



UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ  
NÚCLEO DE DESENVOLVIMENTO AMAZÔNICO EM ENGENHARIA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO UNIVERSIDADE EM ENGENHARIA  
DE INFRAESTRUTURA E DESENVOLVIMENTO ENERGÉTICO

ANGELO TORRES MADUREIRA

**ESTABILIDADE DA GERAÇÃO DE ENERGIA EM USINAS HIDRELÉTRICAS  
COM TURBINAS FRANCIS REVERSÍVEIS: ESTUDO DE CASO UHE TUCURUÍ**

Tucuruí- Pará, Amazônia. Brasil

2023

ANGELO TORRES MADUREIRA

**ESTABILIDADE DA GERAÇÃO DE ENERGIA EM USINAS HIDRELÉTRICAS  
COM TURBINAS FRANCIS REVERSÍVEIS: ESTUDO DE CASO UHE TUCURUÍ**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Infraestrutura e Desenvolvimento Energético do Núcleo de Desenvolvimento Amazônico em Engenharia, da Universidade Federal do Pará, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Infraestrutura e Desenvolvimento Energético. Área de concentração: Tecnologias renováveis.

Orientador: Prof. Dr. André Luiz Amarante Mesquita

Tucuruí-Pará, Amazônia. Brasil

2023

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) de acordo com ISBD  
Sistema de Bibliotecas da Universidade Federal do Pará  
Gerada automaticamente pelo módulo Ficat, mediante os dados fornecidos pelo(a)  
autor(a)

---

M178e    Madureira, Angelo Torres.  
          Estabilidade de geração de energia em usinas  
          hidrelétricas com turbinas Francis reversíveis : Estudo de  
          caso UHE Tucuruí / Angelo Torres Madureira. — 2023.  
          106 f. : il. color.

          Orientador(a): Prof. Dr. André Luiz Amarante Mesquita  
          Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal do Pará,  
          Núcleo de Desenvolvimento Amazônico em Engenharia,  
          Programa de Pós-Graduação em Engenharia de  
          Infraestrutura e Desenvolvimento Energético, Tucuruí, 2023.

          1. Turbinas reversíveis, Tucuruí, Hidrelétricas,  
          Fontes de energia intermitentes. I. Título.

CDD 621.24

---

ANGELO TORRES MADUREIRA

## **ESTABILIDADE DA GERAÇÃO DE ENERGIA EM USINAS HIDRELÉTRICAS COM TURBINAS FRANCIS REVERSÍVEIS: ESTUDO DE CASO UHE TUCURUÍ**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Infraestrutura e Desenvolvimento Energético do Núcleo de Desenvolvimento Amazônico em Engenharia, da Universidade Federal do Pará, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Infraestrutura e Desenvolvimento Energético. Área de concentração: Tecnologias renováveis.

Orientado por Prof. Dr. André Luiz Amarante Mesquita.

Aprovada em 16 de outubro de 2023.

### **BANCA EXAMINADORA:**

Documento assinado digitalmente  
 **ANDRE LUIZ AMARANTE MESQUITA**  
Data: 06/03/2024 22:06:51-0300  
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

---

**Prof. Dr. André Luiz Amarante Mesquita,**  
PPGINDE/UFPA, orientador

Documento assinado digitalmente  
 **DAVI EDSON SALES E SOUZA**  
Data: 07/03/2024 00:01:02-0300  
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

---

**Prof. Dr. Davi Edson Sales e Souza**  
PPGINDE/UFPA, Examinador Interno

Documento assinado digitalmente  
 **CARLOS BARREIRA MARTINEZ**  
Data: 07/03/2024 08:23:34-0300  
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

---

**Prof. Dr. Carlos Barreira Martinez**  
IEM/UNIFEI, Examinador Externo

Documento assinado digitalmente  
 **GILTON CARLOS DE ANDRADE FURTADO**  
Data: 07/03/2024 07:43:38-0300  
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

---

**Dr. Gilton Carlos de Andrade Furtado**  
UHE Tucuruí/ELETRONORTE, Examinador Externo Convidado

## **Dedicatória**

Dedico este trabalho a todos que acreditam na importância fundamental das universidades federais para o progresso de uma nação mais justa e soberana.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço profundamente o Professor Dr. André Luiz Amarante Mesquita pela enorme contribuição dada para realização desta pesquisa, não poupando esforços, nem recursos para a evolução do trabalho. Nas horas de dificuldade, o verdadeiro mestre estende a mão para o auxílio edificante.

Ao Prof. Dr. Davi Edson Sales e Souza que direciona para os caminhos da ciência e ao Prof. Dr. Carlos Barreira Martinez que disponibilizaram atenção e tempo para fazer revisão do trabalho e parte da banca avaliadora. Poucos tem o privilégio de ter um ilustre colega de trabalho como o Dr. Gilton Carlos de Andrade Furtado, que defensor das energias renováveis, entende o importante papel de nossa profissão para sociedade.

Agradecimentos honrosos ao colega Engenheiro Rodolfo Vitorino Correia Ramalho que auxiliou de maneira brilhante os processamentos de mineração de dados e Data Science.

Uma honra trabalhar com a equipe da UFPA e do FluidPar, nesses momentos entendemos, na realidade, o que é trabalhar pelo desenvolvimento sustentável da Amazônia. Impossível não agradecer a Eletrobrás Eletronorte pelo apoio com dados essenciais para o desenvolvimento da pesquisa.

Registro especial de agradecimento a minha esposa Elisa Lana por todo empenho, interesse e dedicação para a revisão deste trabalho. Suas contribuições foram de extrema importância para a versão final do texto.

Finalmente, gratidão à minha família Torres que me guiou desde a infância para os caminhos da ciência, da humanidade e do progresso.

## Epígrafe

“A imensa potencialidade hidro energética do Brasil confere às máquinas motrizes hidráulicas uma singular importância”.  
Prof. Eng. Archibald Joseph Macyntire,

1983

## RESUMO

Projetos de usinas hidrelétricas reversíveis estão consolidados no cenário energético internacional desde a década de 70, sendo cada vez mais recorrentes, como solução em serviços auxiliares para integração com fontes de energia intermitente (FEI) nos horários de ponta. No Brasil, a vultuosa base de geração hidrelétrica, permitiu adiar essa necessidade por longo período. A UHE Tucuruí, última usina hidrelétrica da cascata do Rio Tocantins é um marco da Engenharia nacional. Dotada de duas casas de força com potência instalada de 8.535 MW, tem sido grande responsável pela regulação das FEI no Brasil em especial as eólicas da região nordeste. Suas turbinas Francis da Casa de força 1 possuem potência nominal de 350 MW cada uma, vazões máximas de 600 m<sup>3</sup>/s, rotores Francis com diâmetro de 8,15m com 12 pás e velocidade específica de 86,9 rpm.m<sup>3/4</sup> são máquinas de considerável capacidade e vem sendo utilizadas vastamente pelo ONS para regulação de potência. Contudo, o modelo usado para o despacho de carga apresenta evidentes sinais de esgotamento, quando se analisa o crescimento do acúmulo de danos eletromecânicos nas unidades geradoras. Uma possibilidade de atenuação da severidade de danos e aumento da estabilidade da geração é a conversão parcial de unidades geradoras para TR (Turbina Reversível) funcionando em curto-circuito hidráulico, com fins de estabilização de potência despachada e consequente redução da frequência de partidas e paradas. Este trabalho apresenta a elaboração de uma metodologia para prever o comportamento hidromecânico de turbinas Francis convertidas em turbinas reversíveis em usinas hidrelétricas. É utilizado, preliminarmente, um modelo matemático unidimensional baseado na aplicação da equação de Euler para os modos turbina e bomba. É formado o triângulo de velocidades à entrada e saída do rotor, para uma análise preliminar de escoamento no rotor Francis. São produzidas curvas características de vazão, torque e potência das turbinas reversíveis, baseada em correlações estatísticas de máquinas existentes, obtidas na literatura. Ao final, o modelo hidro energético é validado e um estudo de caso é apresentado na UHE Tucuruí. Os resultados indicam uma viabilidade técnica de estabilidade da operação com redução de partidas e paradas de unidades geradoras não convertidas. Nas curvas adimensionais geradas, não foi possível obter a condição ótima de rendimento em modo bomba, com adoção do mesmo rotor Francis existente. Desta forma, modificações de projeto mecânico e elétrico das unidades geradoras devem ser realizados para alcance de uma operação mais estável e segura. O uso de turbinas reversíveis neste trabalho não se presta para fim de aumento de armazenamento energético, mas sim para fins de estabilidade da operação das máquinas e redução de danos eletromecânicos, o que para este fim se apresenta viável tecnicamente.

Palavras-chave: Turbinas reversíveis, Tucuruí, Hidrelétricas, Fontes de energia intermitentes.

## ABSTRACT

Reversible hydroelectric power plant projects have been consolidated on the international energy scene since the 1970s and are increasingly common as a solution in ancillary services for integration with intermittent energy sources (FEI) during peak hours. In Brazil, the large hydroelectric generation base allowed this need to be postponed for a long period. HPP Tucuruí, the last hydroelectric plant in the Tocantins River cascade, is a landmark in national engineering. Equipped with two powerhouses with an installed capacity of 8,535 MW, it has been largely responsible for regulating the FEI in Brazil, especially wind farms in the northeast region. Its Francis turbines at Powerhouse 1 have a nominal power of 350 MW each, maximum flows of 600 m<sup>3</sup>/s, Francis rotors with a diameter of 8.15m and 12 blades and a specific speed of 86.9 rpm.m<sup>3/4</sup> are machines of considerable capacity and has been widely used by the ONS for power regulation. However, the model used for load dispatch shows clear signs of exhaustion, when comparing the growth in the accumulation of electromechanical damage in the generating units. One possibility of mitigating the severity of damage and increasing generation stability is the partial conversion of generating units to TR (Reversible Turbine) operating in hydraulic short circuit, with the aim of stabilizing dispatched power and consequently reducing the frequency of starts and stops. . This work presents the development of a methodology to predict the hydromechanical behavior of Francis turbines converted into reversible turbines in hydroelectric plants. A one-dimensional mathematical model based on the application of the Euler equation for the turbine and pump modes is preliminarily used. The triangle of speeds at the rotor inlet and outlet is formed, for a preliminary analysis of the flow in the Francis rotor. Characteristic curves of flow, torque and power of reversible turbines are produced, based on statistical correlations of existing machines, obtained from the literature. In the end, the hydro energy model is validated and a case study is presented at HPP Tucuruí. The results indicate the technical feasibility of operating stability with a reduction in starts and stops of unconverted generating units. In the dimensionless curves generated, it was not possible to obtain the optimal performance condition in pump mode, with the adoption of the same existing Francis rotor. Therefore, modifications to the mechanical and electrical design of the generating units must be carried out to achieve more stable and safe operation. The use of reversible turbines in this work is not intended to increase energy storage, but rather for the purpose of stability of machine operation and reduction of electromechanical damage, which for this purpose is technically viable.

Keywords: Reversible Turbines, Tucuruí, Hydroelectric Power, Variable Renewable Energy.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1 - Mapa de distribuição de UHRs no mundo.....	16
Figura 1.2 - Variação de carga na UHE Tucuruí – semana 1 de março de 2021 .....	21
Figura 1.3 - Percentual de biomassa morta de cardumes em relação às manobras em usinas hidrelétricas.....	23
Figura 2.1 - Capacidade instalada no SIN em 2019 e projetada para 2024.....	26
Figura 2.2 - Curva de geração eólica no nordeste brasileiro - 4 de maio de 2021 ....	27
Figura 2.3 - Arranjo construtivo clássico de uma usina reversível.....	29
Figura 2.4 - Esquemas funcionais típicos de UHRs de ciclo aberto e ciclo fechado.	30
Figura 2.5 - Usina reversível de ciclo aberto de Geesthatch, na Alemanha.....	32
Figura 2.6 - Arranjo operacional de curto-circuito hidráulico da usina de Kops II - Áustria .....	33
Figura 2.7 - Curvas características de uma turbina reversível nos 4 quadrantes.....	35
Figura 2.8 - Definição do diâmetro de referência - turbina Francis reversível .....	37
Figura 2.9 - Curva S para uma turbina reversível radial.....	38
Figura 2.10 - Triângulos de velocidade em rotor de uma turbina Francis reversível.	39
Figura 2.11 - Pontos característicos de uma turbina reversível radial.....	44
Figura 3.1 - Vista aérea por satélite do complexo hidrelétrico de Tucuruí, com indicativos de fluxos de água do arranjo proposto. ....	50
Figura 3.2 - Fluxograma de simulação e análise numérica para estudo de viabilidade da conversão de unidades Francis em TR.....	51
Figura 3.3 - Vista de planta em corte meridional do rotor Francis com triângulo de velocidades, em escala, na entrada e em condição nominal de queda e vazão. ....	55
Figura 3.4 - Condições gerais de carga para operação de reversão das TRs .....	62
Figura 3.5 - Curvas de vazão da UHE Tucuruí em cinco regimes hidrológicos diferentes.....	64
Figura 4.1 - Triângulo de velocidades do rotor Francis 362 MW da UHE Tucuruí CF1, na condição de operação nominal.....	67
Figura 4.2 - Triângulo de velocidades do rotor Francis em modo bomba. Vetores simplesmente invertidos.....	68
Figura 4.3 - Curvas projetadas de Vazão e rotação unitária da TBR associada à turbina Francis CF1 da UHE Tucuruí .....	71

Figura 4.4 - Curvas projetadas de torque e rotação unitária da TR associada à turbina Francis CF1 da UHE Tucuruí. ....	72
Figura 4.5 - Resultado da operação da UHE Tucuruí no dia 01/03/2021. ....	74
Figura 4.6 - Resultado da operação da UHE Tucuruí no dia 04/05/2021. ....	75
Figura 4.7 - Curvas de geração de potência ativa na UHE Tucuruí, com manobras simuladas das TRs em maio de 2021. ....	76

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 - Tipificação de danos em unidades geradoras da UHE Tucuruí em função da intensidade de frequência de partidas e paradas.....	22
Tabela 1.2 - Tipificação de riscos e danos à cardumes em manobras de usinas hidrelétricas.....	23
Tabela 2.1 - Ficha técnica da usina de Geesthatch na Alemanha. ....	32
Tabela 3.1 - Dados de projeto original e comissionamento das unidades geradoras da UHE Tucuruí.....	49
Tabela 3.2 - Dados geométricos da turbina Francis da CF1 da UHE Tucuruí .....	58
Tabela 4.1 - Resultados dos cálculos de triangulo de velocidades - modo turbina ...	66
Tabela 4.2 - Resultados dos cálculos de triangulo de velocidades na entrada e saída do rotor.....	66
Tabela 4.3 - Resultados do cálculo de triângulo de velocidades para o modo bomba à entrada do rotor.....	69
Tabela 4.4 - Resultados: análise de simulação hidroenergética - 04/05/2021 .....	77

## LISTA DE SIGLAS

ANEEL - Agência Nacional Energia Elétrica  
CCEE - Câmara de Comercialização de Energia Elétrica  
CEMIG - Companhia Energética de Minas Gerais  
CEPEL - Centro de Pesquisas de Energia Elétrica  
CF1 - Casa de Força 1  
CFD - *Computacional Fluid Dynamics*  
EPE - Empresa Planejamento Energético  
FEI- Fontes de energia intermitente  
FPP - Frequência de partidas e paradas  
NDAE - Núcleo de Desenvolvimento Amazônico em Engenharia  
ONS - Operador Nacional do Sistema Elétrico  
PLD - Preço líquido das diferenças  
PME - Ponto de melhor eficiência  
P&D - Pesquisa e Desenvolvimento  
SIN - Sistema Interligado Nacional  
TR - Turbina Reversível  
TFB - Turbina Funcionando como Bomba  
UG - Unidade geradora  
UGH - Unidade geradora hidráulica  
UHE - Usina Hidrelétrica  
UHR - Usina Hidrelétrica Reversível  
PDE - Plano Decenal de expansão de Energia

## LISTA DE SÍMBOLOS

$n_{ED}$  - Fator de velocidade

$Q_{ED}$  - Fator de vazão

$T_{ED}$  - Fator de torque

$D$  - Diâmetro de referência do rotor (m)

$Q$  - Vazão de engolimento turbina (m<sup>3</sup>/s)

$T$  - Torque de eixo do rotor da turbina (Nm).

$\vec{V}$  - Velocidade absoluta externa ao rotor (m/s)

$\vec{U}$  - Velocidade tangencial no diâmetro de referência (m/s)

$\vec{W}$  - Velocidade relativa entre as pás do rotor (m/s)

$H_{mk}$  - Altura manométrica(m)

$V_u$  - Componente tangencial da velocidade absoluta (m/s)

$K$  - Coeficiente de perdas hidráulicas

$\alpha$  - Ângulo de abertura do distribuidor (graus),

$\tau$  - Abertura relativa do distribuidor

$\omega_B$  - Velocidade angular em modo bomba (rad/s)

$\omega_T$  - Velocidade angular em modo turbina (rad/s)

$PTR$  = Potência das turbinas reversíveis.

$P_{med}$  = Taxa de variação da potência média demandada (MW/s)

$\Delta P_i$  = Capacidade de variação de potência da faixa operativa (MW/s)

$tp$  = Tempo proporcional de manobra

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>15</b>
1.1 Generalidades .....	15
1.2 Objetivos .....	18
1.2.1 Geral.....	18
1.2.2 Específicos .....	18
1.3 Justificativas .....	18
1.3.1 Aspectos da operação no Sistema Interligado Nacional .....	19
1.3.2 Aspectos técnicos e econômicos da operação local .....	20
1.3.3 Aspectos socioambientais .....	22
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>25</b>
2.1 Armazenamento hidráulico e regulação de potência da geração em sistemas com fontes renováveis intermitentes.....	25
2.2 Arranjos construtivos de usinas reversíveis .....	28
2.3 Modelos hidro energéticos de TRs.....	34
2.3.1 Parametrização de Curvas Características - Turbina Reversível Radial.....	43
2.4 Operação sistêmico de Usinas hidrelétricas reversíveis no Brasil .....	45
<b>3 METODOLOGIA</b> .....	<b>47</b>
3.1 Arranjo físico do projeto de conversão Francis – TR.....	48
3.2 Fluxograma geral de modelo de análise energética.....	51
3.3 Triângulos de velocidade.....	53
3.4 Curvas características da TR associada .....	57
3.5 Simulação da geração hidráulica .....	59
3.6 Análise da estabilidade de potência .....	61
<b>4 RESULTADOS E DISCUSSÃO</b> .....	<b>65</b>
4.1 Triângulos de velocidade.....	65
4.2 Curvas adimensionais de torque e vazão da TR.....	70
4.3 Resultados da simulação de cenários operacionais.....	73
<b>5 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES</b> .....	<b>79</b>
5.1 Limites e alcance da pesquisa .....	79
5.2 Viabilidade técnica .....	80
5.3 Aspectos socioambientais .....	81
<b>6 CONSIDERAÇÕES FINAIS</b> .....	<b>82</b>

<b>7 TRABALHOS FUTUROS.....</b>	<b>83</b>
<b>8 REFERÊNCIAS.....</b>	<b>84</b>
<b>APENDICE A - CURVAS DE GERAÇÃO DE POTÊNCIA ATIVA (MW) E NÚMERO DE MÁQUINAS EM PERÍODO DE ESTIAGEM E DEPLECIONAMENTO DO LAGO DA UHE TUCURUÍ EM SETEMBRO DE 2021 .....</b>	<b>90</b>
<b>APENDICE B - CÓDIGO SCILAB UTILIZADO PARA GERAR AS MATRIZES DE DADOS DE ROTAÇÃO, VAZÃO E TORQUE ADIMENSIONAIS .....</b>	<b>96</b>
<b>APENDICE C - MATRIZ DE PONTOS DA CURVA DE POTÊNCIA ATIVA PROJETADA DA TR .....</b>	<b>103</b>

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Generalidades

O aumento da capacidade de armazenamento hidráulico, com despacho de carga horo sazonal para regulação de potência ativa e frequência primária das fontes renováveis é uma realidade do cenário energético internacional (LI et al., 2022). No Brasil, o franco crescimento das fontes renováveis de elevada intermitência (eólica e fotovoltaica) tem pressionado a operação de usinas hidrelétricas de acumulação como a UHE (Usina Hidrelétrica) Tucuruí, para atendimento aos horários de ponta de carga e como reserva girante (LIBORIO e FIRMO, 2020). O parque de geração hidrelétrica, em sua grande maioria com instalações com mais de 40 anos, não foi projetado para este fim operativo. Os efeitos de danos acumulados têm sido observados em consequência da alta frequência de partidas e paradas de grandes unidades geradoras (SAVIN et al., 2023). Caso soluções alternativas como usinas hidrelétricas reversíveis, grandes sistemas de baterias ou outros meios eficientes de acumulação não ocorram num curto prazo, a matriz necessariamente se tornará mais cara e mais poluída com incremento do modelo termelétrico (ABREU et al., 2020).

Em outros países como EUA, China e países da Europa, o investimento na tecnologia de turbina reversível (TR) é realizado em larga escala para fins de regulação do despacho de ponta de consumo (TAO et al., 2022). Países Europeus já possuem uma larga rede de projetos de usinas reversíveis instalados e realizam expansões e modernizações, com alterações dos arranjos operacionais. A china desponta como grande investidora mundial da tecnologia TR em plantas de alta capacidade instalada (HUNT et al., 2020).

As fontes renováveis de energia, principalmente eólica e fotovoltaica possuem uma intermitência assíncrona com picos de consumo dos horários de ponta, além disso não tem capacidade para regulação primária de frequência utilizando-se para este recurso as usinas hidrelétricas reversíveis (UHR).

A Figura 1.1 a seguir apresenta o mapa de distribuição das instalações de UHRs no mundo com a tecnologia TR em operação, construção ou em planejamento (IHA, 2022).

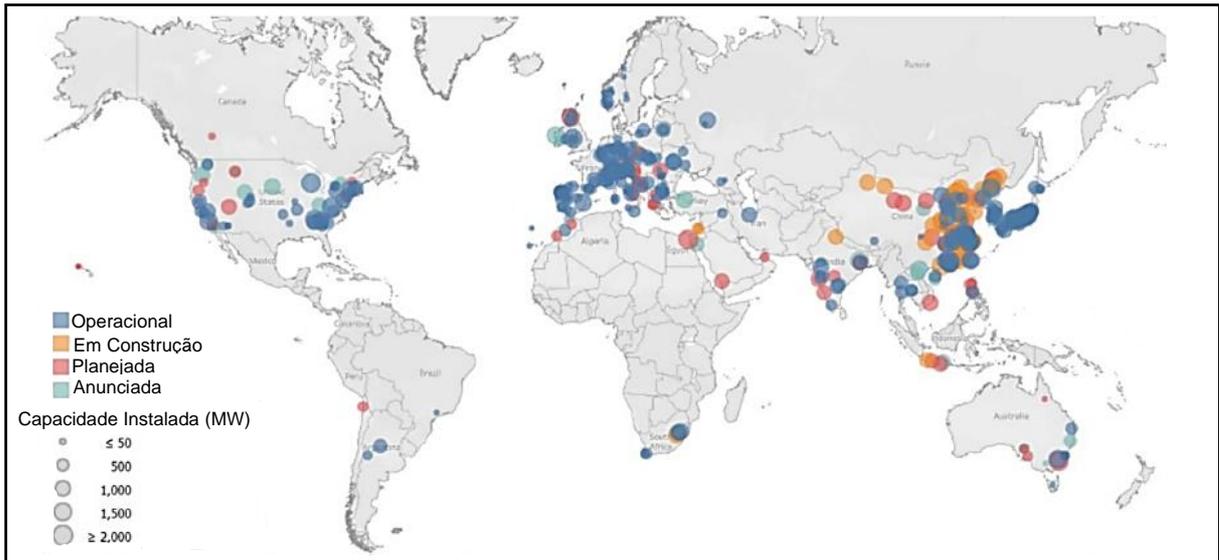


Figura 1.1 - Mapa de distribuição de UHRs no mundo

Fonte: IHA (2022)

Como pode-se observar, o Brasil praticamente não adotou em seu planejamento energético, a utilização da TR de forma adjunta com o crescimento intensivo das fontes renováveis e intermitentes (eólica e fotovoltaica). Este modelo tem sido sustentado pela mudança de perfil operacional das usinas hidrelétricas de acumulação. Essa lacuna do planejamento energético cria uma deficiência operacional nas usinas como a UHE Tucuruí que foram projetadas para operar como base de geração e não como reguladoras de despacho de potência.

A Usina Hidrelétrica de Tucuruí, localizada no município de Tucuruí no estado do Pará, com barramento do rio Tocantins, é dotada de um lago artificial represado de aproximadamente 2850km<sup>2</sup> e um volume na cota máxima de 45km<sup>3</sup>, uma queda manométrica que varia de 58 a 70mca, com uma capacidade instalada de 8350MW. É dotada do segundo maior vertedouro em operação no mundo, com notáveis 110.000m<sup>3</sup>/s de capacidade máxima de vazão. Possui duas casas de força com capacidade instalada total de 853MW de potência instalada, dividida em 25 (vinte e cinco) unidades geradoras, em duas casas de força principais e uma auxiliar.

Esses aspectos a tornam um marco referencial do setor elétrico brasileiro e mundial, seja por sua potência instalada, em especial, pela capacidade de armazenamento energético da represa. Essa característica de armazenamento tem sido crucial para a manutenção da operação do sistema elétrico nacional, com o

crescimento de fontes de elevada sazonalidade (eólicas, fotovoltaicas e usinas fio d'água).

O perfil operacional da usina tem mudado acentuadamente nos últimos anos em consequência das demandas de regulação expostas. Nesta pesquisa, será elaborada uma proposta de conversão de parte das turbinas existentes para turbinas reversíveis, para estabilidade da geração com redução da frequência de partidas e paradas das unidades geradoras. É feito um pré-dimensionamento de máquinas TRs adotando modelo estatístico do banco de dados proposto por Huang (2018). O modelo estatístico é parcialmente corrigido com a curva de colina original das turbinas Francis existentes, para formação da curva de colina completa de uma TR hidraulicamente semelhante. São realizadas então simulações operacionais da casa de força com variações de potência ativa obtidas de banco sistema de operação da geração hidrelétrica da Eletronorte, proprietária da usina e do ONS.

Os dados de pesquisa serão tratados por um modelo numérico computacional hidro energéticos para atender aos objetivos do trabalho. A meta das simulações é obter a maior estabilidade de despacho de potência das casas de força 1 e 2 em períodos de ponta de consumo, com conseqüente redução do número de partidas e paradas das unidades geradoras e ganho da capacidade de armazenamento horossazonal. Para isso, o arranjo operacional proposto é que as TRs funcionem simultaneamente com turbinas em arranjo de curto-circuito hidráulico, consumindo a potência gerada em períodos fora de ponta com geração média abaixo da base para o período.

Três unidades geradoras da casa de força 1 da UHE Tucuruí têm capacidade de operar como compensadores síncronos, atendendo a serviços ancilares para o ONS. A operação em modo de compensador síncrono faz parte da rotina operacional da usina desde seu comissionamento. Contudo, esse modo operacional exige a ativação de sistemas de injeção de ar comprimido no tubo de sucção da unidade geradora com o distribuidor fechado.

Além disso, por se tratar de uma proposta de modernização, com projeto eletromecânico mais robusto para resposta dinâmica mais eficiente nos transientes de partida e parada, as TRs deverão assumir em quantidade máxima possível o atendimento de ponta de carga.

## 1.2 Objetivos

### 1.2.1 Geral

Análise da viabilidade técnica de conversão das unidades geradoras que operam como compensadores síncronos da UHE Tucuruí em turbinas reversíveis.

### 1.2.2 Específicos

São objetivos específicos deste trabalho:

- Análise da redução de número de partidas e paradas das unidades geradoras da UHE Tucuruí, através da conversão parcial de hidro geradores Francis convencionais em turbinas reversíveis.
- Produzir curvas características de rotação, vazão e torque adimensionais, através de código numérico desenvolvido no ambiente de programação *Scilab 6.0* utilizando modelo teórico e estatístico proposto por *Huang et. Al*, com parâmetros geométricos básicos das turbinas Francis existentes, para operação em todo campo como uma TR.
- Realizar a validação da proposta, através de simulação numérica de operação das TRs, utilizando linguagem *Python* para tratamento de banco de dados da geração do ONS e Eletronorte, com um estudo de caso real da operação da UHE Tucuruí.

## 1.3 Justificativas

De uma forma geral são abordados três importantes temas que justificam a elaboração deste trabalho, aspectos sistêmicos da operação, aspectos técnicos e econômicos locais e aspectos socioambientais.

### 1.3.1 Aspectos da operação no Sistema Interligado Nacional

O aumento considerável de participação da geração eólica e fotovoltaica no sistema elétrico brasileiro, tem causado instabilidades com elevadas oscilações de potência ativa das usinas hidrelétricas com grandes reservatórios, como a UHE Tucuruí (MACEDO e NÄÄLS, 2023).

Usinas hidrelétricas com maior capacidade de armazenamento hidráulico têm sido utilizadas pelo ONS (Operador Nacional do Sistema Elétrico) para regularizar o despacho de carga nos horários de ponta de consumo. Nesses períodos, o risco de escassez das fontes intermitentes é elevado e as usinas com grandes reservatórios são acionadas para garantir estabilidade de potência ativa no SIN (Sistema Interligado Nacional). Ou seja, a estabilidade no despacho de carga em horários de ponta de consumo e redução do efeito de sazonalidade das fontes eólicas e fotovoltaicas da região nordeste despachadas prioritariamente, tem sido garantido basicamente pelas usinas de acumulação.

Contudo, os estudos de viabilidade e projetos de básicos destas usinas registrados na ANEEL (Agência Nacional de Energia Elétrica), sofreram revisões conceituais e estruturais nas últimas décadas, por pressões de políticas de grupos ambientais, de forma a se tornarem projetos no conceito “fio d’água” perdendo seu caráter de grandes fontes de armazenamento hidráulico. Um exemplo disto é o caso da UHE Belo Monte, que reduziu sua capacidade de armazenamento para 1/5 e a potência instalada para 1/3 dos valores das versões originais do projeto (SILVA et al., 2014).

Desta forma, poucas opções restam ao ONS para fazer a integração de fontes renováveis intermitentes com a geração no SIN em horários de ponta de consumo, em curto prazo, que não seja as usinas hidrelétricas de acumulação. Os últimos PDEs (Plano decenal de expansão de Energia) apresentados pela Empresa de Planejamento Energético (EPE), apresentam uma tendência no aumento do uso de termelétricas a gás natural de ciclo combinado, com a continuidade de expansão das eólicas (incluindo offshore) sem definições consistentes quanto ao uso de UHRs, nem de usinas de acumulação (EPE, 2019; EPE, 2021).

No PDE 2031 a previsão de composição da geração hidráulica na matriz elétrica cai dos atuais 65% para 45% de participação. Isso demonstra a tendência de

aumento do uso cada vez maior de hidrelétricas de acumulação em serviços ancilares de regulação de frequência primária e do despacho de carga.

Este trabalho se propõe a avaliar a viabilidade técnica de conversão parcial das unidades geradoras existentes em usinas hidrelétricas de acumulação para máquinas tipo turbina reversível. O benefício está em respostas mais rápidas no despacho de carga, além de evitar excessivas partidas e paradas nas usinas hidrelétricas. Investigaremos se o novo arranjo de geração tem a capacidade de produção de potência elétrica sazonal, nos períodos de vertimento, bem como, capacidade de bombeamento de água sentido jusante/montante em momentos fora de ponta de consumo. O conceito de modelo operacional adotado é o de curto-circuito hidráulico (PÉREZ-DÍAS et al., 2015), onde turbinas e bombas funcionam simultaneamente. Cabe ressaltar que, *a priori*, como a UHE Tucuruí não possui um reservatório de jusante, esse é o modelo (curto circuito hidráulico) vislumbrado por esta pesquisa para adoção da tecnologia TR.

### **1.3.2 Aspectos técnicos e econômicos da operação local**

As acentuadas oscilações de potência ativa diárias, observadas na operação da UHE Tucuruí, tem elevado consideravelmente o nível de danos eletromecânicos dos ativos de geração, principalmente devido a elevação do stress dos equipamentos eletromecânicos e conseqüentemente a redução de suas vidas úteis. Oscilações elevadas de potência ativa refletem em aumento da frequência de partidas e paradas (FPP) dos hidrogeradores Francis. A Figura 1.2 a seguir apresenta a variação de potência ativa na usina de Tucuruí ao longo de uma semana de operação em 2021.

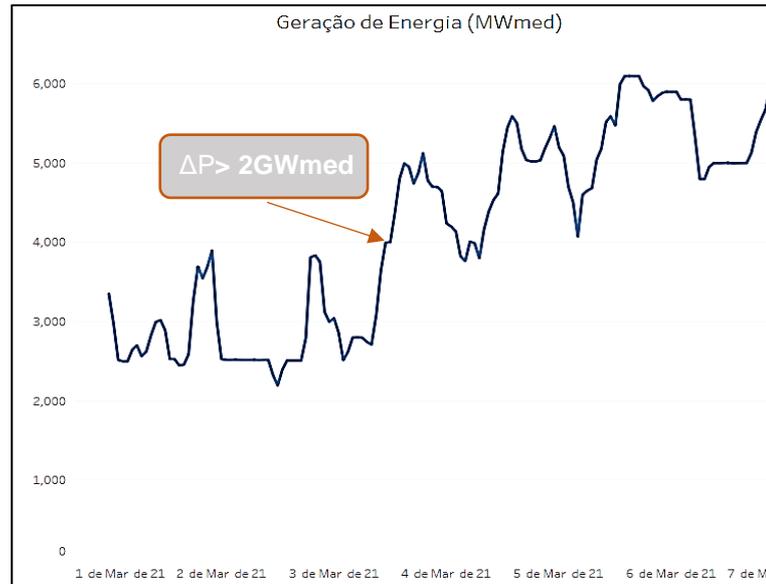


Figura 1.2 - Variação da geração de energia na UHE Tucuruí em MW médio na semana 1 de março de 2021.  
Fonte: ONS, 2021.

Como pode se observar no exemplo, em apenas um dia (3 de março de 2021) foi demandada uma variação de potência ativa superior a 2GW na UHE Tucuruí, o que refletiu em partida de sete unidades geradoras para atendimento da ponta de consumo. Posteriormente, quatro unidades geradoras tiveram de ser desligadas.

A motivação para desenvolvimento do presente trabalho com TBR é a elevação da monta de danos eletromecânicos das unidades geradoras e consequentemente da segurança operacional da instalação, devido ao aumento intensivo da frequência de partidas e paradas. Associado aos danos eletromecânicos de grande monta está a elevação de custos com indisponibilidade de máquinas, custos de manutenção corretiva, aquisição de equipamentos em urgência, riscos à segurança do trabalho, ambientais e outros. A caracterização dos principais tipos de danos em unidades geradoras hidráulicas de grande porte em função de frequência de partida e parada (FPP).

Tabela 1.1 - Tipificação de danos em unidades geradoras da UHE Tucuruí em função da intensidade de frequência de partidas e paradas.

(continua)

SISTEMA	TIPIFICAÇÃO DE DANOS ASSOCIADOS A FPP	GRAU DE SEVERIDADE
Turbina	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Trincas estruturais em rotor Francis por excesso de vibração durante transientes de partida e parada</li> <li>• Desgaste de falhas de mancais guia.</li> </ul>	severo
Distribuidor/unidade hidráulica de regulação de velocidade	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Desgaste pré-maturo de buchas auto lubrificantes do distribuidor</li> <li>• Fadiga dos fusíveis mecânicos (pinos de cisalhamento)</li> <li>• Aumento de vazamentos internos e desgaste de Servo motores</li> </ul>	severo
Unidades hidráulicas de regulação de velocidade	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Aumento de vazamentos em selos de moto bombas de regulação.</li> <li>• Falhas por fadiga em elementos lógicos de automação hidráulica.</li> </ul>	moderado
Gerador	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Fadiga térmica do enrolamento estático.</li> <li>• Aumento de descargas parciais</li> <li>• Desgaste pré-maturo de lonas de freio</li> </ul>	moderado
Transformadores Elevadores	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Aumento de descargas parciais</li> <li>• Falha de isolamento em função de fadiga térmica.</li> <li>• Aumento da concentração de gases explosivos</li> </ul>	moderado

Fonte: Estudos do departamento de engenharia de manutenção da geração hidráulica da Eletronorte.

### 1.3.3 Aspectos socioambientais

Um importante aspecto, resultante da operação com elevadas taxas de variação de potência em usinas hidrelétricas, diz respeito ao impacto ambiental, especialmente relacionado à preservação da ictiofauna. A variação de potência e ciclos de partida e parada são acompanhados de consideráveis variações de vazão e conseqüentemente também de níveis a jusante da usina hidrelétrica. Quanto maiores forem as variações de potência, maiores as variações de vazão e conseqüentemente

de nível jusante, conforme curva chave do canal de fuga da usina hidrelétrica. O gráfico a seguir apresenta um resultado de pesquisa da CEMIG (Companhia Energética de Minas Gerais), Loures, et al (2016), avaliando como o parâmetro relacionado à partida de unidades geradoras se tornou mais relevante como causa da mortandade de peixes com a evolução dos anos das décadas 0 e 10.

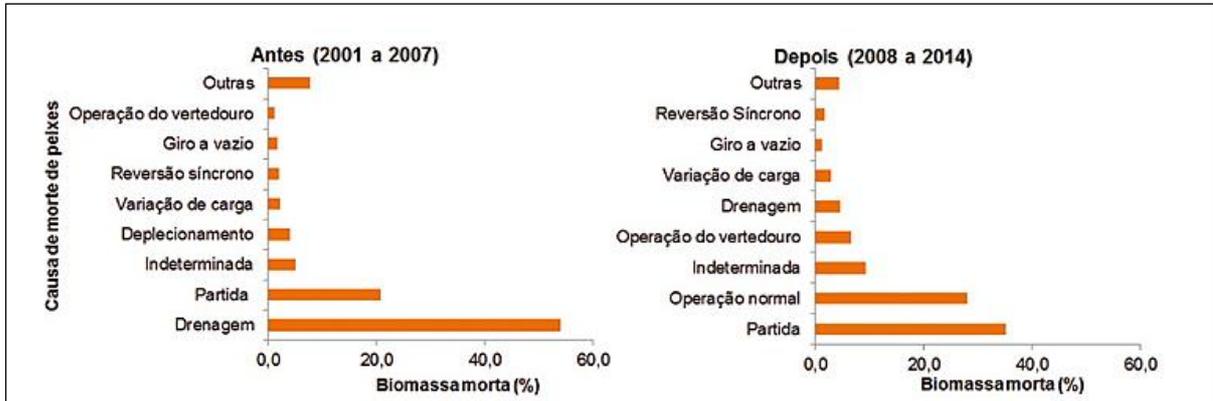


Figura 1.3 - Percentual de biomassa morta de cardumes em relação às manobras em usinas hidrelétricas.

Fonte: (LOURES, et al., 2016)

Foram identificadas evidências e relações específicas de mortandade de cardumes e operação de usinas hidrelétricas, em pesquisas da fauna aquática em mais de 40 instalações de usinas hidrelétricas (LOURES, et al., 2016). Os resultados da pesquisa identificam fatores de risco para mortandade de cardumes. Um dos principais riscos está relacionado à manobra de partida, e variação de carga conforme descrito na Tabela 1.2.

Tabela 1.2 - Tipificação de riscos e danos à cardumes em manobras de usinas hidrelétricas

(continua)

MANOBRA	DESCRIÇÃO	PRINCIPAIS RISCOS AOS PEIXES
<b>Partida</b>	Quando é liberado o fluxo de água pela abertura do distribuidor, dando início a rotação da turbina até sua rotação nominal.	Enquanto a UG está parada, peixes podem adentrar o tubo de sucção. Durante a partida, eles podem sofrer injúrias físicas por colisão com as pás da turbina e paredes do tubo de sucção e/ou barotraumas.
	A variação de potência gerada nas usinas hidrelétricas depende do despacho de carga do ONS. Quanto maior a variação de potência, maior a vazão turbinada. Significantes variações na	O nível de risco depende da morfologia do rio a jusante e da amplitude da oscilação do nível da água. Peixes podem ficar aprisionados em poças originadas pela oscilação do nível da água. Nesses locais,

<b>Varição de carga</b>	carga em uma usina podem provocar expressivas oscilações no nível d'água à jusante.	eles podem sofrer hipoxia ou dessecação. Além disso, peixes próximos ao tubo de sucção podem ser afetados pelo aumento súbito da carga, com conseqüente incremento da vazão, em decorrência de variações na pressão e aumento da turbulência.
-------------------------	---	---

(continuação)

<b>MANOBRA</b>	<b>DESCRIÇÃO</b>	<b>PRINCIPAIS RISCOS AOS PEIXES</b>
<b>Teste de recomposição</b>	Nesse teste, que é realizado periodicamente, todas as UGs de uma usina hidrelétrica são paradas para medir o tempo necessário ao restabelecimento da geração. A reversão síncrono-gerador ocorre quando a UG volta a gerar energia após operar como compensador síncrono. No compensador síncrono, as pás do distribuidor são fechadas e ar comprimido é injetado na UG, rebaixando o nível de água do tubo de sucção. Nessa condição, o rotor da turbina gira livremente, sem contato com a água e sem produção de energia. A reversão síncrono-gerador é feita com a abertura das pás do distribuidor. A água que entra expulsa o ar para jusante pelo tubo de sucção. Esse procedimento visa proporcionar maior estabilidade ao sistema elétrico através do controle da tensão.	Os riscos dessa manobra são os mesmos da partida, mas em maior escala, por se tratar de número maior de UGs partindo. Durante a expulsão do ar comprimido, peixes podem sofrer impactos nas pás da turbina e paredes do tubo de sucção, barotraumas e perda de direcionamento pela descompressão, deixando-os mais vulneráveis a predação por peixes e aves.

Fonte: Loures, 2016 e adaptado pelo autor

Como pode ser verificado, tanto as manobras de partida e parada quanto as de grandes variações de vazão, representam risco à ictiofauna. No mesmo trabalho de pesquisa realizado por Loures et al. (2016), é apresentado o resultado de campanhas de medições sobre mortalidade de cardumes em correlação com manobras de usinas hidrelétricas.

## **2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

A revisão do presente trabalho é dividida em quatro principais aspectos: armazenamento hidráulico e regulação de potência de fontes renováveis intermitentes, arranjos físicos de usinas reversíveis, predição de curvas de colina de TRs e modelos hidro energéticos de operação de usinas hidrelétricas e usinas reversíveis.

### **2.1 Armazenamento hidráulico e regulação de potência da geração em sistemas com fontes renováveis intermitentes**

O setor elétrico brasileiro destaca-se no cenário elétrico mundial quando comparado em participação por fontes de geração renováveis hidráulica, eólica e fotovoltaica na matriz de geração de energia elétrica. Juntas respondem por mais de 75% da capacidade instalada total (EPE, 2022).

Historicamente, a formação do setor elétrico brasileiro se deu com construções de grandes barramentos e usinas de acumulação nas principais bacias hidrográficas de maior viabilidade técnica, destacando-se as usinas hidrelétricas de Itaipu (14000MW), Tucuruí (8535MW) e o complexo de usinas da CHESF no rio São Francisco. Não obstante outras usinas de destaque despontam em construções nos anos 60 e 70, tais como Jupia (1551MW) e ilha solteira (3444MW) na bacia do rio Paraná. O vultoso marco da engenharia brasileira na construção de grandes barramentos permitiu estabelecer uma capacidade de armazenamento suficiente para que uma regulação de despacho de carga obtivesse considerável margem de segurança energética.

O vasto potencial hídrico brasileiro permitiu adiar por muitas décadas investimentos em sistemas de armazenamento hidráulico para regulação do despacho de ponta de carga. Contudo, nas últimas décadas, esse cenário sofreu intensas mudanças. O cenário de projeções da matriz energética brasileira tende a apresentar uma redução da capacidade instalada de geração hidrelétrica, considerando um aumento substancial das fontes termelétricas, eólica e fotovoltaica (ONS-Sumário Executivo, 2023). Além disso, a matriz energética brasileira tende a aumentar a emissão de gases do efeito estufa com termelétricas de ciclo combinado e a ficar também mais custosa, devido à falta de investimentos na construção de

usinas hidrelétricas de acumulação. O gráfico a seguir apresenta a distribuição de capacidade instalada por fonte de geração em 2019 e projetado para 2024 de acordo com o sumário executivo do ONS.

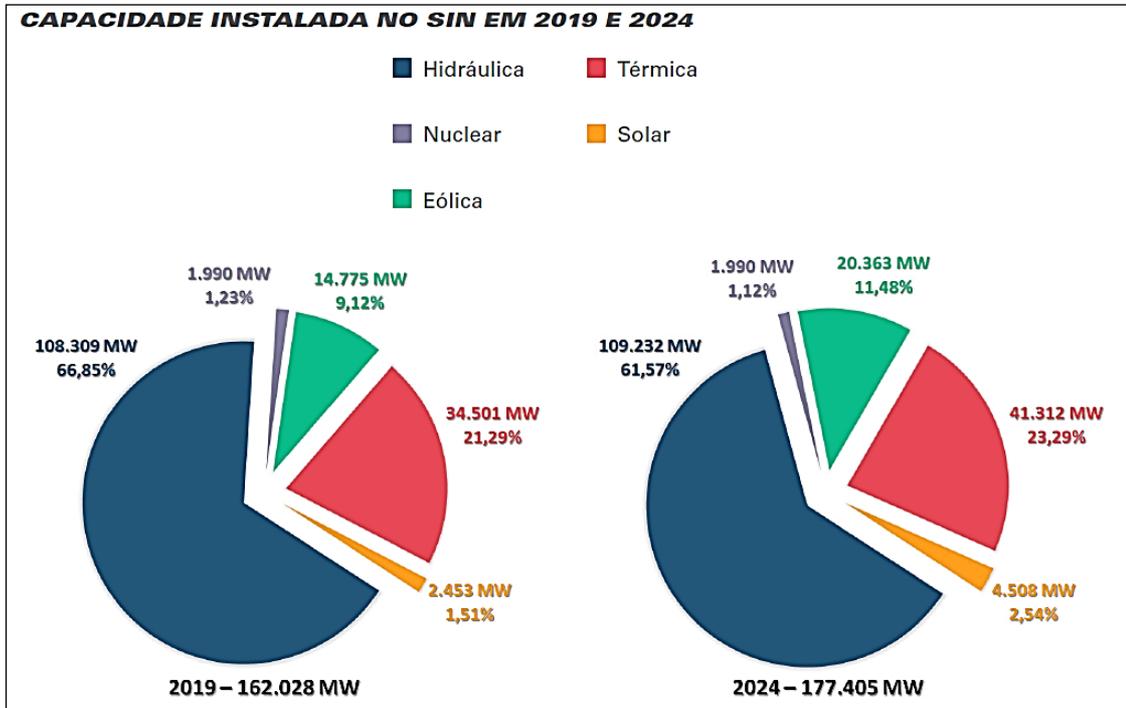


Figura 2.1 - Capacidade instalada no SIN em 2019 e projetada para 2024.

Fonte: ONS, 2023

Pela análise da matriz de geração 2019-2024, pode-se dizer que o aumento do despacho de carga em horário de ponta realizado por usinas hidrelétricas de acumulação tende a aumentar, já que se observa uma redução da capacidade instalada hidráulica no geral em relação à matriz de geração. Além disso, não há perspectivas de novos projetos de usinas hidrelétricas de acumulação, no horizonte da década 2020-2030.

Houve um aumento expressivo da geração eólica e fotovoltaica nos últimos 7 anos, que utilizou em primeira instância, a elevada capacidade de geração hidráulica para regulação do despacho de potência e frequência das fontes renováveis variáveis (KELMAN e HARRISON, 2019). Todavia, esse modelo está com evidentes sinais de esgotamento, quando se avalia a capacidade de armazenamento hidráulico despachável e a demanda de potência ativa nos períodos de ponta de consumo. A capacidade total de armazenamento hídrico brasileiro se manteve estável nos últimos anos em contraste com o aumento da demanda em horário de ponta.

Com o crescimento considerável de fontes renováveis e intermitentes nos últimos 8 anos, em especial eólica e solar fotovoltaica, observa-se, intenso aumento da frequência de ciclos de partida e parada em usinas hidrelétricas de acumulação, para regulação de potência horários de ponta de carga (MADUREIRA et al., 2023).

Fontes de geração intermitentes como a eólica, não possuem regulação para o despacho de potência, sendo convencionadas pelo ONS como despacho prioritário (ONS, 2019). Ou seja, não há controle de potência de parques eólicos a não ser em desligamentos contingenciais, quando ocorre alguma falha em sistema de geração local e por ação de proteção de circuitos elétricos é realizado o desligamento. No que concerne à operação de parques eólicos, são percebidas oscilações de potência com elevada taxa de variação nos regimes de alta produção nas usinas eólicas do Nordeste, sendo que seu déficit ou superávit de potência são corrigidos com manobras do parque hidrelétrico de acumulação. O gráfico a seguir mostra um exemplo de produção diária de energia eólica da região nordeste:

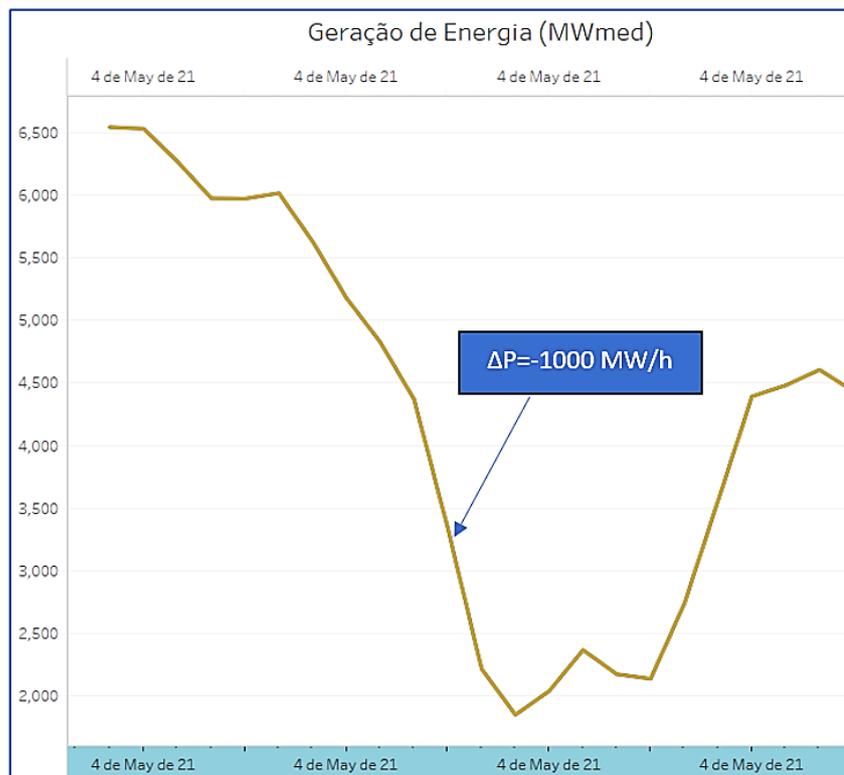


Figura 2.2 - Curva de geração eólica no nordeste brasileiro em MW med - 4 de maio de 2021

Fonte: ONS, 2021

Como pode ser observado na Figura 2.2 são observadas elevadas taxas de variação de potência na geração eólica diária. No caso específico a variação chegou a um decaimento superior a 1000MW/h. Para realizar regulação de potência dessa ordem de grandeza se faz necessário sistemas de elevada inércia para manutenção da curva carga-frequência menor que 5%, elevada capacidade de potência e curto tempo de reposta. A regulação de potência tem sido realizada por usinas hidrelétricas de acumulação como é o caso da UHE Tucuruí.

O parque gerador, já antigo com média de operação superior a 40 anos, não foi projetado para este perfil de operação. Além disso, as construções de usinas hidrelétricas mais recentes foram pautadas por projetos “fio d’água”. Devido às pressões de movimentos ambientais, tiveram seus reservatórios drasticamente reduzidos e operam com despacho prioritário. Ou seja, em períodos hidrológicos favoráveis geram potência em modo *flat*, sem atuação expressiva no despacho de carga nos períodos de ponta. Esse é caso das usinas do rio madeira Santo Antônio (3680MW), Jirau (3750MW) e a mais recente usina do Rio Xingu Belo Monte (11.230MW), todas operando em projetos “fio d’água” (KELMAN e HARRISON, 2019).

Dentre as dez maiores usinas do parque hidrelétrico brasileiro, em termos de potência instalada, a UHE Tucuruí tem sido adotada como a usina de maior relevância no despacho de ponta de consumo, quando comparada a oscilação diária de potência ativa. Este fato pode ser observado nas curvas de potência de despacho diário destas usinas. A usina brasileira de maior capacidade instalada, o complexo da UHE Itaipu, possui despacho caracterizado como *flat*, sem contribuições consideráveis no aspecto de despacho de carga em horários de ponta, muito disso, se deve ao aspecto do fato de ser binacional. O despacho regulado com o Paraguai impede a realização de manobras.

## 2.2 Arranjos construtivos de usinas reversíveis

Usinas reversíveis possuem um arranjo construtivo típico no qual dois reservatórios naturais ou artificiais, dotados de um desnível mínimo, possibilita operações de máquinas hidráulicas geratrizes e motrizes nos dois sentidos, montante-jusante e jusante-montante da casa de força, respectivamente (HUNT et al., 2020). A Figura 2.3, a seguir, apresenta um arranjo construtivo clássico de uma UHR.

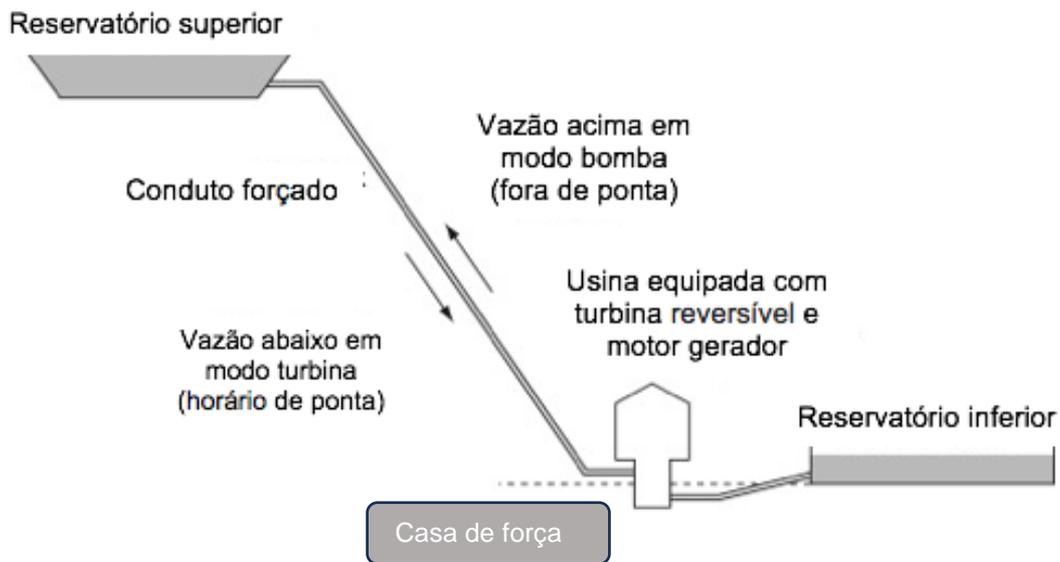


Figura 2.3 - Arranjo construtivo clássico de uma usina reversível.

Fonte: Adaptado de Hino e Lejeune, 2012

Duas classificações principais quanto ao arranjo construtivo são adotadas para qualificação do reservatório de jusante: UHR de ciclo aberto e UHR de ciclo fechado. Na primeira, o reservatório de jusante é um rio com vazão e níveis mínimos garantidos para as operações geratrizes e motrizes. Na segunda, o reservatório de jusante é artificialmente construído para garantia do suprimento de água nas operações de bombeamento e submersão mínima da turbina.

As UHRs de ciclo aberto, podem adotar como reservatório de jusante outro reservatório de uma usina hidrelétrica convencional, curso natural de um rio, águas marinhas próximas a barreiras naturais, dentre outras possibilidades em que o caráter de renovação constante da água do reservatório de jusante esteja presente.

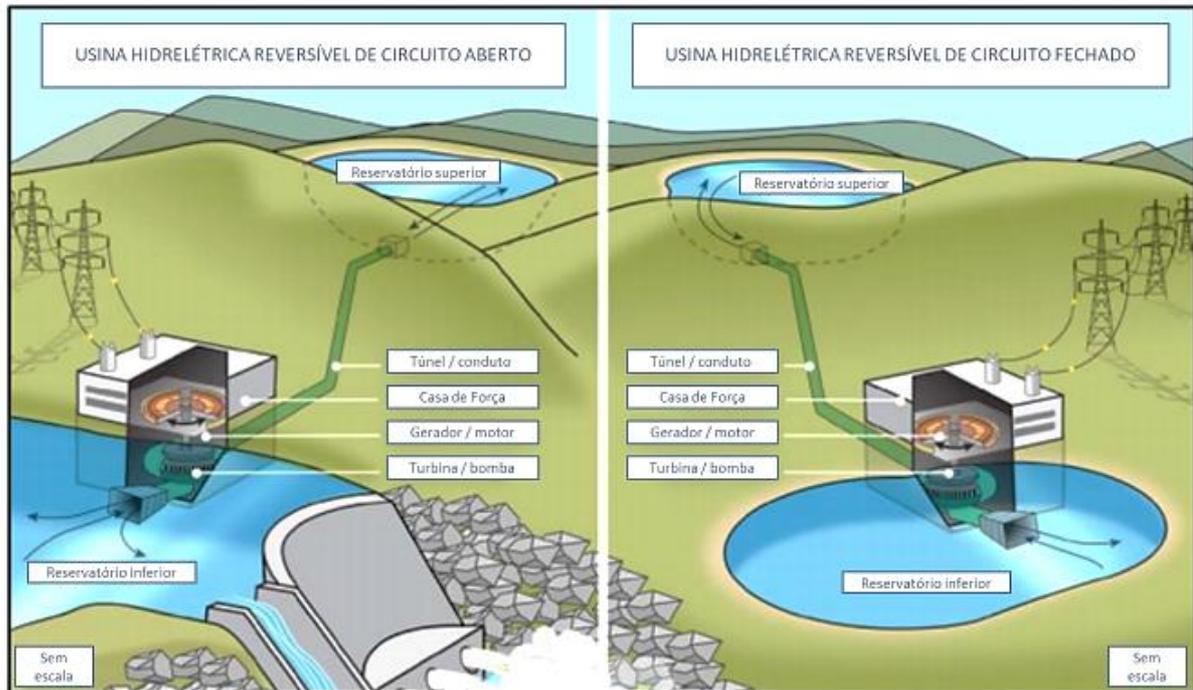


Figura 2.4 - Esquemas funcionais típicos de URs de ciclo aberto e ciclo fechado.  
 Fonte: Adaptado pelo autor do Departamento de Energia dos EUA (2022)

O quadro à esquerda da Figura 2.4 demonstra o esquema funcional típico de uma usina hidrelétrica reversível de ciclo aberto, onde o reservatório de jusante é o curso de um rio com controle de sua vazão e nível realizado por um vertedouro. O Quadro a direita apresenta uma usina hidrelétrica reversível de ciclo fechado, onde ambos os reservatórios de jusante e montante são artificiais, construídos com obras de escavação. Outro tópico importante trata-se do desnível e forma construtiva dos condutos forçados. Grande parte das UHRs estão instaladas em regiões geográficas com elevado desnível e condutos forçados escavados em túnel de rocha (BLAKERS et al., 2021).

Diversos arranjos alternativos de construção de usinas reversíveis foram analisados por Brandão et al (2020) para possíveis aplicações no Brasil. Os arranjos pesquisados apresentam uma possibilidade de combinação de usinas reversíveis com usinas hidrelétricas existentes. A possibilidade de implementação de novos reservatórios que utilizem o reservatório de montante da usina principal, como reservatório de jusante da UHR, tem sido a principal variante do arranjo clássico com viabilidade de construção conjunta de usinas existentes (HUNT et al., 2020). Neste caso, porém uma nova casa de força deve ser construída para viabilizar as operações de bombeamento. Além disso, em todos os casos, a premissa essencial é a existência

de reservatórios a jusante da casa de força reversível, ainda que de volumes reduzidos.

Estudos de viabilidade, em menor escala, no complexo da UHE Tucuruí, envolvendo a integração de sistemas fotovoltaicos e TFB (Turbina Funcionando como Bomba), foram realizados utilizando-se os reservatórios de montante e reservatório intermediário do canal de eclusas (FURTADO et al., 2020). Os resultados obtidos permitiram concluir não só viabilidade técnica como econômica da instalação, mesmo envolvendo faixas e quedas inferiores a 35m. Contudo, as condições básicas de reservatórios jusante e montante foi critério condicionante do projeto, se enquadrando, portanto, em arranjo clássico.

Uma concepção adotada em usinas reversíveis que apresenta possibilidade de aplicação em usinas hidrelétricas existentes, sem a necessidade de construção de novos reservatórios, é o arranjo de curto-circuito hidráulico (STROMAUSKUNFT, 2008). Nesta concepção Turbinas e bombas operam simultaneamente na casa de força, com adequado controle do fluxo de potência ativa e reativa da instalação, além de melhor controle de nível jusante. A potência de acionamento das bombas pode ser realizada mecanicamente pelas turbinas ou alimentadas por barramento elétrico de potência entre motor/gerador. O benefício está em um maior controle da potência reativa na compensação síncrona, com aplicação satisfatória em serviços auxiliares (HEIDJANN, 2008). Conforme descrito por Chazarra (2017), até o ano de 2017, 4 (quatro) usinas reversíveis PHPS já tinham aplicado o modelo de operação de curto-circuito hidráulico. Sendo as usinas reversíveis de Kops II, Malta, Geeshatch e Luenersee.

A usina reversível de ciclo aberto de Geesthatch, localizada próximo à cidade de Hamburgo na Alemanha, possui características interessantes do ponto de vista de caracterização de seu arranjo construtivo, pois é concebida com turbinas Francis, com quedas próximas às verificadas na UHE Tucuruí. A Figura 2.5 e Tabela 2.1 a seguir apresentam o arranjo construtivo geral de Geesthatch.



Figura 2.5 - Usina reversível de ciclo aberto de Geesthatch, na Alemanha.  
Fonte: Vattenfall, 2023.

A usina Geesthatch tem capacidade instalada de 120MW e tempos de operação em modo turbina de 4,5 horas até o nível mínimo e de até 9 horas de bombeamento contínuo até enchimento completo do reservatório superior. A Tabela 2.1 a seguir apresenta a ficha técnica desta UHR.

Tabela 2.1 - Ficha técnica da usina de Geesthatch na Alemanha.

<b>Dados - Usina Geesthatch</b>	
País	Alemanha
Capacidade instalada	119.1 MWe
Bacia hidrográfica	Rio Elbe
Tipo de turbina	Francis
Queda nominal	80 m
Vazão nominal	3x 66 m <sup>3</sup> /s
Proprietário / concessão	Consórcio alemão Vattenfall
Status	Em operação

Fonte: Vattenfall, 2023.

Embora tenha características semelhantes com mesmo tipo de máquina e queda da UHE Tucuruí, não foram encontrados dados mais detalhados quanto ao

fluxograma de processo durante as operações de curto-circuito hidráulico. Essa pesquisa poderá ser realizada com maior profundidade em trabalhos futuros.

A Figura 2.6 apresenta o arranjo construtivo e operacional de curto-circuito hidráulico da UHR de Kops II na Áustria (PEREZ-DIAZ et al., 2014).

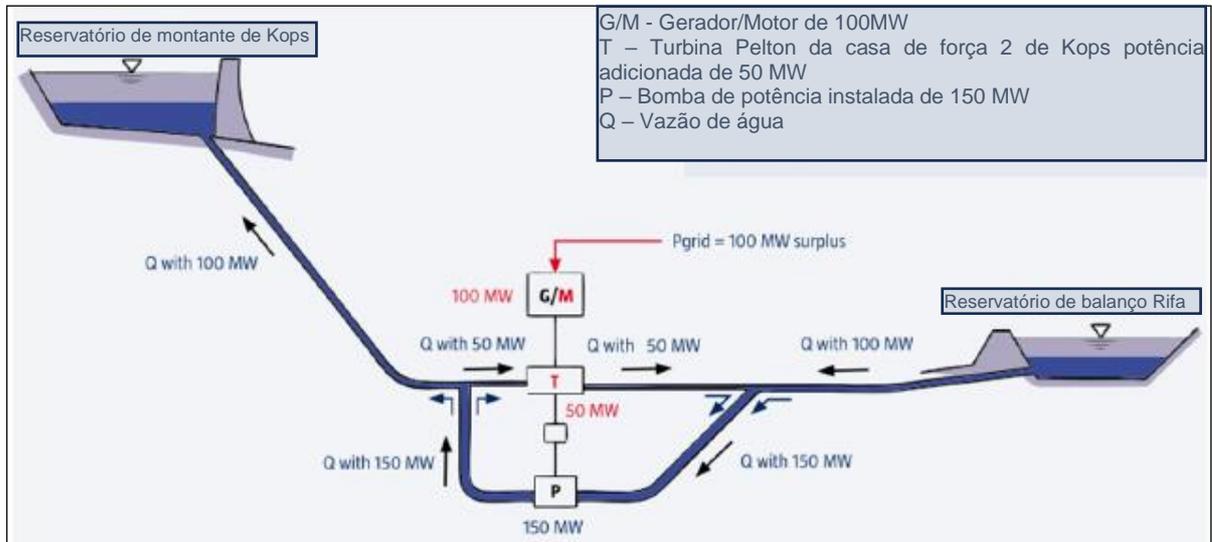


Figura 2.6 - Arranjo operacional de curto-circuito hidráulico da usina de Kops II - Áustria

Fonte: Perez-Diaz (2014)

Neste arranjo operacional reversível ternário, o grupo de turbinas Pelton está acoplado mecanicamente com o grupo de bombas. Nos dutos de jusante, temos fluxo simultâneo de vazões turbinadas e bombeadas. No exemplo apresentado o balanço líquido de potência elétrica é negativo (instalação consumindo energia) assim como o balanço líquido de vazões (vazão recalçada no conduto forçado). Contudo, é possível se obter o inverso. Ou seja, balanço líquido de vazões e potência positivo, com vazão recalçada menor que vazão turbinada e a planta gerando energia.

Para o caso da UHE Tucuruí, esse modelo operacional apresenta uma aplicação viável com perspectivas de redução da frequência de partidas e paradas. As bombas poderiam ser utilizadas para gerar potência reativa necessária para impedir o desligamento das unidades geradoras em operação, nos horários fora de ponta. Do ponto de vista construtivo, o canal de jusante da UHE Tucuruí poderia ser considerado um reservatório, desde que a condição de nível de jusante mínimo seja garantida. Ou seja, a vazão líquida total computando as vazões turbinada, bombeada e vertida seja sempre positiva, mesmo durante as operações de bombeamento.

## 2.3 Modelos hidro energéticos de TRs

Os modelos hidro energéticos das máquinas hidráulicas possibilitam simular a sua operação conjugada com outras unidades geradoras de uma usina quanto ao despacho de potência e vazão e verificar o ganho efetivo para redução da frequência de partidas e paradas. Para isso, faz-se necessária a elaboração de curvas de vazão, torque e potência adimensionais da TR, para o caso em questão.

As TRs em seu formato clássico, derivam do projeto de turbinas Francis de alta queda e velocidade rápida. A aplicação da tecnologia na Europa, EUA ou China, ocorre em regiões de relevo acidentado, fazendo com que tipicamente as máquinas possuam queda elevada e baixa vazão. As condições de áreas reduzidas e de bacias fluviais de menor capacidade em vazão e altas quedas difere drasticamente do cenário médio geral observado no Brasil. Contudo, esse fator não é impeditivo da aplicação tecnológica. São observadas mesmo no Brasil, estações elevatórias dotadas de rotor Francis em baixa queda e considerável potência instalada e capacidade de vazão. É o caso das usinas elevatórias de Vigário geral e Santa Cecília, no complexo hidrelétrico de Lajes no estado do Rio de Janeiro. Essas usinas têm capacidade de bombeamento de (CANALES et al, 2015).

O modelo adotado para predição de curvas de colina de TRs (HUANG, 2018), utiliza análise unidimensional do escoamento do circuito hidráulico, considerando parâmetros fundamentais de projeto básico, tais como diâmetros do rotor da turbina, áreas de passagem, queda, potência e vazões nominais. As equações de Euler aplicadas ao escoamento unidimensional, incompressível e irrotacional são adotadas para determinação das curvas de torque e vazão do rotor da turbina Francis. baseadas na parametrização dos triângulos de velocidade do rotor Francis, tanto em modo bomba quanto em modo turbina.

As curvas características nos quatro quadrantes de uma turbina reversível do tipo Francis com abertura constante de palhetas diretrizes são ilustradas na Figura 2.7a abaixo. Observa-se nessa Figura os cinco principais regimes de operação: bomba, frenagem em bomba, turbina, frenagem em turbina e bomba reversa.

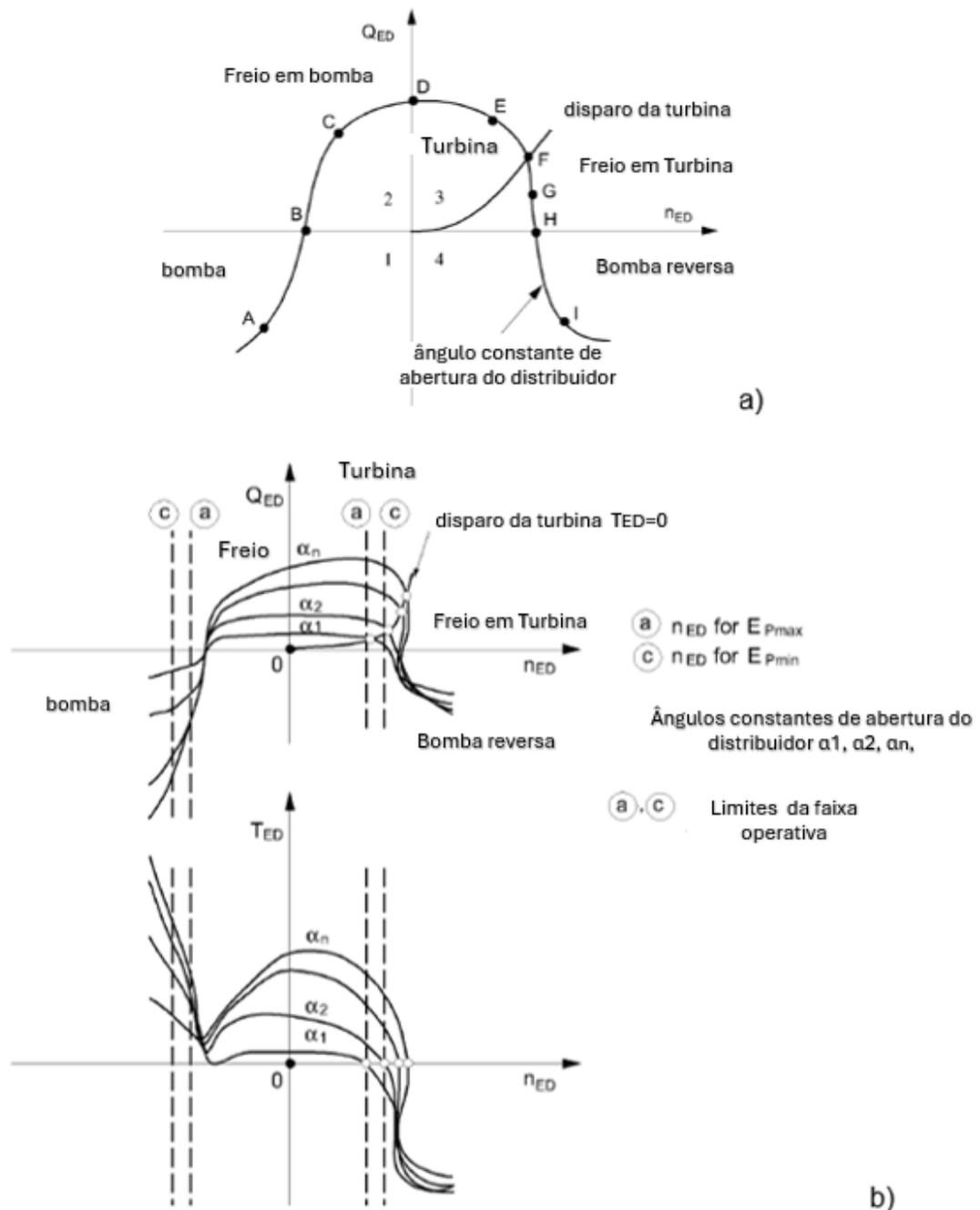


Figura 2.7 - Curvas características de uma turbina reversível nos 4 quadrantes

Fonte: Internacional Electrotechnical Committee, 1999.

No modo bomba a vazão e a rotação são negativas (ponto A, Figura 2.7a) e temos fluxo no sentido jusante-montante. O ponto de início do recalque (ponto B, figura 2.7b) é caracterizado por rotação no sentido negativo e vazão líquida nula, ou seja ocorre o equilíbrio entre pressão do conduto e pressão centrífuga na caixa espiral. Entre os pontos B e D ocorre o chamado fenômeno de freio em bomba. Ou seja, nessa faixa operacional a pressão de recalque é insuficiente para vencer a altura

manométrica da instalação. No modo turbina, vazão e rotação são positivas, o fluxo é descendente no sentido Montante-jusante e tem-se um torque disponível do eixo na máquina (ponto E). Observa-se a situação particular para torque nulo, durante disparo de velocidade de máquina (ponto F). Nessa situação o torque eletromagnético do gerador é abruptamente retirado por alguma contingência sistêmica e o distribuidor da turbina não é fechado, desta forma toda torque disponível é usado para aceleração e até o alcance de rotação máxima. No modo de frenagem em turbina, a vazão é nula e rotação é positiva, entretanto o torque é negativo pois a máquina está sendo motorizada com rotação acima do disparo em turbina (ponto G). O modo bomba reversa, ocorre somente em condições transientes, é caracterizado por rotação positiva (mesmo sentido da turbina), porém com valores superiores à rotação disparo, fazendo com que a pressão centrífuga na caixa espiral se eleve até que possibilite condição de recalque, vazão negativa (ponto I). Porém trata-se de condição altamente danosa para a máquina com intensas flutuações de pressão e vibrações mecânicas severas. Na prática este modo operacional não é adotado, sendo apenas usado para testes de bancada e critérios de segurança em projetos de TR.

Os parâmetros adimensionais que descrevem a operação são: fator de velocidade,  $n_{ED}$ , fator de descarga,  $Q_{ED}$  e fator de torque  $T_{ED}$ , definidos pelas Equações (2.1-2.3):

$$n_{ED} = \frac{nD}{\sqrt{gH}} \quad (2.1)$$

$$Q_{ED} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{gH}} \quad (2.2)$$

$$T_{ED} = \frac{T}{\rho g D^3 H} \quad (2.3)$$

sendo  $D$  o diâmetro de referência do rotor (m), conforme definido na Figura 2.8,  $n$  a rotação ( $s^{-1}$ ),  $H$  a altura manométrica para a turbina ou disponibilizada pela bomba (carga),  $Q$  a vazão através da máquina ( $m^3/s$ ), desconsiderada qualquer perda por fuga, e  $T$  o torque do rotor (Nm).

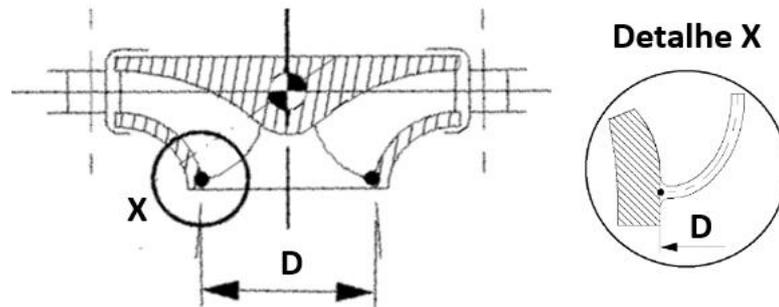


Figura 2.8 - Definição do diâmetro de referência - turbina Francis reversível

Fonte: International Electrotechnical Committee, 1999

Na operação no modo turbina, a máquina, durante a partida, é colocada na condição de giro mecânico, antes da sincronização com a rede. Dependendo da velocidade especificada da TR, as curvas vazão-rotação e torque-rotação, para uma mesma abertura de diretriz, podem assumir uma forma de S, como apresentado na Figura 2.9.

Se houver aumento de rotação, após o ponto de disparo (linha tracejada da Figura 2.9) a máquina entrará em condição instável, com aumento sem controle de vibração, podendo assumir acoplamentos ressonantes. Isso também pode ocorrer em condições de rejeição de carga (HASMATUCHI, et al 2011). Esse aspecto é de grande relevância para o projeto e operação de turbinas Francis reversíveis (CAVAZZINI, 2018; LU, 2021). Por tanto, critérios devem ser considerados desde fase de projeto básico e conceitual, por exemplo com a análise de escoamento unidimensional de triângulos de velocidade aplicados no rotor Francis.

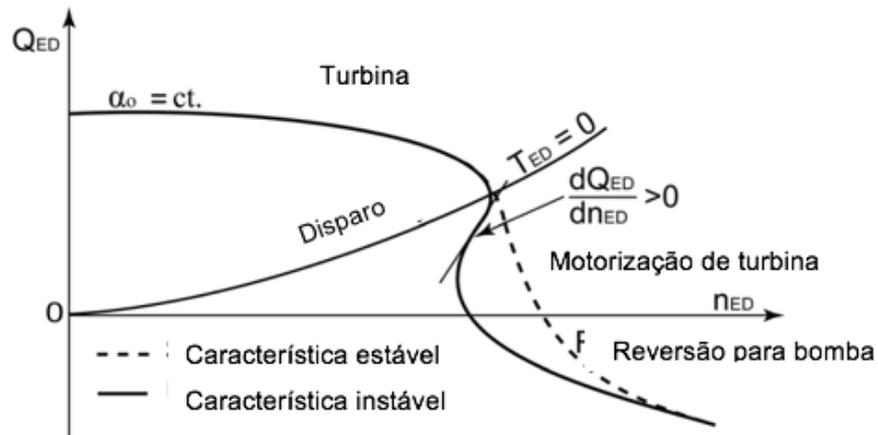


Figura 2.9 - Curva S para uma turbina reversível radial

Fonte: Adaptado de Internacional Electrotechnical Committee, 1999; Hasmatuchi, 2011.

Os triângulos de velocidade são diagramas que auxiliam na visualização e análise dos componentes das velocidades em um escoamento de fluido, como a água em uma turbina. As componentes do campo de velocidades são: velocidade absoluta ( $V$ ), velocidade relativa ( $W$ ) e velocidade tangencial ( $U$ ). O triângulo de velocidade é uma ferramenta crucial para entender como essas velocidades interagem nas pás da turbina. A velocidade absoluta ( $V$ ) é a velocidade do fluido medida em relação a um ponto fixo fora da turbina. A velocidade relativa ( $W$ ) é a velocidade do fluido medida em relação à pá da turbina. E a velocidade tangencial ( $U$ ) é a velocidade na direção tangencial ao rotor da turbina.

A Figura 2.10 apresenta esquematicamente dos triângulos de velocidade em um rotor de uma turbina reversível radial, nos dois modos de operação, sendo  $\vec{V}$ ,  $\vec{U}$  e  $\vec{W}$  as velocidades absoluta, tangencial e relativa, respectivamente. Os ângulos  $\alpha$  e  $\beta$  são os ângulos da velocidade absoluta e relativa com a direção tangencial, respectivamente. Os índices 1 e 2 se referem, respectivamente, a entrada e saída do rotor, e o  $r$  o raio do rotor.

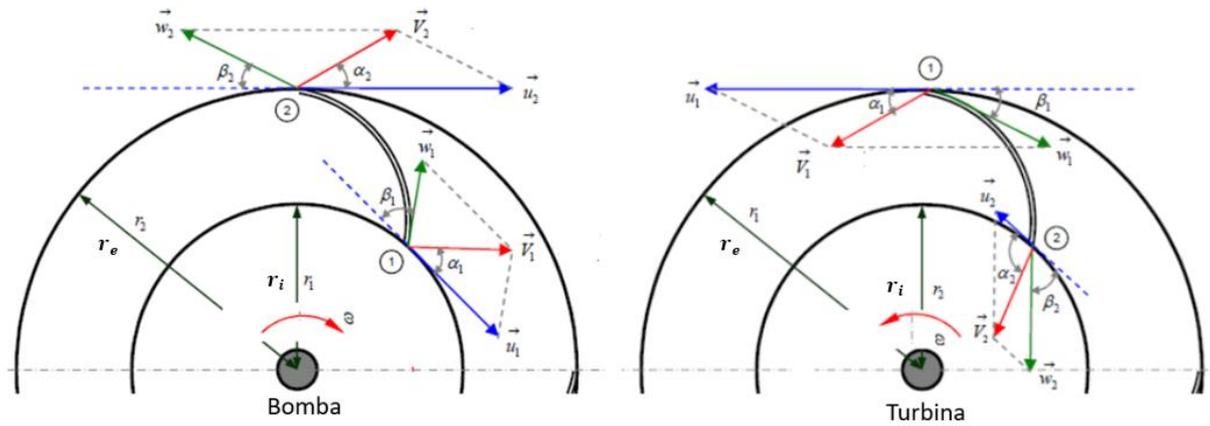


Figura 2.10 - Triângulos de velocidade em rotor de uma turbina Francis reversível  
Fonte: UFES Laboratório de Máquinas de Fluxo

A aplicação da conservação da quantidade de movimento angular, ou a equação de Euler para as turbo-máquinas (DIXON e HALL, 2010), fornece o torque,  $T_{mk}$  altura de energia,  $H_{mk}$ , sendo o índice m, T para turbina e B para bomba:

$$T_T = \rho Q_T (V_{u1} r_1 - V_{u2} r_2)_T \quad (2.4)$$

$$H_T = \frac{\omega T_T}{\rho Q_T g} = \frac{\omega}{g} (V_{u1} r_1 - V_{u2} r_2)_T = H \eta_T \quad (2.5)$$

$$T_B = \rho Q_B (V_{u2} r_2 - V_{u1} r_1)_B \quad (2.6)$$

$$H_B = \frac{\omega T_B}{\rho Q_B g} = \frac{\omega}{g} (V_{u2} r_2 - V_{u1} r_1)_B = \frac{H}{\eta_B} \quad (2.7)$$

sendo  $V_u$  a componente tangencial da velocidade absoluta.

Visando evitar dualidade na definição dos raios do rotor, será adotada a seguinte nomenclatura:

$$r_e = r_{1T} = r_{2B} \quad (2.8)$$

$$r_i = r_{2T} = r_{1B} \quad (2.9)$$

Assim, considerando também  $Q$  a vazão para ambos os modos de operação, as Equações (2.6-2.9) são expressas da seguinte forma:

$$T_T = \rho Q (V_{u1T} r_e - V_{u2T} r_i) \quad (2.10)$$

$$H \eta_T = \frac{\omega_T}{g} (V_{u1T} r_e - V_{u2T} r_i) \quad (2.11)$$

$$T_B = \rho Q (V_{u2B} r_e - V_{u1B} r_i) \quad (2.12)$$

$$\frac{H}{\eta_B} = \frac{\omega_B}{g} (V_{u2B} r_e - V_{u1B} r_i) \quad (2.13)$$

Os rendimentos em modo turbina e bomba podem ser expressos por (CAVAZZINI, et al. 2018):

$$\eta_B = 1 - K_B \frac{Q_B^2}{H_B} = 1 - K_B g D^4 Q_{ED} \quad (2.14)$$

$$\eta_T = 1 - K_T \frac{Q_T^2}{H_T} = 1 - K_T g D^4 Q_{ED} \quad (2.15)$$

sendo  $K$  o coeficiente de perdas hidráulicas, que, para turbinas Francis reversíveis, em acordo com estatísticas de diversas turbinas reversíveis existentes, varia entre  $4 \times 10^{-4}$  e  $6 \times 10^{-3}$  (DIXON e HALL, 2010).

Aplicando a conservação da massa, para ambos os modos de operação, tem-se:

$$Q = V_{m1B} A_i = V_{m2B} A_e \quad (2.16)$$

$$Q = V_{m1T} A_e = V_{m2T} A_i \quad (2.17)$$

sendo  $V_{m1}$  e  $V_{m2}$  as componentes meridionais da velocidade absoluta na entrada e saída rotor, respectivamente., e  $A_i$  e  $A_e$  as áreas transversais do escoamento, referente aos diâmetros interno e externo.

Dos triângulos de velocidade, Figura 2.10, obtém-se as componentes tangenciais:

$$V_{u1T} = \frac{V_{m1T}}{\operatorname{tg}\alpha_{1T}} = \frac{Q}{\operatorname{tg}\alpha_{1T}A_e} \quad (2.18)$$

$$V_{u1B} = \frac{V_{m1B}}{\operatorname{tg}\alpha_{1B}} = \frac{Q}{\operatorname{tg}\alpha_{1B}A_i} \quad (2.19)$$

$$V_{u2T} = U_{2T} - \frac{V_{m2T}}{\operatorname{tg}\beta_{2T}} = \omega_T r_i - \frac{Q}{\operatorname{tg}\beta_{2T}A_i} \quad (2.20)$$

$$V_{u2B} = U_{2B} - \frac{V_{m2B}}{\operatorname{tg}\beta_{2B}} = \omega_B r_e - \frac{Q}{\operatorname{tg}\beta_{2B}A_e} \quad (2.21)$$

sendo  $\alpha_1$  e  $\beta_2$  e os ângulos do escoamento absoluto e relativo, respectivamente.

Substituindo as equações (2.20-2.23) nas equações (2.12-2.15), obtém-se:

$$T_T = \rho Q \left[ Q \left( \frac{r_e}{\operatorname{tg}\alpha_{1T}A_e} + \frac{r_i}{\operatorname{tg}\beta_{2T}A_i} \right) - \omega_T r_i^2 \right] \quad (2.22)$$

$$H \eta_T = \frac{\omega_T}{g} \left[ Q \left( \frac{r_e}{\operatorname{tg}\alpha_{1T}A_e} + \frac{r_i}{\operatorname{tg}\beta_{2T}A_i} \right) - \omega_T r_i^2 \right] \quad (2.23)$$

$$T_B = \rho Q \left[ \omega_B r_e^2 - Q \left( \frac{r_i}{\operatorname{tg}\alpha_{1B}A_i} + \frac{r_e}{\operatorname{tg}\beta_{2B}A_e} \right) \right] \quad (2.24)$$

$$\frac{H}{\eta_B} = \frac{\omega_B}{g} \left[ \omega_B r_e^2 - Q \left( \frac{r_i}{\operatorname{tg}\alpha_{1B}A_i} + \frac{r_e}{\operatorname{tg}\beta_{2B}A_e} \right) \right] \quad (2.25)$$

Utilizando as definições as equações (2.1-2.5) e considerando

$$\omega_T = \omega_B = \omega = 2\pi n \quad (2.26)$$

as equações (2.18-2.21) transformam-se em:

$$T_{ED} = a_T Q_{ED}^2 - b_T n_{ED} Q_{ED} \quad (2.27)$$

$$c_T n_{ED} Q_{ED} - d_T n_{ED}^2 + e_T Q_{ED}^2 = 1 \quad (2.28)$$

$$T_{ED} = -a_B Q_{ED}^2 + b_B n_{ED} Q_{ED} \quad (2.29)$$

$$-c_B n_{ED} Q_{ED} + d_B n_{ED}^2 - e_B n_{ED}^2 Q_{ED}^2 + f_B n_{ED} Q_{ED}^3 = 1 \quad (2.30)$$

sendo:

$$a_T = D \left( \frac{r_e}{tg \alpha_{1T} A_e} + \frac{r_i}{tg \beta_{2T} A_i} \right) \quad (2.31)$$

$$b_T = \frac{\pi}{2} \left( \frac{D_i}{D} \right)^2 \quad (2.32)$$

$$c_T = 2\pi D \left( \frac{r_e}{tg \alpha_{1T} A_e} + \frac{r_i}{tg \beta_{2T} A_i} \right) \quad (2.33)$$

$$d_T = \left( \frac{\pi D_i}{D} \right)^2 \quad (2.34)$$

$$e_T = K_T g D^4 \quad (2.35)$$

$$a_B = D \left( \frac{r_i}{tg \alpha_{1B} A_i} + \frac{r_e}{tg \beta_{2B} A_e} \right) \quad (2.36)$$

$$b_B = \frac{\pi}{2} \left( \frac{D_e}{D} \right)^2 \quad (2.37)$$

$$c_B = 2\pi D \left( \frac{r_i}{tg\alpha_{1B}A_i} + \frac{r_e}{tg\beta_{2B}A_e} \right) \quad (2.38)$$

$$d_B = \left( \frac{\pi D_i}{D} \right)^2 \quad (2.39)$$

$$e_B = K_T g D^2 (\pi D_e)^2 \quad (2.40)$$

$$f_B = K_B g 2\pi D^5 \left( \frac{r_i}{tg\alpha_{1B}A_i} + \frac{r_e}{tg\beta_{2B}A_e} \right) \quad (2.41)$$

Visando corrigir as equações (2.29) e (2.31) para as condições reais e de número finito de pás, acrescentam-se fatores de correção,  $\gamma_T$  e  $\gamma_B$ , os quais são correlacionados à velocidade específica e à abertura do distribuidor:

$$T_{ED} = a_T Q_{ED}^2 - b_T n_{ED} Q_{ED} + \gamma_T \quad (2.42)$$

$$T_{ED} = -a_B Q_{ED}^2 + b_B n_{ED} Q_{ED} + \gamma_B \quad (2.43)$$

### 2.3.1 Parametrização de Curvas Características - Turbina Reversível Radial

A solução das equações (2.28), (2.30), (2.42) e (2.43) necessita do conhecimento dos triângulos e velocidade, para ponto da curva de colina existente, tornando um problema complexo. Visando facilitar a obtenção da curva de operação da turbina reversível, Huang et al. (2018) apresentam um conjunto de equações para encontrar os pontos típicos de operação, baseado em correlações estatísticas de máquinas existentes.

Huang et al. (2018), fazem uma descrição mais detalhada das curvas de operação de uma turbina reversível, conforme Figura 2.11. Os pontos  $C_i$  e  $O_i$  representam, respectivamente, os pontos de melhor eficiência para os modos bomba e turbina. Os pontos  $B1_i$  limitam a região da frenagem em bombas e os pontos  $B2_i$  delimitam as regiões de embalamento e de bomba reversa. Os pontos  $A_i$ , determinam

os pontos de rotação nula e os pontos  $R_i$  definem a curva de embalamento, para o qual o torque é nulo. Esses pontos definem as curvas características de uma turbina reversível. Para evitar o cálculo de rendimento para todas as aberturas de distribuidor, os autores consideram que C e O são os mesmos pontos para o mesmo valor de  $n_{ED}$

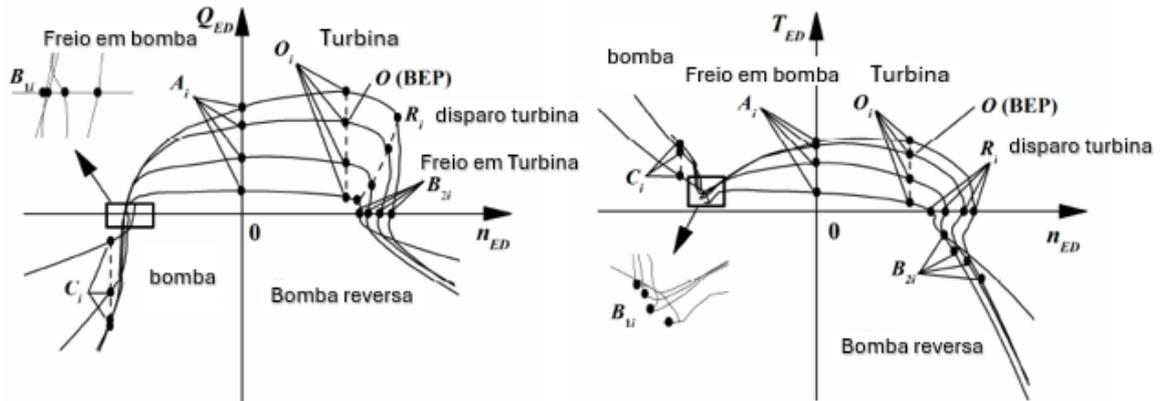


Figura 2.11 - Pontos característicos de uma turbina reversível radial

Fonte: Huang et al., (2018)

De acordo com Zeng et al. (2015), os autores consideraram que a localização desses pontos dependem da velocidade específica,  $N_{ED}$ , e da abertura do distribuidor,  $a$ , tem-se que os parâmetros  $n_{ED}$ ,  $Q_{ED}$  e  $T_{ED}$ , podem ser expressos como  $f(N_{ED}, \tau)$ , sendo  $\tau$  a abertura relativa do distribuidor. As equações (2.44-2.45) definem,  $N_{ED}$  e  $\tau$

$$N_{ED} = \frac{n_0 Q_0^{0.5}}{(gH_0)^{0.75}} \quad (2.44)$$

$$\tau = \frac{a}{a_0} \quad (2.45)$$

sendo o índice 0 indicando o ponto de melhor eficiência no modo turbina.

Assim, com dados de dez (10) turbinas reversíveis existentes, foram geradas as curvas de predição dos pontos  $O_i$ ,  $C_i$ ,  $A_i$ ,  $R_i$ ,  $B_{1i}$ ,  $B_{2i}$  em função de  $N_{ED}$  e  $\tau$ . Esses seis pontos operacionais característicos são comparados em base estatística por (HUANG, 2018). Em resumo, os pontos operacionais são caracterizados por:

- vazão máxima em modo bomba ( $B_1$ );

- transição de giro em vazio para início de recalque (C);
- inversão de rotação bomba-turbina (A);
- ponto de melhor eficiência da turbina (O);
- disparo em modo turbina (R);
- motorização em compensação síncrona (B2);

A solução do sistema de equações é obtida para diferentes valores iniciais de queda operativa calculadas com referência em velocidade específica (podendo ser adotada referência estatística) e para uma dada rotação síncrona. A solução com variação dos ângulos de abertura do distribuidor ( $\alpha$ ) fornece pontos específicos de operação no modo turbina e no modo bomba. Os pontos operacionais quando interpolados por função polinomial, fornecem as curvas operacionais características.

A geração de uma curva de colina adimensional de uma turbina Francis reversível permite simular numericamente os diversos cenários hidráulicos e energéticos das operações da usina. Somente assim, será possível avaliar a viabilidade técnica de se adotar o canal de jusante como um reservatório ou apenas em modo de curto-circuito hidráulico, assim como a viabilidade das operações de reversão motriz para redução de frequência de partidas e paradas.

## **2.4 Operação sistêmico de Usinas hidrelétricas reversíveis no Brasil**

O SIN (Sistema Interligado Nacional) tem o controle de sua operação hidrotérmica, energética e tarifária regido por três modelos de curto, médio e longo prazo. São eles o DESSEM, o DECOMP e o NEWAVE. Esses modelos sistêmicos são adotados tanto para o planejamento energético quanto para a composição tarifária do PLD (Preço líquido das diferenças) no ambiente do mercado livre pela CCEE (Câmara de Comercialização de Energia Elétrica). A seguir são apresentadas as definições elementares de cada modelo segundo a CCEE (2023).

O DESSEM é um modelo computacional de aprimoramento usado no planejamento da operação de sistemas hidrotérmicos de curtíssimo prazo, com um horizonte, oficialmente o horizonte máximo de previsão neste modelo são de sete dias.

A representação das usinas termelétricas é por unidade geradora, considerando as restrições operativas e modelo de ciclo combinado. Já as usinas hidrelétricas são representadas individualmente, ou seja, são analisadas como blocos unitários de geração.

Esse modelo leva em consideração as variações características nas expectativas de geração das fontes intermitentes. As margens de transferência de energia entre submercados podem também ser representadas por meio de limites de intercâmbio dinâmicos, que dependem das condições operativas do sistema.

O objetivo do DESSEM é determinar o despacho de geração das usinas hidrelétricas e termelétrica que minimiza o custo de operação ao longo do período de planejamento, bem como o custo marginal de operação para cada período e por submercado, dado o conjunto mais detalhado das informações: previsões de carga, vazões, geração eólica, disponibilidades, limites de transmissão entre subsistemas, função de custo futuro do DECOMP etc.

Desde 1º de janeiro de 2021, os valores oficiais do PLD são calculados com base nos resultados da execução do modelo DESSEM (CASTRO et al., 2023).

O DECOMP é o modelo computacional usado no planejamento da operação de sistemas hidrotérmicos de curto prazo – com horizonte utilizado oficialmente de 2 meses e discretização semanal para o primeiro mês. A representação dos parques termelétrico e hidrelétrico é feita individualmente. Os intercâmbios de energia entre submercados são modelados de maneira semelhante ao NEWAVE, porém com algumas particularidades referentes à representação individualizada (CEPEL, 2023).

O objetivo do DECOMP é determinar o resultado de geração das usinas hidrelétricas e termelétrica que minimiza o custo de operação ao longo do período de planejamento, dado o conjunto de informações disponíveis: previsões de cargas, vazões, disponibilidades, limites de transmissão entre submercados, função de custo futuro do Newave, etc.

O modelo DECOMP fornece a Função de Custo Futuro, resultado da estratégia de solução do curto prazo, para o acoplamento com o modelo de curtíssimo prazo – Dessem. O grupo de modelos de análise de sistemas elétricos citados anteriormente, refere-se apenas às máquinas sincronizadas no SIN.

### 3 METODOLOGIA

A proposta do trabalho consiste em analisar o modelo de curto-circuito hidráulico aplicado na UHE Tucuruí, com o objetivo de reduzir o número de partidas e paradas das turbinas hidráulicas Francis existentes. Inicialmente, o estudo trata da conversão de três unidades geradoras que atualmente tem a capacidade de operar como compensadores síncronos e convertê-las para operação como turbinas bomba reversíveis.

A operação de curto-circuito hidráulico ocorre com conjuntos de TRs. Essa operação ocorre com aumento do consumo de reativos pela instalação. Ou seja, os circuitos de potência das unidades geradoras convertidas para bomba passam a ser alimentados exclusivamente pelos hidrogeradores Francis, em operação.

Nesta concepção Turbinas e bombas operam simultaneamente na casa de força, com adequado controle do fluxo de potência ativa e reativa da instalação, além de melhor controle de nível jusante. A potência de acionamento das bombas pode ser realizada mecanicamente pelas turbinas ou alimentadas por barramento elétrico de potência entre motor/gerador, de forma isolada. A análise de operação de TRs em curto-circuito hidráulico, se daria em condições de “barra morta”, ou seja, a TR operante em modo bomba estaria em circuito isolado da rede e dedicado à prevenção de paradas nos horários fora de ponta.

O benefício está em um maior controle de absorção de potência reativa e ativa pela usina, parâmetro cada vez mais relevante na operação de sistemas elétricos com fontes renováveis intermitentes, além de prevenir recorrentes partidas e paradas dos grupos de turbinas Francis associadas. Percebe-se aqui que se trata de um serviço ancilar de alta relevância para melhor controle primário de frequência e despacho de cargas em horário de ponta.

Desta forma foi definida uma metodologia de trabalho de forma a se avaliar a viabilidade técnica de conversão parcial de unidades geradoras existentes para Turbinas reversíveis com objetivo final de estabilizar a geração local de uma usina e reduzir a frequência de partidas e paradas. Os itens a seguir apresentam as etapas desta metodologia.

### 3.1 Arranjo físico do projeto de conversão Francis – TR

A abordagem deste trabalho trata apenas da simulação energética de abrangência local e restrita ao sistema hidromecânico das turbinas Francis da UHE Tucuruí. Observa-se aqui que os modelos matemáticos dinâmicos sistêmicos adotados nos softwares ANATEM e ANAREDE desenvolvidos pelo CEPEL (Centro de Pesquisas de Energia Elétrica) para análise de transientes eletromecânicos não são aplicáveis para a proposta deste trabalho. O modelo hidro energético adotado neste trabalho, é utilizado para analisar cenários de casos do histórico de operação da usina para um diagnóstico das oscilações de carga e definição das metas para estabilidade da regulação de potência ativa. O desenvolvimento de um modelo hidro-energético local, justifica-se então, por dois aspectos, primeiro, a não interferência no despacho de carga sistêmico, e segundo porque os softwares sistêmicos adotados não possuem concepção para análise do modelo de curto-circuito hidráulico

Uma importante etapa do estudo de viabilidade consistiu em definir a quantidade e localização de cada unidade geradora passível de conversão para operação como TR. Essa definição levou em consideração, características operacionais, aproveitamentos de projetos de modernização, número de falhas e criticidades de manutenção.

Uma abordagem inicial consistiu em analisar o arranjo físico da instalação e a correlação com o modelo de operação adotado pelo ONS especialmente no que diz respeito à regulação do despacho de carga e potência ativa e reativa da usina. A disposição já existente de unidades geradoras com dupla função gerador-compensador síncrono, foi a seleção adotada para este estudo de conversão para TR. Deste modo, optou-se por limitar a quantidade de máquinas convertidas como forma de elevar as chances de viabilidade econômica do projeto. Além disso, como trata-se basicamente do desenvolvimento de serviços auxiliares, optou-se por apenas dar prosseguimento à disposição pré-existente das máquinas já preparadas para esta atividade.

A Tabela 3.1 apresentada a seguir expõe a distribuição básica das unidades geradoras pelas casas de força principais e auxiliar.

Tabela 3.1 - Dados de projeto original e comissionamento das unidades geradoras da UHE Tucuruí

<b>PARÂMETRO</b>	<b>CASA DE FORÇA 1</b>	<b>CASA DE FORÇA 2</b>	<b>CASA DE FORÇA AUXILIAR</b>
Potência nominal do gerador	350 MW	374 MW	20 MW
Queda nominal	66m	61,7m	60,8 m
Queda máxima	67,6 m	65,6m	66 m
Queda mínima	47,6 m	57 m	45 m
Nível jusante mínimo	4 m	5m	3,96 m
Vazão nominal	599 m <sup>3</sup> /s		30,5 m <sup>3</sup> /s
Quantidade de máquinas	12	11	2
Códigos das UG	UGH 1 a 12	UGH 13 a 23	24 e 25
Operação gerador/ compensador síncrono	UGHs 2 ,4 e 6	-	-
Velocidade específica			

Fonte: elaborado pelo autor (2023)

Como observado na Tabela 3.1, as unidades geradoras 2, 4 e 6 operam como compensador síncrono, sendo essas máquinas selecionadas para operação como TR. Uma característica relevante no aspecto da operação da casa de força 1, é que existe um barramento elétrico de potência único para saída de linha, a cada par de unidade geradora. Assim, unidades 1 e 2, 3 e 4 e assim por diante, utilizam o mesmo barramento de saída de linha. Esse aspecto, se torna interessante para conjugação de máquinas que alimentam o barramento elétrico das unidades TR quando em operação no modo bomba.

A operação de bombas em curto-circuito hidráulico deve ser analisada quanto à turbulência e formação de vórtice no canal de fuga que passa a servir como câmara de carga das bombas. Esse estudo, não levará em conta análises fluidodinâmicas pormenorizadas, que devem ser melhor avaliadas em trabalhos futuros. Foram realizadas o levantamento de condições de contorno que propiciassem a operação da bomba com os parâmetros e condições operacionais existentes.

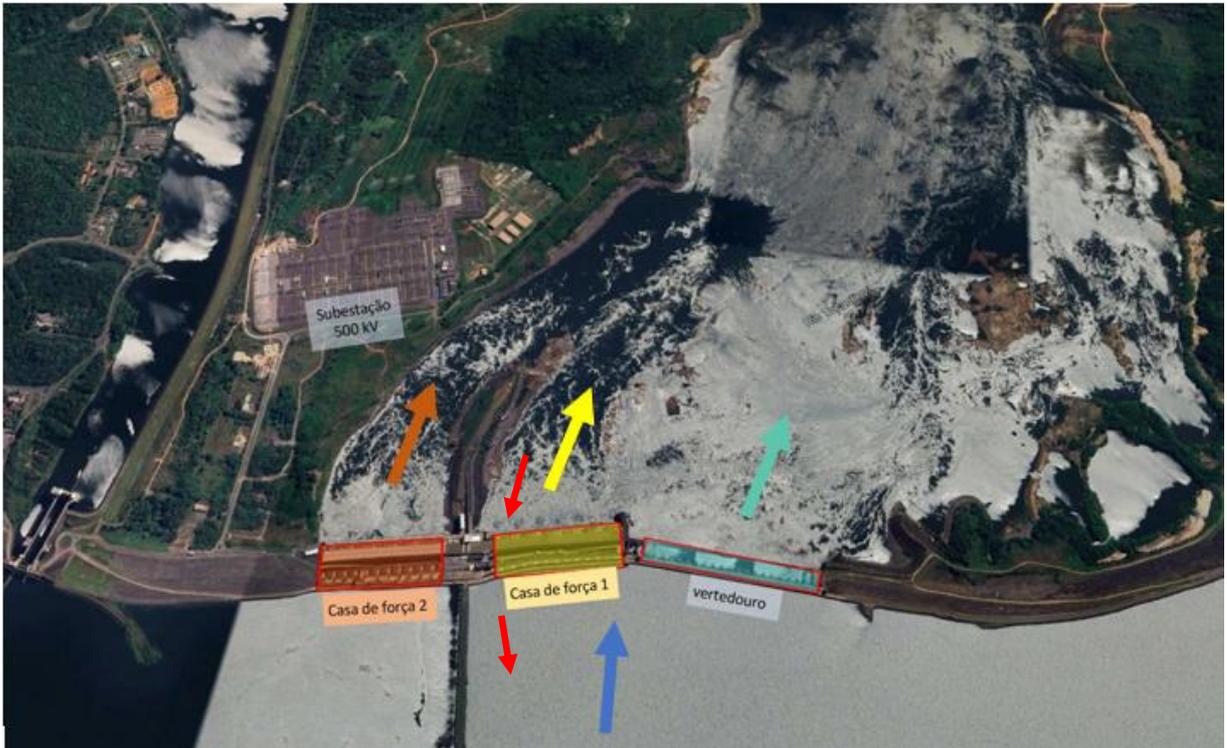


Figura 3.1 - Vista aérea por satélite do complexo hidrelétrico de Tucuruí, com indicativos de fluxos de água do arranjo proposto.

Fonte: Google Earth, 2023

A figura acima apresenta a vista aérea da UHE Tucuruí com indicação dos fluxos preferenciais de água pelos elementos construtivos da usina. A proposta de implementação das TBRs está sinalizada na casa de força 1 com as setas vermelhas indicando a direção e sentido relativos do fluxo de água bombeada pelas unidades TR, operando em curto-circuito hidráulico.

Estudos de aprimoramento da análise fluidodinâmica no canal de fuga (câmara de carga das TRs) poderão ser detalhados em trabalhos futuros. Este estudo se limita a análise de viabilidade técnica hidro energética do conjunto da instalação da casa de força 1.

### 3.2 Fluxograma geral de modelo de análise energética

Para melhor visualização do método completo utilizado no estudo de viabilidade do projeto proposto, foi elaborado um fluxograma geral, apresentado na Figura 3.2 a seguir.

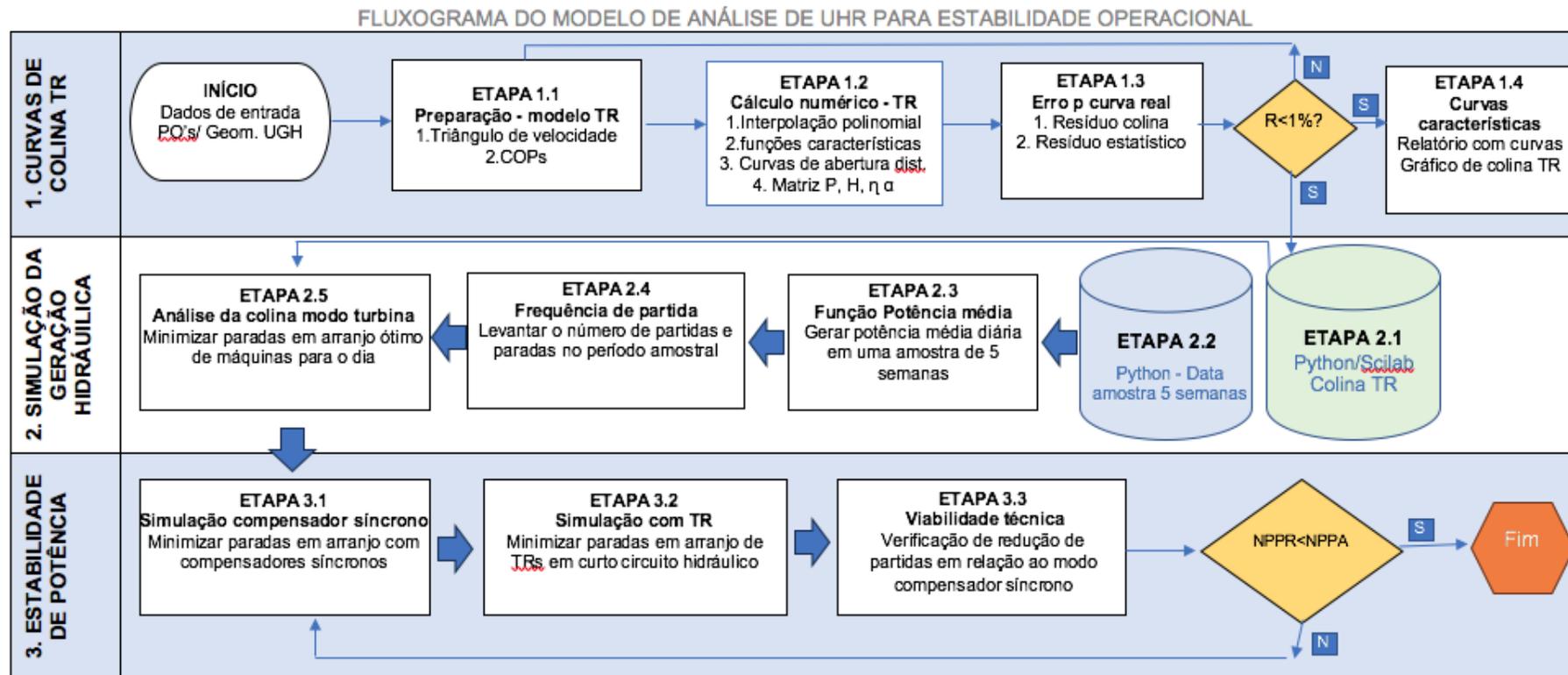


Figura 3.2 - Fluxograma de simulação e análise numérica para estudo de viabilidade da conversão de unidades Francis em TR  
Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

O fluxograma dos estudos de viabilidade está dividido em três partes principais, com o objetivo final de verificar se, convertendo três unidades geradoras que possuem operação híbrida gerador/compensador síncrono para turbina reversível, haverá redução do número de partidas e paradas na operação de despacho de carga típica da usina. As macros etapas estão detalhadas, conforme a seguir.

1ª Macro etapa, curvas de colina TR: O objetivo final desta etapa são as curvas características da TR utilizando como dados de entrada, parâmetros de projeto básico da turbina Francis existente. Nesta etapa, são formados os triângulos de velocidade para verificação das condições do escoamento em modo turbina e modo bomba, nos pontos nominais, máximos e mínimos de queda e potência e verificados os limites operacionais. Os vetores dos triângulos de velocidade são utilizados avaliar a condição de estabilidade do escoamento e estimar os coeficientes de perdas hidráulicas no ponto nominal e serão detalhados mais especificamente no item 3.3. Os limites operacionais ou faixa operativa da instalação também são estabelecidos nesta etapa utilizando-se o parâmetro de rotação adimensional em velocidade síncrona, como forma de identificar a variação de quedas.

Por fim, foi elaborado código na linguagem SCILAB para produzir as curvas adimensionais de rotação, torque e vazão do modelo proposto por Huang et al. (2018), utilizando base estatística, com ajustes dos coeficientes das equações adimensionais e aplicação da velocidade específica da turbina Francis existente. Ao final desta etapa, obtém-se as curvas do modelo operacional hidro energético da turbina reversível. O código SCILAB completo é apresentado no apêndice 2.

2ª Macro etapa, simulação da geração hidráulica: Esta etapa consiste basicamente em trabalhar os dados hidrológicos e de geração da usina, considerando os estados operativos de cada unidade geradora, e, assim, plotar as curvas de potência média despachada e número de unidades geradoras em operação na mesma base de tempo. Para isso, foram obtidos dados de geração do banco de dados do histórico da operação do ONS combinando com dados do sistema local de operação da Eletronorte, com os indicadores de estados operacionais de cada unidade geradora. Foram selecionados os dados referentes a 5 semanas operativas do ano de 2021, ano que apresenta um distanciamento temporal das irregularidades de distribuição de cargas verificadas no pico da pandemia da Covid 19, tal como informado pela EPE em seu boletim de balanço de cargas elétricas em função da

Covid-19 (EPE, 2020). As semanas selecionadas apresentam diferentes regimes hidrológicos. Para fins de análise de resultados foram analisados 2 dias em duas diferentes semanas. Os demais gráficos obtidos do processamento de dados são apresentados no apêndice 1.

3ª. Macro etapa, estabilidade de potência: Na última etapa, de posse do modelo operacional da TR associada à unidade geradora Francis existente e de históricos operacionais típicos da usina, realiza-se um estudo de caso de um dia operacional. Nesse estudo de caso, verifica-se em primeiro lugar, se a reversão das máquinas para operação como compensador síncrono é capaz de estabilizar a usina evitando o desligamento de máquinas. Caso contrário, admite-se a reversão destas unidades para operação como turbina reversível. No histórico obtido na etapa 2, calcula-se a potência média do dia. A diferença entre potência média e a mínima, define a potência ativa necessária de consumo para bombeamento. Com esse valor denominado neste trabalho de potência integral de curto-circuito hidráulico (PI2C) é feito o cálculo de quantidades de bomba necessárias para que a diferença entre potência média e mínima se torne nula, evitando o desligamento de máquinas. Além disso, condição geral de operação de cada bomba é avaliada quanto à estabilidade hidráulica. Se a potência ativa necessária para operação das bombas supre a PI2C (condição da instalação), com estabilidade hidráulica, obtém-se a viabilidade técnica da operação. O item 3.5 apresenta maiores detalhes desta etapa.

Os itens apresentados a seguir detalham os três principais modelos utilizados nesta pesquisa para construção do fluxograma de viabilidade.

### **3.3 Triângulos de velocidade**

Inicialmente, realiza-se uma análise preliminar do triângulo de velocidades da turbina Francis existente ou a projeto prévio afim de caracterizar o escoamento unidimensional na entrada do rotor e verificar a condição do ângulo de velocidade relativa e o bordo de ataque das pás do rotor Francis. O chamado ângulo de ataque é medido entre o vetor de velocidade relativa e a tangente à linha de corrente paralela ao perfil das pás do rotor. Ângulos de ataque muito elevados podem resultar em mal funcionamento, operação com baixo rendimento e elevadas flutuações de pressão e cavitação de bordo de ataque, resultado da esteira de arrasto que se forma no

extradorso do perfil. Essa condição mais severa de operação deve ser evitada, sendo parte da análise de viabilidade técnica da operação.

A análise dos triângulos de velocidade, é utilizada neste trabalho como uma primeira avaliação do escoamento no rotor. Um importante parâmetro a ser avaliado é a composição do triângulo de velocidades na condição de rendimento ótimo do rotor Francis existente, com queda, potência e vazões nominais. O ângulo de ataque, das pás do rotor, resultante dos ângulos internos do triângulo de velocidade, com ângulos da velocidade absoluta ( $\alpha_1$ ) e o ângulo da velocidade relativa ( $\beta_1$ ) na entrada do rotor, na condição ótima, são adotados como referência para análise hidrodinâmica unidimensional. Ângulos de ataque muito agudos, resultam em uma tendência de perda de rendimento, já que a mudança de direção da velocidade absoluta se dará com ângulos agudos, gerando componentes radiais mais intensas em relação a corda do perfil da pá. Nesses casos, será observada uma perda de rendimento elevada, instabilidade hidráulica, podendo surgir a cavitação de bordo de ataque. Este tipo de cavitação é extremamente danoso, com alta taxa de erosão, sendo caracterizado por perfil hidrodinâmico desalinhado com o fluxo (TAO et al., 2018).

A Figura 3.3 apresenta o resultado gráfico de aplicação do método desenvolvido no trabalho para produção de triângulos de velocidade, seguindo o equacionamento teórico de Euler, apresentado no item 2.3. O triângulo está composto dos vetores: velocidade tangencial ( $U_1$ ), velocidade absoluta ( $V_1$ ) e velocidade relativa ( $W_1$ ) na entrada do rotor, sobreposto à condição geométrica do rotor existente. A divergência do ângulo formado entre a velocidade relativa ( $W_1$ ) e a pá do rotor, na condição de nominal possibilita avaliar o comportamento do fluxo em relação ao perfil do rotor e também a condição operativa. Também é possível verificar a parametrização das vazões em função da abertura do distribuidor em modo turbina e em modo bomba.

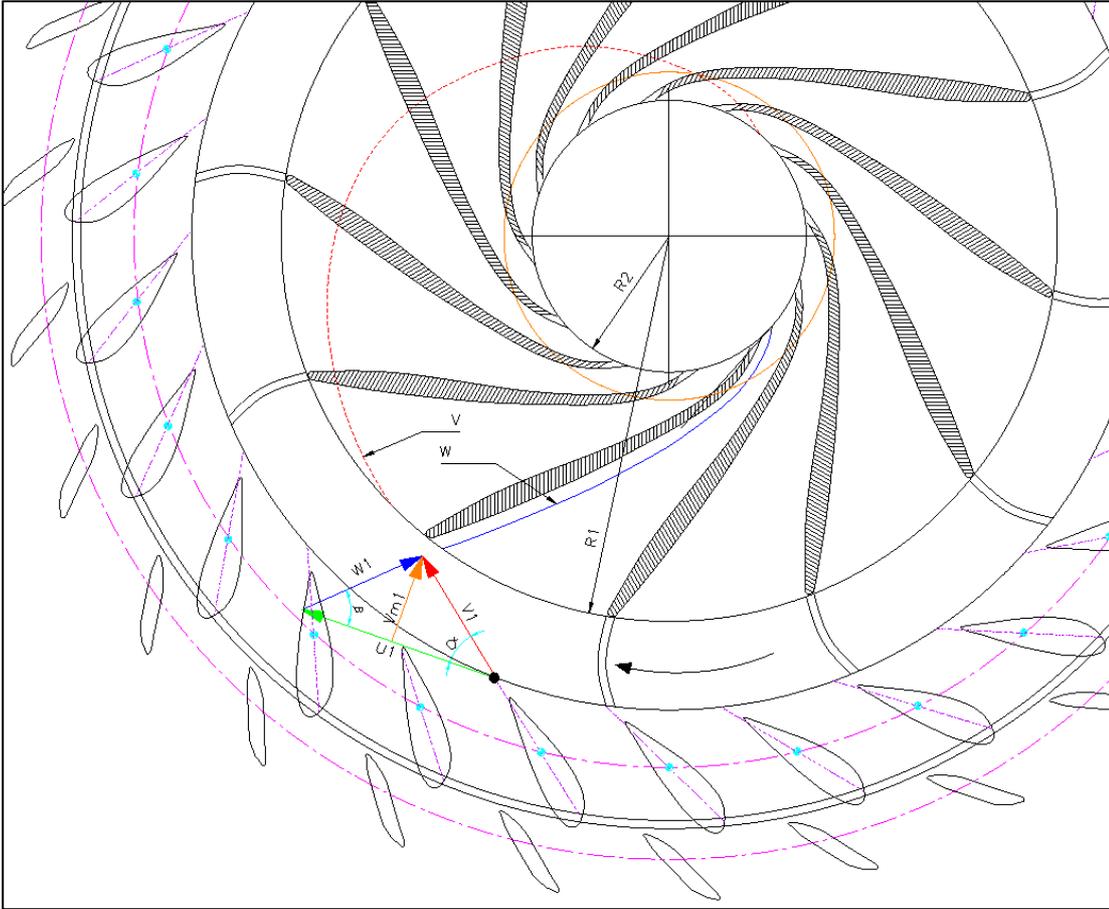


Figura 3.3 - Vista de planta em corte meridional do rotor Francis com triângulo de velocidades, em escala, na entrada e em condição nominal de queda e vazão.  
Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

Como verificado na Figura 3.3 o triângulo de velocidades elaborado com a sequência de cálculo vetorial apresentado no item 2.3, apresenta velocidade relativa com alinhamento aceitável com a linha de corrente paralela ao perfil no ponto projetado de entrada do rotor Francis. Observa-se que os vetores e seus ângulos calculados estão em mesma escala e posicionados na saída do distribuidor e entrada do raio intermediário do rotor Francis, que foi desenhado em escala com o desenho de projeto real. Isso demonstra, a eficácia do método para uma avaliação qualitativa do escoamento no rotor. A mesma concepção é adotada para operação em modo bomba com rotação reversa.

Para que se busque ângulos de ataque (ângulo entre  $V$  e  $W$ ) para condição ótima com ângulos perpendiculares para maximização de torque, é necessário realizar cálculos iterativos utilizando a vazão variável para cálculo dos vetores, até que se encontre a condição de ângulo de ataque semelhante ao do triângulo de velocidades

observado na condição ótima em modo turbina. Uma aplicação da equação de Euler para produção de momento angular no rotor, pode ser utilizada para verificar ângulos de rendimento ótimo. A equação de momento angular de Euler ou equação das turbinas adotando os vetores do triângulo de velocidades é apresentada abaixo.

$$T_T = \rho Q_T (V_{u1} r_1 - V_{u2} r_2)_T \quad (3.1)$$

Desta forma, observa-se que a variação da quantidade de movimento total do fluxo, verificada pela vazão de engolimento da máquina, e conseqüentemente, a total conversão para torque, ocorrerá quando as componentes tangenciais dos vetores de velocidade absoluta ( $V_{u1}$ ), forem máximas na entrada e mínimas na saída. Ou seja, quando tivermos a condição de vetor de velocidade absoluta ( $V1$ ) ortogonal à pá do rotor na entrada (ortogonal à  $W$ ) e vetor de velocidade absoluta ( $V2$ ) ortogonal a velocidade tangencial na saída ( $W2$ ), teremos a condição ótima de escoamento.

Para cálculo da velocidade meridional (equação 2.16), variando-se a vazão, os vetores  $U1$  e  $W1$  são recalculados, assim como seus ângulos. Como trata-se de máquina síncrona, a velocidade  $V_T$  é constante para determinada posição do raio do rotor. No momento em que os ângulos entre a linha de corrente paralela as pás do rotor e velocidade relativa são coincidentes se estabelece o critério para rendimento máximo. Assim são definidos vazão e rendimentos do ponto nominal.

O triângulo de velocidades calculado para o ponto nominal é plotado em escala e comparado com o desenho em planta do rotor Francis, com corte na seção equivalente ao diâmetro médio entre coroa do rotor e diâmetro de saída.

Para avaliação do escoamento da TR associada, o mesmo método é aplicado em rotação reversa. O triângulo de velocidades da bomba é avaliado principalmente quanto ao ângulo formado entre o vetor de velocidade relativa e a velocidade absoluta (ângulo de ataque) que, da mesma forma, como na turbina, ângulos demasiado divergentes tendem a apresentar elevadas flutuações de pressão e baixo rendimento.

### 3.4 Curvas características da TR associada

As condições de contorno fundamentais para levantamento das curvas características das TRs, na etapa 1 do fluxograma, estão listadas a seguir:

- Os dados geométricos básicos, bem como os parâmetros de projeto tais como queda, vazão e potência em modo turbina foram adotados das turbinas Francis existentes.
- O modelo hidro energético adotado leva em conta escoamento unidimensional, monofásico e em regime permanente do fluido água, levando em consideração os dados apresentados na Tabela 3.1.

Na Etapa 1 é feita a elaboração gráfica do triângulo de velocidades em modo turbina, considerando dados construtivos existentes do rotor Francis da etapa 1 da UHE Tucuruí. Com a formação do triângulo de velocidades, é possível verificar a divergência entre o modelo de fluxo teórico proveniente das equações de Euler para rendimento máximo e através da divergência dos vetores de velocidade relativa na condição de operação nominal (teórico e projeto), é estabelecida a vazão real, assim como o rendimento projetado, parametrizado em função da abertura do distribuidor.

Posteriormente, para geração de curvas características da bomba utilizando a mesma geometria do rotor Francis existente, foi utilizado os códigos de programação SCILAB para produção das matrizes de vazão e torque adimensionais em função da abertura do distribuidor, de acordo com o modelo matemático, de base estatística proposto por Huang et al. (2018). O modelo de interpolação adotado para gerar as funções adimensionais dos pontos operacionais, foi de interpolação polinomial de 5ª ordem. As etapas apresentadas a seguir, resumem o passo a passo do modelo proposto neste trabalho para a produção das curvas adimensionais de rotação, vazão e torque.

Inicialmente são definidos os parâmetros básicos do projeto (dimensões básicas do rotor e distribuidor, rotação, quedas, vazão nominais). No caso específico da UHE Tucuruí, foram incluídos os dados de projeto existente conforme Tabela 3.2 a seguir.

Tabela 3.2 - Dados geométricos da turbina Francis da CF1 da UHE Tucuruí

<b>Dados UHE Tucuruí – Casa de Força 1</b>		
Diâmetro do rotor	8040	mm
Diâmetro da coroa do rotor	6580	mm
Rotação síncrona	81.82	rpm
Vazão em condição nominal	599	m <sup>3</sup> /s
Altura da palheta diretriz	2474	mm
Diâmetro de centro do distribuidor	8975	m
Quantidade de palhetas diretriz	26	
Espessura das palhetas diretriz	306	mm
Angulo de abertura máximo	45	graus
Largura da palheta diretriz	1221	mm
Angulo de abertura máximo	45	graus
Diâmetro máximo entre palhetas	604	mm
Velocidade específica ( $n_q$ )	86,9	rpm.m <sup>3/4</sup>
Velocidade específica ( $N_s$ )	262,9	rpm.kW <sup>1/2</sup> .m <sup>3/4</sup>

Fonte: elaborado pelo autor (2023)

Com os dados apresentados na tabela acima é possível calcular as áreas de passagem e a velocidade meridional conforme equação 2.16. Assim é elaborado o triângulo de velocidades na condição nominal na entrada e saída da turbina e feita a parametrização das velocidades em função da abertura do distribuidor.

Na sequência é realizada a montagem do sistema de equações de vazões e torque adimensionais em modo turbina e bomba, com as equações 2.27 a 2.30, calculando-se os coeficientes com dados de projeto da turbina e coeficientes de rendimento hidráulico estimados com base nos triângulos de velocidade em diferentes posições do distribuidor.

O sistema de equações de Euler, é solucionado utilizando com condições de contorno, de seis pontos operacionais conhecidos da base estatística proposta por (HUANG et al., 2018), sendo eles: melhor eficiência em modo bomba, reversão de fluxo ( $Q=0$ ), reversão da rotação ( $n=0$ ), PME (Ponto de melhor eficiência), velocidade de disparo (Torque=0), e torque máximo em compensação síncrona;

Finalmente, adota-se modelo de interpolação, nesse caso uma função *spline* cúbica para gerar curvas de vazão e torque turbina bomba reversível em condição nominal. As curvas de vazão e torque adimensionais de banco de dados de usinas existentes levantados por Huang et al. (2018), correlacionam curvas de abertura do distribuidor em função da velocidade específica do ponto nominal. Essas curvas são usadas para realizar a calibração e ajustes das curvas geradas pelo modelo teórico.

Para o tratamento dos dados de resultados, são geradas as matrizes de dados de torque, vazão, rotação e potência adimensionais em função da abertura do distribuidor.

As curvas adimensionais de vazão, queda e potência em função da abertura do distribuidor das TRs são impressas e comparadas com a faixa operativa da usina. Assim, determina-se as curvas de vazão e torque da bomba dentro da faixa operativa.

Para o caso da UHE Tucuruí os valores de rotação adimensional foram adotados para avaliação de variação das quedas dentro da faixa operativa da turbina Francis existente, já que se trata de máquina com rotação síncrona (ver equação 2.1). Os pontos de disparo e motorização em modo turbina, devem ser avaliados apenas sob o aspecto de rotação adimensional, uma vez que nestes pontos operacionais ocorre a perda de sincronismo e a velocidade é variável.

### **3.5 Simulação da geração hidráulica**

Essa parte dos estudos de viabilidade refere-se à estruturação dos dados de geração da UHE Tucuruí, Obtidos do histórico da geração e hidrologia do banco de dados do ONS para formação do futuro estudo de caso, foi necessário fragmentar os dados em amostras semanais. Para tanto foram utilizados os códigos *Python* para mineração e tratamento estatístico, conforme detalhamentos a seguir.

A manipulação e análise de dados em escala tornaram-se essenciais em muitos campos, desde ciência de dados e engenharia até finanças e pesquisa acadêmica. Quando se trata de trabalhar com conjuntos de dados grandes e complexos, envolvendo várias planilhas com grande número de dados, a utilização das bibliotecas *Python* e *NumPy* se torna crucial para eficiência, escalabilidade e simplicidade do processo.

Foi elaborado script em linguagem de programação Python empregando as bibliotecas *Pandas* e *NumPy* para conduzir uma análise e processamento de dados relacionados à produção de energia na Usina Hidrelétrica de Tucuruí durante o calendário do ano 2021. Por meio da extração de informações de planilhas no formato Excel, o algoritmo conduz uma análise detalhada, realizando operações computacionais para a determinação da potência ativa e estados operacionais.

De maneira integral, três planilhas de entrada distintas são fornecidas como base para o processo analítico: os dados referentes à geração de energia por hora para cada uma das turbinas, a queda d'água e vazão do rio em horas específicas do dia, e por fim, as ocorrências de transições entre os estados operacionais das turbinas. É relevante notar que todas essas planilhas estão sincronizadas temporalmente com o horário do dia ao longo do ano 2021. A utilização dessa cronologia uniforme representa o fundamento para a integração dessas informações heterogêneas em um conjunto de dados unificado e coeso.

São apresentados a seguir, a sequência metodológica para elaboração do código de mineração de dados em Python, apresentado na etapa 2 do fluxograma da figura 3.2:

- **Leitura e Cálculo de Potências:** O código começa lendo uma planilha Excel que contém dados de queda e vazão anual. Ele cria um *DataFrame* chamado *colina* que armazena estas informações. A partir desses dados, são calculadas as potências mínima e máxima. Isso fornece uma melhor compreensão da faixa de operação diária da usina.
- **Análise dos Estados Operativos:** A próxima etapa envolve a leitura de informações sobre os estados operativos da usina. Por exemplo quando alguma unidade geradora é desligada do sistema e colocada com código DCO (Disponível por conveniência operativa).
- **Filtragem de dados:** O código filtra as linhas da *DataFrame* operativo para considerar apenas as relacionadas a um determinado equipamento, como por exemplo: "TUUGH06" (unidade geradora no.6).
- **Atualização do Estado Operativo com Base na Potência:** A coluna 'Estado Operativo' é atualizada com base na coluna 'Potência'. Se a potência for maior que 1, o estado operativo é definido como 'Operando'.

- Verificação e Atualização do Estado Operativo para Potência Igual a 0: É verificado se a potência é igual a 0 e se o estado operativo não é 'Indisponível'. Se ambas as condições forem atendidas, o estado operativo é atualizado para 'Disponível'.
- Cálculos de potência: Uma nova coluna é adicionada ao *DataFrame* original que representa a soma de potências de todas as turbinas para cada hora do ano. Isso fornece uma métrica agregada da geração de energia.
- Carregando e pré-processando dados adicionais: dados sobre níveis de água e vazões é carregada e processada para incluir apenas as informações relevantes para o ano selecionado, neste caso 2021.
- Combinando dados: Os *DataFrames* de dados operacionais e de níveis de água são combinados. Isso adiciona informações sobre a queda de água associada a cada medição de energia.
- Filtrando e agregando dados semanais: O *DataFrame* combinado é filtrado para incluir apenas os dados das semanas específicas definidas anteriormente. Cada semana filtrada é marcada com um identificador de semana.
- Exportação do *DataFrame* Final: O *DataFrame*, que agora contém todos os refinamentos e manipulações, é exportado para uma planilha Excel.

Este código demonstra uma abordagem sistemática para análise de dados, envolvendo leitura, processamento e exportação de informações valiosas para análises científicas mais aprofundadas. O uso das bibliotecas *pandas* e *numpy* facilita a execução de tarefas complexas e oferece resultados precisos para pesquisas futuras.

### 3.6 Análise da estabilidade de potência

A última etapa do modelo de análise de viabilidade técnica, consiste em verificar se houve ganhos em termos de estabilidade (redução de partidas e paradas) em relação à operação convencional da usina. Os dados coletados na etapa 2 do fluxograma, são avaliados de acordo com a condição de oscilação máxima de potência do dia e potência média do dia. A potência média do dia estabelece a

quantidade de máquinas que será mantida em operação. Quando, por intervenção do operador nacional for solicitada uma redução de potência ativa na casa de força que seja abaixo da média programada para o dia, as TRs devem iniciar a operação em modo bomba substituindo gradualmente, a carga do sistema.

Essa substituição deve ser realizada com circuitos adequados de regulação de tensão para as TRs, contudo, não é escopo deste trabalho a modelagem de sistemas de proteção e controle elétricos, sendo restrito a análise de viabilidade hidroenergética. A figura a seguir apresenta de forma qualitativa o aspecto de operação das TRs.

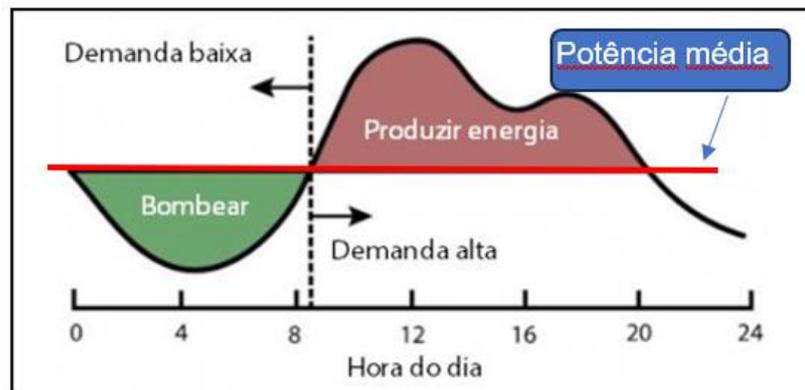


Figura 3.4 - Condições gerais de carga para operação de reversão das TRs

Fonte: SENGE-PI (2020)

Assim como apresentado na figura 3.4, a linha horizontal define a potência média prevista para o dia. A diferença de potência mínima (condição de demanda baixa, cor verde) para a potência média, define a potência ativa a ser consumida pelas TRs em modo motor-bomba de forma que as unidades geradoras Francis, programadas para o dia permaneçam com sua operação estável. Na situação inversa quando a potência requerida estiver acima da potência média programada, as TRs iniciam sua reversão para operação em modo turbina-gerador

A definição da potência ativa a ser consumida pelas TRs é calculada com base no despacho de cargas diários realizado pelo ONS. Como a operação das TRs se daria em circuito isolado, com barra dedicada, o modelo de operação sistêmico é suprimido, e então, o modelo hidro energético passa a ser local, respeitando os limites estabelecidos de potência, vazões e níveis.

A demanda de potência ativa a ser consumida, para se evitar o desligamento das unidades geradoras, é então comparada com as curvas de potência individual e conjunta das 03 unidades TRs selecionadas para conversão UGHs 02, 04 e 06.

A etapa 3.3 do fluxograma do método (Figura 3.2) consiste então, em comparar as oscilações de potência ativa despachadas pelo ONS, com as curvas de potência das TRs para aplicar o método de estabilidade apresentado na Figura 3.4. Assim, a potência das TRs pode ser definida conforme Equação 3.2 a seguir.

$$PTR = (P_{med} \mp \Delta Pi)tp \quad (3.2)$$

Onde,

$PTR$  = Potência das turbinas reversíveis. Negativa modo bomba, positiva modo turbina.

$P_{med}$  = Taxa de variação da potência média demandada (MW/s) pelo operador. negativa decrescente e positiva taxa crescente.

$\Delta Pi$  = Capacidade de variação de potência da faixa operativa (MW/s), negativa quando a demanda for positiva e positiva quando a demanda for negativa.

$tp$  = Tempo proporcional de manobra(s).

A potência de curto-circuito hidráulico está definida para valores negativos da Equação 3.1, resultando em operação das TRs em modo bomba. O tempo proporcional de manobra é parâmetro característico das mudanças de ajuste de potência do sistema de controle. As potências ativas de operação em compensador síncrono, embora reduzidas, devem ser somadas para dimensionamento adequado de carga a ser consumida.

A potência ativa total a ser consumida pelas TRs é comparada com a potência máxima de cada TR e calculada através das curvas características de torque adimensionais (item 3.4). Assim, é definida a quantidade de TRs que deverão ser convertidas para estabilização da carga. Caso o balanço de potências seja superior a capacidade de consumo das TRs, unidades geradoras deverão ser desligadas, ou no caso de balanço positivo acima da capacidade de geração das TRs, UGHs deverá ser feito procedimento de partida.

Posteriormente, é realizado também o balanço de vazões de cada operação e determinação do nível jusante de acordo com uma curva chave atualizada do canal de fuga. A Figura 3.5 apresenta a seguir o processamento médio de vazões compilado ao longo de 10 anos em 5 diferentes regimes hidrológicos de ciclo anual característicos da UHE Tucuruí. Sendo eles: 1. baixa queda e período seco (baixa afluência); 2. recuperação de queda com alta afluência e vertimento; 3. alta queda e decaimento de vazão; 4. alta queda e baixa afluência sem vertimento e 5- deplecionamento do lago com recuperação de afluência.

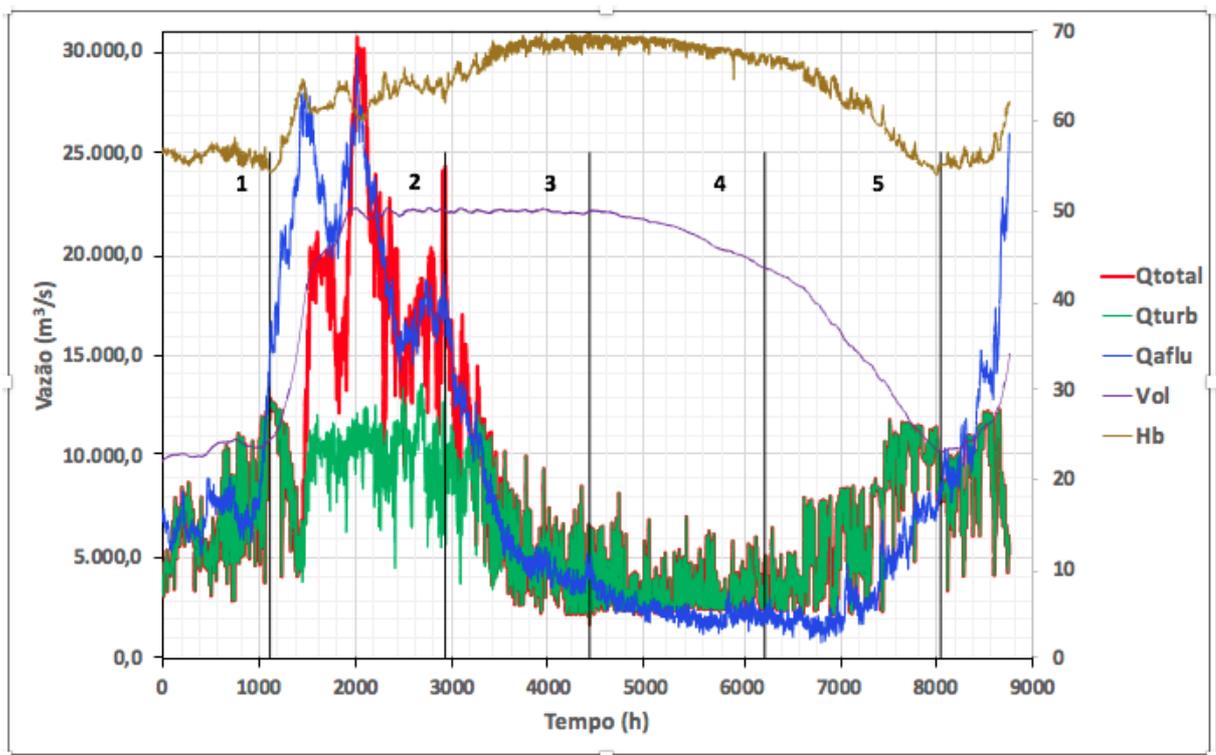


Figura 3.5 - Curvas de vazão da UHE Tucuruí em cinco regimes hidrológicos diferentes

Fonte: elaborado pelo autor (2023)

Para o estudo de caso, foram adotados os cenários hidrológicos 2 e 3, por apresentarem uma condição hidrológica favorável e desta forma sem limitações impeditivas de nível jusante, uma vez que no período de cheias, as vazões turbinadas e vertidas mantêm elevado o nível jusante. Além disso, como há cenário de vertimento o balanço líquido das operações de bomba e turbina pode ser moderadamente negativo (vazão turbinadas maiores), estritamente para as máquinas do modelo de estabilidade. Isso porque mesmo com um consumo maior de água para estabilidade

de potência, não há prejuízo de armazenamento hidráulico (rebaixamento de cota montante), uma vez que a usina está em vertimento.

## **4 RESULTADOS E DISCUSSÃO**

Como principais resultados dos estudos podemos citar: a obtenção dos triângulos de velocidades em modo turbina e bomba associado ao rotor Francis existente na casa de força 1, produção de curvas características das TRs resultados dos modelos de operação despachada pelo ONS e simulação de cenários operacionais com base em históricos da geração. A seguir são apresentados os resumos dos resultados.

### **4.1 Triângulos de velocidade**

Um tópico importante, trata da convergência dos valores de vazão e abertura do distribuidor para queda nominal verificados entre o projeto e o resultado das iterações pelos triângulos de velocidade. Pelo critério de parada com condição de alinhamento do vetor de velocidade relativa com ângulo da pá do rotor no bordo de ataque, obteve-se um valor de vazão de 600 m<sup>3</sup>/s, considerando os parâmetros básicos do projeto da turbina apresentados na Tabela 3.2. A Tabela 4.1 expressa os resultados dos triângulos de velocidade, para o modo turbina, na condição nominal de queda e potência. Desta forma, os triângulos de velocidade elaborados estão qualificados para análise preliminar do escoamento no rotor.

Os primeiros resultados tratam de avaliar a condição do escoamento no rotor Francis em modo turbina e em modo bomba, em condições nominais. A Figura 4.1 e as Tabelas 4.1 e 4.2 que se seguem, apresentam os resultados do triângulo de velocidades em condição nominal de queda e vazão, na entrada do rotor Francis 364 MW da CF1. As grandezas estão em escala, assim como o desenho do rotor, visto de planta em corte meridional.

Tabela 4.1 - Resultados dos cálculos de triangulo de velocidades - modo turbina

<b>Dados Geométricos</b>		
Cota diagonal do rotor	2.579	m
Diâmetro médio do rotor	7310	mm
área de saída do distribuidor	39	m <sup>2</sup>
área da geratriz de entrada	59	m <sup>2</sup>
área de entrada projetada do rotor	59.24	m <sup>2</sup>
área de entrada do distribuidor	69.76	m <sup>2</sup>
Geratriz de saída	3.73	
área de saída da geratriz	61.03	m <sup>2</sup>

Fonte: elaborado pelo autor (2023)

Tabela 4.2 - Resultados dos cálculos de triangulo de velocidades na entrada e saída do rotor

<b>Cálculos de Triangulo de velocidade</b>					
Na Entrada do Rotor			Na Saída do Rotor		
Velocidade angular	8.57	rad/s	Velocidade angular ( $\omega$ )	8.57	rad/s
Velocidade tangencial	28.5	m/s	Velocidade tangencial (U2)	12.1	m/s
Velocidade meridional	15.42	m/s	Velocidade meridional (Vm2)	9.81	m/s
Velocidade absoluta	23.99	m/s	Velocidade absoluta (V2)	10.61	m/s
Velocidade relativa	18.46	m/s	Velocidade relativa (W)	18.89	m/s
ângulo da vel. absoluta	40	graus	ângulo da vel. absoluta	67.61	graus
ângulo da vel. relativa	56.6	graus	ângulo da vel. relativa	31.3	graus
Vazão total de engolimento	600	m <sup>3</sup> /s	Velocidade angular ( $\omega$ )	8.57	rad/s

Fonte: elaborado pelo autor (2023)

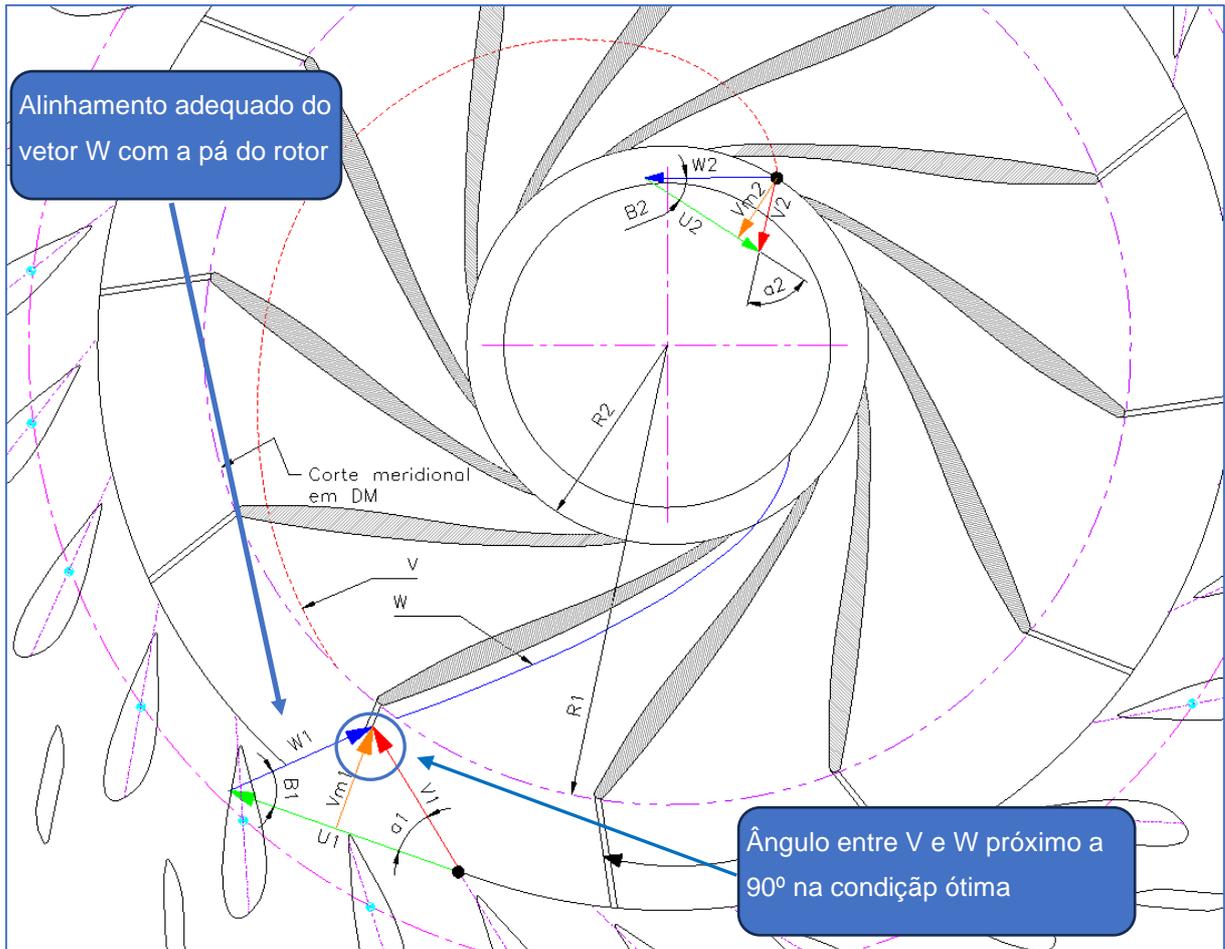


Figura 4.1 - Triângulo de velocidades do rotor Francis 362 MW da UHE Tucuruí CF1, na condição de operação nominal.

Fonte: elaborado pelo autor (2023)

Na condição nominal (Figura 4.1), observa-se ângulos entre a velocidade absoluta ( $V_1$ ) e velocidade relativa ( $W_1$ ), próximos a  $90^\circ$  e alinhamento entre a velocidade relativa e as linhas de corrente paralelas ao perfil hidrodinâmico da pá. Os ângulos  $V_1$ - $W_1$  e alinhamento do vetor  $W_1$  são resultado de escoamento advindo do distribuidor, sem tendências de cavitação de bordo de ataque e nem intensas flutuações de pressão. Desta forma, é estabelecida a condição ótima de projeto existente da turbina Francis no regime nominal.

Para o caso do escoamento em modo bomba foi realizada a simples inversão dos vetores de velocidade na saída do rotor, aplicando-se rotação reversa, para uma análise inicial do escoamento, antes das iterações de cálculo de vazões limite. A Figura 4.2 demonstra os triângulos de velocidades, calculados no ponto nominal em modo turbina, simplesmente invertidos.

Na condição de operação em bomba com os vetores simplesmente invertidos com relação ao modo turbina, para o caso do rotor da UHE Tucuruí CF1, observa-se ângulo entre  $V_{1b}$  e  $W_{1b}$  agudo da ordem de  $70^\circ$  com tendência para elevada perda de rendimento, como pode ser observado na Figura 4.2 a seguir:

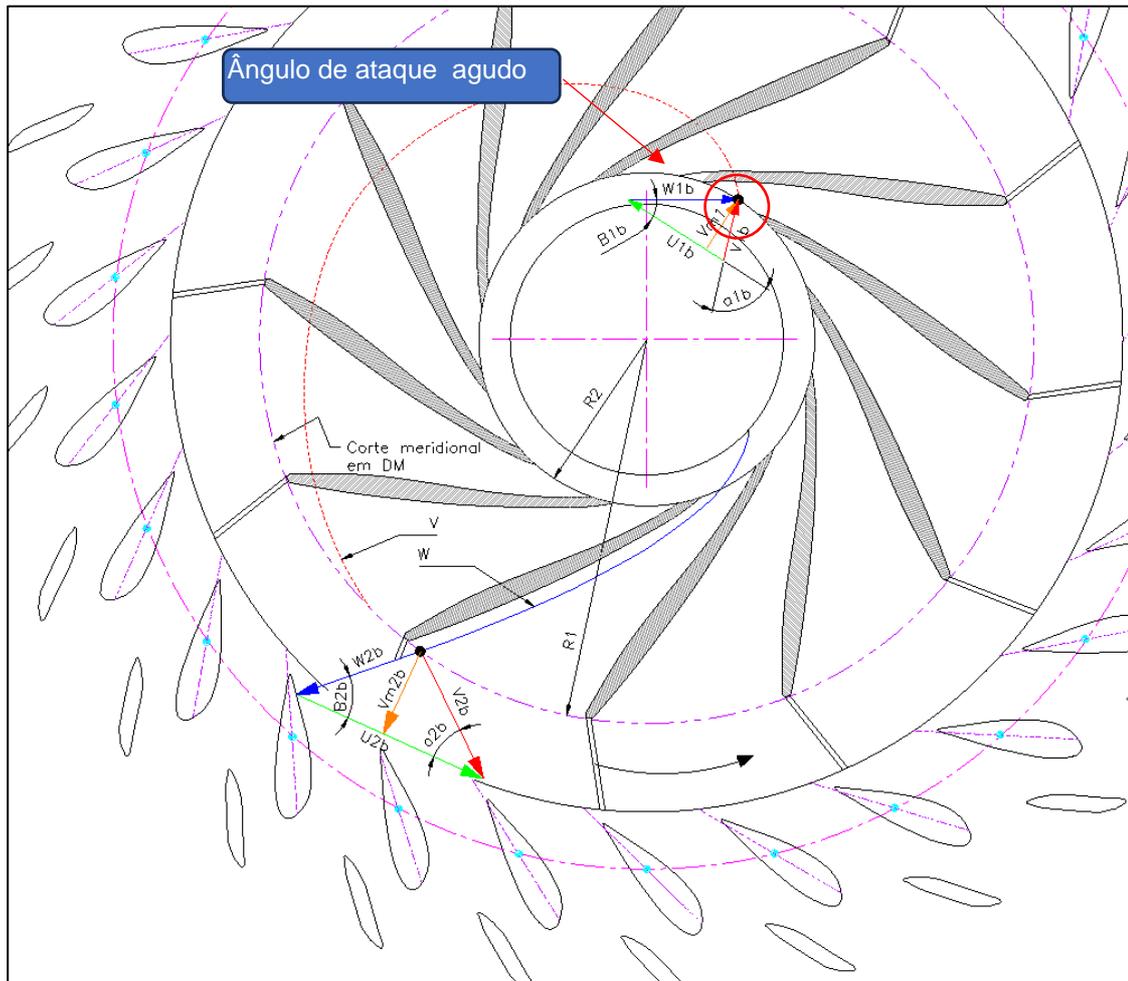


Figura 4.2 - Triângulo de velocidades do rotor Francis em modo bomba. Vetores simplesmente invertidos  
Fonte: Elaborado pelo autor (2023).

Desta forma, uma primeira iteração para cálculo do limite de vazão a ser bombeada é proposto adotando-se como referência o ângulo de ataque do triângulo de velocidades do ponto de melhor rendimento. Como trata-se de máquina síncrona, a velocidade  $V_T$  é constante para determinada posição do raio do rotor. No modo bomba, as palhetas diretrizes não alteram o ângulo de ataque das pás do rotor. Dessa forma, apenas a variação de vazão, altera os ângulos de fluxo ( $\alpha$ ) e ângulo de inclinação das pás rotoras ( $\beta$ ). Ou seja, variando-se a vazão, busca-se a velocidade

meridional tal que forme ângulos de ataque iguais ao observado em triângulo de velocidades no BEP da turbina.

Os resultados das iterações dos triângulos de velocidade em modo bomba são apresentados na Tabela 4.3 a seguir.

Tabela 4.3 - Resultados do cálculo de triângulo de velocidades para o modo bomba à entrada do rotor

<b>Cálculo de triângulo de velocidades – modo bomba</b>		
Velocidade angular ( $\omega$ )	8,57	rad/s
Velocidade tangencial ( $U_2$ )	12,1	m/s
Velocidade meridional ( $V_{m2}$ )	4,27	m/s
Velocidade absoluta ( $V_2$ )	6,63	m/s
Velocidade relativa ( $W$ )	8,22	m/s
Ângulo da velocidade absoluta	40,04	graus
Ângulo da velocidade relativa	31,3	graus
Vazão de bombeamento ótimo	260,5	m <sup>3</sup> /s

Fonte: elaborado pelo próprio autor (2023)

Como pode ser observado na Tabela 4.3 ao se obter a condição de semelhança de triângulo na condição ótima, a vazão de bombeamento obtida foi de aproximadamente 260 m<sup>3</sup>/s. Ou seja, a simples inversão de rotação mostra que o comportamento hidrodinâmico do rotor não seria simétrico, com rendimentos e capacidades de vazão inferiores ao observado na operação em modo bomba.

A priori, Em uma primeira análise de escoamento unidimensional a simples inversão de rotação, para funcionamento em bomba, sem adequação de novos perfis hidrodinâmicos para o rotor, resultaria em queda brusca de rendimento e instabilidade hidráulica.

Nesse caso fica evidenciado que deve haver um controle adequado de abertura do distribuidor para limitação de vazão bombeada, como forma de se evitar instabilidade hidráulica severa.

## 4.2 Curvas adimensionais de torque e vazão da TR

Como principais resultados temos a aplicação do modelo proposto por Huang et al. (2018) para o estudo da conversão de unidades geradoras Francis da Casa de Força 1 da UHE Tucuruí em unidades reversíveis. Toda a referência adotada nos resultados deste trabalho e também nos gráficos, adota a seguinte nomenclatura de pontos operacionais: (B1) - ponto de ótimo rendimento em bomba, (C) - Início de recalque em bomba, (A) - conversão bomba-turbina, (O) - ponto ótimo em turbina, (R) - Velocidade de disparo, (B2) - motorização em modo turbina.

A Figura 4.3, a seguir mostra as curvas de vazão e rotação adimensionais estimadas, de acordo com o equacionamento proposto no item 2.3, para uma TR Francis equivalente da casa de força 1 da UHE Tucuruí, com referência à queda nominal de 64m. A curva azul para 100% de abertura do distribuidor e a laranja para 60%. Os retângulos verdes e roxo apresentam as faixas operacionais da usina em modo turbina e projetado para modo bomba, respectivamente. As faixas operativas de queda da usina podem ser representadas em termos de coeficiente adimensional de rotação para os pontos de operação síncrona. Recordando a definição de rotação adimensional temos.

$$n_{ED} = \frac{nD}{\sqrt{gH}} \quad (4.1)$$

Como a rotação das TRs é fixa, a faixa operativa de quedas pode ser designada variando-se a rotação adimensional. Essa é representação gráfica dos retângulos roxo modo bomba) e verde (modo turbina). A variação de coeficientes de vazão refere-se às aberturas operacionais do distribuidor.

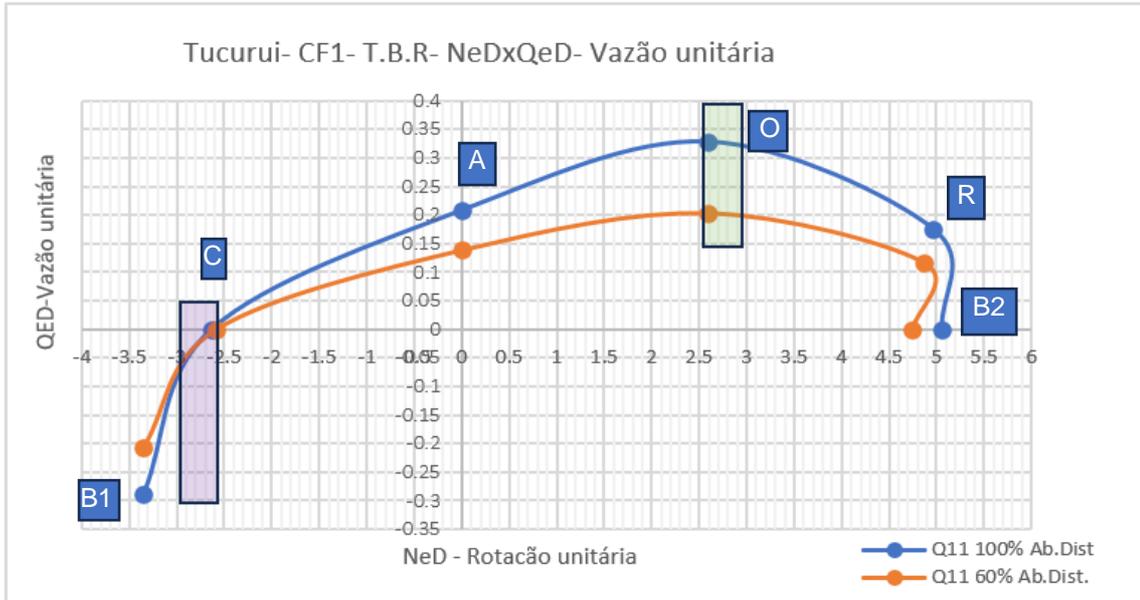


Figura 4.3 - Curvas projetadas de Vazão e rotação unitária da TBR associada à turbina Francis CF1 da UHE Tucuruí  
Fonte: elaborado pelo autor (2023)

Importante observar que os pontos operacionais adotados por Huang et al. (2018) para elaboração das funções adimensionais consideram valores assíncronos, ou seja, pontos nos quais a máquina não com circuito elétrico de potência conectado à rede, como por exemplo, velocidade de disparo (R), reversão de rotação turbina-bomba (A) e motorização em modo turbina (B2). Outro importante ponto a ser observado é que a faixa operacional em modo turbina (retângulo verde) não é contínua até vazão nula por questão de instabilidade hidráulica em cargas parciais. Por uma condição da instalação convencionam-se a faixa operativa mínima à partir de 60% de abertura do distribuidor ou 60% de potência máxima para queda do dia.

Observa-se que o modelo projetado da TR associada, não operaria em sua condição ótima nas manobras de bombeamento com vazões negativas (recalque) no conduto forçado, para as quedas operacionais da usina. O ponto (B1), de ótimo rendimento em modo bomba, não encontra características hidrodinâmicas de operação dentro da faixa de quedas da usina. Existe uma estreita faixa operativa de vazões em que ocorreriam as operações de bombeamento.

Em modo bomba o comportamento operacional tem aspecto “on/off”, ou seja, a curva de vazão tem pouca dependência da abertura do distribuidor. Com os dados geométricos básicos e rotação da turbina existentes inseridos no modelo numérico desenvolvido, observa-se possibilidade de vazões recalçadas de até 180m<sup>3</sup>/s aproximadamente, dentro da faixa operacional da usina. O fato do ponto de melhor

rendimento em modo bomba estar fora dos limites operativos da usina, é devido a base estatística do modelo de Huang (2018), utilizar máquinas de alta queda e, portanto, rotações unitárias inferiores e rotações absolutas elevadas, o oposto do observado nas Turbinas Francis da UHE Tucuruí. Para viabilizar operações de recalque em pontos ótimos, as unidades geradoras teriam que operar em rotações mais elevadas. Do ponto de vista econômico, esse fator pode representar uma barreira uma vez que necessitaria de alterações de grande monta do projeto eletromecânico.

Portanto, optou-se por adotar o modelo atual existente sem alterações substanciais do projeto hidráulico, nem da rotação síncrona. Esse aspecto é válido para atendimento aos objetivos propostos, uma vez que as operações com TR são para efeitos de compensação síncrona e não para manutenção de armazenamento hidráulico.

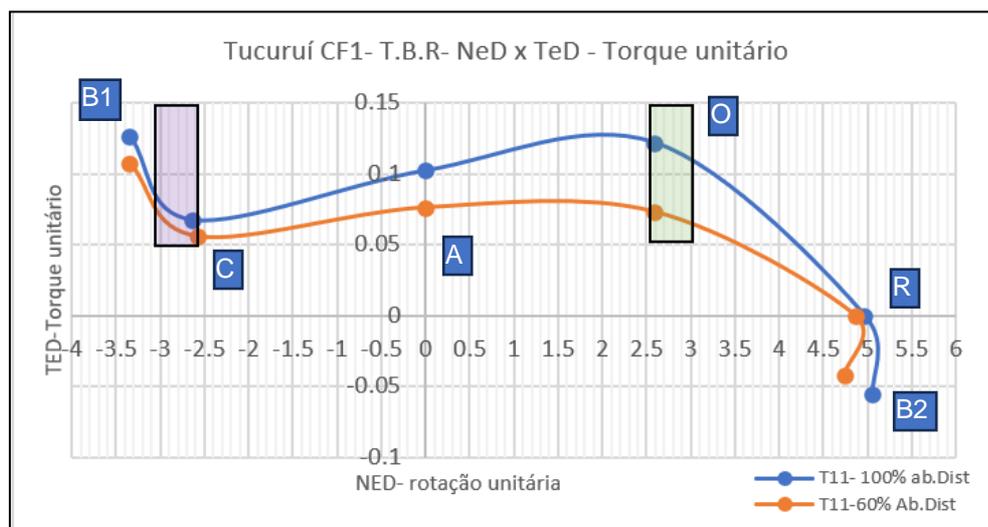


Figura 4.4 - Curvas projetadas de torque e rotação unitária da TR associada à turbina Francis CF1 da UHE Tucuruí.  
Fonte: elaborado pelo autor (2023)

As curvas de torque unitárias apresentam uma possibilidade de aplicação das TRs para aumento de potência na compensação síncrona, dentro das faixas de queda operacionais da usina. Embora a bomba esteja em ponto operativo desfavorável, uma potência ativa considerável de até 170MW aproximadamente, pode ser consumida no recalque, para queda nominal de 64m. Para maiores detalhamentos, O apêndice C, apresenta a matriz de pontos completa de potência ativa da bomba em (MW) em função de abertura do distribuidor para modo bomba, em queda nominal. Essa

potência pode ser utilizada para estabilização de potência das unidades geradoras em operação.

Outro importante ponto a se notar é a limitação de carga a ser imposta pelo controle de abertura do distribuidor para se evitar a condição de instabilidade hidráulica prevista no estudo dos triângulos de velocidade. Porém como não há uma variação significativa de Torque e vazão em função da abertura do distribuidor, esse critério preliminar de segurança da operação não tende a afetar significativamente a operação de estabilidade de potência da usina

Um estudo fluidodinâmico mais acurado se faz necessário para avaliar a condição de flutuações de pressão no tubo de sucção e conduto forçado, nessas circunstâncias. Novamente o aspecto “on/off” na operação em modo bomba se faz presente. Existe pouca dependência do torque e potência, no modo bomba, em função da abertura do distribuidor.

De posse das curvas de vazão, torque e potência das unidades TR associadas às unidades geradoras existentes da casa de força 1 da UHE Tucuruí, foi realizada uma simulação com cenário real de geração.

Fica evidenciado seja na análise do triângulo de velocidades, seja nas curvas características de vazão e torque em modo bomba que um rotor com novo perfil hidráulico e faixas de rotação mais elevadas de aproximadamente 103 r.p.m. seriam necessárias para uma operação segura em modo bomba e com melhor rendimento.

### **4.3 Resultados da simulação de cenários operacionais**

Foram analisados os cenários de geração com a metodologia de identificação de partidas e paradas, apresentada no item em 4 diferentes semanas típicas da geração da UHE Tucuruí, caracterizadas pelos seguintes aspectos: operação com vertimento em alta vazão afluente, vertimento com redução da vazão afluente, período seco com alta queda e período seco com deplecionamento do lago. A Figura 4.5 a seguir apresenta o resultado da operação no dia 01/03/2021.

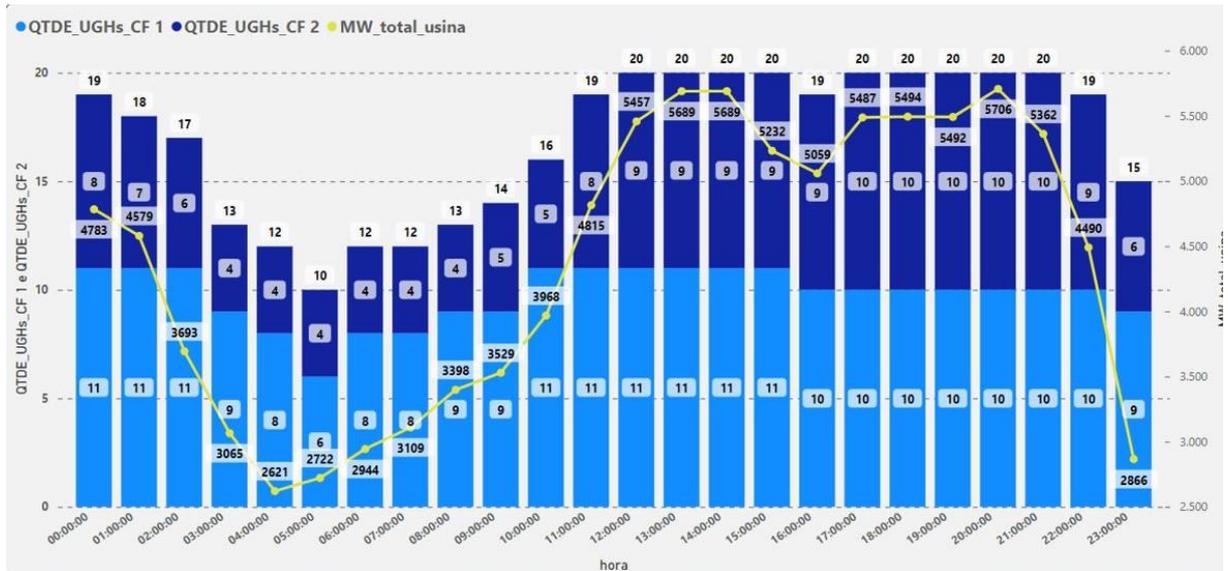


Figura 4.5 - Resultado da operação da UHE Tucuruí no dia 01/03/2021.

Fonte: elaborado pelo autor (2023)

Como pode ser observado em apenas um dia, houveram 11 partidas e 15 paradas de máquina, um número que se revela altamente danoso para unidades geradoras Francis de grande porte. A oscilação máxima de potência ativa ficou em 2836 MW. O cenário hidrológico neste contexto, estava caracterizado por maior vazão média mensal de vertimento do ano de 2021. Fica evidenciado também que neste cenário a UHE Tucuruí não vem sendo despachada pelo ONS com prioridade em eficiência energética, mas principalmente para prestação de serviços ancilares de regulação primária de frequência e despacho carga associada às fontes renováveis intermitentes.

A seguir foi analisado outro período hidrológico do ano de 2021, cujo resultado da operação é apresentado na Figura 4.6 abaixo.

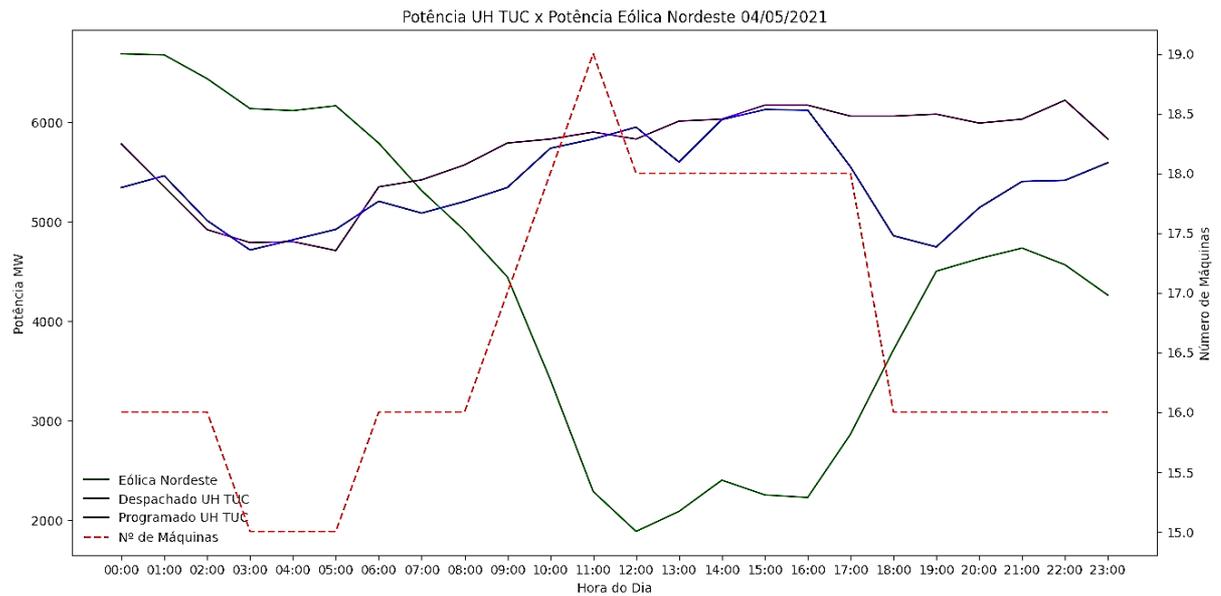


Figura 4.6 - Resultado da operação da UHE Tucuruí no dia 04/05/2021  
Fonte: elaborado pelo autor (2023)

Como pode ser visto na Figura acima, novamente demonstra-se uma operação caracterizada por elevada oscilação de potência ativa. Neste dia foram computadas 4 partidas e 4 paradas de máquinas, com uma oscilação de potência ativa máxima de 1500 MW. Embora, menos intensa que a verificada no mês de março do mesmo ano, a operação apresenta-se com notória priorização para serviços ancilares de regulação de frequência e despacho de carga com fontes renováveis intermitentes, especialmente fonte eólica.

Para fundamentação desta análise foi levantado a curva de geração eólica do Nordeste para o mesmo dia e comparado os resultados da operação. Na Figura 4.6 é possível notar uma evidente complementação da geração da UHE Tucuruí com a geração eólica do nordeste brasileiro (curva de cor verde). No período entre 05:00 e 17:00, a geração eólica cai de aproximadamente 7GW a menos de 1800GW, uma variação de 75%. Posteriormente, recupera parcialmente para 4.6GW. Neste mesmo período observa-se o aumento o crescimento da potência despachada da UHE Tucuruí para 6,2GW, resultando na partida de 4 máquinas. Uma unidade geradora chegou a operar por apenas 2 horas, entre 10:00 e 12:00. Ou seja, aproximadamente, parte considerável da variação de geração eólica do Nordeste, foi coberta pela geração da UHE Tucuruí para o despacho de carga em horário comercial.

Outro importante tópico a ser observado nos resultados da mineração de dados apresentada na Figura 4.6 é o descolamento entre a geração diária planejada

(pré-operação, linha verde) e a realizada pelo despacho do ONS, sendo a UHE Tucuruí grande responsável pela regularização desses gaps.

Para fins de simulação das TRs adotou-se como dia representativo, o mesmo dia 04/05/2021, analisado nos gráficos anteriores. A primeira semana de maio de 2021 apresenta-se com uma operação típica de despacho de carga da UHE Tucuruí.

O gráfico exibido a seguir apresenta a curva de despacho de potência ativa, número de máquinas e potência média despachada além da potência programada pelo ONS. O objetivo é identificar as circunstâncias em que as TRs entrariam em operação para estabilizar potência nos horários fora de ponta. Assim, o gráfico de geração com uso das três TRs para compensação síncrona permite a operação contínua de dezessete turbinas Francis entre casa de força 1 e 2. A Figura 4.7 a seguir apresenta o cenário projetado do despacho de potência ativa com aplicação das TRs.

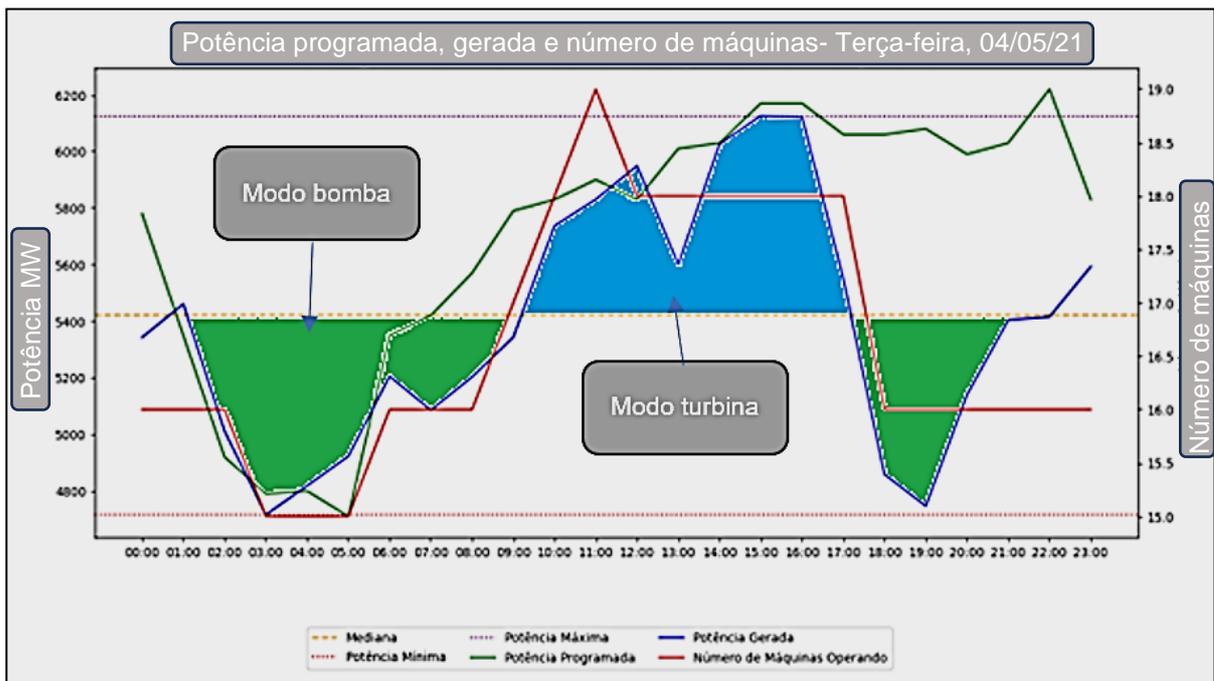


Figura 4.7 - Curvas de geração de potência ativa na UHE Tucuruí, com manobras simuladas das TRs em maio de 2021  
Fonte: elaborado pelo autor (2023)

Para manutenção do nível de jusante mínimo, vazões positivas devem ser garantidas. Neste caso deve ser realizado o balanço de vazões bombeadas e turbinadas. Contudo, como a operação de recalque se dá apenas para estabilizar as flutuações de potência, sempre será mantido as vazões associadas à potência mínima. Ou seja, com este modo de operação as vazões defluentes serão sempre

positivas. A análise de estabilidade é feita apenas para a flutuação de potência. Assim, verifica-se a diferença entre a potência média, mínima e de pico, para a condição de estabilidade com operação de até três TRs, seu ponto operacional e o balanço de vazões para manutenção do nível jusante. A Tabela 4.4 apresenta os resultados desta análise de simulação hidro energética para o dia 04/05/2021.

Tabela 4.4 - Resultados: análise de simulação hidroenergética - 04/05/2021

VARIÁVEL	VALOR	OBSERVAÇÕES
Potência máxima de ponta	6130 MW	
Potência média	5420 MW	
Potência mínima	4750 MW	
Número de partidas e paradas de máquina no dia sem TR.	4 / 4	Considerando da potência mínima à máxima
Potência de operação de uma TR em modo Bomba	200 MW	Operando em sobrecarga
Quantidades de partidas de máquina Francis c/ TR	0	
Vazão média de bombeamento	580 m <sup>3</sup> /s	Vazão de 3 TRs funcionando durante os períodos fora de ponta
Quantidades de reversão de TRs no dia	6	3 reversões para bomba e 3 reversões para turbina
Quantidade de máquinas Francis em operação c/ TRs	17	Operação <i>flat</i>
Quantidade de máquinas Francis em operação s/ TRs	De 15 a 19	Variável de acordo com o despacho prioritário do ONS.

Fonte: elaborado pelo autor (2023)

Como pode ser verificado, a adoção de TRs permitiu realizar uma operação estável (*flat*) em potência ativa das demais unidades geradoras Francis, para o dia verificado. Com a adoção de TRs, o balanço de vazões turbinadas apresenta uma média adicional de aproximadamente 440m<sup>3</sup>/s, nos períodos fora da ponta. Este fator por si só não representa contingência operativa, especialmente em períodos de vertimento. Além disso, a estabilidade na geração resultada também na manutenção

de níveis de jusante, reduzindo grandes variações de nível na calha jusante do Rio Tocantins, apresentando-se como recurso favorável ao meio ambiente em especial à preservação da ictiofauna.

Outro importante tópico está associado ao custo energético das operações de bombeamento em curto-circuito hidráulico, pois resultam um aumento da vazão defluente total. Em períodos de vertimento esse fator pode ser ignorado, contudo em períodos de estiagem devem ser avaliados os ganhos com redução de custos em O&M e ganhos futuros em regulação do despacho de potência e comparados com possíveis perdas energéticas associadas ao deplecionamento do reservatório.

## 5 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Realizadas as etapas de revisão bibliográfica, estudos de arranjo construtivo, desenvolvimento de curvas características preditivas das TRs associadas, simulações hidro energéticas e estudo de caso aplicado, obteve-se as conclusões apresentadas a seguir, divididas em tópicos.

### 5.1 Limites e alcance da pesquisa

Esse trabalho se limitou a analisar a possibilidade de aplicação do conceito de curto-circuito hidráulico na UHE Tucuruí, com o objetivo final de atingir uma maior estabilidade em potência ativa despachada pela instalação. As análises adotadas se restringiram a modelos hidráulicos unidimensionais, propostos (*Huang et. Al, 2018*), para avaliação do comportamento energético das TRs em conjunto com as turbinas Francis existentes. Esses modelos resultaram em um código numérico em *Scilab 2023* que permitiu avaliar as curvas de vazão, torque, rotação e potência das TRs e assim verificar as possibilidades de aplicação e necessidades de desenvolvimento de novos projetos de TRs associadas em curto-circuito hidráulico.

As unidades geradoras analisadas no estudo de caso possuem a capacidade de operar como compensador síncrono, sendo apenas 3 unidades geradoras do total de 25 unidades geradoras existentes.

Estudos de avançamento do projeto devem obrigatoriamente analisar as necessidades de modificações dos circuitos elétricos da geração, necessidades de alterações dos circuitos auxiliares elétricos, automação etc.

Não foram analisados estudos avançados de viabilidade econômica envolvendo os conceitos de *Capex* e *Opex*, por exemplo. Porém, uma análise qualitativa indica uma possibilidade de redução de custos com manutenção associada a uma necessidade de modernização das unidades geradoras que operam há mais de 40 anos possam justificar o investimento.

## 5.2 Viabilidade técnica

Sob o aspecto de estabilidade da regulação de potência ativa, o projeto de conversão de turbinas Francis para operação como TR apresenta viabilidade dentro das condições estabelecidas para os estudos. Destaca-se que o escopo do projeto básico se restringe a conversão de 3 (três) das 23 (vinte e três) unidades geradoras principais da UHE Tucuruí, que atualmente operam como compensador síncrono.

Flutuações de potência ativa de até 1400MW puderam ser absorvidas pelo grupo de máquinas TR, com reversões de operação bomba-turbina-bomba, evitando ao todo 4 (quatro) partidas e paradas diárias. Ou seja, *a priori* a conversão parcial de unidades geradoras para TR operando em modalidade de curto-circuito hidráulico propicia a redução de partidas e paradas de hidrogeradores Francis.

Dentro da faixa de oscilações máximas de potência ativa, absorvidas pelas máquinas TR, verificou-se uma operação *flat* da casa de força. Ainda que ocorra oscilações superiores à faixa de absorção de potência ativa, a operação como TBR reduziria consideravelmente o número de partidas e paradas.

Do ponto de vista do projeto mecânico e hidráulico, a simples inversão da rotação da turbina, não possibilita uma operação segura da TR, como pode ser visto na análise dos triângulos de velocidade. Elevadas perdas de rendimento ocorrem na operação em modo bomba, na faixa operativa da instalação. Nessas circunstâncias severas flutuações de pressão e cavitação ocorrerão. Desta forma, para que a operação em curto-circuito hidráulico seja minimamente estável, é necessário o desenvolvimento de um novo projeto hidráulico e mecânico para as 3 TRs que operam atualmente como compensadores síncronos.

Com relação ao comportamento de vazões e níveis de jusante, verifica-se um aumento da estabilidade. A vazão de bombeamento máxima para o estudo de caso verificado, de 580m<sup>3</sup>/s é inferior a vazão turbinada total, garantindo níveis adequados para prevenção de cavitação. Em períodos de vertimento, como no caso verificado, este quesito torna-se irrelevante diante das vazões adicionais verificadas. Outro aspecto a ser considerado é o aumento da estabilidade de nível jusante. Com operações de bombeamento, o balanço líquido de vazões é sempre superior no sentido turbina, devido aos rendimentos hidráulicos das operações de ida e volta,

levando a um amortecimento na redução de nível jusante quando comparado ao desligamento total das unidades geradoras.

Estudos de projeto básico devem ser abordados com mais detalhamentos para verificações das necessidades de adaptações nos sistemas mecânicos da turbina, distribuidor e regulador de velocidade, assim como nos sistemas elétricos para conversão gerador/motor. Estudos de adaptação nos sistemas de automação, controle e proteção também devem ser previstos no projeto básico para uma integração mais eficiente e segura entre TRs e casa de força.

### **5.3 Aspectos socioambientais**

Do ponto de vista ambiental, existe uma oportunidade de mitigação de danos a ictiofauna com a redução de partidas e paradas no canal de fuga e em consequência a redução de probabilidade da mortandade de cardumes. Tal como verificado no trabalho de P&D realizado pela CEMIG (LOURES E GODINHO, 2016). A frequência de partidas e paradas é importante parâmetro na causa de mortandade de peixes. Aumentos da estabilidade de nível jusante também tende a favorecer a reprodução e desova de peixes. Estudos mais aprimorados e especializados podem ser conduzidos em eventual projeto básico.

## 6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O aumento intenso de fontes renováveis intermitentes em especial fotovoltaica e eólica no Brasil, exigirá investimentos de grande monta em regulação primária de frequência e potência ativa para despacho de carga. O atual modelo de utilização de usinas hidrelétricas de acumulação encontra-se em evidente sinal de esgotamento. Desta forma, o presente trabalho busca jogar uma luz na direção de aplicação da tecnologia de turbinas bomba reversíveis e usinas hidrelétricas reversíveis como a solução que se apresenta com maior capacidade, eficiência e menor custo dentre as fontes de armazenamento energético disponíveis.

Os estudos desenvolvidos neste trabalho são preliminares e indicam apenas uma direção de viabilidade no incremento de serviços ancilares da usina de Tucuruí que tem um valor econômico mais associado ao enorme custo evitado com danos eletromecânicos causados pelo excesso de partidas e paradas do que o faturamento advindo da remuneração de serviços ancilares, até o momento inexistente na atual realidade regulatória.

## 7 TRABALHOS FUTUROS

Os resultados descritos anteriormente mostram que muito trabalho foi desenvolvido, indicando fortes possibilidades de viabilidade técnica e econômica, mas, ainda há muito a ser feito para a continuidade desta pesquisa. Como trata-se de tema ainda incipiente no Brasil, muitas lacunas para estabelecimento de um projeto seguro e sustentável tecnicamente ainda precisam ser preenchidas. Abaixo são relacionadas as principais percebidas ao longo do trabalho de pesquisa:

- Ampliar o código desenvolvido em *Scilab* e *Python* para sistematizar todo o procedimento, visando aplicação para todo o ciclo de operação anual, incluindo a possibilidade de avaliação de aplicação em outras usinas;
- Realizar um estudo CFD (Computacional Fluid Dynamics) para a avaliação das condições de jusante para o funcionamento como câmara de carga das bombas operando em curto-circuito hidráulico;
- Realizar estudo CFD para a turbina da CF1 operando em modo reversível, com realização de *index test* (medições de pressão e de dados de geração de campo) em paralelo para calibrar o modelo unidimensional desenvolvido;
- Realizar técnico da verificação da transformação dos geradores elétricos em motores reversíveis;
- Realizar estudo econômico-financeiro de impacto da redução de partidas e paradas da UHE Tucuruí;
- Realizar estudos da minimização dos impactos ambientais de jusante;
- Realizar estudo de viabilidade financeira detalhado.

Com a elaboração destes estudos vislumbra-se a aplicação do conceito de curto-circuito hidráulico como uma proposta para uma integração menos danosa e mais ambientalmente sustentável entre usinas hidráulicas de acumulação e as FEI.

## 8 REFERÊNCIAS

ABREU, T. M.; SOUZA, A. C. Z.; RIBEIRO, P. F. **Economic Analysis of an Energy Storage System in the Context of Hourly Electricity Spot Price in Brazil**. IEEE Power & Energy Society General Meeting, Montreal, QC, Canada, p. 1-5, 2020.

BLAKERS, A.; STOCKS, M.; LU, B., CHENG, C. **A review of pumped hydro energy storage**. Progress in Energy, vol. 3, n. 2, 2021.

BRANDÃO, Roberto; CASTRO, Nivaldo; HUNT, Julian (orgs.). **A Viabilidade das Usinas Reversíveis no Sistema Interligado Nacional**. ANEEL. Rio de Janeiro, 2021. Disponível em [https://www.gesel.ie.ufrj.br/app/webroot/files/publications/31\\_livro\\_uhr\\_2021\\_12\\_16.pdf](https://www.gesel.ie.ufrj.br/app/webroot/files/publications/31_livro_uhr_2021_12_16.pdf). Acesso em: 10 de julho de 2023.

CÂMARA DE COMERCIALIZAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA – CCEE. **Conceitos de Preço**. Disponível em: <https://www.ccee.org.br/precos/conceitos-precos>. Acesso em: 25 de julho de 2023.

CANALES, F. A.; BELUCO, A; MENDES, C.A. B. **Usinas hidrelétricas reversíveis no Brasil e no mundo: aplicação e perspectivas**. Revista Eletrônica em Gestão, Educação e Tecnologia Ambiental: v. 19, n. 2, p. 1230-1249. Santa Maria – RS, 2015.

CASTRO, L.I.; BORGES, G.G.; SIMONE, L.F.C. **O futuro da formação de preços de energia no Brasil**. Revista de Economia Contemporânea: vol. 27, p. 1-54, 2023.

CENTRO DE PESQUISAS DE ENERGIA ELÉTRICA - CEPEL. **NEWAVE: Modelo de Planejamento da Operações de Sistemas Hidro-Termo-eólicos interligados de longo e médio prazo**. Disponível em: <https://www.cepel.br/linhas-de-pesquisa/newave/>. Acesso em: 23 de setembro de 2023.

CAVAZZINI, G.; HOUDELINE, J-B.; PAVESI, G.; TELLER, O.; ARDIZZON, G.; **Unstable behaviour of pump-turbines and its effects on power regulation capacity of pumped-hydro energy storage plants**. Renewable and Sustainable Energy Reviews: vol. 94, p. 399–409, 2018.

DIXON, S.L; HALL, C.A. **Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery**. 6. Ed. Elsevier, 2010.

ELETRONORTE, Diretoria Técnica. **Usina Hidrelétrica Tucuruí: memória técnica**. Centrais Elétricas do Norte do Brasil – ELETRONORTE. Brasília, 1989.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA - EPE. **Estudos do Plano Decenal de Expansão de Energia 2031**. Publicação 06 de abril de 2022. Disponível em <https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/plano-decenal-de-expansao-de-energia-2031>. Acesso em 05 de setembro de 2023.

\_\_\_\_\_. **Estudos de Inventário de Usinas Hidrelétricas Reversíveis**. Nota Técnica 006-2019. Disponível em: [https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-353/EPE-DEE-NT-006\\_2019-r0.pdf](https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-353/EPE-DEE-NT-006_2019-r0.pdf). Acesso em: 23 de setembro de 2023.

\_\_\_\_\_. **Usinas Hidrelétricas Reversíveis (UHR): Desafios para inserção em mercados de energia elétrica**. Nota Técnica 013-2021. Disponível em: [https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-561/EPE-DEE-NT-013\\_2021-r0.pdf](https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-561/EPE-DEE-NT-013_2021-r0.pdf). Acesso em: 23 de setembro de 2023.

\_\_\_\_\_. **Balanco Covid-19 - Impactos nos mercados de energia no Brasil: 1º semestre de 2020**. Disponível em: <https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/balanco-covid-19-impactos-nos-mercados-de-energia-no-brasil-1-semester-de-2020>. Acesso em: 23 de setembro de 2023

FURTADO, G. C. A.; MESQUITA, A. L. A.; MORABITO, A.; HENDRICK, P.; HUNT, J.D. **Using hydropower waterway locks for energy storage and renewable energies integration**. Applied Energy, Elsevier, vol. 275, 2020.

HASMATUCHI, V.; FARHAT, M.; ROTH, S., BOTERO, F.; AVELLAN, F.; **Experimental evidence of rotating stall in a pump-turbine at off-design conditions in generating mode**. Journal of Fluids Engineering: vol. 133, 2011.

HEIDJANN, J. Kopswerk II - Fertigstellung. **Stromauskunft**. 30 de agosto de 2008. Disponível em: <https://www.stromauskunft.de/blog/reportage/4-kopswerk-ii/>. Acesso em 20 de agosto de 2023.

HINO, T.; LEJEUNE A. **Pumped Storage Hydropower Developments**. Comprehensive Renewable Energy: vol. 6, p. 405-434, 2012.

HUANG, W.; YANG, K.; GUO, X.; MA, J.; WANG, J.; LI, J. **Prediction method for the complete characteristic curves of a Francis pump-turbine**. MDPI Water: vol. 10, i. 2, 2018. Disponível em: <https://doi.org/10.3390/w10020205>. Acesso em: 15 de agosto de 2023.

HUNT, J. D.; ZAKERI, B.; LOPES, R.; BARBOSA, P. S. F.; NASCIMENTO, A.; CASTRO, N. J.; BRANDÃO, R.; SCHNEIDER, P. S.; WADA, Y. **Existing and new**

**arrangements of pumped-hydro storage plants.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 129, p. 109914, 2020.

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMITTEE. **Hydraulic Turbines, Storage Pumps and Pump-Turbines – Model Acceptance Tests.** International Standard IEC 60193, 2. Ed., 1999.

INTERNATIONAL HYDROPOWER ASSOCIATION – IHA. **Pumped hydro: Water batteries for solar and wind power.** Disponível em: <https://www.hydropower.org/factsheets/pumped-storage> . Acesso em: 22 jun. 2023.

JOVER, M. C. **Optimal Joint day ahead energy and secondary regulation reserve scheduling of pumped storage power plants operating with variable speed or in Hydraulic short circuit mode in Iberian electricity market.** ICAI - Universidad Pontificia Comillas. Madrid, Espanha. pp 28-30, Tese submetida para doutoramento em engenharia de sistemas energéticos, 2017.

KELMAN, R.; HARRISON, L. D. **Integrating Renewables with Pumped Hydro Storage in Brazil: a Case Study.** HAL Science Ouverte - HAL, 5 de junho de 2019 - hal-02147740. Disponível em: <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-02147740>. Acesso em: 03 agosto 2023.

LI, D.; FU, X.; ZUO, Z.; WANG, H.; LI, Z.; LIU, S.; WEI, X. **Investigation methods for analysis of transient phenomena concerning design and operation of hydraulic-machine systems - A review.** Renewable and Sustainable Energy Reviews 101, p. 26–46, 2019.

LI, Y.; YANG, W.; ZHAO, Z.; HAUNG, Y.; LIAO, Y.; YANG, J. **Ancillary service quantitative evaluation for primary frequency regulation of pumped storage units considering refined hydraulic characteristics.** Journal of Energy Storage, vol. 45, 2022.

LIBÓRIO, F.; FIRMO, H.T. **Pumped hydroelectric energy storage in Brazil: Challenges and opportunities.** IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, vol. 503, 2020.

LOURES, R.; GODINHO, A.; (orgs.). **Risco de morte de peixes em usinas hidrelétricas.** Avaliação de risco de morte de peixes em usinas hidrelétricas. p. 19-35, CEMIG - Companhia Energética de Minas Gerais, Belo Horizonte - MG, 2016.

LU, J.; QIAN, Z.; LEE, Y-H. **Numerical investigation of unsteady characteristics of a pump turbine under runaway condition.** Renewable Energy vol. 169, p. 905-924, 2021.

MACEDO, J. L.; NÄÄS, I. A. **Analyzing the Brazilian project of energy expansion.** European Journal of Sustainable Development Research: vol. 7, 2023.

MACINTYRE, Archibald Joseph. **Máquinas Motrizes Hidráulicas.** Editora Guanabara Dois, Rio de Janeiro - RJ, 1983.

MADUREIRA, A. T.; MESQUITA, A. L. A; GONCALVES, C.; MACHADO, J. C.; WANZELER, T. M.; RAMALHO, R. V. C. R.. **Viabilidade da conversão de turbinas Francis em unidade reversível para estabilização da operação de Usinas Hidrelétricas – caso de estudo UHE Tucuruí.** XXVII Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica. Brasília – DF, 2023

OFFICE OF ENERGY EFFICIENCY & RENEWABLE ENERGY. **Pumped Storage Hydropower,** Water Power Technologies Office. Washington, DC, EUA. Disponível em <https://www.energy.gov/eere/water/pumped-storage-hydropower>. Acesso em 30 de agosto de 2023.

OPERADOR NACIONAL DO SISTEMA ELÉTRICO - ONS. **Sumário Executivo - Plano da operação elétrica de médio prazo do SIN** [Relatório]. GERIC - Rio de Janeiro: 2020.

PÉREZ-DÍAZ, J. I.; CAVAZZINI, G.; BLÁZQUEZ, F.; PLATERO, C.; FRAILE ARDANUY, J.; SÁNCHEZ, J. A.; CHAZARRA, M. **Technological developments for pumped-hydro energy storage.** Technical Report. Mechanical Storage Subprogramme. Joint Programme on Energy Storage, European Energy Research Alliance. Maio, 2014.

PÉREZ-DÍAZ, J. I.; CHAZARRA, M.; GARCÍA-GONZÁLEZ, J.; CAVAZZINI, G.; STOPPATO, A. **Trends and challenges in the operation of pumped-storage hydropower plants.** Renewable and Sustainable Energy Reviews: Vol. 44, p. 767-784, 2015.

RUSA-PASQUE, B.; REBATTET, C. **Hydraulic Storage: Advantages and Constraints.** Encyclopédie de Energie. Fevereiro de 2022. Disponível em: <https://www.encyclopedie-energie.org/en/hydraulic-storage-advantages-constraints/>. Acesso em: 05 de agosto de 2023.

SAVIN, O.; BADINA, C.; POLLIER, R.; DROMMI, J-L.; BAROTH, J.; CHARBONNIER, S.; BERENQUER, C. **Effect of start and stop cycles on hydropower plants: modelling the deterioration of the equipment to evaluate the cycling cost.** IOP Conference Series: Earth and Environmental Science: vol. 1136, 2023.

SENGE - Sindicato dos Engenheiros – Piauí. **Conheça as Hidrelétricas Reversíveis (UHRs).** Data de publicação: 05/08/2020. Disponível em <http://www.senge-pi.org.br/artigo/conheca-as-usinas-hidreletricas-reversiveis-uhrs>. Acesso em 05 de setembro de 2023.

SILVA, M. B; HERREROS, M. M. A. G.; BORGES, F. Q. **Análise dos aspectos econômicos e socioambientais no projeto hidrelétrico Belo Monte, Pará.** Revista de Ciências Ambientais, vol. 8, n. 1, pp.15-27, 2014.

SOUZA, Z.; SANTOS, A. H. M.; BORTONI, E. C. **Centrais Hidrelétricas – Implantação e Comissionamento.** Editora Interciência, Rio de Janeiro, 2009.

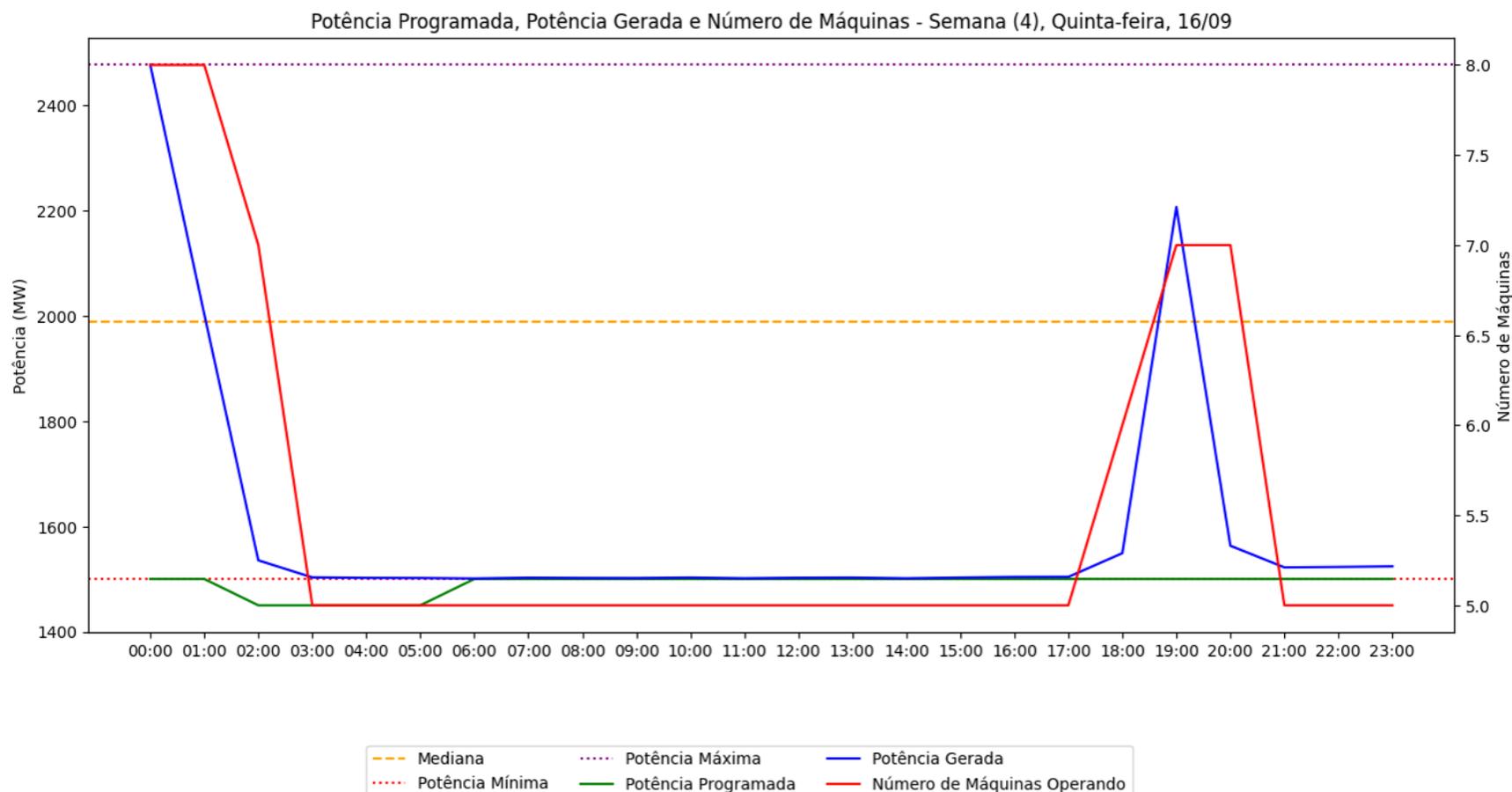
TAO R.; SONG, X.; CHANGLIANG Y. **Pumped Storage Technology, Reversible Pump Turbines and Their Importance in Power Grids.** Water Mdpi: vol. 14, 2022.

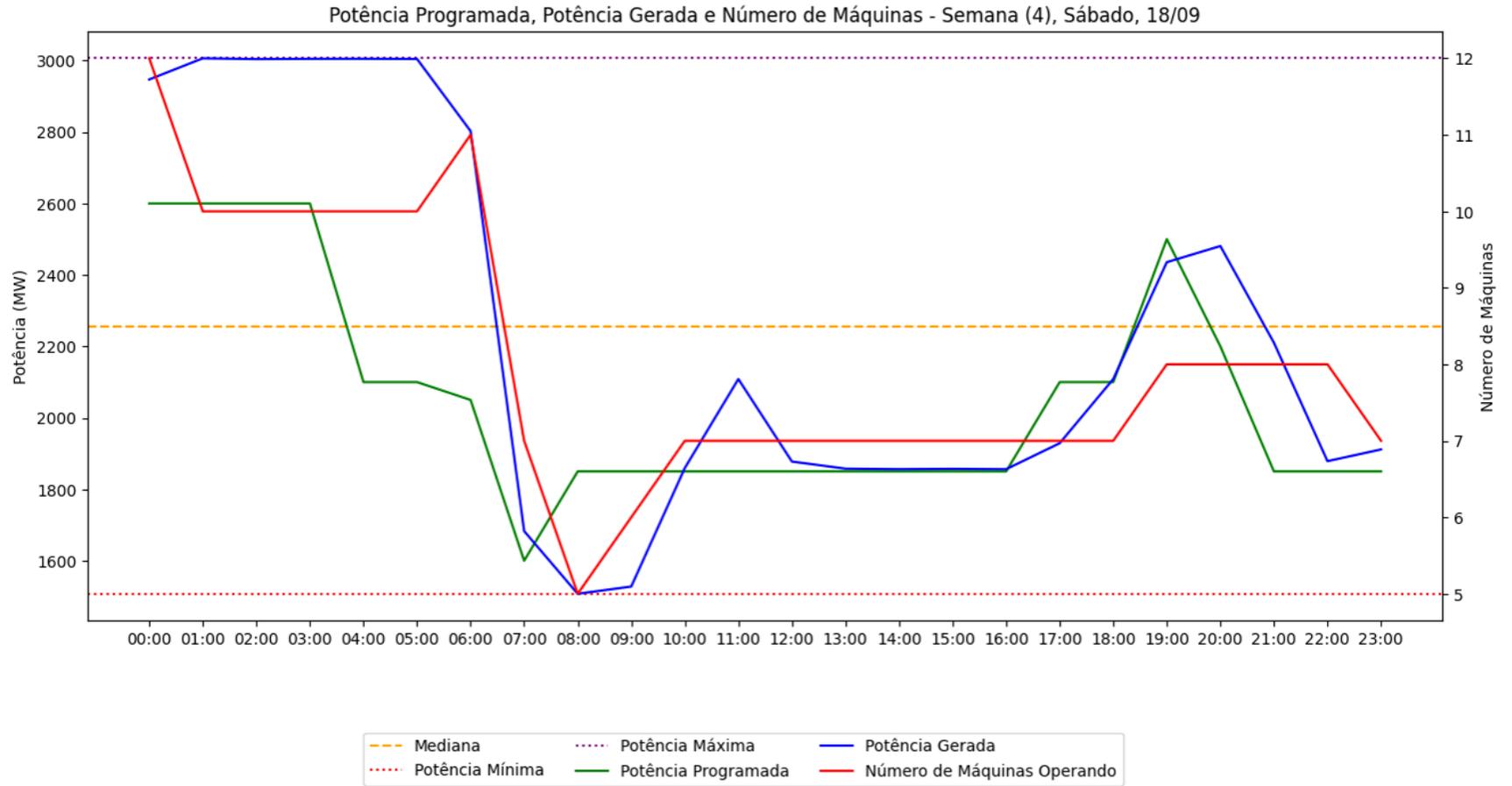
TAO R.; XIAO R.; WANG F.; WEICHAO L. **Cavitation behavior study in the pump mode of a reversible pump-turbine.** Renewable Energy, vol. 125, p. 655-667, 2018.

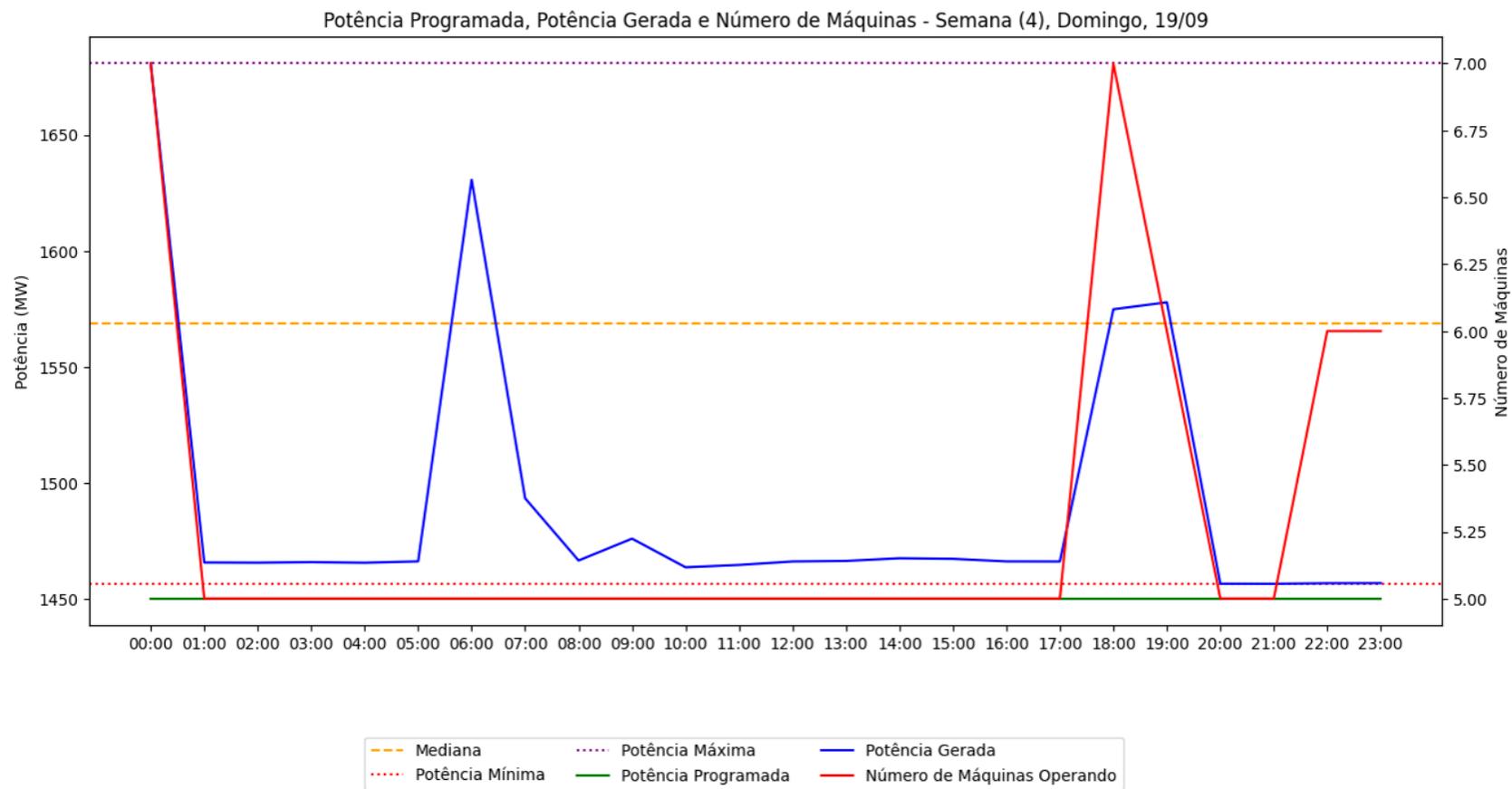
ZENG, W.; YANG, J.D.; CHEN, Y.G. **Construction of pump-turbine characteristics at any specific speed by domain-partitioned transformation.** Journal of Fluids Engineering: vol. 137, 2015.

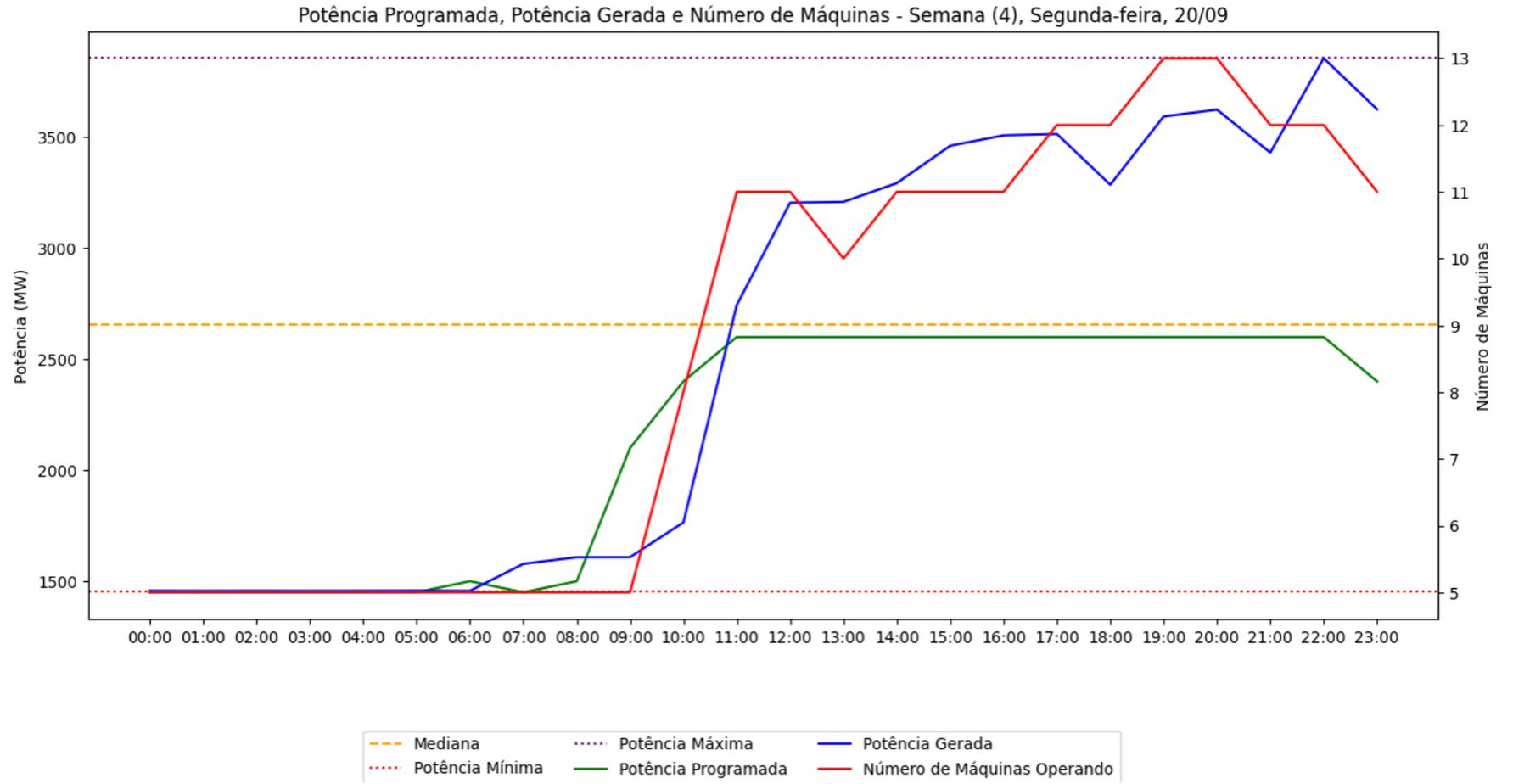


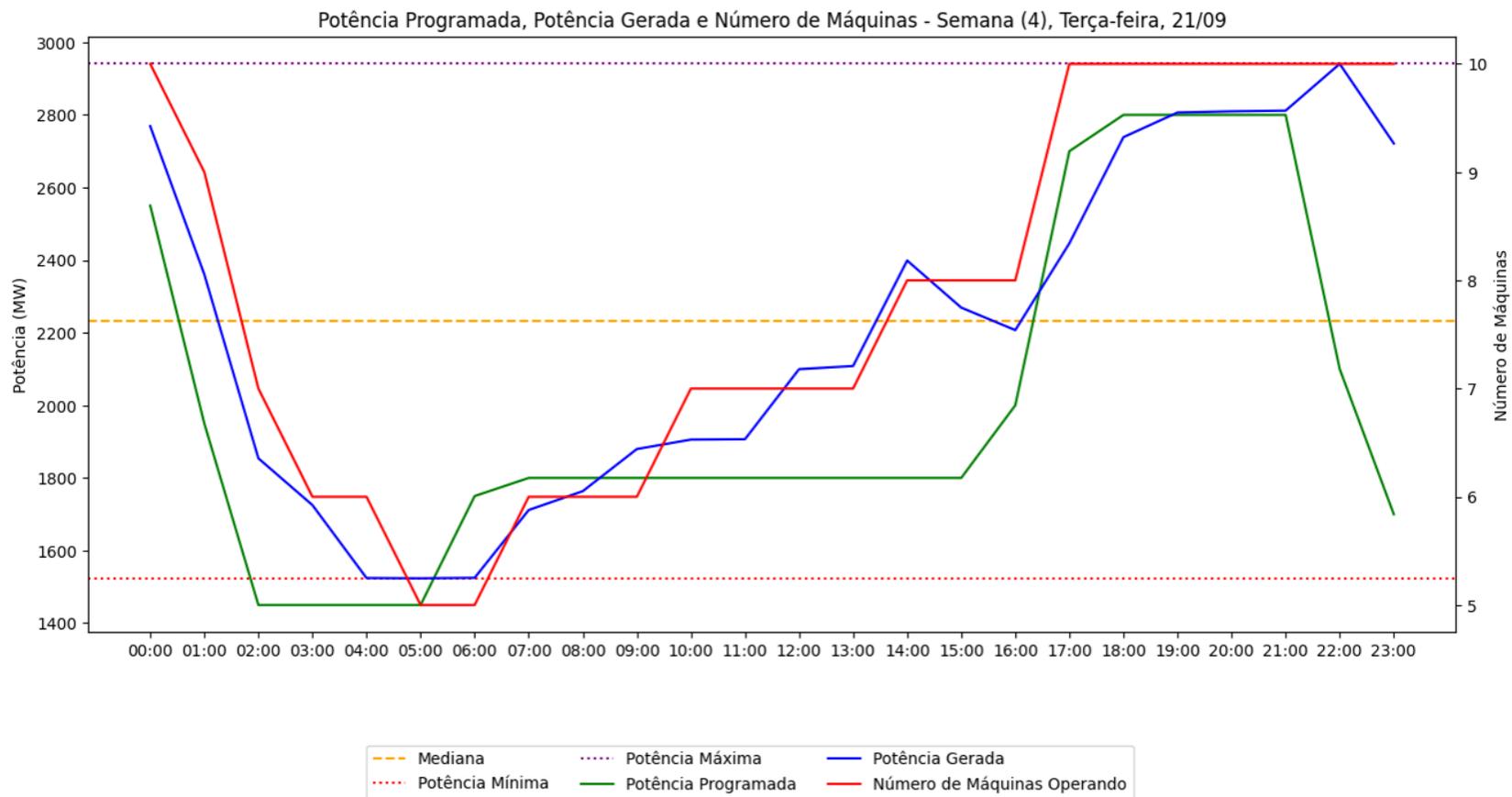
## APENDICE A - CURVAS DE GERAÇÃO DE POTÊNCIA ATIVA (MW) E NÚMERO DE MÁQUINAS EM PERÍODO DE ESTIAGEM E DEPLECIONAMENTO DO LAGO DA UHE TUCURUÍ EM SETEMBRO DE 2021

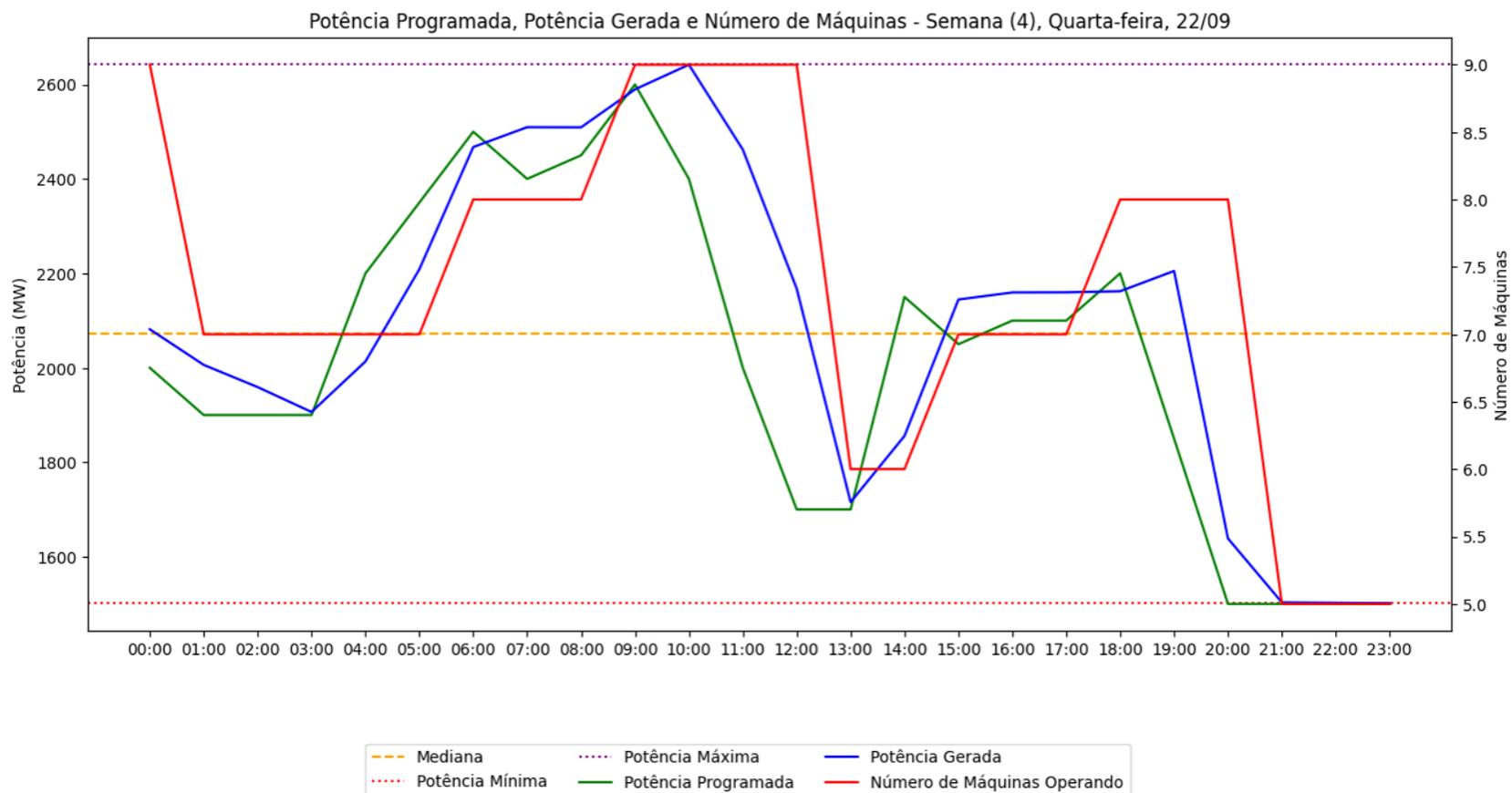












## APENDICE B - CÓDIGO SCILAB UTILIZADO PARA GERAR AS MATRIZES DE DADOS DE ROTAÇÃO, VAZÃO E TORQUE ADIMENSIONAIS

```
/"PROGRAMA DE SIMULAÇÃO DE TBRs- TURBINA BOMBAS REVERSÍVEIS"
```

```
chdir('G:\MESTRADO UFFPA\Arquivo técnico\Arquivos SCILAB')
```

```
clc
```

```
VAR=x_mdialog("AMAZON RPT CODE-Dados de entrada",...
```

```
["1-Queda bruta máxima (m)";"2-Queda nominal (m)";"3-Queda mínima";"4-Diâmetro de saída do rotor";"5-Diametro da coroa do rotor";"6-altura do distribuidor";"7-Potência nominal (kW)";"8-Rotação síncrona";"9-ângulo de abertura mínimoPD";"10-angulo de abertura máximo PD"],... ["69";"64";"54";"8350";"6580";"1237";"367000";"81.82"; "8.4";"42"]);
```

```
// DECLARAÇÃO DE VARIÁVEIS
```

```
HBmax=evstr(VAR(1));
```

```
HN=evst(VAR(2));
```

```
HBmin=evst(VAR(3));
```

```
D2T=evst(VAR(4))/1000;
```

```
D1T=evst(VAR(5))/1000;
```

```
AltD=evst(VAR(6))/1000;
```

```
POTn=evstr(VAR(7))*1000;
```

```
rpm=evstr(VAR(8));
```

```
ANGming=evstr(VAR(9));
```

```
ANGmaxg=evstr(VAR(10));
```

```
R1T=D1T/2;
```

```
R2T=D2T/2
```

```
DM1T=(D2T+D1T)/2
```

```
disp("Diâmetro de entrada",DM1T)
```

```
//CONSTANTES FÍSICAS
```

```
g=9.71 //gravidade
```

```
dens=998 //densidade da água
```

```
gama=g*dens// Peso específico
```

```
//CONVERSÃO DE PARÂMETROS PARA UNIDADES DE MEDIDA SI
```

```
vang=rpm*0.1047
```

```
ANGmax=ANGmaxg*2*pi/360
```

```
disp("o angulo máximo em radianos=",ANGmax)
```

```
ANGmin=ANGming*2*pi/360
```

```
disp("o angulo mínimo em radianos=",ANGmin)
```

```
// CALCULA VAZÃO DE REFERÊNCIA EM FUNÇÃO DA POTÊNCIA E QUDA NOMINAL
```

```
Qref=POTn/(gama*HN*0.95);
```

```
disp("A vazão de referência(m3/s)=",Qref);
```

```
// CALCULA n11 do BEP
```

```
n11o= vang*DM1T/((g*HN)^0.5);
```

```
disp("n11 do BEP=",n11o)
```

```
//CALCULA Q11 DO BEP
```

```
Q11o=Qref/((DM1T^2)*((g*HN)^0.5))
```

```
disp("Q11 do BEP=",Q11o)
```

```

// CALCULA VELOCIDADE ESPECÍFICA DO BEP
Nqe=n11o*Q11o^0.5;
disp("Velocidade Específica no BEP=",Nqe)

//CÁLCULO DAS ÁREAS DE PASSAGEM HIDRÁULICAS
A1=(3.1415*D1T*AltD);
disp("Area de entrada da turbina(m2)=",A1);
A2=(3.1415*D2T^2)/4;
disp("Area de saída da turbina(m2)=",A2);

//PARÂMETROS DE CÁLCULO NUMÉRICO
p=50 //número de /passos de integração / iteração

// CÁLCULO DA ROTAÇÃO UNITÁRIA (n11)
// calcula rotação unitária em função da variação de queda

deltaH=(HBmax-HBmin)/p;
for i=1:1:p
n11(i)=(vang*D2T)/(g*(HBmin+(deltaH*i)))^0.5;
end
disp("matriz n11",n11)

//GERAÇÃO DE COPs - HUANG
//ponto O - BEP - melhor rendimento em modo turbina
//ponto C - melhor rendimento em modo bomba
//ponto A - Ponto de reversão para modo bomba - rotação zero- Fluxo sentido turbina
//Ponto R- Rotação de disparo ou rotação máxima.
//Ponto B1- Início de carga da bomba -
// Ponto B2- Motorização da máquina em modo turbina- Vazão nula- Compensador síncrono

//PONTO O
// nEDo = a+b*Nqe / a=2.26+-0.12 b=0.5+-0.19
//QEDo= a*Nqe^b *(-0.22*tal^2+1.3*tal-0.08) / a =0.13+- 5*10^-3 b=1.71+-0.09
//TEDo= a*Nqe^b*(-0.38*tal^2+1.62*tal-0.23) / a=0.05+-2.8*10^-3 b=1.63+-0.14
for i=1:1:p
    tal=i/p
    anEDo=2.26
    bnEDo=0.19
    NEDo(i)= anEDo+bnEDo*Nqe;
//disp("nED estatístico do ponto ótimo=",NEDo)
    aQedO=0.13
    bQedO=1.71
    QEDo(i)=aQedO*Nqe^bQedO *(-0.22*tal^2+1.3*tal-0.08)
//disp(" Qed estatístico do ponto ótimo",QEDo)
    aTEDo=0.05
    bTEDo=1.63
    TEDo(i)= aTEDo*Nqe^bTEDo*(-0.38*tal^2+1.62*tal-0.23);
//disp(" TED estatístico do ponto ótimo em modo turbina ",TEDo)
    MatrixO(i,1)=NEDo(i);
    MatrixO(i,2)=QEDo(i);
    MatrixO(i,3)=TEDo(i);

//PONTO C
// nEDc = aNEDc+bNEDc*Nqe / aNEDc= -2.32+-0.12 bNEDc=-0.87+-0.2
//QEDc= aQEDc*Nqe^bQEDc *(-0.55*tal^2+1.46*tal-0.09) / aQEDc =-0.13+- 0.02 bQEDc=1.84+-
0.28

```

```

//TEDc= aTEDc*Nqe^bTEDc*(-0.36*ta^2+0.96*ta+0.4) / aTEDc=0.05+-5.3*10^-3 bTEDc=1.72+-
0.26
aNEDc= -2.20
bNEDc=-0.67
NEDc(i)=aNEDc+bNEDc*Nqe
//disp("nED estatístico do ponto ótimo em modo Bomba=",NEDc)
aQEDc=-0.13
bQEDc=1.84
QEDc(i)= aQEDc*Nqe^bQEDc *(-0.55*ta^2+1.46*ta-0.09)
//disp(" QED estatístico do ponto ótimo em modo bomba",QEDc)
aTEDc=0.05
bTEDc=1.72
TEDc(i)= aTEDc*(Nqe^bTEDc)*(-0.36*ta^2+0.96*ta+0.4)
//disp("TEDc estatístico do ponto ótimo em modo bomba",TEDc)
MatrixC(i,1)=NEDc(i);
MatrixC(i,2)=QEDc(i);
MatrixC(i,3)=TEDc(i);

//PONTO A
// nEDa = 0
//QEDa= aQEDa*Nqe^bQEDa *(-0.32*ta^2+1.27*ta-0.04) / aQEDa =0.11+- 6.1*10^-3
bQEDa=1.35+-0.12
//TEDa= aTEDa*Nqe^bTEDa*(-0.46*ta^2+1.37*ta+0.08) / aTEDa=0.05+-3.3*10^-3
bTEDc=1.34+-0.13
NEDa(i) = 0
aQEDa =0.11
bQEDa=1.35
QEDa(i)= aQEDa*Nqe^bQEDa *(-0.32*ta^2+1.27*ta-0.04);
//disp(" QED do ponto de reversão para bomba com rotação nula", QEDa);
aTEDa=0.05
bTEDa=1.34
TEDa(i)= aTEDa*Nqe^bTEDa*(-0.46*ta^2+1.37*ta+0.08)
MatrixA(i,1)=NEDa(i)
MatrixA(i,2)=QEDa(i);
MatrixA(i,3)=TEDa(i)

//PONTO R
//nEDr=(aNEDr+bNEDr*Nqe)*(-0.02*ta^2+0.08*ta+0.94)
//QEDr=aQEDr*Nqe^bQEDr*(0.07*ta^2+0.73*ta+0.2)
aNEDr=2.66
bNEDr=1.34
NEDr(i)=(aNEDr+bNEDr*Nqe)*(-0.02*ta^2+0.08*ta+0.94)
//disp(" NED da velocidade de disparo=",NEDr);
aQEDr=0.06
bQEDr=1.98
QEDr(i)=aQEDr*Nqe^bQEDr*(0.07*ta^2+0.73*ta+0.2)
//disp("QED da velocidade de disparo=",QEDr)
TEDr(i)=0
MatrixR(i,1)=NEDr(i)
MatrixR(i,2)=QEDr(i);
MatrixR(i,3)=TEDr(i)

//PONTO B1
//NEDb1=(aNEDb1+bNEDb1*Nqe)*(-0.02*ta^2+0.08*ta+0.94)
//QEDb1=0
aNEDb1=-2.34

```

```

bNEDb1=-0.17
NEDb1(i)=(aNEDb1+bNEDb1*Nqe)*(-0.02*tal^2+0.08*tal+0.94)
QEDb1(i)=0
//disp("NED do ponto b1 Início de operação modo bomba",NEDb1);
aTEDb1=0.02
bTEDb1=2.22
TEDb1(i)=aTEDb1*Nqe^bTEDb1*(-0.18*tal^2 + 0.72*tal + 0.47)

MatrixB1(i,1)=NEDb1(i);
MatrixB1(i,2)=QEDb1(i);
MatrixB1(i,3)=TEDb1(i);

//PONTO B2
//NEDb2=(aNEDb2+bNEDb2*Nqe)*(-0.04*tal^2+0.22*tal+0.82)
//QEDb2=0
aNEDb2=2.41
bNEDb2=1.54
NEDb2(i)=(aNEDb2+bNEDb2*Nqe)*(-0.04*tal^2+0.22*tal+0.82)
QEDb2(i)=0
//disp("NED do ponto b2",NEDb2);
aTEDb2=0.02
bTEDb2=1.89
TEDb2(i)=aTEDb2*Nqe^bTEDb2*(0.01*tal^2+0.6*tal+0.39)
MatrixB2(i,1)=NEDb2(i);
MatrixB2(i,2)=QEDb2(i);
MatrixB2(i,3)=TEDb2(i)
end
disp("Matriz de operação do ponto ótimo",MatrixO);
disp("Matriz de operação ótima em modo bomba",MatrixC);
disp("Matriz de reversão para modo bomba com rotação nula",MatrixA);
disp("Matriz de velocidade de disparo",MatrixR);
disp("Matriz de Motorização da turbina vazão nula",MatrixB2);
disp("Matriz de reversão para Bomba vazão nula",MatrixB1);

//MATRIZ DE PONTOS ESTATÍSTICOS (TAL=1)

//HUANGtal1=[NEDc NEDb1 NEDa NEDo NEDr NEDb2; QEDc QEDb1 QEDa QEDo QEDr
QEDb2];
//MatrixNED=HUANGtal1(1, :)
//MatrixQED=HUANGtal1(2,:)
//disp("matriz de COPs em tal=1",HUANGtal1)
//disp("matriz NED",MatrixNED)
//disp("matriz QED", MatrixQED)

//plot(MatrixNED,MatrixQED,'b.->')

//CRIAÇÃO DA MATRIZ DE PONTOS PARA INTERPOLAÇÃO

//MATRIZ DE ROTAÇÃO UNITÁRIA EM FUNÇÃO DA ABERTURA DO DISTRIBUIDOR

for j=1:1:p
    tal=j/p
    MATRIXTALNED(j,1)=tal
    MATRIXTALNED(j,2)=MatrixC(j,1)
    MATRIXTALNED(j,3)=MatrixB1(j,1)
    MATRIXTALNED(j,4)=MatrixA(j,1)
    MATRIXTALNED(j,5)=MatrixO(j,1)

```

```

MATRIXTALNED(j,6)=MatrixR(j,1)
MATRIXTALNED(j,7)=MatrixB2(j,1)
end
disp(MATRIXTALNED,"matriz de rotações unitárias ")

```

//MATRIZ DE VAZÕES UNITÁRIAS EM FUNÇÃO DA ABERTURA DO DISTRIBUIDOR

```

for j=1:1:p
    tal=j/p;
MATRIXTALQED(j,1)=tal;
MATRIXTALQED(j,2)=MatrixC(j,2);
MATRIXTALQED(j,3)=MatrixB1(j,2);
MATRIXTALQED(j,4)=MatrixA(j,2);
MATRIXTALQED(j,5)=MatrixO(j,2);
MATRIXTALQED(j,6)=MatrixR(j,2);
MATRIXTALQED(j,7)=MatrixB2(j,2);
end

disp(MATRIXTALQED,"matriz de Vazões unitárias")

```

```

for j=1:1:p
    tal=j/p;
MATRIXTALTED(j,1)=tal;
MATRIXTALTED(j,2)=MatrixC(j,3);
MATRIXTALTED(j,3)=MatrixB1(j,3);
MATRIXTALTED(j,4)=MatrixA(j,3);
MATRIXTALTED(j,5)=MatrixO(j,3);
MATRIXTALTED(j,6)=MatrixR(j,3);
MATRIXTALTED(j,7)=-MatrixB2(j,3);
end

disp("matriz de TORQUES unitários",MATRIXTALTED)

```

// MATRIZ DE PONTOS INTERPOLAÇÃO

```

MatrixTAL=MATRIXTALNED(:,1)
disp(MatrixTAL,"Matriz de abertura do distribuidor")

```

```

for j=1:1:p
    tal=j/p;
HUANGNQ(j,1)=(MatrixTAL(j));
HUANGNQ(j,2)=MATRIXTALNED(j,2)
HUANGNQ(j,3)=MATRIXTALNED(j,3)
HUANGNQ(j,4)=MATRIXTALNED(j,4)
HUANGNQ(j,5)=MATRIXTALNED(j,5)
HUANGNQ(j,6)=MATRIXTALNED(j,6)
HUANGNQ(j,7)=MATRIXTALNED(j,7)
HUANGNQ(j,8)=MATRIXTALQED(j,2)
HUANGNQ(j,9)=MATRIXTALQED(j,3)
HUANGNQ(j,10)=MATRIXTALQED(j,4)
HUANGNQ(j,11)=MATRIXTALQED(j,5)
HUANGNQ(j,12)=MATRIXTALQED(j,6)
HUANGNQ(j,13)=MATRIXTALQED(j,7)
HUANGNQ(j,14)=MATRIXTALTED(j,2)
HUANGNQ(j,15)=MATRIXTALTED(j,3)
HUANGNQ(j,16)=MATRIXTALTED(j,4)
HUANGNQ(j,17)=MATRIXTALTED(j,5)

```

```

HUANGNQ(j,18)=MATRIXTALTED(j,6)
HUANGNQ(j,19)=MATRIXTALTED(j,7)
end
disp(HUANGNQ,"NUVEM DE PONTOS")
ALPHA=MATRIXTALNED(:,1)
X1=HUANGNQ(50,2:7);
Y1=HUANGNQ(50,8:13);
X2=HUANGNQ(25,2:7);
Y2=HUANGNQ(25,8:13);

XINTERP=linspace(-5,5,30)
//disp("linspaceX",XINTERP)
INTERPNQ=interp1(X1,Y1,XINTERP,'spline')
plot(XINTERP,INTERPNQ,X1,Y1,'*')

chdir('E:\MESTRADO UFPA\Arquivo técnico\Arquivos SCILAB')
fprintfMat('HUANGNQ8',HUANGNQ);

//MATRIZ DE TRANSPOSIÇÃO PARA O PROTÓTIPO
//QUEDA EM FUNÇÃO DE n11
//nED = nD1/(gH)^0.5
//H=((nD1)/nED)^2/g

//VAZÃO UNITÁRIA
//QED =Q/(DM1T^2*(g*H)^0.5)
//Q=QED*(DM1T^2*(g*H)^0.5)
//MATRIZ DE ESCALAGEM DE VAZAO

for j=1:1:p
MatrixProt(j,1)=HUANGNQ(j,1);//TAL- abertura do distribuidor
MatrixProt(j,2)=-((vang*DM1T)/HUANGNQ(j,2))^2/g//Ponto C
MatrixProt(j,3)=-((vang*DM1T)/HUANGNQ(j,3))^2/g// Ponto B1
MatrixProt(j,4)=0//Ponto A
MatrixProt(j,5)=-((vang*DM1T)/HUANGNQ(j,5))^2/g//PONTO O
MatrixProt(j,6)=-((vang*DM1T)/HUANGNQ(j,6))^2/g//PONTO R
MatrixProt(j,7)=-((vang*DM1T)/HUANGNQ(j,7))^2/g//PONTO B2
end
disp("Matriz de queda prototipo",MatrixProt)

//plot(X1,Y1)
//plot(X2,Y2)

//MATRIZ DE ESCALAGEM DE TORQUE

for j=1:1:p
MatrixProtT(j,1)=HUANGNQ(j,1);//TAL- abertura do distribuidor
MatrixProtT(j,2)=-((dens*g*DM1T^3*HN*HUANGNQ(j,14)));//Ponto C
MatrixProtT(j,3)=-((dens*g*DM1T^3*HN*HUANGNQ(j,15)));// Ponto B1
MatrixProtT(j,4)=0//Ponto A
MatrixProtT(j,5)=-((dens*g*DM1T^3*HN*HUANGNQ(j,17)));//PONTO O
MatrixProtT(j,6)=-((dens*g*DM1T^3*HN*HUANGNQ(j,18)));//PONTO R
MatrixProtT(j,7)=-((dens*g*DM1T^3*HN*HUANGNQ(j,19)));//PONTO B2
end
disp("Matriz de torque prototipo",MatrixProtT)

Y3=HUANGNQ(50,14:19)
XINTERP=linspace(-5,5,30)

```

```
//disp("linspaceX",XINTERP)
INTERPNT=interp1(X1,Y3,XINTERP,'spline')
plot(XINTERP,INTERPNT,X1,Y3,'*')
plot(X1,Y3)

//xx=linspace(-4,10,4)
//interpol=interp1(X1,Y1,xx,'spline');
//plot(interpol)
end
```

## APENDICE C - MATRIZ DE PONTOS DA CURVA DE POTÊNCIA ATIVA PROJETADA DA TR

ABERTURA DO DISTRIBUIDOR	PB1 (MW)	PC (MW)	PA	PO (MW)	PR	PB2
0.02	74.40244	84.2979	0	-72.7396	0	-26.2211
0.04	77.73465	86.47691		-60.9896		-26.7218
0.06	81.01574	88.61904		-49.3514		-27.2131
0.08	84.24568	90.72483		-37.825		-27.6956
0.1	87.4245	92.79485		-26.4104		-28.1694
0.12	90.55218	94.82961		-15.1076		-28.635
0.14	93.62873	96.82965		-3.91668		-29.0927
0.16	96.65414	98.79549		7.162434		-29.5427
0.18	99.62842	100.7276		18.12973		-29.9854
0.2	102.5516	102.6265		28.9852		-30.421
0.22	105.4236	104.4927		39.72885		-30.8498
0.24	108.2445	106.3266		50.36068		-31.272
0.26	111.0142	108.1287		60.88069		-31.688
0.28	113.7328	109.8995		71.28888		-32.0979
0.3	116.4003	111.6393		81.58525		-32.5019
0.32	119.0166	113.3487		91.76979		-32.9004
0.34	121.5818	115.0279		101.8425		-33.2935
0.36	124.0959	116.6776		111.8034		-33.6814
0.38	126.5589	118.298		121.6525		-34.0643
0.4	128.9707	119.8895		131.3898		-34.4425
0.42	131.3313	121.4525		141.0152		-34.8161
0.44	133.6409	122.9875		150.5288		-35.1852
0.46	135.8993	124.4947		159.9306		-35.5502
0.48	138.1066	125.9746		169.2206		-35.9111
0.5	140.2627	127.4275		178.3988		-36.2681
0.52	142.3677	128.8537		187.4651		-36.6213
0.54	144.4216	130.2536		196.4196		-36.971
0.56	146.4243	131.6274		205.2623		-37.3173
0.58	148.3759	#VALUE!		213.9932		-37.6603
0.6	150.2764	134.2984		222.6122		-38.0002
0.62	152.1257	135.5962		231.1195		-38.3371
0.64	153.9239	136.8692		239.5149		-38.6711
0.66	155.671	138.1178		247.7985		-39.0024
0.68	157.3669	139.3422		255.9702		-39.3311
0.7	159.0117	140.5427		264.0302		-39.6574
0.72	160.6054	141.7196		271.9783		-39.9812
0.74	162.1479	142.8732		279.8146		-40.3029
0.76	163.6393	144.0036		287.5391		-40.6224
0.78	165.0796	145.1113		295.1517		-40.9398

(continuação)

<b>ABERTURA DO DISTRIBUIDOR</b>	<b>PB1 (MW)</b>	<b>PC (MW)</b>	<b>PA</b>	<b>PO (MW)</b>	<b>PR</b>	<b>PB2</b>
0.8	166.4687	146.1963		302.6526		-41.2554
0.82	167.8067	147.2591		310.0416		-41.5692
0.84	169.0936	148.2997		317.3188		-41.8813
0.86	170.3293	149.3185		324.4842		-42.1918
0.88	171.5139	150.3156		331.5377		-42.5007
0.9	172.6474	151.2913		338.4795		-42.8083
0.92	173.7297	152.2459		345.3094		-43.1146
0.94	174.7609	153.1794		352.0275		-43.4196
0.96	175.741	154.0922		358.6337		-43.7235
0.98	176.6699	154.9844		365.1282		-44.0263
1	177.5477	155.8562		371.5108		-44.3282