

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
ESCOLA DE ENGENHARIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA ELÉTRICA

DOUGLAS DIDO BALDISSERA

SINTONIA E SIMULAÇÕES DE REGULADORES DE VELOCIDADE  
PARA TURBINAS HIDRÁULICAS DE REAÇÃO

Porto Alegre  
2018

DOUGLAS DIDO BALDISSERA

SINTONIA E SIMULAÇÕES DE REGULADORES DE VELOCIDADE  
PARA TURBINAS HIDRÁULICAS DE REAÇÃO

Projeto de Diplomação apresentado ao Departamento de Engenharia Elétrica da Universidade Federal do Rio Grande do Sul como parte dos requisitos para Graduação em Engenharia Elétrica.

Orientador: Prof. Dr. Flávio Antônio Becon Lemos

Porto Alegre

2018

### CIP - Catalogação na Publicação

Baldissera, Douglas Dido  
Sintonia e Simulações de Reguladores de Velocidade  
para Turbinas Hidráulicas de Reação / Douglas Dido  
Baldissera. -- 2018.  
104 f.  
Orientador: Flávio Antônio Becon Lemos.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --  
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de  
Engenharia, Curso de Engenharia Elétrica, Porto  
Alegre, BR-RS, 2018.

1. Sintonia de Reguladores de Velocidade. 2.  
Turbinas Hidráulicas. 3. Estabilidade de Sistemas  
Elétricos de Potência. 4. Controle Carga-Frequência.  
5. Pequenas Centrais Hidrelétricas (PCHs). I. Lemos,  
Flávio Antônio Becon, orient. II. Título.

DOUGLAS DIDO BALDISSERA

SINTONIA E SIMULAÇÕES DE REGULADORES DE VELOCIDADE  
PARA TURBINAS HIDRÁULICAS DE REAÇÃO

Este projeto foi julgado adequado para fazer jus aos créditos da disciplina de “Projeto de Diplomação”, do Departamento de Engenharia Elétrica da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, e aprovado em sua forma final pelo Orientador e pela Banca Examinadora.

---

Prof. Dr. Flávio Antônio Becon Lemos  
**ORIENTADOR**

---

Prof. Dr. Luiz Fernando Ferreira  
**Chefe do DELET**

Aprovado em: \_\_\_\_/\_\_\_\_/\_\_\_\_

BANCA EXAMINADORA

---

Flávio Antônio Becon Lemos (Prof. Dr.) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul

---

Jeferson Vieira Flores (Prof. Dr.) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul

---

Roberto Petry Homrich (Prof. Dr.) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente, aos meus pais pela educação dada e pelo amor e carinho incondicionais, assim como por todo o apoio e esforços dispendidos para que eu pudesse chegar até aqui.

À minha irmã, Vanessa, que, junto aos meus pais, sempre esteve ao meu lado nos momentos difíceis e nas decisões tomadas.

À minha namorada, Paloma, por todo o amor e compreensão durante o período final deste curso.

Aos colegas e amigos que, direta ou indiretamente, dividiram tantos momentos durante o período da graduação.

Ao meu orientador, professor Flávio Antônio Becon Lemos, pelo suporte, pela confiança e por todo o tempo dedicado para que este trabalho fosse realizado, além dos ensinamentos e incentivos.

À Universidade Federal do Rio Grande do Sul pelo ensino gratuito e de qualidade prestado para a minha formação profissional.

## RESUMO

Existe uma grande inserção de plantas hidroelétricas na matriz energética nacional. Entre essas plantas encontram-se as chamadas Pequenas Centrais Hidrelétricas ou PCHs. Para a entrada em operação dessas PCHs é necessário um conjunto de estudos, sendo um deles os estudos de estabilidade eletromecânica. No âmbito desses estudos, os reguladores de velocidade são fundamentais, uma vez que compõem os sistemas de controle carga-frequência, sendo responsáveis pelo controle da potência mecânica fornecida aos geradores síncronos pelas turbinas hidráulicas e, conseqüentemente, pelo controle de frequência do sistema. Tais dispositivos devem ser sintonizados de maneira a garantir uma operação estável dos sistemas de potência quando ocorrem perturbações nos mesmos. Este trabalho apresenta a comparação do desempenho de um sistema quando composto por turbinas Francis e Kaplan, usando quatro métodos clássicos de ajuste para reguladores de velocidade. Para tal, são introduzidos conceitos fundamentais do estudo de estabilidade de sistemas elétricos de potência e de turbinas hidráulicas, assim como apresentados os modelos dinâmicos dos componentes utilizados nas simulações e as metodologias de sintonia consideradas. Por fim, os modelos de turbina junto aos métodos de ajuste são adicionados a um sistema real composto por uma PCH conectada ao sistema interligado através de um sistema de distribuição radial. Esse sistema é simulado utilizando os softwares ANAREDE® e ANATEM®. Os resultados mostram uma semelhança entre os métodos de ajuste propostos, de modo que possam ser considerados como uma estimativa inicial no ajuste dos reguladores de velocidade.

**Palavras-chave:** Sintonia de Reguladores de Velocidade. Dinâmica de Turbinas Hidráulicas. Estabilidade de Sistemas Elétricos de Potência.

## ABSTRACT

There is a great insertion of hydropower plants in the national energy matrix. Among these plants are the so-called Small Hydroelectric Plants or SHPs. For the commissioning of these SHPs, a set of studies is required, one of them being studies of electromechanical stability. In the scope of these studies, the speed governors are fundamental since they make up the load-frequency control systems, being responsible for control the turbine mechanical power supplied to the synchronous generators and, therefore, for frequency control of the system. Such devices shall be tuned so as to ensure a stable operation of the power systems when disturbances occur in them. This study presents the comparison of a system performance when composed by Francis and Kaplan turbine, using four classic tuning methods for speed governors. For this, the fundamental concepts of the power systems stability study and the hydraulic turbines are introduced, as well as the dynamic models of the components used in the simulations and the adjusting methods considered in this study. Finally, the turbine models along with tuning methods are added to a real system composed of a SHP connected to the interconnected system through a radial distribution system. This system is simulated using the software ANAREDE® and ANATEM®. The results show a similarity among the tuning methods proposed in this study, so that these can be considered as an initial estimate in the speed governors adjustment.

**Keywords:** Speed Governors Tuning. Dynamics of Hydraulic Turbines. Power Electric Systems Stability.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Classificação da Estabilidade dos Sistemas de Potência.....	21
Figura 2 – Torques de Sincronização e de Amortecimento na Estabilidade Angular .....	23
Figura 3 – Sistemas de Controle da Geração.....	26
Figura 4 – Faixa de Aplicação dos Principais Tipos de Turbinas Hidráulicas .....	28
Figura 5 – Rotor de Turbina Pelton .....	29
Figura 6 – Mecanismo do Injetor de Turbinas Pelton .....	29
Figura 7 – Arranjo Típico de uma Turbina Francis de Eixo Vertical.....	30
Figura 8 – Turbina Francis (Vista em Corte).....	31
Figura 9 – Rotor Francis da UHE Teles Pires.....	32
Figura 10 – Curvas de Rendimento de Turbinas Hidráulicas em Função da Vazão .....	33
Figura 11 – Rotor de Turbina Kaplan .....	33
Figura 12 – Arranjo Bulbo (Vista em Corte).....	34
Figura 13 – Modelo de Turbina Bulbo – UHE de Tadami, Japão.....	35
Figura 14 – Esquema de Planta Hidroelétrica .....	37
Figura 15 – Diagrama de Blocos do Modelo Simplificado de uma Turbina Hidráulica.....	41
Figura 16 – Potência Mecânica para Degrau Positivo Aplicado ao Modelo Simplificado .....	42
Figura 17 - Potência Mecânica para Degrau Negativo Aplicado ao Modelo Simplificado.....	42
Figura 18 – Influência da Constante $T_w$ para o Modelo Simplificado .....	43
Figura 19 - Modelo do Conjunto Carga-Gerador para Operação Isolada .....	46
Figura 20 – Diagrama de Blocos do Controle de Velocidade em Turbinas Hidráulicas .....	48
Figura 21 – Mecanismo do Regulador Isócrono.....	48
Figura 22 – Mecanismo do Regulador com Queda de Velocidade .....	49
Figura 23 – Interpretação Gráfica do Estatismo Permanente .....	50
Figura 24 – Estrutura do Regulador com Compensação de Queda Transitória.....	51
Figura 25 – Sistema com Regulador de Velocidade de Queda Transitória – Carga Isolada .....	52
Figura 26 – Regulador de Velocidade PID para Turbinas Hidráulicas.....	53
Figura 27 – Regulador de Queda Transitória para Equivalência com a Configuração PID .....	54
Figura 28 – Modelagem Completa do Sistema – Operação Isolada.....	56
Figura 29 – Diagrama de Blocos para o Cálculo do Ganho Crítico .....	61
Figura 30 – <i>Root Locus</i> para Cálculo do Ganho Crítico – Modelo Francis.....	64
Figura 31 – <i>Root Locus</i> para Cálculo do Ganho Crítico – Modelo Kaplan .....	65
Figura 32 – Lugar das Raízes da Planta – Modelo Francis .....	67
Figura 33 – Sintonia dos Parâmetros pelo Método do Lugar das Raízes – Modelo Francis .....	68
Figura 34 – Resposta ao Degrau Unitário – Método <i>Root Locus</i> – Modelo Francis .....	68

Figura 35 – Lugar das Raízes da Planta – Modelo Kaplan .....	69
Figura 36 – Sintonia dos Parâmetros pelo Método do Lugar das Raízes – Modelo Kaplan ..	70
Figura 37 – Resposta ao Degrau Unitário – Método <i>Root Locus</i> – Modelo Francis .....	71
Figura 38 – Sistema Radial em Estudo - ANAREDE®.....	74
Figura 39 – Regulador de Velocidade Utilizado no Estudo .....	76
Figura 40 – Potência Mecânica (MW) – Modelo Francis – Evento 1 .....	78
Figura 41 – Potência Mecânica (MW) – Modelo Kaplan – Evento 1 .....	79
Figura 42 – Potência Mecânica (MW) – Modelos Francis x Kaplan – Evento 1 .....	80
Figura 43 – Potência Mecânica (MW) – Modelo Francis – Evento 2 .....	81
Figura 44 – Potência Mecânica (MW) – Modelo Kaplan – Evento 2.....	82
Figura 45 – Potência Elétrica (pu) – Modelos Francis x Kaplan – Evento 2 .....	83
Figura 46 – Potência Mecânica (pu) – Modelos Francis x Kaplan – Evento 2 .....	84
Figura 47 – Frequência Elétrica (Hz) – Modelos Francis x Kaplan – Evento 2 .....	85
Figura 48 – Modelo de Regulador de Velocidade Implementado via CDU no ANATEM .....	92
Figura 49 – Modelo Predefinido MD09 de Regulador de Tensão – ANATEM® .....	93
Figura 50 – Resposta do Regulador de Tensão ao Degrau de 1% .....	94
Figura 51 – Código em CDU para o Regulador de Velocidade .....	95
Figura 52 – Tensão Elétrica (pu) – Modelo Francis – Evento 2 .....	96
Figura 53 – Potência Elétrica (MW) – Modelo Francis – Evento 2.....	97
Figura 54 – Frequência Elétrica (Hz) – Modelo Francis – Evento 2.....	97
Figura 55 – Ângulo de Carga (Graus) – Modelo Francis – Evento 2 .....	98
Figura 56 – Tensão Elétrica (pu) – Modelo Kaplan – Evento 2.....	98
Figura 57 – Potência Elétrica (MW) – Kaplan – Evento 2 .....	99
Figura 58 – Frequência Elétrica (Hz) – Modelo Kaplan – Evento 2 .....	99
Figura 59 – Ângulo de Carga (Graus) – Modelo Kaplan – Evento 2.....	100
Figura 60 – Tensão Elétrica (pu) – Modelos Francis x Kaplan – Evento 2.....	100
Figura 61 – Ângulo de Carga (Graus) – Modelos Francis x Kaplan – Evento 2.....	101
Figura 62 – Diagrama para a Equação de Oscilação Eletromecânica .....	102
Figura 63 – Diagrama para as Equações de Eixo em Quadratura .....	102
Figura 64 – Diagrama para as Equações de Eixo Direto .....	102
Figura 65 – Modelo de Gerador Síncrono MD01 .....	103

## LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Usinas Hidrelétricas e Tipo de Turbina Utilizada.....	35
Quadro 2 – Grandezas Utilizadas na Modelagem Completa do Sistema Estudado .....	56
Quadro 3 – Parâmetros segundo Dandeno et al. (1978) – Turbinas Francis e Kaplan.....	59
Quadro 4 – Parâmetros segundo Hagihara et al. (1979) – Turbinas Francis e Kaplan.....	60
Quadro 5 – Resultados Intermediários para Aplicação do Método de Ziegler-Nichols .....	63
Quadro 6 – Regras de Ziegler-Nichols para o Método do Ganho Crítico .....	63
Quadro 7 – Parâmetros de Sintonia segundo o Método de Ziegler-Nichols.....	64
Quadro 8 – Parâmetros de Sintonia segundo o Método do Lugar Geométrico das Raízes ..	71
Quadro 9 – Resumo dos Parâmetros de Sintonia .....	72
Quadro 10 – Dados Elétricos do Sistema Radial (Valores em % na base de 100 MVA) .....	74
Quadro 11 – Dados dos Geradores Síncronos.....	75
Quadro 12 – Parâmetros do Modelo MD09 de Regulador de Tensão.....	93

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CAG	Controle Automático de Geração
CDU	Controle Definido pelo Usuário
CEPEL	Centro de Pesquisas de Energia Elétrica
CIGRE	Conselho Internacional de Grandes Sistemas Elétricos
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
IEEE	<i>Institute of Electrical and Electronics Engineers</i>
LQR	Regulador Linear Quadrático
MME	Ministério de Minas e Energia
ONS	Operador Nacional do Sistema
PCH	Pequena Central Hidrelétrica
PI	Proporcional Integral
PID	Proporcional Integral Derivativo
RV	Regulador de Velocidade
SIN	Sistema Interligado Nacional
TVF	Teorema do Valor Final
TVI	Teorema do Valor Inicial
UHE	Usina Hidrelétrica

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	13
1.1	JUSTIFICATIVA .....	14
1.2	OBJETIVOS E METODOLOGIA.....	15
1.3	REVISÃO DA LITERATURA.....	16
1.4	ESTRUTURA DO TRABALHO.....	18
<b>2</b>	<b>DEFINIÇÕES E CONCEITOS NOS ESTUDOS DE ESTABILIDADE</b> .....	20
2.1	ESTABILIDADE DOS SISTEMAS DE POTÊNCIA .....	20
2.1.1	<b>Estabilidade Angular do Rotor</b> .....	21
2.1.2	<b>Estabilidade de Frequência</b> .....	24
2.1.3	<b>Estabilidade de Tensão</b> .....	25
2.2	CONTROLE CARGA-FREQUÊNCIA .....	25
<b>3</b>	<b>TURBINAS HIDRÁULICAS</b> .....	27
3.1	TURBINA PELTON .....	28
3.2	TURBINA FRANCIS.....	30
3.3	TURBINA KAPLAN .....	32
3.4	TURBINA BULBO .....	34
<b>4</b>	<b>MODELOS PARA ESTUDO DE ESTABILIDADE ELETROMECAÂNICA</b> .....	37
4.1	MODELO SIMPLIFICADO PARA TURBINAS HIDRÁULICAS .....	37
4.2	MODELO SIMPLIFICADO PARA O CONJUNTO CARGA-GERADOR .....	44
4.3	MODELOS DO REGULADOR DE VELOCIDADE .....	47
4.3.1	<b>Reguladores Mecânico-Hidráulicos</b> .....	47
4.3.2	<b>Reguladores Modernos (Eletro-Hidráulicos)</b> .....	52
<b>5</b>	<b>MÉTODOS DE SINTONIA DE REGULADORES DE VELOCIDADE</b> .....	57
5.1	MÉTODO PROPOSTO POR DANDENO et al. (1978).....	58
5.2	MÉTODO PROPOSTO POR HAGIHARA et al. (1979).....	59
5.3	MÉTODO DO GANHO CRÍTICO DE ZIEGLER-NICHOLS .....	60
5.4	MÉTODO DO LUGAR GEOMÉTRICO DAS RAÍZES .....	65
<b>6</b>	<b>SIMULAÇÕES E RESULTADOS</b> .....	73
6.1	DADOS PARA AS SIMULAÇÕES .....	73
6.2	DADOS DE EVENTOS .....	76
6.3	RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES.....	77

6.3.1	Evento 1: Degrau de 1% na Referência do Regulador de Velocidade .....	77
6.3.2	Evento 2: Curto-circuito Trifásico de 80ms na Barra 2 do Sistema .....	81
7	CONCLUSÕES .....	87
8	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	89
	APÊNDICE A - MODELO DO REGULADOR DE VELOCIDADE .....	92
	APÊNDICE B - REGULADOR DE TENSÃO MODELO MD09 - ANATEM .....	93
	APÊNDICE C - CÓDIGO CDU DO REGULADOR DE VELOCIDADE - ANATEM .....	95
	APÊNDICE D - DEMAIS RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES DO EVENTO 2 .....	96
	ANEXO A - MODELO DE GERADOR SÍNCRONO MD02 - ANATEM .....	102
	ANEXO B - MODELO DE GERADOR SÍNCRONO MD01 - ANATEM .....	103

## 1 INTRODUÇÃO

Sistemas elétricos de potência são complexos sistemas dinâmicos responsáveis por conectar as fontes de geração de energia elétrica às cargas consumidoras. Sua complexidade advém do fato de que, além das cargas poderem variar aleatoriamente e o sistema ser de grandes dimensões, a energia elétrica não pode ser armazenada de forma econômica para sustentar a operação de um grande sistema elétrico. Sendo assim, exige-se um equilíbrio contínuo entre geração e consumo, o que é realizado através dos sistemas de controle carga-frequência que atuam nas usinas geradoras.

Em plantas hidroelétricas, as quais são responsáveis pela maior parcela da energia elétrica produzida no país (mais de 65%, segundo o Anuário Estatístico de Energia Elétrica de 2017), são os reguladores de velocidade que detêm o papel principal nos sistemas de controle carga-frequência. Tais dispositivos atuam controlando a potência mecânica fornecida pelas máquinas primárias aos geradores síncronos, de modo a minimizar os efeitos de perturbações e compensar variações de carga do sistema. Isto é feito a partir da regulação de velocidade do conjunto turbina-gerador.

Sabe-se, do estudo de máquinas síncronas, a relação direta que a velocidade dessas máquinas tem com a frequência elétrica do gerador. Portanto, perturbações no sistema que demandem a atuação dos reguladores de velocidade também implicam variações na frequência elétrica. Estas alterações de frequência podem ser danosas tanto ao conjunto gerador-turbina, quanto às cargas conectadas, além de influenciar na segurança da rede e na estabilidade do sistema caso valores limites sejam extrapolados.

Isso posto, ajustes nos parâmetros dos reguladores de velocidades devem ser efetuados de maneira a garantir a manutenção da estabilidade dos sistemas de potência diante de eventos que causem perturbações nos mesmos.

Esses ajustes variam em função dos modelos de reguladores e turbinas utilizados. Além disso, devem atender a limites de estabilidade, não permitindo grandes desvios de frequência e restabelecendo o regime permanente da operação no menor tempo possível.

Neste trabalho serão abordadas as diferenças e semelhanças nos ajustes dos parâmetros de reguladores de velocidade para as turbinas hidráulicas de reação tipo

Francis e tipo Kaplan, considerando os seus modelos simplificados e quatro diferentes métodos de sintonia.

## 1.1 JUSTIFICATIVA

A discussão acerca da sintonia de reguladores de velocidade para turbinas hidráulicas (daqui em diante chamados simplesmente de reguladores de velocidade - RVs) ganha espaço devido à predominância dos sistemas de geração hidroelétrica na matriz energética nacional. No ano de 2016, a potência instalada associada à geração hidroelétrica aproximava-se de 100 GW, correspondendo a pouco mais de 60% da capacidade total instalada, além de apresentar um crescimento de 6% com relação ao ano anterior, conforme aponta o Anuário Estatístico de Energia Elétrica de 2017 (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2017).

Ademais, em função da importância dos reguladores de velocidade na manutenção da estabilidade dinâmica e no controle de carga-frequência, o entendimento do seu comportamento e a determinação dos seus parâmetros são fundamentais para garantir uma operação segura. Dessa forma, estudos como este estão presentes nas diversas áreas de geradoras e transmissoras de energia elétrica, desde a geração e operação, como também no planejamento da expansão dos sistemas elétricos de potência (SILVA E COSTA, 2005). Nos últimos anos, este tipo de estudo vem também sendo realizados pelas empresas distribuidoras de energia elétrica, uma vez que tem aumentado consideravelmente a solicitação de conexão de PCHs em redes de distribuição.

As bibliografias que abordam esse tema costumam tratar individualmente os modelos de turbinas hidráulicas, como em Moraes (2011), onde é discutida a modelagem do regulador de velocidade para turbinas Bulbo, e em Santos (2012), que apresenta o assunto no contexto das turbinas Kaplan. Outros trabalhos realizam ainda uma abordagem genérica dos reguladores de velocidade, como ocorre nas publicações de *Committee Report* (1973) e de *Working Group* (1992), ambos pertencentes ao *Institute of Electrical and Electronics Engineers* (IEEE).

Para realizar a sintonia e comparação dos reguladores de velocidade serão utilizados quatro métodos clássicos de sintonia. Três desses foram propostos na literatura que aborda o estudo dos reguladores de velocidade (como em Dandeno et

al. (1978), Hagihara et al. (1979) e Silva e Costa (2005)), enquanto o quarto método foi adotado a partir do estudo da sintonia de controladores.

## 1.2 OBJETIVOS E METODOLOGIA

Este trabalho visa discutir e apresentar uma comparação do desempenho da estabilidade eletromecânica do gerador de uma usina hidroelétrica quando são utilizadas turbinas tipo Francis e tipo Kaplan, junto aos seus respectivos modelos de reguladores de velocidade, como máquinas primárias da usina.

Ainda, para a sintonia dos reguladores de velocidade, são comparados quatro métodos, sendo dois clássicos no estudo de sistemas de controle (“Método do Ganho Crítico de Ziegler-Nichols” e “Método do Lugar Geométrico das Raízes – *root locus*”) e, os outros dois, métodos propostos nos artigos de Hagihara et al. (1979) e Dandeno et al. (1978), os quais versam sobre sintonia de reguladores de velocidade de turbinas hidráulicas. Ressalta-se que o “Método do Ganho Crítico de Ziegler-Nichols” também é apresentado no trabalho de Silva e Costa (2005).

Assim, são apresentados os modelos, do ponto de vista do estudo de estabilidade dinâmica, dos elementos que compõem os sistemas de potência, como turbinas hidráulicas, conjunto carga-gerador e os reguladores de velocidade.

A modelagem das turbinas, para este estudo, parte do pressuposto de uma operação em regime permanente, isto é, próxima da condição nominal de atuação. Além do mais, considera-se uma abordagem da estabilidade a pequenas perturbações, o que, de acordo com os resultados encontrados por Morais (2011), admite a utilização do modelo linearizado simplificado para turbinas hidráulicas, onde a única variável é o tempo de partida da água ( $T_W$ ).

O modelo do gerador síncrono, por sua vez, traz informações da inércia do sistema, a qual é devida ao conjunto gerador-turbina, da variação da carga suprida pela usina com a frequência elétrica do sistema, sendo essa representada por uma constante de amortecimento, e dos parâmetros elétricos que caracterizam o gerador, como reatâncias e constantes de tempo. Para esses parâmetros são utilizados valores típicos, extraídos da literatura ou de empreendimentos existentes.

Como em Silva e Costa (2005) e Kundur (1994), para os reguladores de velocidade adotam-se os modelos de queda transitória baseados no controle PID (Proporcional, Integral, Derivativo). Enquanto que a característica de queda

transitória adequa-se ao comportamento peculiar das turbinas hidráulicas, o controle PID substitui os antigos reguladores de velocidade mecânico-hidráulicos, consistindo em uma versão mais eficaz e de fácil ajuste, visto que manipula sinais exclusivamente elétricos.

Realizada a modelagem do sistema e de seus componentes, os reguladores de velocidade são sintonizados a partir dos métodos de sintonia propostos, de forma a assegurar um comportamento estável para um sistema radial operando conectado a uma barra infinita, a qual tem a função de representar um grande sistema de potência. Estes ajustes são obtidos com o auxílio da versão educacional 8.4 (R2014b) do software *MATLAB*®, da *MathWorks*®, sendo os seus resultados apresentados no quinto capítulo deste trabalho.

Após, o conjunto turbina-gerador-regulador é simulado conectado à parte de um sistema de potência real. Os modelos utilizados para os componentes do sistema são tratados sob a ótica das variáveis de estado e são aplicadas versões educacionais dos softwares *ANAREDE*® (v. 9.7.2) e *ANATEM*® (v. 10.04.05), disponibilizados pelo CEPEL (Centro de Pesquisas de Energia Elétrica, Rio de Janeiro, Brasil).

Os resultados são analisados para cada modelo de turbina e método de sintonia proposto a partir de curvas de algumas das grandezas do sistema elétrico de potência em função do tempo, como tensão, potência elétrica, potência mecânica, frequência elétrica e ângulo de carga, onde tais curvas são resultantes de pequenas perturbações e contingências aplicadas ao sistema.

Por fim, através das curvas para cada tipo de evento simulado, discute-se e compara-se o comportamento da estabilidade dinâmica do sistema quando composto por turbina Francis e quando composto por turbina Kaplan; abordando, ainda, as diferenças e semelhanças dos métodos de ajuste no desempenho da estabilidade.

### 1.3 REVISÃO DA LITERATURA

À medida que os sistemas de potência foram tornando-se complexos e interligados, aumentou-se a importância dos estudos de estabilidade eletromecânica. Tais estudos, entretanto, demandam modelos cada vez mais detalhados e precisos para a representação dos elementos que compõem os

sistemas de potência, como geradores, turbinas, reguladores de tensão e reguladores de velocidade. Nesse último, há a preocupação com os ajustes que devem ser realizados em seus parâmetros de forma a permitir uma operação estável na presença de eventos que alterem o balanço de potência ativa e, conseqüentemente, a frequência elétrica do sistema.

Nesta seção, apresenta-se um breve resumo de algumas publicações referentes à sintonia de reguladores de velocidade para turbinas hidráulicas.

No trabalho de Oldenburguer (1962), um dos primeiros sobre o tema, o autor aborda a modelagem dinâmica da planta hidroelétrica de uma usina do Tennessee (EUA), apresentando o equacionamento completo do sistema hidráulico, assim como as aproximações adotadas. A sintonia dos parâmetros dos reguladores de velocidade é realizada a partir de curvas de resposta em frequência obtidas experimentalmente.

Já em Hovey (1962), é discutido o cálculo dos parâmetros de reguladores de velocidade para um sistema hidrelétrico operando de forma isolada. Tais parâmetros consistem no estatismo transitório do regulador, isto é, no ganho transitório da malha de controle, e na constante de tempo do amortecedor hidráulico (*dashpot*). Para o ajuste ótimo destas quantidades, o autor propõe um método iterativo e obtém as equações para os parâmetros a partir dos dados de inércia do conjunto turbina-gerador e da constante de tempo da água.

De forma semelhante, Schleif (1966) também considera as mesmas variáveis nas equações que sugere para os parâmetros dos reguladores. No entanto, em contrapartida a Hovey (1962), o autor considera as limitações no ganho e no atraso dos servomotores que constituem os reguladores de velocidade.

Em Undrill (1967), tem-se um avanço dos trabalhos de Hovey (1962) e de Schleif (1966), considerando-se no cálculo dos parâmetros dos reguladores de velocidade o ponto de operação da turbina, as limitações do servomotor e a influência do estatismo permanente.

Com base nas condições de operação normal e ilhada, Dandeno et al. (1978) traz novas fórmulas para o cálculo dos parâmetros de reguladores de velocidade. São discutidas, também, as exigências dos dispositivos de controle de velocidade para ambos os modos de operação. Ainda, o autor faz menção ao dispositivo conhecido como *dashpot bypass*, o qual é responsável por ajustar o valor da

constante de tempo do amortecedor hidráulico em função da condição de operação em que o sistema se encontra.

Em contrapartida aos autores até aqui discutidos, que tratavam exclusivamente de reguladores de velocidade com queda transitória, Hagihara et al. (1979) aborda um regulador baseado no controle PID. O autor apresenta a sintonia dos parâmetros do controlador PID com base nas constantes de inércia e de partida da água e ainda estabelece a equivalência entre estes parâmetros e os utilizados no regulador com queda transitória.

Apesar de não acrescentarem informações com relação à sintonia de reguladores de velocidade, os trabalhos de IEEE *Committee Report* (1973) e, principalmente, IEEE *Working Group* (1992), são referências na modelagem de turbinas hidráulicas e de reguladores de velocidade para estudos de estabilidade dinâmica. Além disso, em IEEE *Working Group* (1992), junto à apresentação dos modelos dos reguladores de velocidade, retomam-se os resultados obtidos nos trabalhos anteriores de Hovey (1962), Schleif (1966), Dandeno et al. (1978) e Hagihara et al. (1979).

Mais recentemente, Abdolmaleki (2008) estabeleceu um algoritmo para o ajuste ótimo dos parâmetros de reguladores de velocidade com queda transitória. Tal técnica é baseada na alocação dos polos em malha fechada do sistema e permitiu uma diminuição do overshoot na resposta do sistema para um decréscimo de carga, quando aplicada na planta hidroelétrica de Abbaspour, localizada no Irã.

Por fim, Pradhan (2015) expõe a sintonia de reguladores de velocidade baseados no controle PID através do método do regulador linear quadrático (LQR). Para uma usina genérica, os resultados obtidos são confrontados com aqueles alcançados pelo método proposto por Hagihara et al. (1979). Têm-se, com o método de Pradhan (2015), ganhos positivos para a resposta de velocidade do sistema do ponto de vista de overshoot e tempo de acomodação.

#### 1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO

Este trabalho está dividido em sete capítulos, sendo este o primeiro e responsável por introduzir a importância do estudo dos ajustes em reguladores de velocidade, apresentando uma breve revisão bibliográfica do tema. É sua função

também apresentar a motivação e os objetivos do trabalho, assim como a metodologia adotada para o seu desenvolvimento.

No segundo capítulo, trata-se dos principais aspectos do controle carga-frequência no estudo da estabilidade dos sistemas elétricos de potência.

No capítulo três, são apresentadas as características das máquinas primárias, que para este estudo, correspondem às turbinas hidráulicas, enfatizando diferenças e peculiaridades de cada tipo.

No quarto capítulo, são exibidos e discutidos os modelos dos elementos que compõem os estudos de estabilidade dinâmica. É dado enfoque aos reguladores de velocidade e às simplificações adotadas de acordo com os objetivos do trabalho.

O quinto capítulo detém-se na abordagem da sintonia dos reguladores de velocidade através dos métodos elencados neste trabalho. O capítulo apresenta as metodologias desenvolvidas para a obtenção dos parâmetros de cada método de ajuste proposto.

No capítulo seis, são realizadas as simulações para a conexão com um sistema radial real conectado a uma barra infinita, onde todos os modelos apresentados são implementados através de variáveis de estado nos softwares ANAREDE® e ANATEM®, e a estabilidade verificada para pequenas perturbações e contingências aplicadas ao sistema.

Por fim, no sétimo capítulo são feitas as conclusões com base na discussão dos resultados obtidos a partir das simulações do capítulo anterior, assim como são sugeridas melhorias e propostas para futuros trabalhos.

## 2 DEFINIÇÕES E CONCEITOS NOS ESTUDOS DE ESTABILIDADE

Os sistemas elétricos de potência devem ser capazes de atender às cargas a eles conectadas de forma ininterrupta e obedecendo a condições de qualidade e continuidade do serviço. Assim, esses sistemas devem estar aptos a suportar todo e qualquer tipo de perturbação que possa vir a comprometer o fornecimento de energia elétrica. Os estudos que abordam as respostas dos sistemas diante desses distúrbios, avaliando tanto o seu desempenho quanto o seu comportamento, consistem nos estudos de estabilidade.

O trabalho de IEEE/CIGRE (2004) é referência para a apresentação deste capítulo.

### 2.1 ESTABILIDADE DOS SISTEMAS DE POTÊNCIA

Kundur (1994, p. 17) define a estabilidade dos sistemas elétricos de potência como “uma propriedade que permite que esses sistemas permaneçam em um estado de equilíbrio sob condições normais de operação e, quando submetidos a perturbações, recuperem um estado de equilíbrio aceitável”. Ainda segundo Kundur (1994), o novo estado de equilíbrio, quando atingido, será diferente do estado inicial para distúrbios que causem alterações na topologia do sistema, como na ocorrência de curto-circuito que leve à atuação dos sistemas de proteção e abertura de linhas de transmissão.

Os distúrbios que atingem os sistemas de potência contemplam uma ampla faixa de anormalidades e, de acordo com IEEE/CIGRE (2004), são classificados em pequenas perturbações e grandes perturbações.

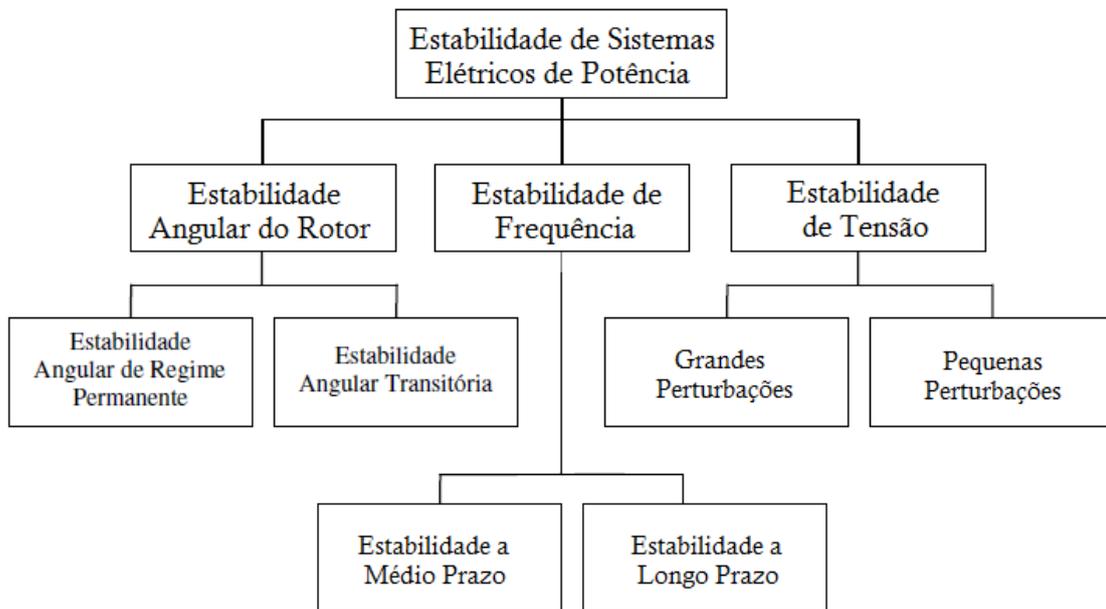
Segundo essa mesma referência, as pequenas perturbações ocorrem continuamente sob a forma de variações de carga, devendo o sistema ser capaz de absorvê-las e retornar à condição de equilíbrio. Na sua análise, podem ser consideradas equações lineares em vista da pequena magnitude dos distúrbios.

As grandes perturbações, por sua vez, consistem na ocorrência de curto-circuito, abertura de linhas de transmissão e perda de grandes blocos de carga ou geração. Essas situações podem implicar mudanças topológicas na rede e são caracterizadas por grandes excursões dos ângulos e da frequência elétrica dos geradores síncronos no momento de sua ocorrência. Na sua análise, são

consideradas equações não lineares e os estudos realizados referem-se aos conceitos de estabilidade transitória.

Os estudos de estabilidade, conforme IEEE/CIGRE (2004), são divididos em três grupos: estabilidade angular do rotor, estabilidade de frequência e estabilidade de tensão. Esses ainda se ramificam de acordo com a dimensão e tempo de ocorrência dos distúrbios, como pode ser visto na Figura 1.

Figura 1 – Classificação da Estabilidade dos Sistemas de Potência



FONTE: Adaptado de IEEE/CIGRE (2004) e LEMOS (2018)

### 2.1.1 Estabilidade Angular do Rotor

Segundo IEEE/CIGRE (2004), a estabilidade angular do rotor diz respeito à capacidade que uma máquina síncrona conectada ao sistema de potência tem de manter o sincronismo após sofrer algum tipo de perturbação. Essa capacidade traduz-se no equilíbrio entre o torque mecânico, devido ao conjunto turbina-gerador, e o torque eletromagnético, devido à carga. Subdivide-se em estabilidade angular de regime permanente e estabilidade angular transitória.

A estabilidade angular de regime permanente corresponde à manutenção do sincronismo das unidades geradoras frente a pequenos impactos ou perturbações, como variações de carga, chaveamentos, ajustes de excitação, etc. Essa estabilidade pode ser estudada a partir de equações linearizadas e centra-se em

duas importantes grandezas: o torque sincronizante e o torque amortecedor. Ambas são obtidas a partir da linearização da equação de oscilação da máquina síncrona para pequenas perturbações em torno de um ponto de operação, a qual é apresentada em Kundur (1994) e reproduzida na Equação (1).

$$\frac{H}{\pi f_o} \frac{d^2 \Delta \delta}{dt^2} + D \frac{d \Delta \delta}{dt} + P_S \Delta \delta = 0 \quad (1)$$

Onde:

$H$  = Constante de inércia da máquina [s]

$f_o$  = Frequência elétrica de operação [Hz];

$\Delta \delta$  = Variação do ângulo da máquina [rad];

$D$  = Coeficiente de amortecimento [pu];

$P_S$  = Coeficiente de potência de sincronização [pu].

O coeficiente de potência de sincronização, ou coeficiente de potência sincronizante, pode ainda ser definido como na Equação (2).

$$P_S = \frac{EV}{X_{eq}} \cos \delta_o \quad (2)$$

Onde:

$E$  = Tensão interna gerada pela máquina [pu]

$V$  = Tensão elétrica do sistema [pu];

$X_{eq}$  = Reatância equivalente do sistema [pu];

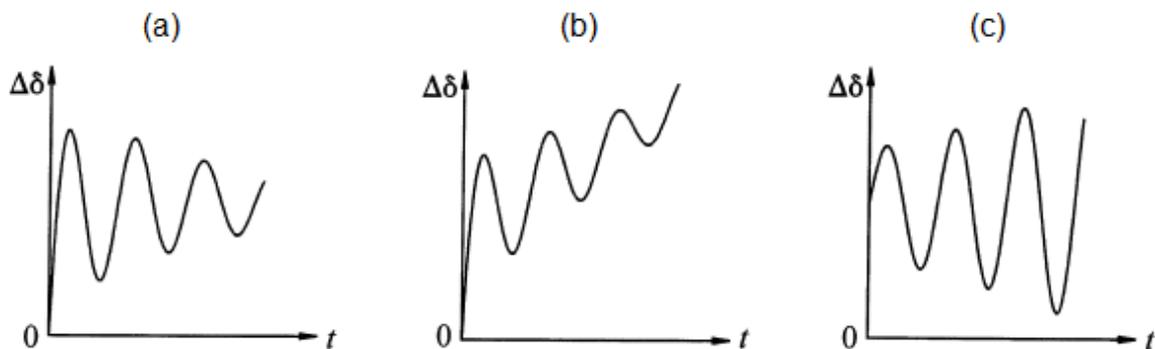
$\delta_o$  = Ângulo de carga inicial [pu].

Dessa forma, nota-se da Equação (2) que o coeficiente de potência sincronizante assume valores positivos quando o ângulo  $\delta_o$  varia de 0 a 90 graus, o que é necessário para garantir a estabilidade do sistema. Valores negativos para  $P_S$  levam a uma instabilidade cujo comportamento é não oscilatório.

Por sua vez, o torque de amortecimento é função do desvio de velocidade do eixo da máquina, de modo que valores positivos levam ao amortecimento das oscilações da máquina, enquanto que valores negativos resultam em uma instabilidade caracterizada por oscilações não amortecidas (KUNDUR, 1994).

A Figura 2 ilustra a influência dos torques de sincronização e de amortecimento na manutenção da estabilidade angular de um sistema.

Figura 2 – Torques de Sincronização e de Amortecimento na Estabilidade Angular



FONTE: Adaptado de KUNDUR (1994)

Na Figura 2 (a), tem-se uma resposta com ambos os torques de sincronização e de amortecimento positivos. Tal situação permite o amortecimento das oscilações do sistema e o restabelecimento de um ponto de equilíbrio. Diz-se que o sistema é estável.

Na Figura 2 (b), o coeficiente de potência sincronizante negativo conduz a uma situação de instabilidade não oscilatória, embora as oscilações apresentem um amortecimento devido ao torque de amortecimento positivo. Nessa situação, diz-se que o sistema é instável aperiódico (LEMOS, 2018).

Por outro lado, na Figura 2 (c) o comportamento instável e oscilatório é devido ao torque de amortecimento assumir valores negativos. Nota-se que o sistema permanece oscilando em torno do ponto de equilíbrio devido à presença de um torque sincronizante positivo. No entanto, as oscilações tendem a crescer com o tempo, tornando o sistema instável oscilatório (LEMOS, 2018).

Já a estabilidade angular transitória, ou estabilidade a grandes perturbações, como também é conhecida, está focada no estudo do sincronismo das unidades geradoras diante da ocorrência de distúrbios de grande intensidade nos sistemas de

potência. Aqui, os componentes são modelados a partir de equações não lineares, e as equações são resolvidas através de métodos de integração.

### **2.1.2 Estabilidade de Frequência**

A estabilidade de frequência refere-se à habilidade de um sistema em manter a sua frequência estável diante perturbações que causem um desequilíbrio entre carga e geração (IEEE/CIGRE, 2004), sendo a definição mais recente em relação ao estudo de estabilidade. Está associada à característica inversamente proporcional da frequência com a potência, isto é, quando a carga supera a geração, tem-se uma queda na frequência elétrica do sistema, ao passo que, na situação contrária, quando a geração é maior do que a carga a ser suprida, tem-se uma condição de sobrefrequência no sistema.

Devido a essa estreita relação entre frequência e potência, grandes variações de carga impactam significativamente na frequência elétrica do sistema, o que pode ser danoso às unidades conectadas ao mesmo. Assim, há a necessidade de esquemas de desligamento de carga, bem como grupos de geradores reservas, com o intuito de manter o abastecimento da maior parcela da carga conectada à rede.

No contexto do estudo da estabilidade de frequência, cada vez mais tem aparecido relatos desse tipo de estabilidade onde existe muita conexão de geração distribuída e usinas eólicas (LEMOS, 2018).

Assim, esse ramo da estabilidade subdivide-se em estudos de estabilidade de frequência de curta duração e de longa duração. No primeiro caso, se está interessado no amortecimento das variações de frequência que acompanham as variações de cargas do sistema, o que é corrigido pela atuação dos reguladores de velocidade do controle primário dos sistemas de controle carga-frequência. Já nos estudos de longa duração, objetiva-se conduzir o erro de frequência a zero, sendo o controle secundário, ou controle automático de geração (CAG), o responsável por isso.

Dessa forma, a estabilidade de frequência está intimamente associada ao balanço carga-geração e à atuação do CAG.

### 2.1.3 Estabilidade de Tensão

Refere-se à habilidade de um sistema de potência de manter as tensões estáveis, e dentro dos padrões, em todas as barras do sistema, tanto para condições normais de operação quanto diante de distúrbios (IEEE/CIGRE, 2004).

Assim como nos estudos anteriores, a estabilidade de tensão pode ser dividida em pequenas perturbações e grandes perturbações, seguindo os mesmos preceitos abordados anteriormente.

## 2.2 O CONTROLE CARGA-FREQUÊNCIA

O controle de geração e de frequência em um sistema elétrico de potência é fundamental na manutenção da estabilidade desse sistema (SILVA E COSTA, 2005). Também chamado de controle carga-frequência (KUNDUR, 1994), consiste basicamente em uma malha de controle destinada à regulação de velocidade e ao controle de torque mecânico da máquina primária (turbina). Desse modo, é possível manter, diante de perturbações do sistema, a geração de potência ativa em equilíbrio com a carga, assim como a frequência dentro de limites aceitáveis para a correta operação do sistema.

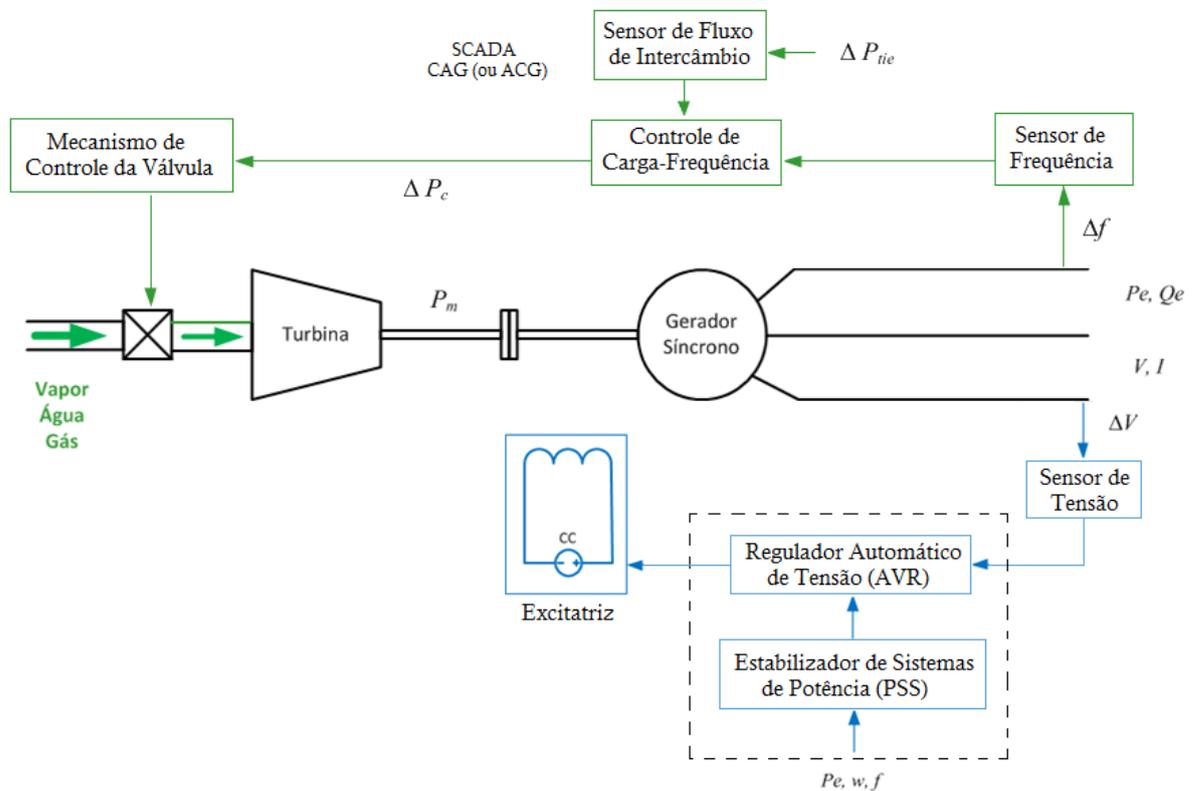
O controle de carga-frequência divide-se em controle primário e controle suplementar (ou controle automático de geração) e, juntamente com o controle de excitação, compõem os principais sistemas de controle que atuam na geração de energia elétrica (SILVA E COSTA, 2005). A Figura 3 exibe os sistemas de controle que atuam sobre o gerador síncrono nas usinas geradoras.

Enquanto o controle primário é responsável pelo balanço de potência ativa frente a variações de carga no sistema, o controle suplementar objetiva o reestabelecimento dos valores nominais de frequência, os quais são afetados pela atuação do controle primário. Já o controle de excitação tem a função de manter os níveis de tensão adequados, assim como a correta injeção de potência reativa. Diferentes dinâmicas estão associadas a esses tipos de controle, o que permite a análise desacoplada dos sistemas de acordo com a faixa de frequências em que cada um atua (SILVA E COSTA, 2005).

Dessa forma, os modelos utilizados nesses estudos devem representar de forma adequada a dinâmica envolvida, bem como adotar simplificações que sejam

plausíveis para cada situação. Tais modelos são apresentados e desenvolvidos no capítulo 4 e correspondem aos componentes do sistema de controle carga-frequência, o qual é o contexto em que este trabalho está inserido. Dentre os principais componentes que devem ser considerados no estudo do controle de carga-frequência da geração cita-se o regulador de velocidade, a máquina primária, a rede e o conjunto carga-gerador.

Figura 3 – Sistemas de Controle da Geração



FONTE: LEMOS (2018)

Antes de entrar no mérito da sintonia de reguladores de velocidade, portanto, são abordados os tópicos referentes às máquinas primárias e à modelagem dessas, assim como do conjunto carga-gerador e dos reguladores de velocidade.

### 3 TURBINAS HIDRÁULICAS

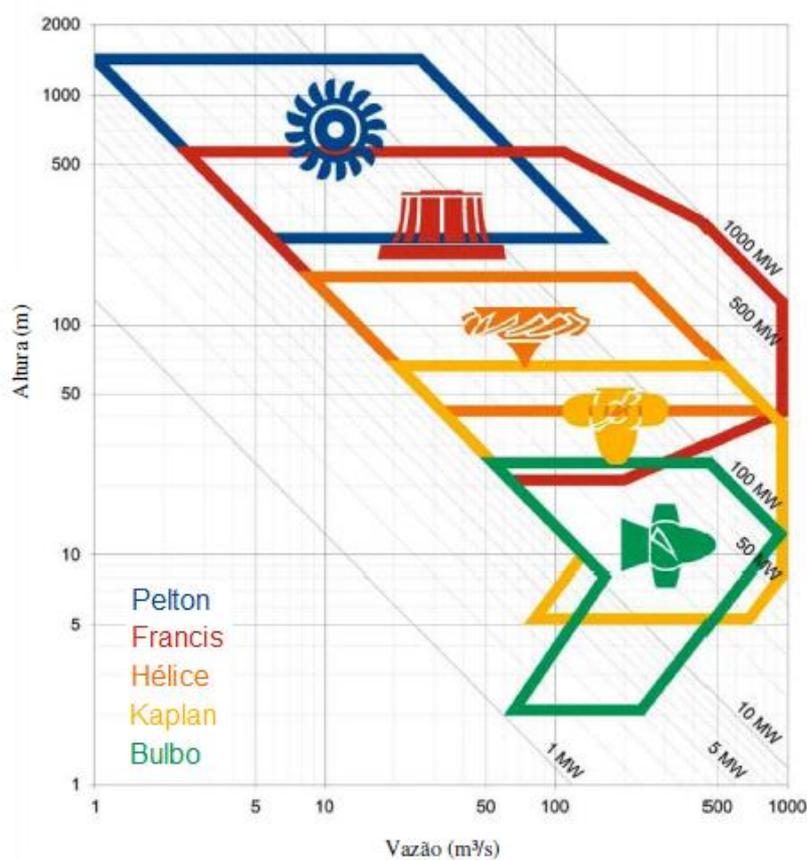
As máquinas de fluxo cujo fluido de trabalho é a água e que operam na sua forma motora consistem nas turbinas hidráulicas (CAMPOS, 2015). Tais elementos atuam diretamente sobre as fontes combustíveis, nesse caso a água, convertendo a energia cinética do escoamento em energia mecânica, a qual é transformada posteriormente em energia elétrica pelos geradores síncronos acoplados ao eixo da turbina. São classificadas nos sistemas elétricos de potência como máquinas primárias (KUNDUR, 1994).

Basicamente, as turbinas hidráulicas dividem-se em turbinas de ação, ou impulso, e em turbinas de reação. Diferem pelo fato de que não há variação de pressão nas turbinas de impulso no momento em que há a passagem do líquido pelo rotor da turbina. O mesmo não ocorre para as turbinas de reação, onde a variação de pressão contribui no processo de conversão da energia do escoamento em energia mecânica (MORAIS, 2011).

As turbinas Pelton, Francis, Kaplan e Bulbo destacam-se como os principais tipos empregados em aproveitamentos hidráulicos, sendo a primeira uma turbina de ação e as demais de reação. Como apresentam diferentes características, tanto com relação ao seu funcionamento, quanto à sua disposição, são utilizadas em diferentes aplicações.

Assim, Anderson (2002) afirma que a escolha de uma turbina hidráulica fica sujeita às particularidades do sistema, como a altura da queda líquida e a vazão. A Figura 4 ilustra a aplicação das turbinas hidráulicas de acordo com as características do sistema.

Figura 4 – Faixa de Aplicação dos Principais Tipos de Turbinas Hidráulicas



FONTE: Adaptado de MORAIS (2011)

Abordam-se nos tópicos 3.1 a 3.4, de forma resumida, os modelos mais encontrados de turbinas hidráulicas nos sistemas hidroelétricos.

### 3.1 TURBINA PELTON

As turbinas Pelton classificam-se como turbinas de impulso e são empregadas em aplicações de baixa vazão e altura elevada, podendo ser encontradas em sistemas de até 1.800 metros (COSTA, 2003).

Consistem no conjunto de um rotor composto por uma série de pás em formato côncavo dispostas duas a duas e de bicos injetores posicionados de tal forma que jatos de água incidam sobre as pás do rotor e permitam o movimento do eixo no qual está acoplada a turbina.

Os bicos injetores contêm uma agulha que permite ajustar a vazão de água injetada nas pás do rotor. Dessa forma, movimentando-se a agulha tem-se a alteração do tamanho do bocal do injetor, restringindo ou aumentando o fluxo de água na turbina (ANDERSON, 2002).

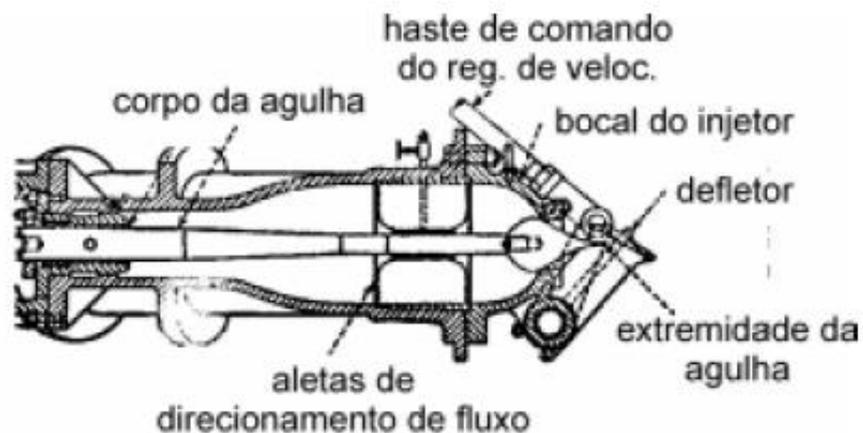
Portanto, o controle de velocidade da turbina, assim como o ajuste do seu rendimento, se dá a partir do controle dessa agulha. Enquanto um exemplo de rotor de turbina Pelton é exibido na Figura 5, a Figura 6 ilustra o mecanismo do injetor dessas máquinas.

Figura 5 – Rotor de Turbina Pelton



FONTE: HISA – Hidráulica Industrial S.A. (2010)

Figura 6 – Mecanismo do Injetor de Turbinas Pelton



FONTE: COSTA (2003)

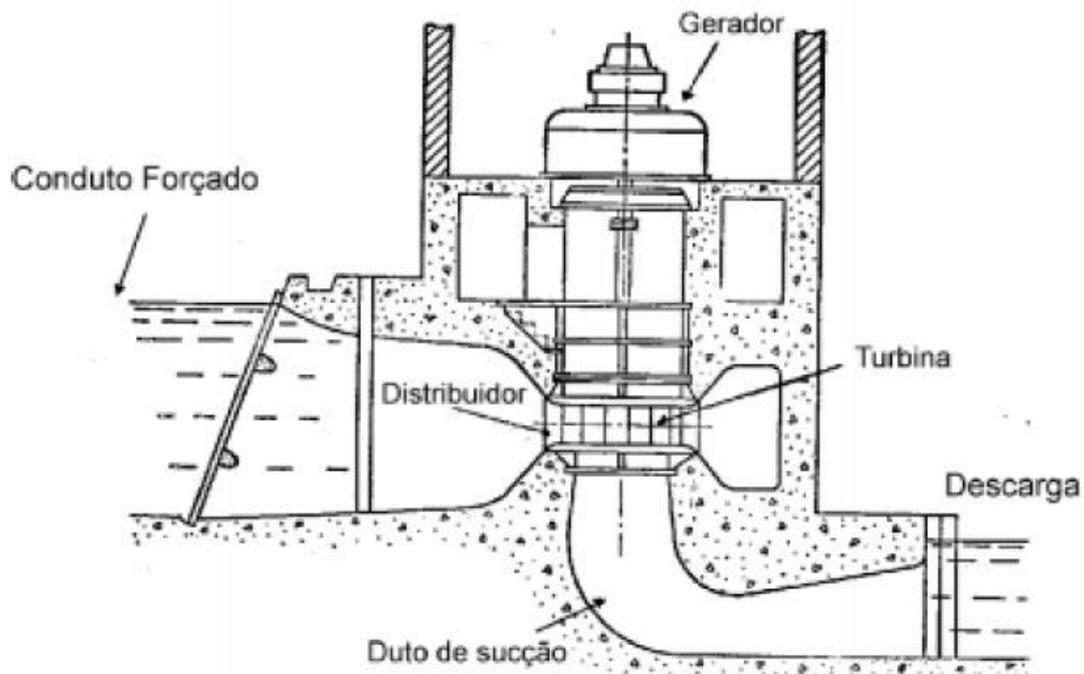
Tais turbinas apresentam ainda um dispositivo conhecido como defletor, o qual tem a função de desviar os jatos de água das pás do rotor. Ele é utilizado quando da ocorrência de perdas súbitas de carga de maneira a evitar variações bruscas no fluxo de água, o que poderia causar o fenômeno do golpe de aríete e comprometer os condutos de captação de água. Tal mecanismo é identificado na Figura 6.

### 3.2 TURBINA FRANCIS

Segundo Moraes (2011), a turbina Francis corresponde ao modelo de turbina mais encontrado no sistema de geração hidroelétrica brasileiro. Isso se explica pelo fato dessa turbina se adequar a sistemas que possuem uma queda que pode variar de dezenas a centenas de metros, podendo ser projetada para uma ampla faixa de velocidades.

Em resumo, são compostas por caixa espiral, distribuidor, rotor e duto de sucção. O arranjo típico de uma turbina Francis pode ser observado na Figura 7.

Figura 7 – Arranjo Típico de uma Turbina Francis de Eixo Vertical



FONTE: COSTA (2003)

Ao ser captada na barragem, a água percorre o conduto forçado até chegar à caixa espiral, onde é conduzida de forma radial para o distribuidor.

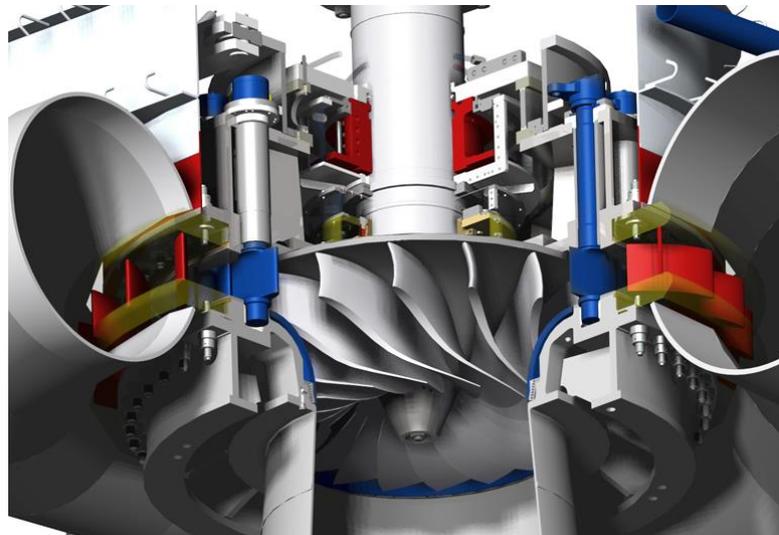
No distribuidor, um conjunto de palhetas móveis é responsável por controlar a vazão de água que atinge o rotor e, portanto, controlar a potência mecânica gerada. As palhetas são acionadas simultaneamente através de um anel de comando, o qual necessita de dois servomotores para o seu acionamento (ANDERSON, 2002).

O rotor dessas turbinas admite uma gama de geometrias e dimensões, o que torna a turbina Francis versátil e útil a diversas aplicações (MORAIS, 2011).

Na saída da turbina, o duto de sucção conduz a água até o rio a jusante da usina. Mais do que isso, ele também é responsável por reduzir a velocidade de descarga, reduzindo as perdas de energia cinética. Segundo Costa (2003), a presença desse elemento no sistema hidráulico tem um papel fundamental no aumento da eficiência global da turbina, uma vez que contribui no aumento da queda de pressão nas pás do rotor.

A Figura 8 ilustra uma vista em corte de uma turbina Francis, enquanto que a Figura 9 exibe um exemplar do rotor desse tipo de turbina.

Figura 8 – Turbina Francis (Vista em Corte)



FONTE: Voith Hydro (2010)

Figura 9 – Rotor Francis da UHE Teles Pires



FONTE: Alstom (2015)

### 3.3 TURBINA KAPLAN

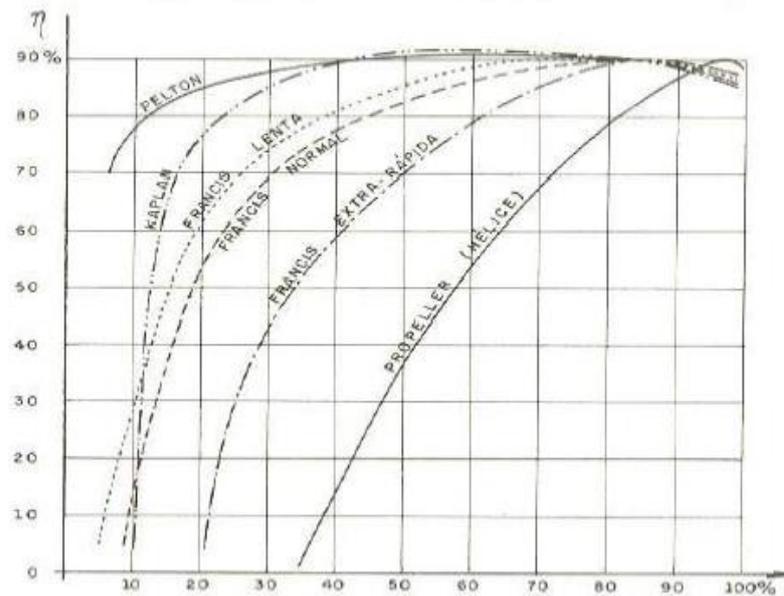
As turbinas Kaplan surgem como forma de melhorar o rendimento e a faixa operacional das turbinas axiais, como é o caso das turbinas hélice (SANTOS, 2012).

Ideal para grandes vazões e baixas quedas (até 60 metros), as turbinas Kaplan assemelham-se às turbinas Francis, com exceção do rotor (MORAIS, 2011). Comumente dispostas axialmente, as turbinas Kaplan contam com um rotor em formato de hélice cujas pás, ao contrário das turbinas Francis, são ajustáveis, permitindo um duplo controle nessas turbinas. Por conta disso, normalmente são chamadas de turbinas axiais de dupla regulagem.

Dessa forma, através do controle das palhetas do distribuidor e do ângulo das pás rotóricas, pode-se obter bons valores de rendimento para a turbina Kaplan quando comparada a outras turbinas para uma mesma condição operativa. Tal controle é feito a partir da curva de conjugação da turbina, a qual relaciona o ajuste das pás do rotor ao ajuste do distribuidor, de modo a fornecer o máximo rendimento para o ponto de operação (SANTOS, 2012).

A Figura 10 compara curvas de rendimento de turbinas hidráulicas em função da condição operativa. Nota-se uma prevalência da turbina Kaplan dentre as turbinas de reação, já que consegue manter uma alta eficiência para uma ampla faixa operativa (MACINTYRE, 1983).

Figura 10 – Curvas de Rendimento de Turbinas Hidráulicas em Função da Vazão



FONTE: MACINTYRE (1983)

A Figura 11 ilustra o rotor de uma turbina Kaplan. A angulação das pás rotóricas é realizada a partir de um servomotor hidráulico, comumente instalado no núcleo do rotor (COSTA, 2003).

Figura 11 – Rotor de Turbina Kaplan



FONTE: Mecânica Industrial (2018) – Disponível em: <https://www.mecanicaindustrial.com.br/turbina-hidraulica-kaplan/>. Acesso em: Novembro de 2018

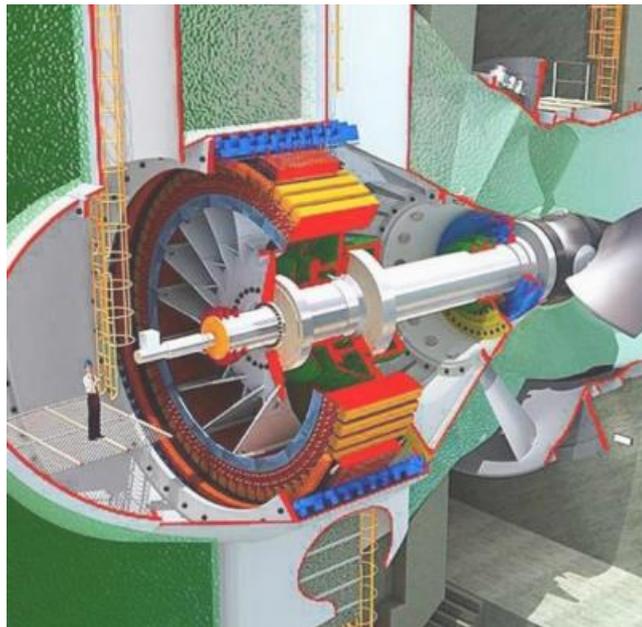
### 3.4 TURBINA BULBO

De modo semelhante às turbinas Kaplan, o modelo Bulbo consiste em uma turbina axial de dupla regulagem utilizada para altas vazões e baixas quedas (até 20 metros), sendo disposta horizontalmente (SANTOS, 2012).

O arranjo Bulbo, que se trata do encapsulamento da turbina juntamente com o gerador síncrono, permite uma construção mais compacta quando comparado à turbina Kaplan. Além disso, tem-se uma redução das perdas hidráulicas devido à operação unicamente axial e, conseqüentemente, uma melhora no rendimento do sistema.

A Figura 12 exibe uma representação em corte de uma turbina bulbo, semelhante às utilizadas na UHE Santo Antônio.

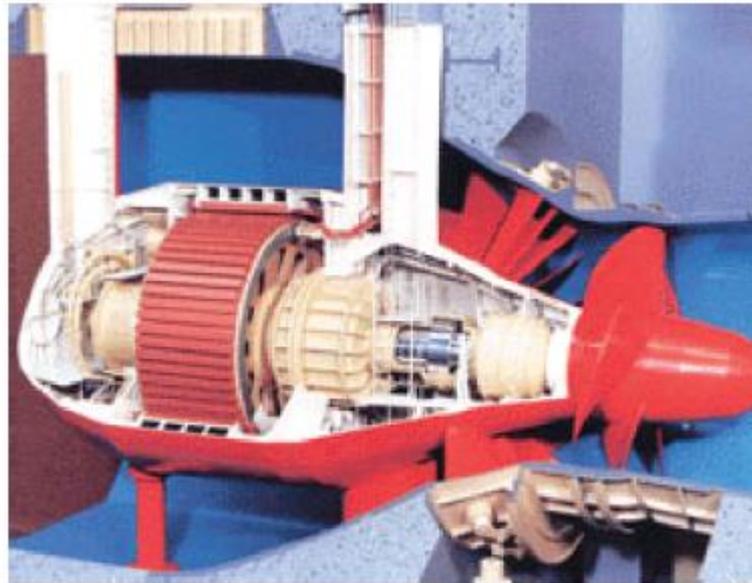
Figura 12 – Arranjo Bulbo (Vista em Corte)



FONTE: Santo Antônio Energia (2016)

Apesar da baixa queda dos aproveitamentos onde se recorre às turbinas Bulbo, há casos em que se obtém uma potência unitária de até 66 MW, como é o exemplo da usina de Tadami, no Japão (MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA, 2007). O modelo da turbina utilizada nessa usina é exibido na Figura 13.

Figura 13 – Modelo de Turbina Bulbo – UHE de Tadami, Japão



FONTE: Hitachi (2006)

Como forma de ilustrar a frequência do uso dos diferentes tipos de turbinas na geração hidrelétrica brasileira, o Quadro 1 relaciona algumas das usinas do parque gerador nacional com o modelo de turbina empregado.

Quadro 1 – Usinas Hidrelétricas e Tipo de Turbina Utilizada

<b>UHE</b>	<b>MW</b>	<b>Localização</b>	<b>Turbina</b>
<b>Baguari</b>	140	Rio Doce – MG	Bulbo
<b>Cana Brava</b>	450	Rio Tocantins – GO	Francis
<b>de Batalha</b>	52,5	Rio São Marcos – MG/GO	Kaplan
<b>de Corumbá</b>	375	Rio Corumbá – GO	Francis
<b>de Funil</b>	216	Rio Paraíba do Sul – RJ	Francis
<b>de Furnas</b>	1216	Rio Grande – MG	Francis
<b>de Henry Borden</b>	889	Rio Pedras – SP	Pelton
<b>de Itumbiara</b>	2082	Rio Paranaíba – MG/GO	Francis
<b>de Jupia</b>	1551	Rio Paraná – SP	Kaplan
<b>de Manso</b>	212	Rio Manso – MT	Francis
<b>de Marimbondo</b>	1440	Rio Grande – SP/MG	Francis
<b>de Peixe Angical</b>	452	Rio Tocantins – TO	Kaplan
<b>de Porto Colômbia</b>	320	Rio Grande – SP/MG	Kaplan
<b>de Santo Antônio</b>	3568	Rio Madeira – RO	Bulbo
<b>de Serra da Mesa</b>	1275	Rio Tocantins – GO	Francis
<b>Estreito</b>	1087	Rio Tocantins – TO/MA	Kaplan
<b>Foz do Chapecó</b>	855	Rio Uruguai – RS/SC	Francis

<b>Itá</b>	1450	Rio Uruguai – RS/SC	Francis
<b>Passo Fundo</b>	226	Rio Passo Fundo – RS	Francis
<b>Ponte de Pedra</b>	176	Rio Correntes – MT/MS	Francis
<b>Retiro Baixo</b>	82	Rio Paraopeba – MG	Kaplan
<b>Salto Osório</b>	1078	Rio Iguaçu – PR	Francis
<b>Salto Santiago</b>	1420	Rio Iguaçu – PR	Francis
<b>São Manoel</b>	700	Rio Teles Pires – MT/PA	Kaplan
<b>São Salvador</b>	243	Rio Tocantins – GO	Kaplan
<b>Serra do Facão</b>	213	Rio São Marcos – GO	Francis
<b>Teles Pires</b>	1820	Rio Teles Pires – MT/PA	Francis

FONTE: Adaptado dos dados técnicos de Furnas e Tractebel Energia

A proporção no uso de turbinas hidráulicas vista no Quadro 1 pode ser estendida às demais usinas geradoras do parque nacional, de modo que fique nítida a predominância na matriz energética de turbinas tipo Francis, seguida por turbinas do tipo Kaplan em menor escala, o que colabora com as justificativas de suas escolhas na abordagem deste trabalho.

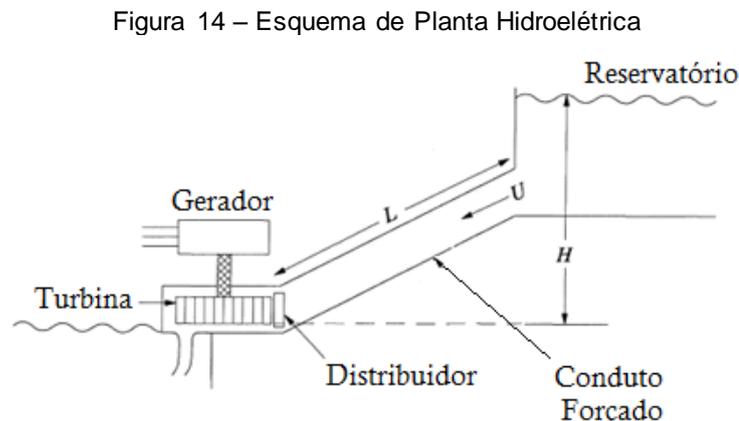
## 4 MODELOS PARA ESTUDOS DE ESTABILIDADE ELETROMECCÂNICA

Este capítulo dedica-se à apresentação e discussão acerca dos modelos dos elementos de sistemas de potência utilizados em estudos de estabilidade eletromecânica. São exibidos os modelos das turbinas hidráulicas, do conjunto carga-gerador e dos reguladores de velocidade. Esses modelos são suficientes para a abordagem do problema de controle carga-frequência proposto.

Além disso, segundo Silva e Costa (2005), a diferença na faixa de frequência entre o sistema de excitação e o sistema de controle de velocidade permite a obtenção e utilização de modelos simplificados para a sintonia dos reguladores. As simplificações adotadas tornam-se mais coerentes à medida que menores são as perturbações causadas no sistema e mais próximo do ponto nominal é a operação. Com base nisso, as simplificações são utilizadas neste trabalho sem grandes prejuízos para os resultados a serem obtidos.

### 4.1 MODELO SIMPLIFICADO PARA TURBINAS HIDRÁULICAS

Em uma planta hidroelétrica, tal como a ilustrada na Figura 14, há a existência de um captor, conhecido por conduto forçado, que tem a finalidade de conduzir a água da barragem até a turbina, onde é realizada a conversão da energia do escoamento em energia mecânica.



FONTE: KUNDUR (1994)

Dessa forma, a fim de se obter um modelo de turbina hidráulica, torna-se necessário representar matematicamente a dinâmica da água no conduto forçado.

Segundo Kundur (1994), em estudos de estabilidade usualmente assume-se a água como sendo um fluido incompressível, a tubulação do conduto inelástica e a resistência hidráulica desprezível. Além disso, ainda de acordo com Kundur (1994), considera-se que a velocidade da água é diretamente proporcional à abertura do distribuidor e à raiz quadrada da queda líquida, assim como a potência de saída da turbina varia de acordo com o produto da queda líquida pela vazão de água.

Com base nessas premissas e, adotando-se um conduto não muito longo, é possível negligenciar as perdas da turbina e os efeitos das ondas viajantes de pressão, fenômeno esse conhecido por “Golpe de Aríete”, e fundamental no estudo de transientes hidráulicos (KUNDUR, 1994).

Corroborando as proposições feitas aqui para a obtenção do modelo simplificado de turbinas hidráulicas, os estudos de Morais (2011) mostram que, para pequenas perturbações (inferiores a 20% do valor nominal) e condição de operação próximo da nominal, esse modelo pode ser utilizado nos estudos de estabilidade como uma boa aproximação do comportamento real da turbina.

Conforme a abordagem adotada em Kundur (1994), a modelagem dinâmica da água no conduto forçado é realizada a partir da segunda lei de Newton. Transpondo esse conceito para uma planta hidroelétrica, há uma aceleração resultante da coluna de água devido a mudanças na queda líquida do sistema. A Equação (3) ilustra a aplicação da segunda lei de Newton para a modelagem do conduto forçado:

$$(\rho LA) \frac{d\Delta U}{dt} = -(\rho g A) \Delta H \quad (3)$$

Onde:

$\rho$  = Densidade da água [Kg/m<sup>3</sup>];

$L$  = Comprimento do conduto [m];

$A$  = Seção do conduto [m<sup>2</sup>];

$\Delta U$  = Variação de velocidade da água [m/s].

$g$  = Aceleração da gravidade [m/s<sup>2</sup>].

$\Delta H$  = Variação da altura líquida do sistema [m].

Sendo que as quantidades  $\rho LA$  e  $\rho g \Delta H$  correspondem, respectivamente, à massa de água no conduto [Kg] e à variação de pressão no distribuidor da turbina [N/m<sup>2</sup>].

Dividindo-se ambos os lados da Equação (3) por  $\rho Ag H_o U_o$ , onde o subíndice “o” denota valores nominais de altura e velocidade, tem-se:

$$\frac{LU_o}{gH_o} \frac{d(\Delta U)}{dt} = \frac{-\Delta H}{H_o} \quad (4)$$

Assim, é possível definir o tempo de partida da água (ou constante de tempo da água), como:

$$T_w = \frac{LU_o}{gH_o} \quad (5)$$

Em outras palavras, o tempo de partida da água corresponde ao tempo necessário para que uma determinada queda  $H_o$  acelere a água no conduto a partir do repouso até a velocidade  $U_o$  (SILVA E COSTA, 2005). Dessa forma, a constante  $T_w$  é responsável por modelar os efeitos da inércia da água no sistema, ou seja, o atraso na variação do fluxo no conduto devido a mudanças na abertura do distribuidor da turbina.

Retomando as premissas anteriormente enunciadas, tem-se que a velocidade de água no conduto é dada pela Equação (6), enquanto que a potência mecânica da turbina é expressa através da Equação (7).

$$U = K_u G \sqrt{H} \quad (6)$$

$$P_m = K_p H U \quad (7)$$

Onde:

$G$  = Posição do distribuidor da turbina [pu];

$H$  = Queda líquida do sistema [m];

$K_u$  = Constante de proporcionalidade para a velocidade;

$K_p$  = Constante de proporcionalidade para a potência mecânica;

$P_m$  = Potência mecânica [W].

Linearizando a Equação (8) para pequenas perturbações em torno de um ponto de operação, têm-se:

$$\Delta U = \frac{\partial U}{\partial H} \Delta H + \frac{\partial U}{\partial G} \Delta G \quad (8)$$

Substituindo os valores das derivadas parciais e dividindo a expressão da Equação (8) por  $U_o = K_u G_o \sqrt{H_o}$ , obtém-se a expressão normalizada para valores nominais de operação dada pela Equação (9).

$$\frac{\Delta U}{U_o} = \frac{\Delta H}{2H_o} + \frac{\Delta G}{G_o} \quad \therefore \quad \Delta \bar{U} = \frac{1}{2} \Delta \bar{H} + \Delta \bar{G} \quad (9)$$

Repetindo o procedimento para a Equação (7), após a linearização considerando pequenas perturbações e dividindo-a por  $U_o = K_u G_o \sqrt{H_o}$  para normalizá-la, obtém a expressão dada pela Equação (10).

$$\frac{\Delta P_m}{P_{mo}} = \frac{\Delta H}{H_o} + \frac{\Delta U}{U_o} \quad \therefore \quad \Delta \bar{P}_m = \Delta \bar{H} + \Delta \bar{U} \quad (10)$$

Substituindo as Equações (5), (9) e (10) na Equação (4), obtém-se a função de transferência para o modelo linear simplificado de uma turbina hidráulica de simples regulação, a qual é retratada na Equação (11):

$$\Delta \bar{P}_m(s) = \frac{1 - T_w s}{1 + \frac{1}{2} T_w s} \Delta \bar{G}(s) \quad (11)$$

A Equação (11) ilustra a variação de potência mecânica na saída de uma turbina sem perdas de acordo com a variação na abertura do distribuidor.

Nota-se que as dimensões físicas do conduto forçado e o ponto de operação do sistema, isto é, a carga suprida pela turbina, são os únicos fatores que

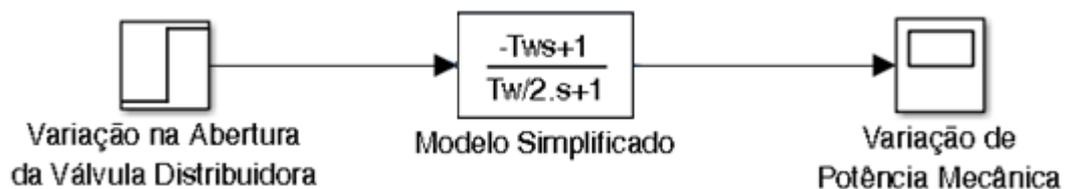
influenciam na dinâmica do sistema, uma vez que a constante  $T_w$  é a única variável na Equação (11).

Além disso, o zero no semi-plano direito da função de transferência caracteriza o sistema como sendo de fase não mínima (OGATA, 2011). Essa é uma das particularidades das turbinas hidráulicas quando comparada às turbinas térmicas. Tal característica representa o fato de que, quando da ocorrência de uma perturbação no sistema, inicialmente a potência mecânica varia no sentido contrário ao do estímulo no distribuidor da turbina. Ou seja, caso o distribuidor da turbina atue de forma a elevar a potência mecânica, a queda de pressão devido à abertura da válvula distribuidora provocaria uma variação negativa da potência da turbina. Isso ocorre porque a pressão estaria sendo utilizada para acelerar a massa de água no conduto, visto que o fluxo não pode variar instantaneamente (SILVA E COSTA, 2005).

Em contrapartida, um comando no sentido de reduzir a potência mecânica da turbina implicaria um aumento de velocidade da água, através da redução na abertura do distribuidor, de forma a manter o fluxo constante. Essa ação aumentaria de maneira transitória a potência antes de sua posterior diminuição até um novo ponto de operação. Reiterando, esse comportamento é uma das peculiaridades dos sistemas hidrelétricos, visto que constituem sistemas de fase não mínima.

O diagrama de blocos, realizado no Simulink® da *MathWorks*® e apresentado na Figura 15, ilustra a função de transferência exibida na Equação (11).

Figura 15 – Diagrama de Blocos do Modelo Simplificado de uma Turbina Hidráulica

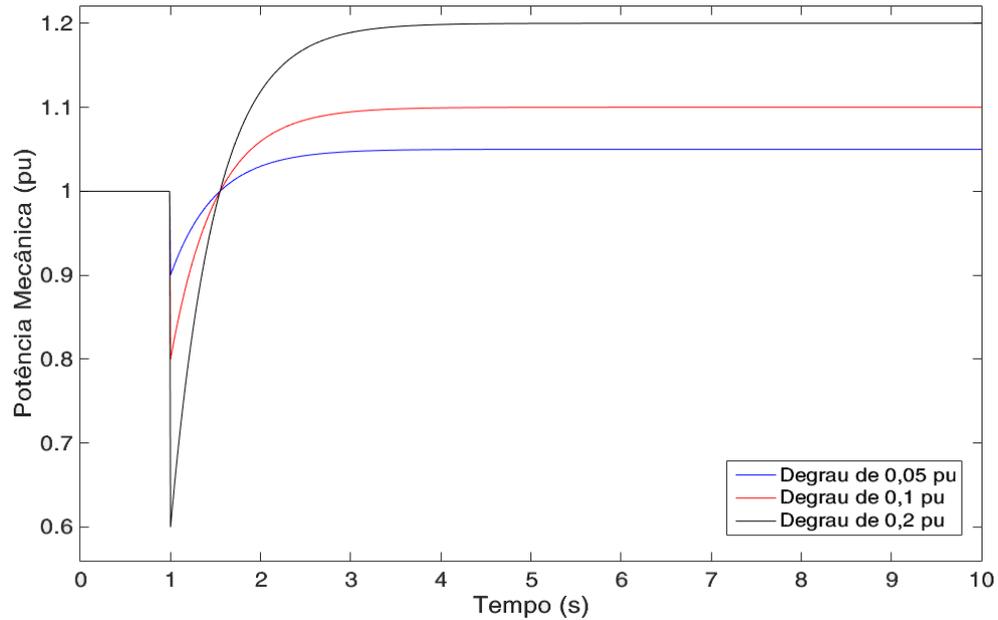


FONTE: do Autor

A partir do software MATLAB®, obtiveram-se curvas da potência mecânica em função da variação aplicada no distribuidor para o modelo simplificado de turbina hidráulica exibido na Figura 15.

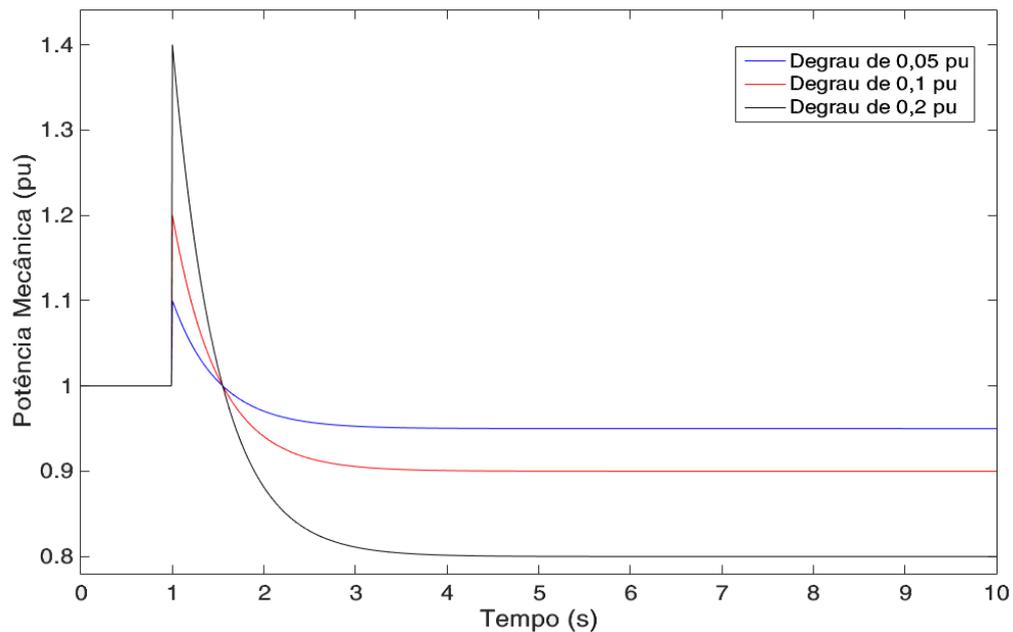
O modelo foi avaliado para variações na entrada de 5%, 10% e 20% aplicadas no instante de 1 segundo e para uma potência inicial de 1 pu. Enquanto a Figura 16 apresenta curvas para variações positivas na abertura do distribuidor, a Figura 17 exhibe as respostas do sistema para variações negativas na entrada.

Figura 16 – Potência Mecânica para Degrau Positivo Aplicado ao Modelo Simplificado



FONTE: do Autor

Figura 17 - Potência Mecânica para Degrau Negativo Aplicado ao Modelo Simplificado



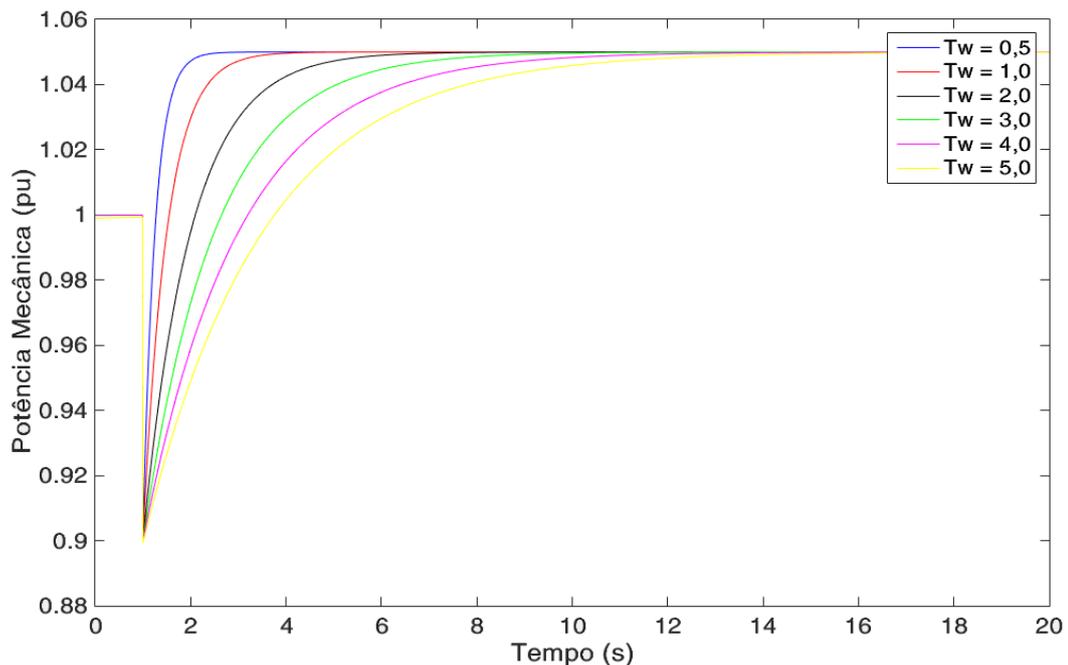
FONTE: do Autor

Nota-se da análise das Figuras 16 e 17 a particularidade dos sistemas de fase não mínima que caracteriza as turbinas hidráulicas, na qual a potência mecânica tem uma variação inicial contrária ao comando aplicado na sua válvula distribuidora. Verifica-se, ainda, que a saída do sistema estabiliza-se de acordo com o degrau aplicado na entrada, sendo que perturbações maiores demandam tempos de acomodação maiores para atingir o estado de equilíbrio em regime permanente.

De maneira a observar a influência da constante  $T_w$  na resposta do sistema para o modelo simplificado de turbina hidráulica, reproduziu-se curvas da potência mecânica para um degrau aplicado na entrada de 0,05 pu, ao passo que a constante de partida da água foi variada, assumindo os valores de 0,5; 1,0; 2,0; 3,0; 4,0 e 5,0 segundos.

O resultado é exibido na Figura 18.

Figura 18 – Influência da Constante  $T_w$  para o Modelo Simplificado



FONTE: do Autor

Conforme exibido na Figura 18, a constante  $T_w$  possui uma influência direta sobre o tempo de resposta do sistema. Essa constatação vem ao encontro do fato de que a constante  $T_w$  tem a função de modelar os efeitos da inércia da água. Portanto, maiores valores para a constante de partida da água implicam tempos de acomodação maiores e, conseqüentemente, sistemas de dinâmica mais lenta. Isso

explica porque plantas de geração térmica possuem uma atuação mais rápida quando comparadas a plantas de geração hidroelétrica (SILVA E COSTA, 2005).

Para fins de comparação dos resultados da Figura 18, verifica-se que a resposta de uma turbina hidráulica cujo valor da constante  $T_w$  seja igual a 2 é 57% mais lenta quando comparada ao mesmo sistema com  $T_w = 1$ , para um degrau de 0,05 aplicado na entrada. Para um sistema com  $T_w = 5$ , esta diferença torna-se ainda maior, resultando em um tempo de acomodação cerca de 330% maior que aquele obtido quando a constante é unitária.

De acordo com os resultados da Figura 18, a primeira diferença que se pode esperar da comparação de turbinas Francis e Kaplan é que as primeiras tendem a apresentar respostas mais lentas, isto é, com tempos de acomodação mais elevados, visto que comumente possuem maiores valores para a constante  $T_w$ .

#### 4.2 MODELO SIMPLIFICADO PARA O CONJUNTO CARGA-GERADOR

O estudo da dinâmica do sistema de controle carga-frequência, ou controle de velocidade, demanda a modelagem do sistema elétrico de potência a jusante da máquina primária, isto é, há a necessidade de se representar o conjunto carga-gerador suprido pela planta hidroelétrica.

Do ponto de vista da sintonia do regulador de velocidade a ser realizada, a natureza do controle de velocidade permite a utilização de um modelo simplificado para o conjunto carga-gerador. Tal modelo tem origem na equação de oscilação do gerador síncrono – Equação (1) – e é desenvolvido neste trabalho com base nas referências Silva e Costa (2005) e Kundur (1994).

Para a operação isolada, considera-se o gerador como uma fonte de tensão alternada constante, a qual alimenta uma carga invariável com frequência também constante e, em regime permanente, tem-se a igualdade entre as potências mecânica e elétrica. A condição de operação isolada é aquela adotada para a realização da sintonia do regulador de velocidade já que impõe os requisitos de operação mais severos (SILVA E COSTA, 2005). Em outras palavras, a garantia de estabilidade do sistema operando isoladamente é sinal indicativo de um bom desempenho quando o gerador for conectado ao sistema interligado.

A partir de Silva e Costa (2005), tem-se a equação simplificada de oscilação do gerador exibida na Equação (12):

$$M \frac{dw}{dt} = P_m - P_e \quad (12)$$

Onde:

$M = 2 * H$  = Constante de inércia efetiva do rotor da máquina [s];

$H$  = Constante de inércia da máquina [s];

$P_m$  = Potência mecânica na entrada do gerador [W];

$P_e$  = Potência elétrica na saída do gerador [W];

$w$  = Velocidade angular da máquina [rad/s].

Considerando a Equação (12) para pequenas perturbações em torno do ponto de operação nominal, obtém-se:

$$M \frac{d\Delta w}{dt} = \Delta P_m - \Delta P_e \quad (13)$$

Para a modelagem da carga, considera-se uma parcela fixa da demanda de potência,  $P_L$ , e outra parcela variável, a qual é função da frequência do sistema. Tal abordagem se faz necessária visto que o sistema elétrico de potência é composto de inúmeras cargas não lineares, como motores de indução, por exemplo, cujos valores dependem da frequência elétrica do sistema.

Desse modo, modela-se a carga do sistema a partir da Equação (14), a qual já se encontra linearizada para pequenas perturbações:

$$\Delta P_e = \Delta P_L + D\Delta w \quad (14)$$

Onde a variável  $D$  representa a constante de amortecimento de carga. Segundo Kundur (1994), tal constante representa a variação percentual da carga em função da variação percentual da frequência, sendo valores de 1% a 2% comumente encontrados nas bibliografias.

Substituindo (14) em (12), obtém-se:

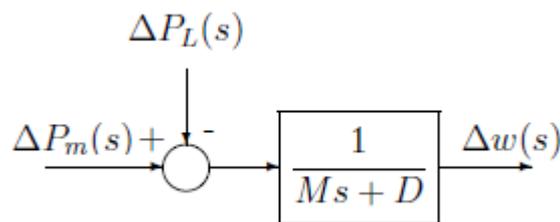
$$M \frac{d\Delta w}{dt} = \Delta P_m - \Delta P_L - D\Delta w \quad (15)$$

o que, ao aplicar a transformada de Laplace, pode ser representado pela expressão exposta na Equação (16):

$$\Delta w(s) = \frac{1}{Ms + D} (\Delta P_m(s) - \Delta P_L(s)) \quad (16)$$

Traduzindo a expressão que modela o conjunto carga-gerador, obtida na Equação (16), através de um diagrama de blocos, chega-se ao sistema da Figura 19.

Figura 19 - Modelo do Conjunto Carga-Gerador para Operação Isolada



FONTE: SILVA E COSTA (2005)

Embora o modelo exibido na Figura 19 seja suficiente, no contexto da sintonia de reguladores de velocidade, para representar o conjunto carga-gerador operando isoladamente, no sexto capítulo são discutidos o modelo completo de gerador síncrono e o modelo de barra infinita, os quais são necessários para a implementação do sistema radial real nos softwares ANAREDE® e ANATEM®.

Ressalta-se que, dentro do problema de estabilidade, a utilização do conceito de barra infinita torna-se adequada para o estudo da sintonia no controle de velocidade visto que representa um sistema de grande dimensão quando comparado ao gerador. Tão superior é o sistema em relação ao gerador que se pode considerar sua frequência e tensão constantes, o que é equivalente a admitir que o sistema possua inércia infinita e uma impedância interna nula. Dessa forma, qualquer que seja a perturbação que leve a um desequilíbrio de potência na máquina geradora, o sistema será capaz de manter suas quantidades constantes.

Assim, as simulações no software ANATEM® permitem considerar o sistema radial modelado como parte de um sistema de potência mais complexo, o qual é resumido no conceito de barra infinita. Mais detalhes são discutidos no capítulo seis.

### 4.3 MODELOS DO REGULADOR DE VELOCIDADE

Os reguladores de velocidade consistem em um conjunto de elementos capaz de controlar a velocidade e, portanto, a potência mecânica das turbinas hidráulicas aos quais estão associados. Além do controle primário de velocidade, os reguladores de velocidade são responsáveis pela sincronização do gerador síncrono, pelo controle automático da geração (CAG) e pela divisão de carga (*joint control*) entre as máquinas (SILVA E COSTA, 2005).

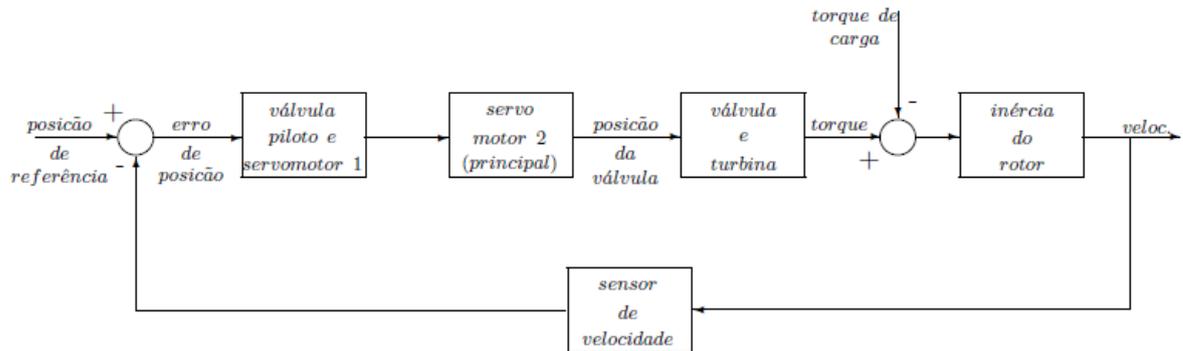
Nesta seção, discute-se a modelagem dos antigos reguladores de velocidade mecânico-hidráulicos, utilizados para um melhor entendimento do funcionamento dos RVs, e sua posterior evolução para os reguladores modernos empregados atualmente. Também, é apresentado o modelo de regulador de velocidade que será utilizado para aplicação dos métodos de sintonia e simulações deste trabalho.

#### 4.3.1 Reguladores Mecânico-Hidráulicos

No início, os dispositivos de regulação eram constituídos por um transdutor de velocidade, que relacionava a velocidade do conjunto turbina-gerador a deslocamentos mecânicos. Enquanto esses deslocamentos eram amplificados por uma válvula piloto que funcionava como amplificador hidráulico, a atuação do sensor de velocidade se dava a partir de um servomotor piloto. O servomotor piloto acionava então a válvula distribuidora e o servomotor principal, o qual, por sua vez, promovia a atuação do distribuidor, sendo esse o responsável pela regulação do fluxo de água na turbina (SILVA E COSTA, 2005). Os reguladores constituíam-se, dessa forma, em dispositivos mecânico-hidráulicos.

A Figura 20 apresenta, em forma de diagrama de blocos, como era o controle de velocidade em turbinas hidráulicas.

Figura 20 – Diagrama de Blocos do Controle de Velocidade em Turbinas Hidráulicas

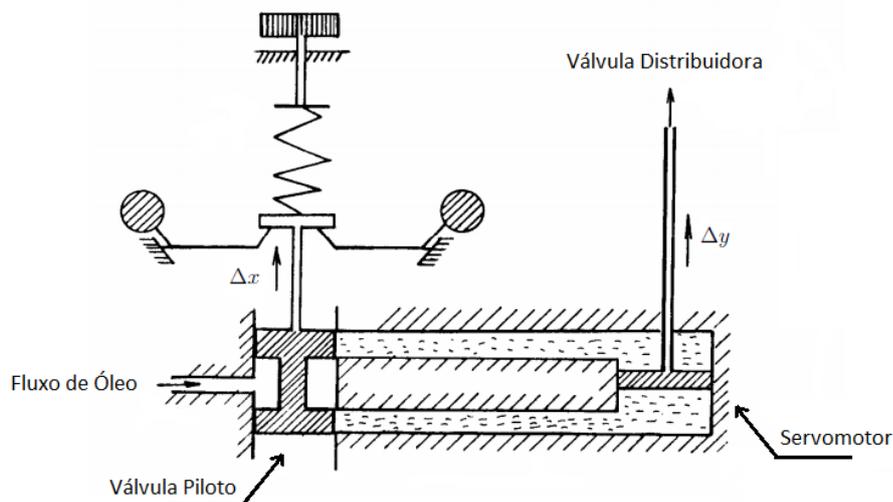


FONTE: SILVA E COSTA (2005)

Segundo Silva e Costa (2005), estes reguladores de velocidade tradicionais classificam-se basicamente em isócronos, com queda de velocidade e com compensação de queda transitória.

O regulador isócrono, conforme ilustrado na Figura 21, consiste em um mecanismo centrífugo que converte os desvios de velocidade do conjunto turbina-gerador em deslocamentos mecânicos, os quais são amplificados de modo a regular o fluxo de óleo para o servomotor principal (DE MELLO, 1979). Entretanto, tal regulador, apesar de resultar em um desvio de velocidade nulo em regime permanente após uma variação de carga, é instável e não permite uma adequada divisão de carga (*joint control*) entre as unidades, o que é necessário em sistemas multimáquinas operando em paralelo (KUNDUR, 1994).

Figura 21 – Mecanismo do Regulador Isócrono

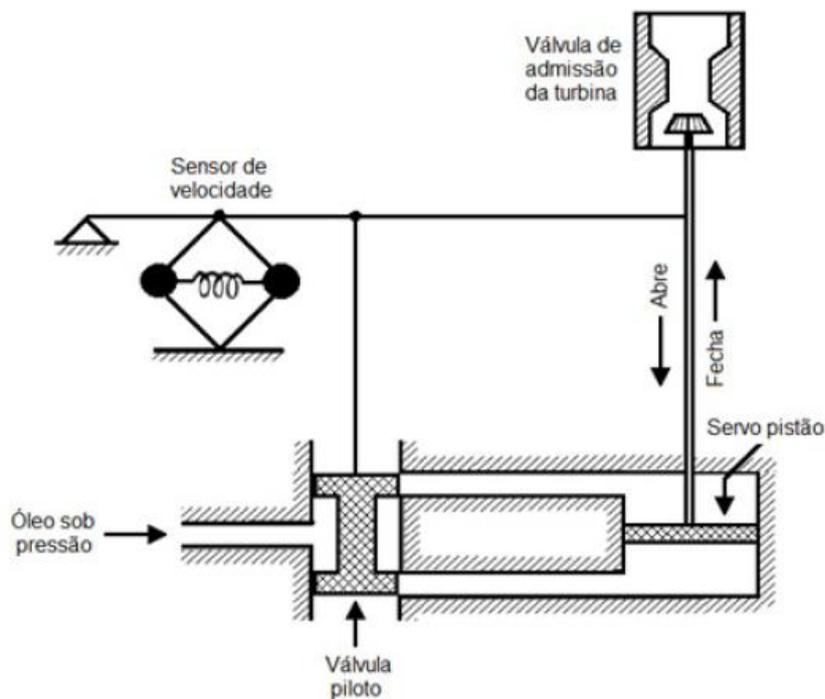


FONTE: Adaptado – DE MELLO (1979)

Assim, o regulador com queda de velocidade surge de modo a proporcionar um controle de velocidade estável e que permita, em contrapartida ao regulador isócrono, a divisão de carga entre as unidades de geração. Isso é possível devido à conexão mecânica entre a válvula piloto e o servomotor principal (SILVA E COSTA, 2005). Essa conexão é modelada como um laço de realimentação de ganho  $1/R$ , onde o parâmetro  $R$  é conhecido como estatismo permanente, sendo exibida na Figura 22.

O estatismo permanente representa a regulação de velocidade do controlador, isto é, a variação percentual de velocidade que produz uma variação de 100% na válvula de saída da turbina (DE MELLO, 1979). Segundo IEEE Committee Report (1973), comumente são utilizados valores de 3% a 6% para o estatismo permanente dos reguladores. Já para as unidades conectadas ao Sistema Interligado Nacional (SIN), esses valores são, na sua maioria, de 4% a 5%, conforme banco de dados do Operador Nacional do Sistema (ONS), embora existam alguns RVs com valores de estatismo superiores a 5%.

Figura 22 – Mecanismo do Regulador com Queda de Velocidade



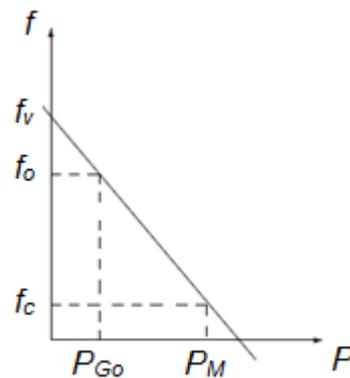
FONTE: MOTA et al. (2014)

Graficamente, o estatismo corresponde à inclinação da reta que relaciona a frequência elétrica do sistema à potência suprida pela carga, também chamada de

característica carga-velocidade (SILVA E COSTA, 2005). Assim, o ajuste do estatismo, que pode ser realizado a partir do ajuste do variador de carga-velocidade do regulador, permite o ajuste da variação de carga na unidade, isto é, a distribuição de carga entre as máquinas de uma mesma usina. A Figura 23 ilustra a interpretação gráfica do estatismo permanente.

Na Figura 23,  $f_v$  e  $f_c$  correspondem, respectivamente, à frequência a vazio e à plena carga, enquanto que  $P_M$  representa a potência à plena carga. As quantidades  $f_o$  e  $P_{Go}$  indicam o ponto de operação do sistema. Dessa forma, o ajuste do estatismo permanente atua modificando a inclinação da reta exibida na Figura 23.

Figura 23 – Interpretação Gráfica do Estatismo Permanente



FONTE: SILVA E COSTA (2005)

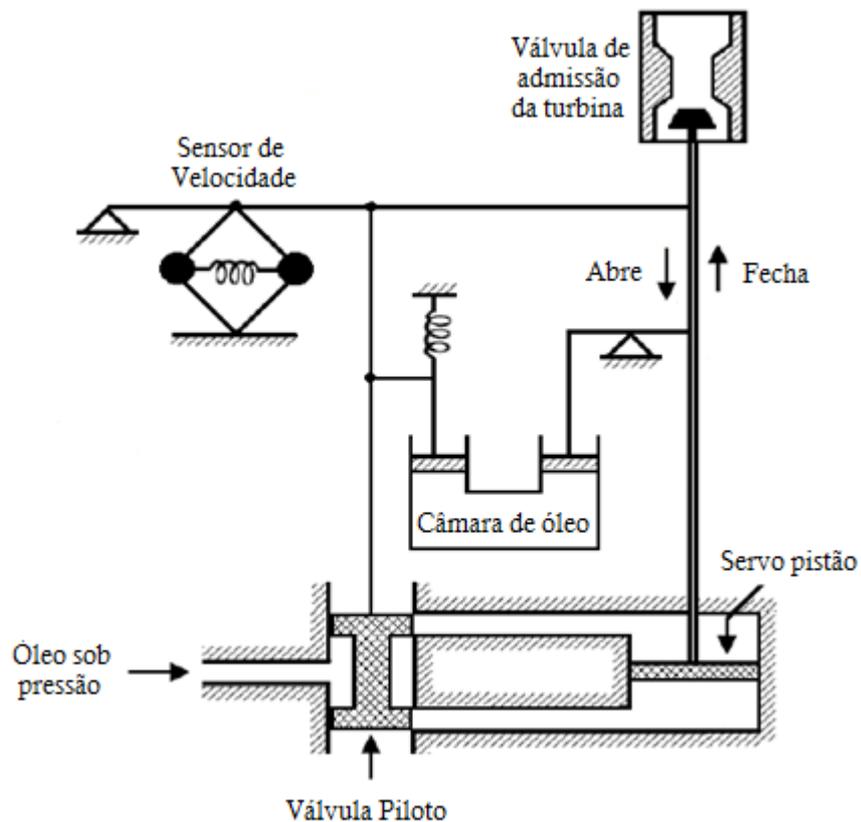
O regulador com queda de velocidade, porém, caracteriza-se por uma resposta rápida, sendo comumente encontrado em turbinas a vapor, onde há uma dinâmica mais rápida envolvida (MOTA et al., 2014). Para o estudo das turbinas hidráulicas, modificações no modelo devem ser inseridas a fim de se adequar à dinâmica dessas turbinas, o que implica o surgimento dos reguladores de velocidade com compensação de queda transitória.

Essa classe de reguladores, de sorte a atender o comportamento mais lento e atípico das turbinas hidráulicas, decorrente de fatores como a inércia da água e do fato de constituírem sistemas de fase não mínima, demanda a inserção de um atributo especial no modelo apresentado na Figura 22. Tal particularidade é conhecida como característica de queda transitória.

A característica de queda transitória é viabilizada através da realimentação do sistema a partir de um amortecedor hidráulico, também conhecido por *dashpot*. Isso

proporciona ao sistema uma alta regulação (ganho reduzido) para altas frequências e uma baixa regulação (alto ganho) para baixas frequências (KUNDUR, 1994). Dessa forma, permite-se que o sistema absorva a particularidade das turbinas hidráulicas durante o período transitório e mantenha-se estável, sob o custo de possuir uma resposta mais lenta. A Figura 24 apresenta o modelo do regulador de velocidade com compensação de queda transitória.

Figura 24 – Estrutura do Regulador com Compensação de Queda Transitória

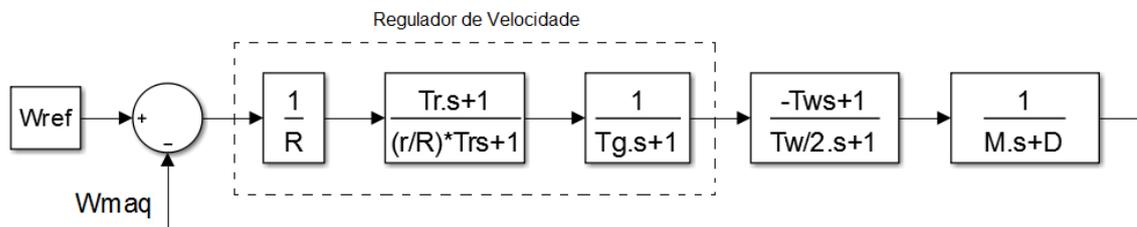


FONTE: MOTA et al. (2014)

No contexto do regulador com compensação de queda transitória, duas novas variáveis são inseridas:  $r$ , que representa o estatismo transitório, e  $T_r$ , que equivale à constante de tempo associada ao amortecedor hidráulico. Ao passo que a constante de tempo  $T_r$  modela o tempo de atuação desse mecanismo, a variável  $r$  é responsável pela redução do ganho da malha de controle durante o período transitório, o que justifica ser chamada de estatismo transitório. Assim, segundo Silva e Costa (2005), um desempenho aceitável para o comportamento transitório é obtido a partir do ajuste dos parâmetros  $r$  e  $T_r$ .

O modelo completo, em diagrama de blocos, de um regulador de velocidade com compensação de queda transitória conectado a um sistema hidráulico alimentando uma carga isolada é apresentado na Figura 25. Neste modelo, por se tratar de um modelo simplificado para estudos de estabilidade eletromecânica, foram desprezados o servomotor piloto e as não linearidades do regulador. Além disso, a constante de tempo  $T_G$  é incluída de modo a modelar o servomotor principal, o qual aciona o distribuidor da turbina hidráulica.

Figura 25 – Sistema com Regulador de Velocidade de Queda Transitória – Carga Isolada



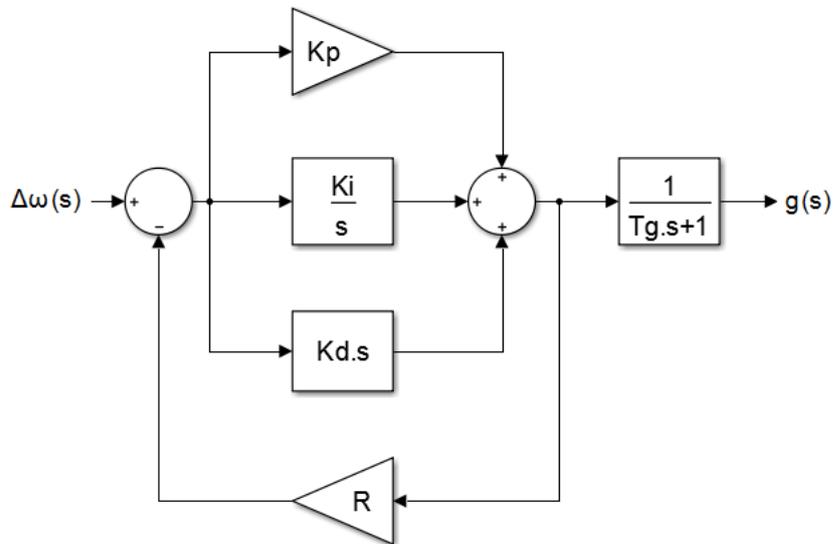
FONTE: Adaptado de KUNDUR (1994)

#### 4.3.2 Reguladores Modernos (Eletro-Hidráulicos)

Com o avanço da eletrônica e dos sistemas de controle, os reguladores de velocidade sofreram transformações ao longo dos anos, sendo a mais nítida a substituição dos convencionais sistemas mecânicos de detecção de velocidade pelo uso de sinais exclusivamente elétricos, por meio do uso da configuração PID (SILVA E COSTA, 2005). Dessa forma, o acionamento do servomotor principal, que antes dependia do deslocamento do servomotor piloto, agora é função de um sinal elétrico que define sua posição, tornando os modernos reguladores de velocidade mais dinâmicos que os seus antecessores.

A Figura 26 exibe o diagrama de blocos de um regulador de velocidade com estrutura PID para o controle do distribuidor em turbinas hidráulicas.

Figura 26 – Regulador de Velocidade PID para Turbinas Hidráulicas



FONTE: do Autor

Na Figura 26, enquanto o sinal de entrada  $\Delta\omega(s)$  corresponde à diferença entre a velocidade de referência e a velocidade monitorada pelo regulador,  $g(s)$  representa o sinal da posição do distribuidor, o qual será entrada do bloco que modela a turbina hidráulica, conforme exibido na seção 4.1. As constantes  $K_P$ ,  $K_I$  e  $K_D$  representam, respectivamente, os ganhos proporcional, integral e derivativo que constituem o regulador PID. A constante  $T_G$ , novamente, equivale à constante de tempo do servomotor principal, e  $R$  ao já conhecido estatismo permanente da máquina.

A configuração apresentada na Figura 26 pode ser ainda simplificada desprezando a contribuição derivativa, reduzindo o regulador a uma configuração PI (proporcional e integral). Segundo Silva e Costa (2005), essa consideração é válida para uma operação em regime permanente, visto que a malha derivativa é utilizada principalmente na sincronização da máquina ao sistema de potência.

Fazendo-se um paralelo entre o regulador de velocidade com compensação de queda transitória e o regulador de velocidade PID é possível estabelecer uma relação entre os parâmetros  $r$  e  $T_r$  e os ganhos proporcional, integral e derivativo. Essa relação será justificada no quinto capítulo, visto que um dos métodos de sintonia fornece as quantidades  $r$  e  $T_r$ , as quais devem ser convertidas para os parâmetros usados na configuração PID (ou PI).

Para tal, considera-se a relação exibida na Equação (17).

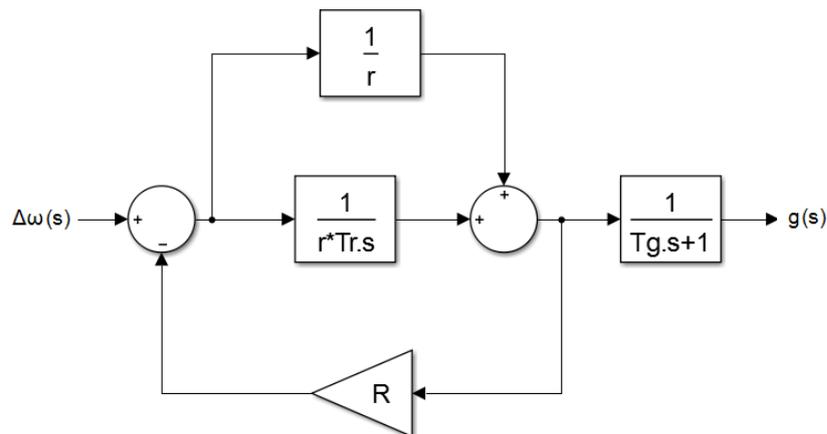
$$r \gg R \quad (17)$$

Uma vez que, conforme já discutido, o ganho deve ser reduzido durante o período transitório, tem-se que o estatismo transitório deve ser muito maior que o estatismo permanente, uma vez que o ganho corresponde ao inverso dessas quantidades.

Assim, o regulador de velocidade com compensação de queda transitória pode ser descrito pelo diagrama de blocos da Figura 27. A função de transferência desse regulador, admitindo-se a relação da Equação (17), é apresentada na Equação (18).

$$G_c(s) = \frac{\frac{1}{r} + \frac{1}{srT_r}}{1 + R\left(\frac{1}{r} + \frac{1}{srT_r}\right)} = \frac{1 + sT_r}{R + (r + R)sT_r} = \frac{1 + sT_r}{R\left(1 + \frac{r}{R}sT_r\right)} \quad (18)$$

Figura 27 – Regulador de Queda Transitória para Equivalência com a Configuração PID



FONTE: do Autor

Nota-se que a Equação (18) fornece a mesma função de transferência para o regulador de velocidade do que o diagrama de blocos exibido na Figura 25 (desprezando  $T_G$ ). Ainda, pode-se estabelecer uma equivalência entre o regulador de velocidade apresentado na Figura 27 e um controlador de estrutura PI.

De Ogata (2011) sabe-se que a função de transferência de um controlador PI é dada pela Equação (19).

$$G_{PI}(s) = K_p + \frac{K_i}{s} \quad (19)$$

Comparando a Equação (19) com o diagrama de blocos da Figura 27, podem-se inferir as equivalências apresentadas pelas Equações (20) e (21).

$$K_p = \frac{1}{r} \quad (20)$$

$$K_i = \frac{1}{rT_r} = \frac{K_p}{T_r} \quad (21)$$

Desse modo, a sintonização dos parâmetros de um controlador PI para turbinas hidráulicas pode ser entendida como a obtenção dos parâmetros que definem o comportamento transitório do regulador de velocidade dessas turbinas, isto é, o estatismo transitório e a constante de tempo transitória.

Para efeitos do que objetiva este trabalho, a sintonia dos reguladores de velocidade será realizada com base na estrutura PID, salvo um dos métodos de sintonia, que utilizará a estrutura PI, conforme já comentado.

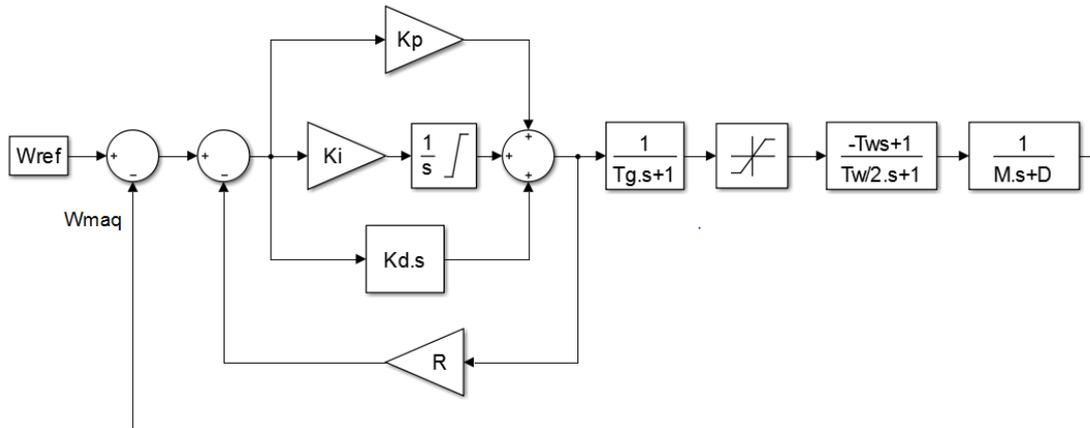
Além disso, as turbinas Francis e Kaplan serão modeladas de igual forma, considerando apenas o controle do distribuidor. Adotando essa simplificação para turbinas Kaplan, se está desprezando a malha de controle responsável pela angulação das pás rotóricas, a qual tem influência sobre o rendimento do sistema. No entanto, visando apenas um estudo comparativo de estabilidade eletromecânica, onde em um primeiro momento não se está interessado no ponto de operação ótimo (ou de máximo rendimento), tem-se que a exclusão da segunda malha de controle das turbinas Kaplan é uma premissa válida. Ademais, em consulta ao banco de dados do ONS fica evidente que são poucos os empreendimentos compostos por turbinas Kaplan que consideram reguladores de velocidade de dupla regulagem, isto é, o controle do distribuidor somado ao controle da angulação das pás rotóricas.

Sendo assim, neste trabalho as turbinas Francis e Kaplan serão diferenciadas com base na constante de inércia dos geradores síncronos a elas conectados e na constante de partida da água, a qual tem valores típicos diferentes para cada modelo de turbina, conforme a literatura.

Posto isso, a modelagem completa do sistema a ser estudado é exibida na Figura 28. Conforme sugerido tanto em Silva e Costa (2005), como em Kundur

(1994), no âmbito da realização da sintonia do regulador de velocidade considera-se o sistema operando de forma isolada, o que é modelado pelo bloco  $\frac{1}{Ms+D}$ .

Figura 28 – Modelagem Completa do Sistema – Operação Isolada



FONTE: do Autor

Destaca-se, na Figura 28, o bloco de saturação inserido entre o servomotor principal e a dinâmica da turbina hidráulica. Este bloco tem a função de limitar a potência mecânica gerada, o que é feito de modo a preservar a integridade física do conjunto gerador-turbina. Com exceção das quantidades  $M$  (definida como  $2 \cdot H$ , conforme visto anteriormente) e  $T_w$ , as demais grandezas do sistema exibido na Figura 28 são constantes e não variam do modelo Francis para o modelo Kaplan.

O Quadro 2 apresenta o valor assumido para essas constantes durante o estudo proposto. Ressalta-se que os valores para a constante de tempo do servomotor ( $T_G$ ), estatismo permanente ( $R$ ) e fator de amortecimento da carga ( $D$ ) foram retirados dos trabalhos de Silva e Costa (2005) e Kundur (1994). Por outro lado, a constante de inércia  $H$  é obtida dos manuais dos geradores síncronos utilizados na simulação do sistema através do software ANATEM® e a constante de partida da água ( $T_w$ ), para as turbinas Francis e Kaplan, é obtida, respectivamente, dos trabalhos de Bin Ng (2004) e Santos (2012).

Quadro 2 – Grandezas Utilizadas na Modelagem Completa do Sistema Estudado

MODELO	R	D	$T_G$	$T_w$	H
FRANCIS	0,05	1,0	0,5	3,16	2,40
KAPLAN	0,05	1,0	0,5	0,80	1,17

FONTE: do Autor

## 5 MÉTODOS DE SINTONIA DE REGULADORES DE VELOCIDADE

Neste capítulo são abordados os métodos de sintonia que serão aplicados ao modelo de regulador de velocidade discutido no capítulo 4 e apresentado na Figura 28. Os parâmetros de entrada são aqueles exibidos no Quadro 2, enquanto que os parâmetros de saída dizem respeito aos ganhos proporcional, integral e derivativo (quando houver) da estrutura de controlador PID.

Os quatro métodos de sintonia a serem testados são os seguintes:

- Método proposto por Dandeno et al. (1978) no artigo “*Hydraulic Unit Dynamic Performance Under Normal and Islanding Conditions – Analysis and Validation*”.
- Método proposto por Hagihara et al. (1979) no artigo “*Stability of a Hydraulic Turbine Generating Unit Controlled by P.I.D. Governor*”.
- Método do Ganho Crítico de Ziegler-Nichols, proposto no trabalho de Silva e Costa (2005).
- Método do Lugar Geométrico das Raízes (*root locus*), segundo Ogata (2011).

Enquanto os três primeiros são métodos propostos na literatura destinada à abordagem do estudo de estabilidade e dinâmica, o Método do Ganho Crítico de Ziegler-Nichols, assim como o Método do Lugar Geométrico das Raízes, também são métodos clássicos no âmbito do estudo de sistemas de controle, estando presentes na maioria das bibliografias que abrangem a sintonia de controladores.

Em vista do estudo comparativo que se objetiva realizar por meio deste trabalho, optou-se por tais métodos por serem métodos clássicos, seja na literatura de dinâmica e estabilidade, seja na literatura de sistemas de controle. Os métodos propostos por Hagihara et al. (1979) e Dandeno et al. (1978), por exemplo, são inclusive retomados nos trabalhos de Kundur (1994) e de *IEEE Working Group* (1992), referências renomadas no cenário da estabilidade de sistemas de potência.

Não se tem a intenção, portanto, de se apresentar neste trabalho um método de sintonia ótimo para o regulador de velocidade de turbinas hidráulicas. O interesse deste estudo está na comparação de diferentes abordagens de ajuste, consolidadas na literatura, na aplicação de um problema de estabilidade envolvendo os modelos de turbina hidráulica Francis e Kaplan, considerando dados de um sistema real.

As seções 5.1 a 5.4 discorrem acerca dos métodos propostos.

## 5.1 MÉTODO PROPOSTO POR DANDENO et al. (1978)

No trabalho de Dandeno et al. (1978) são discutidos os requisitos para se obter um comportamento estável, do ponto de vista do controle de velocidade, sob condições isolada e interconectada de operação. Os autores, a partir de uma técnica de análise baseada em autovalores, simulam o comportamento de um sistema hidráulico variando o estatismo transitório e a constante de tempo do *dashpot* para diferentes valores de inércia do conjunto turbina-gerador e da constante de partida da água.

Segundo Dandeno et al. (1978), é desejável que as usinas geradoras operem com o sistema de *dashpot bypass*, isto é, um sistema de amortecimento hidráulico que permita a alteração dos parâmetros  $r$  e  $T_r$  de acordo com o modo de operação (sincronização do sistema ou operação normal). Tal sistema permitiria um aumento das quantidades mencionadas no momento da sincronização do sistema ou quando da operação isolada. Em contrapartida, durante a operação normal, o sistema de *dashpot bypass* seria desligado e o estatismo transitório, bem como a constante de tempo do amortecedor, reduzidos a fim de garantir respostas mais bem acomodadas e amortecidas diante eventos que perturbem o sistema.

A análise de simulações e testes realizados em campo permitiu aos autores sugerir as Equações (22) e (23), respectivamente, para a determinação da constante de tempo do amortecedor hidráulico ( $T_r$ ) e para o estatismo transitório ( $r$ ).

$$T_r = T_W \times [5.0 - (T_W - 1.0) \times 0.5] \quad (22)$$

$$r = \frac{T_W}{M} \times [2.3 - (T_W - 1.0) \times 0.15] \quad (23)$$

Tais equações aplicam-se no contexto da sintonia de reguladores de velocidade sob condições isoladas de operação, as quais são consideradas para a sintonia neste trabalho, uma vez que, segundo Kundur (1994) e Silva e Costa (2005), consistem nas condições mais severas de operação. Para condições normais de operação, os autores sugerem uma redução do valor de  $T_r$  para a faixa de 0,5 a 1,0 segundos.

Calculando as Equações (22) e (23) para os valores exibidos no Quadro 2 e, na sequência, substituindo esses resultados nas Equações (20) e (21), tem-se os parâmetros de ajuste, segundo o método de Dandeno et al. (1978), apresentados no Quadro 3 para as turbinas Francis e Kaplan.

Quadro 3 – Parâmetros segundo Dandeno et al. (1978) – Turbinas Francis e Kaplan

<b>Modelo/Parâmetros</b>	<b><math>T_R</math></b>	<b><math>r</math></b>	<b><math>K_P</math></b>	<b><math>K_I</math></b>
<b>FRANCIS</b>	12,387	1,301	0,769	0,062
<b>KAPLAN</b>	4,080	0,797	1,255	0,308

FONTE: do Autor

Nota-se que o método proposto por Dandeno et al. (1978) resulta em um controlador de estrutura PI cujos ganhos proporcional e integral assumem, respectivamente, os valores de 0,769 e 0,062, para o modelo de turbina Francis, e 1,255 e 0,308 para o modelo de turbina Kaplan.

## 5.2 MÉTODO PROPOSTO POR HAGIHARA et al. (1979)

No trabalho de Hagihara et al. (1979), um dos primeiros a abordar a sintonia do regulador de velocidade de estrutura PID para turbinas hidráulicas, os autores investigam a melhor combinação dos parâmetros  $K_P$ ,  $K_I$  e  $K_D$  em função das demais grandezas do sistema, exibidas no Quadro 2, com exceção da constante de tempo do servomotor, a qual é desconsiderada no trabalho apresentado pelos autores.

A partir da técnica de *root locus* e da comparação de metodologias propostas por outros autores, como em Hovey (1962) e Schleif (1966), os autores realizam um estudo da influência e dos limites do ganho derivativo no sistema, assim como propõem um método de sintonia dos parâmetros do controlador PID para a condição de operação isolada. Além disso, é realizada a equivalência das estruturas dos reguladores PID e de compensação de queda transitória.

Conforme Hagihara et al. (1979), os ganhos proporcional, integral e derivativo devem ser calculados de acordo com as Equações (24), (25) e (26), respectivamente.

$$K_p = \frac{0.8 \times M}{T_w} \quad (24)$$

$$K_i = \frac{0.24 \times M}{T_w^2} \quad (25)$$

$$K_d = 0.27 \times M \quad (26)$$

Calculando as Equações (24) a (26) para os valores exibidos no Quadro 2, tem-se os parâmetros de sintonia, segundo o método de Hagihara et al. (1979), apresentados no Quadro 4 para as turbinas Francis e Kaplan.

Quadro 4 – Parâmetros segundo Hagihara et al. (1979) – Turbinas Francis e Kaplan

<b>Modelo/Parâmetros</b>	<b>K<sub>P</sub></b>	<b>K<sub>I</sub></b>	<b>K<sub>D</sub></b>
<b>FRANCIS</b>	1,215	0,115	1,296
<b>KAPLAN</b>	2,340	0,878	0,632

FONTE: do Autor

Nota-se que o método proposto por Hagihara et al. (1979) resulta em um controlador de estrutura PID cujos ganhos proporcional, integral e derivativo assumem, respectivamente, os valores de 1,215, 0,115 e 1,296, para o modelo de turbina Francis, e 2,340, 0,878 e 0,632 para o modelo de turbina Kaplan.

### 5.3 MÉTODO DO GANHO CRÍTICO DE ZIEGLER-NICHOLS

No âmbito da sintonia de controladores PID, Ziegler e Nichols propuseram regras para o ajuste desses controladores, isto é, para a determinação dos valores de  $K_P$ ,  $T_I$  e  $T_D$ , onde os dois últimos correspondem, respectivamente, ao tempo integral e ao tempo derivativo, segundo dois métodos: método baseado na resposta ao degrau da planta e método baseado no ganho crítico e no período crítico, sendo o último o utilizado no escopo deste trabalho.

Tal método, apesar de sugerir um conjunto de valores para os parâmetros do controlador PID que proporcionem uma operação estável ao sistema, deve ser entendido como uma estimativa, ou seja, um ponto de partida para o ajuste fino dos

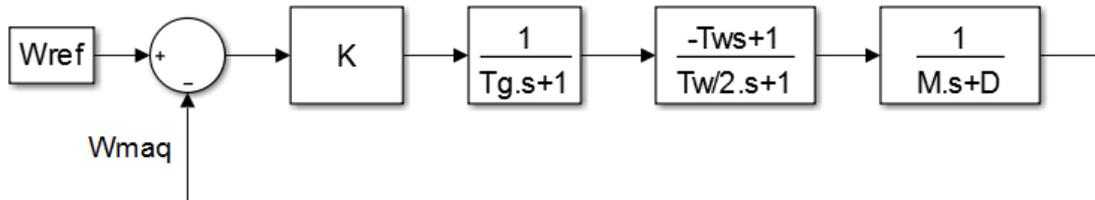
parâmetros (OGATA, 2011). Neste trabalho, é dado um enfoque diferente para a aplicação desse método, visto que ele é utilizado com base nos modelos já conhecidos da planta do sistema e não a partir de ensaios na mesma. Tal modo de aplicação do método é baseado nos trabalhos de Silva e Costa (2005).

Para a aplicação do método do ganho crítico de Ziegler-Nichols, primeiro retoma-se, através da Equação (27), a função de transferência que descreve os controladores PID.

$$G_{PID}(s) = K_c \left( 1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (27)$$

Então, deve-se definir  $T_i = \infty$  e  $T_d = 0$  na Equação (27), de modo que atue sobre a planta do sistema apenas a ação de controle proporcional. Assim, a partir do diagrama de blocos resultante, o qual é exibido na Figura 29, calcula-se o ganho  $K$  a fim de levar o sistema ao limite da estabilidade, o que é feito seguindo o passo a passo apresentado no trabalho de Silva e Costa (2005).

Figura 29 – Diagrama de Blocos para o Cálculo do Ganho Crítico



FONTE: Adaptado de SILVA E COSTA (2005)

Para obter o ganho crítico que coloca o sistema em oscilação sustentada,  $K_{osc}$ , obtém-se a função de transferência  $FT(s)$  do sistema exposto na Figura 29, a qual é exibida na Equação (28).

$$FT(s) = \frac{W_{maq}(s)}{W_{ref}(s)} = \frac{K(1 - T_w s)}{(1 + T_g s) \left( 1 + \frac{T_w}{2} s \right) (M s + D) + K(1 - T_w s)} \quad (28)$$

A equação característica da função de transferência  $FT(s)$  é retratada na Equação (29).

$$\left(\frac{MT_G T_W}{2}\right)s^3 + \left(\frac{MT_W}{2} + MT_G + \frac{DT_G T_W}{2}\right)s^2 + \left(M + \frac{DT_W}{2} + DT_G - KT_W\right)s + (D + K) = 0 \quad (29)$$

Aplicando-se o critério de Routh-Hurwitz à Equação (29), tem-se:

$$\begin{array}{rcl} s^3 & \left(\frac{MT_G T_W}{2}\right) = a_1 & \left(\frac{MT_W}{2} + MT_G + \frac{DT_G T_W}{2}\right) = a_2 \\ s^2 & \left(M + \frac{DT_W}{2} + DT_G - KT_W\right) = b_1 & (D + K) = b_2 \\ s^1 & c_1 = \frac{b_1 a_2 - a_1 b_2}{b_1} & 0 \\ s^0 & (D + K) & 0 \end{array}$$

Conclui-se, então, que a condição para a obtenção do ganho crítico  $K_{osc}$  que conduz o sistema a oscilações sustentadas ocorre para  $c_1 = 0$ , sendo representada pela Equação (30).

$$\left(\frac{MT_W}{2} + MT_G + \frac{DT_G T_W}{2}\right)\left(M + \frac{DT_W}{2} + DT_G - K_{osc} T_W\right) = (D + K_{osc})\left(\frac{MT_G T_W}{2}\right) \quad (30)$$

Substituindo os valores apresentados no Quadro 2 na Equação (30), obtém-se as equações para cálculo do ganho crítico para o modelo Francis e para o modelo Kaplan, exibidas, respectivamente, nas Equações (31) e (32).

$$(10,774)(6,88 - 3,16K_{osc}) = (1,0 + K_{osc})(3,792) \quad \therefore K_{osc} = 1,8588 \quad (31)$$

$$(2,306)(3,24 - 0,8K_{osc}) = (1,0 + K_{osc})(0,468) \quad \therefore K_{osc} = 3,0281 \quad (32)$$

Para o cálculo do período crítico, faz-se uso da equação auxiliar obtida do critério de Routh-Hurwitz e exibida na Equação (33).

$$b_1 s^2 + b_2 = 0 \quad (33)$$

Substituindo  $s = jw$  e isolando o termo  $w_{osc}$ , chega-se à Equação (34).

$$w_{osc} = \sqrt{\frac{(D + K_{osc})}{\left(M + \frac{DT_W}{2} + DT_G - KT_W\right)}} \quad (34)$$

E, por fim, substituindo os resultados da Equação (34) na Equação (35) obtém-se o Quadro 5, o qual resume os resultados atingidos através do método do ganho crítico de Ziegler-Nichols.

$$P_{osc} = \frac{2\pi}{w_{osc}} \quad (35)$$

Quadro 5 – Resultados Intermediários para Aplicação do Método de Ziegler-Nichols

Modelo/Resultados	$K_{osc}$	$P_{osc}$
FRANCIS	1,859	12,198
KAPLAN	3,028	4,754

FONTE: do Autor

De posse dos resultados do ganho crítico e do período crítico para cada modelo de turbina, aplica-se as regras de Ziegler-Nichols exibidas no Quadro 6.

Quadro 6 – Regras de Ziegler-Nichols para o Método do Ganho Crítico

Tipo de Controlador	$K_P$	$T_I$	$T_D$
<b>P</b>	$0,5 K_{osc}$	$\infty$	0
<b>PI</b>	$0,45 K_{osc}$	$\frac{1}{1,2} P_{osc}$	0
<b>PID</b>	$0,6 K_{osc}$	$0,5 P_{osc}$	$0,125 P_{osc}$

FONTE: OGATA (2011)

Assim, utilizando a Equação (27), os parâmetros de sintonia segundo o método do ganho crítico de Ziegler-Nichols são apresentados no Quadro 7 para as turbinas Francis e Kaplan.

Nota-se que tal método resulta em um controlador de estrutura PID cujos ganhos proporcional, integral e derivativo assumem, respectivamente, os valores de

1,115, 0,183 e 1,700, para o modelo de turbina Francis, e 1,817, 0,764 e 1,080 para o modelo de turbina Kaplan.

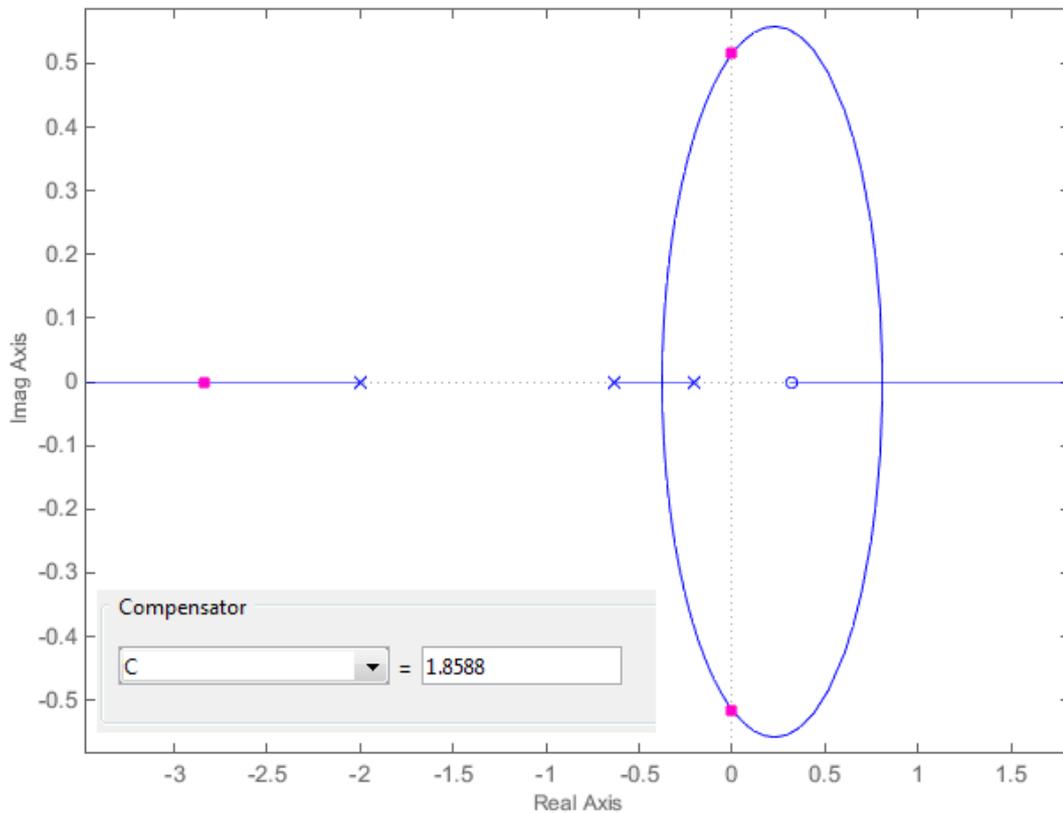
Quadro 7 – Parâmetros de Sintonia segundo o Método de Ziegler-Nichols

Modelo/Parâmetros	$K_P$	$K_I$	$K_D$
FRANCIS	1,115	0,183	1,700
KAPLAN	1,817	0,764	1,080

FONTE: do Autor

De forma a corroborar os resultados obtidos com a aplicação do método do ganho crítico de Ziegler-Nichols, foram gerados os *root locus* para o sistema em estudo através da ferramenta *sisotool* do software MATLAB®. O *root locus* para o modelo Francis é exibido na Figura 30 e para o modelo Kaplan na Figura 31.

Figura 30 – *Root Locus* para Cálculo do Ganho Crítico – Modelo Francis

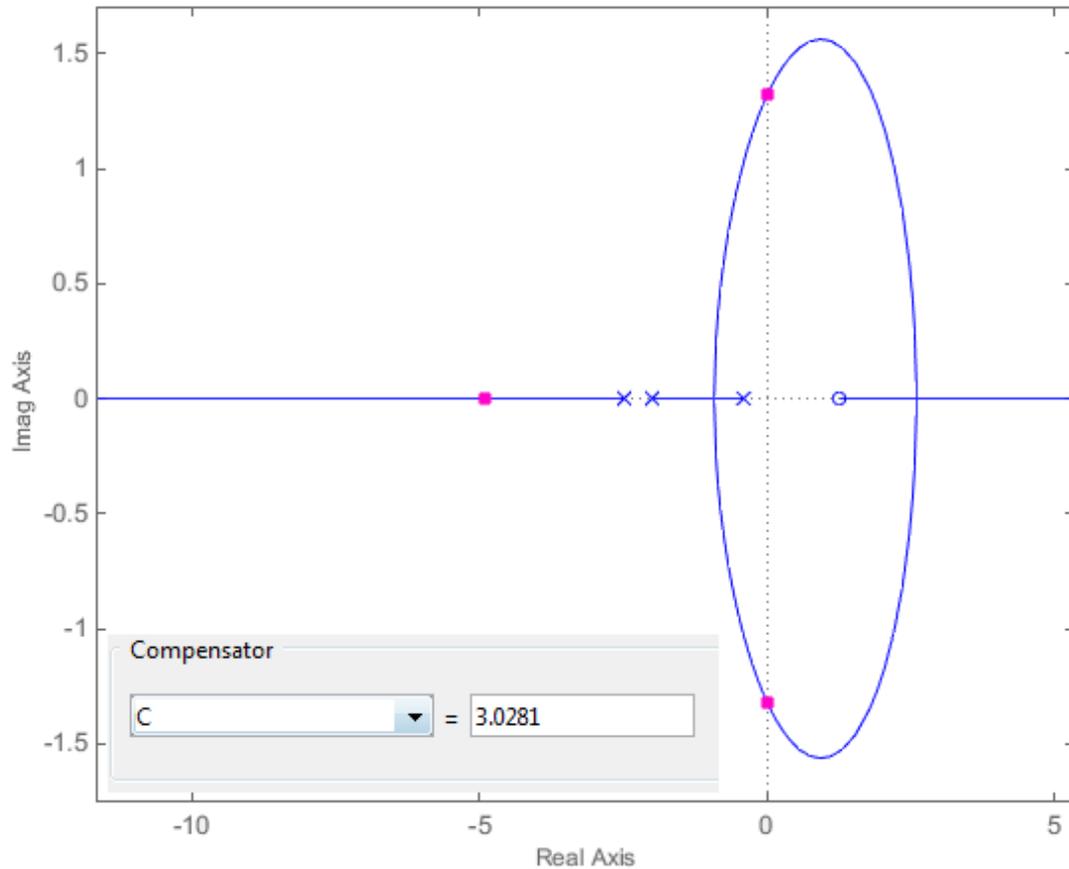


FONTE: do Autor

Nota-se que os pontos de cruzamento com o eixo  $jw$  são obtidos para  $K_{osc} = 1,8588$ , conforme calculado anteriormente na Equação (31). De forma semelhante,

na Figura 31, os pontos de cruzamento com o eixo  $jw$  são obtidos para  $K_{osc} = 3,0281$ , conforme calculado anteriormente na Equação (32).

Figura 31 – *Root Locus* para Cálculo do Ganho Crítico – Modelo Kaplan



FONTE: do Autor

Do *root locus* exibido, tanto na Figura 30, quanto na Figura 31, pode-se obter ainda a frequência de oscilação, a qual é utilizada no cálculo do período crítico. Dessa forma, aplicando-se as regras de Ziegler-Nichols retratadas no Quadro 6, chega-se novamente aos resultados para os parâmetros de sintonia apresentados no Quadro 7.

#### 5.4 MÉTODO DO LUGAR GEOMÉTRICO DAS RAÍZES

O último método de sintonia proposto neste trabalho consiste no método do lugar geométrico das raízes, o que pode ser resumido na alocação de polos e zeros à função de transferência de malha aberta do sistema de modo a modificar o lugar

das raízes (*root locus*) a fim de atingir os requisitos de desempenho desejados (OGATA, 2011). Dessa forma, o problema do projeto de controle consiste em obter o compensador ideal para os requisitos estabelecidos a partir da adição de polos e zeros no *root locus* original do sistema.

Com o intuito de facilitar o projeto do controlador pelo método do lugar das raízes, faz-se uso da ferramenta *sisotool* do software MATLAB®, a qual ilustra, em tempo real, o *root locus* do sistema, assim como a resposta ao degrau, conforme são adicionados polos e zeros; modificando, portanto, o compensador do sistema. Em um primeiro momento é realizada a sintonia dos parâmetros para o modelo Francis e, na sequência, o mesmo é feito para o modelo Kaplan.

A partir do diagrama de blocos da Figura 29, tem-se que a planta do sistema é dada pela Equação (36).

$$G(s) = \frac{1 - T_W s}{\left(\frac{MT_G T_W}{2}\right) s^3 + \left(\frac{MT_W}{2} + MT_G + \frac{DT_G T_W}{2}\right) s^2 + \left(M + \frac{DT_W}{2} + DT_G\right) s + D} \quad (36)$$

Substituindo os valores do Quadro 2, obtém-se para o modelo Francis a função de transferência da planta do sistema dada pela Equação (37).

$$G_F(s) = \frac{1 - 3,16s}{3,792s^3 + 10,774s^2 + 6,88s + 1} \quad (37)$$

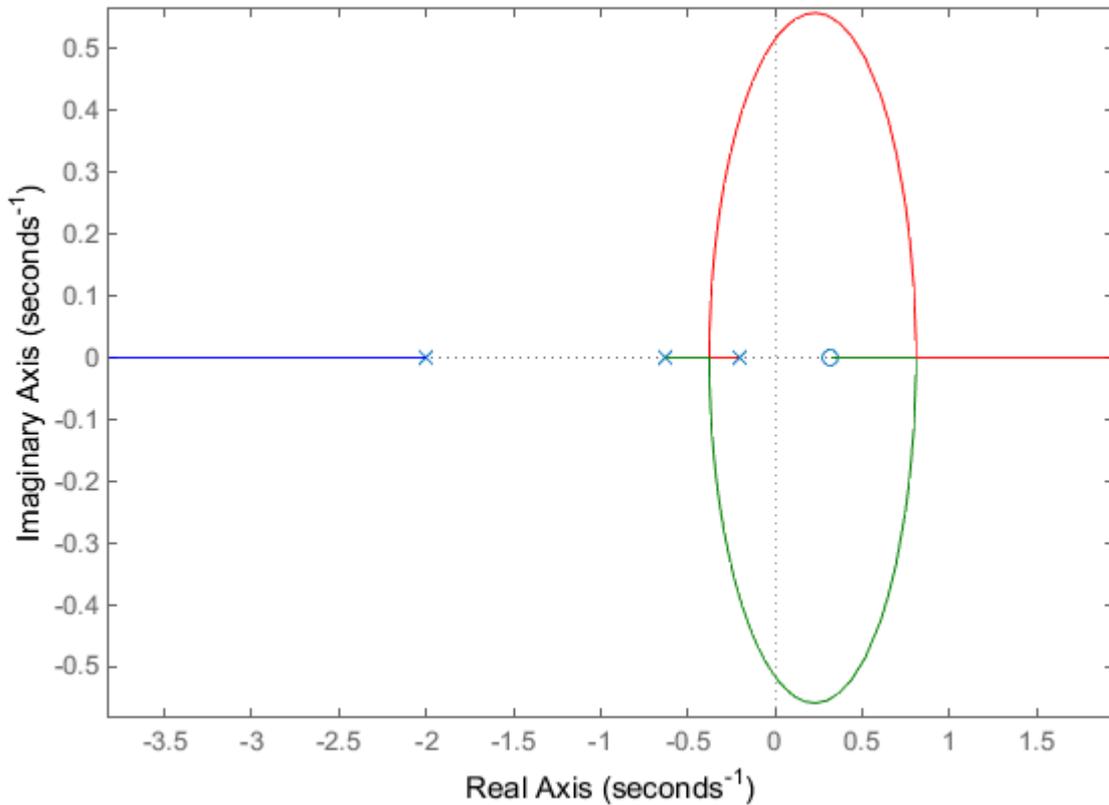
Convertendo a função de transferência da Equação (37) para o formato zeros/polos/ganho através da função *zpk* no MATLAB®, tem-se:

$$G_F(s) = \frac{-0,83333(s - 0,3165)}{(s + 2)(s + 0,6329)(s + 0,2083)} \quad (38)$$

A partir da Equação (38), nota-se que a planta do sistema para o modelo Francis possui três polos no semi-plano esquerdo e um zero de fase não mínima, conforme esperado para plantas hidráulicas.

O lugar das raízes para o modelo Francis é apresentado na Figura 32, o qual é obtido a partir da função *rlocus* no software MATLAB®.

Figura 32 – Lugar das Raízes da Planta – Modelo Francis



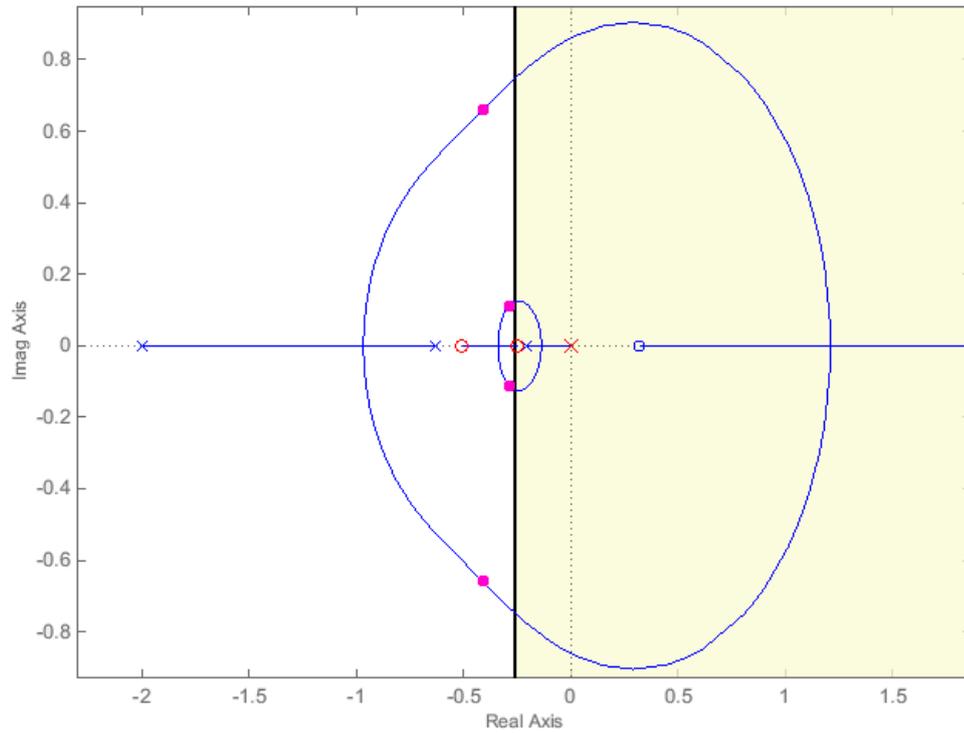
FONTE: do Autor

Sabendo-se de Ogata (2011) que a adição de zeros tem o efeito de deslocar o *root locus* para a esquerda, de modo a tornar o sistema mais estável e produzir uma resposta com tempo de acomodação menor, adicionam-se dois zeros reais ao lugar das raízes da Figura 32. Além disso, um integrador também é adicionado de sorte a formar a estrutura do regulador PID. Como requisito de desempenho, estabelece-se um tempo de acomodação máximo de 15 segundos.

Após algumas modificações no posicionamento dos zeros e no ganho do compensador, obtém-se o lugar das raízes da Figura 33. A função de transferência do compensador resultante do projeto pelo método do lugar geométrico das raízes para o modelo Francis é exibida na Equação (39), onde também é possível verificar o posicionamento definido para os zeros do controlador.

$$C_F(s) = \frac{1,756s^2 + 1,317s + 0,2195}{s} = \frac{1,7558(s + 0,5)(s + 0,25)}{s} \quad (39)$$

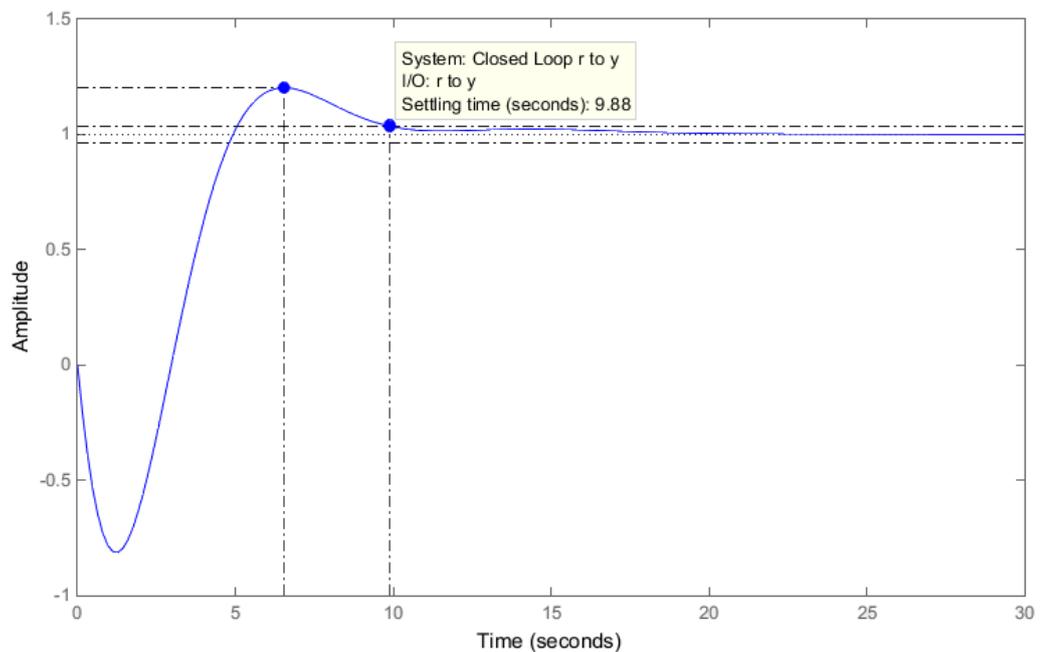
Figura 33 – Sintonia dos Parâmetros pelo Método do Lugar das Raízes – Modelo Francis



FONTE: do Autor

Adicionando o compensador ao sistema, a resposta ao degrau unitário, por sua vez, fica exibida na Figura 34.

Figura 34 – Resposta ao Degrau Unitário – Método *Root Locus* – Modelo Francis



FONTE: do Autor

Verifica-se, na Figura 34, que o controlador obtido atende ao requisito de desempenho de possuir um tempo de acomodação inferior a 15 segundos.

Para o modelo Kaplan, aplicando os valores do Quadro 2 na Equação (36), chega-se à função de transferência da planta do sistema dada pela Equação (40).

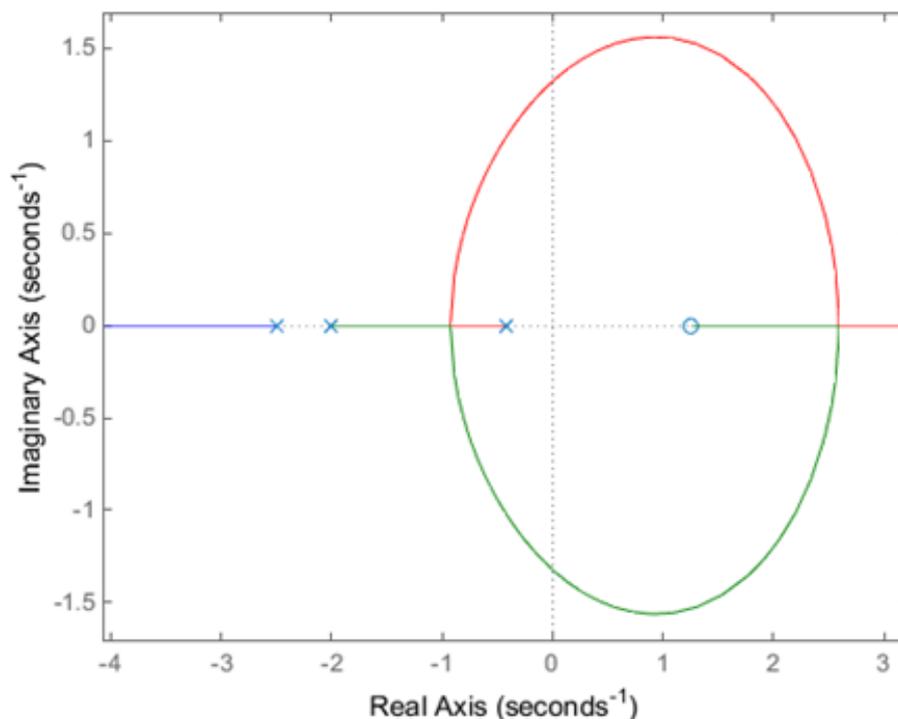
$$G_K(s) = \frac{1 - 0,80s}{0,468s^3 + 2,306s^2 + 3,24s + 1} \quad (40)$$

Convertendo a função de transferência da Equação (40) para o formato zeros/polos/ganho, tem-se:

$$G_K(s) = \frac{-1,7094(s - 1,25)}{(s + 2,5)(s + 2)(s + 0,4274)} \quad (41)$$

Novamente, a partir da Equação (41) nota-se que a planta do sistema para o modelo Kaplan também possui três polos no semi-plano esquerdo e um zero de fase não mínima. Com base na Equação (41), retrata-se o lugar das raízes para o modelo Kaplan na Figura 35.

Figura 35 – Lugar das Raízes da Planta – Modelo Kaplan

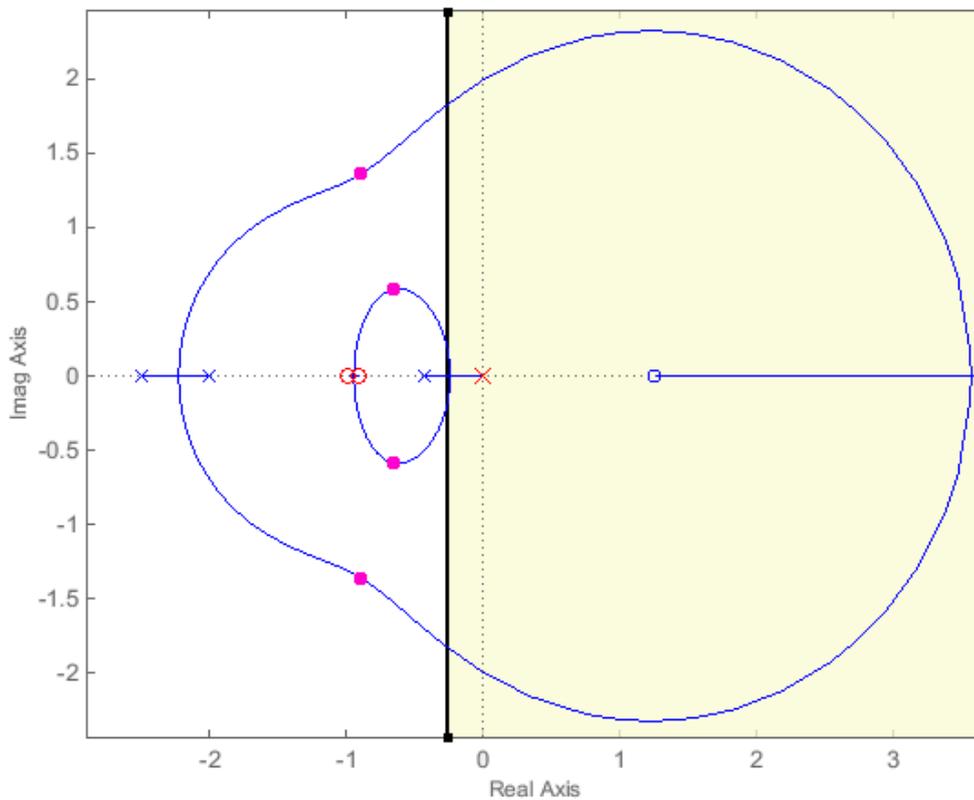


FONTE: do Autor

Analogamente ao projeto do controlador para o modelo Francis, adicionam-se dois zeros reais e um integrador ao lugar das raízes exibido na Figura 35; constituindo, assim, um controlador PID. Mais uma vez estabelece-se um tempo de acomodação máximo de 15 segundos.

Após algumas modificações no posicionamento dos zeros e no ganho do compensador, obtém-se o lugar das raízes da Figura 36.

Figura 36 – Sintonia dos Parâmetros pelo Método do Lugar das Raízes – Modelo Kaplan

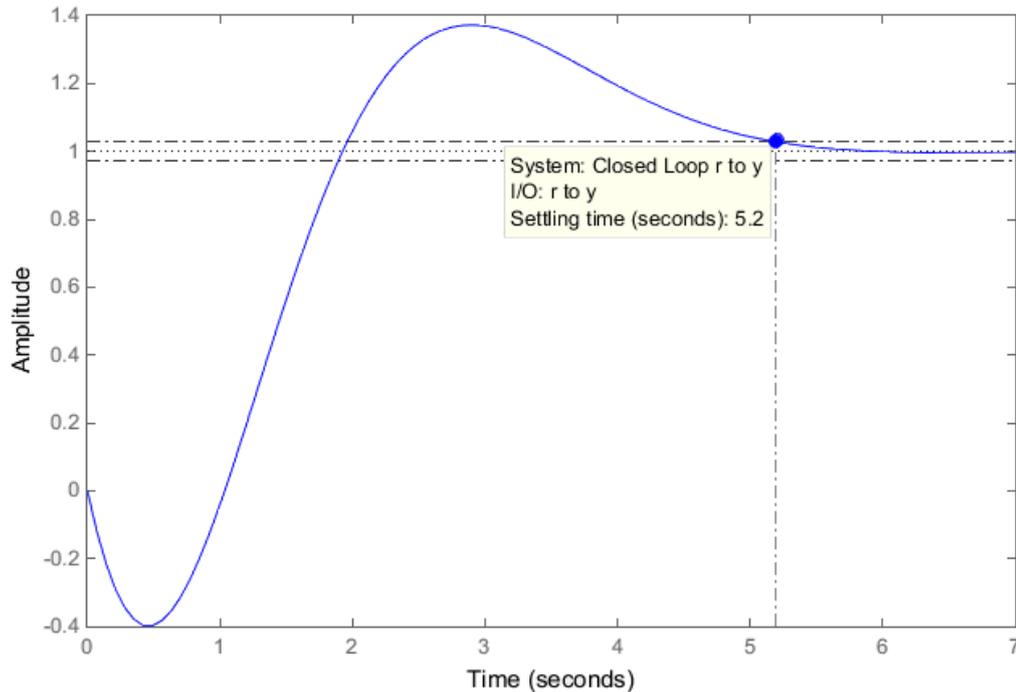


FONTE: do Autor

A função de transferência do compensador resultante do projeto pelo método do lugar geométrico das raízes para o modelo Kaplan é exibida na Equação (42).

$$C_K(s) = \frac{1,051s^2 + 2,007s + 0,9559}{s} = \frac{1,0515(s + 1)(s + 0,9091)}{s} \quad (42)$$

Adicionando o compensador ao sistema, a resposta ao degrau unitário, por sua vez, fica exibida na Figura 37.

Figura 37 – Resposta ao Degrau Unitário – Método *Root Locus* – Modelo Francis

FONTE: do Autor

Verifica-se, na Figura 37, que o controlador obtido para o modelo Kaplan atende ao requisito de desempenho de possuir um tempo de acomodação inferior a 15 segundos.

A partir das funções de transferência dos controladores para os modelos Francis e Kaplan exibidas, respectivamente, nas Equações (39) e (42), obtém-se os parâmetros de ajuste, segundo o método do lugar geométrico das raízes, os quais são expostos no Quadro 8 para ambos os modelos de turbina.

Nota-se que tal método resulta em um controlador de estrutura PID cujos ganhos proporcional, integral e derivativo assumem, respectivamente, os valores de 1,317, 0,220 e 1,756, para o modelo de turbina Francis, e 2,007, 0,956 e 1,051 para o modelo de turbina Kaplan.

Quadro 8 – Parâmetros de Sintonia segundo o Método do Lugar Geométrico das Raízes

Modelo/Parâmetros	$K_P$	$K_I$	$K_D$
<b>FRANCIS</b>	1,317	0,220	1,756
<b>KAPLAN</b>	2,007	0,956	1,051

FONTE: do Autor

Ressalta-se, entretanto, que a aplicação do método do Lugar Geométrico das Raízes tal como realizada neste trabalho consiste em uma aplicação teórica do método. Isso porque, além da implementação da ação derivativa resultar em um sistema sensível a ruídos de alta frequência, haja vista o aumento do ganho com o aumento da frequência, tal implementação não é possível na prática, já que o número de zeros supera o número de polos. Com o intuito de tornar tal método realizável do ponto de vista prático, tem-se a necessidade da adição de um polo em alta frequência  $p_f$ , fazendo com que a ação derivativa ( $A_D$ ) assuma a forma apresentada na Equação (43).

$$A_D(s) = \frac{K_D \cdot s \cdot p_f}{s + p_f} \quad (43)$$

Finalizada a discussão e aplicação dos métodos de sintonia, o Quadro 9 sumariza os resultados encontrados para os parâmetros de controle conforme cada método abordado e para ambos os modelos de turbina.

Quadro 9 – Resumo dos Parâmetros de Sintonia

	<b>Método/Parâmetros</b>	<b>K<sub>p</sub></b>	<b>K<sub>i</sub></b>	<b>K<sub>d</sub></b>
<b>FRANCIS</b>	DANDENO et al. (1978)	0,769	0,062	-
	HAGIHARA et al. (1979)	1,215	0,115	1,296
	ZIEGLER-NICHOLS	1,115	0,183	1,700
	LUGAR DAS RAÍZES	1,317	0,220	1,756
<b>KAPLAN</b>	DANDENO et al. (1978)	1,255	0,308	-
	HAGIHARA et al. (1979)	2,340	0,878	0,632
	ZIEGLER-NICHOLS	1,817	0,764	1,080
	LUGAR DAS RAÍZES	2,007	0,956	1,051

FONTE: do Autor

## 6 SIMULAÇÕES E RESULTADOS

Neste capítulo são realizadas as simulações de um sistema radial com o objetivo de avaliar e confrontar o comportamento de turbinas Francis e Kaplan, além de comparar os métodos de sintonia, discutidos no quinto capítulo, aplicados ao regulador de velocidade do sistema. Para tal, utilizam-se versões educacionais dos softwares comerciais ANAREDE® e ANATEM®, ambos desenvolvidos pelo CEPEL, e amplamente utilizados nas empresas de energia elétrica brasileiras.

Segundo o CEPEL, enquanto o ANAREDE® consiste em um programa computacional para análise de sistemas elétricos de potência em regime permanente, o ANATEM® é utilizado na análise do regime dinâmico desses sistemas. Ambos se valem de métodos numéricos iterativos, consagrados na literatura, para a resolução das equações diferenciais que descrevem o sistema elétrico de potência de maneira a satisfazer critérios de convergência através de aproximações sucessivas. (SANTOS, 2012).

Portanto, para uma análise de estabilidade do sistema em estudo, em um primeiro momento o sistema será simulado no ANAREDE® para convergência de um caso de fluxo de potência e definição das condições iniciais. Posteriormente, esse caso simulado será utilizado no ANATEM® que, a partir de eventos e contingências aplicados, permitem analisar o comportamento das variáveis do sistema, como tensão, frequência elétrica, potência elétrica e mecânica, ângulo de carga, etc.

Como auxílio para execução das simulações deste capítulo, utilizou-se o manual do software ANATEM®, disponível em CEPEL (2010).

### 6.1 DADOS PARA AS SIMULAÇÕES

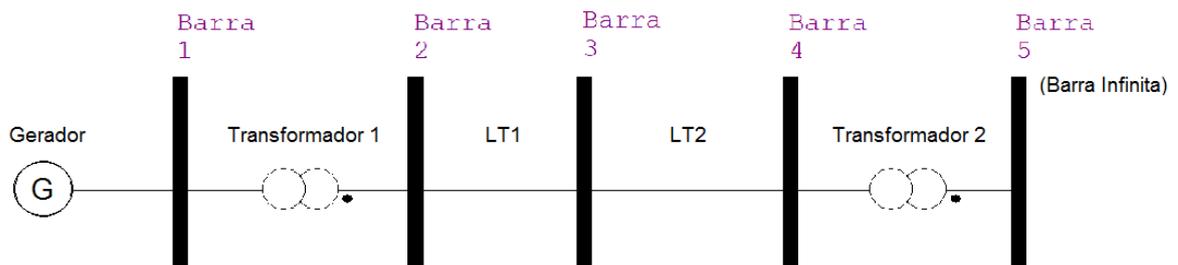
O sistema estudado consiste em um sistema radial composto por cinco barras numeradas sequencialmente. A barra 1 é aquela onde está conectado o gerador síncrono, enquanto que a barra 5 comporta-se como uma barra infinita, ou seja, ela tem a função de modelar um extenso sistema de potência conectado ao sistema radial. O diagrama unifilar referente ao sistema radial é apresentado na Figura 38.

Verifica-se a presença de dois transformadores conectados, respectivamente, às barras 1 e 2 e às barras 4 e 5. A conexão da segunda barra com a terceira e,

desta com a quarta barra, é feita por meio de duas linhas de transmissão, chamadas LT1 e LT2, nessa ordem.

Os dados dos componentes elétricos que constituem o sistema radial e são utilizados na análise do fluxo de potência pelo ANAREDE® são exibidos no Quadro 10. Ressalta-se que se trata de dados reais extraídos de sistemas existentes.

Figura 38 – Sistema Radial em Estudo - ANAREDE®



FONTE: do Autor

Quadro 10 – Dados Elétricos do Sistema Radial (Valores em % na base de 100 MVA)

Parâmetro	Descrição	Valor
TAP-TR1	Relação entre as tensões do primário e secundário do Transformador 1	1,00
TAP-TR2	Relação entre as tensões do primário e secundário do Transformador 2	1,00
X-TR1 (%)	Reatância percentual do Transformador 1	1,90
X-TR2 (%)	Reatância percentual do Transformador 2	64,2
R-LT1 (%)	Resistência percentual da Linha de Transmissão 1 (LT1)	14,37
R-LT2 (%)	Resistência percentual da Linha de Transmissão 2 (LT2)	139,79
X-LT1 (%)	Reatância percentual da Linha de Transmissão 1 (LT1)	17,21
X-LT2 (%)	Reatância percentual da Linha de Transmissão 2 (LT2)	167,41
B-LT1 (Mvar)	Susceptância da Linha de Transmissão 1 (LT1)	0,029
B-LT2 (Mvar)	Susceptância da Linha de Transmissão 2 (LT2)	0,284

FONTE: do Autor

Com relação ao gerador síncrono, foi utilizado o modelo predefinido MD02, extraído do manual do software ANATEM®, o qual representa uma máquina síncrona de polos salientes com um enrolamento de campo e dois enrolamentos amortecedores, sendo um no eixo direto e outro no eixo em quadratura. O modelo MD02 completo consta no Anexo A deste trabalho.

Os dados dos geradores síncronos empregados nas simulações são apresentados no Quadro 11. Ressalta-se que se trata de máquinas reais empregadas em pequenas centrais hidrelétricas (PCHs).

Para a representação da barra infinita na barra 5 faz-se uso do modelo MD01 com os seus parâmetros nulos, conforme sugere o manual do software ANATEM®. Tal modelo é apresentado no Anexo B deste trabalho.

Quadro 11 – Dados dos Geradores Síncronos

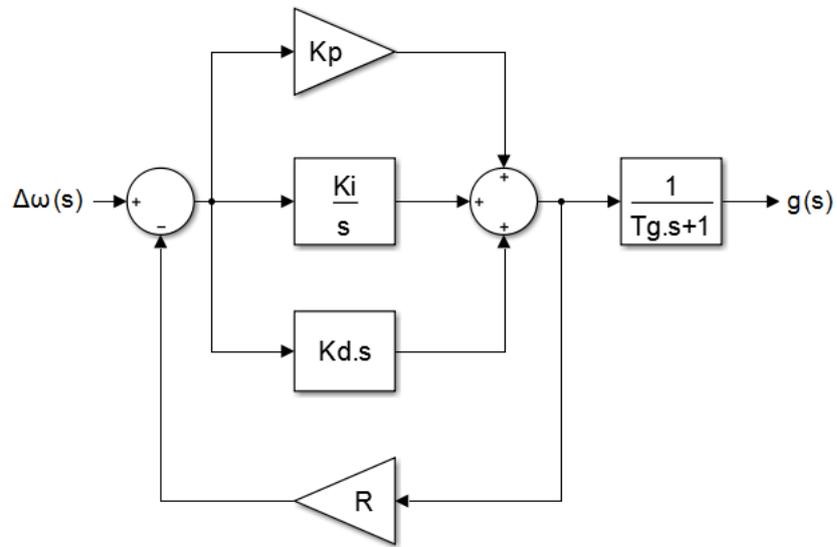
Parâmetro	Descrição	Francis	Kaplan
$X_d$ (%)	Reatância Síncrona de Eixo Direto	83,0	107,1
$X_q$ (%)	Reatância Síncrona de Eixo em Quadratura	80,0	66,6
$X'_d$ (%)	Reatância Transitória de Eixo Direto	33,0	18,7
$X''_d$ (%)	Reatância Subtransitória de Eixo Direto	18,0	14,7
$X_l$ (%)	Reatância de Dispersão da Armadura	18,27	18,27
$T'_d$ (s)	Constante de Tempo Transitória de Eixo Direto	0,953	1,424
$T''_d$ (s)	Constante de Tempo Subtransitória de Eixo Direto	0,0135	0,0038
$T''_q$ (s)	Constante de Tempo Subtransitória de Eixo em Quadratura	0,033	0,033
H (s)	Constante de Inércia do Conjunto Turbina-Gerador	2,40	1,17
D (pu)	Constante de Amortecimento	1,00	1,00
S (MVA)	Potência Aparente Nominal	3,2	5,0
F (Hz)	Frequência Nominal	60,0	60,0
Po (MW)	Despacho Potência Ativa do Gerador Síncrono	2,5	4,0

FONTE: do Autor

O regulador de velocidade utilizado nas simulações é aquele exibido na Figura 26, o qual é reproduzido novamente na Figura 39. Os parâmetros de controle são aqueles oriundos dos métodos de sintonia, enquanto que o estatismo permanente e a constante de tempo do servomotor assumem valores fixos de 0,05 (5%) e 0,5 segundos, respectivamente. Além disso, um limitador é adicionado à estrutura do regulador com o intuito de garantir que o gerador opere dentro de limites seguros. O seu esquemático completo é apresentado no Apêndice A deste trabalho.

Ainda, para as simulações no sistema radial, fez-se uso do regulador de tensão predefinido MD09, extraído do manual do software ANATEM®. O modelo do regulador de tensão e os testes realizados para o seu ajuste, assim como os valores definidos para os seus parâmetros, são exibidos no Apêndice B deste trabalho.

Figura 39 – Regulador de Velocidade Utilizado no Estudo



FONTE: do Autor

Definidos os modelos de geradores e reguladores, seus respectivos parâmetros e o sistema a ser estudado, pode-se dar início à implementação no software e realização das simulações. O modelo do regulador de velocidade, visto que se trata de um modelo definido pelo usuário, é realizado em CDU (Controle Definido pelo Usuário), sendo o código utilizado na implementação disponibilizado no Apêndice C deste trabalho.

## 6.2 DADOS DE EVENTOS

Para as simulações, adotam-se dois eventos cuja função é perturbar o sistema a fim de que se possa investigar o seu comportamento dinâmico. Esses eventos são os seguintes:

- Evento 1: Degrau de 1% aplicado no instante de 1 segundo na referência do regulador de velocidade. Monitora-se a potência mecânica do gerador.
- Evento 2: Aplicação e remoção de curto-circuito trifásico por 80 ms na barra 2 do sistema radial da Figura 38. Monitoram-se a tensão na barra do gerador, as potências elétrica e mecânica geradas, a frequência elétrica do sistema e o ângulo de carga.

### 6.3 RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES

Esta seção apresenta os resultados das simulações; sendo, portanto, dividida em duas subseções de acordo com o evento a ser aplicado.

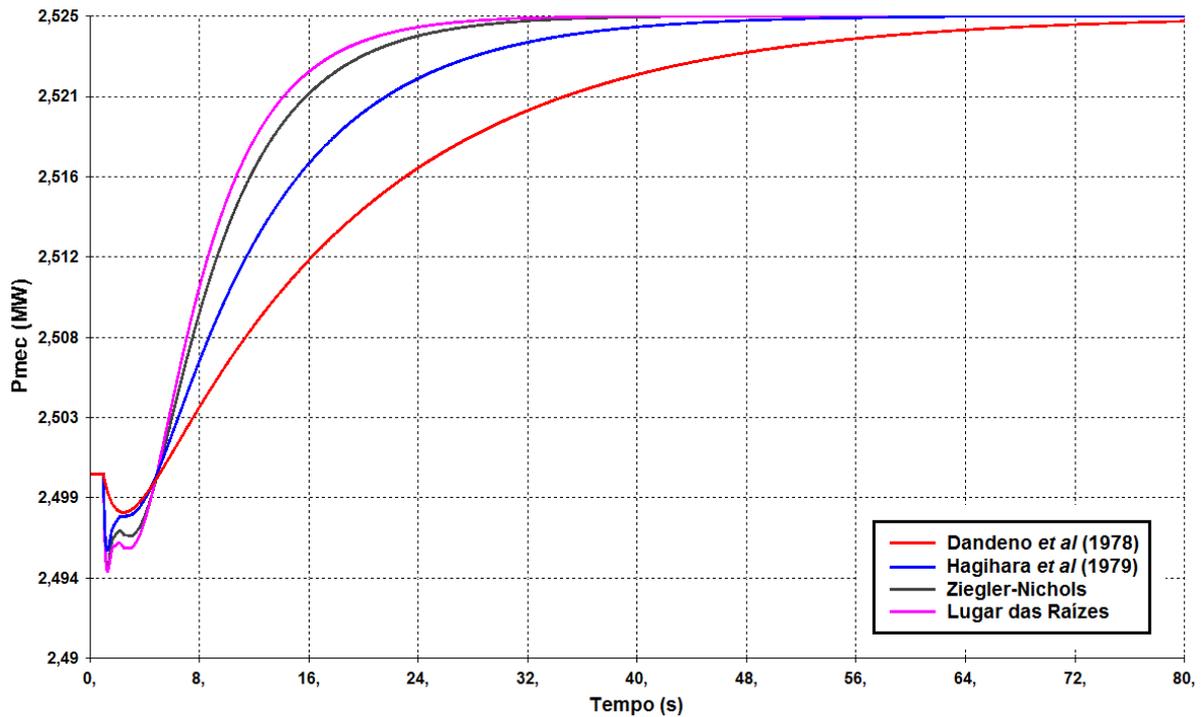
#### 6.3.1 Evento 1: Degrau de 1% na Referência do Regulador de Velocidade

Para o primeiro evento, tem-se a aplicação de um degrau de 1% na referência do regulador de velocidade. Visto que o sistema se encontra conectado a uma barra infinita e, portanto, a frequência tende a manter-se constante, espera-se, com esse evento, que a potência mecânica acompanhe o degrau aplicado na referência. Assim, a potência mecânica gerada deve estabilizar-se em 1,01 pu em um tempo adequado com o sistema físico do conjunto turbina-gerador.

A Figura 40 ilustra os resultados obtidos para o modelo Francis com a realização do primeiro evento no sistema radial em estudo.

Nota-se uma diferença no comportamento transitório (até 4 segundos) quando se compara o método de Dandeno et al. (1978) com os demais. Isso se dá devido à mudança na estrutura do controlador, sendo uma configuração PI no caso de Dandeno et al. (1978) e uma configuração PID para os métodos restantes. Além disso, verifica-se que o *undershoot* das respostas possui uma relação inversa com o tempo de acomodação. Por exemplo, o método do Lugar Geométrico das Raízes apresenta o maior *undershoot* ao passo que sua resposta é a que possui o menor tempo de acomodação, o que se repete para cada método de sintonia. Entretanto, enquanto o *undershoot* varia de forma insignificante entre os métodos propostos, o tempo de acomodação apresenta uma considerável variação.

Figura 40 – Potência Mecânica (MW) – Modelo Francis – Evento 1



FONTE: do Autor

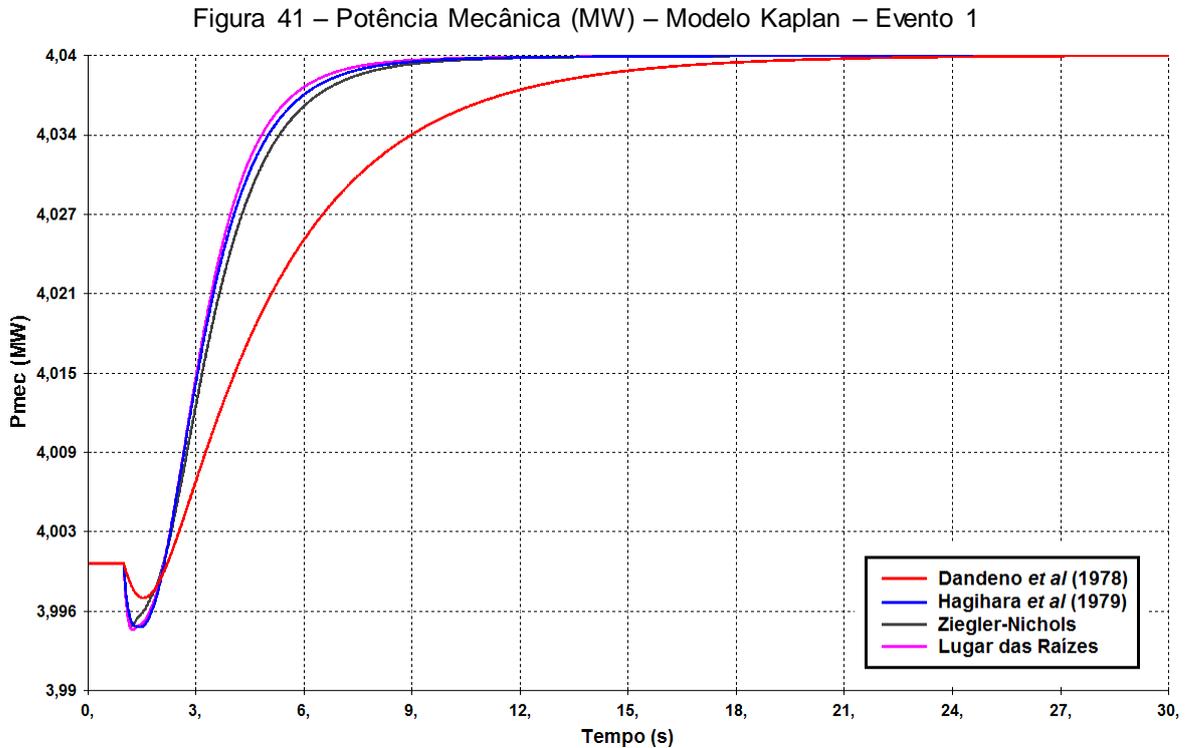
Enquanto que o método do Lugar Geométrico das Raízes proporciona um tempo de acomodação de 24 segundos, o método de Ziegler-Nichols apresenta 27,6 segundos para esse parâmetro, o qual pode chegar a 40,8 segundos para o método proposto por Hagihara et al. (1979) e a 70,2 segundos para o método proposto por Dandeno et al. (1978). Os altos valores para os tempos de acomodação desses dois últimos têm relação com o baixo ganho integral ( $K_I$ ) destes métodos em comparação às outras duas metodologias de sintonia.

Ainda a respeito da Figura 40, percebe-se que todos os métodos de sintonia levam a respostas que tendem a atingir, em regime permanente, o valor de 2,525 MW, isto é, 1,01 pu do despacho de 2,5 MW referente ao modelo Francis.

Para o modelo Kaplan, os resultados são exibidos na Figura 41.

A partir da Figura 41, percebe-se um comportamento muito semelhante àquele referente ao modelo Francis. A diferença mais nítida diz respeito ao tempo de acomodação das respostas, o qual é inferior para o modelo Kaplan quando comparado ao modelo Francis. Além disso, com exceção do método proposto por Dandeno et al. (1978), não há uma discrepância tão significativa entre os demais métodos de sintonia propostos. Também, tem-se mais uma vez que o *undershoot*,

característica típica de sistemas de fase não mínima como as turbinas hidráulicas, não alcança valores relevantes.



FONTE: do Autor

Acerca da Figura 41, o método do Lugar Geométrico das Raízes proporciona o menor tempo de acomodação, sendo igual a 6,7 segundos. Já o método de Ziegler-Nichols apresenta 7,7 segundos para esse parâmetro. Para os métodos propostos por Hagihara et al. (1979) e por Dandeno et al. (1978), o tempo de acomodação assume, respectivamente, os valores de 7,1 segundos e 15,6 segundos.

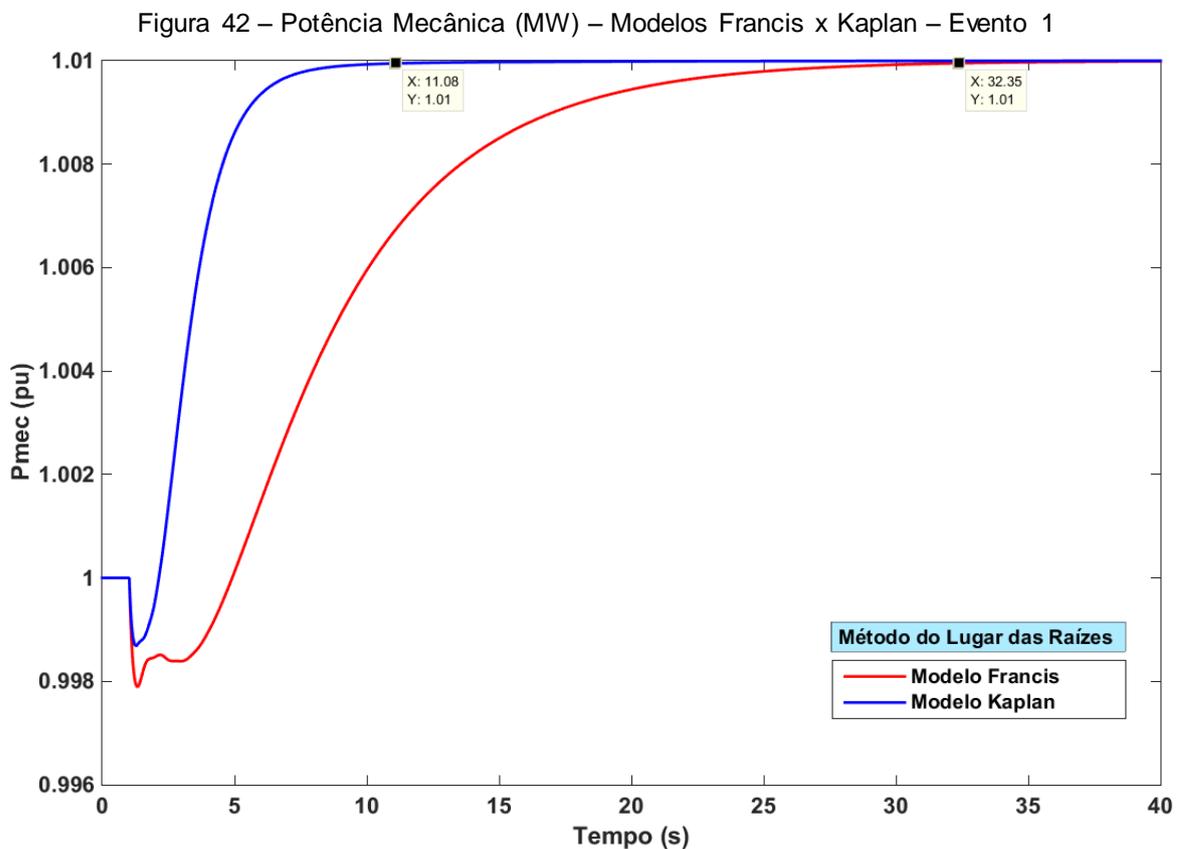
Aqui, os métodos de sintonia levam a respostas que tendem a atingir, em regime permanente, o valor de 4,04 MW, uma vez que o despacho de potência para o modelo Kaplan corresponde a 4,0 MW. Novamente verifica-se uma tendência das respostas seguirem o degrau de 0,01 pu aplicado na referência do regulador de velocidade.

A fim de se comparar os resultados das Figuras 40 e 41 para ambos os modelos abordados neste trabalho, adotou-se como referência o método de sintonia do Lugar Geométrico das Raízes, visto que o mesmo possui o menor tempo de acomodação dentre os métodos propostos para este evento. De modo a tornar

possível essa comparação, converteram-se os valores de potência mecânica de ambos os modelos para o sistema pu através do software MATLAB®.

Assim, a Figura 42 retrata a comparação dos modelos Francis e Kaplan, segundo o método do Lugar Geométrico das Raízes, para um degrau de 1% aplicado na referência do regulador de velocidade.

Nota-se uma dinâmica mais lenta por parte do modelo Francis, o que é reflexo da constante de partida da água ( $T_W$ ) ser maior para esse modelo. Isso vem ao encontro do que é apresentado na literatura, visto que é de se esperar que um modelo cuja constante que representa a dinâmica da água assuma valores superiores tenha, portanto, uma resposta mais lenta (vide resultados da Figura 18).



FONTE: do Autor

Dessa forma, ao passo que o erro em regime permanente é zerado para o modelo Kaplan após aproximadamente 10 segundos da aplicação do evento, o mesmo só ocorre no instante de 32,35 segundos para o modelo Francis.

Ressalta-se que os tempos de acomodação obtidos para as Figuras 40 e 41 têm como referência o intervalo de 0,9998 pu a 1,0002 pu, o que equivale a 0,02%

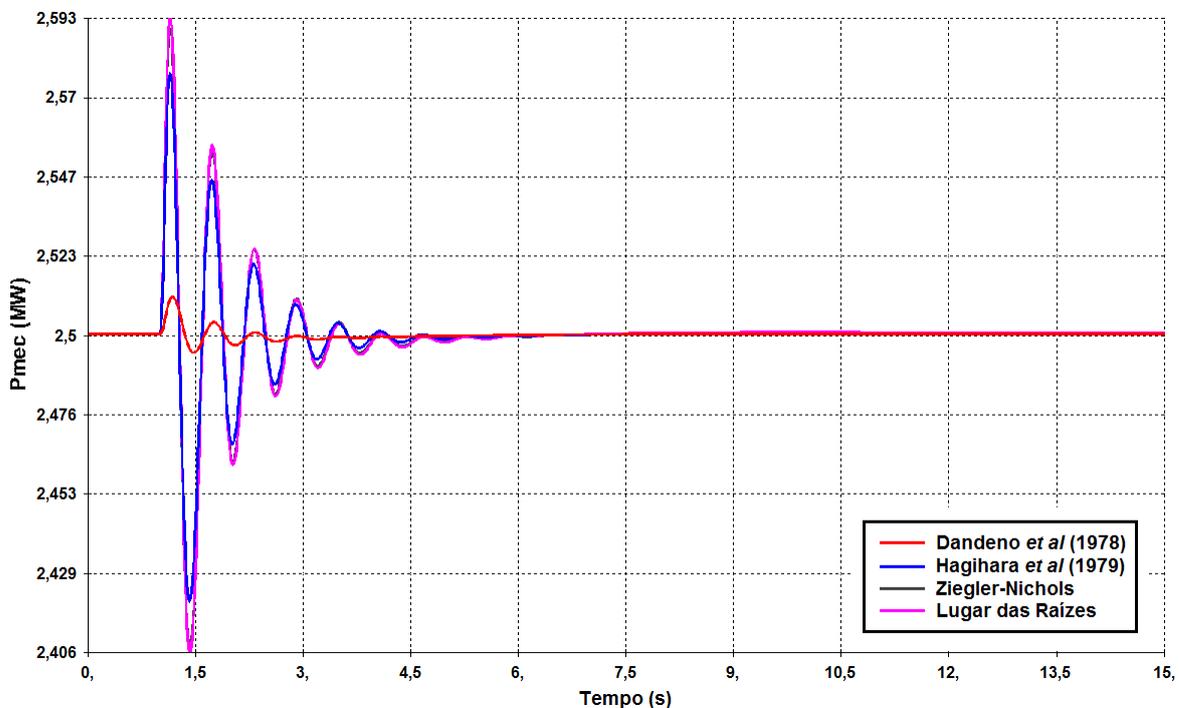
do valor em regime permanente. Definiu-se assim devido à baixa magnitude do degrau aplicado à referência do regulador de velocidade.

### 6.3.2 Evento 2: Curto-Circuito Trifásico de 80 ms na Barra 2 do Sistema

Para o segundo evento, tem-se a aplicação de um curto-circuito trifásico à segunda barra do sistema radial exposto na Figura 39 no instante de 1,00 segundo e remoção do mesmo no instante de 1,08 segundos, totalizando 80 ms da perturbação. São monitoradas as variáveis: tensão elétrica, potência elétrica, potência mecânica, frequência elétrica e ângulo de carga.

Com exceção da potência mecânica, as demais variáveis apresentam uma variação desprezível entre os métodos de sintonia; sendo, portanto, exibidas no Apêndice D deste trabalho. A potência mecânica, por sua vez, é ilustrada na Figura 43 para o modelo Francis referente à realização do segundo evento no sistema radial.

Figura 43 – Potência Mecânica (MW) – Modelo Francis – Evento 2



FONTE: do Autor

Nota-se da Figura 43 que o método proposto por Dandeno et al. (1978) aparenta exibir uma resposta mais bem amortecida em relação aos demais. No

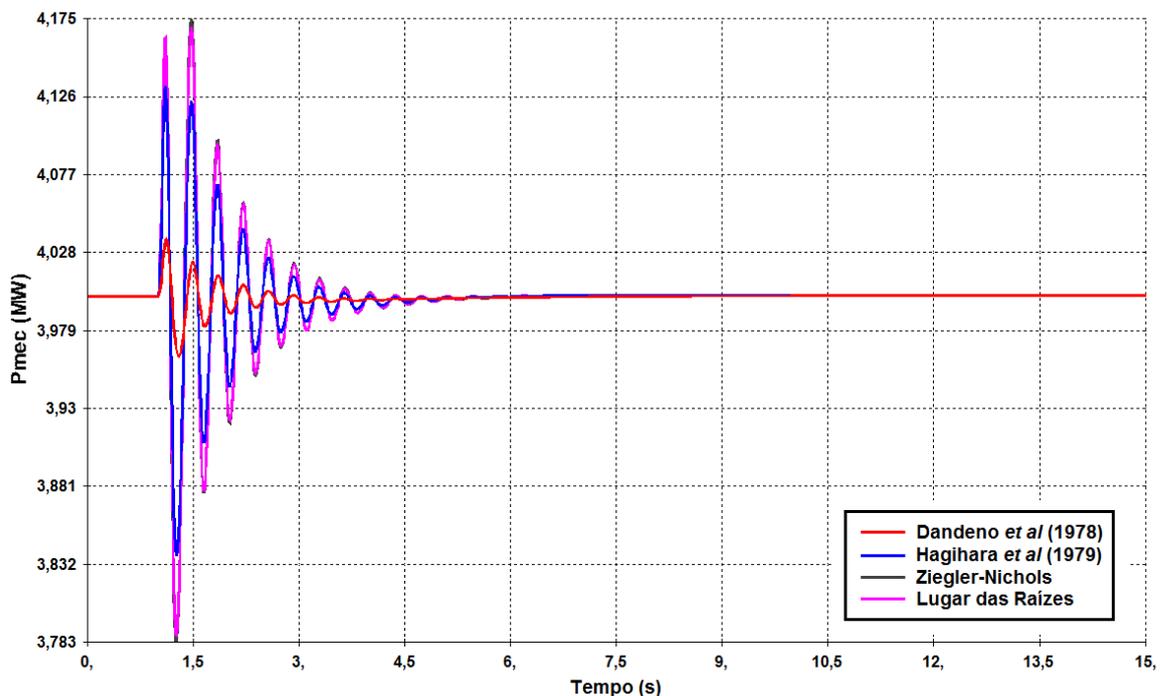
entanto, ao se comparar o primeiro pico das curvas dos métodos de Dandeno et al. (1978) e do Método de *root locus*, percebe-se que esse último é apenas 3,2% maior. Obtém-se no evento 2, portanto, uma potência mecânica bem amortecida para os métodos, visto que a mesma não ultrapassa o intervalo de 0,96 pu a 1,04 pu.

Com relação aos tempos de acomodação, adotando-se o intervalo de 0,9998 pu a 1,0002 pu, também não são percebidas grandes diferenças entre os métodos. De fato, o maior tempo de acomodação, observado para os métodos de Ziegler-Nichols e do Lugar Geométrico das Raízes, corresponde a 5,4 segundos, enquanto que o menor, referente ao método de Dandeno et al. (1978), alcança cerca de 4,2 segundos.

Portanto, apesar da escala utilizada para o eixo das ordenadas sugerir diferenças razoáveis entre os métodos, não o há, conforme dados levantados. Uma possível justificativa para diferenciar o comportamento observado no método de Dandeno et al. (1978) é com relação à estrutura do controlador, pois esse consiste em um controlador PI e, os outros métodos, assumem a configuração PID.

De forma análoga, para o modelo Kaplan, a Figura 44 exibe a potência mecânica para os quatro métodos de sintonia propostos. As demais variáveis podem ser observadas no Apêndice D deste trabalho.

Figura 44 – Potência Mecânica (MW) – Modelo Kaplan – Evento 2

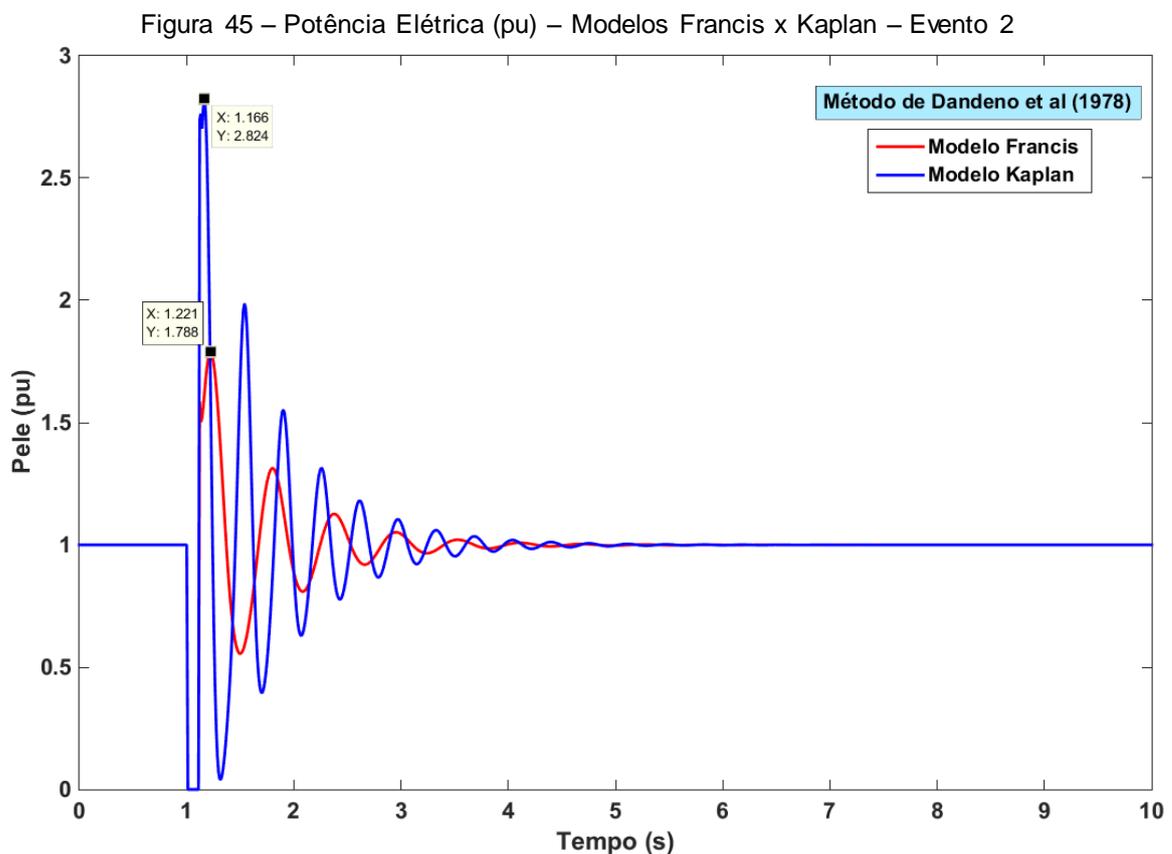


FONTE: do Autor

Como no modelo Francis, a Figura 44 traz um comportamento similar para os métodos de sintonia. Aqui, a potência mecânica mantém-se no intervalo de 0,94 pu a 1,04 pu para o pior caso - Método do Lugar Geométrico das Raízes. Além disso, o valor de pico para esse método supera em apenas 3,4% o valor de pico do método proposto por Dandeno et al. (1978).

Novamente, os tempos de acomodação não apresentam variação significativa, sendo o menor igual a 4,4 segundos – Hagihara et al. (1979) – e o maior cerca de 5,4 segundos, correspondente ao método de Dandeno et al. (1978). Como critério para o tempo de acomodação adotou-se novamente o intervalo de 0,02% do valor em regime permanente, resultando no intervalo de 0,9998 pu a 1,0002 pu.

A fim de se comparar os modelos Francis e Kaplan para o segundo evento, as Figuras 45 e 46 ilustram, respectivamente, as variáveis potência elétrica e potência mecânica segundo o método de Dandeno et al. (1978). Para facilitar a comparação, os dados das simulações extraídas do software ANATEM® foram manipulados e convertidos para o sistema pu, por meio do software MATLAB®.

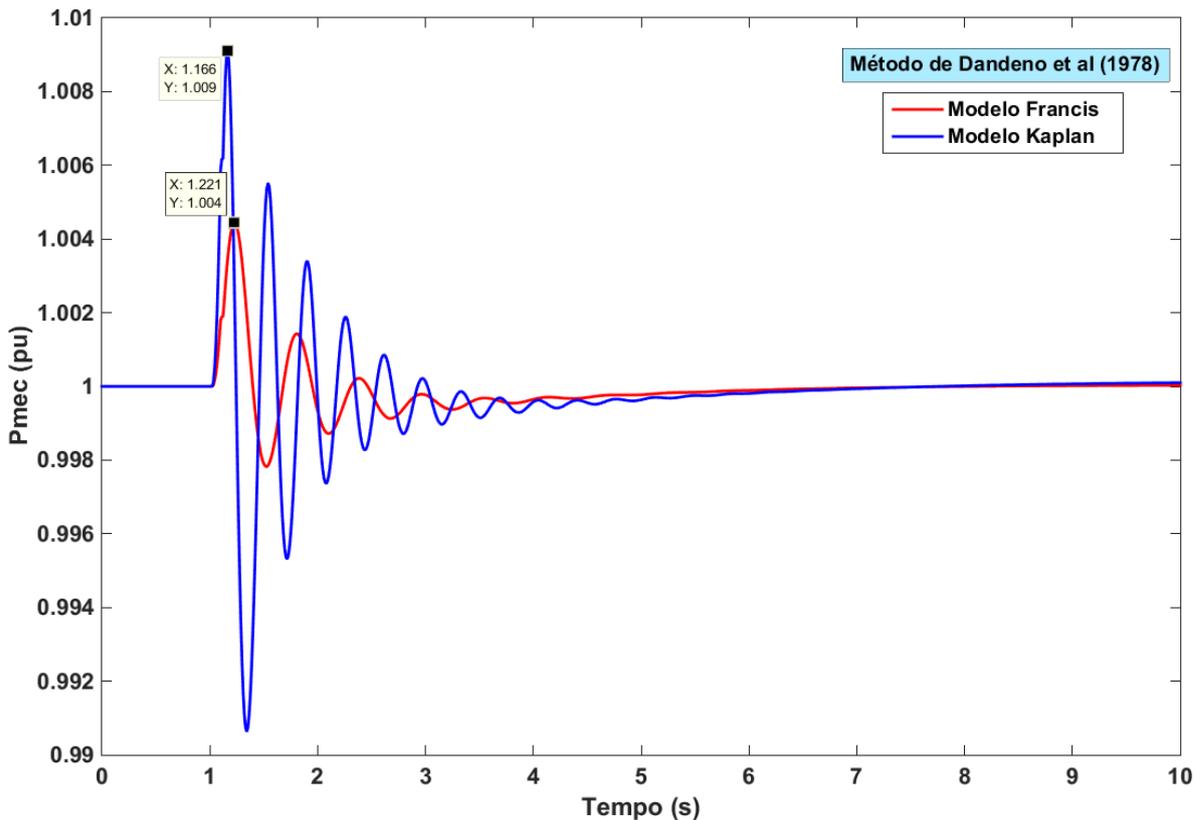


FONTE: do Autor

A partir da Figura 45, verifica-se que o modelo Francis apresenta um comportamento mais amortecido com relação ao modelo Kaplan para o método de ajuste proposto por Dandeno et al. (1978). Entretanto, com base na análise das Figuras 43 e 44 pode-se estender essa afirmação para os demais métodos de sintonia. Enquanto o modelo Kaplan atinge um pico de 2,82 pu (cerca de 11,3 MW), o modelo Francis alcança o valor de 1,79 pu, o equivalente a 4,8 MW.

O tempo de acomodação dos modelos não representa uma grande diferença entre eles, sendo igual a 5,8 segundos para o modelo Francis e a 6,1 segundos para o modelo Kaplan. Todavia, percebe-se da Figura 45 que o erro encontra-se praticamente zerado a partir do instante de 5 segundos. Outra importante observação com relação à Figura 45 é o fato de a potência elétrica atingir o zero no instante de aplicação do curto-circuito, o que é devido à topologia radial do sistema.

Figura 46 – Potência Mecânica (pu) – Modelos Francis x Kaplan – Evento 2



FONTE: do Autor

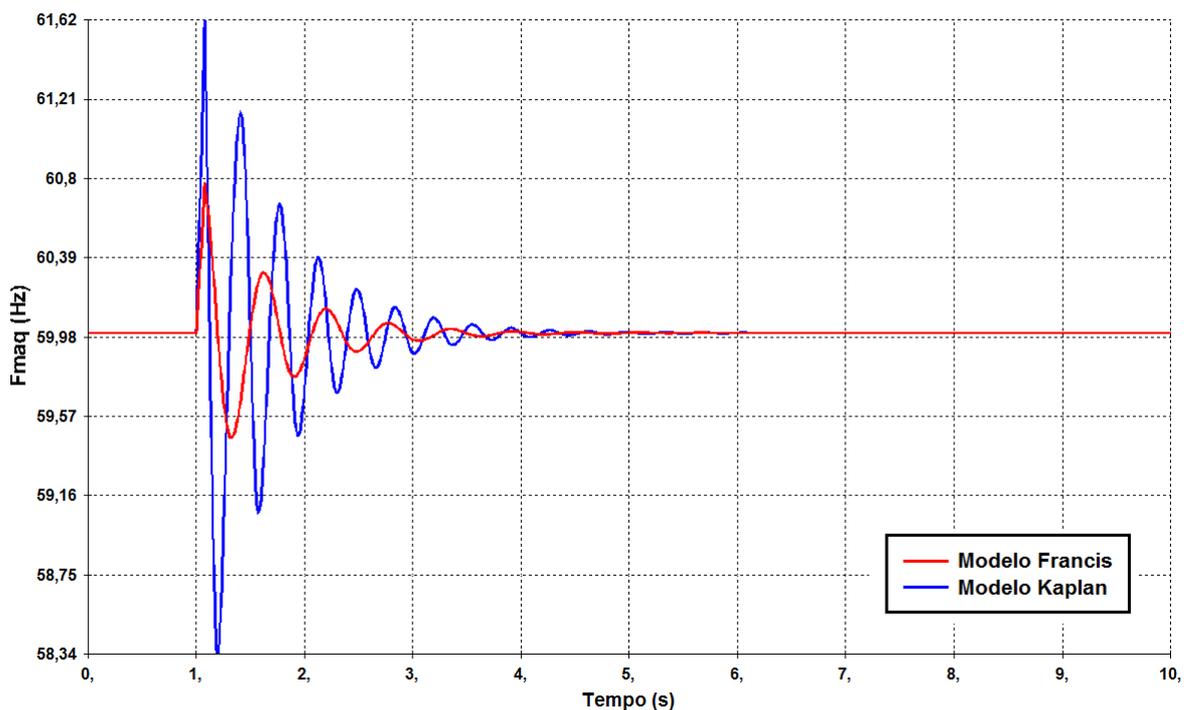
Da Figura 46, novamente verifica-se um comportamento mais amortecido para o modelo Francis. Isso ocorre pelo fato de o gerador Francis apresentar uma constante de inércia  $H$  igual a 2,4 segundos, superior à constante de inércia do

gerador Kaplan de 1,17 segundos. Nesse caso, pode-se enxergar o gerador Francis como sendo “mais pesado”, isto é, menos suscetível a perturbações do sistema. Por outro lado, o gerador Kaplan pode ser visto como “mais leve” segundo essa analogia, estando sob maior influência das contingências ocorridas na rede e, portanto, apresentando um comportamento mais oscilatório e menos amortecido.

A potência mecânica alcança um valor de 1,004 pu para o modelo Francis e de 1,009 pu para o modelo Kaplan, ao passo que os tempos de acomodação ficam em torno de 4,6 segundos para o primeiro modelo e de 5,2 segundos para o segundo modelo.

A Figura 47, por sua vez, apresenta a frequência elétrica devido à perturbação aplicada no segundo evento. As curvas para a tensão elétrica e para o ângulo de carga são apresentadas no Apêndice D deste trabalho.

Figura 47 – Frequência Elétrica (Hz) – Modelos Francis x Kaplan – Evento 2



FONTE: do Autor

Conforme já discutido, verifica-se um comportamento menos amortecido para o modelo Kaplan em relação ao modelo Francis ao se analisar a Figura 47. Ao passo que a frequência elétrica atinge o valor de 61,6 Hz para o modelo Kaplan, o valor máximo alcançado pela frequência elétrica para o modelo Francis é de 60,8 Hz. Os tempos de acomodação, mais uma vez muito próximos, assumem os valores de 3,9

segundos para o modelo Francis e de 4,6 segundos para o modelo Kaplan. O erro em regime permanente torna-se nulo a partir do instante de 6 segundos de simulação.

Ressalta-se que a aplicação do segundo evento se configura como uma alteração momentânea dos parâmetros da rede, mais precisamente no que diz respeito à reatância equivalente vista pelo gerador.

No próximo capítulo são apresentadas as conclusões deste trabalho com base nos resultados apresentados nesta seção. Reforça-se que os demais resultados, omitidos no corpo deste trabalho por não acrescentarem informações relevantes ao seu desenvolvimento, são exibidos no Apêndice D deste documento.

## 7 CONCLUSÕES

Este trabalho apresenta a comparação de quatro metodologias clássicas de sintonia de reguladores de velocidade para turbinas hidráulicas propostas na literatura de estabilidade de sistemas de potência e de sistemas de controle. Além disso, são confrontados os modelos de turbinas de reação Francis e Kaplan, do ponto de vista do estudo de estabilidade, para a conexão de uma PCH em um mesmo ponto de um sistema radial de potência com parâmetros reais.

Para tal, são introduzidos conceitos básicos do estudo de estabilidade e de turbinas hidráulicas, assim como são obtidos e ilustrados os modelos dos componentes utilizados nesses estudos. Na maioria das vezes, para o propósito que se deseja alcançar através destes estudos, tais modelos são linearizados e reduzidos, o que permite a simplificação das simulações; sem, entretanto, comprometer a fidedignidade dos resultados encontrados.

A partir da aplicação dos métodos de sintonia a um sistema radial real conectado a uma barra infinita e alimentado por um gerador síncrono, ora acionado por uma turbina Francis, ora acionado por uma turbina Kaplan, permitiu-se inferir alguns fatos dos resultados obtidos com a aplicação de perturbações ao sistema radial.

Com relação ao degrau aplicado na referência do regulador de velocidade, as respostas mais rápidas foram obtidas para o método do Lugar Geométrico das Raízes, tanto para o modelo Francis, quanto para o modelo Kaplan. Em ambos os modelos observou-se uma relação inversa entre o tempo de acomodação e o ganho integral  $K_I$  do regulador, de modo que quanto maior este, mais bem acomodada era a resposta. Verificou-se, ainda, uma expressiva diferença na dinâmica entre os dois modelos de turbina; alcançando, o modelo Kaplan, erro nulo em regime permanente cerca de três vezes mais rápido que o modelo Francis. Isso ocorre pelo fato de a constante  $T_w$  ser comumente menor para o modelo Kaplan do que para o modelo Francis.

Acerca do curto-circuito, obteve-se uma semelhança no comportamento do sistema para os métodos de sintonia, com uma ligeira diferença para o método de Dandeno et al. (1978). Em ambos os modelos, a máxima discrepância do valor de pico entre os métodos não ultrapassou 4%, enquanto que o tempo de acomodação não superou a variação de 1,2 segundos para o modelo Francis e de 1,0 segundo

para o modelo Kaplan. Comparando-se os modelos, encontrou-se um overshoot 58% maior para o modelo Kaplan, o que é consequência da constante de inércia  $H$  ser inferior para esse modelo, fazendo com que esse sistema apresente oscilações de maior amplitude do que aquele composto por turbina Francis.

Assim, apesar de os métodos clássicos de sintonia terem proporcionado respostas semelhantes entre si e de garantir um comportamento estável ao sistema, os mesmos devem ser vistos como estimativas iniciais para a realização de um ajuste fino dos reguladores de velocidade. Na prática, isso é feito tendo em vista a obtenção do melhor comportamento da usina geradora para uma série de perturbações aplicadas ao sistema em que se encontra conectada a usina.

Por outro lado, diferenças importantes entre os modelos de turbina Francis e Kaplan foram evidenciadas a partir dos resultados deste trabalho. Ao passo que o modelo de turbina Francis apresenta respostas mais lentas e com oscilações de menor amplitude, o modelo de turbina Kaplan resulta em um sistema de dinâmica mais rápida e com oscilações de maior amplitude, o que ocorre por conta dos diferentes valores para representar a dinâmica da água e a inércia entre os modelos.

Muitas vezes, em estudos de estabilidade como o realizado neste trabalho, não se dispõe de todas as variáveis e modelos do sistema; devendo-se, portanto, adotar simplificações e valores típicos da literatura para determinadas grandezas. Ademais, no âmbito dos sistemas de potência, o uso de simulações como aqui realizadas continuará sendo a melhor opção para os estudos de planejamento, operação e inserção de usinas, haja vista a impossibilidade da realização de ensaios de campo que contemplem o estudo de estabilidade na sua totalidade.

Para trabalhos futuros, sugere-se a aplicação de metodologias de sintonia mais modernas e autônomas ao regulador de velocidade, tendo em vista o projeto de controladores visando melhorar a resposta do sistema aos distúrbios ocorridos na rede. Além disso, recomenda-se a extensão do estudo aqui realizado às turbinas Kaplan de dupla regulagem e às turbinas Pelton e Bulbo. Também, propõe-se a realização deste estudo de estabilidade em um sistema multimáquinas, onde mais usinas possam contribuir no comportamento das variáveis elétricas do sistema e não exista a influência da barra infinita nas simulações.

## 8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABDOLMALEKI, M. et al. Optimal tuning of temporary droop structure governor in the hydro power plant. In: IEEE INTERNATIONAL POWER AND ENERGY CONFERENCE, 2., 2008, Johor Bahru, Malásia. **Proceedings...** New York: IEEE, 2009. p 100-105.

ANDERSON, P. M.; FOUAD, A. A. **Power System Control and Stability**. 2nd ed. Ames, Iowa: The Iowa State University Press, 2002.

BIN NG, T., WALKER, G. J., SARGISON, J. E., 2004. **Modelling of Transient Behaviour in a Francis Turbine Power Plant**. In: Australasian Fluid Mechanics Conference, 15., 2004, Sydney, Austrália.

CAMPOS, M. C. **Máquinas Hidráulicas**. 2015. Curitiba. 89 p. Notas de aula.

CENTRO DE PESQUISAS EM ENERGIA ELÉTRICA. **Programa ANATEM: Manual do Usuário V10.04.05**. 2010. 412 p. Manual de Software.

CENTRO DE PESQUISAS EM ENERGIA ELÉTRICA. **Todos os Programas Computacionais**. Disponível em <<http://www.cepel.br/produtos/todos-os-programas-computacionais/>>. Acesso em: Novembro de 2018.

COSTA, A. J. A. S. **Turbinas Hidráulicas e Condutos Forçados**. 2003. UFSC. 8 p. Notas de aula.

DANDENO, P. L. et al. Hydraulic unit dynamic performance under normal and islanding conditions – analysis and validation. **IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems**, v. PAS-97, n. 6, p. 2134-2143, Nov./Dec. 1978.

DE MELLO, F. P. **Dinâmica e Controle da Geração**. [S.l. : s.n.], 1979.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Anuário Estatístico de Energia Elétrica de 2017**. Brasília: 2017. 232 p. Disponível em <<http://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-160/topico-168/Anuario2017vf.pdf>>. Acesso em: Maio de 2018.

HAGIHARA, S. et al. Stability of a hydraulic turbine generating unit controlled by P.I.D. governor. **IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems**, v. PAS-98, n. 6, p. 2294-2298, Nov. 1979.

HOVEY, L. M. Optimum adjustment of hydro governors on Manitoba hydro system. **Transactions of the American Institute of Electrical Engineers, Part III**, v. 81, n. 3, p. 581-586, Abril 1962.

IEEE Committee Report. Dynamic models for steam and hydro turbines in power system studies. **IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems**, v. PAS-92, n. 6, p. 1904-1915, Nov. 1973.

IEEE Working Group. Hydraulic turbine and turbine control models for system dynamic studies. **IEEE Transactions on Power Systems**, v. 7, n. 1, p. 167-179, Fev. 1992.

IEEE/CIGRE Joint Task Force on Stability Terms and Definitions. Definition and classification of power system stability. **IEEE Transactions on Power Systems**, v. 19, n. 2, p. 1387-1401, Maio 2004.

KUNDUR, P. **Power System Stability and Control**. 1st ed. [S.l.]: McGraw-Hill, 1994.

LEMOS, F. A. B. **Proteção e Estabilidade de Sistemas Elétricos de Potência: Aulas 16 e 19**. 2018. UFRGS. 37 p. Notas de aula.

MACINTYRE, A. J. **Máquinas Motrizes Hidráulicas**. 1 ed. Rio de Janeiro: Guanabara Dois S.A., 1983.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. **Plano Nacional de Energia 2030**. Brasília: 2007. 372 p. Disponível em <<http://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-165/topico-173/PNE%202030%20-%20Proje%C3%A7%C3%B5es.pdf>>. Acesso em: Abril de 2018.

MORAIS, E. J. P. **Modelo de turbinas do tipo bulbo para estudos de estabilidade eletromecânica de sistemas elétricos de potência**. 2011. 221 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2011.

MOTA, A. M.; SILVA, A. M. B.; GUIMARÃES, G. C. **Análise do desempenho de sistemas elétricos associado à ação dos controladores de velocidade das turbinas**. 2014. 6 f. Universidade de Uberaba, Uberaba, 2014.

OGATA, K. **Engenharia de Controle Moderno**. 5 ed. São Paulo: Pearson, 2011.

OLDENBURGER, R.; DONELSON JR., J. Dynamic response of a hydroelectric plant. **Transactions of the American Institute of Electrical Engineers, Part III**, v. 81, n. 3, p. 403-418, Abril 1962.

PRADHAN, S. K.; TRIPATHY, S. K. Dynamic stability improvement of a hydraulic turbine generating unit using an optimal PID controller. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON INDUSTRIAL INSTRUMENTATION AND CONTROL (ICIC), 1., 2015, Pune, Índia. **Proceedings...** New York: IEEE, 2015. p 115-120.

SANTOS, M. S. C. **Modelagem dinâmica de turbinas hidráulicas axiais de dupla regulagem para estudos de estabilidade angular transitória em sistemas elétricos de potência**. 2012. 192 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2012.

SCHLEIF, F. R.; WILBOR, A. B. The coordination of hydraulic turbine governors for power system operation. **IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems**, v. PAS-85, n. 7, p. 750-758, Julho 1966.

SILVA, A. S.; COSTA, A. J. A. S. **Aspectos Dinâmicos do Controle de Sistemas de Potência**. 2005. UFSC. 204 p. Notas de aula.

UNDRILL, J. M.; WOODWARD, J. L. Nonlinear hydro governing model and improved calculation for determining temporary droop. **IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems**, v. PAS-86, n. 4, p. 443-453, Abril 1967.

## APÊNDICE A – MODELO DO REGULADOR DE VELOCIDADE

A Figura 48 apresenta o modelo do regulador de velocidade utilizado nas simulações do sexto capítulo. O mesmo foi implementado no software ANATEM em CDU, sendo o seu código exposto no Apêndice C.

Ressalta-se que a diferença deste modelo na aplicação de turbinas Francis e Kaplan diz respeito ao valor da constante de partida da água  $T_W$ . Além disso, os métodos de sintonia propostos no capítulo cinco são inseridos neste modelo através da alteração adequada dos parâmetros do controlador PID ( $K_P$ ,  $K_I$  e  $K_D$ ).

O limitador apresentado após o bloco que modela a dinâmica da água foi acrescentado para garantir que o gerador opere dentro de limites seguros de operação. Os valores para os seus limites superior e inferior foram retirados de manuais de reguladores de velocidade, sendo estes valores, respectivamente, iguais a 1,0 e -0,5. As demais constantes presentes no modelo da Figura 48 foram apresentadas ao longo deste trabalho.

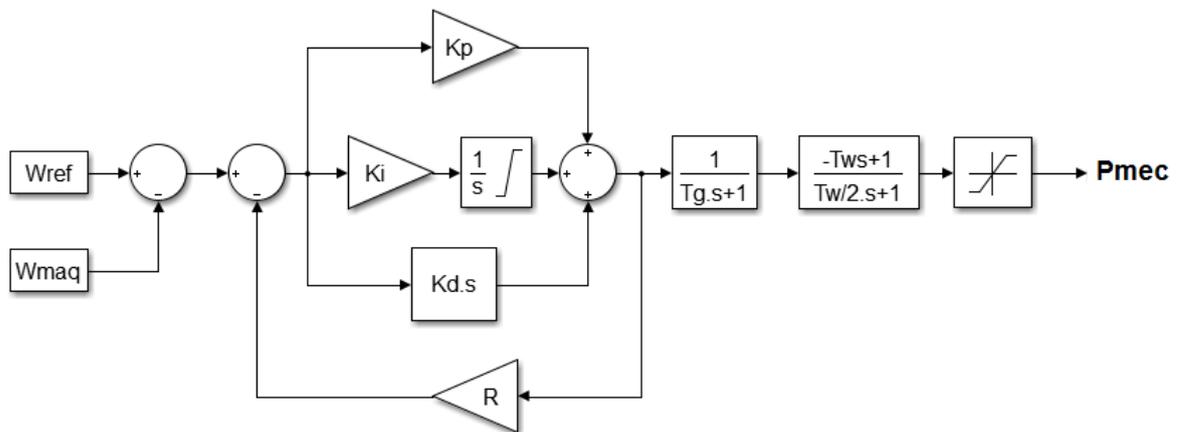


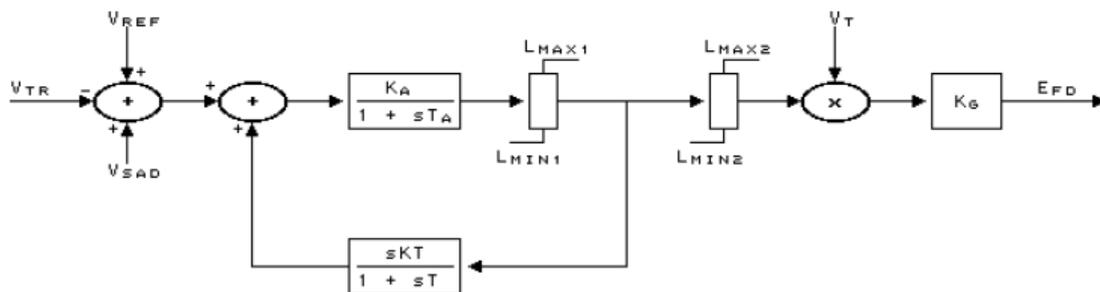
Figura 48 – Modelo de Regulador de Velocidade Implementado via CDU no ANATEM

FONTE: do Autor

## APÊNDICE B – REGULADOR DE TENSÃO MODELO MD09 – ANATEM

O modelo predefinido MD09 de regulador de tensão apresenta o diagrama de blocos exposto na Figura 49.

Figura 49 – Modelo Predefinido MD09 de Regulador de Tensão – ANATEM®



FONTE: Manual do Usuário - Software ANATEM® V.10.04.05

Os parâmetros para o modelo de regulador de tensão utilizado são apresentados no Quadro 12.

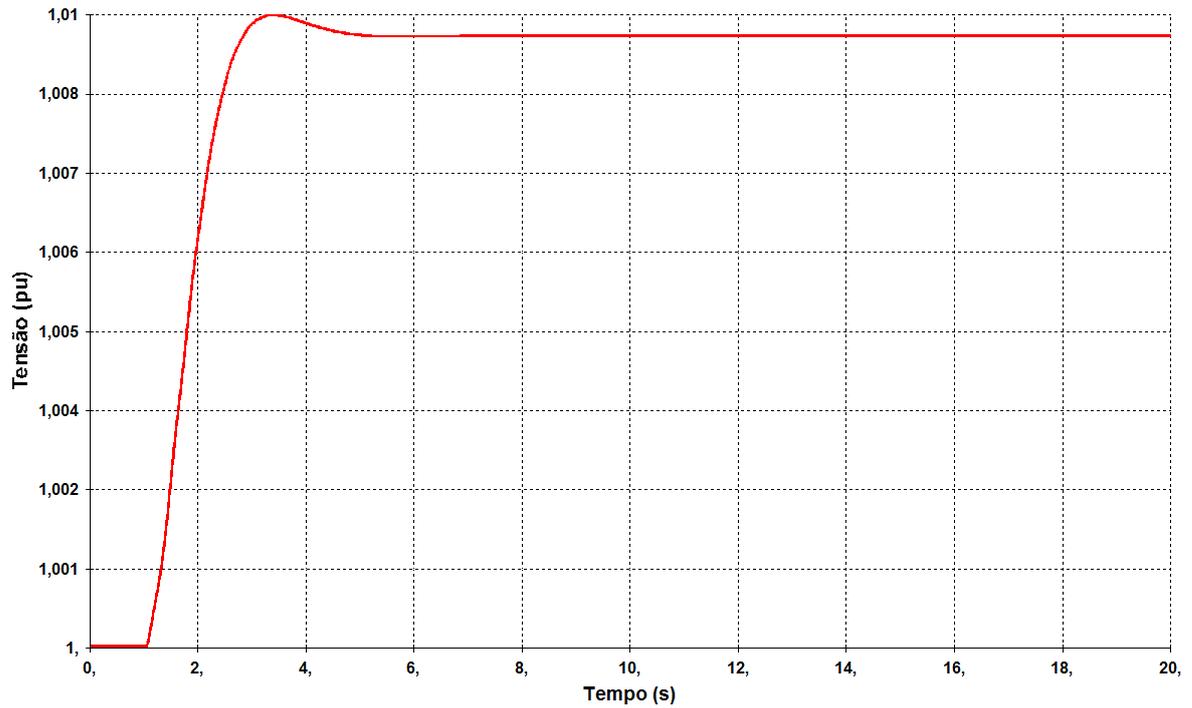
Quadro 12 – Parâmetros do Modelo MD09 de Regulador de Tensão

Parâmetro	Valor
$K$	1,50
$K_a$	20,0
$K_g$	2,0
$T$	0,01
$T_a$	0,05
$L_{min1}$	-999
$L_{max1}$	999
$L_{min2}$	-5,0
$L_{max2}$	5,0

FONTE: do Autor

A Figura 50 ilustra o teste realizado no regulador de tensão, onde é aplicado um degrau de 1% na referência  $V_{ref}$  do regulador e a tensão na barra do gerador deve seguir esse sinal no menor tempo possível.

Figura 50 – Resposta do Regulador de Tensão ao Degrau de 1%



FONTE: do Autor

Nota-se da Figura 50 que a tensão alcança o valor de 1,099230 pu em regime permanente, o que corresponde a um erro de 0,076%, admitindo-se os ajustes do Quadro 12 como satisfatórios.

## APÊNDICE C – CÓDIGO CDU DO REGULADOR DE VELOCIDADE – ANATEM

A Figura 51 apresenta o código desenvolvido em CDU para o regulador de velocidade utilizado em ambos os modelos discutidos neste trabalho. Tal código foi resumido de maneira que elementos supérfluos, normalmente comentários, foram omitidos para melhor visualização do mesmo.

Além disso, apesar de dois códigos distintos terem sido utilizados para representar os modelos Francis e Kaplan nas simulações, aqui eles foram sintetizados em apenas um código, o qual aponta as modificações, em forma de comentários, necessárias para utilização de um modelo ou de outro.

Figura 51 – Código em CDU para o Regulador de Velocidade

```

D CDU
| (ncdu) ( nome cdu )
| 991 RV-ESTUDO  MODELO UTILIZADO PARA TURBINA FRANCIS E KAPLAN DE SIMPLES REGULAGEM
| -----
| (EFPAR (nome) ( valor )
| DEFPAR #Ki 0.220 Colocar Ganho Integral do Método de Ajuste
| DEFPAR #Kp 1.317 Colocar Ganho Proporcional do Método de Ajuste
| DEFPAR #Kd 1.756 Colocar Ganho Derivativo do Método de Ajuste
| DEFPAR #R 0.05
| DEFPAR #Tg 0.5
| DEFPAR #Tw -3.16 Francis: -3.16 / Kaplan: -0.8
| DEFPAR #Tw2 1.58 Francis: 1.58 / Kaplan: 0.4
| -----
| (nb) (tipo) (stip)s(vent) (vsai) ( p1 ) ( p2 ) ( p3 ) ( p4 ) (vmin) (vmax)
| 01 ENTRAD Wref
| 02 IMPORT DWMAQ DWmaq
| 03 SOMA Wref X1
| -DWmaq X1
| 04 SOMA X1 X4
| -X8 X4
| 05 PROINT X4 X5 #Ki 0.0 1.0
| 06 GANHO X4 X6 #Kp
| 07 WSHOUT X4 X14 #Kd 1.0 1.0
| 08 SOMA X5 X7
| X6 X7
| X14 X7
| 09 GANHO X7 X8 #R
| 10 LEDLAG X7 X9 1.0 0.0 1.0 #Tg
| 11 LEDLAG X9 X11 1.0 #Tw 1.0 #Tw2
| 12 LIMITA X11 X12 VMIN VMAX
| 13 EXPORT P MEC X12
|
| (
| -----
| (DEFVA (stip) (vdef) ( d1 )
| DEFVAL Wref 1.00
| DEFVAL VMIN -0.5
| DEFVAL VMAX 1.0
| -----
| FIMCDU
| 999999

```

FONTE: do Autor

## APÊNDICE D – DEMAIS RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES DO EVENTO 2

Neste apêndice são ilustrados os demais resultados referentes à aplicação do evento 2. As Figuras 52 a 55 exibem, nessa ordem, as variáveis: tensão elétrica, potência elétrica, frequência elétrica e ângulo de carga para o modelo Francis. As Figuras 56 a 59 exibem, na mesma ordem, as variáveis citadas para o modelo Kaplan. Por fim, as Figuras 60 e 61 apresentam a comparação dos modelos, segundo o método de Dandeno *et al.* (1978), para as variáveis tensão elétrica e ângulo de carga, respectivamente.

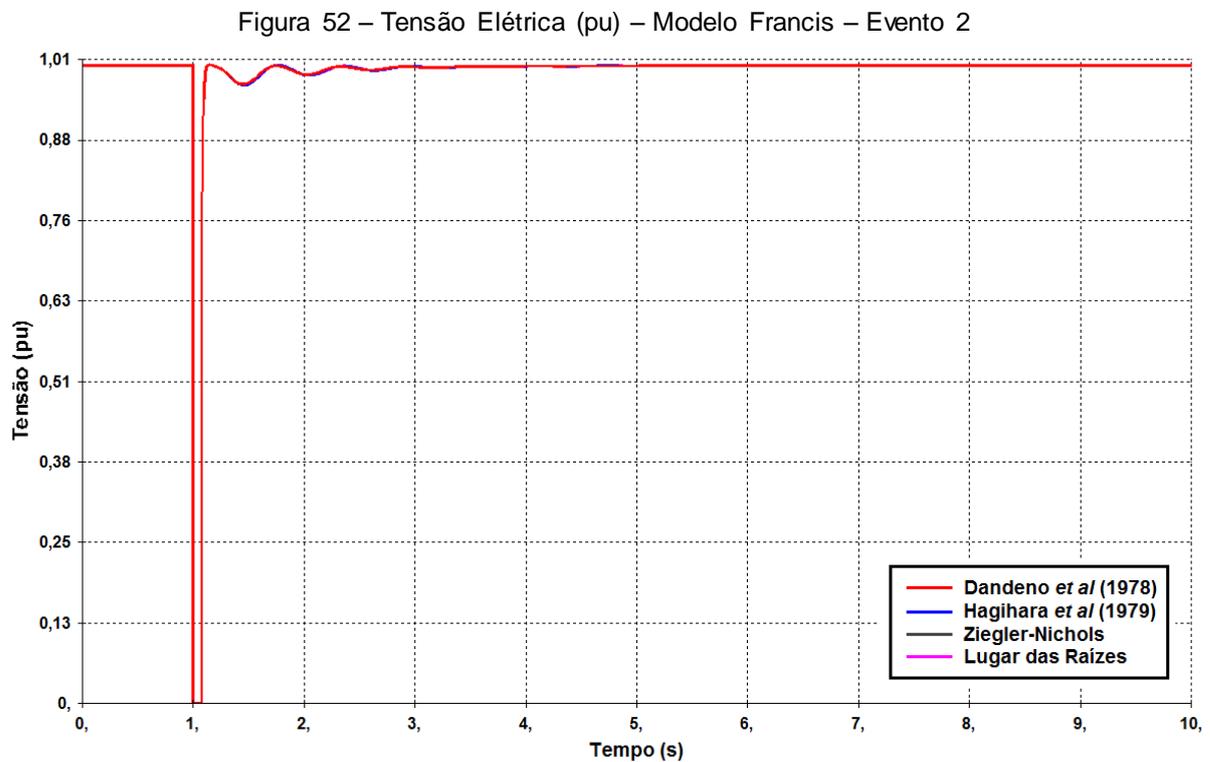
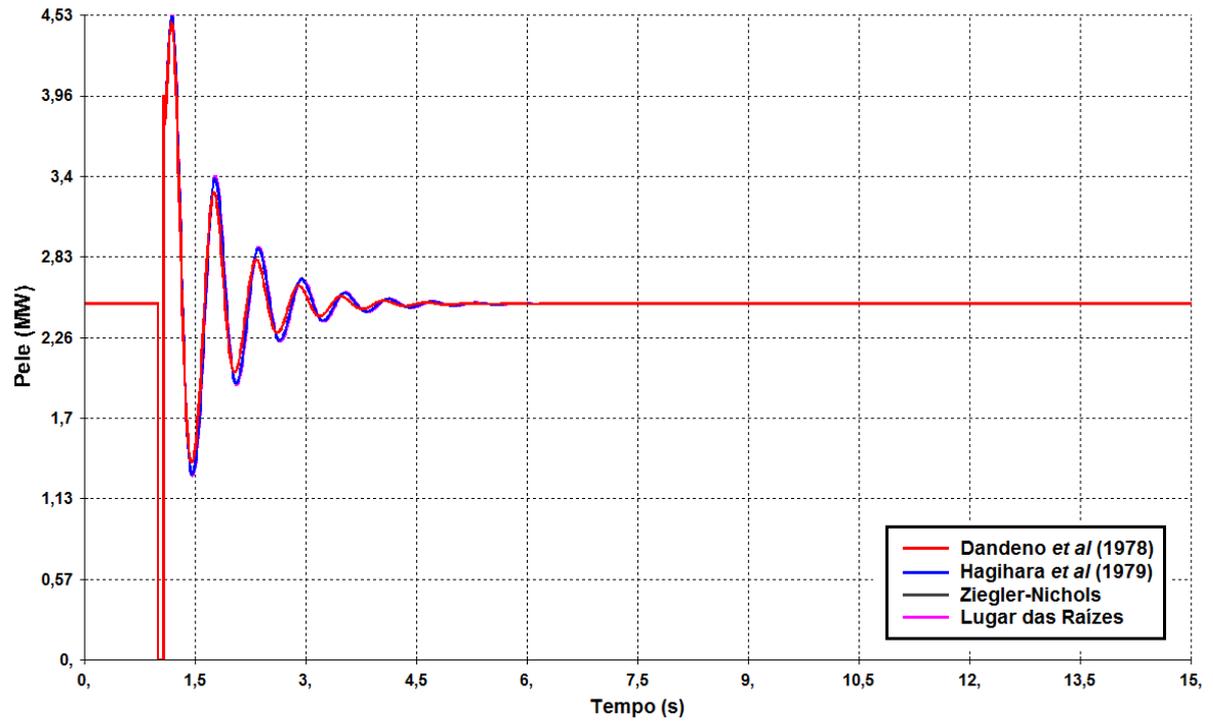
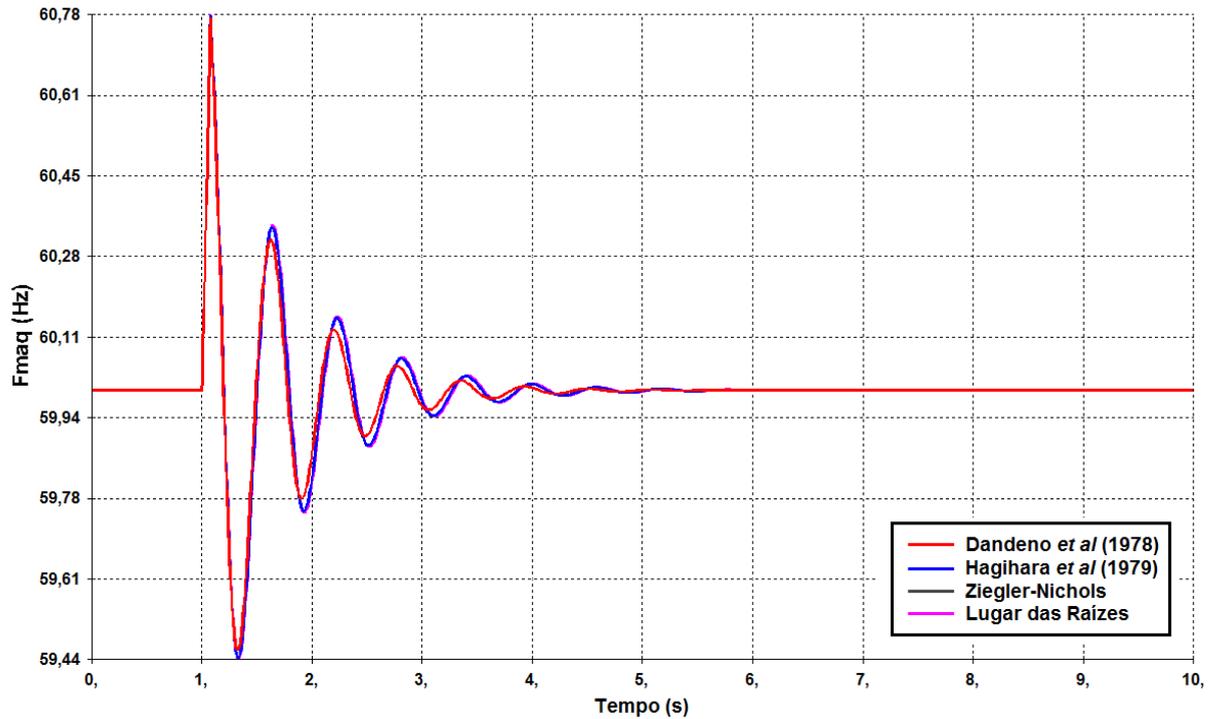


Figura 53 – Potência Elétrica (MW) – Modelo Francis – Evento 2



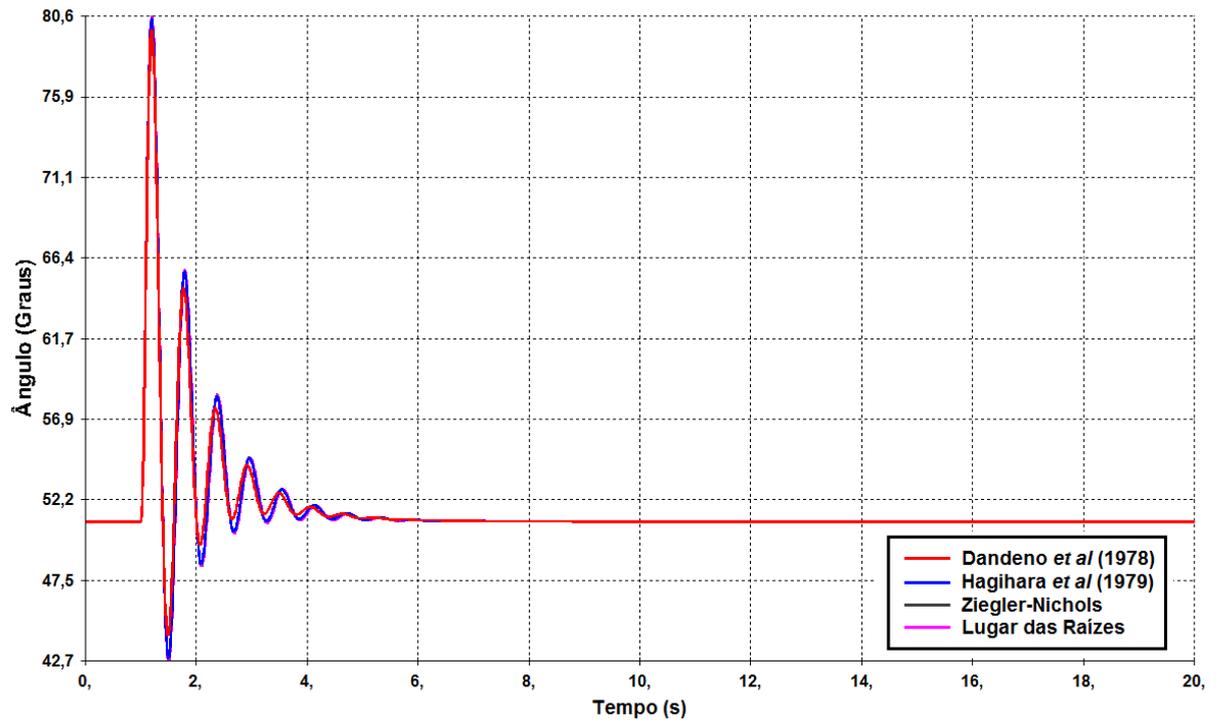
FONTE: do Autor

Figura 54 – Frequência Elétrica (Hz) – Modelo Francis – Evento 2



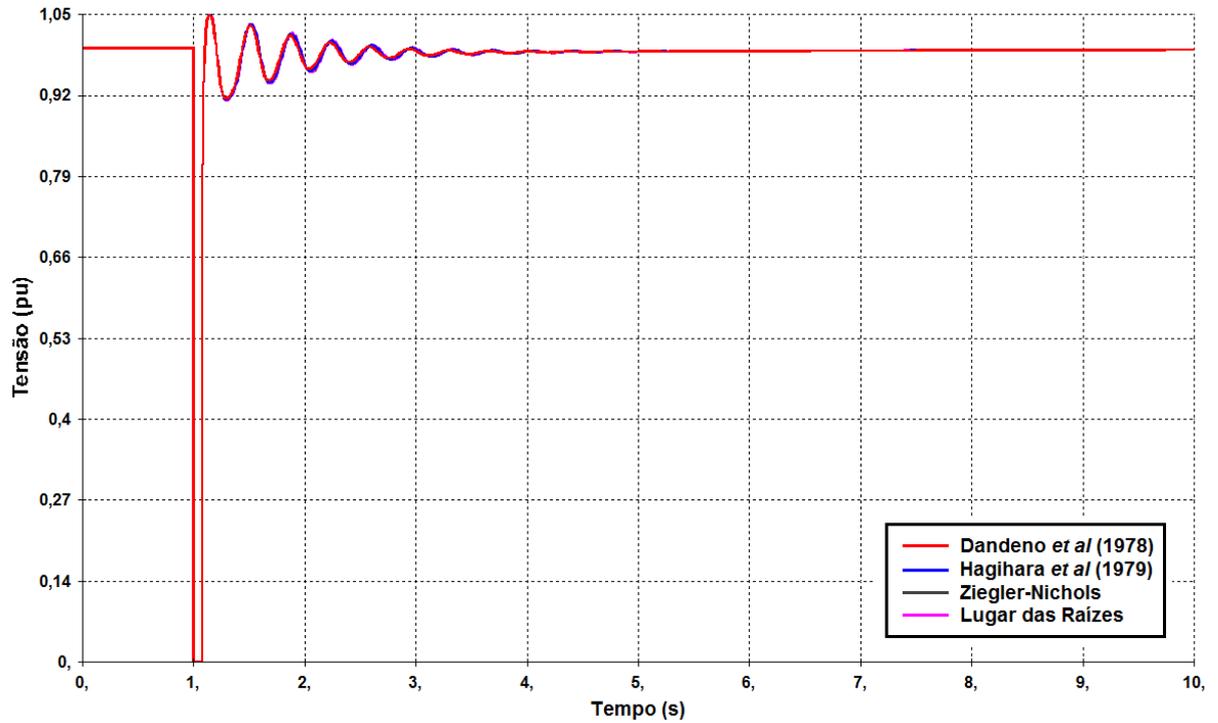
FONTE: do Autor

Figura 55 – Ângulo de Carga (Graus) – Modelo Francis – Evento 2



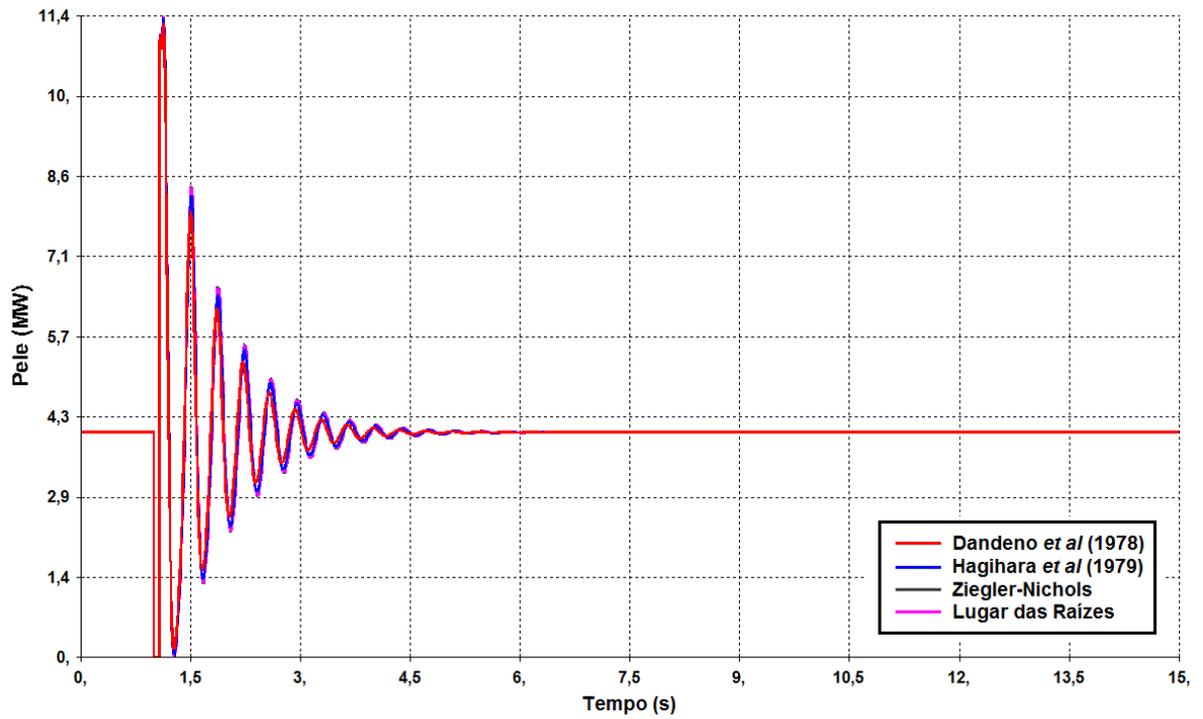
FONTE: do Autor

Figura 56 – Tensão Elétrica (pu) – Modelo Kaplan – Evento 2



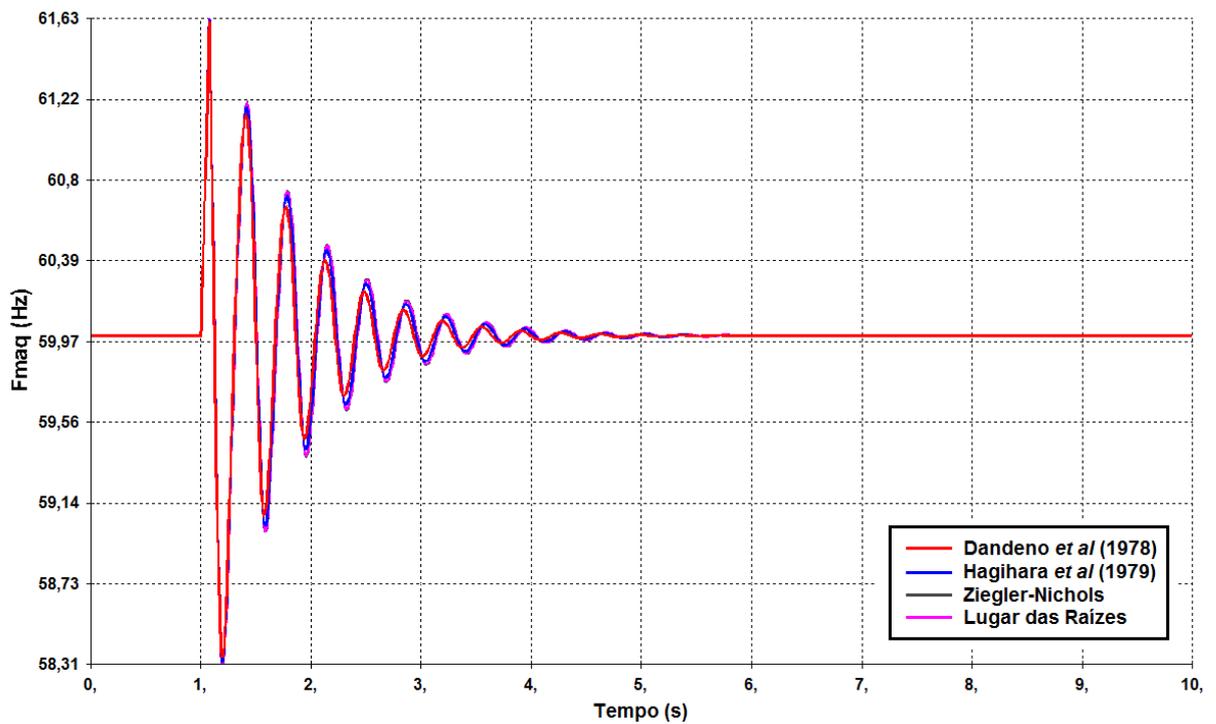
FONTE: do Autor

Figura 57 – Potência Elétrica (MW) – Kaplan – Evento 2



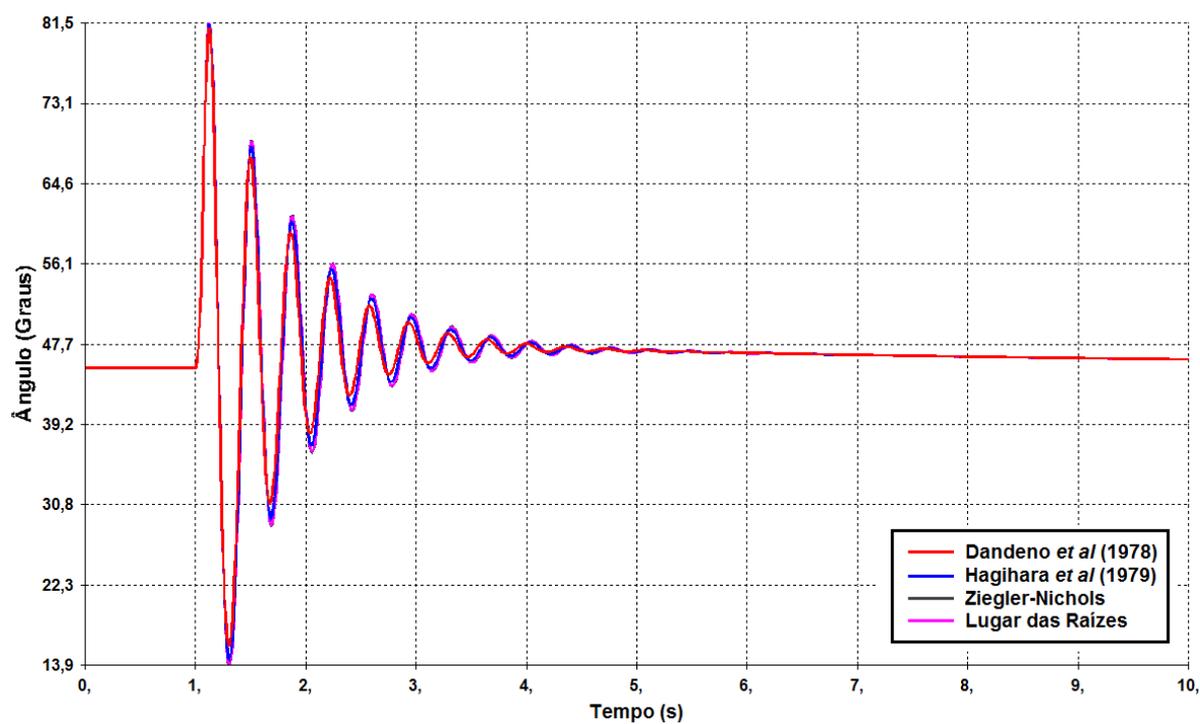
FONTE: do Autor

Figura 58 – Frequência Elétrica (Hz) – Modelo Kaplan – Evento 2



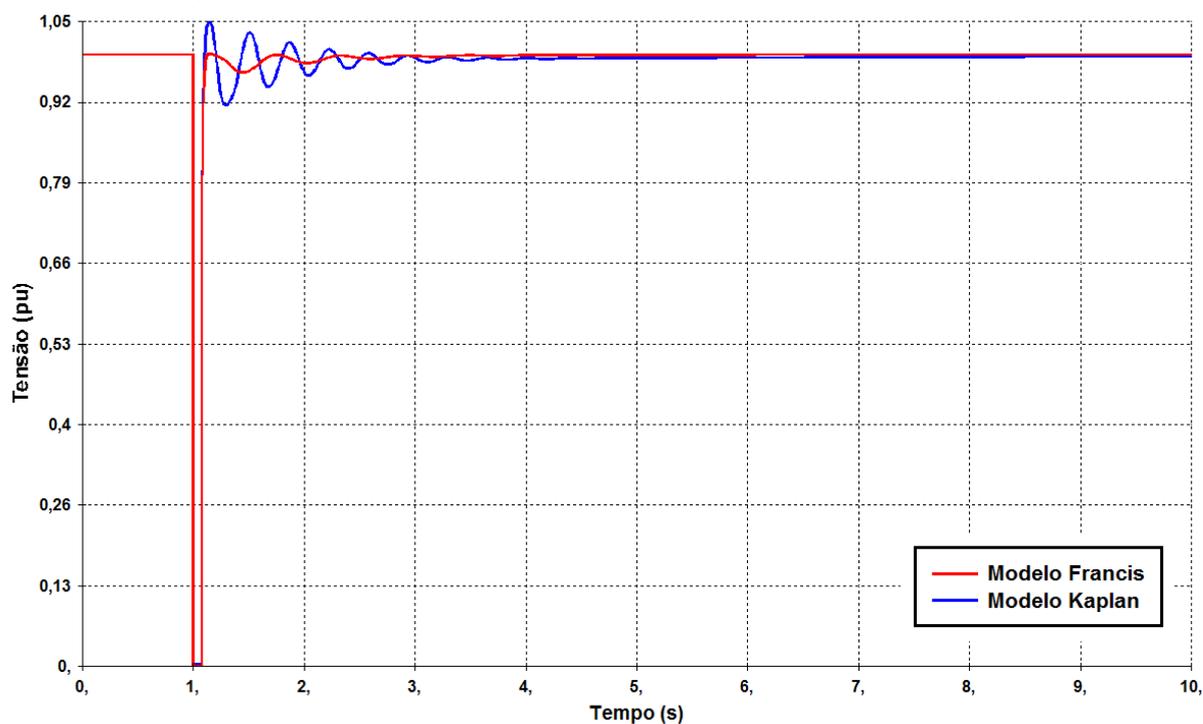
FONTE: do Autor

Figura 59 – Ângulo de Carga (Graus) – Modelo Kaplan – Evento 2



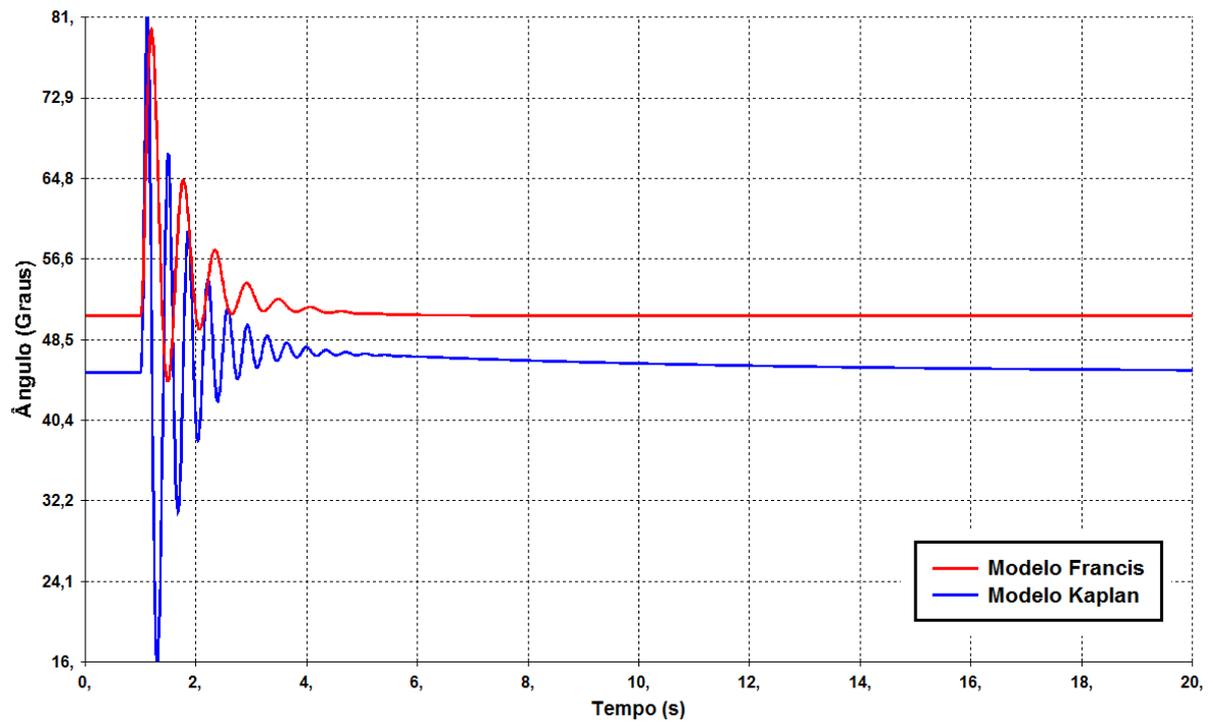
FONTE: do Autor

Figura 60 – Tensão Elétrica (pu) – Modelos Francis x Kaplan – Evento 2



FONTE: do Autor

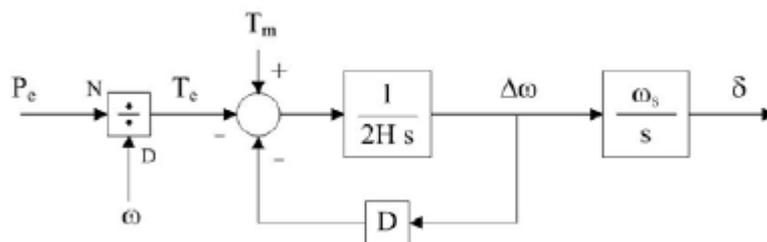
Figura 61 – Ângulo de Carga (Graus) – Modelos Francis x Kaplan – Evento 2



FONTE: do Autor

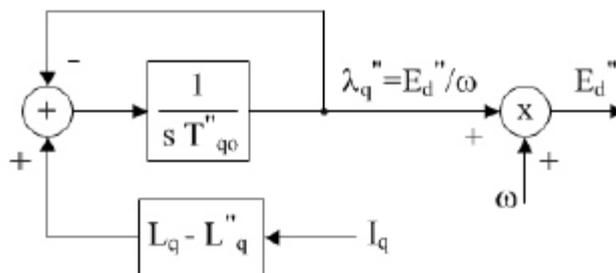
**ANEXO A – MODELO DE GERADOR SÍNCRONO MD02 – ANATEM**

Figura 62 – Diagrama para a Equação de Oscilação Eletromecânica



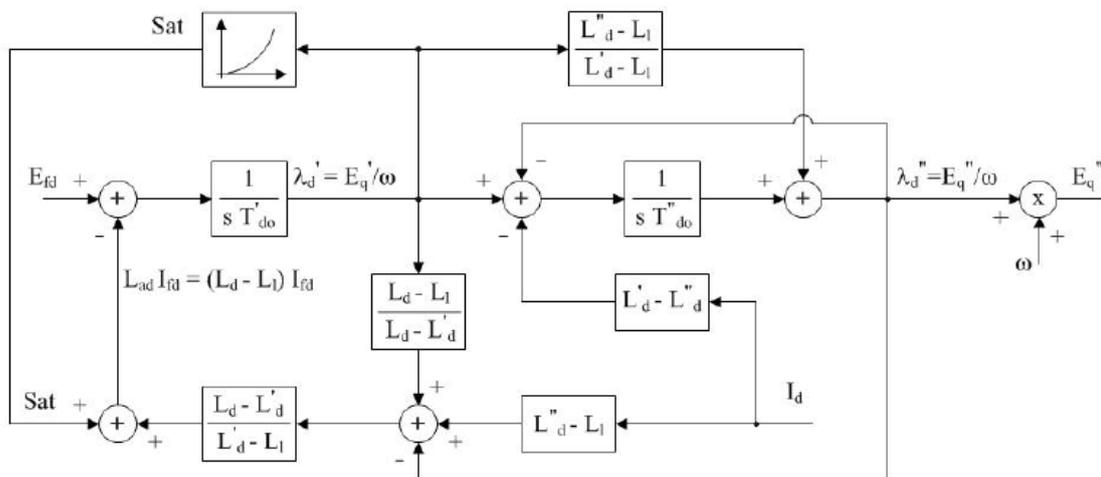
FONTE: Manual do Usuário - Software ANATEM® V.10.04.05

Figura 63 – Diagrama para as Equações de Eixo em Quadratura



FONTE: Manual do Usuário - Software ANATEM® V.10.04.05

Figura 64 – Diagrama para as Equações de Eixo Direto

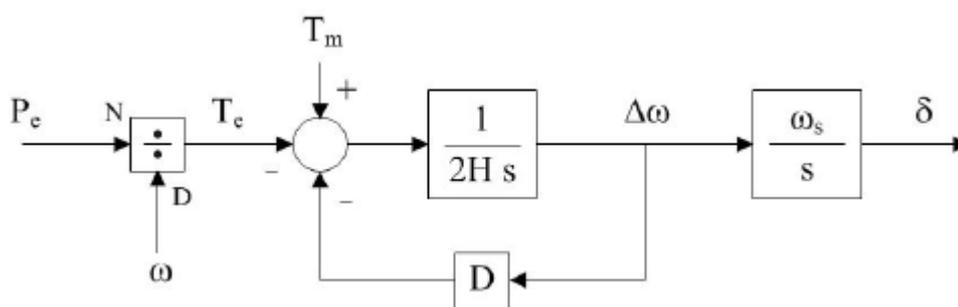


FONTE: Manual do Usuário - Software ANATEM® V.10.04.05

## ANEXO B – MODELO DE GERADOR SÍNCRONO MD01 – ANATEM

A Figura 65 exibe o modelo de gerador síncrono MD01 extraído do manual do software ANATEM®. Fazendo-se nulos os parâmetros desse modelo, é possível utilizá-lo para representar a barra infinita conectada ao sistema radial, conforme sugere o próprio manual do software.

Figura 65 – Modelo de Gerador Síncrono MD01



FONTE: Manual do Usuário - Software ANATEM® V.10.04.05