

DESENVOLVIMENTO DE UMA ROTINA DE CÁLCULO PARA PRÉ-DIMENSIONAMENTO E ANÁLISE DE UMA TURBINA FRANCIS: UM ESTUDO DE CASO

Juraci de Sousa Araujo Filho¹; Andre Campanharo Gabriel²; Carlos Eduardo Polatschek Kopperschimidt³; Ciara Barcelos Zanelato⁴; Hóliver Zambon Zanete⁵; Judson Barcelos Gonçalves⁶; Marcelo dos Santos Lídio⁷

Resumo

Desde a Antiguidade utiliza-se a energia hidráulica para gerar energia mecânica, mas foi só no século XX que foi aplicada como matéria-prima da eletricidade. O potencial brasileiro hidrelétrico é considerável, portanto, com a demanda de eletricidade cada vez maior, torna-se promissor os estudos na área de turbinas que promovam maior aproveitamento e conversão da energia hidráulica em elétrica. O objetivo deste trabalho é o pré-dimensionamento de uma turbina Francis a partir de dados práticos, os quais estão em concordância com os dados da literatura, mostrando que a partir de um roteiro de cálculo é possível estimar com certa precisão as dimensões de uma turbina Francis real.

Palavras-Chave: Turbinas, turbina Francis, potencial hidrelétrico, Eficiência energética.

Abstract

Since ancient times is used hydraulic power to generate mechanical energy, but it was only in the twentieth century was used as a raw material of electricity. The Brazilian hydroelectric potential is considerable, therefore, the demand for increased electricity, it is promising studies in the area of turbines that promote better use and conversion of hydraulic energy into electricity. The objective of this work is the preliminary design of a Francis turbine from practical data, which are in agreement with published data showing that from a calculation script is possible to estimate with some precision the dimensions of a turbine real Francis.

Keywords: Turbine, Francis turbine, hydropower, energy efficiency.

Introdução

Desde a Antiguidade utiliza-se a energia hidráulica para gerar energia mecânica, mas foi só no século XX que foi aplicada, quase integralmente, como matéria-prima da

¹ Mestre em Engenharia Aeronáutica e Mecânica pelo Instituto Tecnológico de Aeronáutica, professor do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Espírito Santo; E-mail: juraci.araujo.engenharia@outlook.com.

² Graduando em Engenharia Mecânica pelo Instituto Federal do Espírito Santo-IFES, pesquisador em Mecânica dos Fluidos Computacional-CFD; E-mail: andrecampanharo@hotmail.

³ Graduando em Engenharia Mecânica pelo Instituto Federal do Espírito Santo-IFES; E-mail: cadupolkop@gmail.com.

⁴ Graduanda em Engenharia Mecânica pelo Instituto Federal de Ciência e Tecnologia do Espírito Santo-IFES; estagiária na empresa Suzano Papel e Celulose na área de manutenção de equipamentos florestais; E-mail: ciarabarceloszanelato16@gmail.com.

⁵ Graduando em Engenharia Mecânica pelo Instituto Federal do Espírito Santo-IFES; E-mail: holiverzambon@gmail.com.

⁶ Graduando em Engenharia Mecânica pelo Instituto Federal do Espírito Santo-IFES; docente de Educação Profissional I (SENAI) no Departamento Regional do Espírito Santo; E-mail: judsonbg@hotmail.com.

⁷ Graduando em Engenharia Mecânica pelo Instituto Federal do Espírito Santo-IFES; E-mail: marcelo_lidio@hotmail.com.

eletricidade. No Brasil a primeira hidrelétrica foi construída durante o reinado de D. Pedro II, no município de Diamantina, utilizando as águas do Ribeirão do Inferno, com 0,5 MW (megawatt) de potência e linha de transmissão de dois quilômetros. (ANEEL, 2008)

Em 2007, os resultados do Balanço Energético Nacional (BEN), apontam a energia de fonte hidráulica como 85,6% da energia elétrica produzida no Brasil. Mesmo sendo o país com maior potencial hidrelétrico do mundo: um total de 260 mil MW, pouco mais de 30% se transformaram em usinas construídas ou outorgadas. (ANEEL, 2008)

O equipamento utilizado para aproveitar a energia hidráulica são as turbinas, que durante o seu movimento giratório, convertem a energia cinética (do movimento das águas) em energia elétrica por meio dos geradores que produzirão a eletricidade. Depois de passar pela turbina, a água é restituída ao leito natural do rio pelo canal de fuga. Os principais tipos de turbinas hidráulicas são: Pelton, Kaplan, Francis e Bulbo. (RAMOS; SILVA, 2009)

A constante busca por energias renováveis aumenta os estudos de viabilização e instalação de novas usinas hidrelétricas, segundo Aneel (2008), o Plano Nacional de Energia 2030 prevê o aproveitamento de quase 50% do potencial hidrelétrico brasileiro. A partir disto, o projeto de turbinas, para diferentes alturas de queda e vazão é necessário, pois os rios que compõem as bacias hidrográficas do Brasil se apresentam com os mais diversos tipos de relevos.

Trabalhos como Alexandre (2004), Wolski et al. (2013), Santos (2012), Merigue e Silva (2013), Soares Junior (2013), Albuquerque (2006) buscam o dimensionamento de diferentes tipos de turbinas com alturas de quedas e vazão diferentes. O presente trabalho tem como objetivo dimensionar uma turbina Francis com fluxo radial para altura de queda e vazão determinadas.

1 Fundamentação e classificação

A necessidade de geração de maiores valores de potência, com rotações mais elevadas, fez surgir durante a era industrial, as primeiras turbinas, cujo nome é devido a Claude Burdin (1790-1873). (BELUCO, 1994). Segundo Souza apud Merigue e Silva (2013) as turbinas hidráulicas são máquinas com a finalidade de transformar a maior parte possível da energia de escoamento da água em trabalho mecânico.

As turbinas hidráulicas podem ser classificadas de turbinas de ação e de reação. Nas turbinas hidráulicas de ação, a energia cinética da água é transformada em energia

mecânica através das pás de um rotor. Nas turbinas de reação, a energia mecânica é proveniente da redução tanto da velocidade como da pressão de fluxo da água entre a saída e a entrada de um rotor que fica totalmente submerso (MERIGUE; SILVA, 2013).

Além da classificação quanto à forma de conversão de energia, as turbinas podem ainda ser classificadas quanto a direção do fluxo e a sua aplicação.

As turbinas de ação se dividem em três tipos quanto a direção do fluxo. São elas: Turbinas Pelton, Turgo e Michell-Banki (Fluxo cruzado). Já as de reação se dividem em: Tubular, Bulbo, Hélice, Kaplan e Francis.

As turbinas Pelton consistem de uma roda circular dotada de um conjunto de conchas em sua periferia, sob os quais é inserido um ou mais jatos de água tangencialmente a roda. Neste tipo de turbina, o torque é gerado pela ação de um jato livre sobre a dupla concha do rotor (MERIGUE; SILVA, 2013).

As turbinas Turgo são uma variante das turbinas Pelton. Nelas, o jato atinge as pás de um rotor formando um pequeno ângulo com o eixo de rotação e a água sai por apenas um lado. Esse tipo de turbina, possui rotação mais elevada que as turbinas Pelton, e por esse motivo tornam mais simples o acoplamento entre a turbina e o gerador, muitas vezes dispensando o uso de multiplicadores de velocidade, aumentando a eficiência global do sistema (NOGUEIRA; FILHO, 2007).

As turbinas do tipo Michell-Banki, também conhecidas como turbinas de fluxo transversal são constituídas de um rotor do tipo tambor, que é dotado de pás estampadas em forma de lâminas. O fluxo da água controlado e direcionado por um perfil hidráulico encontra as pás do rotor impulsionando-o. Essas turbinas são comumente utilizadas em situações onde se tem menores quedas e maiores volumes de água (MERIGUE; SILVA, 2013).

As turbinas axiais são caracterizadas pelo escoamento longitudinal ao longo do eixo do rotor. São máquinas adequadas à baixas quedas e elevadas vazões. As turbinas dos tipos Kaplan e Hélice possuem rotores com as mesmas características, no entanto, as do tipo Kaplan possuem pás móveis que permitem a regulação da vazão através da mesma. Os rotores podem ser inseridos em uma caixa espiral, de concreto ou aço, caixa aberta, ou ainda em uma caixa em forma de tubo, onde o escoamento é totalmente no sentido axial. Para essa última configuração, dependendo do grupo gerador, se dá o nome de turbina tubular. Já a turbina bulbo se caracteriza pelo arranjo compacto, denotado pelo

uso de um rotor Kaplan, instalado no interior de um casulo inserido em água (NOGUEIRA; FILHO, 2007).

Por último, as turbinas do tipo Francis são radiais, com admissão centrípeta e podem possuir tubo de aspiração. São sempre projetadas em condições de rendimento máximo e possuem ainda três tipos fundamentais: as lentas, normais e as rápidas, diferenciando-se umas das outras pela forma do rotor (MACINTYRE, 1983). Elas podem estar inseridas em uma caixa espiral, ou em instalações de menor porte, sem caixa espiral, em caixas cilíndricas ou em um poço de caixa aberta (NOGUEIRA; FILHO, 2007).

As turbinas Francis funcionam através da diferença de pressão entre os dois lados do rotor. As pás do rotor são perfiladas de maneira complexa e uma caixa espiral distribui a água ao redor do rotor (MERIGUE; SILVA, 2013).

2 Metodologia

Nesta seção são apresentadas a metodologia para o pré-dimensionamento de uma turbina Francis. Inicialmente foi determinada o tipo de máquina hidráulica, com isso foi realizado cálculos para verificar condições específicas requeridas, e por último foi feito o dimensionamento da pá do rotor com os valores corrigidos e adequados ao projeto.

2.1 Tipo de rotor hidráulico

O tipo de máquina hidráulica foi determinado através das Equação (1) e (2) que fornecem o salto energético (Y) e a velocidade de rotação específica (n_{qA}) respectivamente. Os dados de projeto, apresentados na tabela 1 foram retirados de Macintyre (1983), sendo grandezas características de turbinas Francis empregadas na Usina de Estreito, rio Grande, Minas Gerais.

Tabela 1 - Dados de projeto

Vazão (Q)	339 [m^3/s]
Altura de queda (h)	63,3 [m]
Rotação do rotor (n)	1,875 [rps]
Potência (N)	260.000 [cv]
Rendimento mecânico	0,95

Fonte: Os autores, 2015.

$$Y = g \times h \quad (1)$$

$$n_{qA} = 10^3 \times n \times \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}} \quad (2)$$

2.2 Ângulo de direção da pá

Segundo Henn (2012), o ângulo de direção da pá na entrada do rotor (β_{4m}), tem que satisfazer uma condição, onde $70^\circ < \beta_{4m} < 90^\circ$. Para verificar esta obrigatoriedade são resolvidas as Equação (3) até (16).

$$Q_{r1/1} = n_v \times Q \quad (3)$$

Onde a vazão considerando rendimento volumétrico ($Q_{r1/1}$) é dada em (m^3/s) e o rendimento volumétrico (n_v), adotado 0,96 (adimensional).

$$n_{qAr1/1} = 3 \times n_r \frac{Q_{r1/1}^{0,5}}{h^{0,75}} \quad (4)$$

Onde a velocidade de rotação específica com vazão corrigida ($n_{qAr1/1}$) e a rotação do rotor (n_r) são medidas em (rpm).

$$Q_r = 0,731 \times (1 + 0,01 \times n_{r1/1}^{0,5}) \times Q_{r1/1} \quad (5)$$

Sendo vazão regular (Q_r) dada em (m^3/s).

$$n_{qAr} = 3 \times n_r \frac{Q_r^{0,5}}{h^{0,75}} \quad (6)$$

Sendo (n_{qAr}) a velocidade de rotação específica fornecida pela equação (6) em rotações por minuto (rpm).

$$D_{5e} = 24,786 \times \frac{h^{0,5}}{n_r} + 0,685 \times \frac{Q_{r1/1}^{0,5}}{h^{0,75}} \quad (7)$$

Onde o diâmetro externo da aresta de saída (D_{5e}) calculado na equação (7) em metros (m).

$$b_0 = \left((0,168 \times 10^{-2} \times n_{qAr}) - (0,018 \times 10^{-4} \times n_{qAr}^2) \right) \times D_{5e} \quad (8)$$

Na Equação (8) é calculada em metros (m) a largura do distribuidor (b_0).

$$D_{4e} = \left((0,165 \times 10^{-4} \times n_{qAr}^2) - \left((0,835 \times 10^{-2} \times n_{qAr}) + 2,017 \right) \right) \times D_{5e} \quad (9)$$

$$D_{4i} = (0,5 + 84,5 \times n_{qAr}^{-1}) \times D_{5e} \quad (10)$$

$$D_{4m} = 0,5 \times (D_{4e} + D_{4i}) \quad (11)$$

$$D_{3e} = \left(1,255 - (0,633 \times 10^{-3} \times n_{qAr}) \right) \times D_{5e} \quad (12)$$

Nas equações (9), (10), (11) e (12) são calculados o diâmetro externo da aresta de entrada (D_{4e}), o diâmetro interno da aresta de entrada (D_{4i}), o diâmetro médio da aresta de entrada (D_{4m}) e o diâmetro externo da coroa externa (D_{3e}) respectivamente, todas os diâmetros são dados em metros (m).

$$u_{4m} = (\pi \times D_{4m} \times n_r) / 60 \quad (13)$$

$$c_m = Q_r / (\pi \times b_0 \times D_{3e}) \quad (14)$$

$$c_m = Q_r / (\pi \times b_0 \times D_{3e}) \quad (15)$$

Nas equações (13), (14) e (15) são calculadas a velocidade média na aresta de entrada (u_{4m}), a velocidade no tubo de admissão (c_m) e a velocidade da aresta de entrada (C_{u4m}) respectivamente, todas estas velocidades são dadas em metros por segundo (m/s).

Com todas essas equações resolvidas pode ser encontrado o ângulo de direção da pá na entrada do rotor (β_{4m}) pela Equação (16), caso a condição descrita no início desta seção não seja obtida, Souza (2011) aconselha aumentar 5, 10, 15...% o diâmetro externo da aresta de saída, quando $\beta_{4m} > 90^\circ$, ou reduzir 5, 10, 15...% quando $\beta_{4m} < 70^\circ$.

$$\beta_{4m} = \text{arc tg} [C_m / (C_{4m} - C_{u4m})] \quad (16)$$

2.3 Obtenção das outras dimensões da turbina

A partir do coeficiente de velocidade angular (n_0) que é obtido pela Equação (17), são calculadas as dimensões do rotor.

$$n_0 = 1,83 \times 10^{-3} \cdot n_{qA} \quad (17)$$

As Equações (18) e (19) fornecem o raio relativo (r_{1i}), parâmetro adimensional, e o raio máximo superior (R_{2e}).

$$r_{1i} = 0,493 / n_0^{2/3} \quad (18)$$

$$R_{2e} = (0,5 \times D_{4e}) / r_{1i} \quad (19)$$

A partir disto, são calculadas as alturas do filete meridiano interno (l_i) e externo (l_e) pelas equações 20 e 21, respectivamente.

$$l_i = \frac{[3,2 + 3,2(2 - n_0) \cdot n_0] R_{2e}}{4} \quad (20)$$

$$l_e = [2,4 - 1,9(2 - n_0) \cdot n_0] R_{2e} \quad (21)$$

Através das Equações (22) e (23) são calculados o número (Z) e a espessura (S) das pás.

$$Z = 12 + 0,05 \cdot D_{4m} \quad (22)$$

$$S = 0,12 \text{ a } 0,15 \sqrt{b_0} \quad (23)$$

Para evitar a cavitação Macintyre (1983) aconselha calcular a velocidade de saída do receptor (v_5) para turbinas Francis rápidas pela equação (24).

$$v_5 = 2,22 \sqrt{h} \quad (24)$$

O coeficiente de cavitação (σ) pode ser obtido de diversas maneiras, sendo pelo emprego de tabelas, ou através da equação (25) em função da velocidade específica (n_s) que é calculada pela equação (26).

$$\sigma = 0,0000154 \cdot n_s^{1,7} \quad (25)$$

$$n_s = (n \times \sqrt{N}) / (h^{1,25}) \quad (26)$$

A altura de sucção (H_s) determinada a fim de impedir a cavitação pode ser determinada pela Equação (27), sendo a altura barométrica local (h_b) e (h_v) a tensão de vapor da água na temperatura que escoar pela turbina.

$$n_s = (n \times \sqrt{N}) / (h^{1,25}) \quad (27)$$

Seja uma seção de diâmetro (D) que forme com a seção de entrada de diâmetro (D_e) o ângulo da caixa de espiras (φ) calculado pela equação (29), a fração da vazão (X) que ultrapassa a seção de diâmetro (D) é calculada pela equação (28).

$$X = \frac{v \cdot D^2}{v_e D_e^2} \quad (28)$$

$$\varphi = (X - 1) \cdot 360 \quad (29)$$

Por último é calculado o diâmetro do eixo da turbina (d) pela equação (30).

$$d = 10,5 \sqrt[3]{N/n} \quad (30)$$

3 Resultados e Discussões

Através do cálculo da velocidade de rotação específica (n_{qA}) foi definido o tipo de rotor pela Tab. (2), sendo uma Turbina hidráulica Francis Rápida, pois no presente trabalho $n_{qA} = 277,52$.

Tabela 2 - Valores de velocidade de rotação específica para diferentes tipos de máquinas hidráulicas.

TIPO DE MÁQUINA HIDRÁULICA	VELOCIDADE DE ROTAÇÃO ESPECÍFICA
Turbina hidráulica Pelton	$n_{qA} = 5 \text{ a } 70$
Turbina hidráulica Francis Lenta	$n_{qA} = 50 \text{ a } 120$
Turbina hidráulica Francis Normal	$n_{qA} = 120 \text{ a } 200$
Turbina hidráulica Francis Rápida	$n_{qA} = 200 \text{ a } 320$
Turbina hidráulica Michel-Banki	$n_{qA} = 30 \text{ a } 210$
Turbina Deriaz	$n_{qA} = 200 \text{ a } 450$
Turbina Kaplan e Hélice	$n_{qA} = 300 \text{ a } 1000$
Turbina a vapor e a gás com admissão parcial	$n_{qA} = 6 \text{ a } 30$
Turbina a vapor e a gás com admissão total	$n_{qA} = 30 \text{ a } 300$
Bomba de deslocamento positivo	$n_{qA} < 30$
Bomba centrífuga	$n_{qA} = 30 \text{ a } 250$

Bomba semi-axial ou de fluxo misto	$n_{qA} = 250 \text{ a } 450$
Bomba axial	$n_{qA} = 450 \text{ a } 1000$
Compressor de deslocamento positivo	$n_{qA} < 20$
Ventilador e turbo compressor centrífugo	$n_{qA} = 20 \text{ a } 330$
Ventilador e turbo compressor axial	$n_{qA} = 330 \text{ a } 1800$

Fonte: Henn, 2012 p.118.

A partir disso foi realizado o cálculo do ângulo de direção da pá na entrada da turbina (β_{4m}), encontrando um valor de $35,52^\circ$, o que não obedece a condição imposta, sendo necessário reduzir o diâmetro externo da aresta de saída em 15%. Os valores encontrados nas Equação(8) a (16), já corrigidos, são apresentados na tabela 2 junto dos resultados obtidos pelas equações 18 a 24, formando as dimensões do rotor da turbina dimensionada.

Tabela 3 – Dimensões do rotor.

Diâmetro externo da aresta de saída	$D_{5e} = 4,91m$
Largura do distribuidor	$b_0 = 1,51m$
Diâmetro externo da aresta de entrada	$D_{4e} = 4,72m$
Diâmetro interno da aresta de entrada	$D_{4i} = 4,12m$
Diâmetro externo da coroa externa	$D_{3e} = 5,17m$
Diâmetro médio da aresta de entrada	$D_{4m} = 4,42m$
Velocidade média de entrada	$u_{4m} = 26,02 \text{ m/s}$
Velocidade na entrada das pás	$c_m = 11,2m/s$
Velocidade de entrada	$C_{u4m} = 22,67m/s$
Ângulo de inclinação da pá	$\beta_{4m} = 73,36^\circ$
Raio relativo	$r_{1i} = 0,7$
Raio máximo de Saída	$R_{2e} = 3,34m$
Altura do filete meridiano externo	$l_e = 2,77m$
Altura do filete meridiano interno	$l_i = 4,89m$
Número de pás do receptor	$z = 34$
Espessura da Pá	$s = 18,4m$
Velocidade de saída do receptor	$v_5 = 17,66 \text{ m/s}$

Fonte: Os autores, 2015.

Também foram calculados parâmetros para evitar a cavitação do equipamento, apresentados na tabela 4.

Tabela 4 - Parâmetros para evitar a cavitação.

Velocidade específica	$n_s = 321,28 \text{ [m/s]}$
Coefficiente de cavitação	$\sigma = 0,28$
Altura de sucção	$H_s = - 8,05 \text{ m}$

Fonte: Os autores, 2015.

Por último foram dimensionados a caixa espiral ou caracol e o diâmetro do eixo da turbina que estão apresentados na tabela 5.

Tabela 5 - Dimensões do caracol e eixo da turbina.

Fração de vazão	$X = 0,84$
Ângulo da caixa de espiras	$\varphi = 56,23^\circ$
Diâmetro do eixo da turbina	$d = 138,82 \text{ cm}$

Fonte: Os autores, 2015.

Segundo Macintyre (1983), as dimensões reais da turbina de Estreito são apresentadas na tabela 6, junto com os valores calculados no presente trabalho para comparação.

Tabela 6 - Comparação entre os parâmetros reais e os calculados.

DIMENSÃO	REAL	DIMENSIONADO
Largura do distribuidor	$b_0 = 1,71 \text{ m}$	$b_0 = 1,51 \text{ m}$
Diâmetro externo da aresta de entrada	$D_{4e} = 6,14 \text{ m}$	$D_{4e} = 4,72 \text{ m}$
Diâmetro interno da aresta de entrada	$D_{4i} = 4,50 \text{ m}$	$D_{4i} = 4,12 \text{ m}$

Fonte: Os autores, 2015.

3 Conclusão

O presente trabalho apresentou uma descrição do dimensionamento de uma turbina tipo Francis, apresentando as equações utilizadas para cálculo das principais dimensões do projeto. As dimensões obtidas foram comparadas com as da turbina real, empregada na Usina de Estreito, localizada no rio Grande – Minas Gerais.

A partir dos resultados apresentados no trabalho pode-se concluir que as etapas utilizadas para o pré-dimensionamento descritas mostram resultados relativamente próximos aos reais. De maneira simples, mas versátil, foi possível obter os valores essenciais para executar a construção de uma máquina de fluxo.

Devido à expansão do índice de aproveitamento do potencial hidráulico nacional, sugere-se para trabalhos futuros, o estudo de funcionamento de diferentes turbinas em outros pontos de projeto a fim de avaliar sua viabilidade em outros tipos de relevo e períodos de escassez de água.

Referências

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA-ANEEL, 2008. “Atlas de energia elétrica do Brasil”. ed. – Brasília: Aneel, 236 p.

- ALBURQUEQUE, R. B. F. **Projeto de Turbinas hidráulicas axiais com parametrização da geometria, equação de equilíbrio radial e técnicas de otimização**. 2006. 114 f. Trabalho de conclusão do curso (Graduação em engenharia mecânica) – Universidade Federal de Itajubá, Itajubá – MG, 2006.
- ALEXANDRE, D.B. **Desenvolvimento de sistema computacional para pré-dimensionamento de turbinas para micro, mini e pequenas centrais hidrelétricas**. 2004. 109 f. Dissertação (Mestrado em Agronomia) – Universidade Estadual Paulista, Botucatu – SP, 2004.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 6445: **Turbinas Hidráulicas Turbinas-bombas e Bombas de acumulação**. Rio de Janeiro, 1987. 57 p.
- BELUCO, A. **Viabilidade de micro centrais hidrelétricas baseadas no emprego de equipamentos de mercado**. 1994. 189 f. Dissertação de mestrado (engenharia mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre – RS, 1994.
- CARVALHO JUNIOR, D. M. **Análise comparativa entre a influência do ICMS dos equipamentos elétricos, mecânicos, hidromecânicos e de geração, nos custos de implantação de pequenas centrais hidrelétricas e usinas eólicas**. 2011. 37 f. Trabalho de conclusão de curso (graduação em engenharia elétrica) – Escola de Engenharia de São Carlos-SP, 2011.
- HENN, É. A. L. **Máquinas de fluido**. 2. ed. Santa Maria, RS: Editora da UFSM, 2006. 474 p. ISBN 8573910755.
- MACINTYRE, A. J. **Máquinas motrizes hidráulicas**. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1983, 649 p.
- MERIGUE, R.; SILVA, R. S. **Estudos de turbinas para hidrelétricas de roncador – Bocaiúva do Sul**. 2013. 61 f. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em engenharia elétrica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba - PR, 2013.
- NOGUEIRA, F. J. H.; TIAGO FILHO, G. L. **Microcentrais hidrelétricas**. Itajubá-MG: Ministério de Minas e energia e Fundação de apoio ao ensino pesquisa e extensão de Itajubá, Série energia renováveis, 2007, 32 p.
- RAMOS, R.A.V., SILVA, J.B.C. **Máquinas hidráulicas e térmicas**. Ilha Solteira: Universidade Estadual Paulista, 2009, não paginado.
- SANTOS, C.G. **Dimensionamento e simulação de um rotor hidráulico do tipo Francis**. 2012. 52 f. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em engenharia mecânica) - FAHOR - Faculdade Horizontina, Horizontina – RS, 2012.
- SOARES JÚNIOR, R.L. **Projeto conceitual de uma turbina hidráulica a ser utilizada na usina hidrelétrica externa de Henry Borden**. 2013. 83 f. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em engenharia mecânica) - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro - RJ, 2013.
- WOLSKI, C.; JÚNIOR, H.M.; MORAIS, R.R. **Desenvolvimento de um software para o cálculo de dimensionamento de turbinas em pequenas centrais hidrelétricas**. 2013. 100 f. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em engenharia industrial elétrica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba - PR, 2013.