

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS

Escola de Engenharia

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Felipe Lucas Ferreira dos Santos

**PARAMETRIZAÇÃO DE DIMENSÕES BÁSICAS PARA PRÉ-PROJETO DE
TURBINAS FRANCIS.**

Belo Horizonte

2021

Felipe Lucas Ferreira dos Santos

**PARAMETRIZAÇÃO DE DIMENSÕES BÁSICAS PARA PRÉ-PROJETO DE
TURBINAS FRANCIS.**

Versão final

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Energia e Sustentabilidade.

Orientador: Carlos Barreira Martinez

Co-Orientadora: Edna Maria de Faria Viana

Belo Horizonte

2021

S237p

Santos, Felipe Lucas Ferreira dos.
Parametrização das dimensões básicas para pré-projeto de turbinas Francis [recurso eletrônico] / Felipe Lucas Ferreira dos Santos. - 2021.
1 recurso online (91 f. : il., color.) : pdf.

Orientador: Carlos Barreira Martinez.
Coorientadora: Edna Maria de Faria Viana.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais,
Escola de Engenharia.

Bibliografia: f. 87-91.
Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Rotores - Teses. 3. Turbinas - Teses. 4. Usinas hidrelétricas - Teses. I. Martinez, Carlos Barreira. II. Viana, Edna Maria de Faria. III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. IV. Título.

CDU: 621 (043)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

FOLHA DE APROVAÇÃO

PARAMETRIZAÇÃO DE DIMENSÕES BÁSICAS PARA PRÉ-PROJETO DE TURBINAS FRANCIS

FELIPE LUCAS FERREIRA DOS SANTOS

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, constituída pelos Professores: Dr. Carlos Barreira Martinez (Orientador-Universidade Federal de Itajubá/UNIFEI), Dra. Edna Maria de Faria Viana (Coorientadora-Departamento de Engenharia Hidráulica e Recursos Hídricos/UFMG), Dr. Frederico Fábio Mauad (Universidade de São Paulo), Dra. Mirian de Lourdes Noronha Motta Melo (Universidade Federal de Itajubá/UNIFEI) e Dr. Eduardo Bauzer Medeiros (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Mestre em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**Energia e Sustentabilidade**".

Dissertação aprovada no dia 11 de junho de 2021.

Por:



Documento assinado eletronicamente por **Carlos Barreira Martínez, Usuário Externo**, em 09/07/2021, às 09:06, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Edna Maria de Faria Viana, Professora do Magistério Superior**, em 22/07/2021, às 21:51, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Mirian de Lourdes Noronha Motta Melo, Usuário Externo**, em 25/07/2021, às 08:37, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Eduardo Bauzer Medeiros, Membro de comissão**, em 27/07/2021, às 20:48, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).

Documento assinado eletronicamente por **Frederico Fabio Mauad, Usuário Externo**, em 07/08/2021, às 10:06, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de](#)



[13 de novembro de 2020.](#)



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **0823669** e o código CRC **A4354763**.

Referência: Processo nº 23072.234716/2021-01

SEI nº 0823669

“Não existem degraus na natureza”
Santos, F. L. F.

Agradeço primeiramente a Deus, por me capacitar, dar força e saúde, iluminando meu caminho para atingir meus objetivos pessoais e profissionais.

Às pessoas mais importantes da minha vida: Minha mãe, Lucília, exemplo de amor incondicional, meu pai, Paulo, pela sabedoria, orientação e principalmente pelas boas provocações / incentivos, a minha irmã, Maria Luiza, pelo exemplo de resiliência e por mostrar que os limões que vida nos traz, dão excelentes caipirinhas e a minha esposa, Victoria, pelo exemplo de determinação, coragem e por ser uma excelente competidora.

Em especial aos meus chefes, Junio Cesar e Pedro Alberto, pela companhia diária, pelas viagens, apoio, ensinamentos, incentivos, paciência e por terem me auxiliado nesta conquista. Tentei complicar o menos possível a vida de vocês!

Ao meu amigo e irmão MSc Thiago Santiago, que sempre se fez presente em tudo.

Ao meu amigo e colega de serviço Guilherme de Almeida, obrigado pela força e motivação.

Agradeço a minha afilhada, Sofia Linda, que despertou a criança que existia em mim. É sempre bom dar aquele sorriso bobo para quebrar as cinzas do mundo.

Agradeço muito a Dra. Victoria Silva Amador, que me ajudou durante todo o desafio dessa jornada e por viver as minhas conquistas como se fossem dela. Simplesmente, sem palavras!

Ao meu orientador Dr. Carlos Barreira Martinez pela parceria, orientação, incentivo, por ter compartilhado conhecimentos e experiências profissionais e pessoais, às quais levarei por toda a vida.

A minha coorientadora Edna Maria e a todos os funcionários do departamento de mecânica da UFMG e da CEMIG. O mundo Cooperativo e o mundo Acadêmico são complementares.

Agradeço a todos que contribuíram para esse trabalho que foi elaborado em um momento ímpar da história da humanidade, durante a pandemia do COVID-19, sem a contribuição de cada um de vocês nada do que está apresentado neste trabalho teria sido possível!

RESUMO

Esse trabalho teve a finalidade de por meio da pesquisa de usinas existentes e equipadas com rotores de turbina tipo Francis, investigar e gerar um conjunto equações parametrizadas, em função de parâmetros básicos da instalação, para o dimensionamento de rotores de pequeno porte sem demandar estudos hidrodinâmicos aprofundados. Para o desenvolvimento desta investigação foi feito o levantamento de dados em 35 pequenas centrais hidrelétricas. Foram extraídos dos desenhos técnicos originais, fornecidos pelos fabricantes as principais dimensões do rotor de turbina tipo Francis, como diâmetro de entrada do rotor, diâmetro de saída do rotor, abertura lateral do rotor, anel inferior ou “aba” do rotor, altura do rotor e número de pás do rotor. Assim como as características básicas das usinas, tais como vazão, queda bruta da usina e rotação da unidade geradora. Os dados levantados foram inseridos em planilhas estruturadas, no qual foram obtidos gráficos com as dimensões principais do rotor na ordenada e os dados básicos das usinas nas abscissas. As equações selecionadas para compor o conjunto de equações do Modelo Parametrizado foram escolhidas em função do melhor coeficiente de determinação (R^2) e da maior homogeneidade de distribuição de dados ao longo das curvas propostas pelas regressões. Em seguida, três usinas externas ao grupo utilizado para os cálculos foram utilizadas como padrão para validação do Modelo Parametrizado proposto. Os resultados obtidos através do modelo proposto também foram comparados com os resultados obtidos utilizando equações consagradas da literatura para essas mesmas três usinas, como as equações apresentadas por Encinas, 1976 e por Souza, 2011. No dimensionamento dos três rotores reais através do Modelo Parametrizado foram obtidos resultados com erros entre 4,46% a 6,92% no dimensionamento do diâmetro de entrada; entre 3,11% a 9,85% no dimensionamento do diâmetro de saída; entre -7,04% a 3,73% no dimensionamento da abertura lateral; entre -1,81% a 1,69% no dimensionamento da ABA do rotor e entre -7,71% a 0,72% no dimensionamento da altura do rotor. Desta forma as equações desenvolvidas apresentaram bons resultados e uma boa precisão para predizer as dimensões básicas de turbinas Francis dentro da faixa de queda bruta da usina entre 8,9 metros a 205 metros, vazões entre 0,9 m³/s a 33,0 m³/s e rotações específicas entre 89,9 a 439,3.

PALAVRAS-CHAVE: Dimensionamento preliminar, Rotor de turbina, Equações de dimensionamento, Anteprojeto de turbina, Hidrelétricas, Turbina Francis.

ABSTRACT

The objective of this work is to use dimensional data from existing Francis turbines and generate a set of parameterized equations, based on the basic parameters of the hydroelectric plant, for the design of Francis rotors with an emphasis on small plants and without the need for sophisticated hydrodynamic studies. For the development of this investigation, data were collected in 35 small hydroelectric plants. They were extracted from the original technical drawings: inlet diameter, outlet diameter, side opening, bottom ring, height of rotor and number of blades. As well as the basic characteristics of the plants, such as flow, head and turbine rotation. The data collected were entered into structured spreadsheets, in which several graphs were obtained with the main dimensions of the rotor in the ordinate and the basic data of the plants in the abscissa. The equations selected to compose the set of equations for the Parameterized Model were chosen as a function of the best coefficient of determination (R^2) and the greater homogeneity of data distribution along the curves proposed by the regressions. Then, three plants outside the group used for the calculations were used as a standard for validating the proposed Parameterized Model. The results obtained through the proposed model were also compared with the results obtained using the equations presented by Encinas, 1976 and by Souza, 2011. In the dimensioning of the three real rotors through the Parameterized Model, results were obtained with errors between 4.46% and 6.92% in the dimensioning of the inlet diameter; between 3.11% to 9.85% in dimensioning the outlet diameter; between -7.04% to 3.73% in dimensioning the side opening; between -1.81% to 1.69% in dimensioning of the bottom ring and between -7.71% to 0.72% in dimensioning of the height of rotor. Thus, the developed equations showed good results and a good accuracy to predict the basic dimensions of Francis turbines, within the range of head between 8.9 meters to 205 meters, flow between 0.9 m³/s to 33.0 m³/s and specific rotations between 89.9 to 439.3.

KEYWORDS: Preliminary project, Turbine rotor, Dimensioning equations, Turbine

Preliminary Project, Hydroelectric, Turbine Francis.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

FIGURA 1 - Estrutura básica de uma hidrelétrica. Fonte: Adaptado de CEMIG.	23
FIGURA 2 - Representação simplificada de uma usina hidrelétrica. Fonte: Adaptado Simone, 2013.	24
FIGURA 3 - Principais equipamentos que compõem a casa de força. Fonte: Adaptado de Itaipu.	26
FIGURA 4 - Ábaco para escolha do tipo de turbina. Fonte: Encinas, 1976.	27
FIGURA 5 - Arranjos típicos de usinas hidrelétricas com rotores de turbina tipo Francis. Fonte: adaptada de Encinas, 1976.	28
FIGURA 6 - Direção do fluxo ao passar por um rotor de Turbina tipo Francis. Entra na direção radial e sai na direção axial. Fonte: Encinas, 1976.	29
FIGURA 7 - Conjunto turbina. Fonte: Adaptado de Hidro Energia.	29
FIGURA 8 - Rotor de turbina tipo Francis. Fonte: Hidro Energia.	30
FIGURA 9 - Desenho técnico de um rotor de turbina tipo Francis. Fonte: Própria.	30
FIGURA 10 - Rotor de turbina usina Paraúna. Fonte: Própria.	31
FIGURA 11 - Rotor de turbina usina Itaipu. Fonte: Itaipu.	31
FIGURA 12 - Transição de turbinas do tipo Francis para Kaplan. Fonte: Schreiber, 1980.	32
FIGURA 13 - O aumento do diâmetro de saída devido ao aumento das vazões de trabalho. Fonte: Adaptado de Simone, 2013.	33
FIGURA 14 - Aumento da profundidade das pás em função da redução das quedas bruta das usinas. Fonte: Adaptado de Simone, 2013.	33
FIGURA 15 - Forma do rotor de turbina tipo Francis de acordo com a rotação específica. Fonte: Schreiber, 1978.	35
FIGURA 16 - Desenvolvimento das dimensões dos rotores de turbina tipo Francis em função da rotação específica. Fonte: Adaptado de Macintyre, 1983 e Souza, 2011.	36
FIGURA 17 - Representação proporcionalidade em turbinas geometricamente semelhante. Fonte: Simone, 2013.	37
FIGURA 18 - Convenções das dimensões do rotor Francis. Fonte: Adaptado de Souza, 2011.	40
FIGURA 19 - Variação progressiva da forma do rotor em função da rotação específica, segundo Th Bovet. Fonte: Adaptado de Encinas, 1976.	44
FIGURA 20 - Representação de um rotor de turbina tipo Francis. Fonte: Própria.	48
FIGURA 21 - Fluxograma de cálculo das dimensões do rotor de turbina tipo Francis. Fonte: Própria	50
FIGURA 22 - Gráficos de “Ds” em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) vazão x rotação específica e por último, E) queda da usina.	53
FIGURA 23 - Gráficos de “Vs” em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) vazão x rotação específica e por último, E) queda da usina.	54
FIGURA 24 - Gráficos de “De” em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) rotação específica x vazão, E) diâmetro de saída e de F) queda da usina.	56
FIGURA 25 - Gráficos de “Ve” em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) rotação específica x vazão, E) diâmetro de saída e de F) queda da usina.	57
FIGURA 26 - Gráficos de “b” em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) rotação específica x vazão e E) queda da usina.	58
FIGURA 27 - Gráficos de “b/ Ds” em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) rotação específica x vazão e E) queda da usina.	59
FIGURA 28 - Gráficos de “Aba” em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) rotação específica x vazão e E) queda da usina.	60

FIGURA 29 - Gráficos de “Aba/Ds” em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) rotação específica x vazão e E) queda da usina.	62
FIGURA 30 - Gráficos de “Hr” em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) rotação específica x vazão e E) queda da usina.	63
FIGURA 31 - Gráficos de “Hr/Ds” em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) rotação específica x vazão e E) queda da usina.	64
FIGURA 32 - Gráficos de “Np” em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) rotação específica x vazão e E) queda da usina.	65
FIGURA 33 - Gráficos de “Np/Ds*” em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) rotação específica x vazão e E) queda da usina.	66
FIGURA 34 - Equações propostas pelo Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) desenvolvido.....	67
FIGURA 35 - Fluxograma simplificado para dimensionamento preliminar de rotor de turbina tipo Francis usando o (MP_{UFMG}).	68
FIGURA 36 - Erros em relação às dimensões reais aplicando-se o Modelo Souza (MS) e o Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) para as usinas A) 1, B) 2 e C) 3.	70
FIGURA 37 - Análise dos dados apresentados no Modelo Unitário (MU_E) em função da rotação específica, no qual A) os dados da relação “De/Ds” e B) a relação de “b/Ds”.	71
FIGURA 38 - Dispersão dos dados reais e dos dados do Modelo Unitário (MU_E) em função da rotação específica. Sendo A) a relação “De/Ds” e B) a relação “b/Ds”.....	72
FIGURA 39 - Erros em relação às dimensões reais aplicando-se o Modelo Unitário (MU_E) e o Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) para as usinas A) 1, B) 2 e C) 3.	73
FIGURA 40 - Análise do Modelo Prático Norte-americano ($MPNA_E$). Sendo em A) Razão “De/Ds” resultante da aplicadas do Modelo Prático Norte-americano ($MPNA_E$) nas usinas analisadas, em B) dispersão dos dados da razão “De/Ds” dos dados reais e em C) a superposição do resultado encontrado em A e os dados reais encontrados em B).	75
FIGURA 41 - Erros em relação às dimensões reais aplicando-se o Modelo Prático Norte-americano ($MPNA_E$) e o Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) para as usinas A) 1, B) 2 e C) 3.	76
FIGURA 42 - Comparação dos valores do diâmetro de saída (Ds), em milímetros, obtidos pelo Modelo Souza (MS), Modelo Prático Norte-americano ($MPNA_E$) e pelo Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) com os valores reais dos rotores de turbina tipo Francis das Usinas 1, 2 e 3.	78
FIGURA 43 - Comparação dos valores do diâmetro de entrada (De), em milímetros, obtidos pelo Modelo Souza (MS), Modelo Prático Norte-americano ($MPNA_E$) e pelo Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) com os valores reais dos rotores de turbina tipo Francis das Usinas 1, 2 e 3.	79
FIGURA 44 - Comparação dos valores da razão entre diâmetro de entrada e diâmetro de saída (De/Ds), obtidos pelo Modelo Souza (MS), Modelo Prático Norte-americano ($MPNA_E$), Modelo Unitário (MU_E) e pelo Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) com os valores de razão reais dos rotores de turbina tipo Francis das Usinas 1, 2 e 3.....	80
FIGURA 45 - Comparação dos valores da abertura lateral (b), em milímetros, obtidos pelo Modelo Souza (MS) e pelo Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) com os valores reais dos rotores de turbina tipo Francis das Usinas 1, 2 e 3.	81
FIGURA 46 - Comparação dos valores da razão entre abertura lateral e diâmetro de saída (b/Ds), obtidos pelo Modelo Souza (MS), Modelo Unitário (MU_E) e pelo Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) com os valores de razão reais dos rotores de turbina tipo Francis das Usinas 1, 2 e 3.	82
FIGURA 47 - Comparação dos valores da “Aba”, em milímetros, obtidos pelo Modelo Souza (MS) e pelo Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) com os valores reais dos rotores de turbina tipo Francis das Usinas 1, 2 e 3.	83

FIGURA 48 - Comparação dos valores da altura do rotor (H_r), em milímetros, obtidos pelo Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) com os valores reais dos rotores de turbina tipo Francis das Usinas 1, 2 e 3.

..... 84

FIGURA 49 - Comparação dos valores do número de pás dos rotores (N_p) obtidos pelo Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) com os valores reais dos rotores de turbina tipo Francis das Usinas 1, 2 e 3.

..... 85

LISTA DE TABELAS

TABELA 1. Recomendações do tipo de turbina em função da queda da usina.....	30
TABELA 2. Dados básicos das usinas hidrelétricas Paraúna e Itaipu.	31
TABELA 3. Características básicas das usinas e principais dimensões dos rotores padrões.	51
TABELA 4. Dados levantados em campo das 35 Pequenas Centrais Hidrelétricas.....	52
TABELA 5. Equações desenvolvidas para todos os parâmetros “Ds”, “De”, “b”, “Aba”, “Hr” e “Np” (MP _{UFMG}).	69
TABELA 6. Erro em relação aos valores reais, dos resultados obtido na previsão dos parâmetros das três usinas pelo Modelo Souza (MS) e o Modelo Parametrizado (MP _{UFMG}).....	70
TABELA 7. Erro em relação aos valores reais, dos resultados obtidos na previsão dos parâmetros das três usinas pelo Modelo Unitário (MU _E) e pelo Modelo Parametrizado (MP _{UFMG}).	73
TABELA 8. Erro em relação aos valores reais, dos resultados obtido na previsão dos parâmetros das três usinas pelo Modelo Prático Norte-americano (MPNA _E) e pelo Modelo Parametrizado (MP _{UFMG}).	76

NOMENCLATURAS

- b_0 - Abertura lateral do Rotor, proposto por Souza, 2011;
- D_{3i} - Diâmetro de entrada, proposto por Souza, 2011;
- D_{5e} - Diâmetro de saída, proposto por Souza, 2011;
- D_e - Diâmetro de entrada;
- D_s - Diâmetro de saída;
- $D_s *$ - Diâmetro de saída em metros;
- e_r - Erro relativo (%);
- $H_{líq}$ - Queda líquida da usina;
- H - Queda bruta da usina ou queda da usina;
- L_{5e} - Aba do rotor, proposto por Souza, 2011;
- n_{qAr} - Rotação específica com vazão regular;
- $n_{qAr1/1}$ - Rotação específica com vazão corrigida;
- n_s - Rotação específica da turbina;
- n_v - Rendimento volumétrico;
- P_{hp} - Potência em *horse-power*;
- P_{cv} - Potência em cavalos-vapor;
- Q_r - Vazão regular;
- $Q_{r1/1}$ - Vazão corrigida de acordo com o rendimento volumétrico;
- x_0 - Valor encontrado nos parâmetros através dos respectivos modelos;
- Aba - Aba do Rotor (anel inferior);
- b - Abertura Lateral do Rotor;
- CHE - Caminho Hidráulico do Escoamento;
- g - Aceleração da gravidade;
- Hr - Altura do Rotor;
- MPNA_E - Modelo Prático Norte-americano;
- MP_{UFMG} - Modelo Parametrizado;
- MS - Modelo Souza;
- MU_E - Modelo Unitário;
- n - Rotação da turbina;
- N_p - Número de pás do rotor;
- P - Potência;
- Q - Vazão de projeto;

- THF - Turbina Hidráulica com rotor tipo Francis;
- V_e - Velocidade de entrada do fluxo de água no rotor de turbina;
- V_s - Velocidade de saída do fluxo de água do rotor de turbina;
- x - Valor real;
- γ - Peso específico da água;
- η - Rendimento global da instalação.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	18
2. OBJETIVOS	20
2.1. Objetivo geral	20
2.2. Objetivos específicos.....	20
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	21
3.1. Matriz energética	21
3.2. Hidrelétricas no Brasil	21
3.3. Usina hidrelétrica	22
3.4. Aspectos básicos de usinas hidrelétricas	24
3.5. Rotor de turbina	27
3.5.1. Turbina de rotor tipo Francis.....	28
3.5.1.1. Evolução dos rotores tipo Francis	32
3.5.1.2. Famílias de turbinas Francis	34
3.6. Rotação específica.....	36
3.7. Projeto de turbinas tipo Francis.....	37
3.7.1. Fases de projeto	37
3.7.2. Desenvolvimento do projeto da turbina	38
3.8. Modelos de dimensionamento preliminar da turbina	39
3.8.1. Modelo Souza (MS) (Souza, 2011 – TOMO III)	39
3.8.2. Propostas de Encinas, 1976 do livro Turbomáquinas hidráulicas.....	43
3.8.2.1. Modelo Unitário (MU_E) (Encinas, 1976; p128).....	43
3.8.2.2. Modelo Prático Norte-americano ($MPNA_E$) (Encinas, 1976; p131).....	44
3.9. Análise de dados	45
3.9.1. Tipos de regressões.....	46
3.9.2. R^2 - coeficiente de determinação.....	47
4. MATERIAIS E MÉTODOS	48
4.1. Levantamento de dados.....	48
4.2. Tratamento de dados.....	49
4.3. Elaboração de roteiro simplificado.	50
4.4. Validação.....	50
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	52

5.1. Tratamento dos dados e ajuste de curvas para obtenção do Modelo Parametrizado (MP _{UFMG})	52
5.1.1. Diâmetro de Saída (Ds).....	53
5.1.2. Diâmetro de entrada (De)	55
5.1.3. Abertura lateral (b).....	58
5.1.4. Aba (Anel inferior)	60
5.1.5. Altura do rotor (Hr)	62
5.1.6. Número de pás do rotor (Np).....	64
5.2. Roteiro simplificado para aplicação do Modelo Parametrizado (MP _{UFMG}).....	66
5.3. Validação e acareação.....	69
5.3.1. Comparação entre o Modelo Parametrizado (MP _{UFMG}) e o Modelo Souza (MS).....	69
5.3.2. Comparação entre o Modelo Parametrizado (MP _{UFMG}) e o Modelo Unitário (MU _E)	71
5.3.3. Comparação entre o Modelo Parametrizado (MP _{UFMG}) e o Modelo Prático Norte-americano (MPNA _E).....	74
5.3.4. Considerações finais da validação.....	77
5.3.4.1. Diâmetro de saída (Ds).....	77
5.3.4.2. Diâmetro de entrada (De)	78
5.3.4.3. Razão do diâmetro de entrada pelo diâmetro de saída (De/Ds)	79
5.3.4.4. Abertura lateral (b).....	81
5.3.4.5. Razão da abertura lateral pelo diâmetro de saída (b/Ds).....	82
5.3.4.6. Aba (Anel ou cinta inferior)	83
5.3.4.7. Altura do rotor (Hr)	83
5.3.4.8. Número de pás do rotor (Np).....	84
6. CONCLUSÃO	86
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	87

1. INTRODUÇÃO

A capacidade de transformação dos recursos naturais disponíveis em fonte de energia é um dos principais fatores que impulsionam as economias dos países. A matriz energética mundial destaca-se principalmente pelos derivados de combustíveis fósseis e carvão (IEA, 2018). Ambas as fontes são consideradas não renováveis e agressivas ao meio ambiente. Dentro deste contexto e frente a enorme pressão mundial pela descarbonização é que as matrizes fortemente alicerçadas em fonte renováveis e hídricas se destacam (EPE, 2020).

O Brasil com suas dimensões continentais possui uma das matrizes energéticas mais limpas do mundo, cerca de 83% da produção de energia elétrica advém de recursos renováveis e destes, 80,3% são provenientes de hidrelétricas (MINISTÉRIO DE MINAS ENERGIA, 2019).

No Brasil as hidrelétricas são agrupadas basicamente em três tipos em função da sua capacidade de geração, são elas as CGH – Central Geradora Hidrelétrica, usinas que possuem capacidade de produção até 5MW de potência instalada, PCH – Pequena Central Hidrelétrica, usinas que possuem potência instalada de 5,1MW a 30MW e as UHE – Usinas Hidrelétricas, com potência instalada acima de 50MW (ANEEL, 2020).

O rotor de turbina é o equipamento responsável por converter a energia potencial gravitacional da água armazenada no reservatório em energia cinética, esta energia é então convertida em energia elétrica através do equipamento denominado gerador.

O estudo para o desenvolvimento de uma turbina hidráulica começa com o dimensionamento básico por meio de expressões matemáticas consagradas na literatura técnica (SOUZA, 2011; MACINTYRE, 1983; ENCINAS, 1976 e MATAIX, 2009, VINAGRE et al., 2016) de acordo com sua altura de carga, vazão e rotação. Em seguida faz-se uma série de cálculos e simulações numéricas por meio de softwares específicos que irão fornecer dados para a modelagem física da mesma de forma que se obtenham parâmetros que permitam construir uma máquina de elevada eficiência (TRIVEDI et al., 2016, KECK, 2008, TRIVEDI, 2020; GOHIL & SAINI, 2016 e JULIAN, 2020). Em 2018, a capacidade total instalada de geração de energia elétrica do Brasil (centrais de serviço público e autoprodutoras) alcançou 162.840 MW, acréscimo de 5.728 MW com relação ao ano anterior. Na expansão da capacidade instalada, as centrais hidrelétricas contribuíram com 3.864 MW, ou seja, 67,5% do total adicionado. Destaque para a evolução da potência instalada em centrais solares fotovoltaicas que atingiu 1.798 MW em 2018 contra 935 MW em 2017. Nesse contexto a previsão é que sejam incorporados 1.500 MW em usinas de pequeno porte (PCH e

CGH) no período de 2022 a 2026 (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2018). Apesar de seu pequeno porte essas centrais têm um elevado potencial de gerar energia considerada renovável e pode ser consorciada com outras instalações geradoras de forma a aproveitar a sinergia entre as opções analisadas.

A investigação objeto deste trabalho apresenta uma pesquisa de metodologia que permite o dimensionamento básico de rotores de turbinas do tipo Francis a partir de um conjunto de equações parametrizadas a partir de turbinas hidráulicas já existentes de forma a reduzir o tempo de projeto sem demandar estudos hidrodinâmicos aprofundados.

2. OBJETIVOS

2.1. Objetivo geral

Investigar e gerar um Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) de equações para o dimensionamento expedito de rotores de turbinas hidráulicas tipo Francis com ênfase em unidades de pequeno porte, tendo como variáveis de entrada para definição a queda da usina, a vazão, rotação e rotação específica da unidade geradora.

2.2. Objetivos específicos

Os objetivos específicos dessa pesquisa estão centrados na investigação dos aspectos tecnológicos das turbinas hidráulicas e nas configurações adotadas em equipamentos já instalados e que se encontram operando em diversas localidades no Estado de Minas Gerais. Assim propõe-se os seguintes objetivos específicos:

- Gerar equações ajustadas aos dados que consigam correlacionar as principais dimensões dos rotores de turbinas com as características básicas de projeto da usina;
- Elaborar uma metodologia simples e de fácil utilização que permita o dimensionamento preliminar de turbinas para PCH's a partir das curvas parametrizadas geradas.
- Validar o procedimento e as equações elaboradas em turbinas de usinas que não façam parte do banco de dados utilizado para gerar o modelo parametrizado. Verificar os erros em relação aos dados reais e em paralelo comparar as dimensões alcançadas pelos equacionamentos tradicionais, verificando-se as diferenças dimensionais frente às grandezas das máquinas usadas como lote de comparação.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste item foram copiladas as principais referências que balizaram essa investigação.

3.1. Matriz energética

O principal insumo para produção de energia elétrica mundial advém dos derivados de combustíveis fósseis e carvão (IAE, 2018). Ambas as fontes são consideradas fontes não renováveis e agressivas ao meio ambiente, o que gera em uma fonte de conflitos com a sociedade frente ao aumento da consciência ecológica e sustentabilidade do Planeta. Neste contexto o Brasil integra um seleto grupo de países que utilizam predominantemente energias renováveis. (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2020). Em 2020 as hidrelétricas lideram a composição da matriz de energia elétrica no Brasil, com participação de 63,8%, as demais fontes renováveis são: 9,3% eólicas, seguida das fontes de biomassa e biogás com 8,9% e solar com 1,4% (ENERGIA LIMPA, 2020).

3.2. Hidrelétricas no Brasil

No Brasil a ANEEL, Agência Nacional de Energia Elétrica classifica as usinas hidrelétricas em três conjuntos, sendo CGH - Central Geradora Hidrelétrica, PCH - Pequena Central Hidrelétrica e UHE - Usina Hidrelétrica de Energia. As características do aproveitamento hidrelétrico de cada conjunto são:

Central Geradora Hidrelétrica:

- São usinas com capacidade instalada reduzida, na qual a potência seja igual ou menor que 5.000 kW.

Pequena Central Hidrelétrica:

- Possuem potência instalada maior que 5.000 kW e igual ou inferior a 30.000 kW;
- Reservatório de até 13 km², excluindo a calha do leito regular do rio. Não se aplicado aos aproveitamentos hidrelétricos onde o reservatório seja de regularização, no mínimo semanal ou cujo dimensionamento,

comprovadamente, tenha sido baseado em outros objetivos que não o de geração de energia elétrica.

- A regularização, supracitada é aferida por meio do volume útil e da vazão máxima turbinada.

Usina Hidrelétrica:

- Usinas com potência instalada superior a 5.000 kW e igual ou inferior a 50.000 kW, desde que não sejam enquadrados como PCH e estejam sujeitos à outorga de autorização;
- Usinas com potência instalada superior a 50.000 kW, sujeitos à outorga de concessão; e
- Independente da potência instalada, usinas que tenham sido objeto de outorga de concessão ou de autorização (ANEEL, 2020).

Nos anos 70 e 80 o parque elétrico do Brasil se viu em uma situação de folga de fornecimento de energia elétrica e era considerado estável e seguro em relação à demanda da nação. Isso fez com que algumas concessionária produtoras de energia analisassem a desativação de pequenas usinas hidrelétricas em virtude dos custos de operação e manutenção considerados elevados frente a instalações de novas UHE de grande porte. Passadas algumas décadas essa situação se modificou e o aumento na demanda de energia elétrica fez com que as pequenas usinas retomassem o protagonismo, tornando-as necessárias ao equilíbrio energético (SIMONE, 2013).

3.3. Usina hidrelétrica

A produção de energia elétrica através de centrais hidráulicas se dá a partir da transformação da energia do fluxo de água em movimento rotacional acoplado a geradores elétricos. Neste contexto as usinas são construídas de forma a aproveitar o máximo da energia proveniente da queda bruta da usina do rio considerando o projeto de engenharia, impacto ambiental, social e factibilidade financeira. As centrais hidráulicas são formadas basicamente por reservatório, barragem, conjunto adutor, casa de força, vertedouro e distribuição, (CCEE, 2020) tal como é apresentado na FIGURA 1.



FIGURA 1 - Estrutura básica de uma hidrelétrica. Fonte: Adaptado de CEMIG.

Onde:

- 1 - Reservatório;
- 2 - Barragem;
- 3 - Casa de Força;
- 4 - Vertedouro;
- 5 - Distribuição.

A água armazenada no reservatório é conduzida por meio de condutos forçados até a casa de força, onde ocorre a produção da energia elétrica. A energia elétrica produzida é transportada através de linhas de transmissão e distribuída com tensões adequadas para seus consumidores finais (CEMIG, 2020).

As usinas hidrelétricas são basicamente classificadas em função da altura da queda bruta da usina, vazão, capacidade instalada de produção, tipo de rotor de turbina e tipo de reservatório. Porém a altura da queda bruta da usina e a vazão dependem do local de construção da usina e esses dois definem qual a capacidade produtiva da planta e o tipo de rotor de turbina. A máxima energia que pode ser extraída em usina hidrelétrica é função da queda bruta da usina e da vazão que passa pelo rotor, desta forma esses dois parâmetros são

primordiais para se determinar o tamanho de usina hidrelétrica e sua capacidade de produção (SIMONE, 2013).

3.4. Aspectos básicos de usinas hidrelétricas

As configurações e arranjos das usinas hidrelétricas são dependentes da topografia, hidrologia e geologia do local onde serão instaladas (DOLAND, 1954; SCHREIBER, 1978). A topologia e a geografia do local onde a usina será instalada define a queda bruta da hidrelétrica, podendo ser classificada como usina de baixa, média ou alta queda. Desta mesma forma a vazão turbinada pela usina é dependente e definida pela hidrologia e capacidade de vazão do rio (BRASIL, 2007a), sendo então dados disponíveis nas primeiras etapas do planejamento da instalação da hidrelétrica.

A capacidade produtiva de uma usina hidrelétrica é função do produto do peso específico da água “ γ ”, da vazão de projeto “ Q ”, do desnível existente no local “ H ” da aceleração da gravidade “ g ” e do rendimento global da instalação “ η ” (DOLAND, 1954; SCHREIBER, 1978), representada esquematicamente na FIGURA 2 e calculada pela Equação 1.

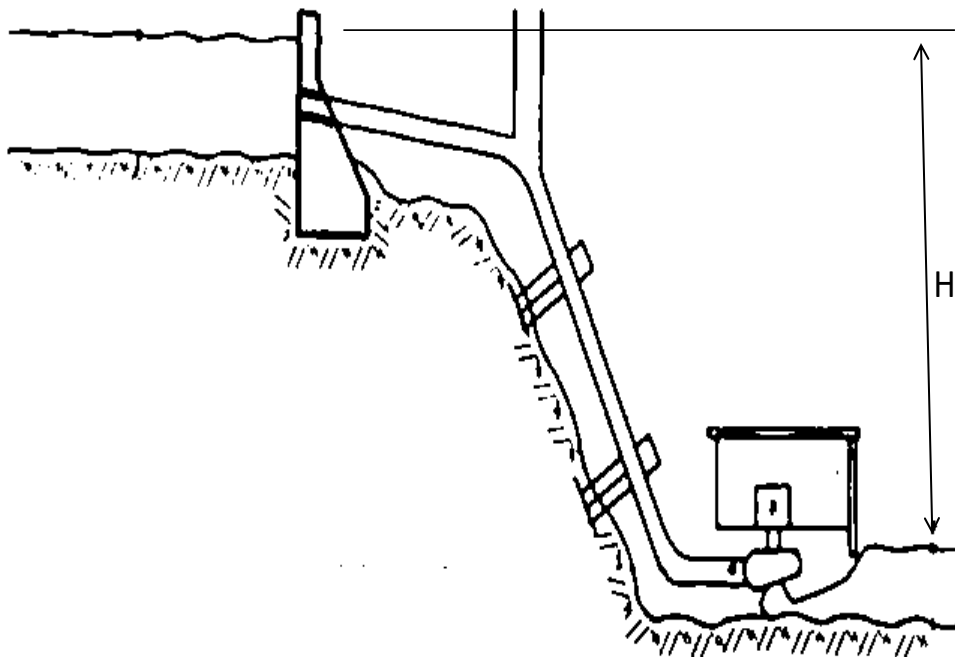


FIGURA 2 - Representação simplificada de uma usina hidrelétrica. Fonte: Adaptado Simone, 2013.

$$P = \gamma \cdot g \cdot Q \cdot H \cdot \eta \quad (1)$$

Onde:

- P - Potência [W];
- γ - Peso específico da água [kg/m³];
- g - Aceleração da gravidade [m/s²];
- Q - Vazão de projeto [m³/s];
- H - Queda da usina [m];
- η - Rendimento global da instalação.

A casa de força abriga os equipamentos mecânicos e elétricos responsáveis pela conversão da energia hidráulica em energia elétrica, bem como todas as suas estruturas civis. O rotor de turbina tem a função de transformar a potência hidráulica do fluxo de água em potência mecânica. A turbina e o gerador são rigidamente interligados através do eixo, formando assim uma unidade geradora que faz a transformação da energia mecânica do movimento das pás da turbina em energia elétrica. (ALIANÇA ENERGIA, 2020). Os principais equipamentos são apresentados na FIGURA 3.

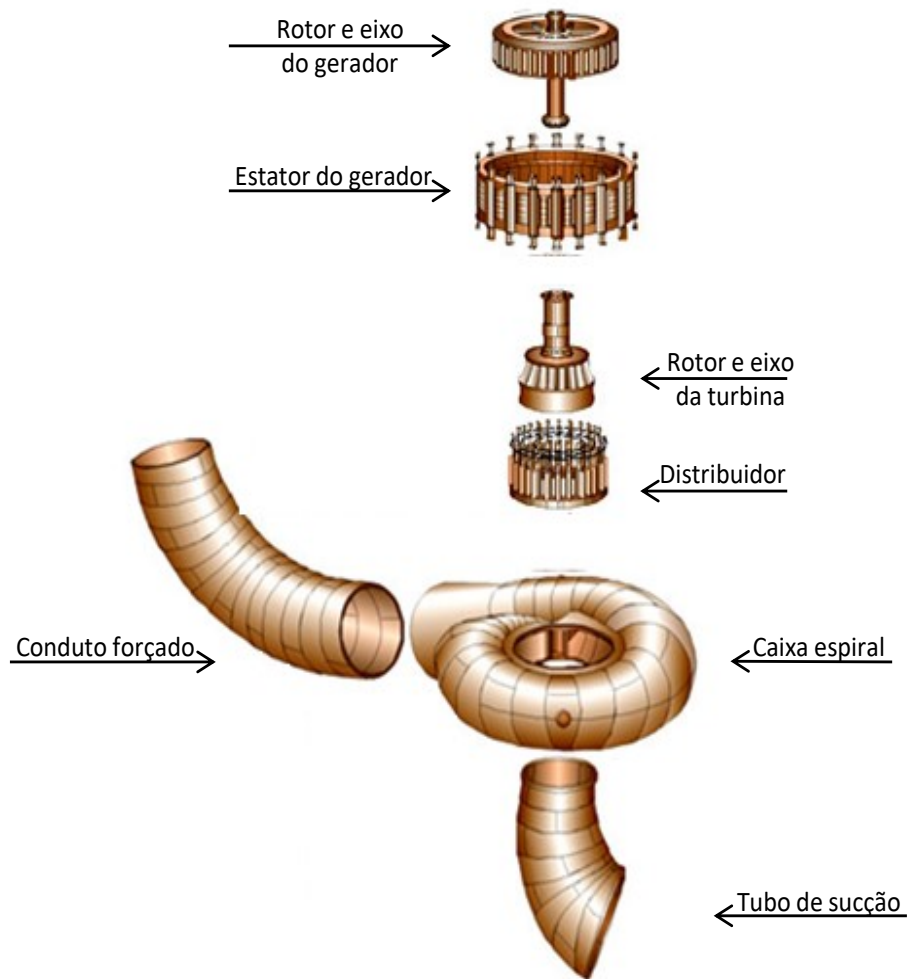


FIGURA 3 - Principais equipamentos que compõem a casa de força. Fonte: Adaptado de Itaipu.

A vazão “Q” é definida por métodos probabilísticos relacionados à hidrologia do local. (KELMAN et al., 2004). E a queda bruta da usina ou desnível “H” é a diferença de nível existente entre reservatório e canal de fuga das instalações hidrelétricas equipadas com rotores do tipo Francis, Hélice ou Kaplan. O tipo de rotor de turbina pode ser escolhido com o auxílio de ábacos, FIGURA 4, em função da queda bruta da usina e da rotação específica da máquina. (ENCINAS, 1976).

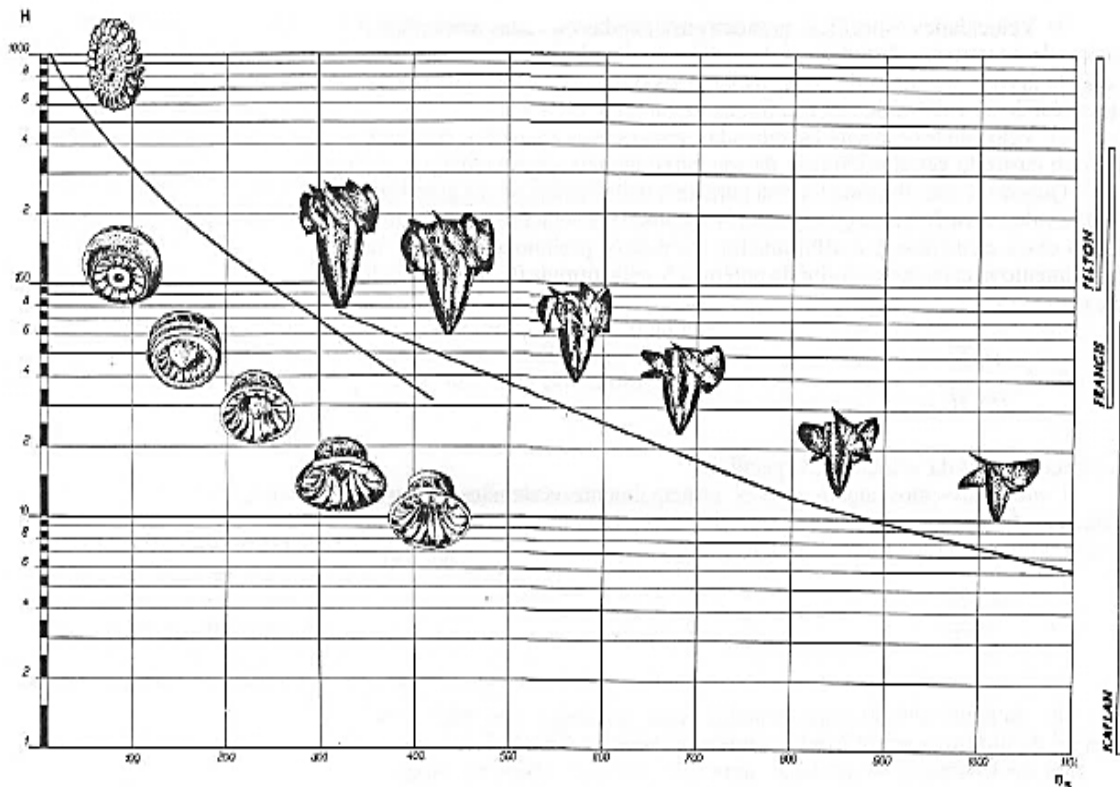


FIGURA 4 - Ábaco para escolha do tipo de turbina. Fonte: Encinas, 1976.

3.5. Rotor de turbina

A turbina é o equipamento responsável por converter, da forma mais eficiente possível, a energia hidráulica do fluxo de água em energia mecânica em forma de torque e rotação de eixo (BRASIL, 2007b).

A origem das turbinas hidráulicas emergiu no ano de 1827 e progrediu de forma acentuada até o final do século XIX, onde já existiam soluções de turbinas hidráulicas com eficiente transformação de energia hidráulica para energia mecânica. (BARROS, 2020).

As turbinas mais comuns nas instalações hidrelétricas são turbinas do tipo Pelton, Kaplan e Francis (SCHREIBER, 1978). A capacidade de operar eficientemente tanto na posição vertical como horizontal foi um dos facilitadores para difusão das turbinas tipo Francis. Outro fator que impulsionou a sua utilização foi a sua alta eficiência em um grande espectro de características construtivas de usinas, como arranjos de unidades geradoras de simples rotor ou de rotores geminadas (ENCINAS, 1976). Apresenta-se na FIGURA 5 alguns arranjos típicos de unidades geradoras equipadas com rotor de turbina tipo Francis.

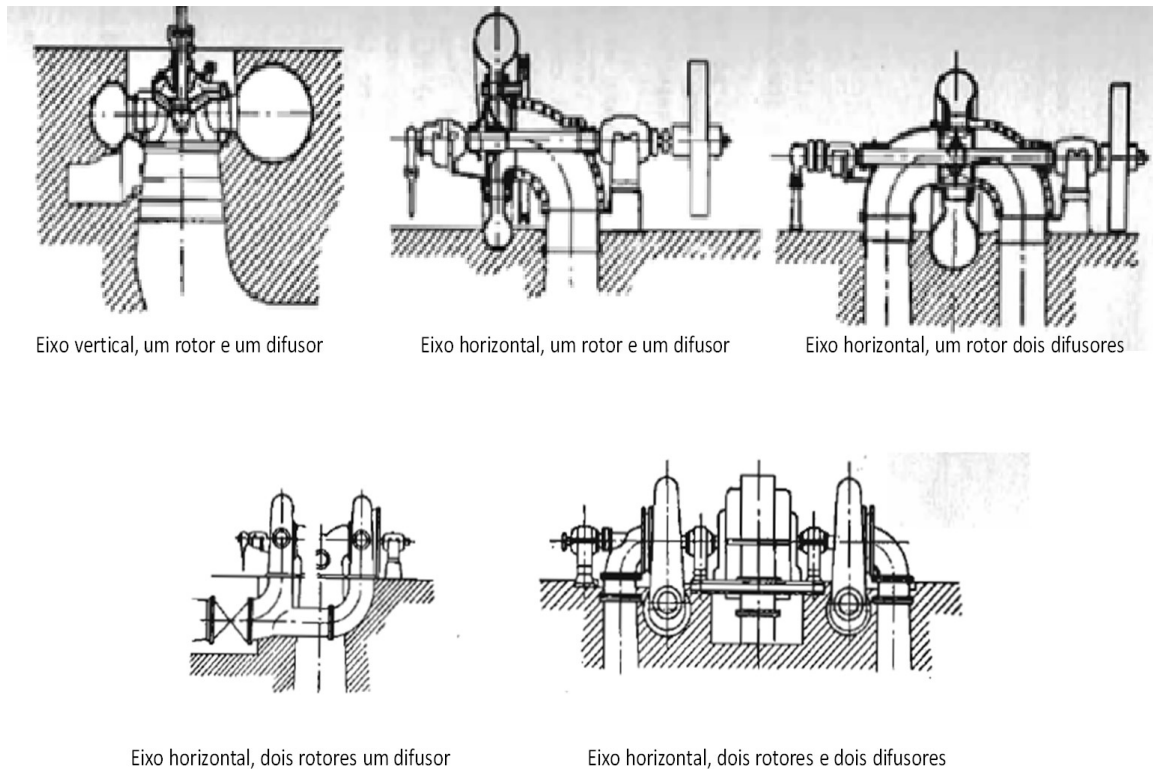


FIGURA 5 - Arranjos típicos de usinas hidrelétricas com rotores de turbina tipo Francis. Fonte: adaptada de Encinas, 1976.

3.5.1. Turbina de rotor tipo Francis

As turbinas tipo Francis foram projetadas por volta de 1848 pelo engenheiro inglês James Bicheno Francis (LOWELL, 2020). Neste tipo de turbina a água entra pela abertura lateral do rotor, passa por suas pás fixas ocasionando a rotação da turbina e sai pela parte inferior do rotor com pressão e velocidade menores do que as encontradas antes de passar pelo equipamento (RAMOS e SILVA, 2009).

A proposta do engenheiro James Bicheno Francis foi desenvolver um rotor em que a água entrasse no rotor de direção radial centrípeta e saísse do rotor na direção axial, FIGURA 6 e desta forma surgiu o rotor Francis. O projeto original foi sendo desenvolvido e adquirindo novas formas, aumentando seu rendimento e empregabilidade em diversas combinações de altura e vazão das usinas que surgiram com o decorrer do tempo (SIMONE, 2013).

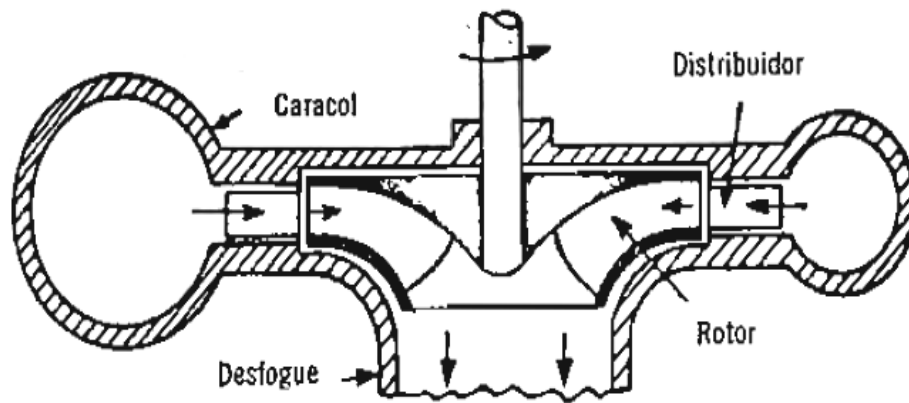


FIGURA 6 - Direção do fluxo ao passar por um rotor de Turbina tipo Francis. Entra na direção radial e sai na direção axial. Fonte: Encinas, 1976.

A FIGURA 7 demonstra a disposição dos equipamentos que compõem o conjunto Turbina, que são: eixo da turbina, aletas do distribuidor, caixa espiral e o rotor de turbina tipo Francis. A FIGURA 8 apresenta o equipamento rotor de turbina tipo Francis e a FIGURA 9 apresenta um desenho técnico fornecido pelo fabricante com o rotor de turbina do tipo Francis em corte.

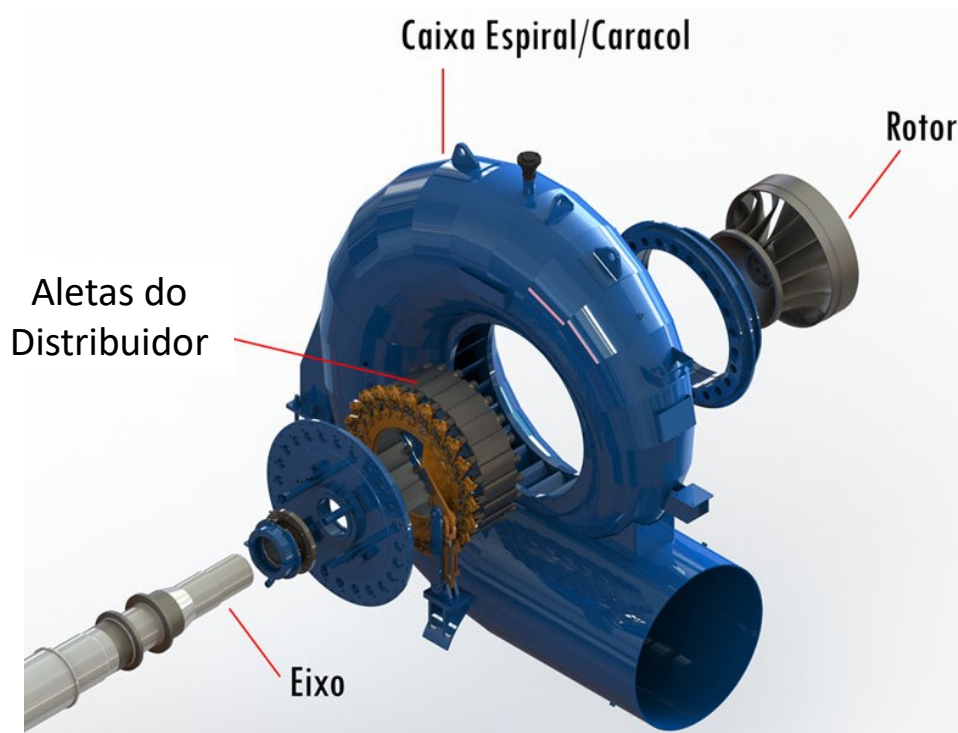


FIGURA 7 - Conjunto turbina. Fonte: Adaptado de Hidro Energia.

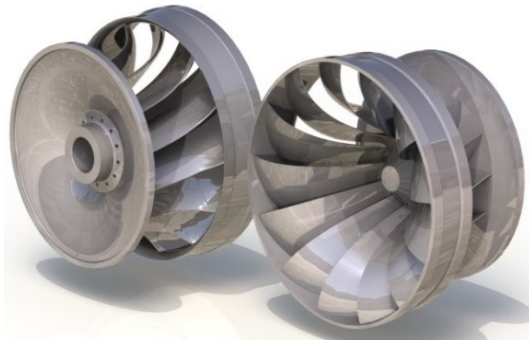


FIGURA 8 - Rotor de turbina tipo Francis. Fonte: Hidro Energia.

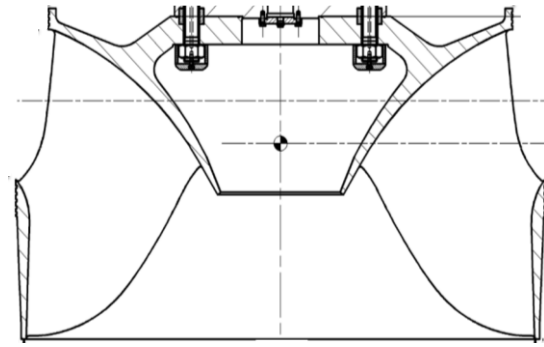


FIGURA 9 - Desenho técnico de um rotor de turbina tipo Francis. Fonte: Própria.

As diversas configurações possíveis e a grande faixa operacional com alta eficiência fez com que diversas usinas adotassem esse tipo rotor, tornando um rotor com alta aplicabilidade, atendendo desde usinas com quedas brutas pequenas de 20 metros até usinas de alta queda bruta com 350 metros. A TABELA 1 apresentada à faixa de trabalho desta turbina. (CARVALHO, 1982).



TABELA 1. Recomendações do tipo de turbina em função da queda da usina.

Tipo de Turbina	Queda recomendável
	1800 a 1300
Pelton – 1 jato	1300 a 550
	550 a 300
Pelton – 2 jatos	300 a 200
Francis – lenta	350 a 150
Francis – normal	150 a 80
Francis – rápida	80 a 35
Francis – extra rápida	35 a 20
	45 – 18
Kaplan e Hélice	18 a 12
	12 a 3

Fonte: Adaptado de CARVALHO, 1982.

As usinas de Itaipu e Paraúna são exemplos da alta gama de aplicação das turbinas do tipo Francis. A turbina da PCH Paraúna, FIGURA 10 é capaz de gerar uma potência de 1,0MW enquanto uma turbina de Itaipu, FIGURA 11 gera uma potência de 715MW. Ambas operam de forma eficiente com os rotores do tipo Francis. Na TABELA 2 é apresentado um panorama geral das duas usinas.

TABELA 2. Dados básicos das usinas hidrelétricas Paraúna e Itaipu.

PCH Paraúna	UHE Itaipu
Turbina: Francis.	Turbina: Francis.
Potência de cada unidade: 1,0 MW.	Potência de cada unidade: 715 MW.
Número de pás: 15.	Número de pás: 13.
Diâmetro do rotor: 0,6 m.	Diâmetro do rotor: 8,6 m..
	
FIGURA 10 - Rotor de turbina usina Paraúna. Fonte: Própria.	FIGURA 11 - Rotor de turbina usina Itaipu. Fonte: Itaipu.

Devido ao menor custo de manutenção, operação e em geral também de instalação, é comum nas instalações cujas características estão na zona transição entre a escolha de turbinas do tipo Kaplan e Francis, o empreendedor optar pela utilização das turbinas tipo Francis (HOLDER, 2005). Para isso os projetistas se esforçam para alcançar as condições necessárias para a instalação do rotor Francis, lançando mão de técnicas como a utilização de dois rotores geminados. Nesta configuração, por exemplo, a rotação específica é reduzida, possibilitando a instalação do rotor (ENCINAS, 1976). A FIGURA 12 apresenta a zona de transição entre rotores tipo Kaplan e Francis em função da rotação específica.

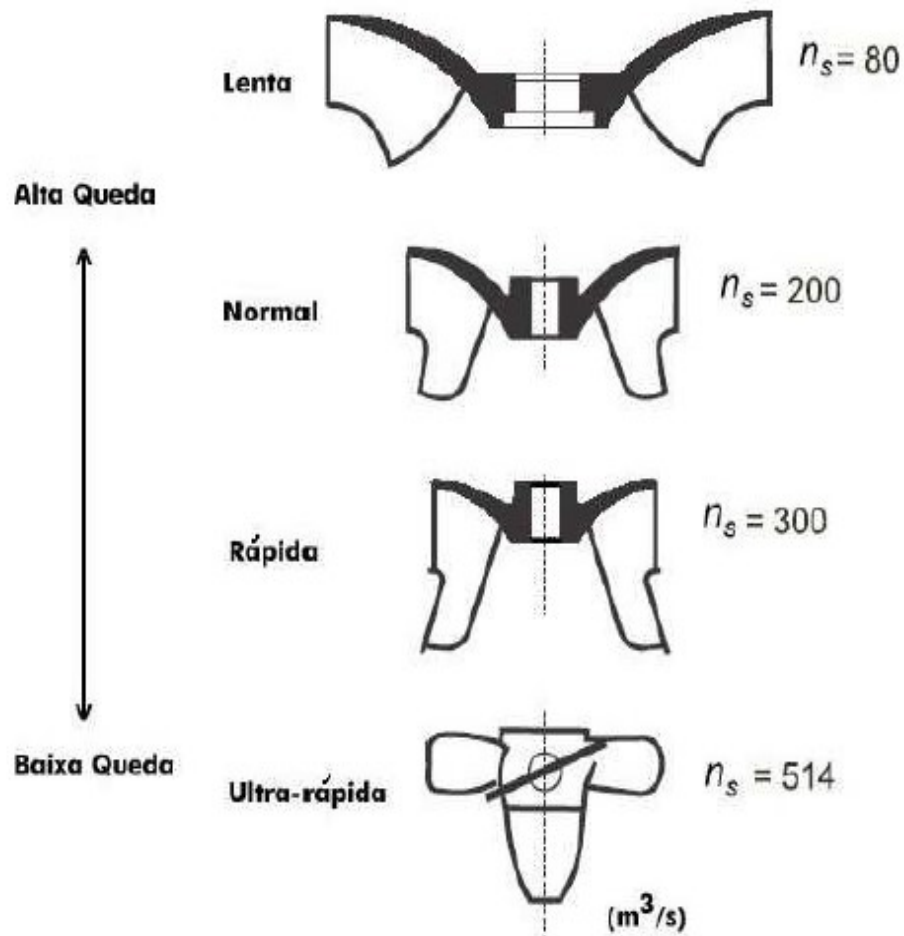


FIGURA 12 - Transição de turbinas do tipo Francis para Kaplan. Fonte: Schreiber, 1980.

3.5.1.1. Evolução dos rotores tipo Francis

O aumento da demanda por energia elétrica impulsionou novos empreendimentos, culminando na construção de diversas usinas hidrelétrica com suas singularidades e particularidades específicas, neste contexto os rotores do tipo Francis também evoluíram para atender as variações impostas para cada usina, mantendo o seu rendimento. Em decorrência dessas novas necessidades o rotor evoluiu de forma que o diâmetro de entrada “De” permaneceu constante ou decresceu, já o diâmetro de saída “Ds” foi aumentando de acordo com que os novos empreendimentos implicavam em vazões maiores, ilustrado na FIGURA 13. A evolução acompanhou também as mudanças de queda bruta da usina, (carga) e a medida que a altura disponível reduzia, as pás se tornavam mais profundas, FIGURA 14, característica de rotores com alto valor de rotação específica (SIMONE, 2013).

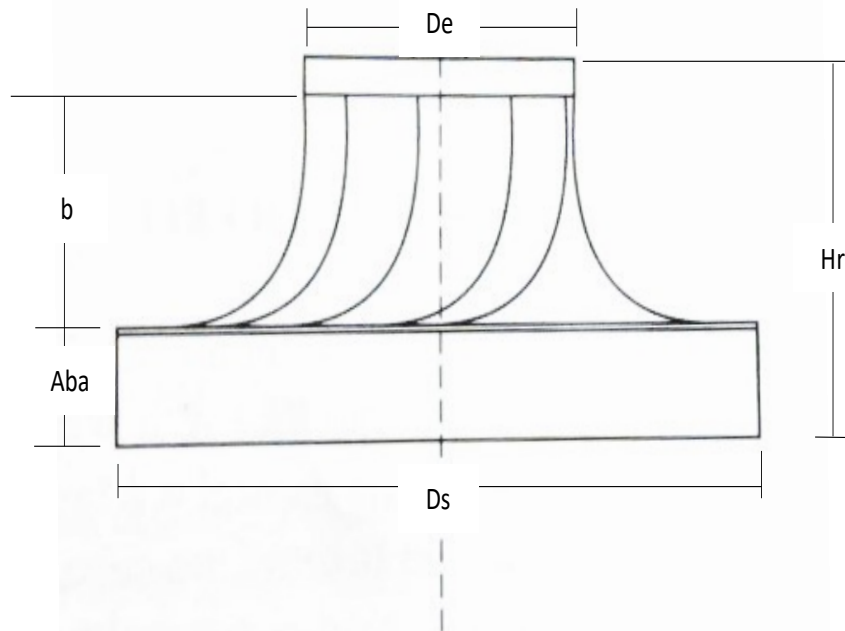


FIGURA 13 - O aumento do diâmetro de saída devido ao aumento das vazões de trabalho. Fonte: Adaptado de Simone, 2013.

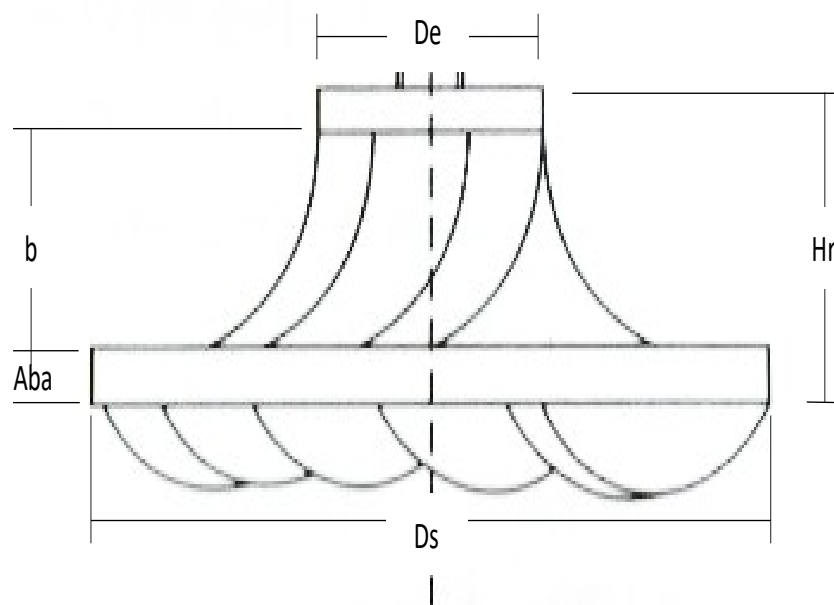


FIGURA 14 - Aumento da profundidade das pás em função da redução das quedas bruta das usinas. Fonte: Adaptado de Simone, 2013.

Na análise dos parâmetros principais, existem algumas relações relevantes, como a relação de “ b/D_s ”, que é importante para garantir o desempenho hidráulico da turbina. Sendo geralmente quanto maior a queda bruta da usina, menor a relação de “ b/D_s ” (WANG et al., 2012).

A relação dos diâmetros de entrada e saída da turbina tem forte influência na velocidade máxima de saída do fluxo do rotor, na eficiência, cavitação e na estabilidade hidráulica da máquina. De forma geral, quanto menor a relação de “ D_e/D_s ”, mais lenta é a velocidade de saída do fluxo, resultando em correntes suaves no canal de sucção favorecendo a estabilidade hidráulica da máquina. (WANG et al., 2012).

3.5.1.2. Famílias de turbinas Francis

O amplo espectro de operação das turbinas tipo Francis é resultado de seus vários formatos possíveis em suas dimensões principais, como diâmetro de entrada e diâmetro de saída em função da sua rotação específica. As turbinas Francis classificadas como lentas possuem diâmetro de entrada maior do que o diâmetro de saída, a Francis normal possui diâmetro de entrada e saída iguais e na Francis rápida o diâmetro de entrada é menor do que o diâmetro de saída, apresentado na FIGURA 15 (ENCINA, 1976).

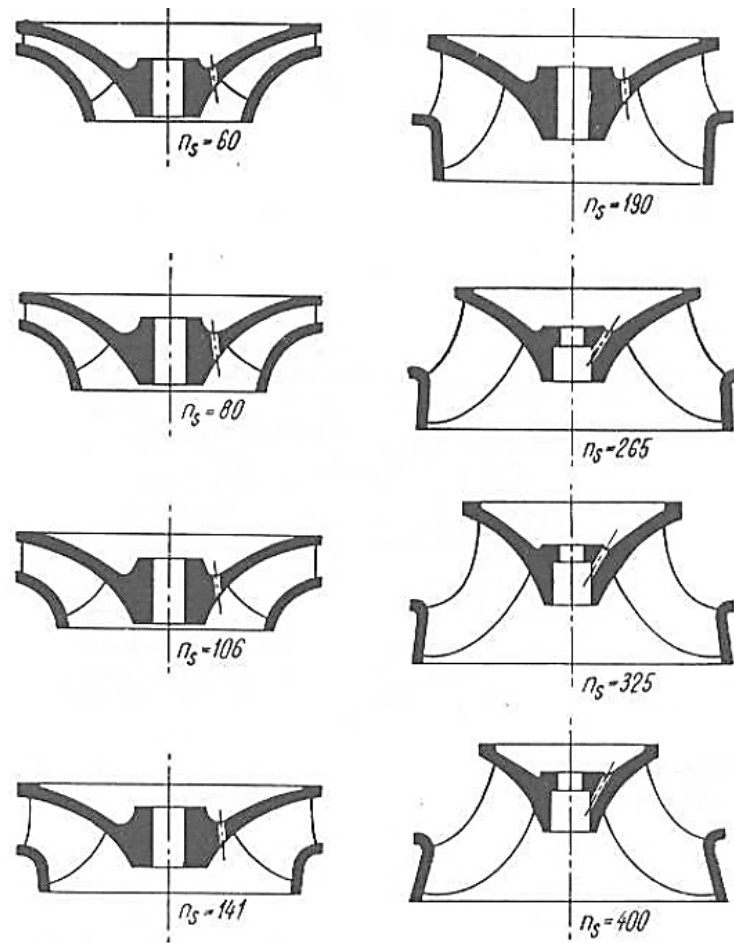


FIGURA 15 - Forma do rotor de turbina tipo Francis de acordo com a rotação específica. Fonte: Schreiber, 1978.

Uma abordagem parecida foi feita também no livro de Macintyre apresentado na FIGURA 16, na qual se observa o desenvolvimento das dimensões dos rotores de turbina tipo Francis em função da rotação específica (MACINTYRE, 1983).

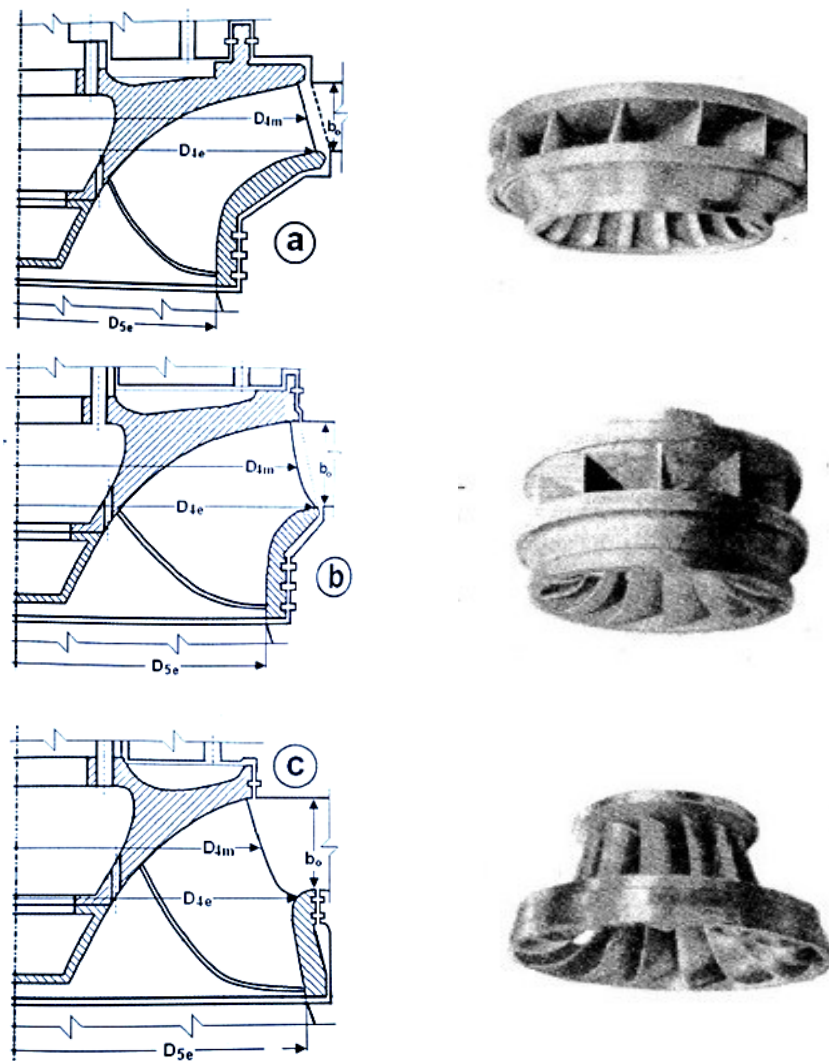


FIGURA 16 - Desenvolvimento das dimensões dos rotores de turbina tipo Francis em função da rotação específica. Fonte: Adaptado de Macintyre, 1983 e Souza, 2011.

A configuração demonstrada em A) são características de turbinas tipo Francis lenta, em B) são turbinas tipo Francis normal e em C) são de turbinas tipo Francis rápidas, com elevada rotação específica. (SOUZA, 2011).

3.6. Rotação específica

A rotação específica (n_s) é um dos principais parâmetros que caracteriza uma turbomáquina, não se limitando a caracterização de fluxo e carga, mas também de variáveis cinemáticas, dada pela equação 2: (ENCINAS, 1976).

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{P_{cv}}}{H^{1,25}} \quad (2)$$

Onde:

- n_s - Rotação específica da turbina;
- n - Rotação da turbina [rpm];
- P_{cv} - Potência [cv];
- H - Queda da usina [m].

A base de diversas análises e estudos para o projeto e desenvolvimento de uma turbina decorre da determinação da rotação específica. Com o parâmetro da rotação específica estabelecida é possível classificar a família da turbina e todas as demais existentes que sejam geometricamente semelhantes. Uma turbina geometricamente semelhante são turbinas projetadas com o mesmo desenho, porém com alterações isocrômico e proporcionais de dimensões sem alteração de sua forma como demonstrado na FIGURA 17 (SIMONE, 2013).

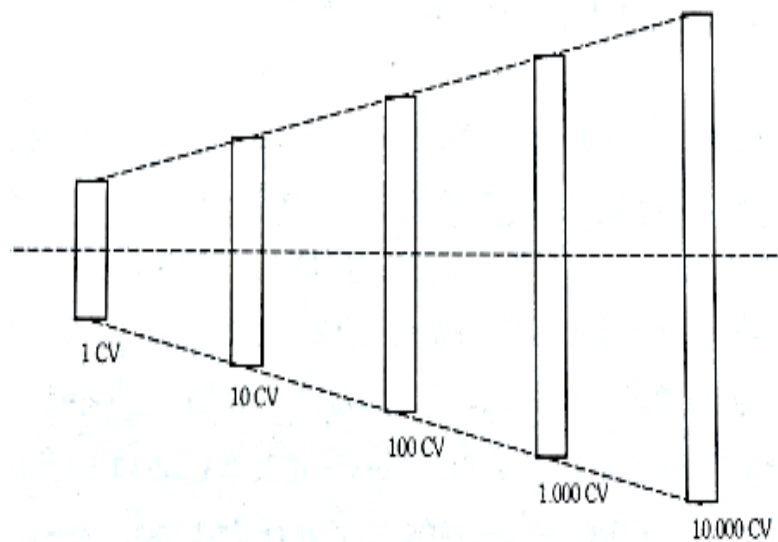


FIGURA 17 - Representação proporcionalidade em turbinas geometricamente semelhante. Fonte: Simone, 2013.

3.7. Projeto de turbinas tipo Francis

3.7.1. Fases de projeto

Souza, 2011 cita que o projeto de um rotor de turbina do tipo Francis é elaborado basicamente em cinco etapas, são elas:

“Dimensionamento preliminar ou inicial que se objetiva estabelecer, em primeira aproximação, os limites físicos do escoamento, denominado caminho hidráulico do escoamento – CHE.

Dimensionamento básico, que partindo do dimensionamento preliminar, elabora esboços em corte e em escala da THF, compatibilizando, em seguida, as características desejadas e a geometria adotada com as equações resultantes dos princípios da mecânica e os limites experimentais de coeficientes, através de metodologias de cálculo e projeto.

Projeto e fabricação do protótipo ou do modelo, etapa que objetiva dentro das possibilidades de fabricação e do circuito previsto para os testes, apresentar elementos que permitam elaborar o projeto e realizar a fabricação do protótipo ou modelo da THF.

Testes e projeto para fabricação, etapa que complementa a anterior, sendo em parte realizada no circuito de testes, o que permitirá compatibilizar pela Equipe de Projeto – EP o desempenho previsto com os elementos que serão utilizados na elaboração da fabricação do THF. Para tanto serão executados os desenhos de cada componente para fundição, usinagem e montagem, incluindo o projeto dos gabaritos para controle da fabricação, do acabamento e a especificação de materiais e componentes que serão adquiridos bem como os indispensáveis para a montagem, incluindo os roteiros e complemento indispensáveis para que tudo possa ocorrer dentro do previsto.

Fabricação, etapa da realização física de tudo o que foi previsto e recomendado nas etapas anteriores. Nesta etapa, pela EP devem ser elaborado os manuais de Instalação, Operação e Manutenção da THF, bem como os protocolos e as correções finais nos componentes do projeto.”

3.7.2. Desenvolvimento do projeto da turbina

Com o desenvolvimento da computação e de softwares de simulação fluido dinâmico, foi possível obter diversos resultados para aperfeiçoar os desenhos de turbinas e prever seu desempenho. Porém apesar dos avanços computacionais os softwares ainda possuem limitações devido à complexidade do regime de fluxo interno do rotor e seus processos transientes. (ZENG et al., 2017).

O desenvolvimento de um projeto de uma turbina tipo Francis requer muitas iterações e um grande esforço de engenharia. As ferramentas mais modernas de otimização computacional auxiliam no desenvolvimento, mas são fortemente dependentes do conhecimento e experiência dos projetistas. (LEGUIZAMÓN e AVELLAN, 2020).

O fluxo que passa pela turbina é extremamente complexo, geralmente turbulento, instável e de natureza 3D, com fortes efeitos de rotação e de curvaturas. O que dificulta o dimensionamento automático do projeto de forma puramente computacional, tornando o trabalho demorado e dependente de poderosos computadores. (CHOI et al., 2013).

Atualmente é possível através de equações em função da rotação específica da máquina, esboçar e dimensionar preliminarmente a projeção vertical rebatida da superfície média da pá de uma turbina tipo Francis. Esse dimensionamento preliminar pode ser então inserido em programas computacionais para análise predominantemente qualitativa de fenômenos como escoamento, velocidade, pressões, desempenho e se preciso for, executar modificações na forma do rotor com a finalidade de reduzir perdas e fenômenos indesejáveis como a cavitação (SOUZA, 2011; CHOI et al., 2013).

3.8. Modelos de dimensionamento preliminar da turbina

Apesar do alto interesse de pesquisa nestes rotores ti Francis, existem poucos artigos publicados com modelos e equações para o dimensionamento preliminar. A seguir serão apresentadas duas propostas de autores distintos que expõe algumas equações para determinar as dimensões principais do rotor de turbina tipo Francis.

3.8.1. Modelo Souza (MS) (Souza, 2011 – TOMO III)

A proposta de Souza, 2011, aqui denominada de “Modelo Souza” ou “MS”, tem como base a análise estatística M. Bovet de aproximação das dimensões e formas de um rotor de turbinas tipo Francis em função da rotação específica com vazão corrigida, tais equações são

apresentadas a seguir, na qual as convenções das dimensões são apresentadas na FIGURA 18 (SOUZA, 2011).

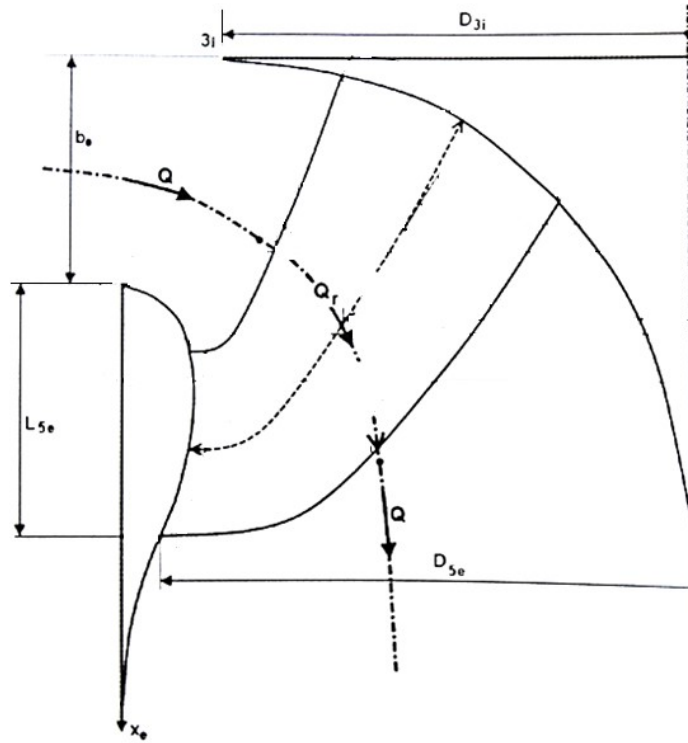


FIGURA 18 - Convenções das dimensões do rotor Francis. Fonte: Adaptado de Souza, 2011.

Onde:

- b_0 - Abertura lateral do Rotor, proposto por Souza, 2011;
- D_{3i} - Diâmetro de entrada, proposto por Souza, 2011;
- D_{5e} - Diâmetro de saída, proposto por Souza, 2011;
- L_{5e} - Aba do rotor (anel inferior), proposto por Souza, 2011;
- Q_r - Vazão regular.

A seguir são apresentadas as equações apresentada para cálculo preliminar:

- Vazão corrigida de acordo com o rendimento volumétrico ($Q_{r1/1}$):

$$Q_{r1/1} = n_v \cdot Q \quad [m^3/s] \quad (3)$$

Onde:

- $Q_{r1/1}$ - Vazão corrigida de acordo com o rendimento volumétrico;

- n_v - Rendimento volumétrico;
 Q - Vazão de projeto.

- Rotação específica com vazão corrigida ($n_{qAr1/1}$):

$$n_{qAr1/1} = 3 \cdot n \cdot \frac{Q_{r1/1}^{0,5}}{H_{liq}^{0,75}} \quad (4)$$

Onde:

- $n_{qAr1/1}$ - Rotação específica com vazão corrigida;
 n - Rotação da turbina;
 H - Queda da usina;
 $Q_{r1/1}$ - Vazão corrigida de acordo com o rendimento volumétrico.

- Vazão regular (Q_r):

$$Q_r = 0,731 \cdot (1 + 0,01 \cdot n_{qAr1/1}^{0,5}) \cdot Q_{r1/1} \text{ [m}^3\text{/s]} \quad (5)$$

Onde:

- Q_r - Vazão regular;
 $n_{qAr1/1}$ - Rotação específica com vazão corrigida;
 $Q_{r1/1}$ - Vazão corrigida de acordo com o rendimento volumétrico.

- Rotação específica com vazão regular (n_{qAr}):

$$n_{qAr} = 3 \cdot n \cdot \frac{Q_r^{0,5}}{H_{liq}^{0,75}} \quad (6)$$

Onde:

- n_{qAr} - Rotação específica com vazão regular;
 n - Rotação da turbina;
 H - Queda da usina;
 Q_r - Vazão regular.

- Diâmetro de saída (D_{5e}):

$$D_{5e} = 24,786 \cdot \frac{H_{liq}^{0,5}}{n} + 0,685 \cdot \frac{Q_r^{0,5}}{H_{liq}^{0,25}} \quad \text{[m]} \quad (7)$$

Onde:

D_{5e} - Diâmetro de saída, proposto por Souza, 2011;

n - Rotação da turbina;

H - Queda da usina;

Q_r - Vazão regular.

- Diâmetro de entrada (D_{3i}):

- Para rotações específica regular entre $60 < n_{qAr} < 100$

$$D_{3i} = (2,32 - 0,975 \cdot 10^{-2} \cdot n_{qAr}) D_{5e} \text{ [m]} \quad (8)$$

- Para rotações específica regular entre $100 < n_{qAr} < 350$

$$D_{3i} = \left(0,7 + \frac{0,16}{2,11 \cdot 10^{-3} \cdot n_{qAr} + 0,08} \right) D_{5e} \text{ [m]} \quad (9)$$

Onde:

D_{3i} - Diâmetro de entrada, proposto por Souza, 2011;

D_{5e} - Diâmetro de saída, proposto por Souza, 2011;

n_{qAr} - Rotação específica com vazão regular.

- Abertura lateral (b_0):

$$b_0 = (0,168 \cdot 10^{-2} \cdot n_{qAr} - 0,018 \cdot 10^{-4} \cdot n_{qAr}^2) D_{5e} \text{ [m]} \quad (10)$$

Onde:

b_0 - Abertura lateral do Rotor, proposto por Souza, 2011;

D_{5e} - Diâmetro de saída, proposto por Souza, 2011;

n_{qAr} - Rotação específica com vazão regular.

- Aba do rotor (L_{5e})

$$L_{5e} = (0,26 - 0,21 \cdot 10^{-3} \cdot n_{qAr}) D_{5e} \text{ [m]} \quad (11)$$

Onde:

L_{5e} - Aba do rotor (anel inferior), proposto por Souza, 2011;

D_{5e} - Diâmetro de saída, proposto por Souza, 2011;

n_{qAr} - Rotação específica com vazão regular.

(SOUZA, 2011).

No dimensionamento proposto por Souza, 2011 leva-se em consideração as perdas por recirculação de água no rotor, assim como as perdas nos labirintos. Desta forma adotasse a vazão corrigida para os cálculos, equação (3). (MACINTYRE, 1983).

3.8.2. Propostas de Encinas, 1976 do livro Turbomáquinas hidráulicas

3.8.2.1. Modelo Unitário (MU_E) (Encinas, 1976; p128)

A proposta apresentada por Encinas, 1976; p128, aqui denominada de “Modelo Unitário” ou “ MU_E ” mostra que para um valor unitário de diâmetro de saída, foi observado que o aumento da rotação específica culmina na redução do diâmetro de entrada e ao mesmo tempo no aumento da abertura lateral, conforme a FIGURA 19 (ENCINAS, 1976).

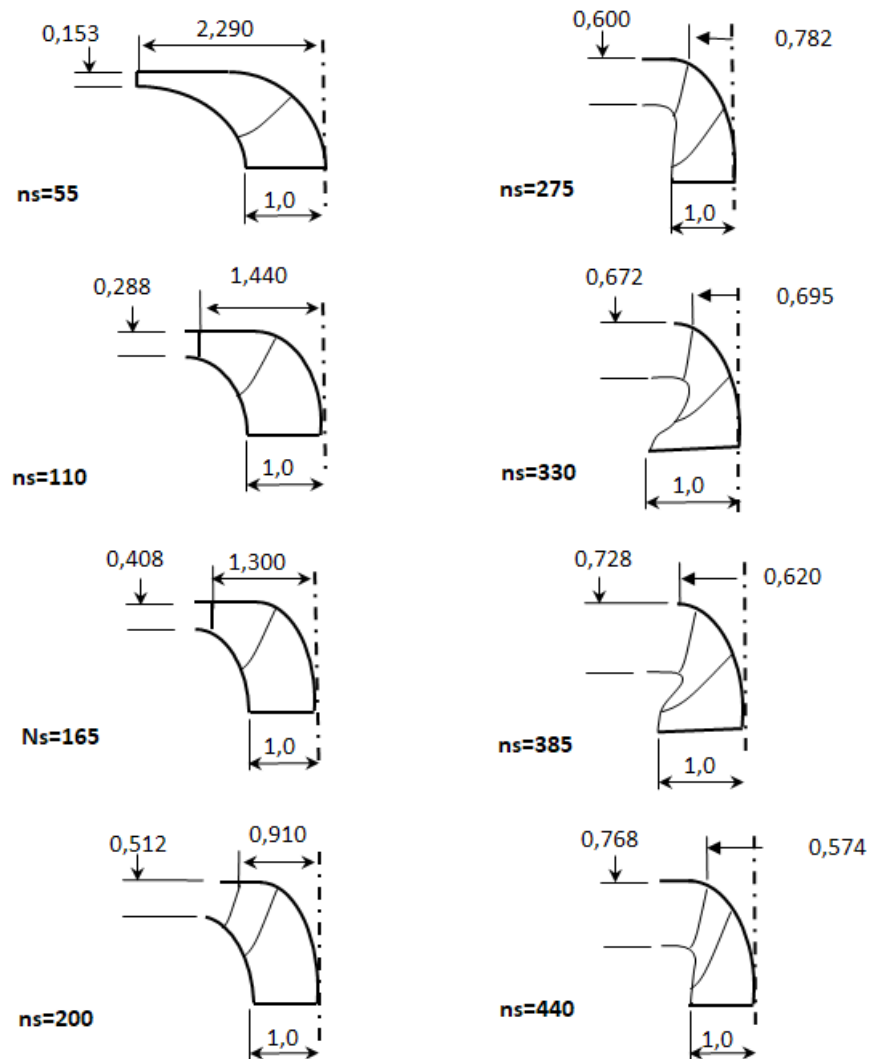


FIGURA 19 - Variação progressiva da forma do rotor em função da rotação específica, segundo Th Bovet.
Fonte: Adaptado de Encinas, 1976.

Essas relações apresentadas demonstram o comportamento do rotor em função da rotação específica e podem ser interpoladas para usar como referência no dimensionamento preliminar de rotores de turbina tipo Francis.

3.8.2.2. Modelo Prático Norte-americano (MPNA_E) (Encinas, 1976; p131)

A proposta apresentada por Encinas, 1976; p131, aqui denominada de “Modelo Prático Norte-americano” ou “MPNA_E” é utilizada por alguns construtores Norte-americanos, que de forma prática determinam os diâmetros de entrada e saída utilizando respectivamente as seguintes equações 12 e 13. As equações são formas simplificadas do modelo de coeficientes de velocidades (ENCINAS, 1976).

- Diâmetro de entrada (D_e):

$$D_e = \frac{1340 \cdot H_{liq}^{1/2}}{n} \quad (12)$$

- Diâmetro de saída (D_s):

$$D_s = \left(\frac{68 \cdot P_{hp}}{H_{liq}} \right)^{1/2} \quad (13)$$

Onde:

D_e - Diâmetro de entrada [in];

D_s - Diâmetro de saída [in];

n - Rotação da turbina [rpm];

P_{hp} - Potência [*horse-power*];

H - Queda da usina [ft].

3.9. Análise de dados

A regressão é uma técnica estatística amplamente utilizada que permite descrever fenômenos, fazer inferências sobre uma população de dados ou prever valores futuros a partir do modelamento de um banco de dados de duas grandezas que se correlacionam. (KIM et al., 1994; MARILL, 2004).

Toda a base de dados de duas grandezas que em uma dispersão apresentam uma tendência regular, pode então ser descrita por uma equação matemática. A função pode ser do tipo linear ou não-linear e é comumente ajustada utilizando o método de mínimos quadrados. (CUSTODIO e AUGUSTO, 1996).

A regressão é uma ferramenta popular porque muitos fenômenos de interesse, principalmente os fenômenos naturais, possuem relações entre si. A técnica é capaz de mostrar tanto matematicamente, em equações, quanto visualmente, em gráficos, a descrição e a relação entre as variáveis analisadas do fenômeno. (MARILL, 2004).

Base de dados mais complexas com grande volume de dados, exigem meios computacionais para chegar na solução da equação mais adequada a tendência, neste contexto a utilização de computadores e softwares especializados para regressões de grandes bancos de dados se torna evidente. (CUSTODIO e AUGUSTO, 1996).

3.9.1. Tipos de regressões

A regressão é dita como linear quando se julga que as correlações entre as variáveis analisadas são descritas e podem ser modeladas por uma equação linear, de forma geral descrita na equação 14 (CUSTODIO e AUGUSTO, 1996; MARILL, 2004).

$$y = a + b.x \quad (14)$$

Porém na maioria dos casos de estudo, nas áreas da agricultura, biologia, engenharia e química essas variáveis se comportam de forma não-linear, desta forma o ajuste da tendência para esses dados pode ser modelado por equações na forma exponencial, logarítmica ou potencial. (MATTOS, 2013).

Para relações nas quais as variáveis possuem um aumento ou redução com taxas elevadas, o ajuste mais aderente a esses dados será uma curva exponencial, com forma geral descrita na equação 15. (WINDOWS, 2010).

$$y = a.e^{b.x} \quad (15)$$

Em correlações na qual a dispersão configura uma alta taxa de variação, aumento ou redução, em valores pequenos da abscissa e uma redução acentuada na taxa de variações dos dados da ordenada com o aumento dos valores do eixo da abscissa, tendendo a ficar constante, o melhor ajuste é o logarítmico, com forma geral descrita na equação 16. (WINDOWS, 2010).

$$y = a.ln x \quad (16)$$

O ajuste de tendência potencial que tem a equação geral na forma descrita na equação 17 é normalmente mais adequado para correlações de variáveis que aumentam a uma taxa específica. (WINDOWS, 2010).

$$y = a.x^b \quad (17)$$

3.9.2. R^2 - coeficiente de determinação

O coeficiente de determinação é um parâmetro utilizado para determinar o grau de aproximação, ou ajuste, de uma regressão em relação a uma determinada resposta analisada pelo modelo. Desta forma é possível através do R^2 determinar se um modelo de regressão está adequado ou não aos dados analisados. (MONTGOMERY e RUNGER, 2016).

O coeficiente de determinação também é mencionado como a quantidade de variância dos dados que são explicados pelo modelo proposto de regressão. O resultado do coeficiente de determinação fica entre zero a uma unidade, sendo que quanto mais próximo de um, mais a regressão proposta é aderente e explica a relação analisada (MONTGOMERY e RUNGER, 2016; BARROSO et al., 1987).

4. MATERIAIS E MÉTODOS

4.1. Levantamento de dados

Para o desenvolvimento desta investigação foi feito o levantamento das principais dimensões do rotor de turbina tipo Francis, são elas: a) diâmetro de entrada do rotor, b) diâmetro de saída do rotor, c) abertura lateral do rotor, d) anel inferior ou “aba” do rotor, e) Altura do rotor, f) Número de pás do rotor. Assim como as características básicas das usinas, tais como vazão, queda bruta da usina e rotação da unidade geradora. Os dados mencionados, principais dimensões do rotor e os dados básicos das usinas, foram extraídos dos desenhos técnicos originais, fornecidos pelos fabricantes dos respectivos rotores de turbina. O levantamento foi feito em 35 pequenas centrais hidrelétricas de Minas Gerais. A FIGURA 20 é apresentada uma ilustração de um rotor tipo Francis com as dimensões que são o cerne desta pesquisa.

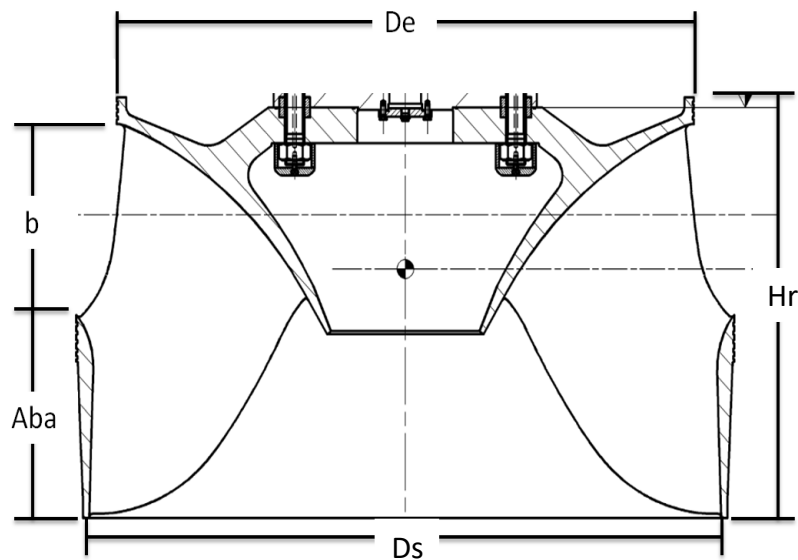


FIGURA 20 - Representação de um rotor de turbina tipo Francis. Fonte: Própria.

Onde:

- De - Diâmetro de Entrada;
- Ds - Diâmetro de Saída;
- b - Abertura Lateral do Rotor;
- Aba - Anel ou cinta inferior do Rotor;
- Hr - Altura do Rotor;

N_p - Número de pás.

4.2. Tratamento de dados.

Os dados básicos da usina, tais como vazão (Q), queda (H) e rotação específica (n_s) foram selecionados para descrever as dimensões básicas do rotor por serem dados acessíveis aos projetistas nas etapas iniciais de planejamento e concepção de uma usina hidrelétrica.

Os dados levantados foram tratados em planilhas estruturadas em Excel. Para cada parâmetro de estudo foram criados gráficos em função dos dados básicos das usinas: vazão (Q), queda da usina (H), rotação específica (n_s) e a razão e produto entre a rotação específica e vazão. O parâmetro rotação específica (n_s) foi obtido de acordo com equação (18). Após a elaboração dos gráficos, foram selecionadas as equações para compor o conjunto de equações do Modelo Parametrizado, em função do melhor coeficiente de determinação (R^2) e da maior homogeneidade de distribuição de dados ao longo das curvas propostas pelas regressões.

A equação de rotação específica é descrita da seguinte forma.

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{P_{cv}}}{H^{1,25}} \quad (18)$$

Onde:

n_s - Rotação específica da turbina;

n - Rotação da turbina [rpm];

P_{cv} - Potência [cv];

H - Queda da usina [m].

Ao se processar os dados de diversas turbinas em operação foram geradas equações que definem as grandezas características das turbinas hidráulicas tipo Francis. Essas equações serão utilizadas no pré-projeto da turbina sem a necessidade de cálculos hidrodinâmicos avançados reduzindo o tempo de projeto e permitindo ao projetista uma visão preliminar precisa das dimensões do equipamento. O conjunto de equações geradas neste trabalho foi denominado de Modelo Parametrizado ou “MP_{UFMG}”.

As dimensões levantadas foram tabeladas e inseridas no software Microsoft Excel 2010, no qual os dados foram tratados e as equações geradas através de regressões que governarão os parâmetros citados.

O fluxo de trabalho para elaboração das equações esta demonstrada na FIGURA 21.

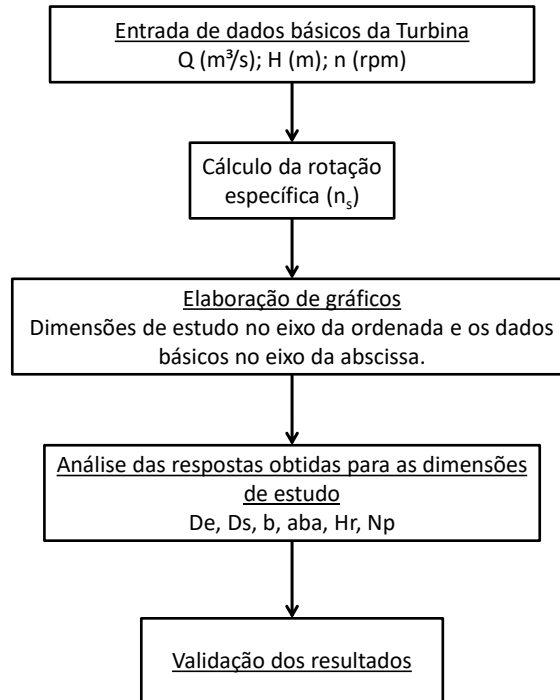


FIGURA 21 - Fluxograma de cálculo das dimensões do rotor de turbina tipo Francis. Fonte: Própria

4.3. Elaboração de roteiro simplificado.

De posse das equações do Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) foi elaborado um roteiro simplificado, fluxograma de trabalho, para o dimensionamento preliminar das principais dimensões de uma turbina hidráulica tipo Francis.

4.4. Validação.

Para validação das equações geradas foram levantadas as características básicas de outras três usinas. As usinas foram consideradas como as referências para fins de análise da performance do modelo proposto, identificadas como Usina 1, Usina 2 e Usina 3. Estas usinas tiveram seus parâmetros calculados pelas equações do Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) e os valores obtidos foram comparados com os seus respectivos valores reais. Além disso, com a finalidade de comparar as equações desenvolvidas com as existentes na literatura, foram

calculados os mesmos parâmetros utilizando as equações apresentadas por Encinas, 1976 “MU_E” e “MPNA_E” e por Souza, 2011, “MS”.

Para comparação dos resultados alcançados pelos modelos com o valor verdadeiro, será utilizado o parâmetro de erro relativo percentual, equação (19). Esse parâmetro leva em consideração a ordem de grandeza dos valores envolvidos. Desta forma essa ferramenta se tornou largamente utilizada para avaliação de precisão e/ou aproximação dos valores encontrados aos valores reais.

O erro relativo (%) é definido pela equação:

$$e_r = \left(\frac{x_0 - x}{x} \right) \cdot 100 \quad (19)$$

Onde:

- e_r - Erro relativo (%);
- x_0 - Valor encontrado nos parâmetros através dos respectivos modelos;
- x - Valor real do parâmetro.

As usinas utilizadas como padrão de comparação, (Usina 1, Usina 2 e Usina 3), não foram utilizadas para gerar o modelo proposto. As usinas estão ordenadas na TABELA 3 de forma crescente em relação à rotação específica. Estas foram selecionadas em função das vazões diferentes, sendo de baixa, média e alta vazão no contexto de Pequenas Centrais Hidrelétricas e dentro do espectro de trabalho das 35 usinas utilizadas para elaboração do Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}).

TABELA 3. Características básicas das usinas e principais dimensões dos rotores padrões.

	USINA 1	USINA 2	USINA 3
n_s	166	190	208
Q [m³/s]	16,3	3,3	31,3
H [m]	186,0	92,0	107,5
De [mm]	1.560	770	1.900
Ds [mm]	1.365	719	1880
b [mm]	300	200	479
Aba [mm]	310	163	470
Hr [mm]	690	413	1.034
Np	13	13	15

Fonte: Própria.

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta seção são apresentados os resultados e as discussões provenientes das análises dos dados e das equações geradas na pesquisa.

5.1. Tratamento dos dados e ajuste de curvas para obtenção do Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}).

Os dados levantados das 35 usinas foram copilados em uma planilha Excel e tratado para obtenção dos melhores ajustes de curvas para cada parâmetro analisado. Os dados são apresentados na TABELA 4.

TABELA 4. Dados levantados em campo das 35 Pequenas Centrais Hidrelétricas.

INSTALAÇÕES	Potência [kW]	Vazão (m ³ /s)	Queda da usina (m)	Rotação (rpm)	De [mm]	Ds [mm]	b [mm]	Aba [mm]	Hr [mm]	Nº Pás Turb
Turbina 01	4084	4	116,0	720,0	904,0	695,0	127,0	155,5	282,5	15
Turbina 02	25185	33	86,7	300,0	2000,0	2180,0	555,0	462,5	1160,0	17
Turbina 03	1144	10	13,0	275,0	995,0	1725,0	492,0	200,0	742,0	14
Turbina 04	338	1,6	24,0	720,0	553,0	611,0	178,0	134,0	313,0	11
Turbina 05	1259	2,2	65,0	900,0	657,0	600,0	155,0	131,0	315,0	15
Turbina 06	14190	15,5	104,0	400,0	1650,0	1599,6	370,0	551,3	1006,3	13
Turbina 07	384	2,8	15,6	514,0	649,8	844,3	312,7	160,0	510,7	11
Turbina 08	810	4	23,0	400,0	738,5	1027,0	280,9	181,8	522,7	13
Turbina 09	2540	3,7	78,0	600,0	878,0	899,0	248,5	135,0	423,5	12
Turbina 10	13072	13,5	110,0	400,0	1666,0	1454,0	244,5	293,8	595,3	16
Turbina 11	1545	2,7	65,0	720,0	704,0	711,2	192,1	186,5	416,7	14
Turbina 12	2179	4,5	55,0	600,0	887,5	912,0	242,0	237,0	524,0	14
Turbina 13	850	2,3	42,0	720,0	522,0	626,0	234,0	180,0	454,0	13
Turbina 14	5355	7,8	78,0	514,0	1164,4	989,2	233,4	185,3	455,1	19
Turbina 15	1107	3,7	34,0	450,0	900,0	850,0	233,0	156,0	426,0	13
Turbina 16	4532	6,6	78,0	450,0	1200,0	1000,0	232,0	136,0	436,0	17
Turbina 17	831	0,9	104,9	900,0	787,1	432,4	61,0	142,5	240,5	13
Turbina 18	2746	4,8	65,0	650,0	838,5	854,0	216,0	156,0	410,0	17
Turbina 19	385	1,9	23,0	600,0	637,0	677,0	209,0	127,0	357,0	13
Turbina 20	792	3	30,0	514,3	694,0	753,0	198,0	174,0	372,0	13
Turbina 21	1545	2,7	65,0	720,0	712,0	711,2	194,9	186,5	441,4	14
Turbina 22	13072	13,5	110,0	400,0	1695,5	1508,1	243,0	239,3	539,2	15
Turbina 23	313	4	8,9	250,0	866,5	1127,5	394,0	220,0	665,0	13
Turbina 24	254	1,2	24,0	720,0	553,0	611,0	178,0	134,0	313,0	11
Turbina 25	25185	33	86,7	257,0	2425,7	2105,0	407,9	403,0	861,7	16
Turbina 26	1259	2,2	65,0	750,0	592,4	592,4	156,0	114,0	287,0	15
Turbina 27	2349	2,3	116,0	900,0	722,0	577,2	102,9	108,7	246,6	19
Turbina 28	911	2,3	45,0	720,0	599,0	635,0	152,5	164,2	316,7	14
Turbina 29	1126	8,2	15,6	257,0	1083,0	1491,0	612,0	260,0	920,0	13
Turbina 30	515	1,3	45,0	600,0	615,0	575,0	125,0	133,0	298,0	13
Turbina 31	9564	5,3	205,0	900,0	1140,0	809,6	110,0	206,0	366,0	15
Turbina 32	1545	2,7	65,0	720,0	713,0	670,0	187,0	190,0	437,0	14
Turbina 33	572	1,3	50,0	720,0	672,5	607,0	97,0	88,0	236,0	13
Turbina 34	2179	4,5	55,0	900,0	724,7	835,2	226,1	188,6	479,7	11
Turbina 35	1114	1,1	115,0	900,0	700,0	380,0	53,0	122,2	231,0	14

Fonte: Própria.

5.1.1. Diâmetro de Saída (Ds)

O diâmetro de saída (Ds) foi o primeiro parâmetro a ser calculado. Foram criados gráficos de “Ds” em função da variável vazão, rotação específica, assim como para a razão e o produto dessas duas variáveis e para a variável queda da usina. A FIGURA 22 apresenta os gráficos que descrevem “Ds” em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) vazão x rotação específica e por último, E) queda da usina.

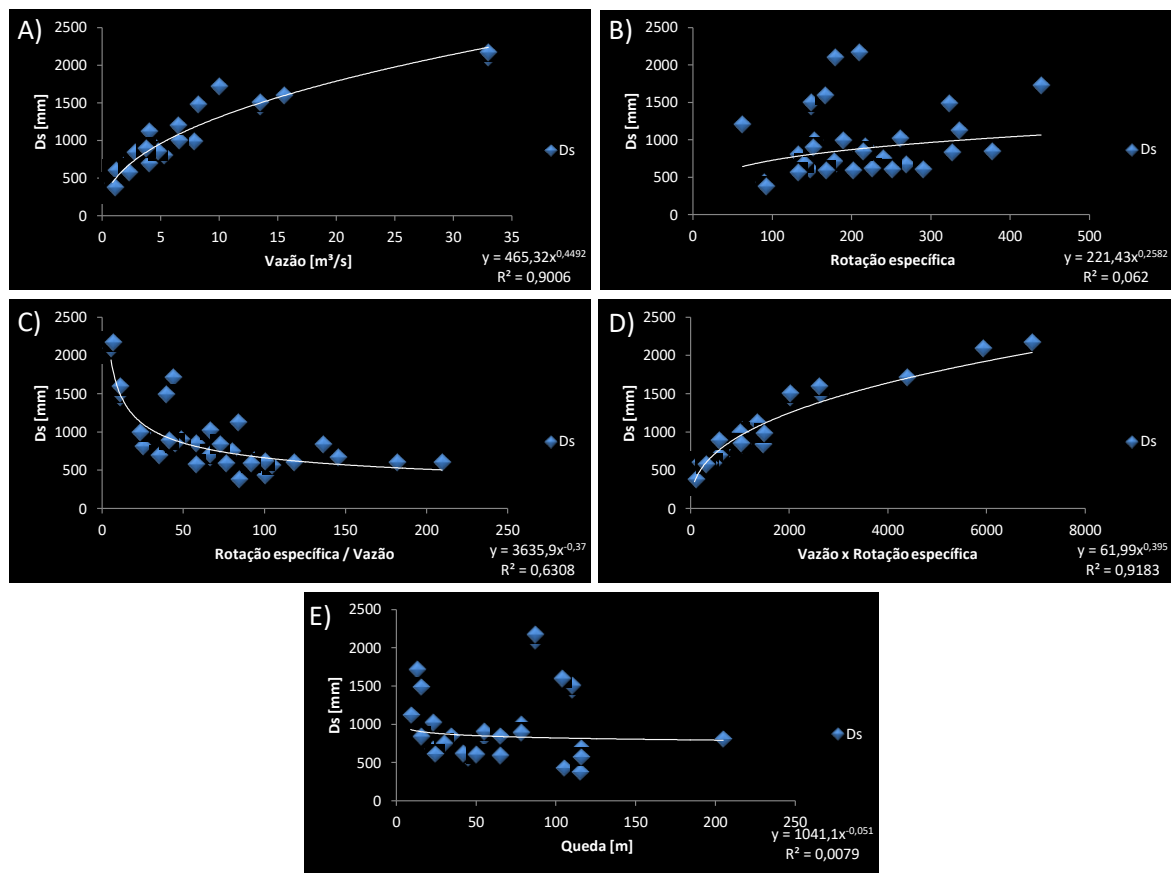


FIGURA 22 - Gráficos de “Ds” em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) vazão x rotação específica e por último, E) queda da usina.

Uma simples inspeção visual dos gráficos da FIGURA 22 indica que, com exceção dos gráficos B) e E), os gráficos apresentam curvas que descrevem bem o comportamento das amostras. Já nos gráficos B) e E), em que “Ds” está representado respectivamente em função da rotação específica e da queda da usina, os conjuntos de dados ficaram dispersos, indicando não haver alguma relação direta entre essas variáveis.

Avaliando-se os valores obtidos de R^2 , que representa a aderência da equação gerada aos dados plotados nos gráficos da FIGURA 22, observa-se que para o cálculo do parâmetro

do Diâmetro de saída o que mais se aproximou de 1 foi a equação gerada no gráfico D), com $R^2=0,92$, em que os valores de “Ds” estão dispostos em função do produto da rotação específica e vazão. A equação resultante do gráfico A), com “Ds” em função da vazão, também se apresentou bem ajustada, com $R^2=0,90$, porém além do R^2 menor que o apresentado no gráfico D), ela também teve o inconveniente dos pontos não ficarem igualmente distribuídos ao longo da curva gerada, do valor central, de aproximadamente 20 m^3/s , ao valor máximo da abscissa do gráfico, há apenas 2 pontos.

Através da equação que correlaciona vazão, velocidade do fluxo e área, e da equação que correlaciona área e diâmetro, torna se possível determinar o diâmetro de saída do rotor a partir da definição da velocidade de saída do fluxo de água. Com objetivo de encontrar uma proposta que adeque melhor o conjunto de dados do sistema, um novo conjunto de gráficos foi gerado com as mesmas variáveis em x, porém, com a velocidade de saída (V_s) em y.

A FIGURA 23 apresenta os gráficos que descrevem a Velocidade de saída (V_s) em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) rotação específica x vazão e E) queda da usina.

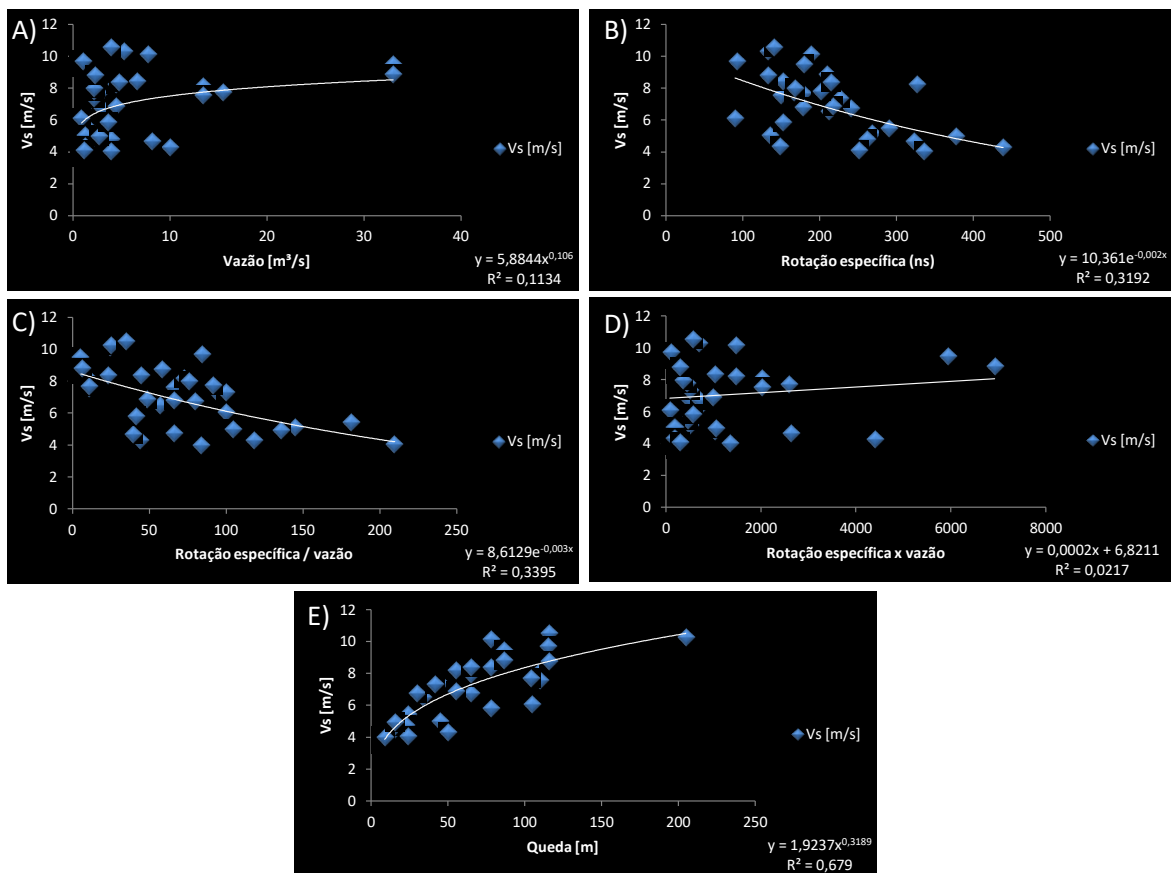


FIGURA 23 - Gráficos de “ V_s ” em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) vazão x rotação específica e por último, E) queda da usina.

Avaliando o coeficiente de determinação dos gráficos da FIGURA 23, nota-se que para o cálculo de velocidade de saída (V_s), o que obteve melhor ajuste e se aproximou mais de 1 foi a equação gerada no gráfico E), “ V_s ” em função da queda da usina, com $R^2=0,68$. Os demais gráficos apresentaram os dados bem dispersos indicando não haver relação direta entre as variáveis.

Contudo, o gráfico E), com o maior R^2 dentre os gráficos de velocidade de saída, ficou bem aquém do resultado encontrado no gráfico D) da FIGURA 22 que obteve R^2 de 0,92. Além disto, as manipulações matemáticas necessárias para obter o diâmetro do rotor a partir da velocidade do fluxo resultam em propagações sucessivas de erros. Desta forma, o resultado que iremos obter para o diâmetro, será ainda menos preciso do que o próprio resultado calculado para a velocidade. Configurando assim um caminho ruim para a determinação do diâmetro.

5.1.2. Diâmetro de entrada (D_e)

Assim como no “ D_s ”, para a previsão do diâmetro de entrada (D_e) foram criados gráficos de “ D_e ” em função da vazão, da rotação específica, da razão e do produto entre essas duas variáveis, do diâmetro de saída e da queda da usina. A FIGURA 24 apresenta os gráficos que descrevem D_e em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) rotação específica x vazão, E) diâmetro de saída e de F) queda da usina.

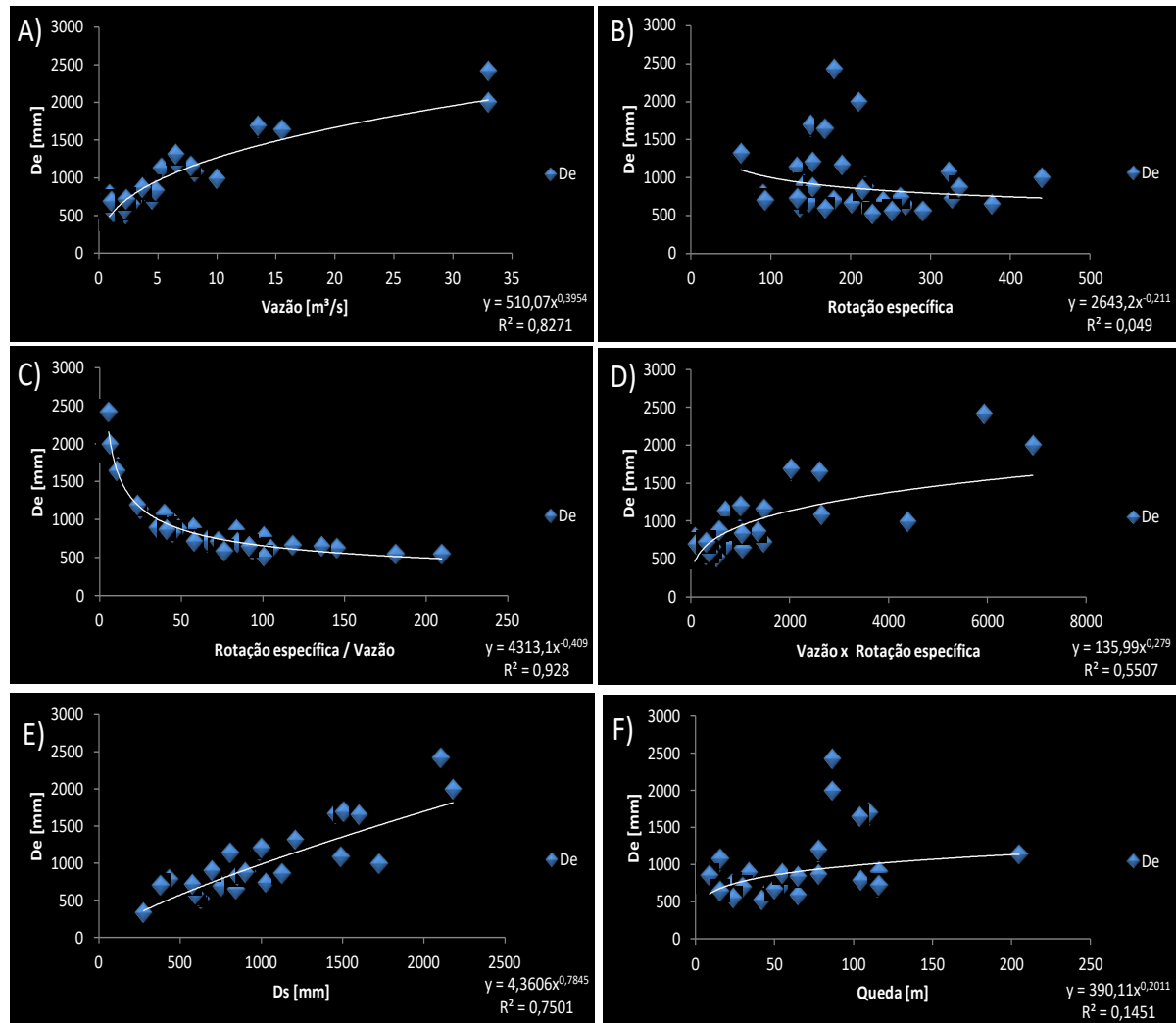


FIGURA 24 - Gráficos de “ D_e ” em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) rotação específica x vazão, E) diâmetro de saída e de F) queda da usina.

Uma simples inspeção visual dos gráficos da FIGURA 24 indica que assim como observado anteriormente para “ D_s ”, os gráficos B) e F), em que “ D_e ” está organizado em função da rotação específica e da queda da usina, apresentaram dados dispersos, indicando que não há relação direta do “ D_e ” com a rotação específica e com a queda da usina.

Avaliando-se os valores obtidos de R^2 nos gráficos da FIGURA 24, observa-se que para o cálculo do parâmetro do Diâmetro de entrada o que mais se aproximou de 1 foi a equação gerada no gráfico C), com $R^2=0,93$, em que os valores de “ D_e ” estão dispostos em função da razão entre rotação específica e vazão. Em seguida, a equação do gráfico A), que apresenta “ D_e ” em função da vazão com $R^2=0,83$, mas novamente não se observa uma distribuição homogênea dos pontos à medida que se aumenta o valor do eixo x do gráfico. O gráfico em E), com “ D_e ” em função de “ D_s ”, foi melhor representada por uma regressão linear, no entanto, houve dispersão dos dados ao redor da reta, com $R^2=0,75$.

Através da equação que correlaciona vazão, velocidade do fluxo e área, e da equação que correlaciona área e diâmetro, torna possível determinar o diâmetro de entrada do rotor a partir da definição da velocidade de entrada do fluxo no rotor. Desta forma, com a intenção de encontrar uma proposta que adeque melhor o conjunto de dados do sistema, um novo conjunto de gráficos foi gerado com as mesmas variáveis em x, mas com a velocidade de entrada (V_e) em y.

A FIGURA 25 apresentam os gráficos que descrevem a Velocidade de entrada (V_e) em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) rotação específica x vazão e E) queda da usina.

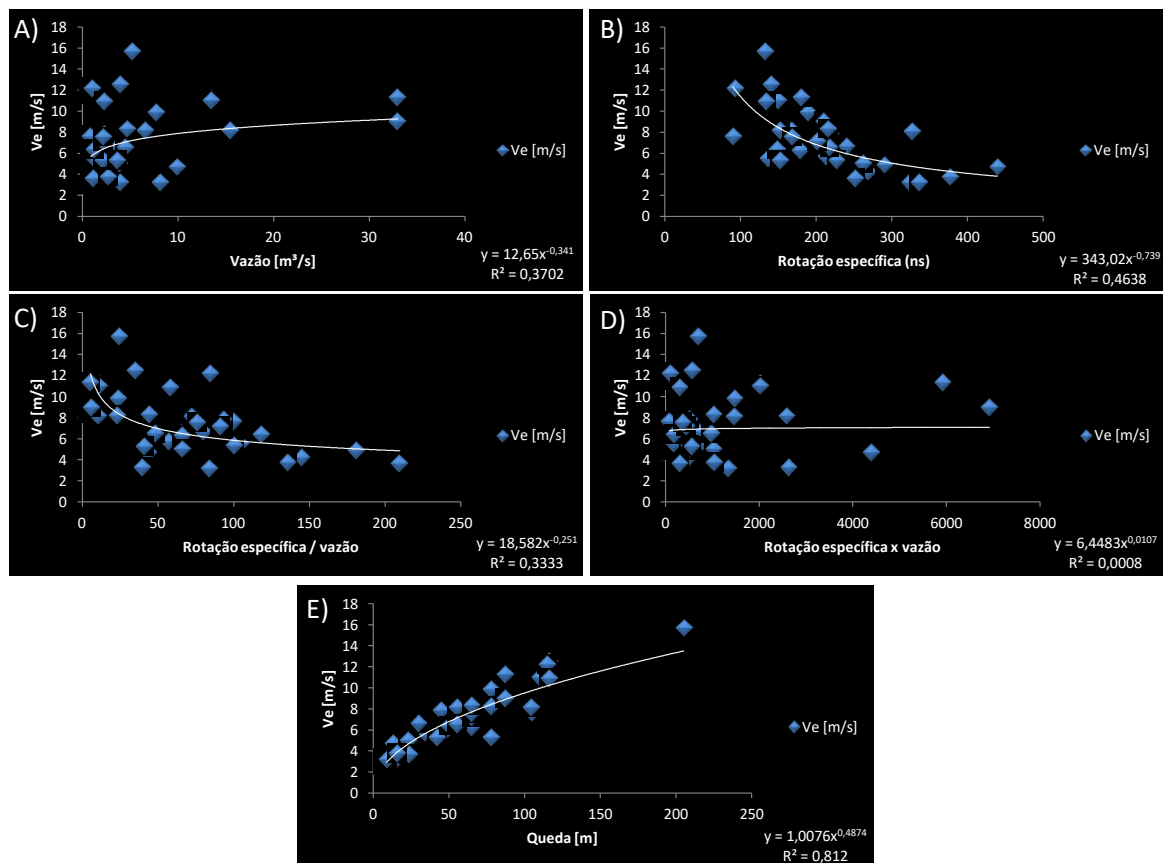


FIGURA 25 - Gráficos de “ V_e ” em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) rotação específica x vazão, E) diâmetro de saída e de F) queda da usina.

Avaliando o coeficiente de determinação dos gráficos da FIGURA 25, nota-se que para o cálculo de velocidade de entrada (V_e), o que obteve melhor ajuste e se aproximou mais de 1 foi a equação gerada no gráfico E), “ V_e ” em função da queda da usina, com $R^2=0,81$. Os demais gráficos apresentaram os dados dispersos indicando não haver alguma relação direta entre as variáveis.

Contudo, o gráfico E), com o melhor resultado obtido nesta análise de velocidade de entrada, ficou aquém do resultado de R^2 encontrado no gráfico C) da FIGURA 24 que obteve R^2 de 0,93. Além disto, as manipulações matemáticas necessárias para obter o diâmetro do rotor a partir da velocidade do fluxo resultam em propagações sucessivas de erros. Desta forma, o resultado que iremos obter para o diâmetro, através da determinação da velocidade, será ainda menos preciso do que o próprio resultado calculado para a velocidade. Configurando assim um caminho ruim para a determinação do diâmetro.

5.1.3. Abertura lateral (b)

Para a abertura lateral (b) foram gerados gráficos de “b” em função da vazão, da rotação específica, da razão e do produto entre essas duas variáveis e da queda da usina. A FIGURA 26 apresentam os gráficos que descrevem a abertura lateral (b) em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) rotação específica x vazão e E) queda da usina.

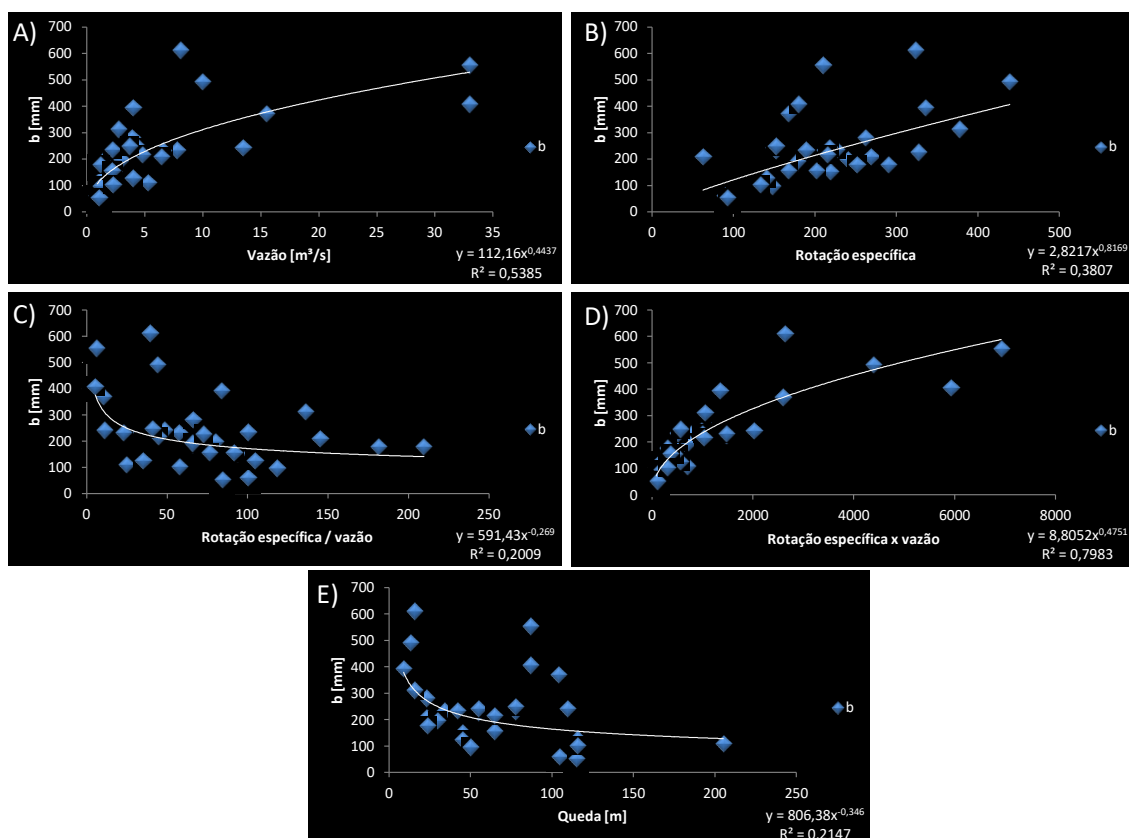


FIGURA 26 - Gráficos de “b” em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) rotação específica x vazão e E) queda da usina.

De maneira geral, os gráficos da FIGURA 26 apresentaram pontos dispersos ao redor das curvas. Dentre os cinco gráficos, o que apresentou melhor valor de R^2 foi o gráfico D), em que “b” está em função do produto entre vazão e rotação específica, com $R^2=0,80$, porém com muitos pontos concentrados em valores pequenos do eixo. Com a intenção de encontrar uma proposta que adeque melhor o conjunto de dados do sistema, um novo conjunto de gráficos foi gerado com as mesmas variáveis em x, mas com a razão “b/Ds” em y.

A FIGURA 27 apresenta os gráficos que descrevem “b/Ds” em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) rotação específica x vazão e E) queda da usina.

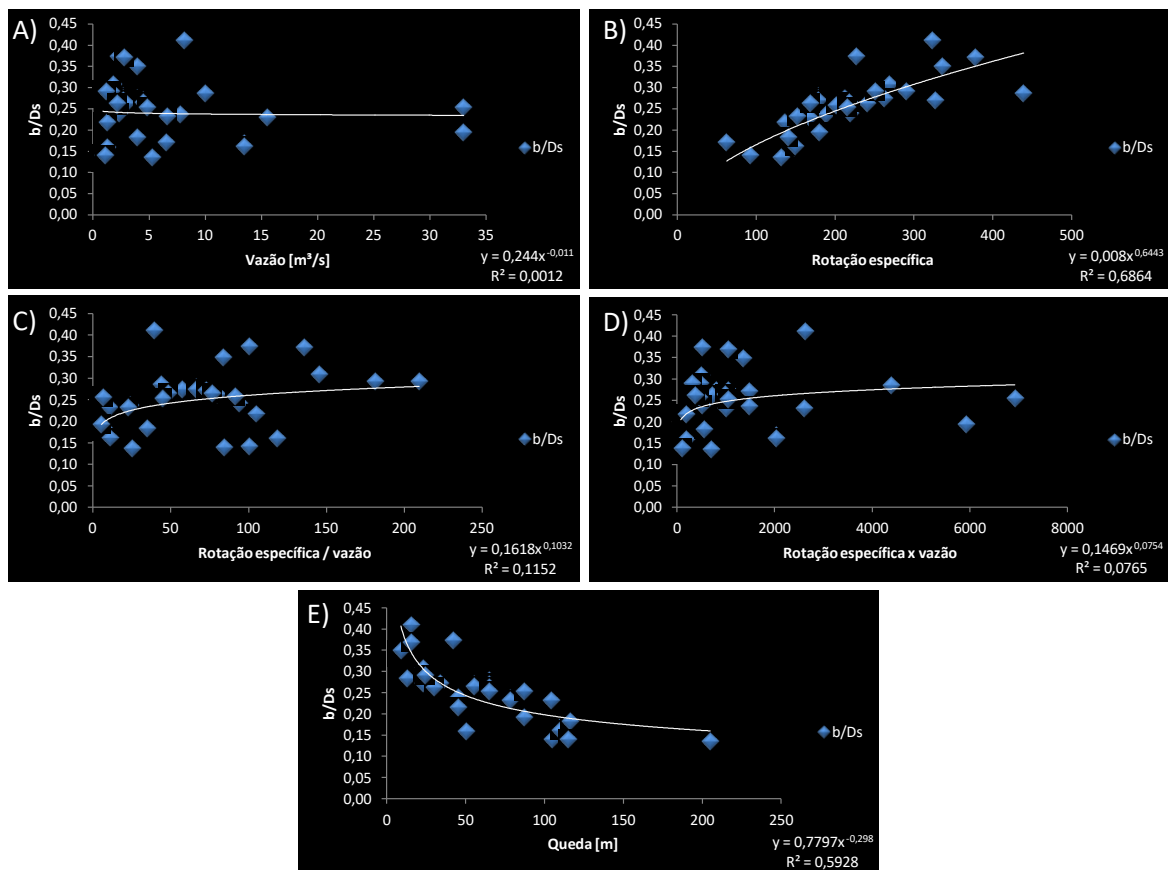


FIGURA 27 - Gráficos de “b/Ds” em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) rotação específica x vazão e E) queda da usina.

Apesar dos gráficos A), C) e D) da FIGURA 27 apresentarem dados bastante dispersos ao redor da curva, os gráficos B) e E) descreveram bem o conjunto de dados, com R^2 de respectivamente 0,69 e 0,59. O gráfico B) em que “b/Ds” está em função da rotação específica, apresentou uma dispersão dos dados mais homogênea ao redor de toda a curva e

mais contínuo durante toda a faixa de análise, o que garante maior confiabilidade para prever essa relação.

5.1.4. Aba (Anel inferior)

Para a “Aba” (anel ou cinta inferior) foram gerados gráficos da “Aba” em função da vazão, da rotação específica, da razão e do produto entre essas duas variáveis e da queda da usina. A FIGURA 28 apresenta os gráficos que descrevem “Aba” em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) rotação específica x vazão e E) queda da usina.

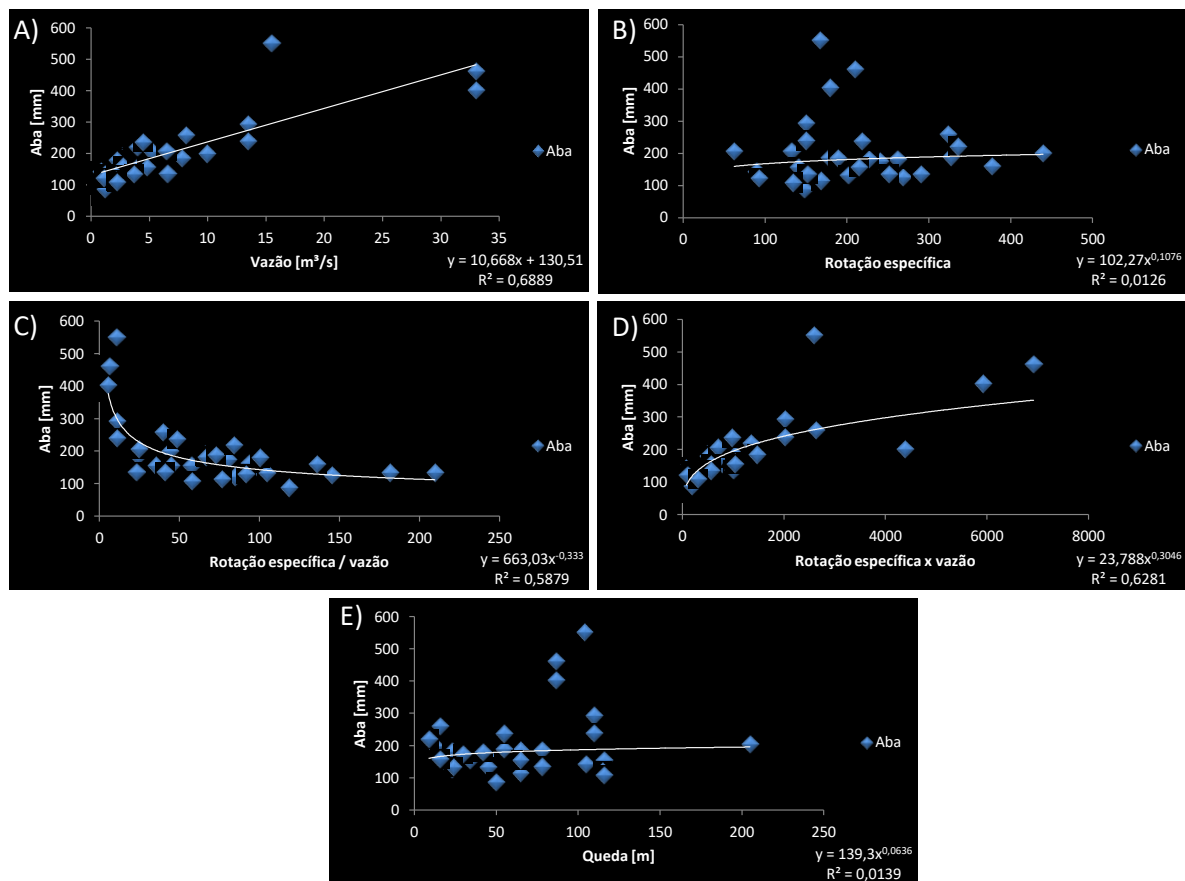


FIGURA 28 - Gráficos de “Aba” em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) rotação específica x vazão e E) queda da usina.

Na análise da FIGURA 28, três gráficos chamaram a atenção pelo bom desempenho em descrever os dados, foram eles: os gráficos A), C) e D) cujas as curvas apresentaram R^2 igual a 0,69; 0,59 e 0,63, respectivamente. Nos gráficos B) e E), que apresentam a “Aba” em função da rotação específica e da queda da usina, as amostras apresentaram comportamento

bastante dispersos ao redor da curva, indicando baixa relação da “Aba” com rotação específica e com a queda da usina.

Apesar da boa distribuição de dados apresentadas no gráfico C), a equação apresentou dificuldades para modelar os valores baixos no eixo x (rotação específica por vazão), com aumento vertical, tendendo a valores altos de “Aba”. Desta forma o erro cometido em um pré-projeto com essa equação pode ser grande em valores menores que 25 no eixo abscissa, o que inviabiliza a sua utilização. O gráfico A) e D) da FIGURA 28 apresentaram bons resultados de R^2 , apesar de ambos não possuírem distribuições homogêneas, optou-se pelo gráfico A) devido ao maior R^2 e a maior simplicidade da equação.

Da mesma forma em que se realizou para abertura lateral, com a intenção de encontrar uma proposta que adeque melhor o conjunto de dados do sistema, um novo conjunto de gráficos foi gerado com as mesmas variáveis em x, mas com a relação “Aba/Ds” em y.

A FIGURA 29 apresenta os gráficos que descrevem “Aba/Ds” em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) rotação específica x vazão e E) queda da usina. Observa-se nos gráficos da FIGURA 29 que, no geral, os resultados obtidos ficaram mais dispersos e não atendem ao propósito. Por isso, o gráfico que melhor representou o parâmetro “Aba” foi o A) da FIGURA 28, em que esse parâmetro está disposto em função da vazão.

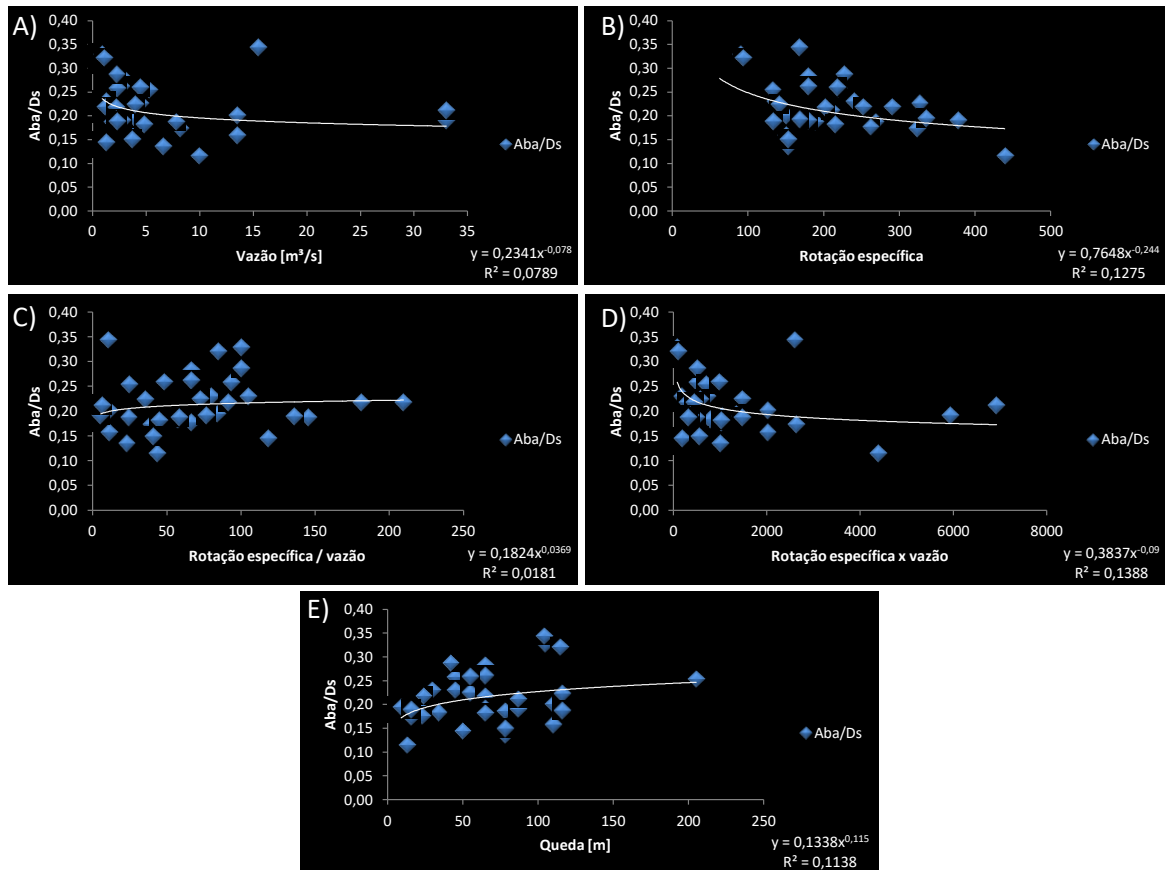


FIGURA 29 - Gráficos de “Aba/Ds” em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) rotação específica x vazão e E) queda da usina.

5.1.5. Altura do rotor (Hr)

Para a altura do rotor (Hr) foram gerados gráficos de “Hr” em função da vazão, da rotação específica, da razão e do produto entre essas duas variáveis e da queda da usina. A FIGURA 30 apresenta os gráficos que descrevem altura do rotor (Hr) em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) rotação específica x vazão e E) queda da usina.

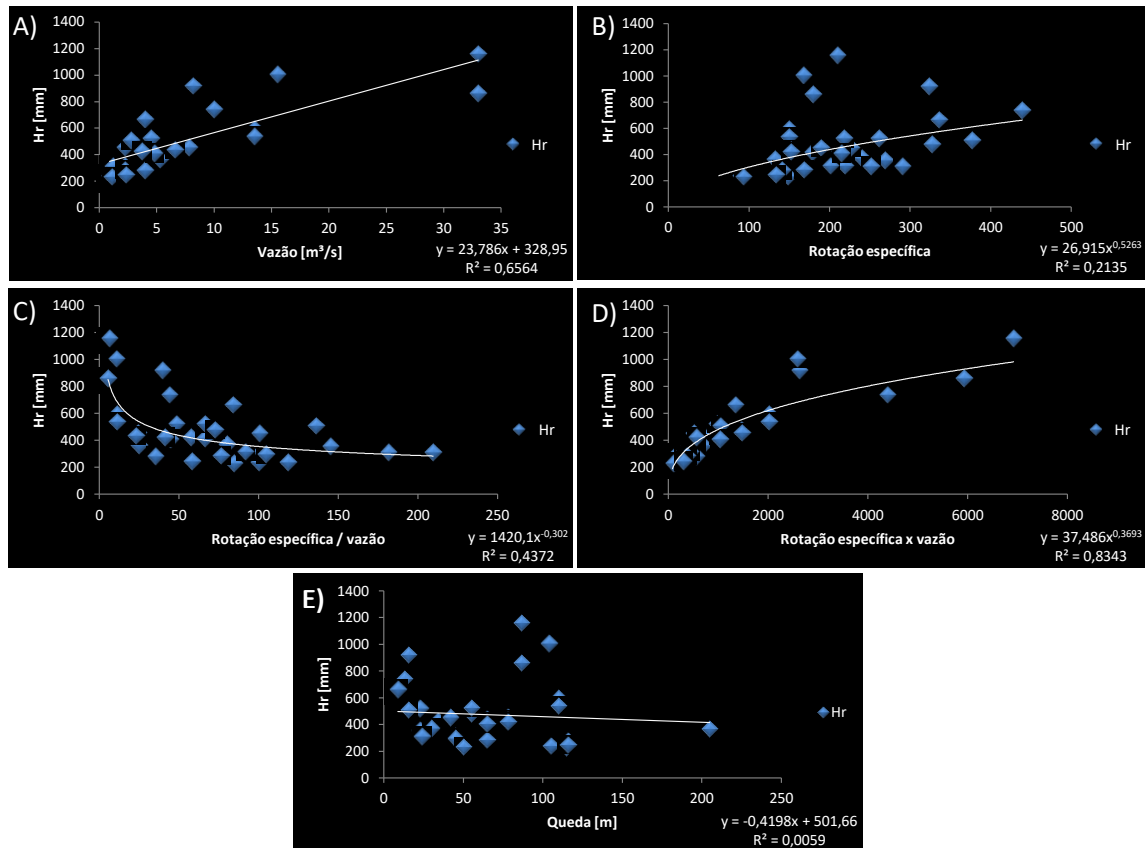


FIGURA 30 - Gráficos de “Hr” em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) rotação específica x vazão e E) queda da usina.

Avaliando o coeficiente de determinação dos gráficos da FIGURA 30, nota-se que para o cálculo da altura do rotor (Hr) o que obteve melhor representatividade e se aproximou mais de 1 foi a equação gerada no gráfico D), com $R^2=0,83$. Este gráfico foi elaborado plotando-se os valores de “Hr” em função de produto entre rotação específica e vazão. O segundo gráfico com melhor R^2 foi o gráfico A), com $R^2=0,66$. Porém ambos os gráficos A) e D) apresentaram dados concentrados na primeira metade do eixo da abscissa.

Os gráficos B), C) e E) apresentaram baixos valores de R^2 e uma dispersão muito grande dos dados em volta da curva proposta. Com o propósito de encontrar equações e curvas que se adequassem melhor ao conjunto de dados do sistema, um novo conjunto de gráficos foi gerado com as mesmas variáveis na abscissa, porém com a razão da altura do rotor pelo diâmetro de saída, “Hr/Ds”, na ordenada.

A FIGURA 31 apresenta os gráficos que descrevem “Hr/Ds” em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) rotação específica x vazão e E) queda da usina.

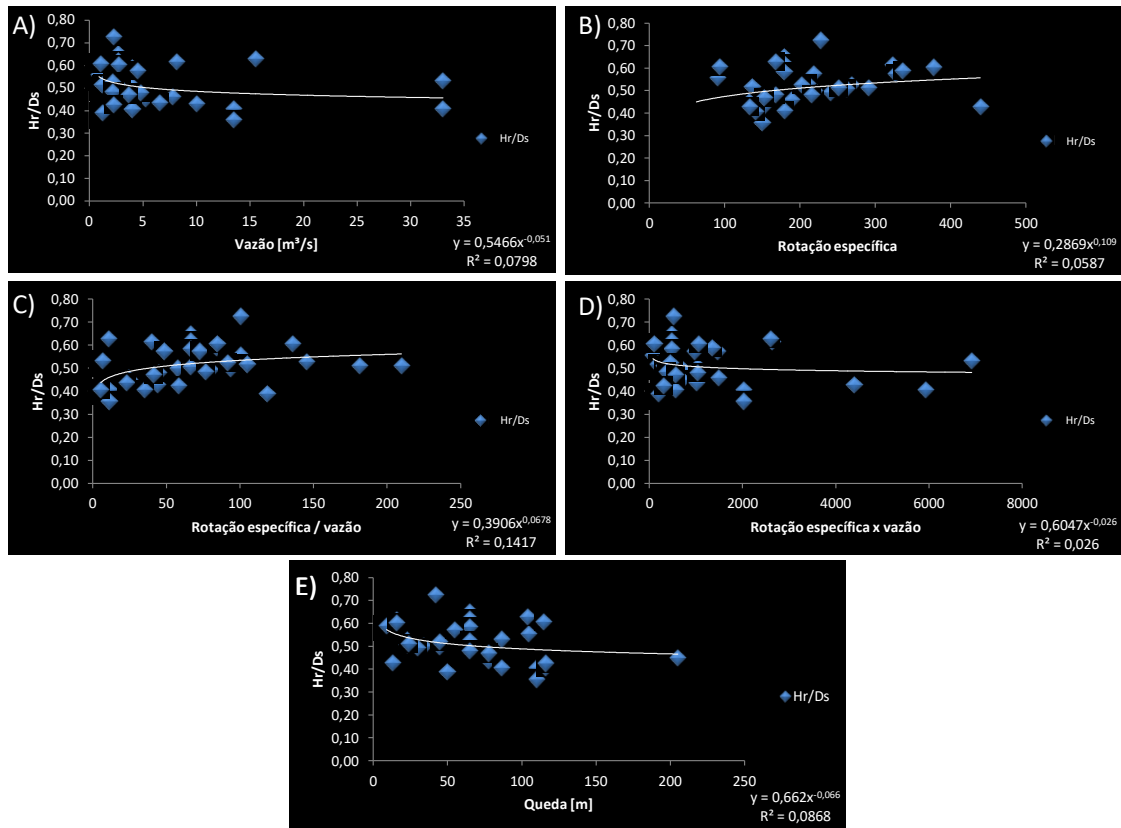


FIGURA 31 - Gráficos de “Hr/Ds” em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) rotação específica x vazão e E) queda da usina.

De maneira geral os gráficos apresentados na FIGURA 31 apresentaram baixa aderência, com os dados muito dispersos ao redor das curvas geradas. O baixo valor de R^2 resultantes das curvas geradas nos gráficos A), B), C), D) e E), respectivamente 0,08; 0,06; 0,14; 0,03 e 0,09, demonstra que nenhuma das curvas geradas nesta etapa foi adequada para prever com precisão a altura dos rotores analisados.

5.1.6. Número de pás do rotor (N_p)

Para análise do número de pás do rotor (N_p) foram gerados gráficos de “ N_p ” em função da vazão, da rotação específica, da razão e do produto entre essas duas variáveis e da queda da usina. A FIGURA 32 apresenta os gráficos que descrevem o número de pás (N_p) em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) rotação específica x vazão e E) queda da usina.

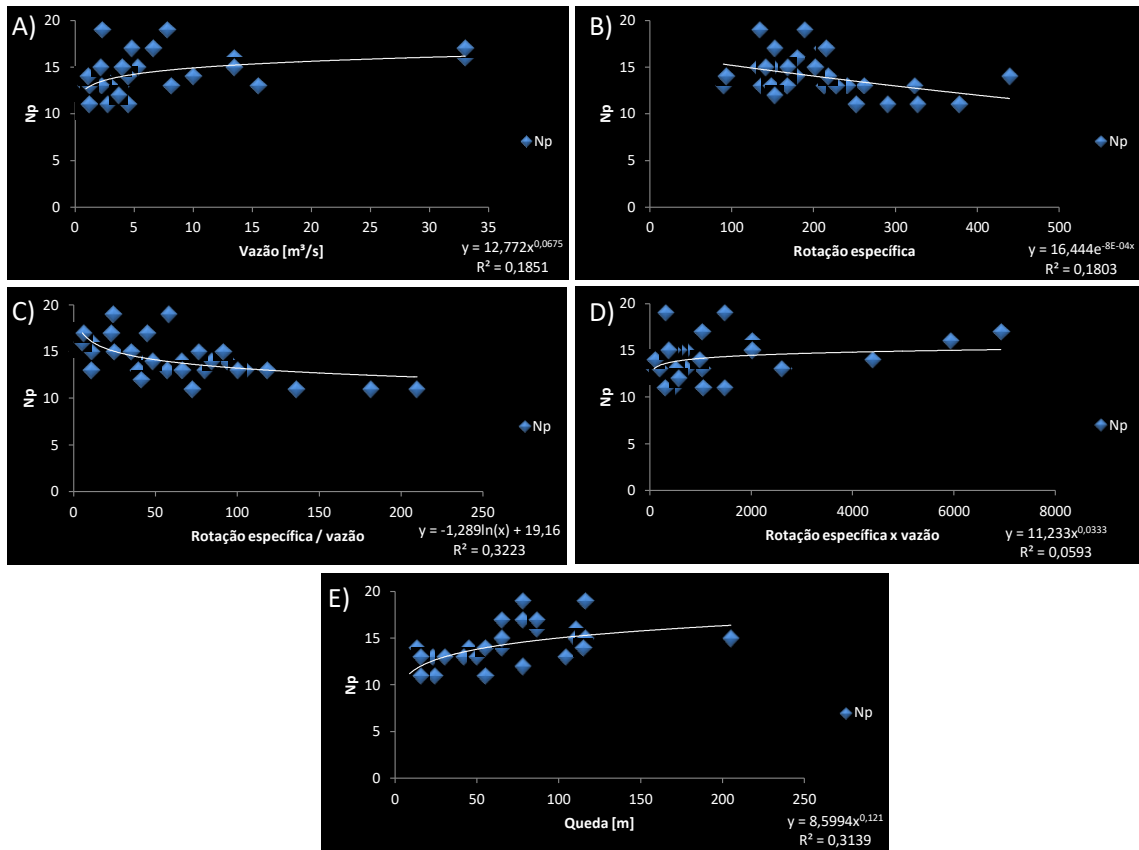


FIGURA 32 - Gráficos de “Np” em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) rotação específica x vazão e E) queda da usina.

De maneira geral os gráficos apresentados na FIGURA 32 apresentaram baixa aderência, com os dados muito dispersos ao redor das curvas geradas. O baixo valor de R^2 resultantes das curvas geradas nos gráficos A), B), C), D) e E), respectivamente 0,19; 0,18; 0,32; 0,06 e 0,31, demonstra que nenhuma das curvas geradas nesta etapa foi adequada para prever com precisão o número de pás do rotor de turbina.

Com a intenção de encontrar uma proposta que adeque melhor o conjunto de dados do sistema, um novo conjunto de gráficos foi gerado com as mesmas variáveis em x, mas com a razão “Np/Ds*” em y, no qual “Ds*” é o diâmetro de saída em metros.

A FIGURA 33 apresenta os gráficos que descrevem “Np/Ds*” em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) rotação específica x vazão e E) queda da usina.

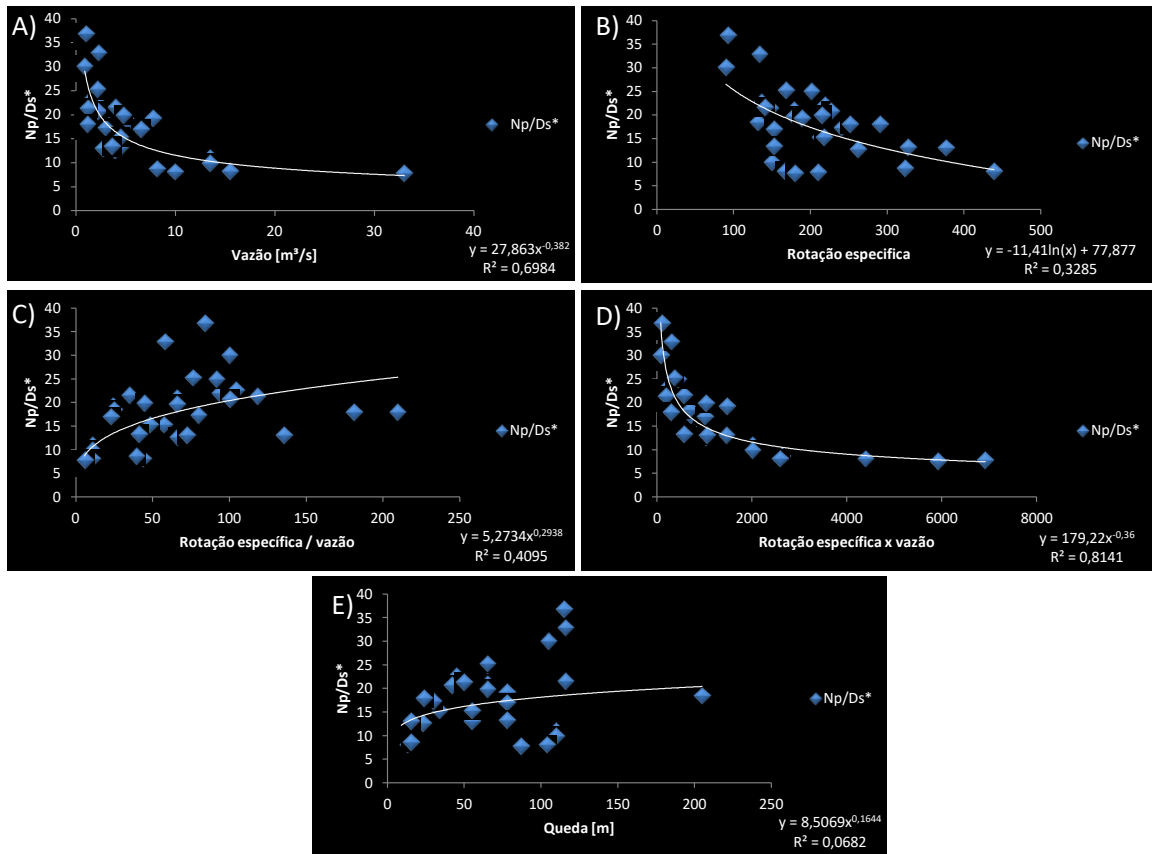


FIGURA 33 - Gráficos de “Np/Ds*” em função da A) vazão, B) rotação específica, C) rotação específica / vazão, D) rotação específica x vazão e E) queda da usina.

Apesar dos gráficos B), C) e E) da FIGURA 33 apresentarem dados bastante dispersos ao redor da curva, os gráficos A) e D), em que “Np/Ds*” está em função da vazão e do produto entre vazão e rotação específica, descreveram bem o conjunto de dados. Com destaque para o gráfico D), em que “Np/Ds*” aparece em função do produto da vazão e rotação específica e resultou em um R^2 de 0,81, diante do R^2 de 0,70 do gráfico A).

5.2. Roteiro simplificado para aplicação do Modelo Parametrizado (MP_{UFMG})

As equações desenvolvidas nesta pesquisa demonstraram-se como uma boa opção para serem utilizadas na construção de pré-projeto de rotores de turbina tipo Francis e para uso em pré-projeto das estruturas da casa de máquinas nas quais as dimensões da turbina influenciam diretamente as obras civis. Elas são apresentadas de forma condensada para os 6 parâmetros analisados na FIGURA 34, denominado de Modelo parametrizado (MP_{UFMG}), sendo o gráfico A) o parâmetro de Diâmetro de saída (Ds), B) o parâmetro de Diâmetro de entrada (De), C) o parâmetro de Abertura lateral (b), D) o parâmetro do Anel inferior do rotor (Aba), E) o

parâmetro de Altura do rotor (Hr) e F) o parâmetro de Número de pás do rotor (Np). Com validade nas seguintes condições:

- Queda da usina (H) entre 8,9 metros a 205,0 metros;
- Vazão (Q) entre 0,9 m³/s a 33,0 m³/s;
- Rotação específica (n_s) entre 89,9 a 439,3.

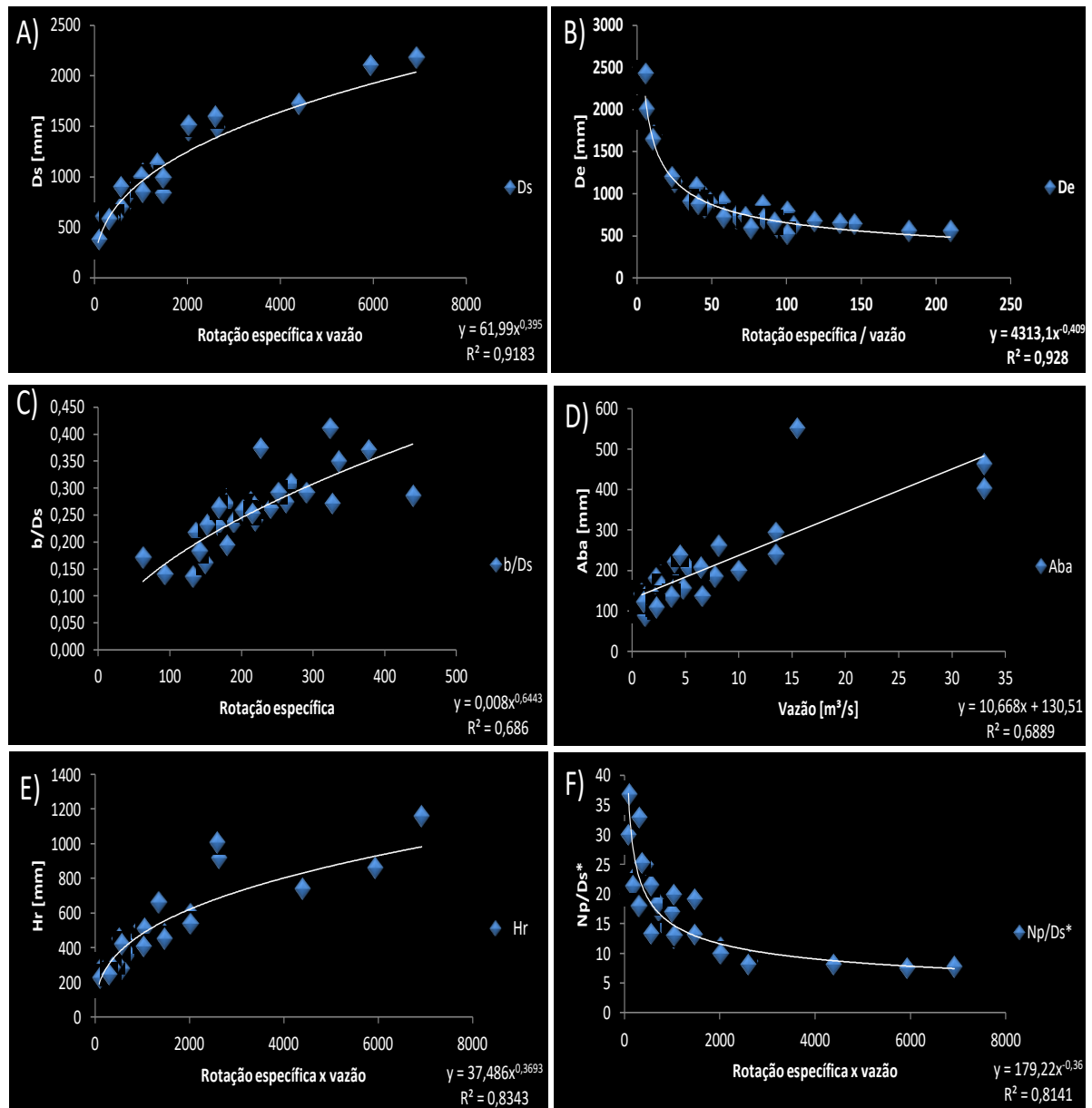


FIGURA 34 - Equações propostas pelo Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) desenvolvido.

As equações propostas neste trabalho, derivadas de rotores já existentes, carregando consigo o *know-how* e experiências dos projetistas, resultando desta forma em boas

ferramentas para o dimensionamento preliminar dos rotores, uma vez que o desenvolvimento puramente computacional é muito dispendioso e demorado conforme Choi, 2013.

O roteiro simplificado para dimensionamento segue o fluxograma apresentado na FIGURA 35.

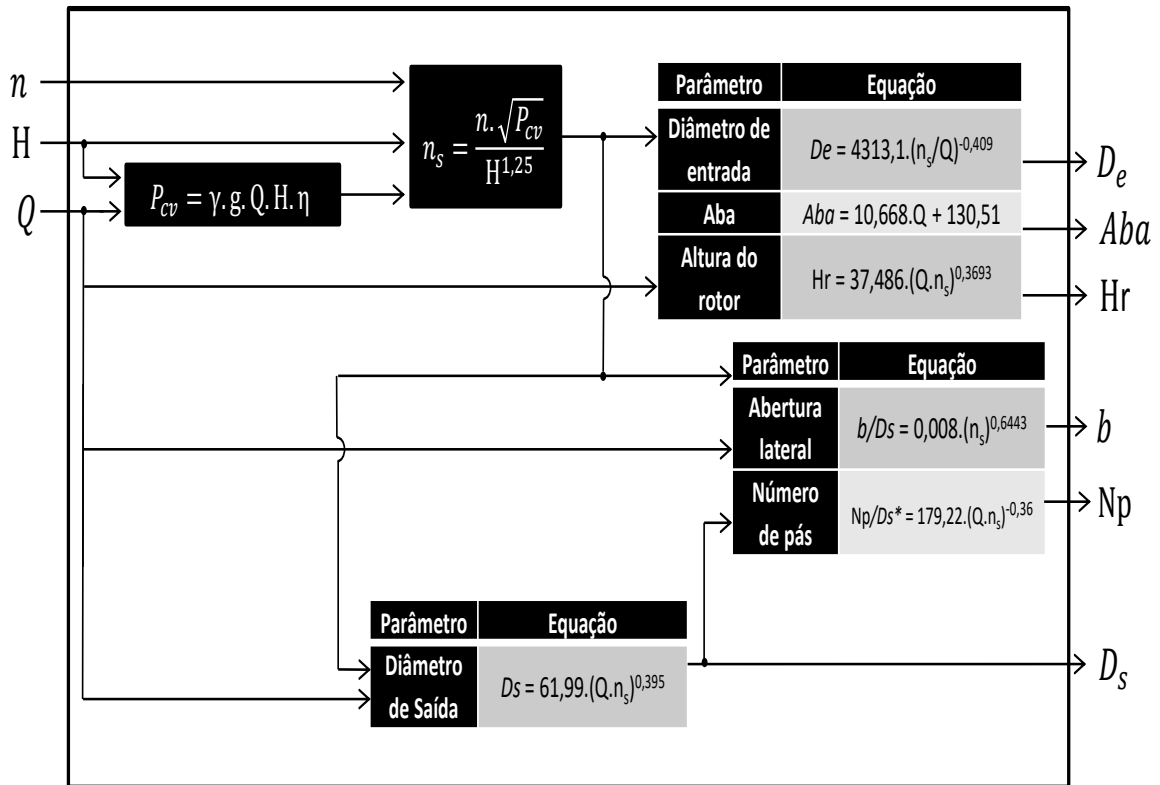


FIGURA 35 - Fluxograma simplificado para dimensionamento preliminar de rotor de turbina tipo Francis usando o (MP_{UFMG}).

Observa-se que de posse dos dados básicos da usina é possível determinar os parâmetros do rotor de turbina tipo Francis, desta forma o roteiro resultante tornou-se fácil, com equações pequenas e de fácil memorização.

As dispersões dos dados observados nos gráficos de velocidade (FIGURA 23 e FIGURA 25) apontam inviabilidade da sua utilização na definição dos diâmetros do rotor. Além disso, o uso dessas equações levaria a propagações sucessivas de erros.

Pode-se notar a grande dependência dessas dimensões, “ D_s ”, “ D_e ”, “ Aba ”, “ b ”, “ H_r ” e “ N_p ” com a vazão, “ Q ”, sendo essa variável considerada a mais importante (significativa) para o dimensionamento preliminar do rotor de turbina tipo Francis.

5.3. Validação e acareação

A TABELA 5 apresenta o conjunto de equações desenvolvidas no Modelo Parametrizado proposto neste trabalho.

TABELA 5. Equações desenvolvidas para todos os parâmetros “Ds”, “De”, “b”, “Aba”, “Hr” e “Np” (MP_{UFMG}).

Parâmetro	Equação
Diâmetro de saída (Ds)	$Ds = 61,99.(Q.n_s)^{0,395}$
Diâmetro de entrada (De)	$De = 4313,1.(n_s/Q)^{-0,409}$
Abertura lateral (b)	$b/Ds = 0,008.(n_s)^{0,6443}$
Anel inferior (Aba)	$Aba = 10,668.Q + 130,51$
Altura do rotor (Hr)	$Hr = 37,486.(Q.n_s)^{0,3693}$
Número de pás do rotor (Np)	$Np/Ds^* = 179,22.(Q.n_s)^{-0,36}$

Sendo:

Ds* - Diâmetro de saída em metros;

n_s - Rotação específica da turbina (equação 2).

As equações selecionadas foram então utilizadas para determinar os parâmetros de diâmetro de saída (Ds), diâmetro de entrada (De), abertura lateral (b), anel inferior (Aba), altura do rotor (Hr) e número de pás (Np) das Usinas 1, 2 e 3. Os resultados obtidos foram comparados com os resultados obtidos através das equações disponíveis no livro Projeto de Máquinas de Fluxo – TOMO III – Turbinas Hidráulicas com rotores tipo Francis, equações disponíveis no livro de Turbomáquinas Hidráulicas e com as dimensões reais dos três rotores das usinas de referência.

Para comparação de performance dos modelos em relação ao modelo proposto, os parâmetros calculados foram analisados pelo erro relativo percentual, equação (19) e para comparação dos resultados alcançados por cada modelo em relação ao valor real do parâmetro, foi feita uma análise dos valores absolutos.

5.3.1. Comparação entre o Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) e o Modelo Souza (MS)

Os gráficos da FIGURA 36 apresentam os erros relativos (%) dos valores encontrados através do Modelo Souza (MS) e do Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) proposto neste trabalho

em relação aos valores reais para cada uma das usinas avaliadas, denominadas de Usina 1, Usina 2 e Usina 3.

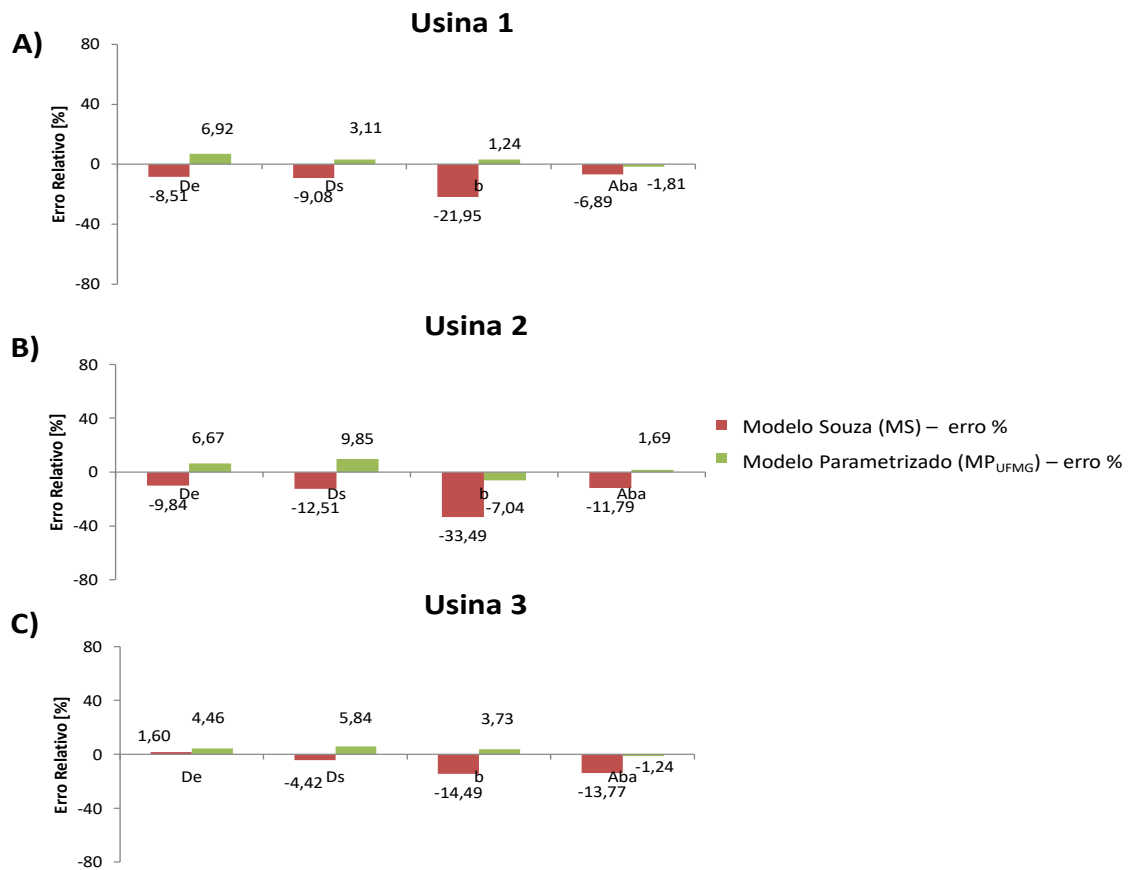


FIGURA 36 - Erros em relação às dimensões reais aplicando-se o Modelo Souza (MS) e o Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) para as usinas A) 1, B) 2 e C) 3.

Na TABELA 6 são apresentados os erros relativos cometidos ao se aplicar o Modelo Souza e o Modelo Parametrizado desenvolvido neste trabalho para essas três usinas. Os valores destacados em vermelho indicam os resultados mais próximos dos valores reais na comparação entre os modelos para cada parâmetro e usina analisados.

TABELA 6. Erro em relação aos valores reais, dos resultados obtido na previsão dos parâmetros das três usinas pelo Modelo Souza (MS) e o Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}).

Amostra	Modelo Souza (MS) - erro %				Modelo Parametrizado (MP _{UFMG}) - erro %			
	De	Ds	b	Aba	De	Ds	b	Aba
USINA 1	-8,51	-9,08	-21,95	-6,89	6,92	3,11	1,24	-1,81
USINA 2	-9,84	-12,51	-33,49	-11,79	6,67	9,85	-7,04	1,69
USINA 3	1,60	-4,42	-14,49	-13,77	4,46	5,84	3,73	-1,24

Os resultados demonstraram que os dois métodos apresentam boas aproximações aos valores reais quando se avalia as dimensões do diâmetro de entrada e diâmetro de saída. Os modelos cometeram erros menores que 10%, com exceção do diâmetro de saída da Usina 2, no qual o Modelo Souza propôs um valor de dimensão 12,5% menor do que o valor real.

Observa-se também que o Modelo Souza (MS) apresentou dificuldades para prever as dimensões de abertura lateral e “Aba”, cometendo erros no dimensionamento da abertura lateral de 33,5% a 14,5% menor que às dimensões reais. Na “Aba” as dimensões ficaram de 13,8% a 6,9% menor que o valor real. Para esses mesmos parâmetros o Modelo Parametrizado circundou o valor exato com uma faixa estreita de desvio, propondo valores com erros variando de -7,04% a 3,7% para o parâmetro de abertura lateral e de -1,8% a 1,7% para a “Aba” em relação às dimensões reais.

Em uma breve inspeção visual da TABELA 6, observa-se que há mais itens destacados no Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) desenvolvido neste trabalho do que no Modelo Souza (MS). O Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) conseguiu ser mais preciso em 10 dos 12 parâmetros analisados.

5.3.2. Comparação entre o Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) e o Modelo Unitário (MU_E)

Após plotar no gráfico as relações apresentadas na FIGURA 19, “ De/Ds ” e “ b/Ds ”, foram obtidas as relações e equações apresentados na FIGURA 37 e denominadas como equações do Modelo Unitário.

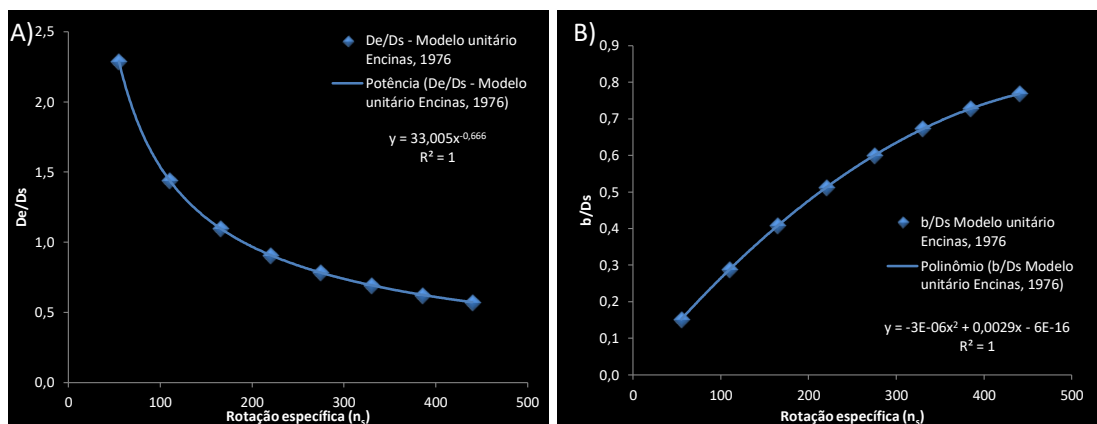


FIGURA 37 - Análise dos dados apresentados no Modelo Unitário (MU_E) em função da rotação específica, no qual A) os dados da relação “ De/Ds ” e B) a relação de “ b/Ds ”.

A dispersão dos dados se apresentou bem regular e as equações elaboradas para descrever as relações apresentaram R^2 máximo, de uma unidade. Demonstrando que as equações representam de fato 100% dos dados e as relações propostas pelo autor.

A FIGURA 38 apresenta no mesmo gráfico os dados propostos na FIGURA 19 (Encinas, 1976) e os dados reais levantados das 35 usinas analisadas.

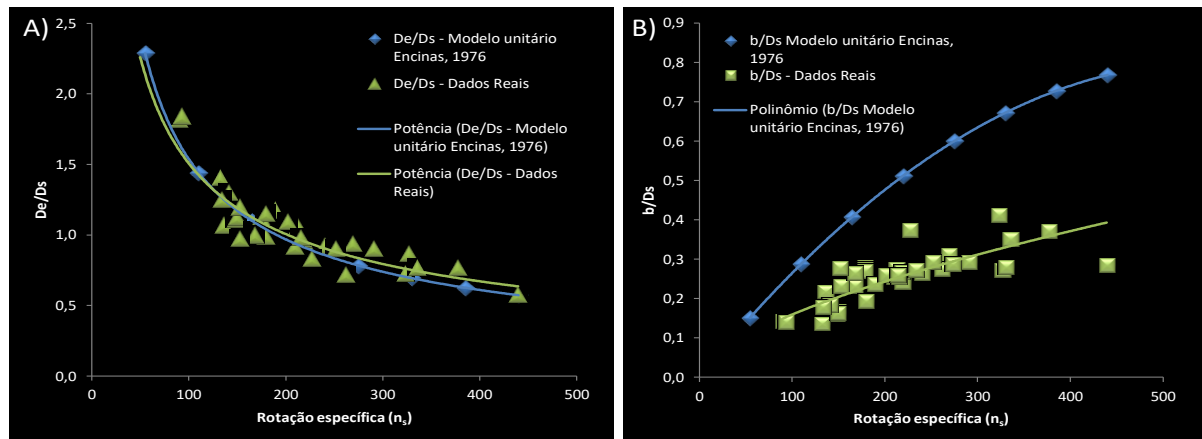


FIGURA 38 - Dispersão dos dados reais e dos dados do Modelo Unitário (MU_E) em função da rotação específica. Sendo A) a relação “De/Ds” e B) a relação “b/Ds”.

Na análise visual observamos que a relação proposta por Encinas, 1976; p128 no livro do diâmetro de entrada pelo diâmetro de saída, gráfico A), tem um comportamento bem similar ao que foi encontrado no campo com os dados reais das 35 usinas, sugerindo que as condições de trabalho do modelo estão alinhadas ao conjunto de dados utilizados nesta pesquisa. Por outro lado, à relação do gráfico B), razão entre a abertura lateral pelo diâmetro de saída, não apresentou boa afinidade aos dados reais, resultando de forma geral em relações maiores do que as encontradas na prática para uma mesma rotação específica.

Os gráficos da FIGURA 39, apresentam os erros relativos (%) dos valores encontrados através do Modelo Unitário (MU_E) e do Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) proposto neste trabalho em relação aos valores reais para cada uma das usinas avaliadas, denominadas de Usina 1, Usina 2 e Usina 3.

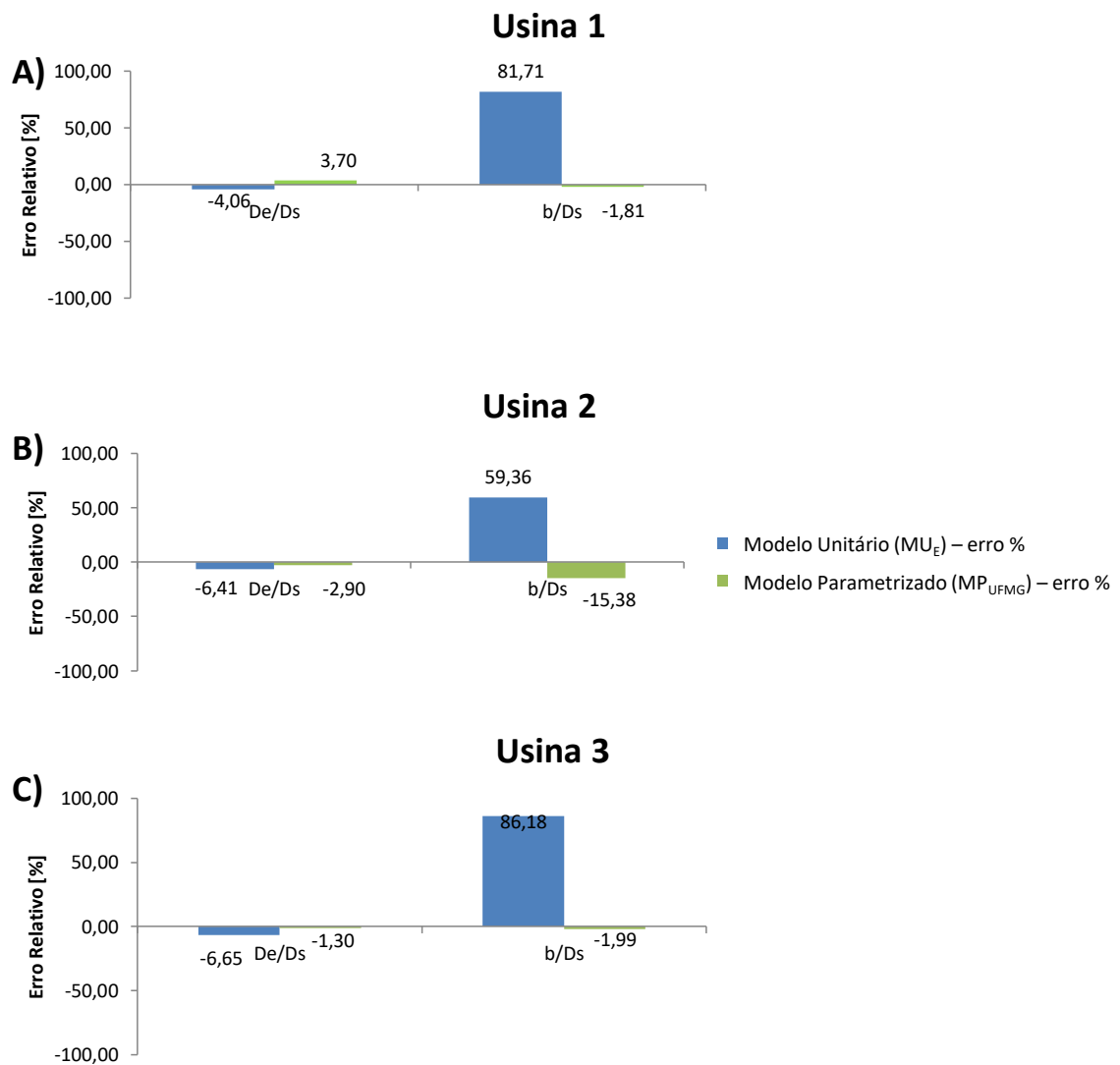


FIGURA 39 - Erros em relação às dimensões reais aplicando-se o Modelo Unitário (MU_E) e o Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) para as usinas A) 1, B) 2 e C) 3.

Na TABELA 7 são apresentados os erros relativos cometidos ao se aplicar o Modelo Unitário (MU_E) e o Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) desenvolvido neste trabalho para essas três usinas. Os valores destacados em vermelho indicam os resultados mais próximos dos valores reais na comparação entre os modelos para cada parâmetro e usina analisada.

TABELA 7. Erro em relação aos valores reais, dos resultados obtidos na previsão dos parâmetros das três usinas pelo Modelo Unitário (MU_E) e pelo Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}).

Amostra	Modelo Unitário (MU_E) - erro %		Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) - erro %	
	De/Ds	b/Ds	De/Ds	b/Ds
USINA 1	-4,06	81,71	3,70	-1,81
USINA 2	-6,41	59,36	-2,90	-15,38
USINA 3	-6,65	86,18	-1,30	-1,99

Analisando as respostas encontradas nos dois modelos, ambos apresentaram resultados próximos aos valores reais para relação “De/Ds”. O MU_E obteve resultados com erros menores que 10% em comparação ao valor real da relação e os resultados do MP_{UFMG} obtiveram erros menores que 5% do valor real da relação.

O MU_E obteve relações com 4,1%, 6,4% e 6,7% menores do que os valores reais para as Usinas 1, 2 e 3, enquanto o MP_{UFMG} alcançou a relação com valor de 3,7% maior do que a relação real para a Usina 1 e 2,9% e 1,3% menor do que a relação real nas Usinas 2 e 3.

O MP_{UFMG} conseguiu prever com precisão a relação de “b/Ds” com apenas um desvio, o da Usina 2, o erro cometido quando se aplicou o MP_{UFMG} foi 15,4%. No MU_E , todas as dimensões calculadas ficaram superdimensionadas em relação às dimensões encontradas na prática, propondo relações com valores acima de 50% do valor real, demonstrando não ser uma boa ferramenta para esse parâmetro.

Na análise entre os modelos, TABELA 7, observa-se que para todos os parâmetros analisados, o MP_{UFMG} desenvolvido neste trabalho conseguiu prever melhor quais seriam as relações, sendo mais preciso em 6 dos 6 parâmetros analisados.

5.3.3. Comparação entre o Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) e o Modelo Prático Norte-americano ($MPNA_E$)

As equações utilizadas no Modelo Prático Norte-americano ($MPNA_E$) estão em função apenas da potência da usina, queda da usina e rotação nominal da turbina, desta forma a FIGURA 40 apresenta no gráfico A) a razão do diâmetro de entrada pelo diâmetro de saída se as 35 usinas analisadas fossem concebidas através dessas equações, no gráfico B) a dispersão da razão “De/Ds” dos dados reais das 35 usinas e no gráfico C) a superposição dos dados calculados em A) e a razão “De/Ds” dos dados reais apresentados em B).

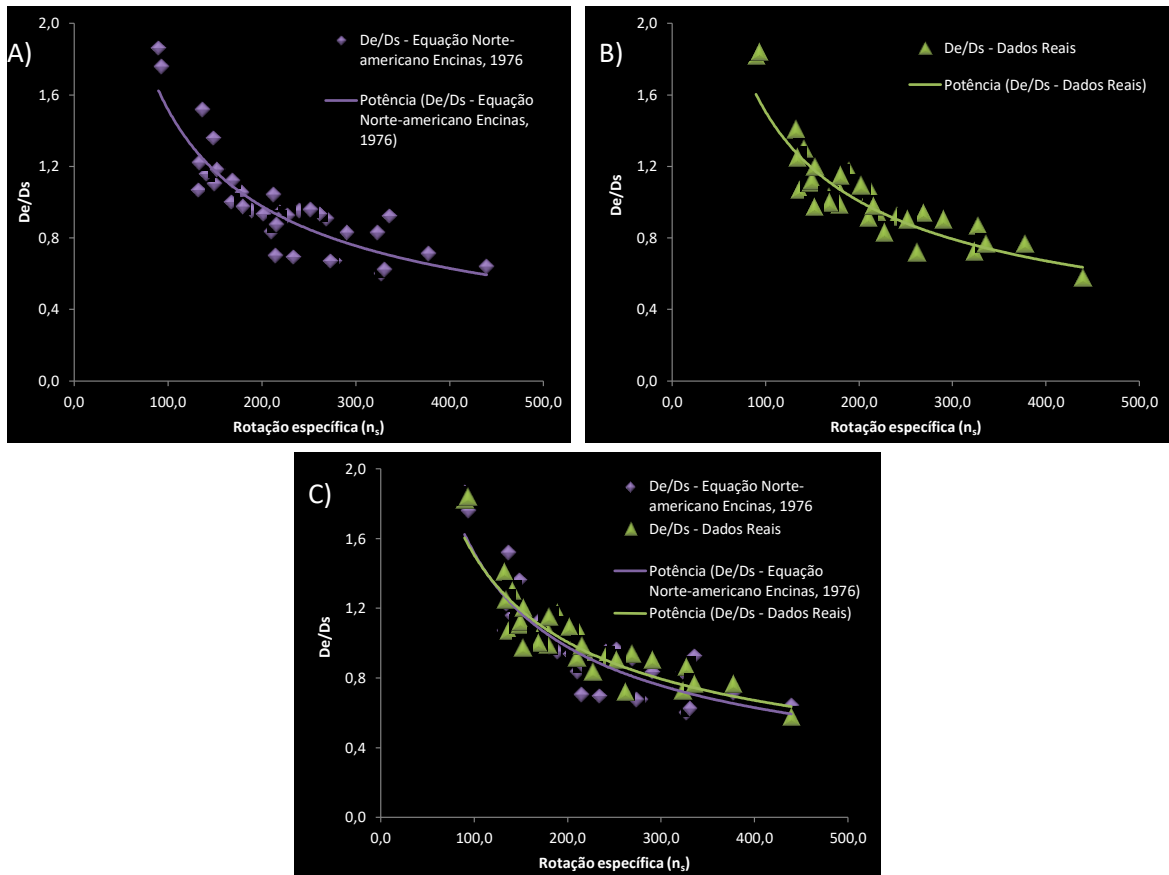


FIGURA 40 - Análise do Modelo Prático Norte-americano (MPNA_E). Sendo em A) Razão “De/Ds” resultante da aplicadas do Modelo Prático Norte-americano (MPNA_E) nas usinas analisadas, em B) dispersão dos dados da razão “De/Ds” dos dados reais e em C) a superposição do resultado encontrado em A e os dados reais encontrados em B).

Analisando os gráficos, principalmente a composição do gráfico C), nos quais foram plotadas as relações “De/Ds” obtidas com as equações do MPNA_E para as 35 usinas analisadas e a relação “De/Ds” dos dados reais, observa-se que existe uma afinidade e uma convergência muito grande entre os valores. As linhas contínuas, que são os ajustes de cada conjunto de dados demonstram que os resultados convergem à medida que as rotações específicas reduzem, sugerindo a convergência de condições de trabalho do modelo aos dados utilizados nesta pesquisa.

Os gráficos da FIGURA 41 apresentam os erros relativos (%) dos valores encontrados através do MPNA_E e do MP_{UFMG} em relação aos valores reais para cada uma das usinas avaliadas, denominadas de Usina 1, Usina 2 e Usina 3.

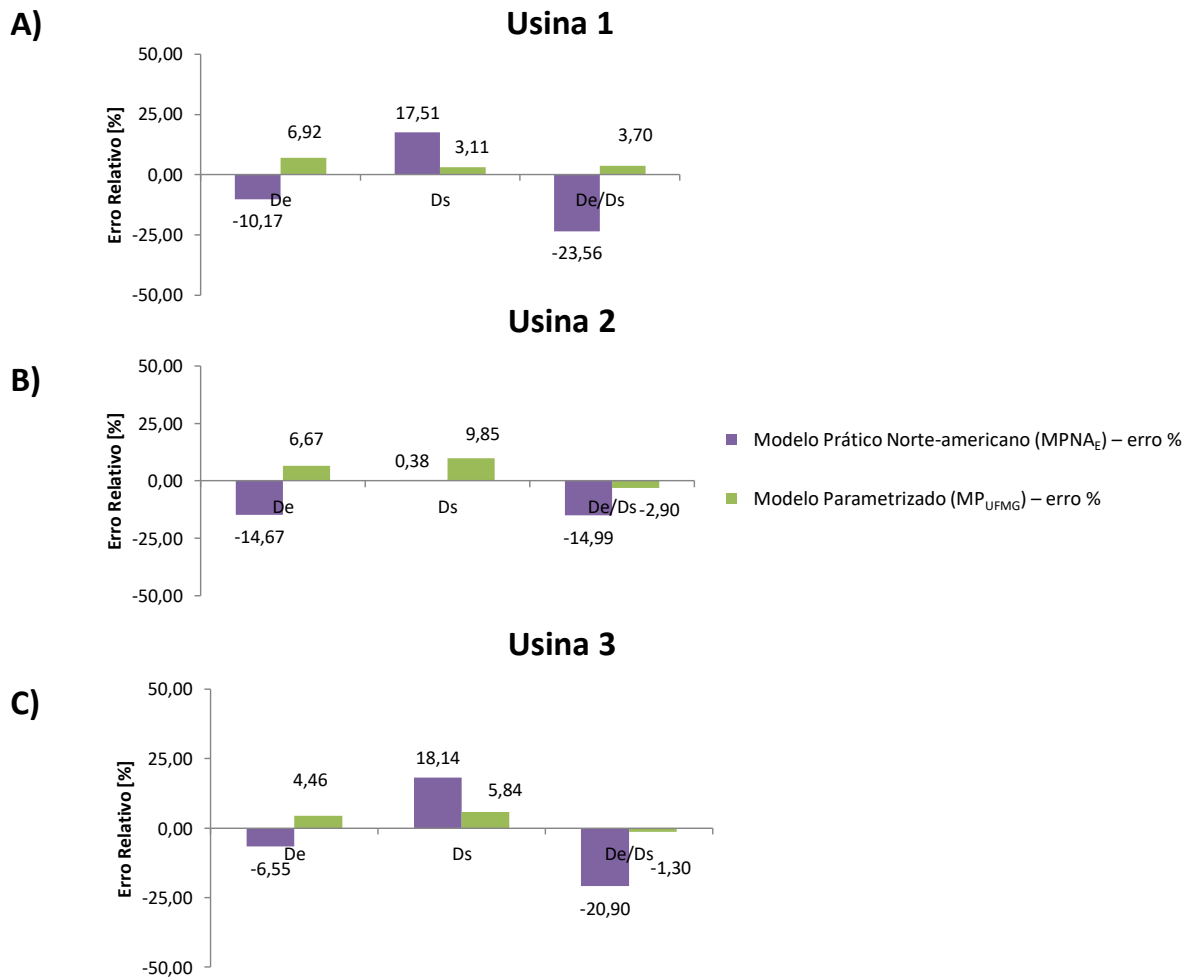


FIGURA 41 - Erros em relação às dimensões reais aplicando-se o Modelo Prático Norte-americano (MPNA_E) e o Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) para as usinas A) 1, B) 2 e C) 3.

Na TABELA 8 são apresentados os erros relativos cometidos ao se aplicar o Modelo Prático Norte-americano e o Modelo Parametrizado desenvolvido neste trabalho para essas três usinas. Os valores destacados em vermelho indicam os resultados mais próximos aos valores reais na comparação entre os modelos, para cada parâmetro e usina analisada.

TABELA 8. Erro em relação aos valores reais, dos resultados obtido na previsão dos parâmetros das três usinas pelo Modelo Prático Norte-americano (MPNA_E) e pelo Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}).

Amostra	Modelo Prático Norte-americano (MPNA _E) - erro %			Modelo Parametrizado (MP _{UFMG}) - erro %		
	De	Ds	De/Ds	De	Ds	De/Ds
USINA 1	-10,17	17,51	-23,56	6,92	3,11	3,70
USINA 2	-14,67	0,38	-14,99	6,67	9,85	-2,90
USINA 3	-6,55	18,14	-20,90	4,46	5,84	-1,30

O $MPNA_E$ propôs para o diâmetro de entrada, dimensões menores do que as dimensões reais, com valores menores em 10,2%, 14,7% e 6,6% nas Usinas 1, 2 e 3 respectivamente. O MP_{UFMG} propôs dimensões de diâmetro de entrada maiores do que as encontradas na prática, com valores maiores em 6,9%, 6,7% e 4,5% respectivamente nas usinas 1, 2 e 3.

Para o diâmetro de saída, o $MPNA_E$ propôs dimensões maiores do que as reais com erros grosseiros nas Usinas 1 e 3. Os erros cometidos nas usinas 1 e 3 pelo Modelo Prático Norte-americano ($MPNA_E$) foram de 17,5% e 18,1% maiores do que os valores reais respectivamente. O MP_{UFMG} também propôs dimensões maiores do que as reais, porém maiores em 3,1%, 9,9% e 5,8% para as Usinas 1, 2 e 3.

Quando se analisa a relação “De/Ds”, a divergência com a relação real se acentua no $MPNA_E$ e o fenômeno inverso é observado no MP_{UFMG} . O Modelo Parametrizado tem uma convergência ainda maior aos dados reais na análise adimensional da razão do diâmetro de entrada e diâmetro de saída. A divergência no Modelo Prático Norte-americano pode ser explicada devido à rotação específica das Usinas 1, 2 e 3, que são respectivamente 166, 190 e 208. O que posicionam essas usinas na região central do gráfico, região onde a diferença entre as linhas de tendência do modelo e dos dados reais começam a se acentuar, FIGURA 40 gráfico C).

Os resultados encontrados demonstraram que apesar da boa aproximação entre os modelos para os parâmetros analisados, o Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) se mostrou mais poderoso para prever as dimensões das três usinas utilizadas com padrão neste trabalho. Analisando a TABELA 8, o Modelo Parametrizado foi mais preciso em 8 dos 9 parâmetros comparados.

5.3.4. Considerações finais da validação

Neste item serão apresentados os resultados obtidos através dos modelos compilados em função do parâmetro e do valor absoluto das grandezas.

5.3.4.1. Diâmetro de saída (Ds)

A FIGURA 42 apresenta os valores absolutos do diâmetro de saída encontrados aplicando-se o Modelo Souza (MS); Modelo Prático Norte-americano ($MPNA_E$) e o Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}). O Modelo Unitário (MU_E) não determina esse parâmetro. As linhas

tracejadas são as dimensões reais do diâmetro de saída dos rotores de turbina da Usina 1, Usina 2 e Usina 3.

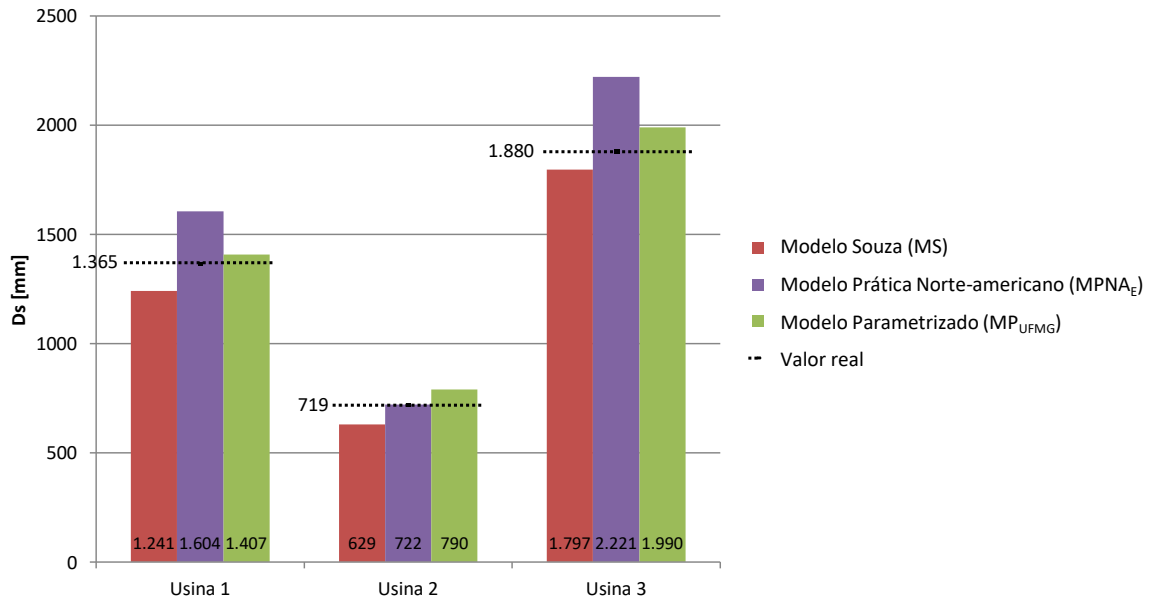


FIGURA 42 - Comparação dos valores do diâmetro de saída (D_s), em milímetros, obtidos pelo Modelo Souza (MS), Modelo Prático Norte-americano (MPNA_E) e pelo Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) com os valores reais dos rotores de turbina tipo Francis das Usinas 1, 2 e 3.

De forma geral o MP_{UFMG} propôs valores acima dos encontrados na prática e o MS propôs valores menores do que os encontrados na prática para todas as usinas.

Os modelos que mais se aproximaram dos valores exatos para as Usinas 1, 2 e 3 foram respectivamente o Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}), Modelo Prático Norte-americano (MPNA_E) e Modelo Souza (MS).

O Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) obteve um diâmetro de saída de 1.407 mm para a Usina 1, na qual o valor real é de 1.365 mm. O Modelo Prático Norte-americano (MPNA_E) propôs para a Usina 2 o diâmetro de saída de 722 mm, no qual o diâmetro de saída real tem a dimensão de 719 mm. A Usina 3 foi melhor representada pelo Modelo Souza (MS) que obteve o diâmetro de saída de 1.797 mm, sendo que o valor real é de 1.880 mm.

5.3.4.2. Diâmetro de entrada (De)

A FIGURA 43 apresenta os valores absolutos do diâmetro de entrada encontrados aplicando-se o Modelo Souza (MS); Modelo Prático Norte-americano (MPNA_E) e o Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}). O Modelo Unitário (MU_E) não determina esse parâmetro. As linhas

tracejadas são as dimensões reais do diâmetro de entrada dos rotores de turbina da Usina 1, Usina 2 e Usina 3.

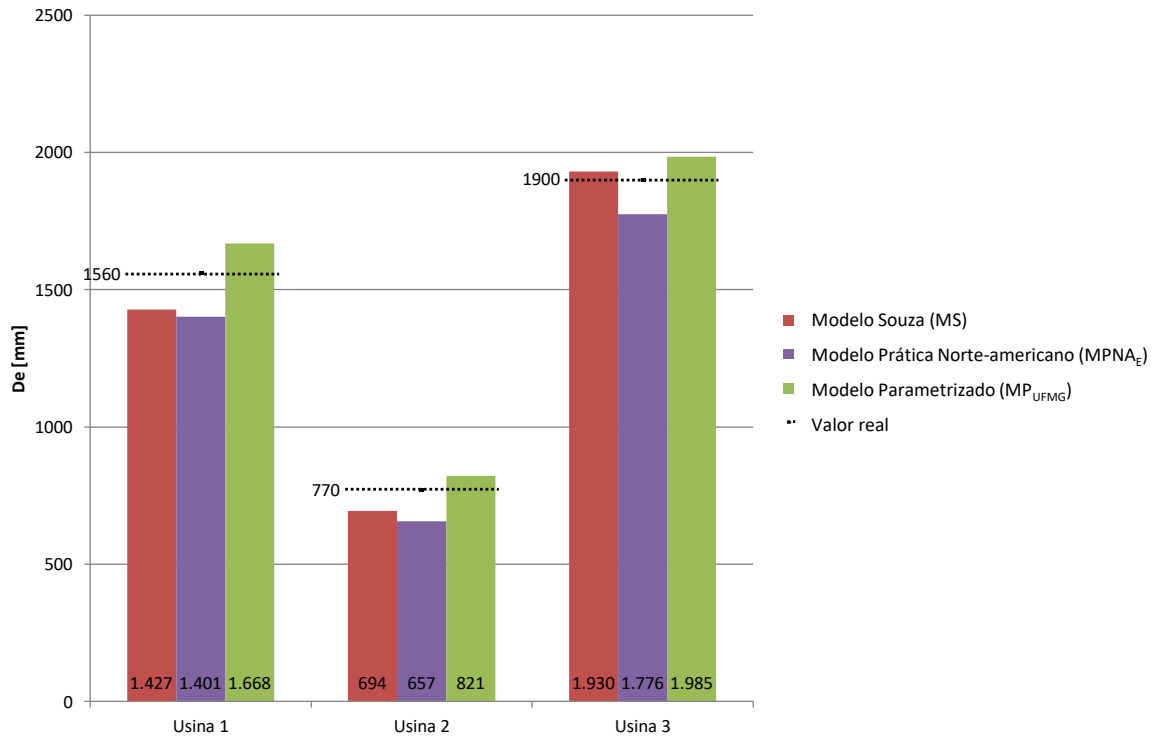


FIGURA 43 - Comparação dos valores do diâmetro de entrada (De), em milímetros, obtidos pelo Modelo Souza (MS), Modelo Prática Norte-americano (MPNA_E) e pelo Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) com os valores reais dos rotores de turbina tipo Francis das Usinas 1, 2 e 3.

De uma forma geral pode-se observar que o Modelo Prático Norte-americano (MPNA_E) propôs valores menores que os valores reais para todas as usinas, enquanto o Modelo Parametrizado propôs valores maiores.

Os resultados demonstraram que para as Usinas 1 e 2, o Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) foi mais preciso, resultando em diâmetros de entrada de 1.668 mm para a Usina 1 e 821 mm para a Usina 2, sendo que os valores reais são respectivamente 1.560 mm e 770 mm.

A Usina 3 obteve o melhor resultado com o Modelo Souza (MS), que propôs o diâmetro de entrada igual a 1.930 mm, perante o diâmetro de entrada real de 1.900 mm.

5.3.4.3. Razão do diâmetro de entrada pelo diâmetro de saída (De/Ds)

A FIGURA 44 apresenta os valores da razão do diâmetro de entrada pelo diâmetro de saída, (De/Ds), encontrados aplicando-se o Modelo Souza (MS); Modelo Prático Norte-americano (MPNA_E); Modelo Unitário (MU_E) e o Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}). As

linhas tracejadas são os valores reais da razão do diâmetro de entrada pelo diâmetro de saída dos rotores de turbina da Usina 1, Usina 2 e Usina 3.

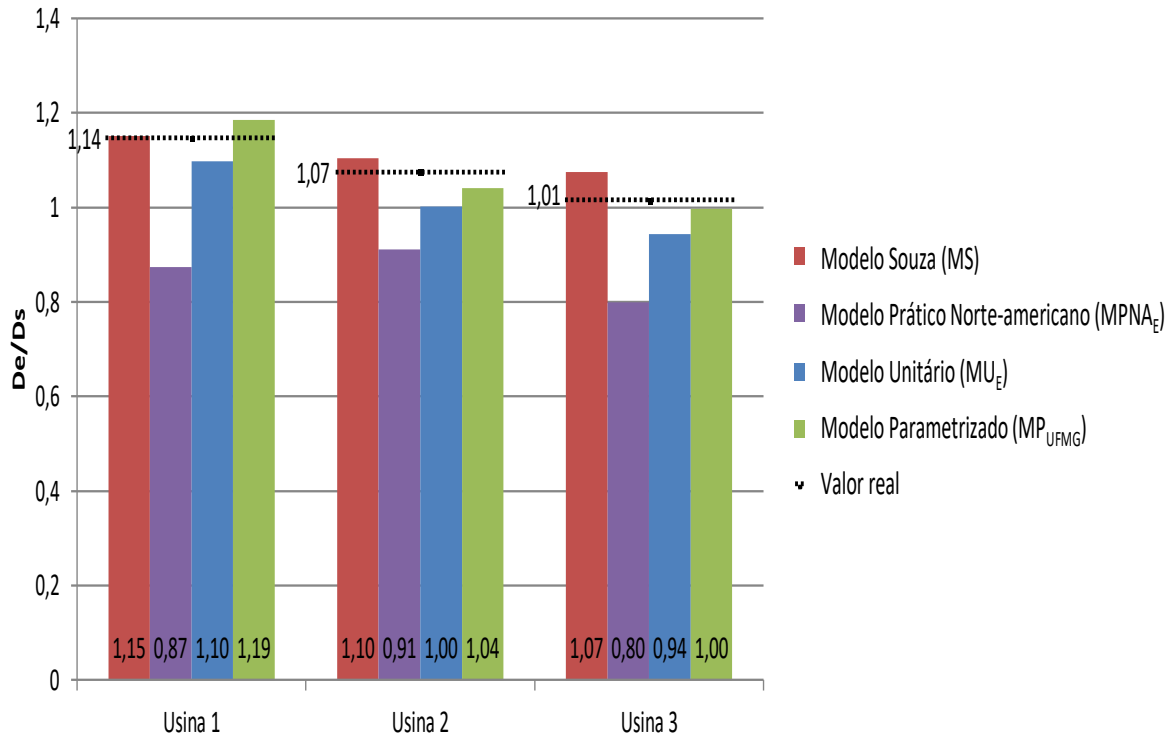


FIGURA 44 - Comparação dos valores da razão entre diâmetro de entrada e diâmetro de saída (De/Ds), obtidos pelo Modelo Souza (MS), Modelo Prático Norte-americano (MPNA_E), Modelo Unitário (MU_E) e pelo Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) com os valores de razão reais dos rotores de turbina tipo Francis das Usinas 1, 2 e 3.

Os resultados obtidos para a razão de diâmetro de entrada (De) pelo diâmetro de saída (Ds) pôde-se observar que de forma geral as propostas do Modelo Prático Norte-americano e do Modelo Unitário ficaram aquém dos resultados encontrados pelo Modelo Souza e pelo Modelo Parametrizado.

O MS obteve o melhor resultado para a relação da Usina 1, propondo a relação de 1,15, sendo que o valor verdadeiro é de 1,14. Na Usina 2 o MS e o MP_{UFMG} empataram em modulo, foram obtidos respectivamente 1,10 e 1,04, na qual a relação real é de 1,07. A Usina 3 foi melhor representada pelo MP_{UFMG} que obteve a razão de 1,00, sendo que o valor real da razão é de 1,01.

É possível observar pelos dados reais, linhas tracejadas, que com o aumento da rotação específica, Usina 1 ($n_s = 166$), Usina 2 ($n_s = 190$) e Usina 3 ($n_s = 208$), ocorre a redução da razão “ De/Ds ”, ou seja, o diâmetro de saída de fato aumenta em relação ao diâmetro de

entrada, alinhado com as observações propostas por Encinas, 1976; Macintyre, 1983; Souza, 2011 e Simone, 2013 nas figuras FIGURA 15 e FIGURA 16.

5.3.4.4. Abertura lateral (b)

A FIGURA 45 apresenta os valores absolutos da abertura lateral (b) encontrados aplicando-se o Modelo Souza (MS) e o Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}). O Modelo Prático Norte-americano ($MPNA_E$) e o Modelo Unitário (MU_E) não determinam esse parâmetro. As linhas tracejadas são as dimensões reais da abertura lateral dos rotores de turbina da Usina 1, Usina 2 e Usina 3.

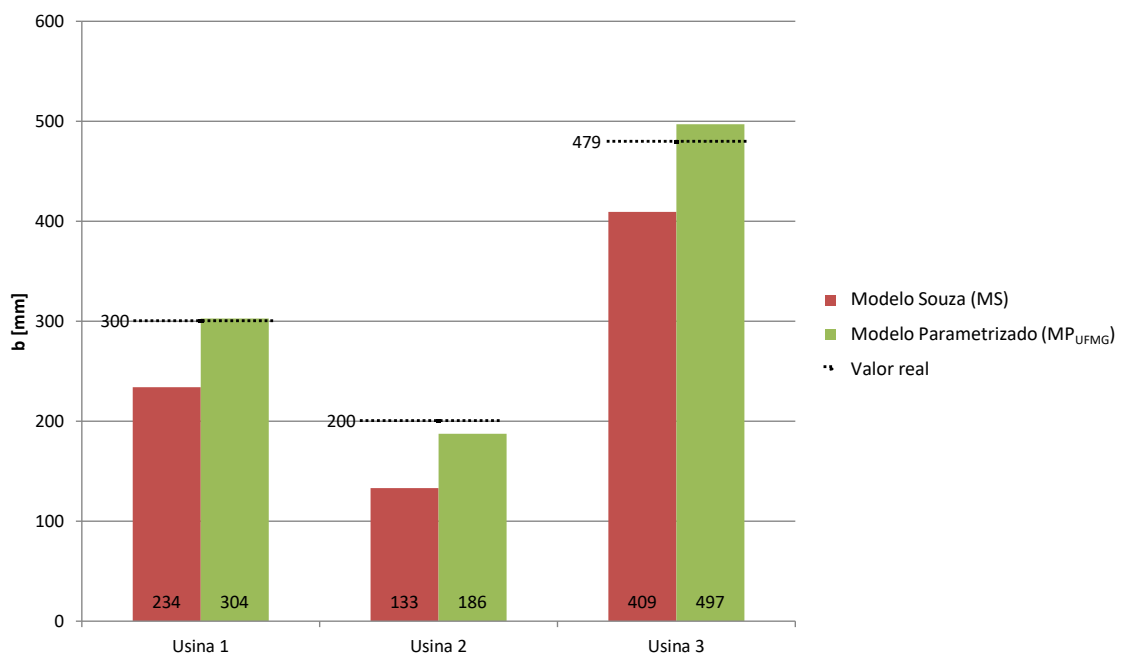


FIGURA 45 - Comparação dos valores da abertura lateral (b), em milímetros, obtidos pelo Modelo Souza (MS) e pelo Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) com os valores reais dos rotores de turbina tipo Francis das Usinas 1, 2 e 3.

Pode-se observar que o Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) obteve resultados mais próximos do real do que o Modelo Souza (MS) nas três usinas.

O Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) obteve para a Usina 1 a dimensão de 304 mm de abertura lateral enquanto o valor encontrado na prática foi de 300 mm, na Usina 2 foi proposto uma abertura lateral de 186 mm, sendo que o valor real é de 200 mm e na Usina 3 os resultados apontaram o tamanho de 497 mm, diante do valor real de 479 mm.

5.3.4.5. Razão da abertura lateral pelo diâmetro de saída (b/Ds)

A FIGURA 46 apresenta os valores da razão da abertura lateral pelo diâmetro de saída, (b/Ds), encontrados aplicando-se o Modelo Souza (MS); Modelo Unitário (MU_E) e o Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}). O Modelo Prático Norte-americano (MPNA_E) não determina esse parâmetro. As linhas tracejadas são os valores reais da razão da abertura lateral pelo diâmetro de saída dos rotores de turbina da Usina 1, Usina 2 e Usina 3.

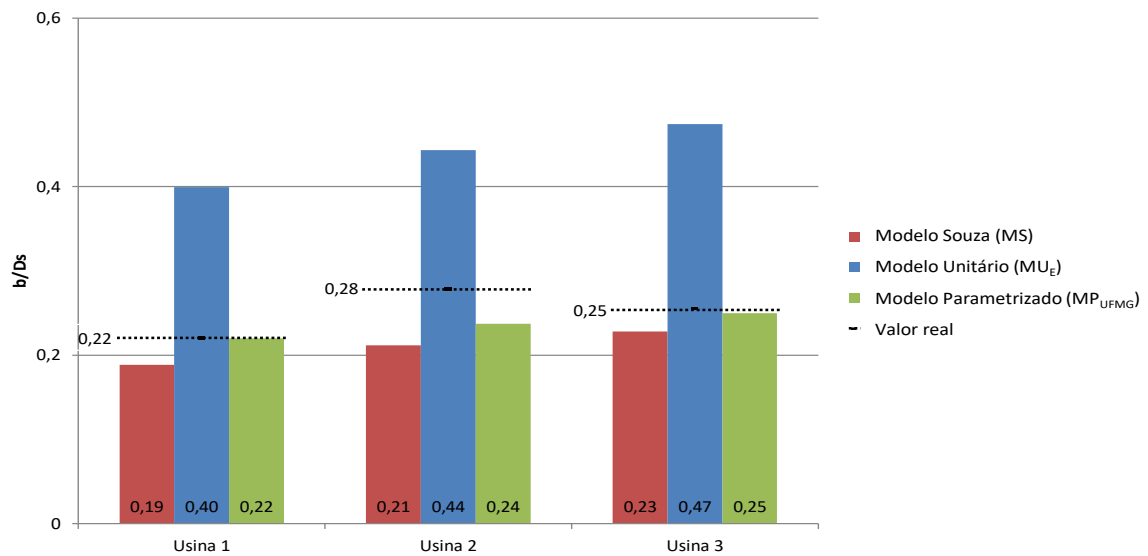


FIGURA 46 - Comparação dos valores da razão entre abertura lateral e diâmetro de saída (b/Ds), obtidos pelo Modelo Souza (MS), Modelo Unitário (MU_E) e pelo Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) com os valores de razão reais dos rotores de turbina tipo Francis das Usinas 1, 2 e 3.

Em uma inspeção visual é possível notar um destaque negativo aos valores obtidos pelo Modelo Unitário (MU_E), os valores resultantes deste modelo foram bem divergentes dos valores encontrados na prática.

O Modelo Parametrizado obteve resultados mais próximos do valor real do que os modelos MS e MU_E. O Modelo Parametrizado obteve para a Usina 1 a razão de 0,22, que é o mesmo valor encontrado na prática, na Usina 2 foi proposto uma relação de 0,24, sendo que a relação real é de 0,28 e na Usina 3 o resultado apontou a razão de 0,25, diante do mesmo valor encontrado no rotor real, 0,25.

É possível observar pelos dados reais, linhas tracejadas, que com o aumento da queda da usina, Usina 1 (H = 186 metros), Usina 2 (H = 92 metros) e Usina 3 (H = 107,5 metros), ocorre a redução da razão “b/Ds”, alinhado com as observações propostas por Wang, 2012 apresentada na revisão bibliográfica.

5.3.4.6. Aba (Anel ou cinta inferior)

A FIGURA 47 apresenta os valores absolutos da “Aba” encontrados aplicando-se o Modelo Souza (MS) e o Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}). O Modelo Prático Norte-americano ($MPNA_E$) e o Modelo Unitário (MU_E) não determinam esse parâmetro. As linhas tracejadas são as dimensões reais da “Aba” dos rotores de turbina da Usina 1, Usina 2 e Usina 3.

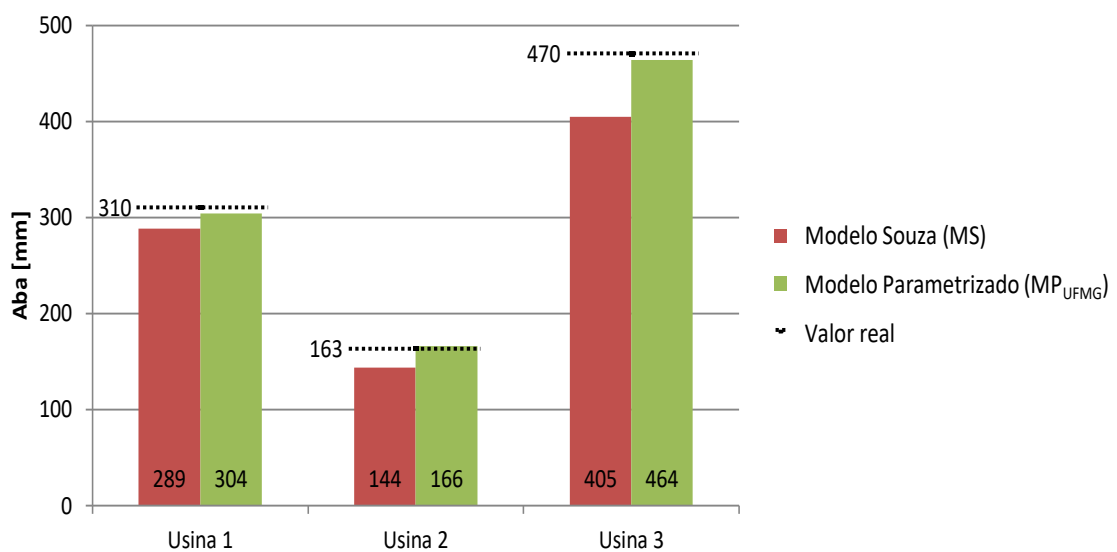


FIGURA 47 - Comparação dos valores da “Aba”, em milímetros, obtidos pelo Modelo Souza (MS) e pelo Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) com os valores reais dos rotores de turbina tipo Francis das Usinas 1, 2 e 3.

Em relação ao dimensionamento da “Aba” do rotor de turbina, o Modelo Parametrizado obteve para a Usina 1 a dimensão de 304 mm de “Aba” enquanto o valor encontrado na prática foi de 310 mm, na Usina 2 foi proposto uma “Aba” de 166 mm, sendo que o valor real é de 163 mm e na Usina 3 o resultado apontou o tamanho de 464 mm, diante do valor real de 470 mm. Desta forma, o Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) obteve resultados mais próximos do valor real do que o Modelo Souza (MS).

5.3.4.7. Altura do rotor (Hr)

A FIGURA 48 apresenta os valores absolutos da altura do rotor encontrados aplicando-se o Modelo Parametrizado. Dentre os modelos, apenas o MP_{UFMG} possui equação

para determinar esse parâmetro. As linhas tracejadas são as dimensões reais da altura dos rotores de turbina da Usina 1, Usina 2 e Usina 3.

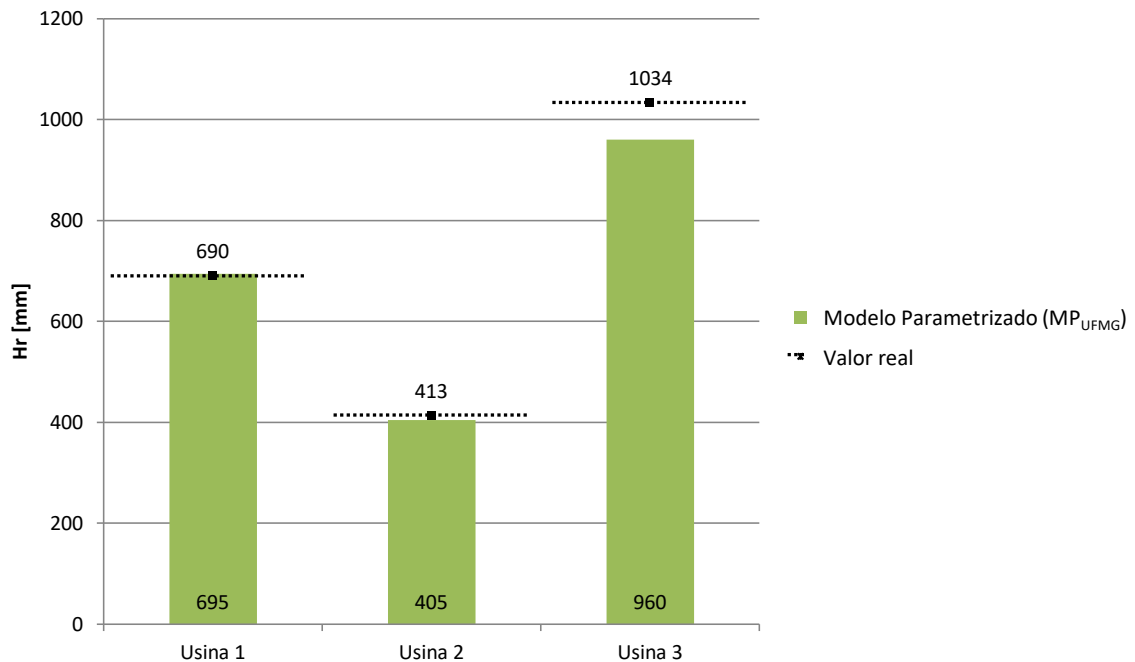


FIGURA 48 - Comparação dos valores da altura do rotor (Hr), em milímetros, obtidos pelo Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) com os valores reais dos rotores de turbina tipo Francis das Usinas 1, 2 e 3.

Em relação ao dimensionamento da altura do rotor de turbina (Hr), o Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) obteve para a Usina 1 a dimensão de 695 mm enquanto o valor verdadeiro na prática é de 690 mm. Na Usina 2 foi proposto uma altura de 405 mm, sendo que o valor real é de 413 mm. Na Usina 3 o resultado apontou o tamanho de 960 mm, diante do valor real de 1034 mm. A equação demonstrou ser bem precisa para definição da altura dos rotores.

5.3.4.8. Número de pás do rotor (Np)

A FIGURA 49 apresenta os valores alcançados utilizando a equação do Modelo Parametrizado para o número de pás do rotor (Np). Dentre os modelos, apenas o MP_{UFMG} possui equação para determinar esse parâmetro. As linhas tracejadas são os números de pás reais dos rotores de turbina da Usina 1, Usina 2 e Usina 3.

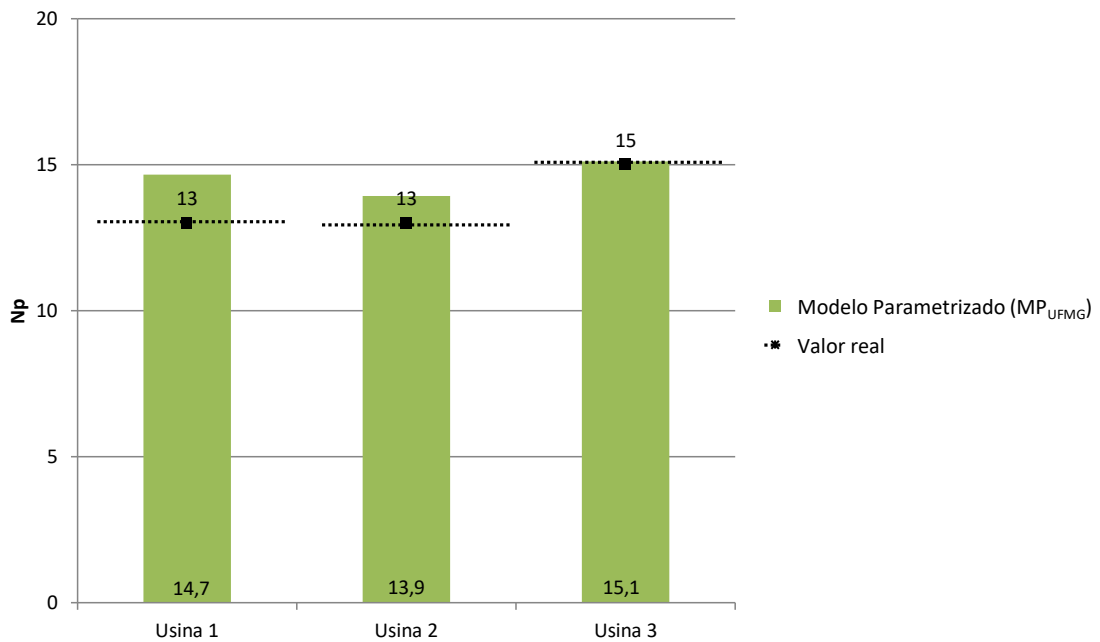


FIGURA 49 - Comparação dos valores do número de pás dos rotores (N_p) obtidos pelo Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) com os valores reais dos rotores de turbina tipo Francis das Usinas 1, 2 e 3.

Em relação ao dimensionamento do número de pás dos rotores de turbina (N_p), o resultado encontrado pelo Modelo Parametrizado foi arredondado para o número inteiro mais próximo, uma vez que se trata de números de pás de rotor. Desta forma o Modelo Parametrizado obteve para a Usina 1 o número de 15 pás enquanto o valor verdadeiro encontrado em campo é de 13 pás. Na Usina 2 foi proposto 14 pás no rotor, sendo que o valor real é de 13 pás. Na Usina 3 o resultado apontou 15 pás, diante do valor real de 15 pás. Apesar dos desvios nas usinas 1 e 2, os valores ficaram próximos aos reais, demonstrando ser uma equação útil ao que se destina, dimensionamento preliminar do rotor de turbinas tipo Francis.

6. CONCLUSÃO

As equações elaboradas nesta pesquisa, denominado Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}), descreveram avanços em relação às equações propostas por Souza, 2011 e Encinas, 1976. Apresentando a vantagem de serem dependentes apenas de valores básicos das usinas, acessíveis já no início da concepção de uma usina hidrelétrica e de fácil memorização, adequadas a uso expedito e próprias para um *handbook* de engenharia que pode auxiliar o projeto básico de Usinas Hidrelétricas, em especial de PCHs. Pode-se verificar que o Modelo Parametrizado apresentou resultados mais precisos do que o Modelo Prático Norte-americano ($MPNA_E$), apesar da proximidade das propostas para relações de diâmetro de entrada pelo diâmetro de saída em rotações específicas baixas. A proposta gráfica denominada de Modelo Unitário (MU_E), não conseguiu prever os dados reais das usinas, resultando em dimensões bem diferentes das dimensões reais, principalmente nos parâmetros que diz respeito às relações de abertura lateral pelo diâmetro de saída. As equações propostas pelo Modelo Souza (MS) demonstraram ser boas ferramentas no dimensionamento preliminar de rotores de turbinas tipo Francis para as dimensões de diâmetro de entrada (D_e) e diâmetro de saída (D_s), porém apresentaram dificuldades para os parâmetros de abertura lateral (b) e anel inferior (A_{ba}). As equações propostas por Souza (2011) também possuem a desvantagem de serem equações maiores, menos intuitivas e dependentes de valores corrigidos, como a velocidade de rotação específica com vazão regular, n_{qAr} , que dependente de valores mais refinados que aqueles desenvolvidos no início do projeto de viabilidade e básico de uma PCH. Apesar de ser um caminho possível, definir os diâmetros do rotor através das velocidades, as dispersões dos dados demonstraram que essa alternativa não se constitui na melhor solução uma vez que implica em erros que são cumulativos e resultarão em diâmetro do rotor com valores muito defasados dos observados. Pode-se notar que as equações propostas possuem uma forte dependência da vazão, sendo uma variável de grande impacto (significativo) nos resultados. Utilizando o Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}) para dimensionar os rotores das Usinas 1, 2 e 3 foram obtidos resultados com erros entre 4,46% a 6,92% no dimensionamento do diâmetro de entrada (D_e); entre 3,11% a 9,85% no dimensionamento do diâmetro de saída (D_s); entre -7,04% a 3,73% no dimensionamento da abertura lateral (b); entre -1,81% a 1,69% no dimensionamento da A_{ba} do rotor e entre -7,71% a 0,72% no dimensionamento da altura do rotor (H_r). Assim considera-se que as equações desenvolvidas no Modelo Parametrizado (MP_{UFMG}), apresentaram excelentes resultados e uma boa precisão para prever as principais dimensões necessárias no projeto preliminar de uma turbina hidráulica tipo Francis aplicadas para Pequenas Centrais Hidrelétricas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALIANÇA ENERGIA, **Como funciona uma usina hidrelétrica?**, 2020. Disponível em: <https://aliancaenergia.com.br/br/como-funciona-uma-usina-hidreletrica/#:~:text=As%20hidrel%C3%A9tricas%20funcionam%20por%20meio,devido%20%C3%A0%20for%C3%A7a%20das%20%C3%A1guas.&text=Cada%20turbina%20%C3%A9%20acoplada%20a,da%20turbina%2C%20em%20energia%20el%C3%A9trica> Acesso em: 12 Dez. 2020.

ANEEL. **Resolução Normativa N° 875**. Agência Nacional de Energia Elétrica 2020.

BARROS, G. S. P. **Validação de Equações para Cálculo de Labirinto do tipo Plano usados em Turbinas Hidráulicas**. Escola de Engenharia - UFMG. Belo Horizonte, 2020.

BARROSO, L. C., BARROSO, M. M. A., FILHO, F. F. C., CARVALHO, M. L. B. e MAIA, M. L. **Cálculo Numérico**. Editora Harbra. São Paulo, 1987.

BRASIL, Ministério de Minas e Energia, Eletrobrás, **Manual de Inventario Hidroelétrico de Bacias Hidrográficas**, CEPEL. Rio de Janeiro, 2007a.

BRASIL, Ministério de Minas e Energia, Secretaria de Planejamento e Desenvolvimento Energético, Empresa de Pesquisa Energética, **Plano Nacional de Energia 2030**. Brasília, 2007b.

CARVALHO, D. F. **Usinas Hidroelétricas - Turbinas**. Editora Fumarc Ucmg. Belo Horizonte, 1982.

CCEE. **Fontes Hidráulicas**. Câmara de Comercialização de Energia Elétrica, 2020. Disponível em: https://www.ccee.org.br/portal/faces/pages_publico/onde-atuamos/fontes?_afzLoop=46330668297735&_adf.ctrl-state=drs5dksig_1#!%40%40%3F_afzLoop%3D46330668297735%26_adf.ctrl-state%3Ddrs5dksig_5 Acesso em: 12 Dez. 2020.

CEMIG. **Como a energia elétrica é produzida?**. Companhia Energética de Minas Gerais, 2020. Disponível em: <https://www.cemig.com.br/usina-do-conhecimento/como-a-energia-eletrica-e-produzida/> e <https://www.cemig.com.br/usinas/> Acesso em: 06 Jan. 2021.

CHOI, H., ZULLAH, M. A., ROH. H., HÁ P., OH S. e LEE, Y. **CFD validation of performance improvement of a 500 kW Francis turbine**. Journal Renewable Energy 2013.

CUSTODIO, R., ANDRADE, J. C. e AUGUSTO, F. **O Ajuste de Funções Matemáticas a dados Experimentais**. Revista Química Nova 1996.

DOLAND, J. J. **Hydro Power Engineering**, The Ronald Press Company. New York, 1954.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Matriz energética e elétrica**. Disponível em: <https://www.epe.gov.br/pt/abcdenergia/matriz-energetica-e-eletrica>. Acesso em: 10 set. 2020.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Matriz Energética Nacional 2019 - Ano Base 2018**. Disponível em: <https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/balanco-energetico-nacional-2019>. Acesso em: 17 set. 2020.

ENCINAS, M. P. **Turbomáquinas Hidráulicas**. Editorial Limusa. México, 1976.

ENERGIA LIMPA. **Fontes de energia renováveis representam 83% da matriz elétrica brasileira**. Governo do Brasil, 2020. Disponível em: <https://www.gov.br/pt-br/noticias/energia-minerais-e-combustiveis/2020/01/fontes-de-energia-renovaveis-representam-83-da-matriz-eletrica-brasileira> Acesso em: 16 nov. 2020.

GOHIL, P., SAINI, R. P. **Numerical Study of Cavitation in Francis Turbine of a Small Hydro Power Plant**. Journal of Applied Fluid Mechanics, Vol. 9, No. 1, pp. 357-365, 2016. Available online at www.jafmonline.net, ISSN 1735-3572, EISSN 1735-3645

Hidro Energia. HIDRO ENERGIA. Disponível em: <http://www.hidroenergia.com.br/produtos/turbinas/turbina-francis/>> Acesso em: 17 Dez. 2020.

HOLDER, R. P. **Grupos Geradores Utilizando Bomba Funcionando Como Turbina: Um Estudo de Viabilidade Técnica e Econômica.** Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais - UFMG. Belo Horizonte, 2005.

IEA. **Explore energy data by category, indicator, country or region**, 2018. Disponível em: [https://www.iea.org/data-and-statistics?country=WORLD&fuel=Energy%20supply&indicator=Total%20energy%20supply%20\(TES\)%20by%20source](https://www.iea.org/data-and-statistics?country=WORLD&fuel=Energy%20supply&indicator=Total%20energy%20supply%20(TES)%20by%20source)>. Acesso em: 25 ago. 2020.

ITAIPU. **Unidades geradoras.** Disponível em: <https://www.itaipu.gov.br/energia/unidades-geradoras>> Acesso em: 17 Dez. 2020.

JULIAN U., VERENA S., EDUARD D., CHRISTIAN B. **Experimental and numerical study of a prototype Francis turbine startup**, Renewable Energy, Volume 157, 2020, Pages 1212-1221, ISSN 0960-1481, <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.04.156>.

KECK, H., SICK, M. **Thirty years of numerical flow simulation in hydraulic turbomachines.** Acta Mech 201, 211–229. <https://doi.org/10.1007/s00707-008-0060-4>, 2008.

KELMAN, J., KELMAN, R., PEREIRA, M, V, F, **Energia firme de sistemas hidrelétricos e usos múltiplos dos recursos hídricos**, Revista Brasileira de Recursos Hídricos 2004.

KIM K. J., MOSKOWITZ, H. e KOKSALAN, M. **Fuzzy versus statistical linear regression.** European Journal of Operational Research 1994.

LEGUIZAMÓN, S. e AVELLAN, F. **Open-Source Implementation and Validation of a 3D Inverse Design Method for Francis Turbine Runners**. Journal of Energies 2020.

LOWELL CEMETERY. Disponível em: <https://www.lowellcemetery.com/our-history/notables/james-bicheno-francis/>> Acesso em: 17 Dez. 2020.

MACINTYRE, A. J. **Máquinas Motrizes hidráulicas**. Editora Guanabara Dois, Rio de Janeiro, 1983.

MARILL K. A. **Advanced Statistics: Linear Regression, Part I: Simple Linear Regression**. Journal of ACAD EMERG MED 2004.

MATAIX, C., **Hydraulic Turbochargers**, vol. 1, Madrid. Universidad Pontificia Comillas, p. 1718, 2009.

MATTOS, T. B. **Modelos Não lineares e suas aplicações**. Instituto de Ciências Exatas - UFJF. Juiz de Fora, 2013.

MINISTÉRIO DE MINAS ENERGIA. **Resenha Energética Brasileira**. Brasília, Brasil, 2019. Disponível em: <http://www.mme.gov.br/documents/36208/948169/Resenha+Energ%C3%A9tica+Brasileira+-+edi%C3%A7%C3%A3o+2019+v3.pdf/92ed2633-e412-d064-6ae1-eefac950168b>> Acesso em: 16 set. 2020.

MONTGOMERY, C. D. e RUNGER, George C. **Estatística Aplicada e Probabilidade para Engenheiros**. Editora LTC, Rio de Janeiro, 2016.

RAMOS, R. A. V. e SILVA. J. B. C. **Máquinas hidráulicas e térmicas**. Universidade Estadual Paulista - Unesp. Ilha Solteira, 2009.

SCHREIBER, G. P. **Usinas Hidrelétricas**. Editora Edgard Blucher, São Paulo, 1978.

SIMONE, G. A. **Centrais e Aproveitamentos Hidrelétricos**. Editora Érica, São Paulo, 2013.

SOUZA, Z. **Projeto de Máquinas de Fluxo - TOMO III - Turbinas Hidráulicas com rotores tipo Francis**. Editora Interciência, Rio de Janeiro, 2011.

TRIVEDI, C., CERVANTES, M. J., AND GUNNAR DAHLHAUG, O. **Numerical Techniques Applied to Hydraulic Turbines: A Perspective Review**. ASME. *Appl. Mech. Rev.* January 2016; 68(1): 010802. <https://doi.org/10.1115/1.4032681> 2016.

TRIVEDI, CHIRAG , ILIEV, IGOR AND DAHLHAUG, OLE GUNNAR . **Numerical Study of a Francis Turbine over Wide Operating Range: Some Practical Aspects of Verification**: May 2020 Sustainability 12(10):4301. DOI: [10.3390/su12104301](https://doi.org/10.3390/su12104301).

VINAGRE, M. V. A., BLANCO, C. J., MESQUITA, A. L. A., LIMA, A. C. M. E BELLO, L. A. L. **Optimization of the use of axial turbines in small hydro power plants in the Amazon**. Revista Brasileira de Recursos Hídricos v. 21, p. 88-98, 2016. DOI: [10.21168/rbrh.v21n1.p88-98](https://doi.org/10.21168/rbrh.v21n1.p88-98)

WANG Y. L., LI G. Y., SHI, Q. H e WANG Z. N. **Hydraulic design development of Xiluodu Francis turbine**. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2012.

WINDOWS. **Choosing the best trendline for your data**, 2010. Disponível em: <https://support.microsoft.com/en-us/office/choosing-the-best-trendline-for-your-data-1bb3c9e7-0280-45b5-9ab0-d0c93161daa8?ui=en-us&rs=en-us&ad=us>> Acesso em: 27 Set. 2020.

ZENG, Y., ZHANG, L. X., GUO, J. P., GUO, Y. K., PAN, Q. L. E QIAN, J. **Efficiency limit factor analysis for the Francis-99 hydraulic turbine**. Journal of Physics: Conference Series, 2017.