

decelus 1997982

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROJETO MECÂNICO

TURBINA BANKI
Aproveitamento Hidrelétrico de Pequenas Potências

autor SILVIO GONCALVES DIAS
orientador PROF DR EDMUNDO KOELLE

1.982

Agradecimentos ao
Eng. Ricardo Borsari do CTH
que se interessou pelo desenvolvimento
e construção deste projeto.

S U M Á R I O

Desenvolvemos o projeto de uma micro-turbina do tipo Banki. Trata-se de um modelo de laboratório, com uma face de material acrílico, que permitira a observação do fluxo. Esta unidade demonstrará a facilidade construtiva e boa performance deste tipo de máquina.

INDICE

1- INTRODUÇÃO	1
2- A TURBINA BANKI	3
3- DESENVOLVIMENTO DO PROJETO	6
4- MEMORIAL DE CÁLCULO	
4.1 Dados de Projeto	10
4.2 Dimensões do Rotor	11
4.2.1 Ângulo de Incidência	11
4.2.2 Diâmetro do Rotor	11
4.2.3 Ângulo de Ataque da Pá	12
4.2.4 Ângulo Interno da Pá	12
4.2.5 Ângulo de Recepção do Jato	12
4.2.6 Largura do Jato d'água	13
4.2.7 Largura do Rotor	14
4.2.8 Diâmetro Interno do Rotor	14
4.2.9 Raio do Perfil da Pá	15
4.2.10 Espessura das Pás	15
4.2.11 Número de Pás	16
4.2.12 Diâmetro do Eixo	17
4.3 Curvatura do Conduto de Distribuição	17
4.3.1 Traçado Exato da Curva	17
4.3.2 Centro e Raio de Curvatura	19
4.4 Válvulas de Contrôles de Fluxo	20
4.4.1 Eixo	20
4.4.2 Acionamento do Eixo	20
4.5 Condução e Tubo de Sucção	21
5- DESENHOS	
5.1 Relação	22

1 - INTRODUÇÃO

Política Energética é um tema que se encontra em discussão em praticamente todas as nações do mundo. É inegável que a boa estratégia para o desenvolvimento econômico está ligado a racionalidade na exploração dos recursos energéticos. Por isso vemos países, que se encontram em fase de construção econômica, tornarem prioritários Programas Energéticos visando satisfazer as necessidades na área.

Das formas de energia, a eletricidade é a que proporciona melhor facilidade de aplicação e menores custos. O modo de obtê-la depende das características específicas de quem vai produzi-la. São construídas Usinas Hidro e Termoelétricas, sendo que o seu tamanho ou o que vai operá-las depende de um amplo planejamento sobre a melhor forma de atingir a meta da suficiência.

A opção encontrada por nosso país, bem como por muitos outros em condições semelhantes, foi a da geração de energia elétrica através do aproveitamento do potencial / Hidráulico que dispomos, pela construção de grandes Usinas / Hidrelétricas. Esta escolha justificou-se por fatores econômicos e administrativos. Desta maneira hoje temos uma série de grandes usinas, que ligadas entre si, montam um esquema / de fornecimento, buscando racionalizar a utilização dos potenciais existentes.

Sem dúvida isto veio a resolver a necessidade de energia nas grandes regiões produtoras, urbanas e rurais. No entanto não atinge eficazmente regiões afastadas, de baixa densidade demográfica. Para levar energia se requer / grandes investimentos em linhas de transmissão que tornam as operações custosas.

Como pequenos potenciais hidráulicos são facilmente encontrados em todo o nosso território, está se discutindo atualmente a viabilidade da exploração destes recursos, visando levar a hidro-eletricidade a estas comunidades, através da construção de pequenas usinas, ou mesmo de micro-usinas.

Diversos órgãos de pesquisa tem procurado / desenvolver o projeto de uma máquina que possuísse características construtivas simplificadas e facilmente padronizá-

veis, visando uma diminuição de custos, procurando uma opção que facilmente se difundiria se revelando atrativa tanto a fabricantes como a consumidores.

A intenção deste trabalho esta relacionada a esta questão. Em cooperação com o CTH- Centro Tecnológico de Hidráulica da EPUSP pretendemos construir um modelo de laboratório de uma turbina do tipo BANKI. Ela é utilizada em varios países com sucesso no aproveitamento de pequenos potenciais.

Acreditamos que este tipo de máquina se revelará de grande aplicabilidade em nosso País, devido a sua simplicidade, performance e baixo custo.

2- A TURBINA BANKI

Em 1917, o Prof. DONAT BANKI publicou os resultados do desenvolvimento de seus estudos com turbinas de fluxo radial. Este tipo de máquina fôra anteriormente patenteada por A.G.M. Mitchell, em 1.903, sendo posteriormente produzida pela OSSBERGER TURBINENFABRIK.

A turbina Banki caracteriza-se por permitir que o fluxo aja sobre suas pás por duas vezes. Inicialmente ao ingressar na turbina e depois ao deixá-la, sendo que em ambas há transferência de energia ao rotor. Devido a suas formas simplificadas é de fácil construção e manutenção, praticamente isento de cavitações, portanto oferecendo a vantagem de baixos custos.

Operacionalmente é uma turbina de aço. Sua faixa de aplicação é de microturbinas, aproveitando potenciais de até 1 MW. Atua em quedas de 1 a 180 metros e vazões de 25 a 7.000 l/s. Sua velocidade específica está situada entre as turbinas Pelton e Francis. O rendimento é considerado bom, chegando a 80% em pequenas instalações, mas podendo atingir 84-88% nas médias e grandes.

Construtivamente é constituída de (fig 1):

- a) ROTOR: formado por um eixo que atravessa dois discos de aço aos quais são ligados as pás. Estas são de perfis circulares, podendo ser obtidas de secções axiais de tubos comerciais. Trabalha na horizontal.
- b) CONDUTO: Faz a distribuição do fluxo. Possui secção retangular. Leva o jato de modo conveniente para agirem nas pás do rotor.
- c) TUBO DE SUÇÃO: Recolhe o fluxo na saída do rotor e o conduz a jusante. Forma uma sucção no rotor, transferindo o seu desnível e aproveitando integralmente a queda.
- d) TAMPA DO CONJUNTO: Permite a montagem e vedação do conjunto.
- e) VÁLVULAS: Controlam a Vazão. Podem ser usadas duas peças. A primeira controla 1/3 do fluxo e a segunda 2/3. Como a turbina possui funcionamento semelhante na direção de seu eixo, podemos variar o comprimento de seu jato, mantendo o rendimento praticamente inalterado. Deste modo conseguimos obter um rendimento constante para uma faixa de solicitações. A figura 2 ilustra o fato.

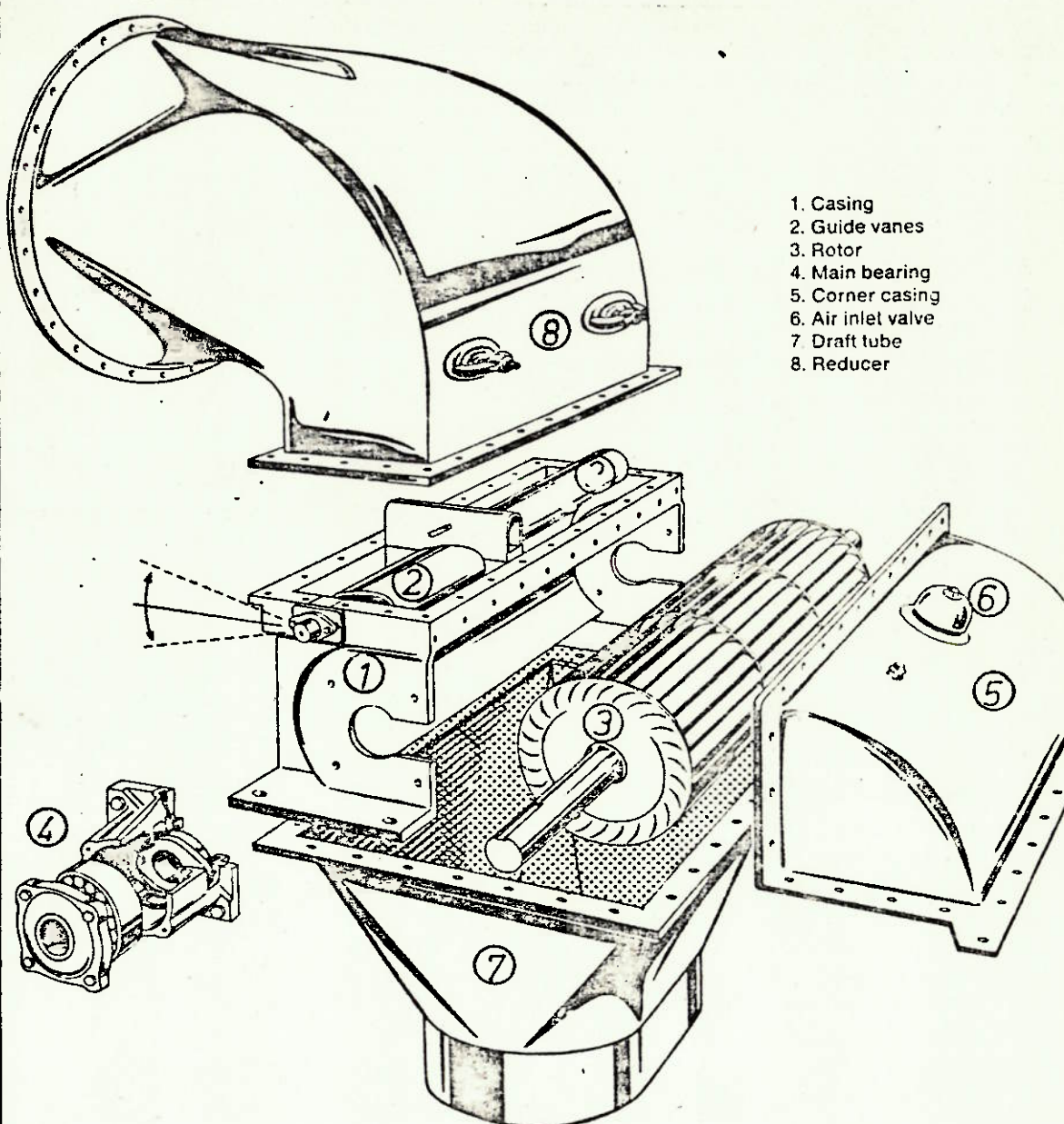


FIGURA 1: A figura mostra uma turbina de fluxo radial, do tipo BANKI, construída por uma empresa Alemã. A OSSBERGER TURBINENFABRIK.

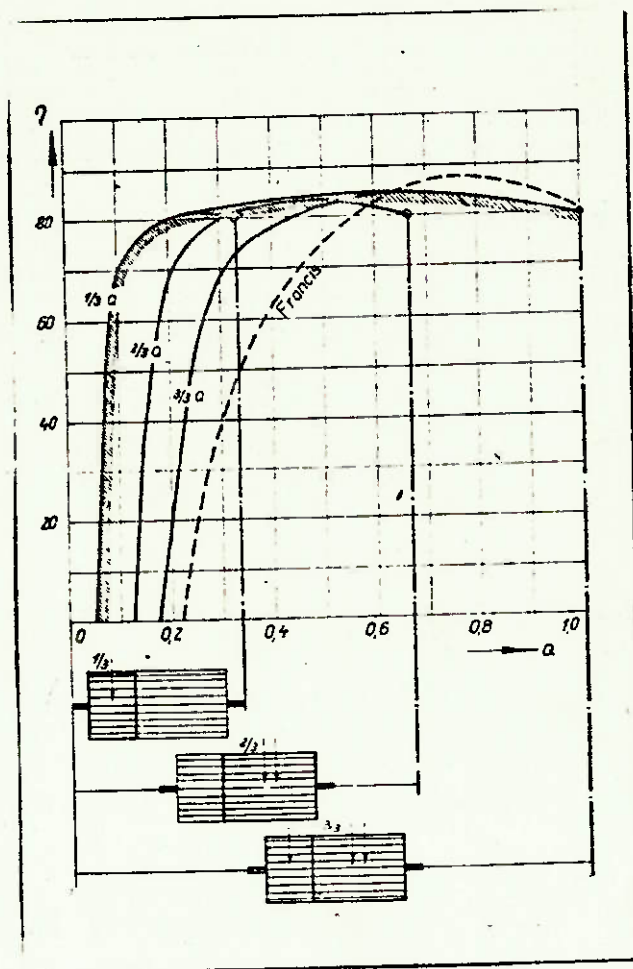


FIGURA 2: Observa-se a curva de rendimentos de uma turbina BANKI com 2 válvulas de controle de fluxo. Verifica-se que é possível aumentar o campo de melhores rendimentos com este recurso. A forma das curvas é semelhante à obtida com uma KAPLAN de pás ajustáveis.

3- Desenvolvimento do Projeto

Nosso objetivo é obter o projeto de uma micro-turbina, tipo Banki, que será construída pelo CTH. O conhecimento deste tipo de máquina criará uma opção que poderá ser utilizada na implantação de pequenas hidrelétricas.

Iniciamos o trabalho estudando a bibliografia existente. Desta, duas publicações destacaram-se por apresentarem modelos de máquinas construídas e testadas. Estes trabalhos, com algumas críticas, são os seguintes:

a) THE BANKI WATER TURBINE, boletim do Oregon State College publicado pelo Departamento de Engenharia Experimental. Inicia com a tradução do "NEUE WASSER TURBINEN", do Prof. Donat Banki, 1917, contendo suas conclusões de estudos e ensaios realizados. Simplificadamente os resultados encontrados podem ser colocados como mostra a figura 3.

Analisando verificamos que o modelo desenvolvido por Banki implica em uma máquina de grande largura. Isto porque utiliza um jato estreito para acioná-la. Certamente pretendeu evitar choques internos da água, que ocorrem devido ao cruzamento natural dos caminhos dos jatos provenientes de diferentes pás.

Outra observação refere-se ao número de pás. Suas indicações resultam num número pequeno. Segundo dados de Mockmore e Merryfield cerca de 8% do fluxo atravessa o rotor sem tocar as pás. Um número maior contribuiria para reduzir este problema.

A parte final da publicação é dedicada à descrição da construção de um modelo, seguindo as recomendação do Prof. Banki, que aproveita uma queda de 16 ft com 3 cfm girando a 263 rpm. Suas curvas são fornecidas e verificamos que o máximo rendimento obtido foi de 68%. As conclusões finais indicam que pequenas modificações no projeto podem melhorar esta marca.

b) O trabalho do Dr Ing W. SCHEER visa comparar três rotores que foram construídos com pequenas diferenças entre si. Ensaaiados, a construção das curvas mostrou um rendimento máximo de 69%. Deve-se notar que as turbinas trabalham com potências pequenas de apenas 1 KW. Pode-se conseguir melhor desempenho em máquinas maiores.

Um dado construtivo que ressalta é a relação largura do rotor/diâmetro utilizada. Este valor é baixo, aproximadamente 0,3. Uma relação maior poderia dar mais uniformidade ao caminho interno do jato, melhorando ligeiramente a performance.

O número de pás utilizado é grande. Isto se deve ao pequeno esforço sobre as pás. Optou-se por chapas finas colocadas em maior número, visando melhor aproveitar o fluxo.

Auxiliados por alguns dados conseguidos em catálogos de fabricantes, como a OSSBERGER TURBINENFABRIK, foi desenvolvido as críticas sobre o acima citados, como mostra o Memorial de Cálculos- Capítulo 4. A figura 4 mostra simpli-
ficadamente o resultado obtido.

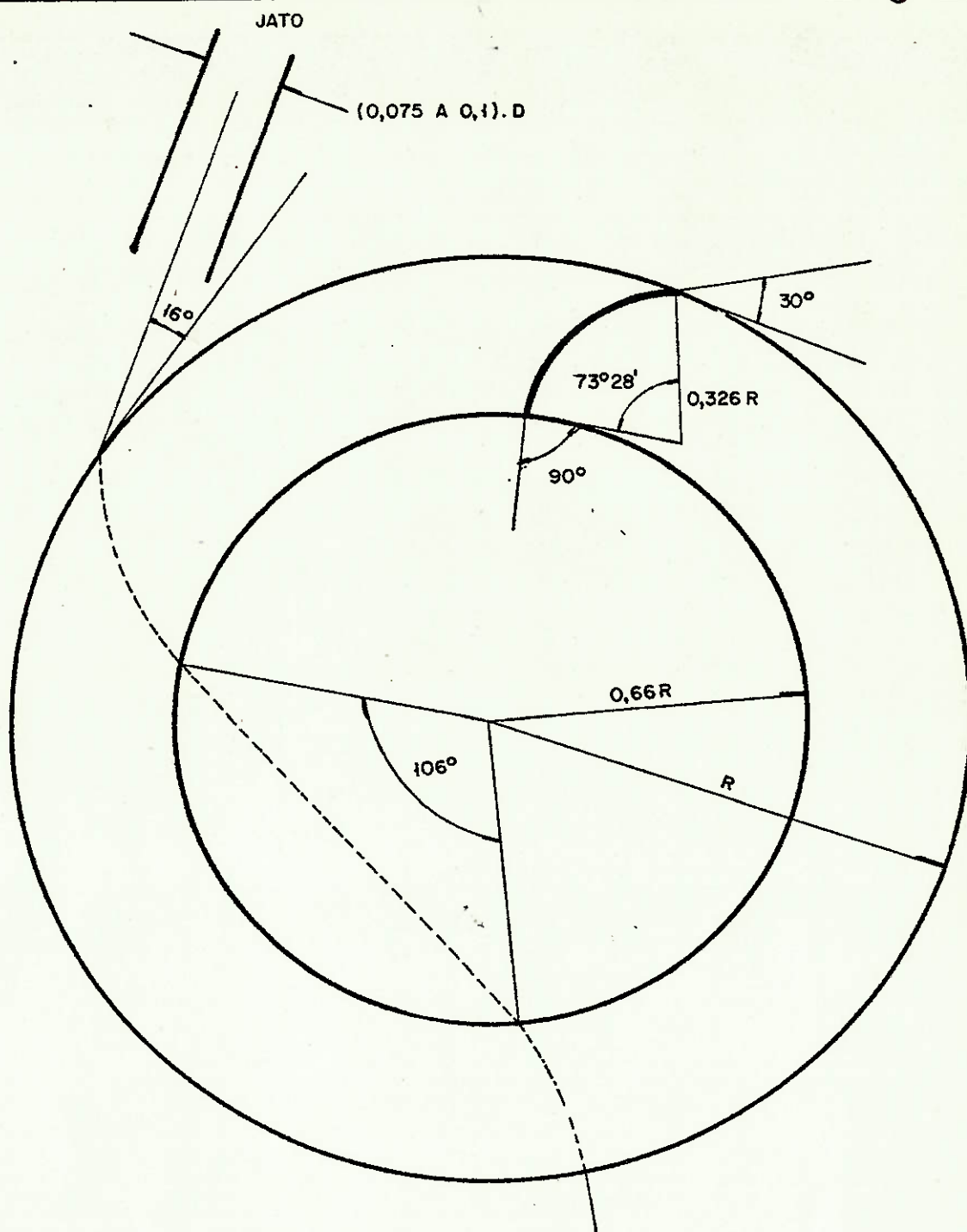


Figura 3: Resultados do Prof. BANKI

- escolhida a rotação N determina-se o diâmetro impondo Velocidade Tangencial ótima igual a $(1/2)V.\cos\alpha$
- O rendimento não será maior que 87,8% devido a perdas na entrada e ângulo de incidência diferente de zero.
- Número de pás resulta entre 16 a 21.
- Largura do Potor(útil) é dada por:

$$L = C.\sqrt{2gH} / (0,075 \text{ a } 0,1D)$$

onde:

Largura Útil do Rotor dado por:

$$L = C \sqrt{2gH} / (0.1272)$$

4 - MEMORIAL DE CÁLCULO

4.1 Dados de Projeto

Para desenvolvimento de um projeto de turbina é necessário que conheçamos os dados referentes ao potencial hidráulico que será aproveitado. Normalmente são obtidos por levantamentos realizados no local de instalação, considerando vazões médias, topografia, capacidade de represamento, etc.

Como estamos interessados na construção de um modelo de laboratório e dispomos de uma larga faixa de pontos de operação possíveis, precisamos basear a escolha em outros critérios, que não aqueles definidos por um curso d'água existente.

Com esta finalidade assumiu-se três condições determinantes:

a) A Queda será de 3,5 metros. Este valor foi adotado observando-se a capacidade do Canal Hidrométrico do CTH, que seria o local onde pensávamos montar a bancada de testes ao iniciarmos o projeto.

b) Por problemas de custo a capacidade da máquina deve ser limitada. Em contatos com o CTH escolheu-se o aproveitamento de uma potência disponível de 6 KW como sendo o ideal para este projeto.

c) Com finalidades comparativas vamos adotar que a máquina trabalhará com Velocidade Específica igual àquela construída pelo Departamento de Engenharia Experimental do OREGON STATE COLLEGE.

Respeitando estas condições pode-se calcular a Vazão Requerida:

$$Q = 175 \text{ l/s}$$

Igualando-se os valores da Velocidade Específica, condição c, calculamos a rotação de projeto:

$$C_n = \frac{N \sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}}$$

$$\text{O.S.C.} \left\{ \begin{array}{l} H = 4,88 \text{ metros} \\ Q = 84,0 \text{ l/s} \\ N = 263,0 \text{ rpm} \end{array} \right.$$

$$N = N_0 \sqrt{Q/Q_0} \cdot (H_0/H)^{3/4}$$

Conclusão:

Dados de Projeto $H = 3,5$ metros
 $P_i = 6,0$ Kw
 $Q = 175,0$ l/s
 $N = 143,3$ rpm

4.2 Dimensões do Rotor4.2.1 Angulo de Incidência (α)

Para melhorar o rendimento considerações teóricas dizem que este ângulo deve ser o menor possível. O caso ideal teria α igual a zero o que implica na adoção da hipótese de número infinito de pás de espessura desprezível. Porém o funcionamento do rotor exige um certo valor para este parâmetro. Isto explica-se pela necessidade de permitir o escoamento e diminuir a influência da espessura e do atrito com as pás. A determinação do melhor valor é experimental.

O Prof. BANKI indicou $\alpha = 16^\circ$ como sendo o melhor para este tipo de turbina. Publicações recentes sobre rotores, construídos por indústrias e pesquisadores, mostram que se tem adotado ângulos menores.

Considerando estas informações adotou-se o valor $\alpha = 14^\circ$.

4.2.2 Diâmetro do Rotor

Estudos de Máquinas Hidráulicas mostram que a velocidade tangencial do rotor para máximo rendimento é dada por:

$$U = (1/2)V \cos \alpha$$

Assumindo coeficiente C de perda de carga na entrada da turbina igual a 0,98, temos que a Velocidade é dada por:

$$V = 0,98 \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

A Velocidade tangencial de um ponto girante é dado por:

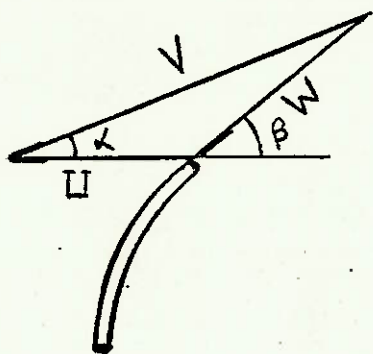
$$U = (\pi/30) \cdot N \cdot (D/2)$$

Com estas expressões tiramos:

$$D = (30/\pi) \cdot (1/N) \cdot V \cos \alpha$$

$$D = 520 \text{ mm}$$

4.2.3 Ângulo de Ataque da Pá (β)



Para o cálculo do ângulo de ataque devemos observar o triângulo de velocidades na entrada do jato:

$$W \cdot \sin(\beta) = V \cdot \sin(\alpha)$$

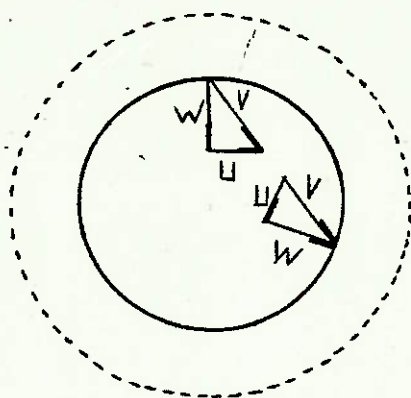
$$W \cdot \cos(\beta) + U = V \cdot \cos(\alpha)$$

Resolvendo estas equações tiramos:

$$2 \cdot \tan(\alpha) = \tan(\beta)$$

$$\beta = 26,5^\circ$$

4.2.4 Ângulo Interno da Pá



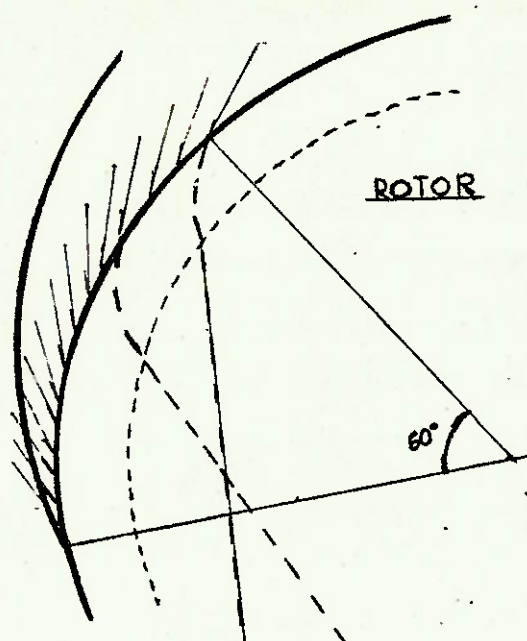
A construção dos triângulos de velocidade internos, ou seja de saída da primeira passagem e entrada na segunda, mostra que as pás devem ter ângulos internos posicionados a 90°.

Decidiu-se verificar a influência de um coeficiente de perda de velocidade entre estas posições. Para valores da ordem de 0,97-0,99 resultou em uma diminuição deste ângulo. Porém esta variação é da ordem de 1 grau, podendo ser desprezada.

$$\text{Ângulo Interno da Pá} = 90^\circ.$$

4.2.5 Ângulo de Recepção do Jato pelo Rotor

Este valor é importante no projeto do rotor. Fixados os valores vistos nos itens anteriores é este que determina a largura do jato e consequentemente do próprio rotor. Deve-se escolher o maior ângulo que não provoque perdas devido a tendência de cruzamento dos jatos no interior da roda.



Sua determinação é experimental. O Prof. BANKI preferia especificar diretamente a largura do jato, dando a seguinte sugestão: $s_0 = (0,075 \text{ a } 0,1) \cdot D$.

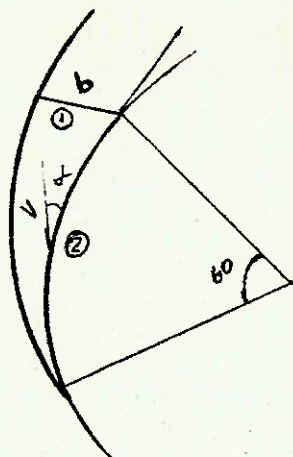
Estes valores implicam em ângulos de recepção entre 31 e 42 graus. Observando as publicações da OSSBERGER, os dados do Dr. Ing. W. SCHEER e fotos de rotores recentemente construídos, verificamos que valores maiores vem sendo usados. Após análises resolveu-se adotar o valor de 60° como sendo o mais indicado para este projeto.

4.2.6 Largura do Jato D'Agua

A especificação deste valor é condição inicial para que se consiga garantir o ângulo de incidência constante em toda linha de ataque (ver item 4.3.1).

Para seu cálculo aplicamos a equação da continuidade entre a posição 1, "largura do jato", e a posição 2, "linha de ataque".

Hipótese: Espessura das Pás não interfere e pode ser desprezada.



$$Q = (\theta/2\pi) \cdot D \cdot V \cdot \sin\alpha \cdot L$$

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

igualando as equações tiramos:

$$b = (\theta D/2) \cdot \sin\alpha \quad \theta \text{ radianos}$$

$$b = 66 \text{ mm}$$

4.2.7 Largura do Rotor

Conhecendo a Velocidade a largura do jato e a vazão requerida pode-se calcular a largura do rotor utilizando a seguinte expressão:

$$L = Q/(V \cdot b)$$

$$L = 330 \text{ mm}$$

O valor calculado é na realidade o comprimento do jato. Procurando evitar problemas de atrito do fluido com os discos laterais e considerando a existência das chapas de divisão de fluxo torna-se necessário aumentar esta dimensão.

A largura interna do rotor será de 380 mm.

4.2.8 Diâmetro Interno do Rotor

Para o cálculo do diâmetro interno do rotor é escolhido o ponto em que o fluxo possui menor energia cinética, ou seja:

$$E_c = U_2^2 + W_2^2 \text{ é mínimo}$$

mas:

$$U_2 = U_1 \cdot (R_2/R_1)$$

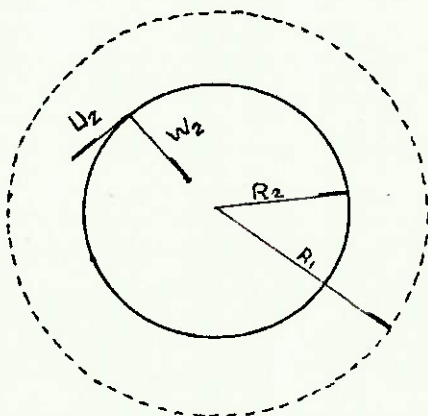
$$W_2 = W_1 \cdot (R_1/R_2) \cdot \sin\beta$$

$$\text{Substituindo e efetuando } \frac{dE_c}{dr_2} = 0$$

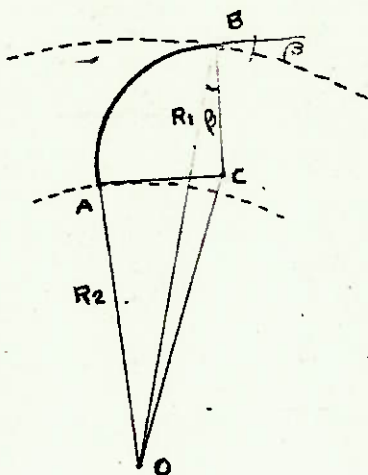
achamos:

$$(R_2/R_1)^4 = 4 \cdot \tan^2\alpha$$

$$(R_2/R_1) = 0,706$$



4.2.9 Raio do Perfil da Pá



Para se determinar o raio do perfil da pá observa-se que dos triângulos AOC e BOC temos CO comum. Aplicando o teorema de Pitágoras e a Lei dos Cossenos para Triângulos, igualando o lado comum e desenvolvendo encontramos:

$$\rho = (R_1^2 - R_2^2) / (2R_1 \cos \beta)$$

se $R_2 = 0,706 R_1$

e $\beta = 26,5^\circ$

teremos:

$$\rho = 72,6 \text{ mm}$$

O ângulo central δ é calculado da seguinte expressão:

$$\operatorname{tg}(\delta/2) = \cos \beta / (\sin \beta + R_2/R_1)$$

$$\delta = 75,6^\circ$$

4.2.10 Espessura da Pá

Como podemos fabricar as pás a partir de tubos comerciais devemos especificar sua espessura considerando as medidas adotadas pelo mercado. É interessante que seja a menor possível para que não haja influência sobre o rendimento do rotor. Pesquisando catálogos de fabricantes foi encontrado um tubo com costura, fabricação da Dessio Domingues, que podemos utilizar:

Diâmetro Nominal Interno	5"
Diâmetro Nominal Externo	139,7 mm
Espessura de Parede	4,85 mm
Raio Interno do Perfil (calculado)	72,12 mm

Do ponto de vista estrutural a pá pode ser / considerada uma viga bi-apoiada submetida a uma carga uniformemente distribuída. Avaliando as tensões nas pás verificou-se que são pequenas não criando riscos para o rotor.

4.2.11 Número de Pás

Este parâmetro é de grande importância para o desempenho da turbina. Basicamente suas influências são as seguintes:

a) Número maior permite uma rotação mais uniforme, além de diminuir as perdas devido a parcela do fluxo que atravessa o rotor sem transferir sua energia.

b) Número menor diminui as perdas por atrito e facilita a passagem do fluxo.

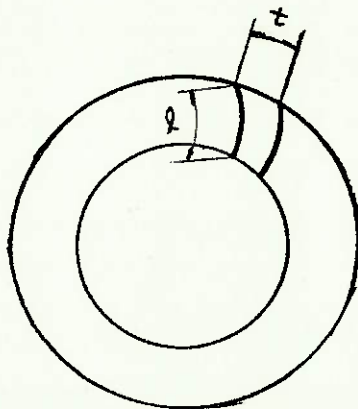
Existe um número ideal que deve ser adotado. Sua determinação é experimental. Alguns autores preferem transferir o tratamento desta questão para o estudo da relação (t/l) , onde t é comprimento sobre o perfil da pá e l a distância entre elas, sobre o diâmetro externo.

No trabalho do Dr. Ing. W. SCHEER, para uma turbina da ordem de 1 KW, vemos que esta relação oscila entre 0,42 e 0,56, dependendo do fabricante, o que implica em 24 a 36 pás.

O Prof. BANKI faz sugestões que resultam na relação (t/l) entre 0,72 e 0,94, ou seja de 16 a 21 pás.

A escolha desta relação parece depender do valor do Adimensional de Rotação C_r da máquina. Para valores mais altos teremos Z mais baixo e Vice-versa.

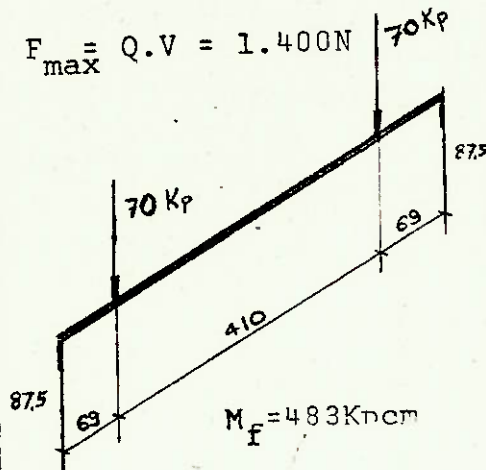
Para este projeto utilizaremos $t/l = 0,7$ implicando em 24 pás. Este valor foi escolhido baseado numa ponderação dos dados apresentados na bibliografia.



4.2.12 Diâmetro do Eixo

O eixo deve trabalhar submetido a baixa tensão a fim de poder garantir ao conjunto boa rigidez.

Analisando solicitações verificou-se que o Momento Torçor atuante é bem maior que o Momento Fletor causado pelas cargas transmitidas pelos discos.



Como $M_t \gg M_f$ e vamos usar τ_{adm} baixo dimensionaremos apenas a torção.

$$\tau = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d^3} \leq \tau_{adm} \quad \tau = \frac{M_t}{W_t}$$

$$W_t = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad M_{t_{max}} = N/w = 4.000 \text{ Kncm}$$

$$\therefore \text{com } \tau_{adm} = 275 \text{ Kp/cm}^2$$

$$\text{teremos } d = 42 \text{ mm}$$

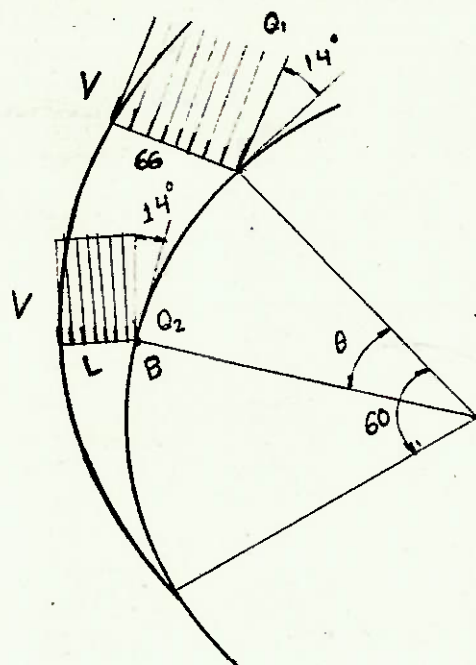
Considerando o uso de chavetas: $d = 55 \text{ mm}$

4.3 Curvatura do Conduto de Distribuição

Todo o projeto é desenvolvido assumindo que a água ingressa no rotor com velocidade e ângulo de incidência definidos. Como este ingresso se desenvolve ao longo de uma linha extensa sobre o rotor, torna-se necessário a existência de um conduto que tenha a função de distribuir a vazão na entrada de modo a manter em cada ponto as mesmas características.

4.3.1 Traçado Exato da Curva

- Hipóteses:
- 1) Distribuição de Fluxo Constante pela linha de entrada.
 - 2) Módulo de Velocidade e Ângulo constante sobre a linha
 - 3) Espessura das pás é pequena e pode ser desprezada.



A dimensão de início do conduto, definido como Largura do Jato, foi anteriormente calculada e mede 66mm.

Considera-se que em cada ponto há um jato incidindo com ângulo de 14°. A largura deste jato, e consequentemente um ponto da curva procurada, pode ser determinado se soubermos a velocidade e a vazão por esta posição. Lembrando as hipóteses este cálculo pode ser feito. Pela equação da Continuidade para um ponto genérico B:

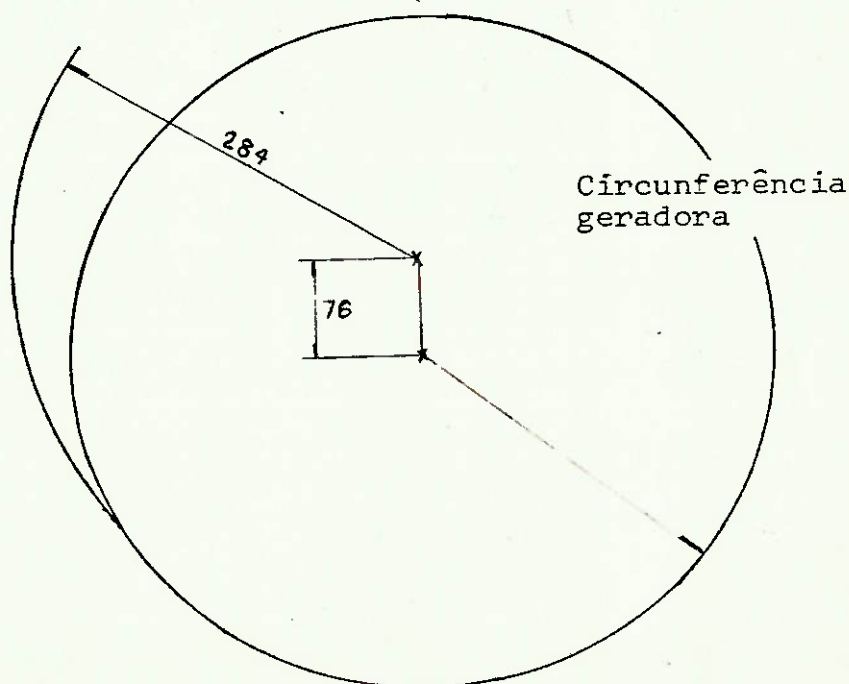
$$\left. \begin{aligned} 66.V.b &= Q_1 \\ L.V.b &= Q_2 \\ Q_2 &= (\theta/60)Q_1 \end{aligned} \right\} L = 1,1 \theta$$

4.3.2 Centro e Raio da Curvatura

A construção mecânica da curva definida no item anterior está prejudicada pelo fato de não haver uma máquina que facilmente a gere. Ao contrário, os processos de calandragem são muito utilizados para produzir chapas circulares. Deste modo vemos que é interessante estudar a existência de uma circunferência que se aproxime, dentro de precisão aceitável, à curva estipulada.

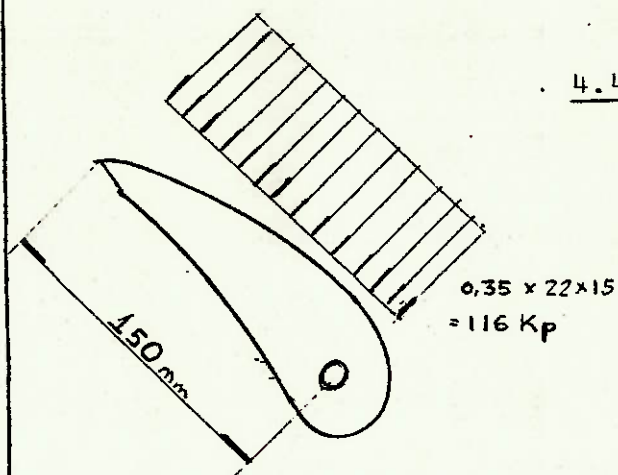
O estudo se desenvolveu por dois processos: inicialmente calculou-se a posição de uma série de pontos / pertencentes à curva e procurou-se, por meio analítico, qual a melhor equação de circunferência que os agrupava; depois / optou-se por um processo gráfico. Construindo um desenho exato da solução a se procurar, escolhia-se sobre ela três pontos e verificava se a circunferência resultante era "melhor" que as obtidas, por mesmo processo, anteriormente.

A escolha final, por se apresentar próxima ao desejado e com centro facilmente localizável, foi aquela de raio 284 mm e cujo centro estava a 76 mm sobre a vertical do centro da circunferência geradora.



4.4. Válvulas de Contrôles de Fluxo

4.4.1 Eixo



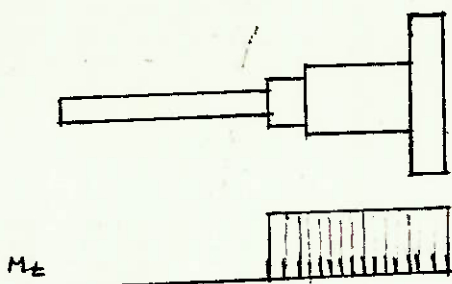
A figura ao lado mostra, esquematicamente, a válvula submetida a pressão de $0,35 \text{ Kp/cm}^2$. O eixo deve ser dimensionado para suportar o Momento torçor resultante.

$$M_t = 116 \times 7,5 = 870 \text{ Kp.cm}$$

Se $\zeta_{adm} = 500 \text{ Kp/cm}^2$
teremos

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_t \cdot 16}{\zeta_{adm} \cdot \pi}}$$

$$d = 20,7 \text{ mm}$$



4.4.2 Acionamento do Eixo

A abertura das válvulas será comandada por conjuntos de Parafuso Sem-Fim e Corôa. Suas dimensões são as seguintes:

Corôa Helicoidal
de Bronze

$$\left[\begin{array}{l} d_p = 108,7 \text{ mm} \\ z = 35 \text{ dentes} \\ M_{ferr} = 3 \text{ mm} \\ M_o = 3,106 \text{ mm} \\ \text{Espessura } 24 \text{ mm} \end{array} \right.$$

Pr Trapezoidal
de Aço

- Passo 9,76 mm
- Inclinação 20º
- diâmetro 32 mm

O movimento é transmitido por eixo com encaixe quadrangular, acabado na válvula com fresa de tópo de 5 mm. O apoio é conseguido na chapa de divisão de fluxo. A válvula menor se apoia no furo do eixo da válvula maior.

4.5 Condução e Tubo de Sucção

A secção de entrada do conduto deve ser tal que traga o fluxo a baixa velocidade, para evitar perdas de carga na entrada.

$$V = \frac{Q}{a.b}$$

onde a,b dimensões da "bôca de entrada"

A peça foi construída com a= 292mm e b= 330mm

então:

$$V = 0,175 / (0,292 \times 0,33)$$

$$V = 1,81 \text{ m/s} \quad \text{o que é considerado satisfatório.}$$

A velocidade média na saída do Tubo de Sucção é calculada de modo analogo à anterior.

$$V = \frac{Q}{c.d}$$

onde c,d são dimensões de saída do tubo de sucção.

A peça foi construída com c= 500mm e d= 344mm,

resultando:

$$V = 0,175 / (0,5 \times 0,344)$$

$$V = 0,94 \text{ m/s} \quad \text{satisfatório}$$

5- DESENHOS

5.1 Relação

- | | |
|---|---------------------------|
| 1 | Vista de Conjunto |
| 2 | Rotor da Turbina |
| 3 | Flange Fixação dos Discos |
| 4 | Tampa do Conjunto |
| 5 | Conduto de Entrada |
| 6 | Suporte do Rotor |
| 7 | Válvulas |
| 8 | Tubo de Sucção |
| 9 | Acionamento das Válvulas |

BIBLIOGRAFIA

Mosonyi, Emil: Water Power Development, Vol II,
Budapest: Publishing House of Hungarian Academy
of Science, 1.965

Mockmore, CA e Merryfield, F: The Banki Water Turbine,
Corvallis, Oregon: Oregon State College Engineering
Experimental Station, Bulletin 25, February 1949.

Small Michael (Banki) Turbine-A Construction Manual:
Volunteers in Technical Assistance

Banki, Donat: Energie-Umwandlungen in flüssigkeiten:
Verlog von Julius Springer, Berlin, 1 Auf, 1921.

McGuigan, Dermot: Small Scale Water Power

Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure (VDI),
Band 62, 1918.

C. Pfeleiderer-Gedachtnis-Tagung: Hidraulische
Stromungsmaschinen, Braunschweig, 14-16/10/81.