

# Estudo e Desenvolvimento de uma Turbina Hidráulica: Um Enfoque Voltado às Pequenas Centrais Hidrelétricas.

Carlos Barreira Martinez\*, Everton Adriano de Castro Duarte<sup>1</sup>, Antônio Elísio Oliveira<sup>2</sup>, Jair Nascimento Filho<sup>1</sup>, Luis Antônio Aguirre<sup>1</sup>

## RESUMO

Este trabalho apresenta o esforço desenvolvido no sentido de estudar os problemas relacionados ao projeto de turbinas hidráulicas de baixa queda e pequena potência. O desafio deste projeto é obter uma máquina hidráulica e mapear o seu campo de funcionamento. Para se chegar a este resultado pretende-se estudar procedimentos de cálculo, construir modelos reduzidos e testa-los em laboratório.

Assim na etapa atual dos trabalhos estudaram-se as metodologias de cálculo e se desenvolveu um modelo para posterior teste em laboratório. O objetivo é disponibilizar a tecnologia desenvolvida de modo a permitir a manufatura deste tipo de equipamento nas oficinas e unidade de manutenção mecânica das companhias de energia elétrica viabilizando o aproveitamento econômico de potenciais residuais. O projeto está sendo desenvolvido no Centro de Pesquisas Hidráulicas e de Recursos Hídricos da Escola de Engenharia da UFMG-CPH.

## PALAVRAS-CHAVE

monitoramento de turbinas, rendimento de turbinas, comissionamento de turbinas.

## I. INTRODUÇÃO

As turbinas hidráulicas, como todas as máquinas de fluxo, apresentam dois componentes mecânicos característicos: o rotor e o sistema distribuidor. É o rotor o principal responsável pela transmutação da energia de pressão e ou energia cinética em trabalho mecânico de rotação. O sistema distribuidor possui como função básica o direcionamento do fluido com o intuito de se otimizar o rendimento da turbina hidráulica.

As turbinas hidráulicas podem ser classificadas como turbinas ativas ou reativas. Nas turbinas ativas, a pressão à entrada do rotor é igual a pressão à saída do mesmo. Tais turbinas são denominadas de jato livre e as pressões à entrada e à saída do rotor são iguais à pressão atmosférica. Nas turbinas reativas, a energia de pressão diminui desde a entrada do distribuidor até à saída do rotor, voltando a aumentar ao longo do tubo de sucção Macyntire (1983).

Os autores agradecem a Companhia Força e Luz Cataguazes Leopoldina / Companhia de Eletricidade de Nova Friburgo e a Universidade Federal de Minas Gerais (por meio de convênio de Desenvolvimento de Pesquisa apoiado pela Aneel) pelo apoio recebido neste projeto.

<sup>1</sup> Centro de Pesquisa Hidráulica e de Recursos Hídricos. Av. Antônio Carlos 6227, Belo Horizonte MG. CEP 31 270-901, martinez@cee.ufmg.br.

<sup>2</sup> Financiado pela Companhia Força e Luz Cataguazes Leopoldina / Companhia de Eletricidade de Nova Friburgo, Pça Rui Barbosa 80, centro, Cataguazes MG. CEP 36 700-000; cataguazes@cataguazes.com.br.

A principal diferença entre as máquinas ativas e as reativas é presença do tubo de sucção. Sua função é manter a continuidade do escoamento, impedindo que o fluido seja lançado livremente na atmosfera. Como exemplo de turbinas ativas temos as turbinas Pelton, as turbinas de fluxo cruzado (Michel-Banki) e as turbinas Turgo.

As turbinas reativas podem ser classificadas com turbinas abertas ou fechadas. As turbinas abertas ficam mergulhadas no poço de adução havendo, normalmente, um comporta ou adufa com a finalidade de possíveis reparos ou revisões. As turbinas abertas são mais utilizadas para pequenas quedas e pequenas potências.

Entretanto, para alguns casos é preferível confinar a turbina em um componente que será inundado pelo fluido, o qual é conduzido por uma tubulação forçada. Tal componente pode se apresentar sob a forma de uma caldeira ou no formato de uma voluta. Como a forma em caldeira apresenta grandes perdas hidráulicas e uma condução imperfeita do fluido ao rotor, esta forma cedeu lugar para as caixas volutas. Tais caixas volutas podem ser cilíndricas ou em forma de espiral (caracol).

## II. O PROJETO DO MODELO

A metodologia deste trabalho se baseou na bibliografia existente. Assim o projeto do rotor atende a clássica condição na qual a queda motriz recebida pelo rotor seja a mesma, não importando qual o filete líquido considerado. A metodologia para o projeto do rotor para cálculo de variáveis geométricas e desenho das projeções meridiana e normal foi fundamentada principalmente no método de Bovet (1963). Além disso, utilizaram-se as diretrizes apresentadas por diversos autores Macintyre (1983), Pfeleiderer (1979), Balge (1981). Os desenhos do molde do rotor foram realizados a partir das projeções de seções planas (Macintyre, 1983). O rotor foi inicialmente moldado em madeira de lei. Este molde, tal como proposto, foi utilizado para a confecção do modelo em chapa de aço. Optou-se por utilizar o aço em vez do latão devido à facilidade de se trabalhar com o aço e a sua resistência mecânica. Os demais componentes da turbina tais como carcaça, pás diretrizes, caixa espiral, tubo de sucção etc., foram dimensionados de acordo com as recomendações contidas em Encinas (1975), Macintyre (1983).

A carcaça foi construída em alumínio fundido. Na construção dos moldes foram utilizados alguns dos procedimentos citados por Bran (1969), Balge (1981), Macintyre (1983), Martinez (2001)b, Freitas 2001. Além destas referências, Addison (1938), Contaldi (1927), Phillips (1875), Zeuner (1905), Pacoret (1911), Quantz (1922) e Barrows (1934), que apesar de se tratar de referências antigas, possibilitaram a confecção do modelo.

Os principais componentes mecânicos desta turbina são:

- Tubo de Sucção;
- Sistema Distribuidor;
- Caixa Voluta.

O tubo de sucção é o equipamento que permite ao fluido que sai do rotor atingir o canal de fuga, escoando de forma contínua ao invés de ser lançado livremente na atmosfera. Assim, tal equipamento possibilita que, em alguns casos, a instalação da turbina se dê em um nível superior ao do canal de fuga, além de permitir que a pressão à saída do rotor seja menor que a pressão atmosférica, Macintyre (1983).

Basicamente, para o projeto de um tubo curvo basta atender que a redução de velocidade do fluido deve ser obtida com o aumento das dimensões das seções transversais proporcionalmente aos comprimentos medidos segundo à linha média, Carvalho (1982).

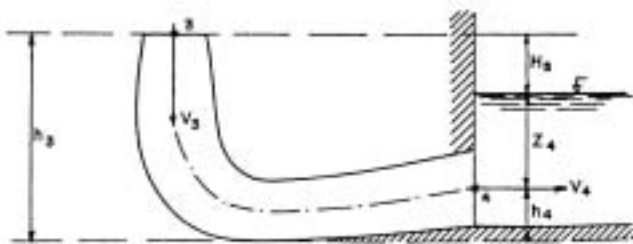


FIGURA 1 - Tubo de sucção curvo Macintyre (1983).

Assim, de acordo com Macintyre (1983), tem-se:

$$H_s = H_b - \sigma H - h_v \quad (1)$$

Para que não ocorra o fenômeno de cavitação é necessário que o valor da altura de sucção não ultrapasse um determinado limite. Sabe-se que a altura de sucção  $H_s$  é função do coeficiente de cavitação ( $\sigma$ ). O coeficiente de Thoma é função do tipo de turbina e, conseqüentemente, da velocidade específica da mesma. Sendo  $h_v$  a tensão de vapor na temperatura de escoamento.

Para se determinar o coeficiente de Thoma recorre-se ao uso de fórmulas, gráficos e ou tabelas. Porém, no presente estudo, utilizaremos apenas as fórmulas de Graeser e do NBR-USA, apresentadas respectivamente a seguir:

$$\sigma = \frac{n_s^{1,7}}{64935} \quad (2)$$

$$\frac{n_s^{1,64}}{49302} \quad (3)$$

O sistema distribuidor é o operador do sistema de regularização de vazão. O distribuidor possui um determinado número de pás orientáveis, denominadas pás diretrizes, que giram simultaneamente com o mesmo ângulo possibilitando a passagem da descarga requerida ou impedindo-a quando necessário.

As turbinas de médio e grande porte utilizam um outro grupo de pás fixas e o conjunto de tais pás é denominado de pré-distribuidor e a inclinação das pás do pré-distribuidor é corresponde à posição do distribuidor em funcionamento normal.

O projeto das pás diretrizes é realizado considerando sempre a condição de funcionamento normal.

Para o dimensionamento de distribuidores, utiliza-se o seguinte procedimento:

a) Fornecimento dos dados iniciais. Os dados iniciais são a queda disponível ( $H$ ), a vazão disponível ( $Q$ ) e o número de rotações ( $n$ ). Com isso, determinamos as demais grandezas, como potência ( $N$ ) e velocidade específica ( $n_s$ ).

$$N = \frac{1000 \cdot Q \cdot H}{75} \eta \quad (4)$$

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{N}}{\sqrt[4]{H^5}} \quad (5)$$

b) Com o número velocidade específica ( $n_s$ ), entra-se na tabela 1 e encontram-se os valores aproximados dos coeficientes de velocidades.

$$V_{u_0} \approx kV_{u_0} \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (6)$$

$$V_{m_0} \approx kV_{m_0} \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (7)$$

TABELA 1

Velocidade específica e coeficiente de velocidades

$n_s$ (rpm)	$kV_{u_0} \cdot 103$	$KV_{m_0} \cdot 103$
70,0	593	180
75,5	590	180
84,5	585	180
95,5	580	180
109,0	570	185
124,5	555	190
144,0	535	195
169,0	520	200
200,0	490	205
235,0	465	218
279,0	435	228
339,0	400	240
414,0	365	270
440,0	353	280

Ref.: Carvalho (1982).

c) Adota-se um diâmetro ( $D_r$ ) como referência, no caso o maior diâmetro do rotor acrescido de uma tolerância ( $\Delta D$ ). Assim o diâmetro de entrada do distribuidor ( $D_0^{(1)}$ ):

$$D_0^{(1)} = D_r + \Delta D \quad (8)$$

Tem-se então:

$$Z_0^1 = 0,522 \cdot \sqrt{D_0^1} \quad (9)$$

$$t_0^{(1)} = \frac{\pi \cdot D_0^{(1)}}{Z_0^{(1)}} \quad (10)$$

Em que  $Z_0(1)$  representa o número de pás diretrizes em primeira aproximação e  $t_0(1)$  corresponde ao passo entre as pontas das pás diretrizes em primeira aproximação.

d) Determina-se a contração volumétrica.

$$v_0 = 1 - \frac{e_0}{t_0^{(1)} \sin \alpha_0} \quad (11)$$

Em que  $e_0$  corresponde à espessura da ponta da pá diretriz medida a aproximadamente 10 mm da ponta.

e) Efetuam-se as correções considerando o coeficiente de contração volumétrica em que o novo  $D_0$  será:

$$D_0 = \frac{Q}{\pi \cdot B_0 \cdot V_{m_0} \cdot v_0} \quad (12)$$

Como novo  $D_0$ , recalculam-se os novos valores para  $Z_0$  e  $t_0$ .

Para aumentar a energia de velocidade do fluido antes desse atingir o rotor, utiliza-se um sistema diretor, normalmente, composto por uma espiral (caracol) e palhetas fixas.

Assumindo que na entrada da turbina haja um injetor, a velocidade pode ser expressa por:

$$V_E = 0,20 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (13)$$

$$D_E = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_E}} \quad (14)$$

Impondo que  $VE' = VE$ , têm-se que:

$$V_{E_m}' = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_E'^2} \quad (15)$$

Devido a uma variação hiperbólica de  $VE'$  para  $VI'$ , utilizar-se-á, como primeira aproximação para  $DE'$ :

$$D_E' = 1,33 \cdot r_D \quad (16)$$

Substituindo (16) em (15), tem-se que:

$$V_{E_m}' = 0,720 \cdot \frac{Q}{r_D^2} \quad (17)$$

Agora, é necessário avaliar os momentos de velocidade da espiral. Assim:

$$k_E = (r_D + D_E') \cdot V_E \quad (18)$$

Agora, já se pode determinar os raios da espiral. Para isso:

$$A = \frac{720 \cdot k_E \cdot \pi}{Q} \quad (19)$$

$$R = \frac{\theta}{A} + \sqrt{\frac{2 \cdot r_D \cdot \theta}{A}} \quad (20)$$

A figura 2 representa o esquema do injetor (espiral). Assim, obtém-se que:

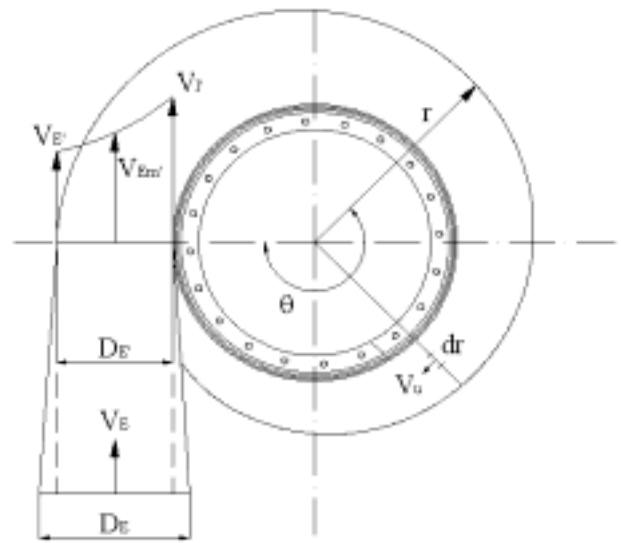


FIGURA 2 - Esquema simplificado de uma voluta em espiral.

### III. O MODELO

A partir da metodologia apresentada foram manufaturados a caixa voluta, o sistema de distribuição, o rotor Francis e o tubo de restituição. A tabela 2 nos fornece os dados de funcionamento normal do novo modelo.

TABELA 2

Dados de funcionamento normal do novo modelo

Potência (N)	3 cv
Queda (H)	11m
Vazão (Q)	0,026m <sup>3</sup> /s
Número de Rotações (n)	2021rpm

Confeccionou-se o molde a caixa voluta em madeira e epóxi que posteriormente foi fundida em alumínio. As figuras 3 a 11 nos mostram o resultado obtido.

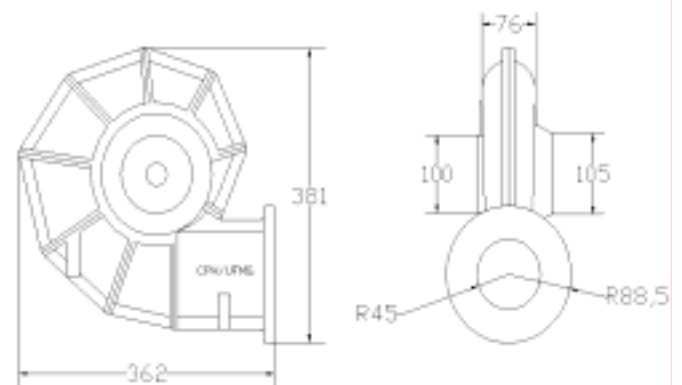


FIGURA 3 - Dimensões em mm do molde confeccionado na CPH-UFMG.



FIGURA 4 - Modelo confeccionado em epóxi.



FIGURA 5 - Modelo fundido em alumínio.

O rotor Francis foi construído em aço ABNT 1020 e possui um diâmetro de 105mm e uma altura do bordo de entrada de 24mm, conforme mostrado na figura 6.



FIGURA 6 - Rotor Francis normal construído no CPH - UFMG.

A figura 7 apresenta o arranjo rotor com a caixa voluta.



FIGURA 7 - Rotor e caixa voluta construído.



FIGURA 8 - Vista do modelo montado no CPH-UFMG.



FIGURA 9 - Vista do conjunto de peças e da unidade pré montada no CPH-UFMG



FIGURA 10 - Vista do sistema distribuidor e da unidade pré montada no CPH-UFMG



FIGURA 11 - Vista geral do modelo no CPH-UFMG

#### IV. COMENTÁRIOS FINAIS

O modelo desenvolvido será ensaiado em um banco de teste no Centro de Pesquisas Hidráulicas e de recursos Hídricos da EEUFMG. Apesar da escala escolhida ser grande e de o rotor ter apenas 105 mm de diâmetro, espera-se obter resultados que permitam aprimorar os procedimentos de cálculo. O desenvolvimento desse equipamento permitiu a equipe um sensível aumento na base de conhecimento, principalmente no que se refere às técnicas de construção de modelos de máquinas. Os próximos passos se referem ao ensaio e caracterização do equipamento e em seguida a construção de um modelo de uma máquina axial do tipo "S".

#### V. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao corpo técnico da Companhia Força e Luz Cataguazes Leopoldina pelo apoio e assistência nos procedimentos em campo.

#### VI. BIBLIOGRAFIA

- [1] ADDISON, H. "Applied Hydraulics". John Wiley & Sons Inc.. New York 1938. Páginas 126-161
- [2] BALGE, O.E. "Turbomachines - A guide to design, selection, and theory" John Wiley & Sons, New York, 1981.
- [3] BARROWS, H. K. Water Power Engineering., McGraw-Hill., London, 1934. Páginas 189-266.
- [4] BOVET, M. Th., "Contribution a l'étude du trace d'aubage d'une turbine a reaction du type Francis", Informations Techniques Char-milles N° 9, 1963.
- [5] BRAN, R.; SOUZA,Z.; "Máquina de fluxo" Ao Livro Técnico S.A. Rio de Janeiro 1969.
- [6] CARVALHO, D. F. "Usinas Hidroelétricas - Turbinas"; Belo Horizonte, 1982; FUMARC/UCMG.
- [7] CONTALDI, P.; CAVALLI,C.A. "La Meccanica e le Macchine" Volume Terzo. Ulderico Hoelpli. Milano - Itália 1927. Páginas 369-457.
- [8] DOEBELIN, E. O. "Measurement Systems", 4th edition, McGraw Hill Publishing Company, 1990, Chapter 4.
- [9] ENCINAS, M.P., "Turbomáquinas hidráulicas" Edit. Limusa México 1975.
- [10] FREITAS, A.W; BRASIL, A.N. "Desenvolvimento de pás em modelo reduzido de turbinas Pelton". Relatório Interno SENAI/CETEF, Itaipava MG. 2001.
- [11] FRITZ, J. J. Small and Mini Hydropower Systems. New York, McGraw- Hill, (Resource Assesment and Project Feasibility), 1984.
- [12] GIBSON, A. H. Hydro electric engineering. Londres, Blackie and Son, 1921
- [13] IDA, T. Analysis of scale effects on performance-characteristics of hydraulic-turbines. I. scale formulas of hydraulic performance and loss distribution coefficients in model francis turbines and pump-turbines. Journal of hydraulic research, 27(6) , p.809-831. 1989.
- [14] MACINTYRE, A. J. "Maquinas motrizes hidráulicas". Rio de Janeiro, Guanabara Dois, 1983.
- [15] MARTINEZ, C.B.; NASCIMENTO FILHO, J.;BRASIL A.N, "Construção de um modelo didático de turbina Pelton", Relatório Interno Centro de Pesquisa Hidráulicas e de R. H. da UFMG, B.H. MG. 2001.
- [16] Monition, L. et al. "Les Microcentrales Hydroélectriques"; 2ª Edição, Paris, 1984; Editora Masson.
- [17] PACORET, E. Technique de la houille blanche., H. Dunod et E. Pinat Editeurs. Vol. I e II Paris, 1911. . Páginas. 399-581.
- [18] PARKIN, B.R.;MORGANB.W. "Cavity flows" The American Society OF Mechanical Engineers, New York, 1975.
- [19] PFLEIDERER, C. et al. "Máquinas de Fluxo"; 4ª Edição; Rio de Janeiro, 1979; Livros Técnicos e Científicos Editora S.A.
- [20] PHILLIPS, M. " Cours D'hydraulique et D'hydrostatique" J.Dejey & Cie Éditeurs.. Paris, 1875. Páginas 175, 287.
- [21] QUANTZ, L., " Motores hidráulicos". Gustavo Gilli, Ed., Barcelona, 1922.
- [22]QUINTELA, A.C. "Hidráulica", Lisboa, Fund. Calouste Gulbenkian, 1981.
- [23] SALZARD, J. "Hydraulique Apliquee a l'exploitation des Usines Hydroelectriques" Dunod Paris 1965;
- [24] SÉDILLE, M. " Turbo-machines, Hydrauliques et Thermiques" Masson et Cie Éditeurs Paris 1967.
- [25]SHEPHERD,D.G. " Principles of turbomachinery" The Macmillan Compant, Nee York1956.
- [26] ULITH, P.; Seleção e dimensionamento de turbinas Francis. I semi-nário de engenharia hidromecânica, Voith, São paulo-SP 08-12/03/1976.
- [27] WILLIANS, A A, " Constraints on the Diffusion of Small-Scale Hydropower in Northern Pakistan", Science, Technology & Development, Vol. 12, Nos . 2&3, August/December, 1994, ISSN 0950-0707.
- [28] ZEUNER, G. "Théorie des turbines" Vve.Ch Dunod Éditeur, Paris, 1905. Páginas 194-296.