

CENTRALIZAÇÃO DE TIRAS NO LAMINADOR DE TIRAS A FRIO⁽⁰¹⁾

*Amauri Dias de Carvalho⁽⁰²⁾
Carlos Thadeu de Ávila Pires⁽⁰³⁾
Fernando Antonio Ferreira Silva⁽⁰⁴⁾
José Jaime da Cruz⁽⁰⁵⁾
Marcelo Machado da Costa⁽⁰⁶⁾
Maurício de Freitas Giovannetti⁽⁰⁷⁾*

RESUMO

O controle de posição da tira durante o processo de laminação a frio, quer seja no desbobinamento ou bobinamento no LTF, é de fundamental importância para a melhoria dos índices de qualidade e produtividade nas linhas de produção. Sua relevância, no tocante à questão da qualidade do produto, é clara, quando se tem que garantir a produção de uma tira sem deformidades nas bordas e desalinhamentos na formação da bobina, a fim de se evitar perdas durante o processo da mesma. Existem no mercado controladores destinados a esta tarefa, mas que não levam em consideração alguns parâmetros julgados importantes para um bom resultado no trabalho de manter-se a tira centralizada, tal como a sua velocidade. O objetivo deste trabalho é divulgar os benefícios alcançados através do desenvolvimento de um controlador automático para corrigir e/ou melhorar o bobinamento/desbobinamento através da centralização da tira, levando em consideração os principais parâmetros envolvidos. Serão apresentados o modelamento matemático do sistema, o projeto do citado controlador automático e as simulações realizadas em computador. Os resultados obtidos após a implantação no LTF também são apresentados.

Palavras-Chaves: Laminador de Tiras a Frio – centralização de tiras – sistemas de controle

⁽⁰¹⁾ Trabalho a ser apresentado no 59º CONGRESSO DA ABM - Julho de 2004 - São Paulo - SP – Brasil.

⁽⁰²⁾ Sócio da A.B.M. Engenheiro Eletricista, M.Sc., Gerência de Suporte Técnico da Laminação a Frio da Companhia Siderúrgica Paulista - Cosipa, Cubatão SP.

⁽⁰³⁾ Sócio da A.B.M. Engenheiro Eletricista, M.Sc., Gerência de Suporte Técnico da Laminação a Frio da Companhia Siderúrgica Paulista - Cosipa, Cubatão SP.

⁽⁰⁴⁾ Técnico em Instrumentação, Gerência de Laminação de Tiras a Frio da Companhia Siderúrgica Paulista - Cosipa, Cubatão SP.

⁽⁰⁵⁾ Professor, Dr., Laboratório de Automação e Controle, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo SP.

⁽⁰⁶⁾ Técnico em Instrumentação, Supervisor de manutenção, Gerência de Laminação de Tiras a Frio da Companhia Siderúrgica Paulista - Cosipa, Cubatão SP.

⁽⁰⁷⁾ Sócio da A.B.M. Engenheiro Eletricista, Gerência de Suporte Técnico da Laminação a Frio da Companhia Siderúrgica Paulista - Cosipa, Cubatão SP.

1 INTRODUÇÃO

O bobinado irregular, originado durante a tarefa de enrolar a tira laminada no Laminador de Tiras a Frio (LTF), acarreta descartes de chapas com amassamentos nos Laminadores de Encruamento (LEs), implicando em perdas expressivas ao longo do processo de Laminação a Frio. Um equipamento fundamental para a redução destas perdas, é o Centralizador de Tiras instalado na Desenroladeira do LTF, esquematicamente representado na Figura 1. Sua instalação ocorreu no ano de 1997.

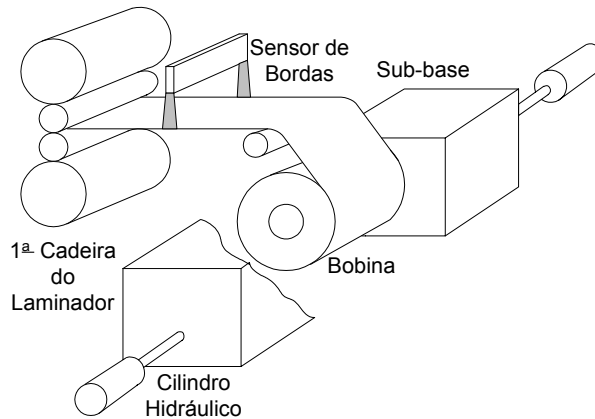


Figura 1 - O centralizador da desenroladeira do LTF.

As soluções e melhorias implementadas tinham a característica de não garantir estabilidade nos resultados, ou seja, após algum tempo os indicadores mostravam que as ações perdiam sua efetividade. Na Figura 2 é possível ver que houve grande melhora entre outubro/01 e setembro/02 e a partir de então é patente a tendência de aumento.

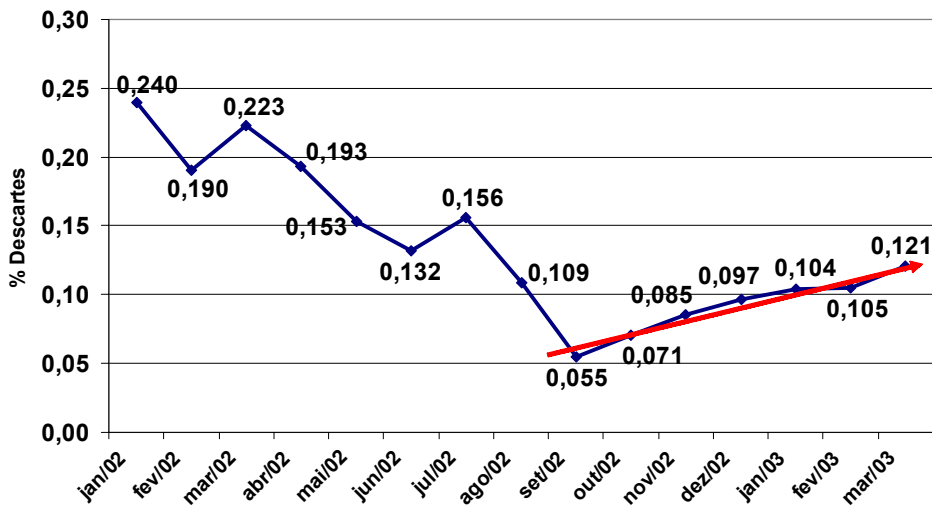


Figura 2 - Descartes por Bobinado Irregular nos LE's (10/01 a 03/03).

A análise dos componentes que contribuem para a melhoria do desempenho do centralizador indicou a necessidade de estudar-se o controlador automático, responsável pela geração dos sinais de erro utilizados para corrigir a posição da bobina durante o desbobinamento. Daí origina-se este trabalho onde será verificada sua capacidade de corrigir ou melhorar o bobinado no LTF. Para isso utilizou-se um modelo matemático do sistema, compararam-se os resultados obtidos através de alternativas de projeto e pela análise dos resultados obtidos.

Alguns trabalhos relacionados com o assunto foram pesquisados. Dentre eles pode-se destacar: Campbell (1958) que pela primeira vez, apresenta modelos matemáticos de primeira ordem, no domínio da frequência, para o deslocamento da tira antes e após um rolo, e também, para o movimento de tiras durante o processo de desenrolar. Shelton & Reid (1971a, b) apresentam um modelo de segunda ordem para o movimento lateral de tiras, incluindo resultados de testes realizados com os modelos obtidos. Guo & Loen (1999) utilizam dois controladores PID para resolver um problema semelhante no sistema de posicionamento da desenroladeira de um LTF. Thayer (1965) utiliza modelos de primeira e segunda ordem para analisar o comportamento dinâmico de servoválvulas em algumas aplicações. Guo (1991) discute modelos matemáticos para os principais elementos hidráulicos de sistemas HAGC (Hydraulic Automatic Gauge Control) e finalmente De Negri (2001) desenvolve modelos matemáticos lineares para os componentes hidráulicos de sistemas de posicionamento.

2 MODELO MATEMÁTICO

A Figura 3 apresenta os componentes do centralizador existente na desenroladeira do LTF da COSIPA e abaixo são definidas, as suas variáveis nominais:

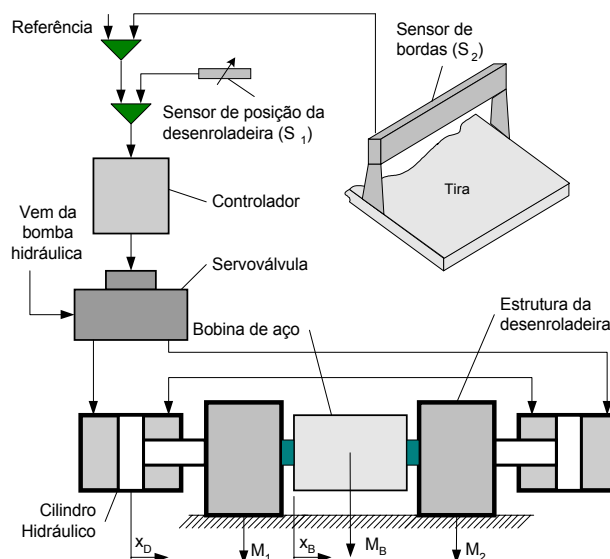


Figura 3 - Sistema de centralização do LTF.

I_{CN} = corrente nominal da servoválvula.	Q_{VCN} = vazão nominal servoválvula
X_{SN} = deslocamento nominal do êmbolo da servoválvula.	P_{CN} = pressão nominal do sistema.
X_{DN} = deslocamento nominal da estrutura da desenroladeira	X_{BN} = perturbação máxima admitida.
	Y_N = deslocamento nominal da tira

O diagrama de blocos adimensionalizado do sistema de centralização é visto na Figura 4. As equações matemáticas estão logo abaixo. Para validação do projeto foram realizadas simulações incluindo as seguintes não-linearidades no modelo: saturações no sinal de controle, na vazão e na pressão; atritos cinéticos e atritos viscosos com valores diferentes para cada sentido de movimento do conjunto da desenroladeira; coeficientes de descarga com valores diferentes na servoválvula;

zonas mortas na servoválvula e limitações no deslocamento da desenroladeira

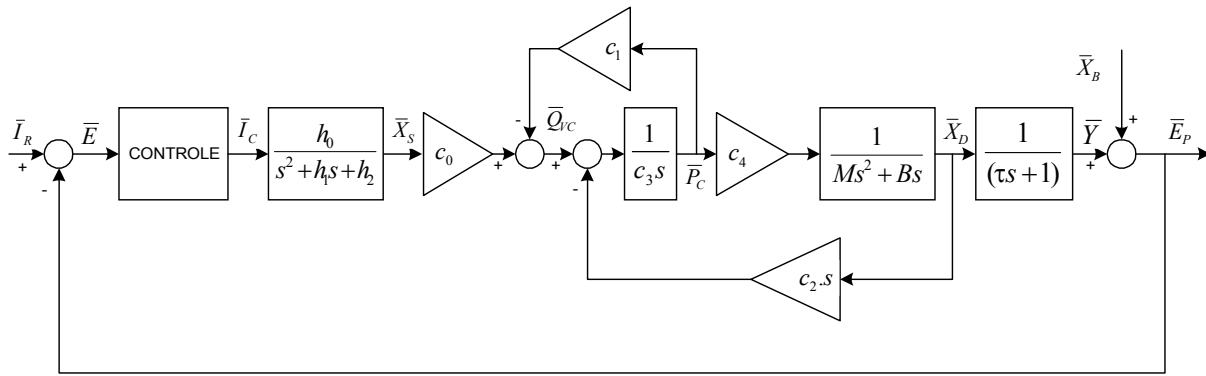


Figura 4 - Diagrama de blocos adimensionalizado.

$$\frac{\bar{X}_S(s)}{\bar{I}_C(s)} = \frac{h_0}{s^2 + h_1s + h_2}, \quad \text{Equação 1}$$

$$\bar{Q}_{VC}(s) = c_0\bar{X}_S(s) - c_1\bar{P}_C(s), \quad \text{Equação 2}$$

$$\bar{Q}_{VC}(s) = c_2s\bar{X}_D(s) + c_3s\bar{P}_C(s), \quad \text{Equação 3}$$

$$\frac{\bar{X}_D(s)}{\bar{P}_C(s)} = \frac{c_4}{Ms^2 + Bs}, \quad \text{Equação 4}$$

$$\frac{\bar{Y}(s)}{\bar{X}_D(s)} = \frac{1}{\tau s + 1}. \quad \text{Equação 5}$$

Sendo:

$$h_0 = \frac{K_V \omega_s^2 I_{CN}}{X_{SN}}, \quad h_1 = 2\zeta \omega_s, \quad h_2 = \omega_s^2, \quad c_0 = \frac{Kq_0 X_{SN}}{Q_{VCN}}, \quad c_1 = \frac{Kc_0 P_{CN}}{Q_{VCN}},$$

$$c_2 = \frac{A_e X_{DN}}{Q_{VCN}}, \quad c_3 = \frac{V_t P_{CN}}{4\beta Q_{VCN}}, \quad c_4 = \frac{Ae P_{CN}}{X_{DN}}, \quad \tau = \frac{l}{V_{TR}}.$$

2.1 Ajuste dos parâmetros do modelo

Reuniram-se no modelo não-linear, todos os pontos levantados a respeito do comportamento da pressão em regime transitório e permanente, da diferença nos valores da vazão, das velocidades de deslocamento do sistema quando a estrutura movimentava-se em sentidos opostos, do atrito viscoso e do atrito cinético. Foram realizadas simulações aplicando-se o mesmo degrau de corrente aplicado na planta real. Os valores finais dos parâmetros após as simulações estão na Tabela 1.

Tabela 1 - Parâmetros do sistema de centralização.

Coefficiente de compressibilidade β	7×10^8 Pa
Atrito viscoso - B	4×10^5 Ns/m
Coefficiente de atrito cinético - μ	0,14
Coefficiente descarga - C_d	0,02684 m/s
Vazão nominal - Q_{VC}	$0,0010789$ m ³ /s

2.2 Validação do modelo do controlador existente

O modelo do controlador do sistema de centralização do LTF foi construído para confirmar os resultados das simulações que irão verificar a influência da dinâmica da tira no sistema. A Figura 5 ilustra o seu esquema.

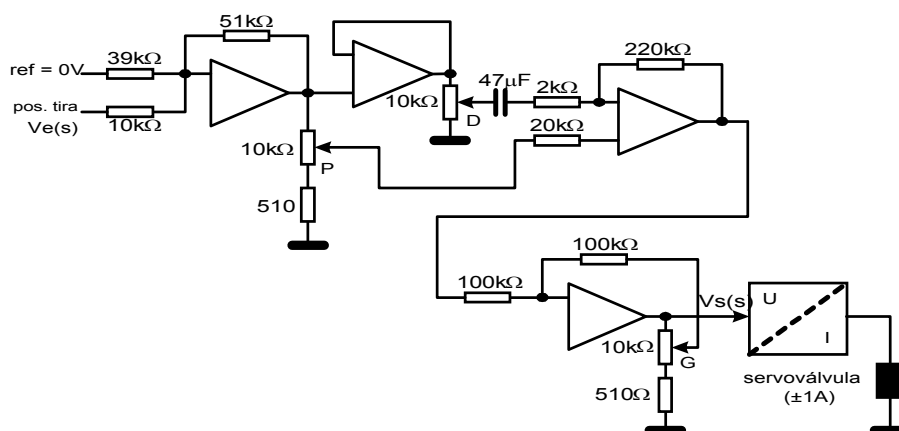


Figura 5 – Controlador existente no sistema de centralização do LTF.

Sua função de transferência com os ganhos fixos reduzidos de um fator de 20, para adequá-la ao modelo adimensional da planta, está descrita pela Equação 6.

$$\frac{V_s(s)}{V_e(s)} = \left[\frac{28Ds}{s+10.64} + (2,66P + 0,136) \right] \frac{1,051}{1,051 - G} \quad \text{Equação 6}$$

Os parâmetros P , G e D representam a posição em que se encontram os potenciômetros de ajuste dos ganhos, e podem variar de 0 a 1.

Foi realizada simulação com os ganhos P , D e G nos mesmos valores do controlador real durante os ensaios, ou seja, 0,8; 0,0 e 0,7 respectivamente e, inserindo-se um sinal de erro coletado na planta real, com intensidade inicial de 100%. O resultado foi comparado com os comportamentos do controlador real. A Figura 6 ilustra o resultado da simulação, onde a linha contínua representa a resposta do modelo, a linha pontilhada a resposta da planta real e a linha traço-ponto o sinal de erro inserido no modelo.

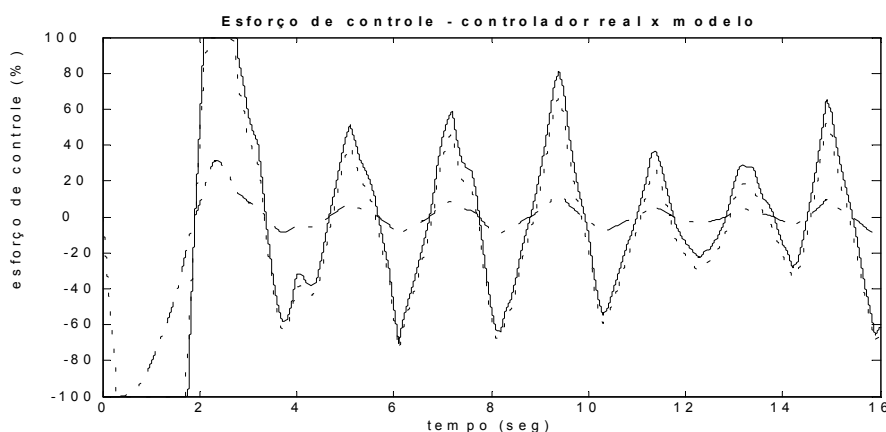


Figura 6 - Comparação: modelo do controlador x controlador real (100%).

2.3 Análise da dinâmica da tira

A validação da função de transferência da tira - Equação 5 - utilizou os dados obtidos em dois ensaios realizados no LTF. No primeiro ensaio o desvio (erro) em relação ao centro do laminador, detectado pelo sensor de posição da tira, atingiu

100% do fundo de escala (equivalente a 0,010m). No segundo ensaio o deslocamento da tira chegou a 68% (equivalente a 0,0068m). Durante os ensaios o controlador foi religado e registrado a reação do sistema para trazer a tira para o centro do laminador. A Figura 7 e a Figura 8 apresentam a comparação entre a posição real da tira durante os ensaios e as simulações com o modelo.

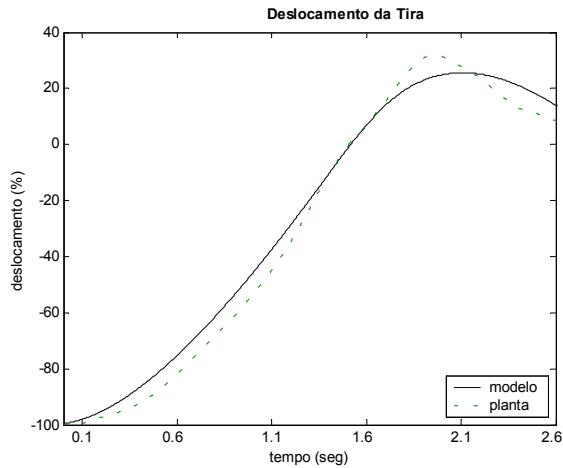


Figura 7 - Resposta real e do modelo da dinâmica da tira. Ensaio 01.

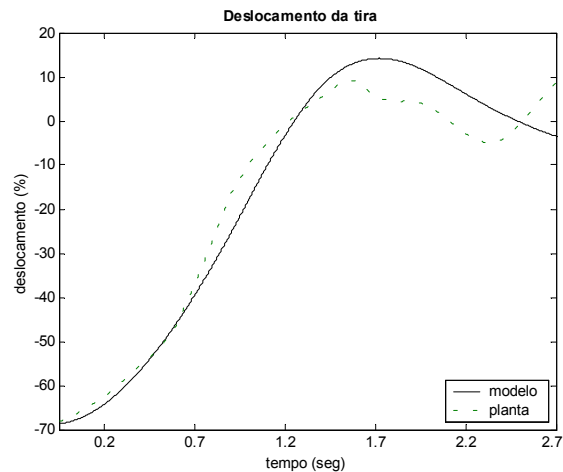


Figura 8- Resposta real e do modelo da dinâmica da tira. Ensaio 02.

2.4 Parâmetros variáveis

O parâmetro τ , definido na Equação 5, varia com a distância λ (entre a bobina e o primeiro rolo defletor) e com a velocidade da tira V_{TR} . O comprimento λ pode variar de 1,375 m a 1,525 m. Já a velocidade V_{TR} , segundo o manual do fabricante do laminador, pode variar de 1,56 m/s a 5,92 m/s. Então τ , pode variar de 0,23226 s a 0,97756 s, refletindo na localização do pólo da FT da tira, interferindo no desempenho do sistema de centralização. Como será visto adiante a variação da massa da bobina ao ser desenrolada não influencia o desempenho do sistema de centralização.

2.5 Definição dos requisitos de desempenho

Duas bobinas foram observadas e uma amostra de um intervalo de trinta segundos do que foi obtido nos testes é visto na Figura 9.

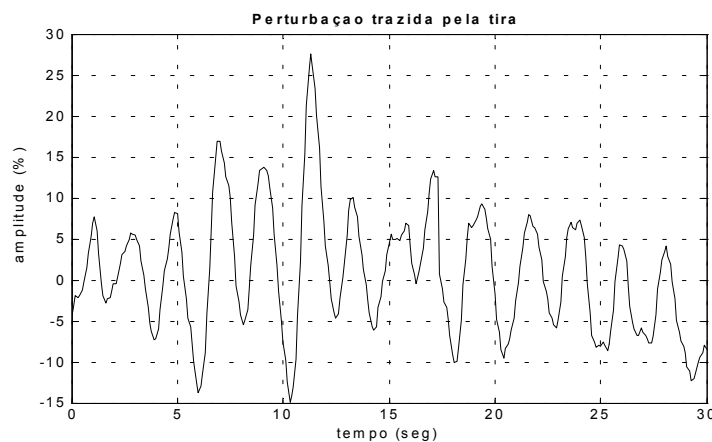


Figura 9 - Perturbação no centralizador do LTF.

Nesta amostra as amplitudes máximas ficaram em torno de + 28% e – 15% de Y_N e a frequência em torno de 0,5Hz (3,14 rad/s). Definiram-se como requisitos

mínimos do sistema de controle, reduzir-se perturbações com amplitudes de $\pm 0,004$ m (40,0% de Y_N). para $\pm 0,001$ m (10,0% de Y_N) com freqüência de 0,5 Hz, com a tira movimentando-se em uma velocidade entre 1,76 m/s e 1,85 m/s.

3 PROJETO DO CONTROLADOR

Foram formuladas quatro funções de transferência (FT) em malha aberta de 6ª ordem do sistema, relacionando a corrente de alimentação da servoválvula e a posição final da tira, combinando a massa mínima e máxima na desenroladeira e o parâmetro τ da tira, mínimo e máximo. Os pólos de malha aberta estão relacionados na Tabela 2. Os Diagramas de Bode destas FTs indicaram a pouca influência da massa (Figura 10).

Tabela 2 - Pólos da função de transferência do centralizador

Pólos	Valores
1	0
2	-217+i289,3
3	-217-i289,3
4	-3,14+i46,9
5	-3,14-i46,9
6	1,023

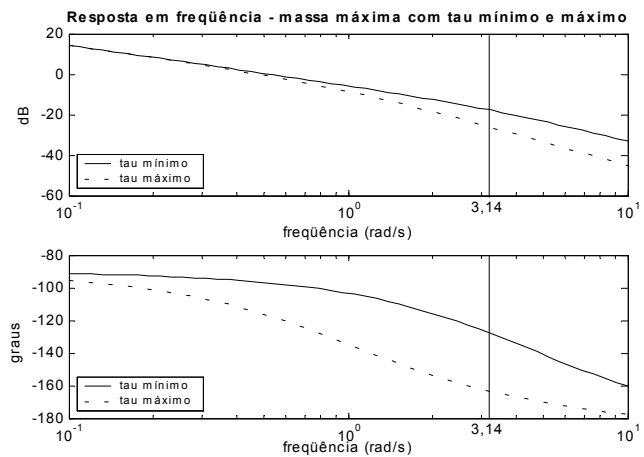


Figura 10 - Resposta em freqüência - massa máxima e τ mínimo e máximo.

3.1 Rejeição de perturbações

Cruz (1996) apresenta uma maneira de determinar o ponto acima do qual a resposta em freqüência do sistema deverá estar para garantir a rejeição das perturbações. Para isto definem-se $G_p(s)$ como a função de transferência entre $\bar{I}_C(s)$ e $\bar{Y}(s)$ - ver Figura 4 - e $K(s)$ como o controlador. Considerando apenas a contribuição de $\bar{X}_B(s)$ para $\bar{E}_p(s)$, substituindo-se s por $j\omega$ e considerando que especificação referente à rejeição de perturbações é dada através de uma função $\alpha_d(\omega)$, tem-se a Equação 7.

$$\left| \frac{\bar{E}_p(j\omega)}{\bar{X}_B(j\omega)} \right| = \left| \frac{1}{1 + G_p(j\omega)K(j\omega)} \right| \leq \alpha_d(\omega). \quad \text{Equação 7}$$

A partir das definições do item 2.5, pode-se estabelecer $1/\alpha_d(\omega)$ como sendo igual a 4, implicando que na freqüência de 3,14 rad/s o $|1 + G_p(j\omega)K(j\omega)| \geq 12,04dB$.

3.2 Definição do ganho $K(s)$ e análise das margens de ganho e de fase

Calcula-se a função de transferência diferença de retorno $1 + G_p(s)K(s)$ - Equação 8 -, para $K(s) = 1$, do sistema em malha fechada.

$$1 + G_p(s)K(s) = \frac{7485s^6 + 3,303e6s^5 + 1,02e9s^4 + 1,44e10s^3 + 2,18e12s^2 + 2,216e12s + 1,9e12}{7485s^6 + 3,303e6s^5 + 1,02e9s^4 + 1,44e10s^3 + 2,18e12s^2 + 2,216e12s}. \quad \text{Equação 8}$$

O valor de $K(s)$ que posicionou a curva de ganho acima da especificação foi $K(s) = 60$, como visto nos Diagramas de Bode na Figura 11. Destaca-se que na

freqüência de 3,14 rad/s a amplitude passou a ser de 12,2 dB.

Segundo Ogata (1982) as margens de ganho e fase podem ser utilizadas como critérios de projeto. Se corretamente escolhidas, previnem contra variações dos componentes no sistema. Para um desempenho satisfatório, a margem de ganho deve ser maior que 6dB e a margem de fase deve estar entre 30° e 60°.

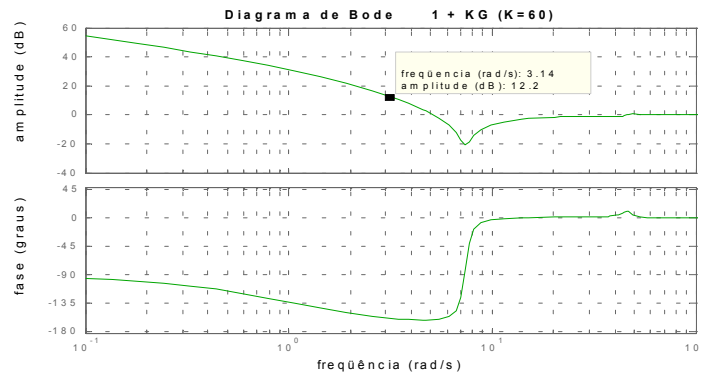


Figura 11 - Diagramas de Bode para a função 1+GK compensada.

Na Tabela 3 estão os valores obtidos para as margens de ganho e fase da FT escolhida com $K(s) = 1$. Apesar da margem de fase ser alta, a freqüência onde ela acontece (0,707rad/s) está muito distante dos 3,14rad/s (freqüência das perturbações).

Tabela 3 - Margens de ganho e fase do sistema de centralização.

Massa	τ	Margem de ganho (dB)	Freqüência (rad/s)	Margem de Fase (graus)	Freqüência (rad/s)
máxima	máximo	44,58	12,65	55,1	0,707

Compensando-se a planta, com o ganho $K(s) = 60$, o sistema passa a apresentar 9,01dB de margem de ganho e 5,35° de margem de fase, ou seja, pelo critério definido em Ogata (1982) para a margem de fase, fica evidente que apenas uma compensação proporcional não é capaz de atender à especificação.

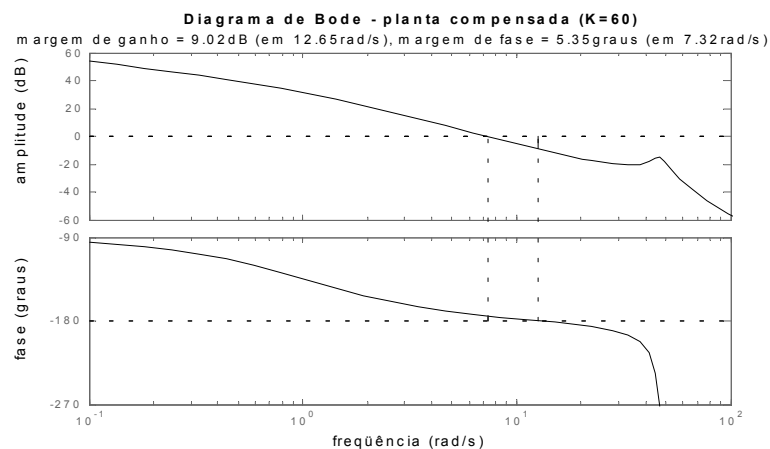


Figura 12 - Margens de ganho e fase após a compensação da planta

3.3 Projeto do compensador de avanço

O compensador de avanço tem a forma vista na Equação 9. Utilizou-se critérios estabelecidos em Ogata (1982) e D'Azzo e Houpis (1995) para o projeto.

$$K_{LEAD}(s) = A_g \alpha \frac{1+Ts}{1+\alpha Ts}, \quad 0 < \alpha < 1. \quad \text{Equação 9}$$

A Equação 10 é a FT obtida para o compensador projetado conforme o procedimento sugerido por Ogata (1982).

$$K_{LEAD}(s) = 0,1 \frac{1+2,09s}{1+0,209s} = \frac{s+0,478}{s+4,78}. \quad \text{Equação 10}$$

O procedimento sugerido em D'Azzo e Houpis (1995), conduz a outros valores para o pólo e o zero do compensador. Os três controladores obtidos, para $\alpha = 0,1$, são:

$$K_{LEAD-1}(s) = \frac{s+0,77}{s+7,7}, \quad \text{Equação 11}$$

$$K_{LEAD-2}(s) = \frac{s+1,023}{s+10,23}, \quad \text{Equação 12}$$

$$K_{LEAD-3}(s) = \frac{s+1,53}{s+15,3}. \quad \text{Equação 13}$$

4 ANÁLISE DE RESULTADOS

Foram comparados os desempenhos dos modelos quando compensados com os novos controladores de avanço e com o controlador existente, em malha fechada, quando perturbados na saída por uma senóide com amplitude de $\pm 40\%$, na frequência de 3,14 rad/s. Escolheu-se a senóide por melhor representar o padrão das perturbações que são encontradas na planta real (ver Figura 9).

4.1 Simulações da planta com o controlador existente

Investigou-se a capacidade do controlador existente em atingir o desempenho desejado. Incluiu-se o ganho D , o que tornou o controlador existente em um compensador de avanço. Tratando-se algebricamente a Equação 6 chega-se a forma vista na Equação 14.

$$K_{EXISTENTE}(s) = KT \frac{s+Z}{s+10,64}, \quad \text{Equação 14}$$

sendo:

$$KT = \frac{29,428D + 2,8P + 0,1427}{1,051 - G}, \text{ e} \quad \text{Equação 15}$$

$$Z = \frac{10,124P + 0,516}{10D + 0,9515P + 0,0485}. \quad \text{Equação 16}$$

Definiu-se a relação entre o pólo e o zero do controlador de 10:1. Através das simulações com o modelo linear, escolheu-se um ganho $KT = 165$. Fazendo uso da Equação 15 e da Equação 16, definiu-se os valores de Z , P , D e G . Os valores obtidos foram: $Z = 1,064$; $P = 0,9$; $D = 0,81$ e $G = 0,89$.

A Figura 13 mostra a simulação com o modelo não-linear e o controlador existente com nova sintonia. Foi possível rejeitar perturbações com amplitude de $\pm 40\%$ na frequência de 1,6 rad/s, e não com 3,14 rad/s como solicitado pela especificação de desempenho.

4.2 Simulações da planta com os novos compensadores de avanço

Pode ser observado pelas simulações, que o desempenho dos novos compensadores é muito similar ao do controlador existente, resultado já esperado, pois comprovou-se que todos têm estrutura similar. Para uma visualização completa dos resultados obtidos, consultar Carvalho (2003).

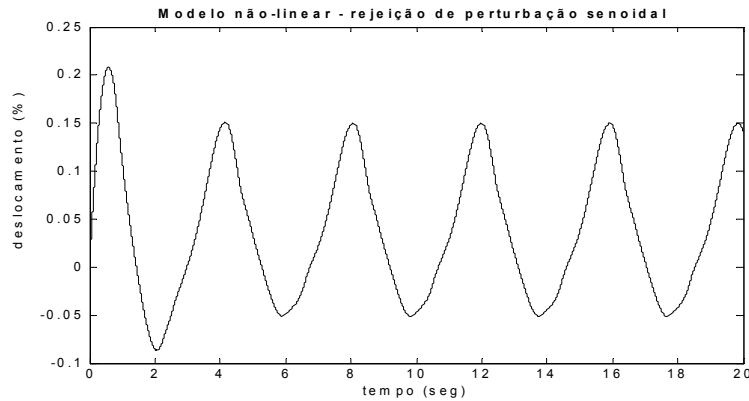


Figura 13 - Modelo não-linear - rejeição de perturbação - controlador existente.

4.3 Variação do ganho do controlador

Verificou-se que, após o redimensionamento do sistema, o ganho escolhido para o controlador é excessivo para o caso mais favorável de operação. Indicando a necessidade de variação do ganho em função da velocidade da tira. Por tentativa e erro observou-se que se reduzindo o ganho do controlador pela metade, o sistema comportou-se adequadamente.

4.4 Implantação no LTF

A partir de março de 2003, utilizando-se o hardware e o software existentes para o controle de espessura do LTF, implementou-se o novo controlador do sistema de centralização, eliminando-se o existente. Este novo controlador levou em consideração as seguintes características, observadas nos ensaios e simulações:

- o ganho do controlador diminui com o aumento da velocidade;
- os ganhos são diferenciados quando muda o sentido de deslocamento e
- a estrutura do controlador segue a forma de um compensador de avanço.

A melhoria e estabilidade dos resultados obtidos na redução dos descartes nos LEs devidos ao bobinamento irregular do LTF podem ser vistos na Figura 14.

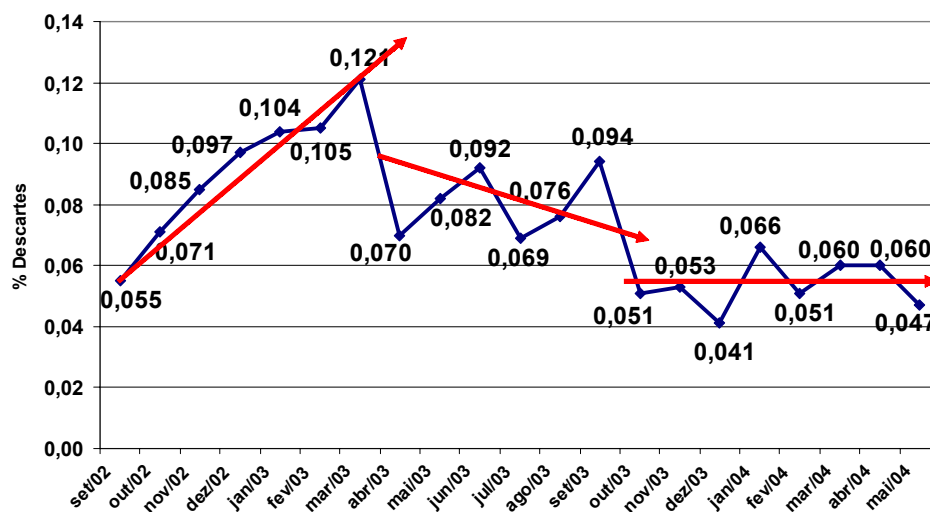


Figura 14 - Descartes por Bobinamento Irregular nos LE's (09/02 a 05/04).

5 CONCLUSÕES

Além da compensação no ganho, foi necessária a correção da fase do sistema, utilizando-se um compensador de avanço. O sistema além de ter sua capacidade de rejeitar perturbações melhorada, ganhou recursos de visualização e diagnose graças à implementação em computador. O modelo desenvolvido possibilita a realização de estudos em outros sistemas de centralização

6 REFERÊNCIAS:

1. CAMPBELL, D.P. **Process Dynamics**. New York: Wiley, p.152-156, 1958.
2. CARVALHO, A. D. **Desenvolvimento de um Controlador Automático para Sistemas de Guiagem de Tiras de Aço em Linhas Processos Siderúrgicos**. 2003. 120p. Dissertação (Mestrado). Escola Politécnica, Universidade de São Paulo. São Paulo, 2003.
3. CRUZ, J.J. **Controle Robusto Multivariável**. São Paulo: Editora da Universidade de São Paulo, 1996.
4. D'AZZO, J. J.; HOUPIIS, C. H. **Linear Control System Analysis and Design**. 4^a ed. McGraw-Hill, 1995.
5. DE NEGRI, V.J. **Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos para Automação e Controle. Parte III - Sistemas Hidráulicos para Controle**. Florianópolis: UFSC, Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos, 2001.
6. GUO, R. M. **Evaluation of Dynamic Characteristics of HAGC System**. AISE: Iron and Steel Engineer, p.52-61, July 1991.
7. GUO, R. M.; LOEN, M. V. **Design and Simulation of an Entry Edge Guide Control System for Tandem Cold Mills**. ASME: Journal of Manufacturing Science and Engineering, v. 121, p.69-75, February 1999.
8. OGATA, K. **Engenharia de Controle Moderno**. Prentice Hall do Brasil, 1982.
9. SHELTON, J. J.; REID, K. N. **Lateral Dynamics of an Idealized Moving Web**. ASME: Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, n. 3, p.180-186, September 1971a.
10. SHELTON, J. J.; REID, K. N. **Lateral Dynamics of a Real Moving Web**. ASME: Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, n. 3, p.187-192, September 1971b.
11. THAYER, W. J. **Transfer Functions for MOOG Servo valves**. MOOG Inc., Technical Bulletin 103, Nova York, 11p., January 1965.

WEB CENTERING ON TANDEM COLD MILL⁽⁰¹⁾

*Amauri Dias de Carvalho⁽⁰²⁾
Carlos Thadeu de Ávila Pires⁽⁰³⁾
Fernando Antonio Ferreira Silva⁽⁰⁴⁾
José Jaime da Cruz⁽⁰⁵⁾
Marcelo Machado da Costa⁽⁰⁶⁾
Maurício de Freitas Giovannetti⁽⁰⁷⁾*

ABSTRACT

The web position control during cold rolling process at uncoiler or coiler operations on TCM is of major importance to improve quality and productivity in production lines. Its significance, with respect to product quality, is clear, as it is required to produce a strip without edge deformations and misalignments in a built up coil to avoid losses during its processes. Controllers that perform this task are commercially available, but they do not take into account some important parameters, as the speed of strip, to obtain a good result in the job of keeping a web centralized. The aim of this paper is to relate the benefits reached due to the study and development of an automatic controller to correct and/or improve the coiler/uncoiler operations and the strip centralization taking into account the main related parameters. The system mathematical model will be presented as well the controller design and the computer simulations. The reached results after implementation in TCM will be presented.

Key-words: Tandem Cold Mill – Web centralization – Control systems

⁽⁰¹⁾ Work to be introduced at 8th Process Automation Seminar – October, 2004 – Belo Horizonte – MG - Brazil.

⁽⁰²⁾ Partner of A.B.M., Electrical Engineer, M.Sc., Cold Rolling Technical Support of Companhia Siderúrgica Paulista - COSIPA, Cubatão – SP - Brazil.

⁽⁰³⁾ Partner of A.B.M., Electrical Engineer, M.Sc., Cold Rolling Technical Support of Companhia Siderúrgica Paulista - COSIPA, Cubatão – SP - Brazil.

⁽⁰⁴⁾ Instrumentation Technician, Cold Rolling Section of Companhia Siderúrgica Paulista - COSIPA, Cubatão – SP - Brazil.

⁽⁰⁵⁾ Teacher, Dr., Automation and Control Laboratory, Polytechnic School, São Paulo University, São Paulo – SP - Brazil.

⁽⁰⁶⁾ Instrumentation Technician, Maintenance Supervisor, Cold Rolling Section of Companhia Siderúrgica Paulista - COSIPA, Cubatão – SP - Brazil.

⁽⁰⁷⁾ Partner of A.B.M., Electrical Engineer, Cold Rolling Technical Support of Companhia Siderúrgica Paulista - Cosipa, Cubatão – SP - Brazil.=