partes internas das pás na saída da primeira passagem e na entrada na segunda. Todos estes ângulos estão representados na figura 32.

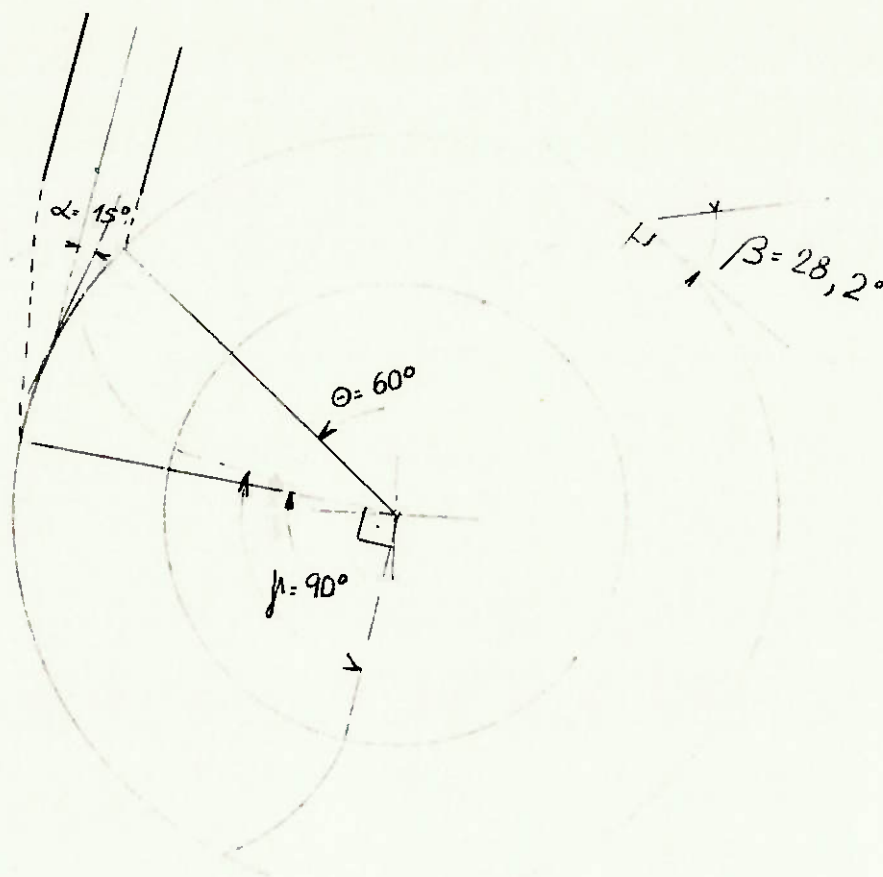


Figura 32 - Representação dos vários ângulos.

A determinação do ângulo de recepção da água pelo rotor (θ) é experimental. Será adotado, porém, $\theta = 60^\circ$, valor semelhante ao adotado pelo fabricante alemão OSSBERGER.

Supondo-se que a espessura das pás não interfira na largura do jato de água (b), podemos escrever:

$$Q = V \cdot L \cdot b = b \cdot Q / VL$$

A velocidade é calculada por:

$$V = K \cdot \sqrt{2 gH}, \text{ sendo } K = 0,98 \text{ um coeficiente de perda de carga [A].}$$

$$\text{Logo: } b = 0,07\text{m}$$

No ponto de menor energia cinética do fluxo de água na primeira passagem nas pás pode ser calculado o diâmetro interno do rotor. Ou seja, deve ser determinado o ponto mínimo da expressão:

$$Ec = \frac{m}{2} (U_2^2 + W_2^2)$$

Observando a figura 33 e utilizando os conceitos de mecânica dos fluidos [13], desenvolvemos a expressão para o diâmetro interno do rotor:

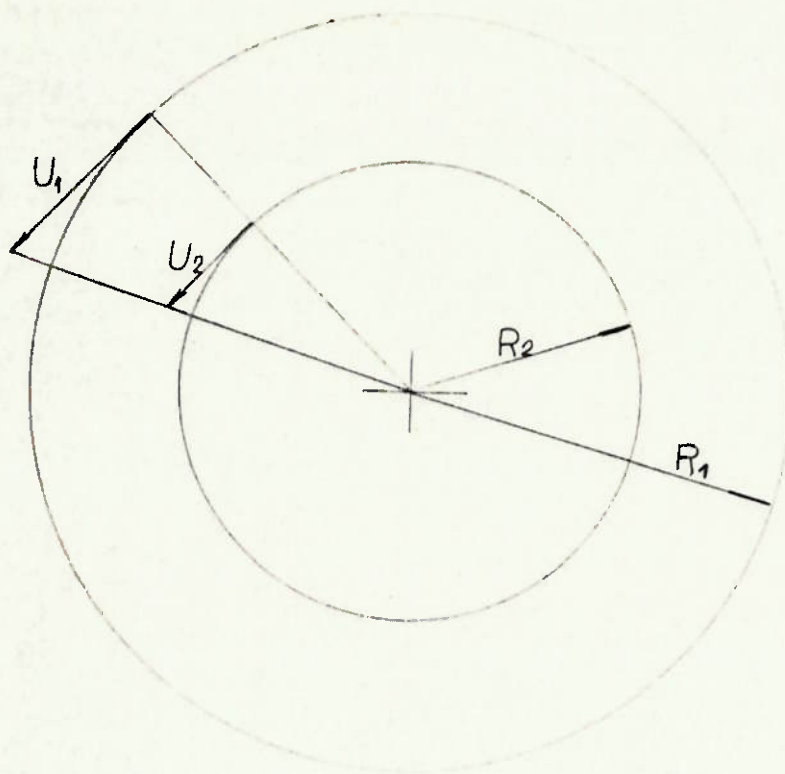


Figura 33 - Diagrama de velocidades no rotor

$$U_2 = U_1 \frac{R_2}{R_1}$$

$$W_2 = W_1 \frac{R_1}{R_2} \sin \beta$$

$$W_2 = 2U \operatorname{tg} \alpha \frac{R_1}{R_2} \sin \beta$$

Substituindo as expressões acima na expressão da energia cinética, derivando e igualando a zero temos:

$$\frac{d E_c}{d R_2} = \frac{2 U_1^2 R_2}{R_1} - \frac{8 U_1^2 \operatorname{tg}^2 \alpha R_1^2}{R_2^3} = 0$$

$$\text{Logo: } R_2 = \sqrt[4]{4 \operatorname{tg}^2 \alpha} \Rightarrow R_2 = 0,15 \Rightarrow D_2 = 0,3 \text{ m}$$

Considerando as pás como um arco de círculo, podemos calcular seu raio observando os triângulos AOC e BOC da figura 34.

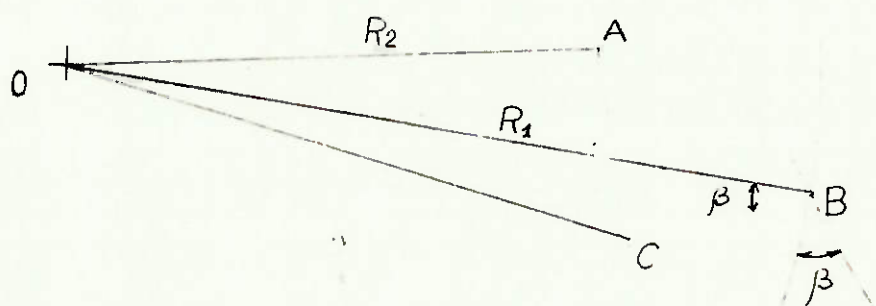


Figura 34 - Esquema geométrico para determinação do raio de curvatura das pás.

$$R = (R_1^2 - R_2^2) / 2 R_1 \cos \beta \Rightarrow R = 0,05$$

Do mesmo modo o ângulo \emptyset é dado por:

$$\text{tg } \emptyset/2 = \cos \beta / (\sin \beta + R_2/R_1) \Rightarrow \emptyset = 71,6^\circ$$

Não há relação teórica para o cálculo do número de pás (n) porém, é recomendada a relação entre o comprimento sobre o perfil da pá (l) e a distância entre pás consecutivas (t) da ordem de 0,72 a 0,94 [A]. Vamos adotar $\underline{t} = 0,8$; da figura 34 obtemos :

1

$$l = \frac{2 \pi R \emptyset}{360} \Rightarrow l = 0,06 \text{ m}$$

360

$$\therefore t = 0,05$$

$$\text{Desse modo: } n = \frac{2 \pi R_1}{t} \Rightarrow n = 25,1$$

Adotando $n = 25$ pás temos $t = 0,05$

Resultando $\underline{t} = 0,83$, dentro do intervalo
1

recomendado.

As pás serão fabricadas a partir de tubos comerciais. A escolha do tubo está relacionada à sua espessura, devendo ser a menor possível para não influir no rendimento do rotor. Do catálogo da Confab Industrial escolhemos o tubo que mais se aproxima do valor do raio das pás calculado anteriormente:

$$R = 50\text{mm} \Rightarrow D = 100\text{ mm}$$

Tubo standard de 4 polegadas, espessura 3,96 mm.

Finalmente vamos dimensionar as válvulas de controle de fluxo.

Na figura 35 podemos observar o acionamento das válvulas. É feito o controle manual para Q , $(2/3)Q$ e $(1/3)Q$ modificando-se ligação ao pistão hidráulico.

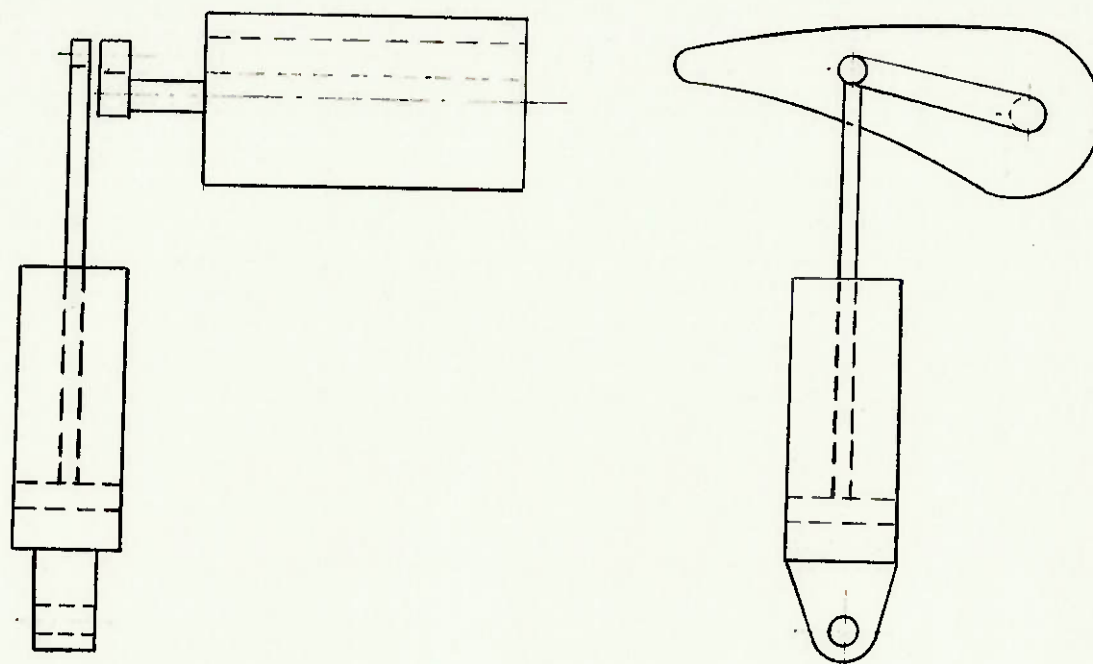


Figura 35 - Sistema de acionamento das válvulas de controle de vazão.

A atuação da haste do pistão nas válvulas está esquematizada na figura 36.

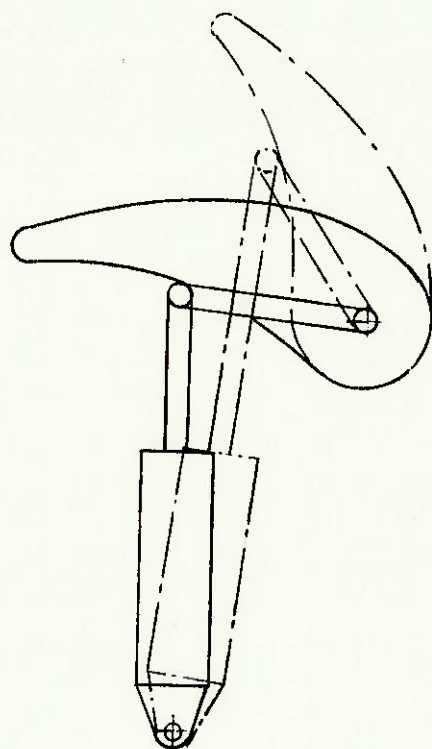


Figura 36 - Detalhe do acionamento das válvulas

O ângulo de funcionamento das válvulas está compreendido entre 0 e 30°, correspondendo às posições de abertura e fechamento total. (figura 37).

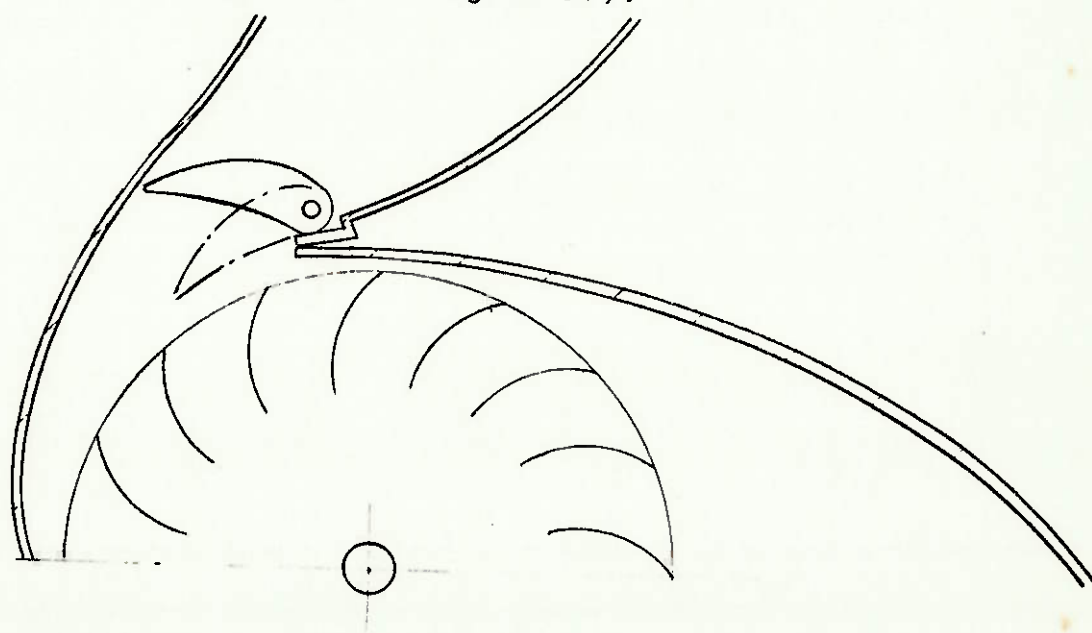


Figura 37 - Ângulo de abertura das válvulas

3.3.2. - Multiplicador de Velocidades

O gerador escolhido funciona 1800 rpm, não podendo ser diretamente ligado ao eixo da turbina que tem 308,2 rpm de rotação de projeto. Neste ítem será escolhido um multiplicador de velocidades por correia baseado no catálogo de correias - V Órion [15].

- . rotação de projeto da turbina: $N_t \sim 300$ rpm
- . potência de projeto: $11.2 \text{ KW} = 15 \text{ HP}$
- . rotação de projeto do gerador: $N_g = 1800$ rpm

Os valores de tabelas consideram a polia menor como motora, devendo-se somar 0,2 ao fator de serviço no caso da polia maior ser a motriz.

Escolhe-se 7 correias B-128 - Órion com:

comprimento da correia: $L = 3283 \text{ mm}$

distância entre centros: $C = 797,6 \text{ mm}$

capacidade por correia : $P_c = 3,5 \text{ HP}$

arco de contato: $A = 127,3^\circ$

Polia motora (maior); diâmetro externo: $D_e = 840 \text{ mm}$

Polia movida (menor); diâmetro externo: $d_e = 140 \text{ mm}$

Fator de serviço; turbina hidráulica/gerador: $f_s = 1,2 + 0,2$

Fator de correção do ângulo de contato: $f_a = 0,86$

Polia motora: diâmetro nominal = $827,5 \text{ mm}$

Polia movida: diâmetro nominal = $127,5 \text{ mm}$

A figura 38 mostra, sem escala, a disposição das correias nas polias. A única diferença entre as polias está no diâmetro.

As polias motriz e movida serão chavetadas aos eixos da turbina e do gerador respectivamente.

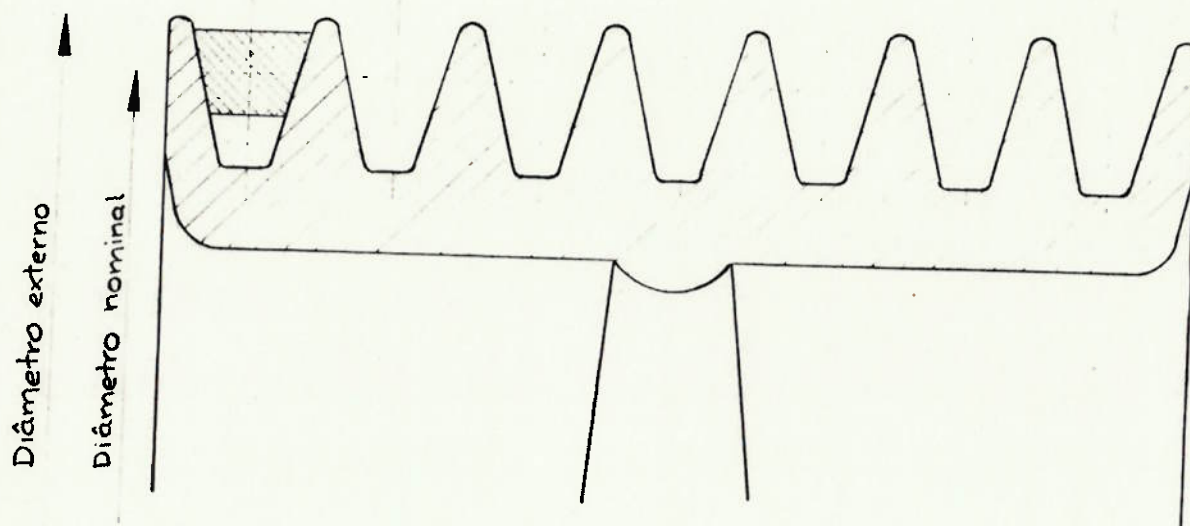
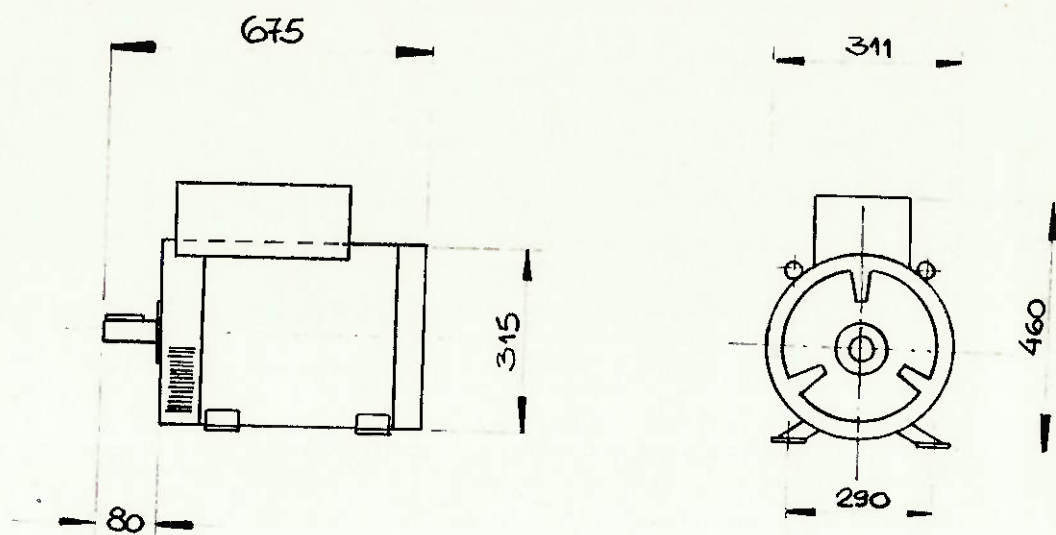


Figura 38 - Corte esquemático - Polia motora

3.3.3. - Gerador (Alternador)

Dada a aplicação a que se destina o sistema gerador de energia elétrica, basicamente como fonte de potência para aparelhos eletrodomésticos, o alternador deve ser monofásico com 60 Hz de frequência. Consultando o catálogo do fabricante WEG [14] observamos que o aparelho a ser utilizado é do tipo AMW-12 de 12 KW de potência de acionamento para uma potência fornecida ao redor de 10 KW a 1800 rpm, com rendimento de 88%. Esta escolha permite uma sobra de potência de 2,5

KW necessária para uma possível ampliação nos equipamentos utilizados. As dimensões gerais do alternador encontram-se na figura 39.



Dimensões em mm

Figura 39 - Dimensões externas do gerador escolhido

3.3.4. - Regulador de Velocidade

A regulação da velocidade de rotação é importante visto que o gerador deve trabalhar com variação máxima de rotação de $\pm 5\%$ e a carga é bastante variável durante o dia.

A turbina proporciona três regulagens manuais para a vazão ($1/1$; $2/3$; $1/3$) Q , fornecendo potências compatíveis para manutenção da rotação.

Observando o quadro da figura 27 notamos a necessidade de maior ajuste da rotação que as três posições dadas pela turbina.

Vários são os mecanismos de regulação de velocidade utilizados em turbinas hidráulicas.

Sua atuação é feita através da movimentação de comportas, aumentando ou diminuindo a vazão conforme varia a rotação na entrada do gerador. Pode-se observar na figura 40 um esquema de um regulador normalmente utilizado [4].

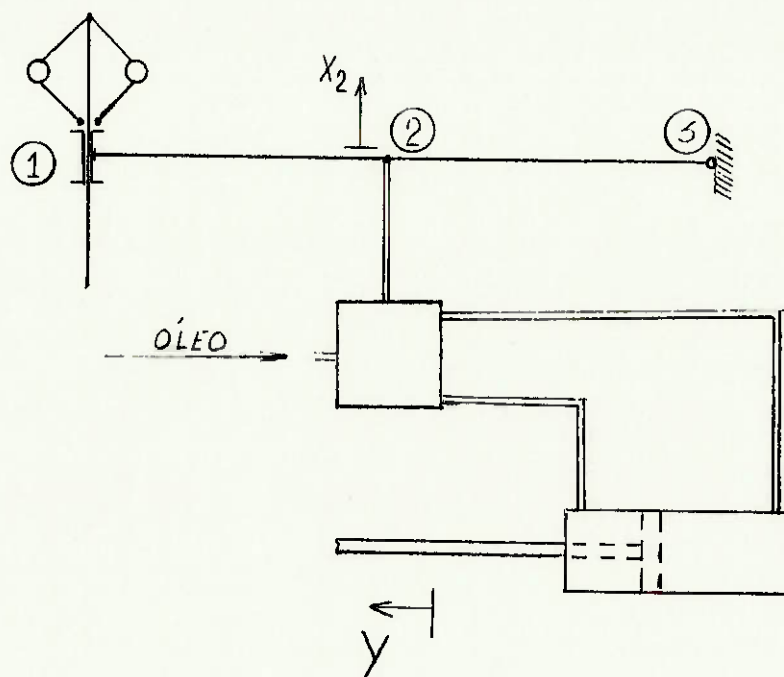


Figura 40 - Regulador de Velocidades

Recebendo a rotação do gerador através da haste (h) as massas girantes se movimentam para cima ou para baixo quando houver variação de rotação, sistema semelhante ao inventado por Watt.

Desse modo, os pontos 1 e 2 são movimentados já que o ponto 3, de regulação do curso de translação da haste da válvula é fixo durante o período de funcionamento.

A pressão do óleo atua no cilindro de controle com força suficiente para o comando da comporta.

Esse tipo de controle, proporcional, será utilizado para controle da rotação do gerador.

3.3.5. - Estudo do Comportamento do Sistema Utilizando-se um Regulador de Velocidades Proporcional

Na figura 41 está esquematizado ^{o diagrama de} um tipo de regulador de velocidade proporcional que pode ser acoplado ao sistema em estudo. Neste item serão estudadas as funções que relacionam a vazão de entrada na turbina e a rotação do gerador através de um diagrama de blocos [16].

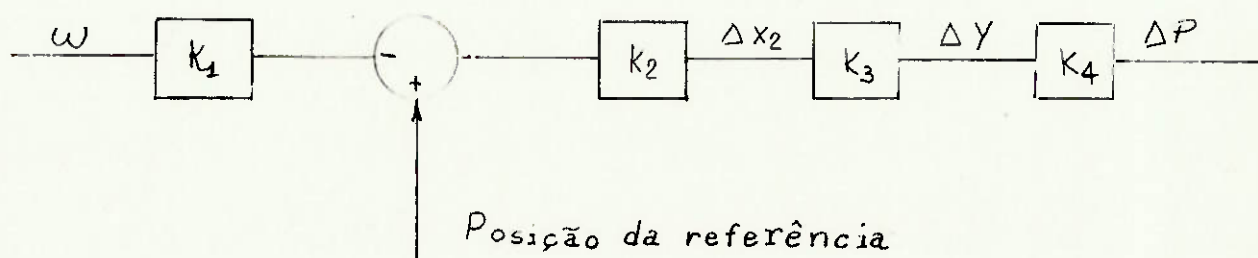
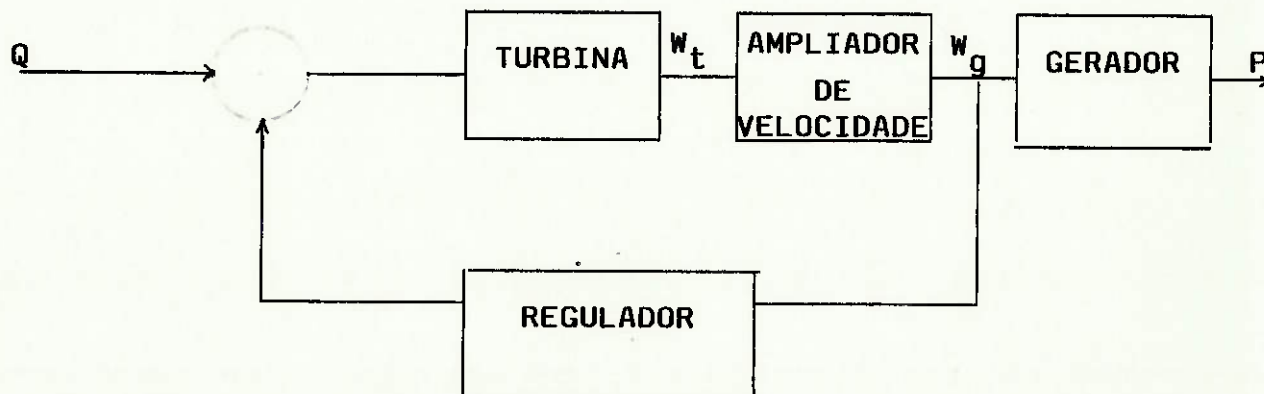


Figura 41 - Regulador de Velocidades Proporcional

a) Diagrama de blocos teórico



Q = Vazão máxima para uma válvula

W_t = Rotação da turbina (rd/s)

W_g = Rotação do gerador

P = Potência de saída (deve ser igual à potência consumida)

b) Equacionamento da Turbina

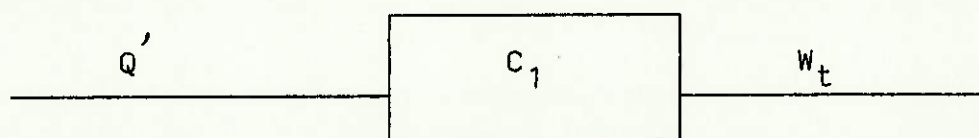
Utilizando o conceito de rotação específica :

$$nqa = \frac{10^3 W_t \sqrt{Q'}}{(gH)^{3/4}} \quad [2]$$

$$W_t = \frac{nqa (gH)^{3/4}}{10^3 \sqrt{Q'}}$$

$$W_t = C_1 Q$$

$$C_1 = \left. \frac{\partial W_t}{\partial Q'} \right|_i = - \frac{nqa (gH)^{3/4}}{2 \times 10^3 Q_i^{3/2}}$$

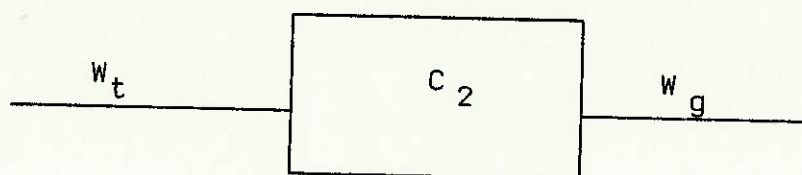


c) Equacionamento do ampliador de velocidades

$$i = \frac{w_t}{w_g} ; i = \text{relação de transmissão}$$

$$w_g = \frac{1}{i} w_t$$

$$w_g = C_2 w_t ; C_2 = \frac{1}{i}$$



d) Equacionamento do regulador de velocidades.

Sendo um mecanismo complexo, o regulador de velocidades será estudado por partes.

d.1.) Massas Girantes

O desenvolvimento a seguir refere-se à figura

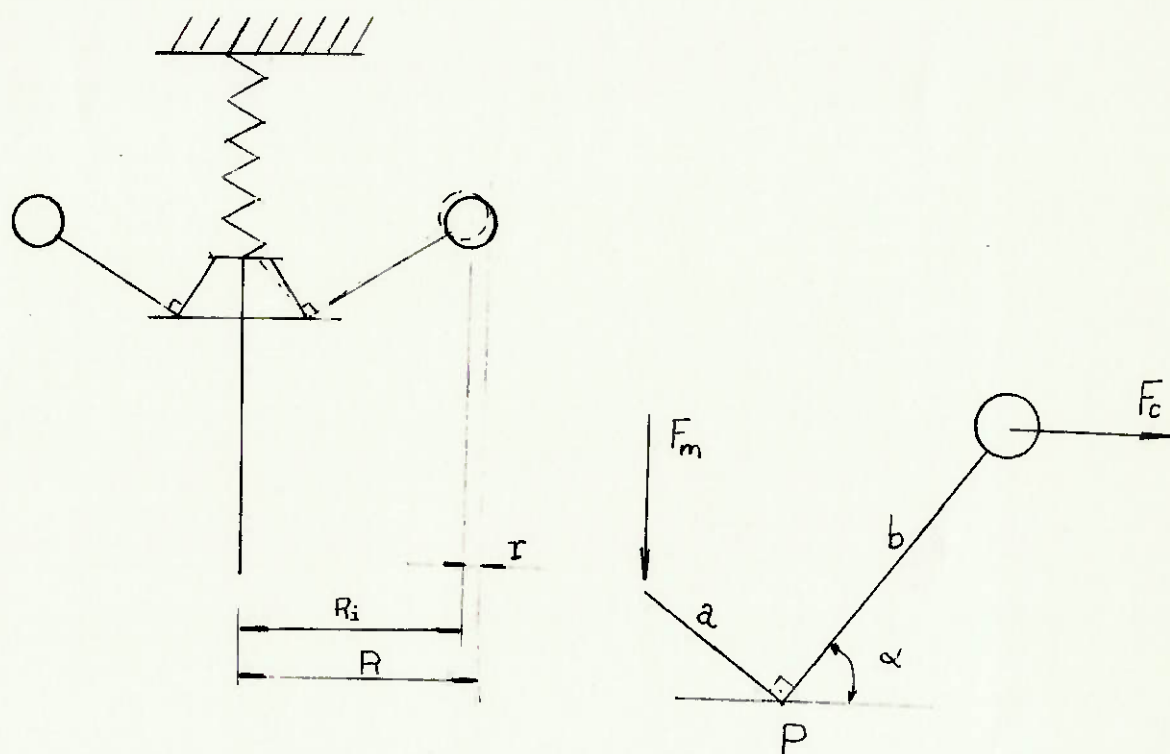


Figura 42 - Esquema de forças nas massas girantes

Adotando:

F_c = força centrífuga

M = massa de cada esfera

R = Indicado na figura = $R_i + r$

F_m = força da mola

K = constante da mola

Da mecânica :

$$F_C = 2 M R w_g^2 \quad e$$

$$F_m = K X_1$$

Fazendo a somatória de momentos em relação ao ponto P e substituindo as equações acima:

$$\sum M_P = \frac{F_C}{2} b \operatorname{sen} \alpha - \frac{F_m}{2} a \operatorname{sen} \alpha = 0$$

$$X_1 = \frac{2 M b}{K a} R w_g^2$$

Assim X_1 depende de w_g e de R com $R = R_i + r =$ distância do centro de gravidade das esferas ao centro de rotação: $R_i =$ distância inicial.

$$\text{Logo: } X_1 = C_3 r + C_4 w_g$$

$$C_3 = \left. \frac{\partial X_1}{\partial R} \right|_i = 2 \frac{M b}{K a} w_g^2$$

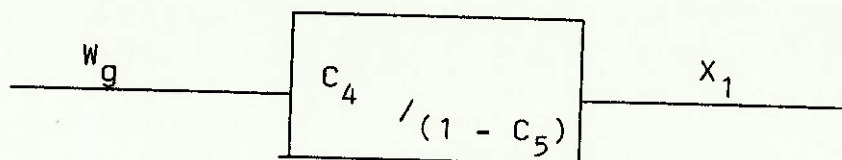
$$C_4 = \left. \frac{\partial X_1}{\partial W_g} \right|_i = \frac{4 Mb}{Ka} R W_{gi}$$

$$\text{mas } r = \frac{a}{b} X_1$$

$$\text{então } X_1 = C_3 \frac{b}{a} X_1 + C_4 W_g$$

$$C_5 = C_3 b/a \Rightarrow X_1 = C_5 X_1 + C_4 W_g$$

$$X_1 = \frac{C_4}{(1 - C_5)} W_g$$



d.2.) Equacionamento da alavanca:

Será estudada inicialmente a variação de X_2 com X_1 , mantendo-se X_3 constante e depois mantendo-se X_1 constante estudaremos a influência de X_3 em X_2 (figura 43).

$$\cdot \quad x_3 = \text{cte}$$

$$\frac{x_2}{b} = \frac{x_1}{a+b} \Rightarrow x_2 = \frac{b}{a+b} x_1$$

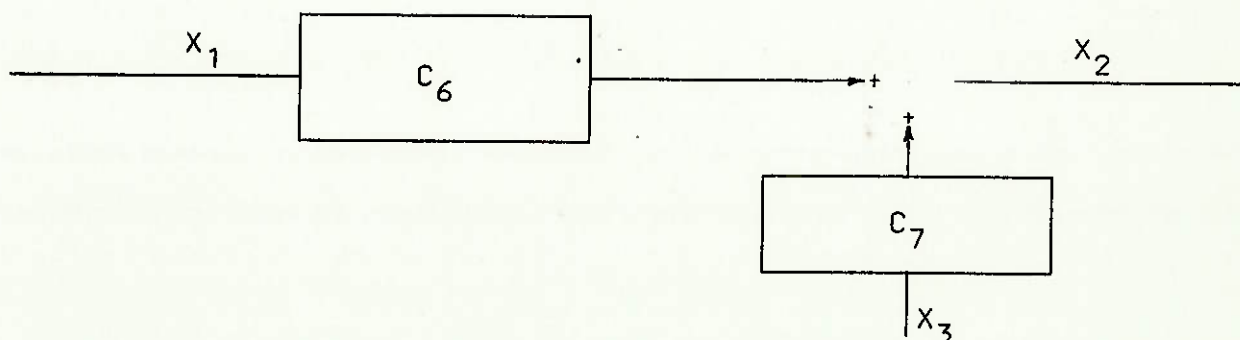
$$\cdot \quad x_1 = \text{cte}$$

$$\frac{x_2}{a} = \frac{x_3}{a+b} \Rightarrow x_2 = \frac{a}{a+b} x_3$$

A composição desses dois movimentos dá o valor exato de x_2 :

$$x_2 = \frac{b}{a+b} x_1 + \frac{a}{a+b} x_3$$

$$\text{Fazendo } C_6 = \frac{b}{a+b} \quad e \quad C_7 = \frac{a}{a+b}$$



d.3.) Equacionamento do circuito hidráulico

A posição (y) da haste do pistão depende de x_2 , da vazão (Q_o) e da pressão (P) do óleo, e da área do pistão.

Da mecânica, o trabalho feito pela alavanca deve ser igual ao trabalho de deslocamento do pistão (figura 44).

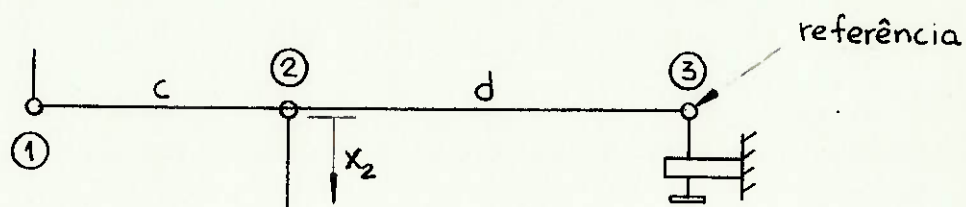


Figura 43 - Alavanca

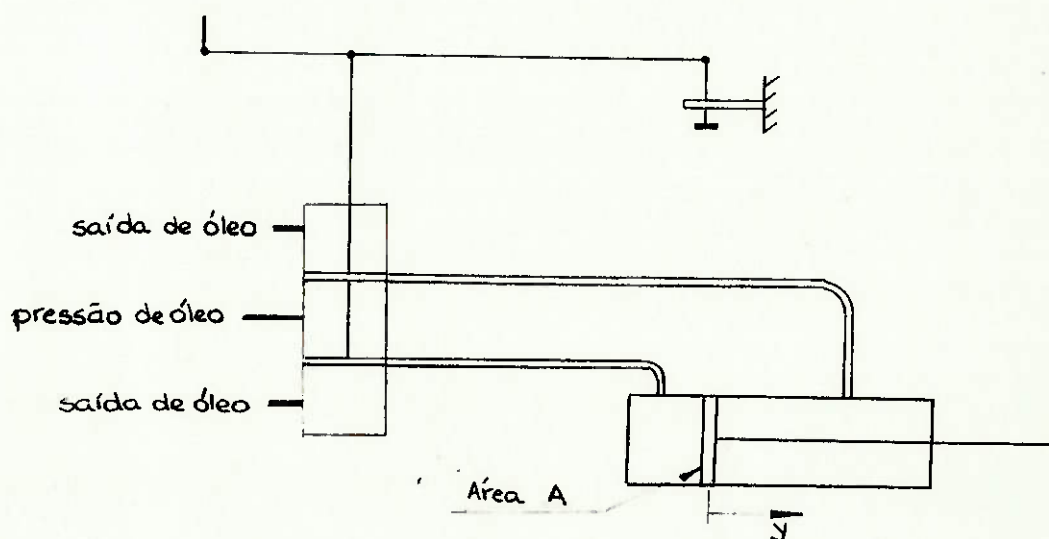


Figura 44 - Detalhe da alavanca e sistema hidráulico

$$\overline{O} = F' x_2 \quad \text{com } F' = \text{reação em 2}$$

$$F' = Fm \frac{(c + d)}{d} = K x_1 \frac{(c + d)}{d}$$

e

$$\overline{O} = P.A.Y$$

logo

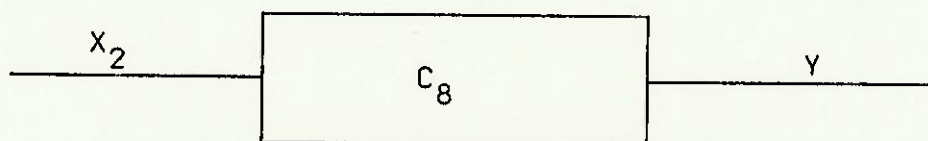
$$P.A.Y = K x_1 \frac{(c + d)}{d} x_2$$

$$\text{mas } x_1 = \frac{a + b}{b} x_2$$

$$Y = \frac{K (a + b)}{P.A.b} \frac{(c + d)}{d} x_2^2$$

$$Y = C_8 x_2$$

$$C_8 = \left. \frac{\partial Y}{\partial x_2} \right|_i = \frac{2 K (a + b) (c + d)}{P A b d} x_2;$$

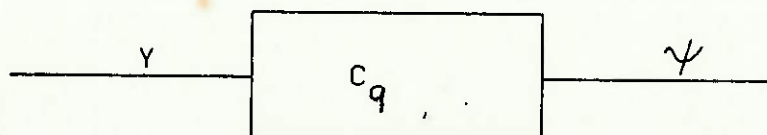


d.4.) Equacionamento do comando da válvula.

O comando da válvula está esquematizado na figura 36.

$$\psi = \arcsin \left[\left(\frac{1}{l} \right) Y \right]$$

$$C_q = \frac{\partial \psi}{\partial Y} = \frac{1}{\sqrt{1 + Y_i^2 / l^2}}$$



d.5.) Equacionamento da válvula:

Da hidráulica: $Q'' = A.V$; $Q'' = \text{Vazão}$

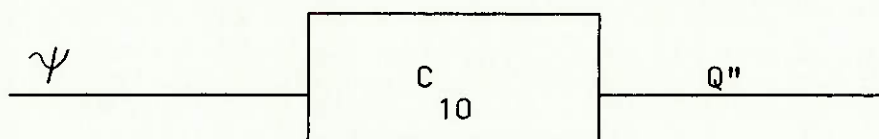
$A = \text{área de saída do}$
fluxo de água.

$V = \text{Velocidade do flu-}$
xo de água.

$$Q'' = 2 \cdot 0,98 \sqrt{2 g H} \quad l^2 \sin (\psi / 2)$$

$$q = c_{10} \psi$$

$$c_{10} = \left. \frac{\partial Q''}{\partial \psi} \right|_i = 0,98 \sqrt{2 g H} \quad l^2 \cdot \cos \left(\frac{\psi}{2} \right)$$



d.6.) Diagrama Geral:

Vazão Q é a obtida na utilização de uma das três combinações de válvulas possíveis.

$$Q' = Q - Q'';$$

Q'' = Vazão Instantânea pela válvula

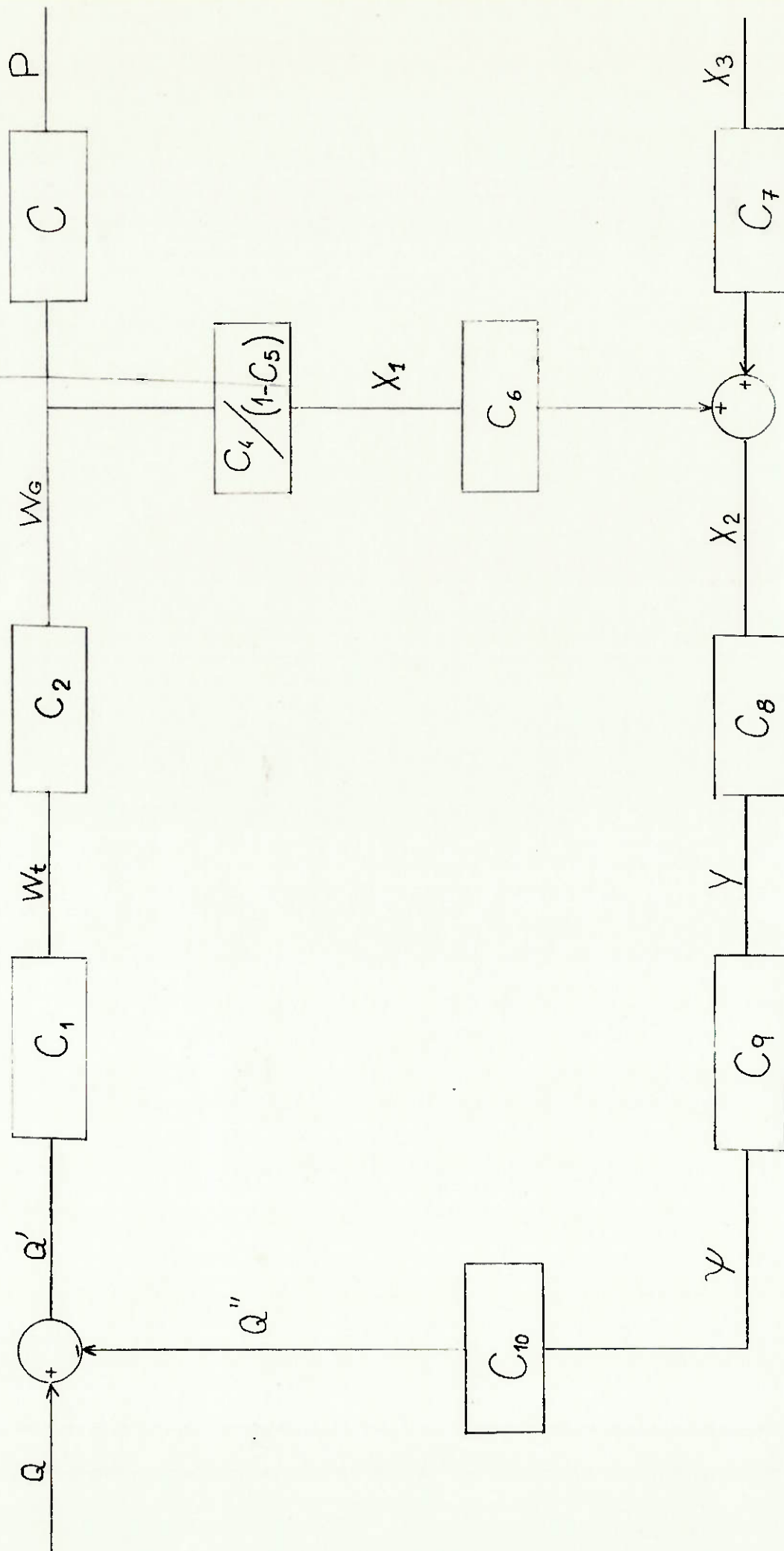


Figura 45 - Diagrama de blocos geral

C O N C L U S Ã O

Escolhida e dimensionada a turbina, definidos os outros equipamentos mecânicos; gerador , regulador de velocidades, multiplicador de velocidades, resta agora a definição das obras civis; barragem, casa de máquinas,tópicos que fogem aos objetivos desta obra e que são comentados nas referências [5] e [12] .

No dimensionamento da turbina Mitchel - Banki, foi dado ênfase às dimensões gerais, sem preocupação com aspectos práticos da sua construção.

B I B L I O G R A F I A

1. - Ciência: Revista Veja nº 998 pg 60
São Paulo, Ed. Abril Cultural, outubro,
1987.
2. - SOUZA, Zulcy de et alii: "Centrais hidro e termelétricas", São Paulo - Editora Edgard Blücher; Itajubá, MG - Escola Federal de Engenharia, 1983.
3. - SMITH, Norman, "The Origins of the Water Turbine": Scientific American *ano, nº?*
4. - VIVIER, Lucien: "Turbines Hydrauliques et leur régulation - The Construction et Utilisation"
5. - ELETROBRÁS - Centrais elétricas Brasileiras SA., e DNAEE - Departamento Nacional de Águas e Energia Elétrica: "Manual de Microcentrais Hidrelétricas" - Junho, 1985

6. - KOELLE, Edmundo, orient, et alii: "Máquinas hidráulicas - Turbinas", fascículo 3 - São Paulo: Escola Politécnica da Universidade de São Paulo , Departamento de Engenharia Mecânica, 1973.
7. - MIALHE, Luis Geraldo "Máquinas motoras na agricultura" - São Paulo - EPU - Editora da Universidade de São Paulo, 1980.
8. - DIAS, Silvio Gonçalves: "Turbina Banki: aproveitamento hidrelétrico de pequenas potências " São Paulo : Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica, trabalho de formatura, 1982.
9. - AMARAL, Marina: Energia - Revista Globo Rural, nº18, pg. 34 - São Paulo : Editora Globo - Divisão Publicações Globo Rural - março 1987.

10. - RUBBO, Marcos André e HUEB Fº, Fuad Miguel: "Turbinas para baixas quedas d'água". -São Paulo Escola Politécnica da Universidade São Paulo - Departamento de Engenharia Mecânica, trabalho de formatura, 1977.
11. - BRAGANÇA Fº, Antonio Ferreira de e SOUZA, Milton Guimarães de: "Microcentrais hidrelétricas". Rio de Janeiro - Eletrobrás - Diretoria de Coordenação - Maio, 1977.
12. - HAMM, Hans W.: "Desarollo di plantas hidroelétricas pequenas a bajo costo" Mt. Rainier, Maryland, USA: VITA - Volunteers in Technical Assistance.
13. - STREETER, Victor L.: "Mecânica dos Fluidos" - São Paulo: Editora Mc Graw-Hill do Brasil Ltda 1981.

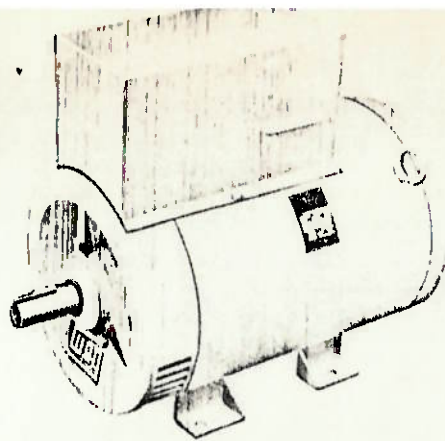
14. - WEG - Catálogo 634.06.0686 P - Alternadores Sín-
cronicos tipos: AMW e ATW. Joinville,SC.
15. - ORION - Catálogo - Correias "V" industriais e fra-
cionais. São Paulo - SP.

Tabela 9

CAPACIDADE EM HP DAS CORREIAS-V PERFIL



VELOCIDADE EM METROS POR MINUTO	DIÂMETRO NOMINAL DA POLIA MENOR milímetros						
	115	125	135	145	155	165	175 E ACIMA
300	1,1	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
330	1,2	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9
360	1,3	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
390	1,4	1,6	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2
420	1,4	1,7	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3
450	1,5	1,8	2,0	2,1	2,3	2,4	2,5
480	1,6	1,9	2,1	2,3	2,4	2,5	2,6
510	1,7	2,0	2,2	2,4	2,5	2,7	2,8
540	1,8	2,2	2,4	2,5	2,7	2,8	2,9
570	1,9	2,3	2,5	2,6	2,8	3,0	3,1
600	1,9	2,4	2,6	2,8	2,9	3,1	3,2
630	2,0	2,4	2,7	2,9	3,1	3,2	3,4
660	2,1	2,5	2,8	3,0	3,2	3,4	3,5
690	2,2	2,6	2,9	3,1	3,3	3,5	3,6
720	2,2	2,7	3,0	3,2	3,4	3,6	3,7
750	2,3	2,8	3,1	3,3	3,5	3,7	3,9
780	2,4	2,9	3,2	3,4	3,6	3,8	4,0
810	2,4	3,0	3,3	3,5	3,7	3,9	4,1
840	2,4	3,0	3,3	3,6	3,8	4,1	4,3
870	2,5	3,1	3,4	3,7	3,9	4,2	4,4
900	2,5	3,2	3,5	3,8	4,0	4,3	4,5
930	2,6	3,2	3,6	3,9	4,1	4,4	4,6
960	2,6	3,3	3,6	4,0	4,2	4,5	4,7
990	2,6	3,3	3,7	4,0	4,3	4,6	4,8
1020	2,6	3,4	3,7	4,1	4,4	4,7	4,9
1050	2,7	3,4	3,8	4,1	4,4	4,7	4,9
1080	2,7	3,4	3,8	4,2	4,5	4,8	5,0
1110	2,7	3,5	3,9	4,3	4,5	4,8	5,1
1140	2,7	3,5	3,9	4,3	4,6	4,9	5,2
1170	2,7	3,5	3,9	4,3	4,6	4,9	5,2
1200	2,7	3,5	4,0	4,4	4,7	5,0	5,3
1230	2,7	3,5	4,0	4,4	4,7	5,0	5,3
1260	2,6	3,5	4,0	4,4	4,7	5,1	5,4
1290	2,6	3,5	4,0	4,4	4,7	5,1	5,4
1320	2,6	3,5	4,0	4,4	4,8	5,1	5,4
1350	2,5	3,5	4,0	4,4	4,8	5,1	5,4
1380	2,5	3,4	4,0	4,4	4,8	5,1	5,5
1410	2,4	3,4	3,9	4,4	4,8	5,1	5,5
1440	2,4	3,4	3,9	4,4	4,8	5,1	5,5
1470	2,3	3,3	3,9	4,3	4,8	5,1	5,5
1500	2,2	3,3	3,8	4,3	4,7	5,1	5,5



ALTERNADORES SÍNCRONOS Tipos: AMW e ATW

1 - Princípio de Funcionamento

Os alternadores possuem sistema de auto-regulação "compound", com campo rotativo (3) e armadura fixa (estator) (1).

O campo é alimentado pela corrente retificada (4) do transformador de corrente (2), somada com a corrente fornecida por um tap do enrolamento de armadura. Esta corrente é levada ao campo através das escovas e dos anéis coletores.

Esta forma de excitação garante boa regulação de tensão independente da corrente e do fator de potência da carga.

Todo o circuito magnético é formado de chapas laminadas, que diminuem consideravelmente o tempo de resposta da regulação durante as variações bruscas de carga. O magnetismo residual é suficiente para garantir, em qualquer condição, o início da geração de energia (auto-escorvamento).

2 - Características Gerais

Normas Aplicáveis - ABNT, IEC e VDE. Isolamento classe F - Regime Contínuo.

Temperatura ambiente 40°C - altitude 1000 m.

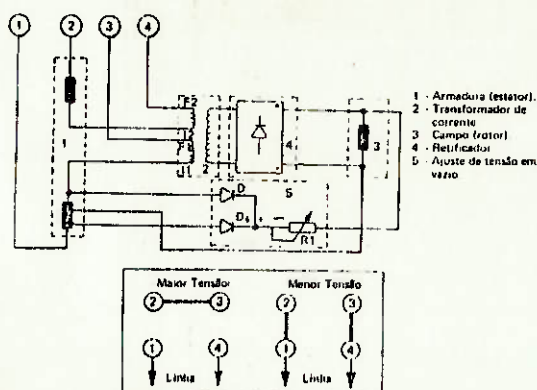
Fator de Potência 0,8 a 1,0.

O Sistema prevê regulação de tensão numa faixa de $\pm 10\%$ da tensão nominal entre vazio e plena carga, com fator de potência entre 0,8 a 1,0.

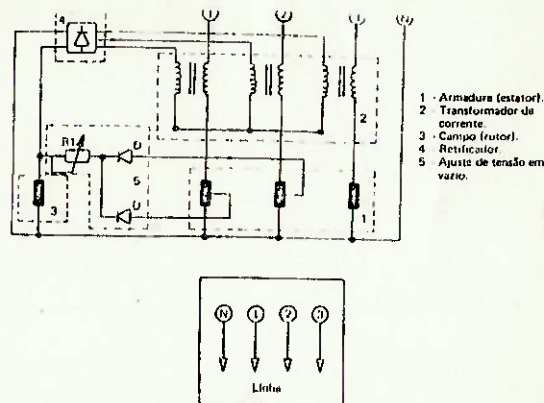
Possibilita arranque de motores elétricos com corrente de partida até 3 vezes a corrente nominal do alternador (motores relativamente grandes).

Sentido de rotação horário e anti-horário.

CONSULTAR A FÁBRICA NOS CASOS EM QUE HAJA DESVIOS DESTAS CARACTERÍSTICAS BÁSICAS.



AMW-Alternador Monofásico WEG



ATW-Alternador Trifásico WEG

3 - Potências

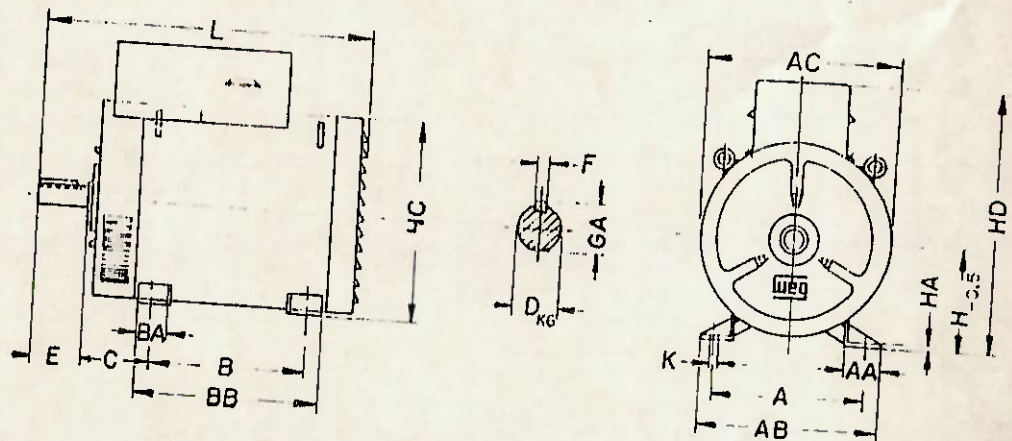
ATW - TRIFÁSICOS 380/220V OU 220/127V - 60 Hz - 1800 rpm

T I P O	POT. FORNECIDA		POT. ACIONAMENTO		CARCAÇA	RENDIMENTO		PESO (kg)
	(kVA)	(kW)	(kW)	(CV)		COS ϕ 0,8	COS ϕ 1,0	
ATW-4	4,0	3,2	4	5,5	160 S	78	84	70
ATW-6	6,0	4,8	6,5	8,8		76	82	
ATW-7	7,5	6	8	11		75	80	
ATW-9	9,0	7,2	9	13		79	84	
ATW-10	10	8	10	14	160 M	78	83	80
ATW-12	12,5	10	13	18		81	86	
ATW-15	15	12	15	20		84	88	
ATW-20	20	16	19	26		85	89	
ATW-25	25	20	23	31	160 L	87	90	140

AMW — MONOFÁSICOS 110/220V — 60 Hz — 1800 rpm

TIPO	POT. FORNECIDA		POT. ACIONAMENTO		CARCAÇA	RENDIMENTO		PESCO
	(kVA)	(kW)	(kW)	(CV)		COS Ø 0,8	COS Ø 1,0	
AMW-2	2,0	1,6	2,0	3,0	160 S	80	85	70
AMW-3	3,0	2,4	3,0	4,0		81	86	
AMW-4	4,0	3,2	4	5,5		80	86	
AMW-5	5,0	4,0	4,8	6,5		83	89	
AMW-6	6,0	4,8	6,0	8,2		82	88	
AMW-7	7,5	6	7	9,5	160 M	86	89	85
AMW-9	9,0	7,2	8,3	12		87	89	
AMW-10	10	8,0	9,3	13		86	90	
AMW-12	12,5	10	12	16	160 L	88	90	130
AMW-15	15	12	14	19		87	90	

4 — Dimensões



DIMENSÕES EM MILÍMETROS

TIPO	CARCAÇA	DIMENSÕES EM MILÍMETROS																	ROLAMENTOS		
		A	AA	AB	AC	B	BA	BB	C	D	E	F	GA	H	HA	HC	HD	K	L	Dianteiro	Traseiro
ATW-4	160 S	254	51	290	311	178	70	235	108	38	80	10	41	160	7	315	460	15	505		
ATW-6																					
ATW-7																					
ATW-9																					
ATW-10																					
ATW-12	160 M	254	51	290	311	210	70	265	108	38	80	10	41	160	7	315	460	15	575	6208Z	6205Z
ATW-15																					
ATW-20																					
ATW-25																					
		160 L	254	51	290	311	254	70	300	108	38	80	10	41	160	7	315	460	15	675	
AMW-2	160 S	254	51	290	311	178	70	235	108	38	80	10	41	160	7	315	460	15	505		
AMW-3																					
AMW-4																					
AMW-5																					
AMW-6																					
AMW-7	160 M	254	51	290	311	210	70	265	108	38	80	10	41	160	7	315	460	15	575	6208Z	6205Z
AMW-9																					
AMW-10																					
		160 L	254	51	290	311	254	70	300	108	38	80	10	41	160	7	315	460	15	675	

APLICAÇÕES:

Esta linha de Alternadores foi especialmente projetada para atender as mais variadas aplicações, sendo as principais: Grupos Geradores para uso geral, Grupos Geradores para garimpo, fazendas, sítios, casa de campo, etc., - Grupos Geradores de emergência em indústrias, residências, edifícios, fazendas, etc., - Conversores de energia (frequência ou tensão).

VANTAGENS:

A construção robusta garante: baixa manutenção, alto desempenho, segurança e confiabilidade, mesmo em condições difíceis ou desfavoráveis como vibrações, choques e manuseios.