



**XXIII SNPTTE
SEMINÁRIO NACIONAL
DE PRODUÇÃO E
TRANSMISSÃO DE
ENERGIA ELÉTRICA**

FI/GAT/29
18 a 21 de Outubro de 2015
Foz do Iguaçu - PR

GRUPO - IV

GRUPO DE ESTUDO DE ANÁLISE E TÉCNICAS DE SISTEMAS DE POTÊNCIA - GAT

**NOVA REPRESENTAÇÃO DA MALHA HIDRÁULICA DE REGULADORES DE
VELOCIDADE EM UHE ATRAVÉS DE MODELOS AFINS POR PARTES**

**Emerson Donaisky
PUCPR**

**Gustavo H. C. Oliveira(*)
UFPR**

**Gideon V. Leandro
UFPR**

**Eduardo A. P. Santos
PUCPR**

**Adinã M. Pena
CEMIG**

**João A. Souza
COPI**

RESUMO

No planejamento e operação segura do SIN, existe a necessidade da representação precisa das malhas de controle de velocidade das usinas para fins de construção de modelos de simulação digital para análise de ocorrências e aspectos de planejamento da expansão. Estas malhas de velocidade envolvem dispositivos mecânicos e hidráulicos de grandes dimensões que, intrinsicamente, possuem folgas e não-linearidades. Aqui, este problema é discutido e um modelo detalhado da malha hidráulica é apresentado. Uma nova representação tipo Afim por Partes para estes equipamentos é proposta. Um estudo ilustra os benefícios do uso desta representação caso seja incorporada na lei de controle.

PALAVRAS-CHAVE

Usinas Hidrelétricas, Controle de Velocidade, Atuadores Hidráulicos, PID, Sistemas Afins por Partes.

1.0 - INTRODUÇÃO

Para planejamento e operação segura do sistema interligado nacional (SIN), existe a necessidade da representação das malhas de controle de velocidade e/ou carga/frequência das usinas para fins de construção de modelos de simulação digital. Estes modelos são úteis na análise destas ocorrências e em aspectos de planejamento da expansão. Por exemplo, a operação de sistemas de geração em rede interligada quando submetida a fortes perturbações ou em condição isolada, configuram-se como situação de grande severidade para os sistemas de controle.

É bem conhecido na literatura que o controle da frequência é realizado através do balanço entre potência mecânica no eixo versus potência elétrica à saída da máquina. Esta malha de controle envolve dispositivos mecânicos e hidráulicos de grandes dimensões que, intrinsicamente, possuem folgas e não linearidades. Devido a estas não linearidades, que se apresentam na forma de histereses (*backlash*), limites e variações nas velocidades dos atuadores, e às incertezas intrínsecas aos valores dos parâmetros dos mecanismos de atuação, o desempenho real do sistema de controle de velocidade e/ou carga/frequência pode se deteriorar e não corresponder ao planejado, aí incluindo problemas de estabilidade em suas diferentes condições de operação.

O projeto de sistemas de controle complexos passa necessariamente pela fase de modelagem do sistema a ser controlado. Com modelos matemáticos adequados para a malha de controle presente em Usinas Hidrelétricas (UHE), é possível realizar a parametrização apropriada dos controladores. Isto pode trazer melhorias relativas à estabilidade do sistema em condição interligada, sob perturbações, ou em condição isolada. O resultado é a manutenção da qualidade de energia e do perfil da frequência para o sistema elétrico de potência. Portanto, neste artigo, uma revisão detalhada da evolução dos modelos dinâmicos da malha hidráulica dos controladores de velocidade, descrevendo as não linearidades, aí incluindo *backlash*, limites e variações nas velocidades dos

(*) Departamento de Engenharia Elétrica, UFPR. Campus Centro Politécnico, Jardim das Américas, Curitiba/PR, Brasil. Tel: (+55 41) 3361-3510 - Email: gustavo@eletrica.ufpr.br

atuadores, zonas mortas, etc. é apresentada.

A malha hidráulica do controlador de velocidade geralmente é modelada por sistemas dinâmicos contínuos. Por outro lado, sempre que sistemas dinâmicos contínuos possuem dinâmica regida por lógica e tempo, tem-se uma classe de sistemas denominada de sistemas híbridos. Dentre os sistemas classificados como híbridos, estão os sistemas do tipo Afins por Partes ou PWA, do inglês *Piecewise Affine Systems*. Assim sendo, neste artigo tem-se a proposta de parametrização de toda a malha hidráulica de um sistema de controle de velocidade de uma usina hidrelétrica no contexto de sistemas PWA.

Para finalizar, descreve-se um estudo de caso de controle de velocidade de um gerador de 140 MVA do SIN, comparando-se um sistema de controle projetado em termos do modelo PWA da malha hidráulica e um controlador PID tradicional.

2.0 - MODELAGEM DA MALHA HIDRÁULICA DE REGULADORES DE VELOCIDADE EM UHE

Equipamentos hidráulicos fazem parte dos sistemas de controle de velocidade e de potência em UHE's. O diagrama de blocos apresentado na Figura 1 exemplifica a malha de controle de velocidade em UHE's. Nesta Figura, representa-se o controlador, o amplificador hidráulico (e o servo-motor do distribuidor), o conjunto conduto, turbina e gerador.

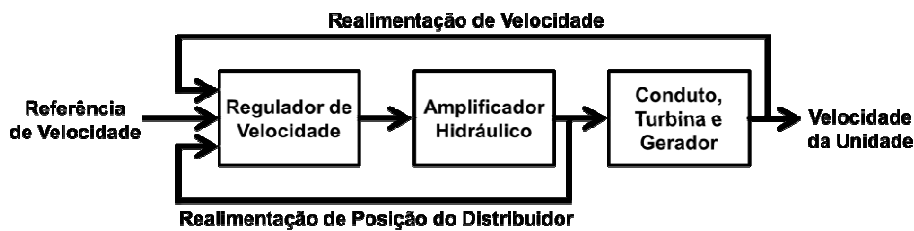


FIGURA 1 – Sistema de Controle de Velocidade.

O amplificador hidráulico é responsável por transformar o sinal elétrico do controlador em um sinal de potência capaz de mover os componentes da turbina para diferentes pontos de operação, mesmo na presença das fortes pressões do fluxo hidráulico no conduto. São caracterizados pela alta durabilidade e a habilidade de produzir grandes forças com rápida velocidade de resposta. Normalmente são compostos por três partes principais: válvula proporcional/atuadora/piloto, válvula distribuidora e servo-motor/distribuidor, conforme ilustrado pela Figura 2 e com diagrama de blocos dado pela Figura 3 [1]. O servo-motor do distribuidor determina a admissão de água na turbina e consequentemente sua velocidade de rotação. O fluxo hidráulico de óleo no servo-motor do distribuidor é controlado pela válvula distribuidora. O conjunto válvula proporcional e válvula distribuidora geram a amplificação necessária do erro de posição do distribuidor para a entrada de seu servo-motor.

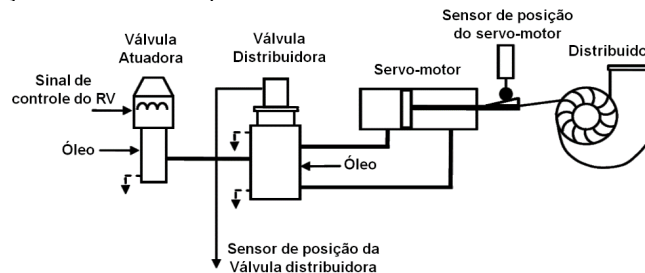


FIGURA 2 – Amplificador Hidráulico [2].

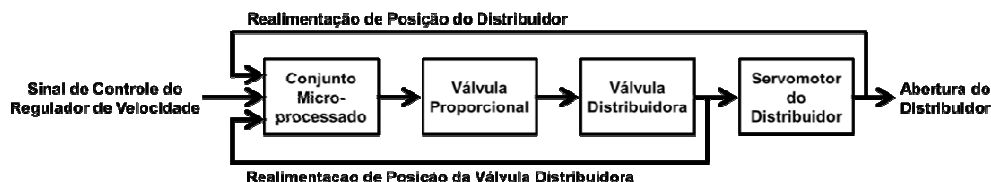


FIGURA 3 – Diagrama de Blocos do Amplificador Hidráulico.

As válvulas e sistemas envolvidos no atuador hidráulico possuem dinâmica fortemente não-linear e, consequentemente, torna o projeto dos sistemas de controle envolvidos desafiadores. Estas não-linearidades são oriundas de fatores como: a compressibilidade dos fluidos hidráulicos, o complexo fluxo de óleo através das válvulas, a influência da temperatura na dinâmica dos fluidos, o atrito do cilindro hidráulico durante movimentos, o desgaste natural por uso e os limites físicos impostos nos valores máximos das grandezas mecânicas, assim como em suas respectivas faixas de variação. Estes fatos vêm sendo relatado na literatura desde a década de 50 e são discutidos a seguir.

O artigo [3] é um dos primeiros trabalhos a citar a influência da não linearidade tipo *backlash* presente no controle de velocidade em usinas elétricas e a descrever a presença de oscilações não amortecidas na frequência da máquina oriundas destas não linearidades.

Na década de 70, Ramey e Skooglund [4] apresentaram modelos detalhados de atuador hidráulico e do controlador para estudo de estabilidade de sistemas de potência. Nestes modelos, limites de velocidade estão presentes nas válvulas atuadoras e limites de curso no servo-motor (ou abertura no distribuidor). Neste trabalho, apresentou-se uma modelagem matemática destes componentes hidráulicos chegando em um modelo simplificado de segunda ordem para sua representação. O *IEEE Committee* [5] também apresentou modelos para sistemas de controle de velocidade em usinas elétricas, incluindo, a malha hidráulica e suas não-linearidades que, neste trabalho, estavam definidas na forma de limites em suas variáveis. Mais tarde, Kundur e Bayne [6] exploraram o efeito das válvulas em amplificadores hidráulicos no controle de velocidade e na estabilidade do sistema elétrico. Para tanto, descreveram as válvulas envolvidas contendo limitações de velocidade, posição, atrasos e *backlash*. Além disso, indicaram tempos diferentes para a abertura e fechamento destas válvulas, ou seja, velocidades máximas diferentes, conforme ilustrado pela Figura 4. Neste trabalho, através de estudos de simulação, conclui-se que a representação adequada das válvulas pode reduzir as oscilações do ângulo do rotor, porém induzem outros modos de oscilação que podem também levar o sistema a instabilidade.

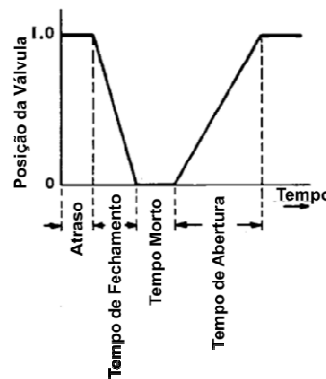


FIGURA 4 – Comportamento típico de válvulas em atuadores hidráulicos (Adaptado de [6]).

No final dos anos 70 e década de 80, as oscilações sustentadas antes observadas foram associadas ao fenômeno de ciclo limite gerado por não-linearidades tipo *backlash*, introduzidas para representar a malha hidráulica. Neste sentido, Wu e Dea [7] descreveram uma análise de sensibilidade dos parâmetros de um sistema de controle de velocidade em uma área isolada. A motivação foi a constatação de oscilações sustentadas de baixa frequência na frequência da máquina devido ao ciclo limite gerado pela não-linearidade tipo *backlash*. Taylor e Lee [8] analisaram os efeitos do *backlash*, presente na malha hidráulica, no desempenho do controlador de carga e frequência em UHE's. Apesar de reconhecer a presença destas não-linearidades, este estudo concluiu que em condições normais de operação seus efeitos são pequenos. Pantalone e Piegza [9] utilizaram funções descritivas para prever ciclos limite de baixa frequência, gerados pelas não-linearidades tipo *backlash*, em sistemas de potência com uma área. Tripathy *et al.* [10] descrevem as dinâmicas naturalmente não-linear das válvulas do atuador hidráulico e estudaram os efeitos destas não-linearidades tipo *backlash* no controle de carga e frequência em usinas termo-elétricas. Estes autores ([10]) enfatizaram que esta não-linearidade possui um efeito significativo no desempenho dinâmico do sistema de controle de carga e frequência, podendo até causar instabilidade. Finalmente, em [11] foi descrito um método para prever e analisar as oscilações sustentadas tipo ciclo limite, geradas devido ao *backlash*, no sistema de controle de velocidade em máquinas de UHE's e no controle automático de geração.

Também a partir dos anos 2000, continua-se o estudo da correlação entre as não linearidades da malha hidráulica e o desempenho dos sistemas de controle em usinas. Por exemplo, em [12] descreveu-se um estudo para síntese de sistemas de controle de velocidade e potência através da linearização do modelo não-linear do amplificador hidráulico, que contém saturações, zona-morta, atrasos de transporte, dentre outras. Pico e McCalley [13] apresentaram uma modelagem detalhada das não-linearidades do atuador hidráulico e uma discussão das principais estratégias para controle de velocidade em turbinas hidráulicas e seu desempenho na presença destas não linearidades. A degradação da resposta do sistema em malha fechada foi ilustrada através de estudos de caso que podem auxiliar o entendimento de problemas encontrados em casos reais. Tsay [14] realizou a análise de um sistema interligado, com modelos não lineares do tipo *backlash* na malha hidráulica. Resultados mostraram que estas não linearidades tendem a produzir oscilações sustentadas na frequência da área, como consequência, propôs um método para seleção de parâmetros do controlador visando tornar os níveis de oscilação aceitáveis. Mais recentemente, em [15] descreveu-se o projeto de um controlador robusto para turbinas acopladas onde as não linearidades, do tipo zona morta e saturação, do amplificador hidráulico são representadas por um sistema com parâmetros incertos para fins de projeto.

Diferentes modelos já foram propostos na literatura para a representação das não linearidades do amplificador hidráulico. Os mais comuns são discutidos a seguir.

A representação mais simples do amplificador hidráulico da Figura 3 é um modelo de segunda ordem com duas constantes de tempo [16,17]. Em [17], este modelo de segunda ordem é reescrito como duas malhas realimentadas de primeira ordem em série, com não linearidade do tipo saturação, e interligadas por uma limitação de velocidade do atuador, dando origem a uma representação não linear.

A representação mais simples não-linear é a utilização de zona-morta (*backlash*) para representar o amplificador hidráulico da Figura 3 [3,7,8]. Este modelo foi aprimorado incluindo-se um sistema de primeira ordem em série com a não linearidade do tipo *backlash* [9,11,14].

Outra representação não linear do diagrama da Figura 3 é encontrada em [4,5,18,19] e reproduzido na Figura 5. Neste caso, a válvula proporcional e a válvula distribuidora são representadas por um sistema de 1ª ordem com limitação de velocidade na saída da válvula distribuidora. O distribuidor é representado por um modelo de integrador também limitado na saída.



FIGURA 5 – Representação do Amplificador Hidráulico (Adaptado de [4]).

Em [13,20] a representação descrita por [4] é expandida adicionando-se uma zona morta no amplificador hidráulico, como pode ser observado na Figura 6.

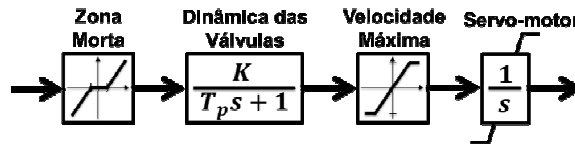


FIGURA 6 – Representação do Amplificador Hidráulico com zona morta (Adaptado de [13]).

Uma representação um pouco diferente do amplificador hidráulico da Figura 3 é encontrada em [12], onde considera-se apenas a válvula proporcional/atuadora como amplificador hidráulico e esta é modelada com as não linearidades do tipo atraso de transporte, zona morta e saturação, apresentado na Figura 7.

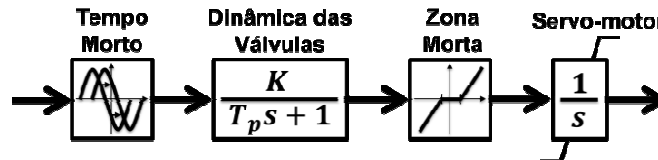


FIGURA 7 – Representação do Amplificador Hidráulico com tempo morto e zona morta (Adaptado de [12]).

2.1 Modelagem Proposta para Malha Hidráulica

Neste artigo, a válvula proporcional é modelada como uma configuração em série de um sistema de primeira ordem, um ganho, blocos não lineares de histerese e saturação, como pode ser visto na Figura 8 [21]. A entrada deste sistema é a saída (em Volts) do conjunto microprocessado (ver Figura 3). O sistema de primeira ordem e o ganho representam a dinâmica da válvula e a saída destes dois blocos representa o deslocamento da válvula em milímetros. Os blocos na sequência representam as não-linearidades tipo *backlash* e limitação de curso da válvula. A saída destes blocos é a posição da válvula em milímetros.

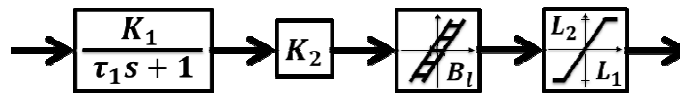


FIGURA 8 – Representação da Válvula Proporcional.

A Válvula Distribuidora é modelada como uma configuração em série composta por um ganho variável e um bloco integral com não linearidade tipo saturação, como pode ser visto na Figura 9 [21]. A entrada deste sistema é a saída (em mm) da Válvula Proporcional. O sinal da Válvula Proporcional define a abertura ou fechamento da Válvula Distribuidora, com isso tem-se dois ganhos, sendo cada um correspondente ao sentido do movimento do deslocamento da válvula (conforme Figura 4).

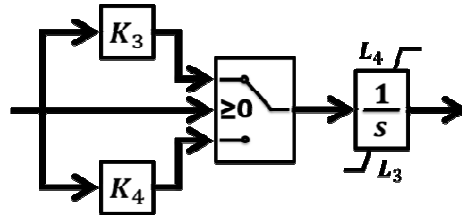


FIGURA 9 – Representação da Válvula Distribuidora.

O Distribuidor é modelado como uma configuração em série composta por um bloco não linear tipo zona morta, ganho variável e um bloco integral com não linearidade tipo saturação, como pode ser visto na Figura 10 [21]. A entrada deste sistema é a saída (em mm) da Válvula Distribuidora. Após a não linearidade tipo zona morta, representando o recobrimento da válvula, o sinal de saída após a zona morta define a abertura ou fechamento do Distribuidor, com isso tem-se dois ganhos, sendo cada um correspondente ao sentido do movimento do deslocamento (conforme Figura 4).

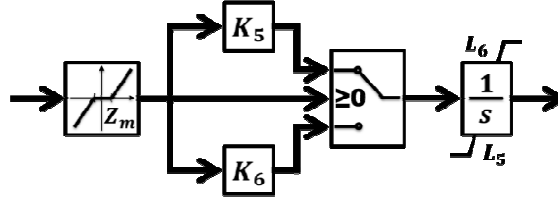


FIGURA 10 – Representação do Distribuidor.

3.0 - MODELOS AFINS POR PARTES

Sistemas dinâmicos contínuos lineares são normalmente representados por funções de transferência. Quando não-lineares, esta propriedade é representada pela adição de características como saturação, zona morta, etc. Por outro lado, alguns sistemas possuem dinâmica definida por eventos e não pelo tempo, são os chamados sistemas a eventos discretos. Quando se tem uma relação entre sistemas dinâmicos contínuos e sistemas a eventos discretos, temos os chamados sistemas híbridos. Uma classe dos sistemas híbridos são aqueles onde existe um chaveamento definido por eventos entre modelos dinâmicos contínuos distintos, são os sistemas híbridos chaveados. Dentre os sistemas híbridos chaveados, existe uma classe que são os Sistemas Afins por Partes (PWA) [22]. Nestes sistemas, existem regiões definidas pelos pontos de operação e, para cada região, existe associado um sistema linear (ou afim). O sistema PWA é definido dividindo o espaço de estados do sistema em regiões poliédricas e associando a cada uma destas regiões uma equação de estados linear (ou afim) diferente. Esta representação é dada pela Equação 1 [23].

$$\begin{aligned} x(k+1) &= A_i x(k) + B_i u(k) + f_i \\ y(k) &= C_i x(k) + D_i u(k) + g_i \\ \text{para } \begin{bmatrix} x(k) \\ u(k) \end{bmatrix} &\in \Omega_i \end{aligned} \quad (1)$$

onde $x \in \mathbb{R}^n$ é o vetor de estados, $u \in \mathbb{R}^m$ é o vetor de entradas, $y \in \mathbb{R}^p$ é o vetor de saídas e $\{\Omega_i\}_{i=1}^S$ são as S regiões poliédricas do espaço de estados definido pelas inequações do sistema $\{H_i [x(k) \ u(k) \ 1]^T \leq 0\}$. A_i , B_i , f_i , C_i , D_i , g_i , H_i são matrizes reais constantes com dimensões apropriadas [24] e k é o tempo discreto ($k \in \mathbb{Z}$).

4.0 - REPRESENTAÇÃO DA MALHA HIDRÁULICA ATRAVÉS DE MODELOS AFINS POR PARTES

A modelagem proposta para a malha hidráulica na Seção 2.1 é representada nesta seção como sistemas PWA. Cada componente do amplificador hidráulico é representado por uma modelagem distinta em uma estrutura PWA, utilizando a Equação 1. Para a modelagem de todos componentes do amplificador hidráulico foi selecionado um período de amostragem Δt .

A válvula proporcional possui nove regiões poliédricas ($S = 9$), cujas matrizes do modelo em espaço de estados são apresentadas a seguir:

$$\begin{aligned} A_{1,2,3,7,8,9} &= \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & a \end{bmatrix}, & A_{4,5,6} &= \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & a \end{bmatrix}, & B_{1,2,3,4,5,6,7,8,9} &= \begin{bmatrix} 0 \\ b \end{bmatrix} \\ C_{1,7} &= [0 \ 1], & C_4 &= [1 \ 0], & C_{2,3,5,3,8,9} &= [0 \ 0], & D_{1,2,3,4,5,6,7,8,9} &= [0] \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned}
& f_{1,2,3} = \begin{bmatrix} B_l \\ 0 \end{bmatrix}, \quad f_{4,5,6} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad f_{7,8,9} = \begin{bmatrix} -B_l \\ 0 \end{bmatrix} \\
& g_1 = [B_l], \quad g_4 = [0], \quad g_7 = [-B_l], \quad g_{2,5,8} = [L_2], \quad g_{3,6,9} = [L_1] \\
& H_1 = \begin{bmatrix} -1 & 1 & 0 & B_l \\ 0 & 1 & 0 & B_l - L_2 \\ 0 & -1 & 0 & -B_l + L_1 \end{bmatrix}, \quad H_2 = \begin{bmatrix} -1 & 1 & 0 & B_l \\ 0 & -1 & 0 & -B_l + L_2 \end{bmatrix}, \quad H_3 = \begin{bmatrix} -1 & 1 & 0 & B_l \\ 0 & 1 & 0 & -B_l \end{bmatrix} \\
& H_4 = \begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 & -B_l \\ -1 & 1 & 0 & -B_l \\ 1 & 0 & 0 & -L_2 \\ -1 & 0 & 0 & -L_1 \end{bmatrix}, \quad H_5 = \begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 & -B_l \\ -1 & 1 & 0 & -B_l \\ -1 & 0 & 0 & L_2 \end{bmatrix}, \quad H_6 = \begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 & -B_l \\ -1 & 1 & 0 & -B_l \\ 1 & 0 & 0 & -L_1 \end{bmatrix} \\
& H_7 = \begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 & B_l \\ 0 & 1 & 0 & -B_l - L_2 \\ 0 & -1 & 0 & B_l + L_1 \end{bmatrix}, \quad H_8 = \begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 & B_l \\ 0 & -1 & 0 & B_l + L_2 \end{bmatrix}, \quad H_9 = \begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 & B_l \\ 0 & 1 & 0 & -B_l \end{bmatrix}
\end{aligned}$$

onde $\alpha = e^{-\Delta t / \tau_1}$, τ_1 é a constante de tempo do transdutor, $b = K_1 K_2 (1 - \alpha)$, K_1 é o ganho do transdutor, K_2 é o ganho da válvula proporcional, B_l é o *backlash* e L_1 e L_2 são, respectivamente, os limites inferior e superior do curso da válvula.

A válvula distribuidora possui seis regiões poliédricas ($S = 6$), cujas matrizes do espaço de estados são apresentadas a seguir:

$$\begin{aligned}
& A_{1,2} = [1], \quad A_{3,4,5,6} = [0], \quad B_1 = [K_3], \quad B_2 = [K_4], \quad B_{3,4,5,6} = [0], \quad C_{1,2,3,4,5,6} : \\
& D_{1,2,3,4,5,6} = [0], \quad f_{1,2} = [0], \quad f_{3,4} = [L_3], \quad f_{5,6} = [L_2], \quad g_{1,2,3,4,5,6} = [0] \\
& H_1 = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 \\ 1 & K_3 & -L_4 \\ -1 & -K_3 & L_3 \end{bmatrix}, \quad H_2 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 1 & K_4 & -L_4 \\ -1 & -K_4 & L_3 \end{bmatrix}, \quad H_3 = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 \\ -1 & -K_3 & L_4 \end{bmatrix} \\
& H_4 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -1 & -K_4 & L_4 \end{bmatrix}, \quad H_5 = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 \\ 1 & K_3 & -L_3 \end{bmatrix}, \quad H_6 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 1 & K_4 & -L_3 \end{bmatrix}
\end{aligned} \quad (3)$$

onde K_3 e K_4 são, respectivamente, os ganhos da válvula no sentido abertura e fechamento e L_3 e L_4 são, respectivamente, os limites inferior e superior do curso da válvula.

O distribuidor possui nove regiões poliédricas ($S = 9$), cujas matrizes do espaço de estados são apresentadas a seguir:

$$\begin{aligned}
& A_{1,4,5} = [1], \quad A_{2,3,6,7,8,9} = [0], \quad B_4 = [K_5], \quad B_5 = [K_6], \quad B_{1,2,3,6,7,8,9} = [0], \quad C_1 : \\
& D_{1,2,3,4,5,6} = [0], \quad f_1 = [0], \quad f_{2,6,7} = [L_5], \quad f_{3,8,9} = [L_6], \quad f_4 = [-K_5 Z_m], \quad f_5 = \\
& H_1 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & -Z_m \\ 0 & -1 & -Z_m \\ -1 & 0 & L_5 \\ 1 & 0 & -L_6 \end{bmatrix}, \quad H_2 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & -Z_m \\ 0 & -1 & -Z_m \\ -1 & 0 & L_6 \end{bmatrix}, \quad H_3 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & -Z_m \\ 0 & -1 & -Z_m \\ 1 & 0 & L_5 \end{bmatrix} \\
& H_4 = \begin{bmatrix} 0 & -1 & Z_m \\ -1 & -K_5 & L_5 + K_5 Z_m \\ 1 & K_5 & -L_6 - K_5 Z_m \end{bmatrix}, \quad H_5 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & Z_m \\ -1 & -K_6 & L_5 - K_6 Z_m \\ 1 & K_6 & -L_6 + K_6 Z_m \end{bmatrix}, \quad H_6 = \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ -1 & -K_5 \end{bmatrix} \\
& H_7 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & Z_m \\ -1 & -K_6 & L_6 - K_6 Z_m \end{bmatrix}, \quad H_8 = \begin{bmatrix} 0 & -1 & Z_m \\ 1 & K_5 & -L_5 - K_5 Z_m \end{bmatrix}, \quad H_9 = \begin{bmatrix} 0 & -1 & Z_m \\ 1 & K_6 & -L_5 + K_6 Z_m \end{bmatrix}
\end{aligned} \quad (4)$$

onde Z_m é a zona morta da válvula, K_5 e K_6 são, respectivamente, os ganhos do servo-motor no sentido abertura e fechamento e L_5 e L_6 são, respectivamente, os limites inferior e superior do curso do servo-motor.

5.0 - ESTUDO DE CASO DE UM SISTEMA DE CONTROLE DE VELOCIDADE

Nesta seção, um estudo de caso de controle de velocidade de uma máquina de 140 MVA (constante de tempo de inércia de 3,51 seg., constante de amortecimento da carga ou fator de autoregulação do grupo turbina-gerador de 0,5) funcionando a vazio, em uma UHE, é apresentado. O sistema é modelado conforme Figura 1. A turbina é aproximada por um sistema linear com tempo de inércia da água de 2,17 seg. No amplificador hidráulico, a válvula proporcional possui *backlash* e limites de amplitude, a válvula distribuidora e o distribuidor possuem velocidades de abertura e fechamento distintos, limites de amplitude e zona morta, conforme discutido na Seção 2 e modelada na

Seção 4. É mostrada uma comparação do desempenho de um controlador tipo PID com ganhos fixos com um esquema de controle avançado capaz de incorporar na lei de controle um modelo tipo PWA, o *Hybrid Model Predictive Control* (HMPC) [25].

Na Figura 11 é mostrada a resposta da velocidade da máquina para um degrau na referência de velocidade de 1% e retorno ao valor nominal. Nota-se o desempenho dos dois controladores nesta situação, onde se observa que o controlador PID apresenta maiores oscilações que o HMPC.

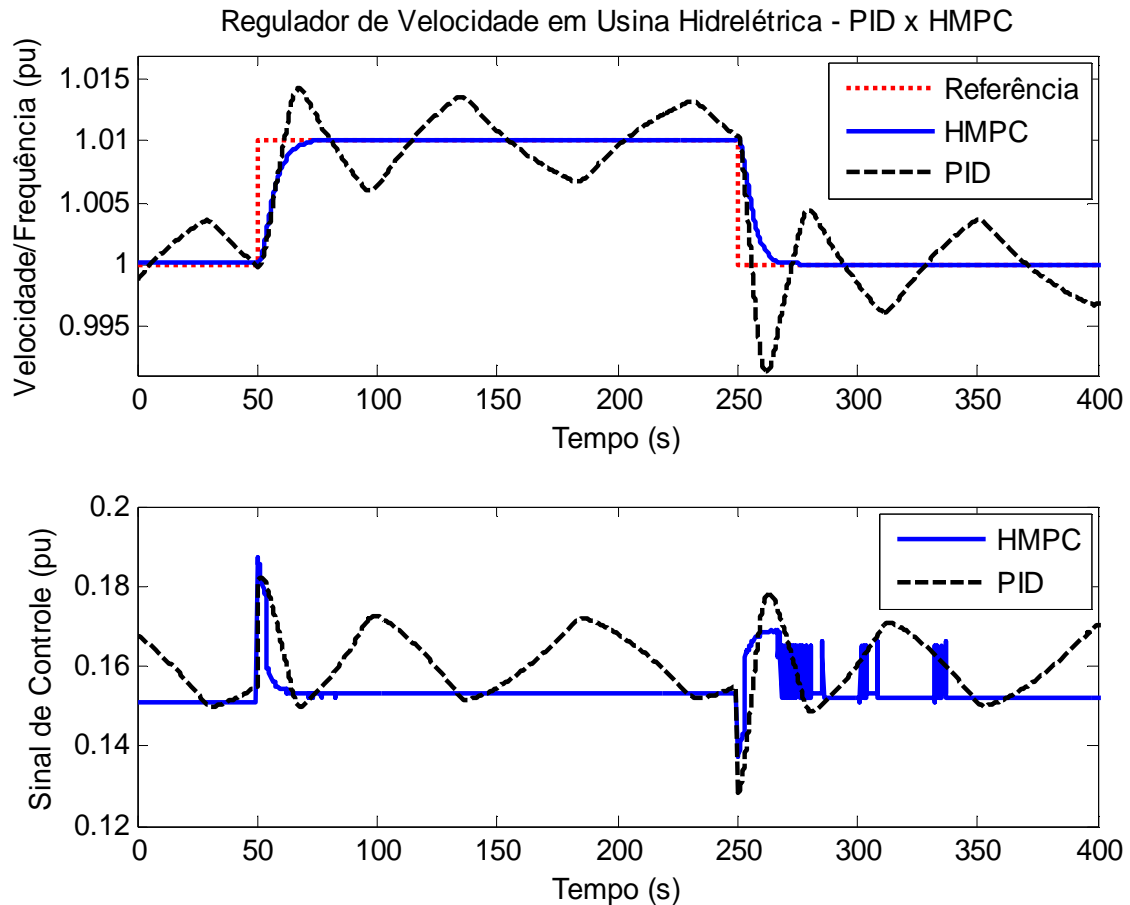


FIGURA 11 – Velocidade da máquina de 140 MVA para degrau de 1% no valor de referência.

6.0 - CONCLUSÃO

Neste artigo o problema da representação das malhas de controle de velocidade em usinas para fins de construção de modelos de simulação digital para análise de ocorrências, planejamento da expansão e operação do SIN foi abordado. Para tanto, uma revisão detalhada da evolução dos modelos dinâmicos da malha hidráulica dos controladores de velocidade, descrevendo suas não linearidades, foi apresentada e uma consolidação destes resultados foi proposta. Uma nova parametrização usando conceitos de modelos Afins Por Partes ou PWA foi também proposta e seus impactos no projeto de sistemas de controle foram ilustrados através de um estudo de caso. Os resultados apontam que a modelagem detalhada do sistema permite visualização de fenômenos não lineares no sistema de controle e que sua utilização no projeto de sistemas de controle tem potencial para melhorar o desempenho do sistema em malha fechada.

7.0 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- (1) IEEE Guide for the Application of Turbine Governing Systems for Hydroelectric Generating Units. **IEEE Std 1207-2011**. New York, 2011.
- (2) F. G. NOGUEIRA, C. T. COSTA Jr., W. BARRA Jr., J. A. L. BARREIROS, P. S. NASCIMENTO F., J. J. DE LANA, R. A. CAMPOS, E. A. F. ARAÚJO. **Modelagem do Sistema Hidráulico dos Reguladores de Velocidade da Primeira Etapa da UHE de Tucuruí Através de Técnicas de Identificação de Sistemas**. Anais do XX Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica, Recife, 2009.

- (3) C. CONCORDIA, L. K. KIRCHMAYER, E. A. SZYMANSKI. **Effect of Speed-Governor Dead Band on Tie-Line Power and Frequency Control Performance.** Power Apparatus and Systems, Part III. Transactions of the American Institute of Electrical Engineers, vol.76, no.3, pp.429-434, 1957.
- (4) D. G. RAMEY, J. W. SKOGLUND. **Detailed Hydrogovernor Representation for System Stability Studies.** IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, vol.PAS-89, no.1, pp.106-112, 1970.
- (5) I. C. REPORT. **Dynamic Models for Steam and Hydro Turbines in Power System Studies.** IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, vol.PAS-92, no.6, pp.1904-1915, 1973.
- (6) P. KUNDUR, J. P. BAYNE. **A study of early valve actuation using detailed prime mover and power system simulation.** IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, vol.94, no.4, pp.1275-1287, 1975.
- (7) F. F. WU, V. S. DEA. **Describing-function analysis of automatic generation control system with governor deadband.** Electric Power Systems Research, vol.1, no.2, pp.113-116, 1978.
- (8) C. W. TAYLOR, K. Y. LEE, D. P. DAVE. **Automatic Generation Control Analysis With Governor Deadband Effects.** IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, vol.PAS-98, no.6, pp.2030-2036, 1979.
- (9) D. K. PANTALONE, D. M. PIEGZA. **Limit Cycle Analysis of Hydroelectric Systems.** IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, vol.PAS-100, no.2, pp.629-638, 1981.
- (10) S. C. TRIPATHY, G. S. HOPE, O. P. MALIK. **Optimisation of load-frequency control parameters for power systems with reheat steam turbines and governor deadband nonlinearity.** IEE Proceedings on Generation, Transmission and Distribution, vol.129, no.1, pp.10-16, 1982.
- (11) H. C. CHANG, C. T. PAN, C. C. WEI, C. L. HUANG. **Limit cycle analysis of a hydroelectric system: A new approach.** Electric Power Systems Research, vol.11, no.1, pp.49-58, 1986.
- (12) B. STRAH, O. KULJACA, Z. VUKIC. **Speed and active power control of hydro turbine unit.** IEEE Transactions on Energy Conversion, vol.20, no.2, pp.424-434, 2005.
- (13) H. V. PICO, J. MCCALLEY. **Modeling and analysis of speed controls in hydro-turbines for frequency performance.** North American Power Symposium (NAPS), pp.1-7, 2011.
- (14) T.-S. TSAY. **Load-frequency control of interconnected power system with governor backlash nonlinearities.** International Journal of Electrical Power & Energy Systems, vol.33, no.9, pp.1542-1549, 2011.
- (15) H. N. V. PICO, D. C. ALIPRANTIS, J. D. MCCALLEY, N. ELIA, N. J. CASTRILLON. **Analysis of Hydro-Coupled Power Plants and Design of Robust Control to Damp Oscillatory Modes.** IEEE Transactions on Power Systems, vol.PP, no.99, pp.1-12, 2014.
- (16) K. NATARAJAN. **Robust PID Controller Design for Hydroturbines.** IEEE Transactions on Energy Conversion, vol.20, no.3, pp.661-667, 2005.
- (17) G. A. MUNOZ-HERNANDEZ, S. P. MANSOOR, D. I. JONES. **Modelling and Controlling Hydropower Plants.** Springer London, 2013.
- (18) Working Group on Prime Mover and Energy Supply Models for System Dynamic Performance Studies. **Hydraulic turbine and turbine control models for system dynamic studies.** IEEE Transactions on Power Systems, vol.7, no.1, pp.167-179, 1992.
- (19) L. N. HANNETT, J. W. FELTES, B. FARDANESH. **Field tests to validate hydro turbine-governor model structure and parameters.** IEEE Transactions on Power Systems, vol.9, no.4, pp.1744-1751, 1994.
- (20) P. KUNDUR. **Power System Stability and Control.** McGraw-Hill, 1994.
- (21) J. A. SOUZA. **Modelos Teóricos Sistema de Controle de Velocidade.** Relatório 2/1, Projeto ANEEL CEMIG/GT n. 465, 2013.
- (22) E. D. SONTAG. **Nonlinear regulation: The piecewise linear approach.** IEEE Transactions on Automatic Control, vol.26, no.2, pp.346-358, 1981.
- (23) M. MORARI, M. BAOTIC, F. BORRELLI. **Hybrid systems modeling and control.** European Journal of Control, vol.9, no.23, pp.177-189, 2003.

(24) B. POTONIK, G. MUI, B. ZUPANI. **A new technique for translating discrete hybrid automata into piecewise affine systems**. Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems, vol.10, no.1, pp.41–57, 2004.

(25) A. BEMPORAD, M. MORARI. **Control of systems integrating logic, dynamics, and constraints**. Automatica, vol.35, no.3, pp.407-427, 1999.

DADOS BIOGRÁFICOS

Emerson Donaisky obteve os graus de bacharel em Engenharia de Controle e Automação e mestrado em Engenharia de Produção e Sistemas na Pontifícia Universidade Católica do Paraná (PUCPR), em 2005 e 2008, respectivamente. Atualmente é professor adjunto da Pontifícia Universidade Católica do Paraná (PUCPR). A sua pesquisa está voltada a modelagem e controle de sistemas.

Gustavo Henrique da Costa Oliveira graduou-se em Engenharia Elétrica pela Universidade Federal de Juiz de Fora em 1988, Mestre em Engenharia Elétrica pela Universidade Estadual de Campinas em 1992, Doutor em Engenharia pela Universidade de Nice Sophia-Antipolis, França, e Doutor em Engenharia Elétrica pela Universidade Estadual de Campinas em 1997. Atualmente, ele é Professor Adjunto do Departamento de Engenharia Elétrica da Universidade Federal do Paraná. Suas atividades de pesquisa incluem: identificação de sistemas, controle de processos e controle preditivo, modelagem e simulação de transformadores de potência, controle de carga/frequência na geração de energia elétrica.

Gideon Villar Leandro gradou-se em Engenharia Elétrica pela Universidade Estadual Paulista em 1989, Mestre em Engenharia Elétrica pela Universidade Federal da Paraíba em 1992, Doutor em Engenharia Elétrica pela Universidade Estadual de Campinas em 2000. Atualmente, é Professor Adjunto do Departamento de Engenharia Elétrica da Universidade Federal do Paraná. Suas atividades de pesquisa incluem: identificação de sistemas, controle de processos e controle inteligente, sistemas a eventos discretos, controle de carga/frequência na geração de energia elétrica.

Eduardo Alves Portela Santos recebeu o grau de engenheiro mecânico pela Universidade Federal da Bahia em 1993, mestrado em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal de Santa Catarina (1996) e doutorado em Engenharia Elétrica pela Universidade Federal de Santa Catarina (2003). Realizou estágio pós doutoral na Universidade Tecnológica de Eindhoven (Holanda) (2009). Atualmente é professor titular da Pontifícia Universidade Católica do Paraná (PUCPR) e professor adjunto na Universidade Federal do Paraná (UFPR). A sua pesquisa está direcionada a sistemas a eventos discretos e modelos de tomada de decisão em sistemas de produção.

Adinã Martins Pena é Engenheiro de Planejamento Elétrico, com pós-graduação na UFSC (2007) e graduação na PUC Minas em Engenharia Elétrica (1999). Trabalha na CEMIG GT, Companhia Energética de Minas Gerais – Geração e Transmissão, desde 1987 e na Gerência de Planejamento Elétrico, desde 2004.

João Antunes de Souza é engenheiro eletricitista formado pela PUC em 1982, com Pós-Graduação pela UFSC em 1990. Engenheiro de Sistemas de Controle na CEMIG até julho/2010. Atualmente diretor da COPI Controle de Processos Industriais.