

ESTUDO DAS CONDIÇÕES DE ESCOAMENTO DE SISTEMAS DE POSICIONAMENTO ELETRO-HIDRÁULICOS EMPREGANDO O MÉTODO DAS LINHAS DE TRANSMISSÃO

Rafael R. S. Bravo, Adilson Jair Cardoso

Instituto Federal de Santa Catarina/ Coordenação de Eletroeletrônica-Mecatrônica/

Emails: rafael.bravo@ifsc.edu.br, adilson.jair@ifsc.edu.br

Resumo: Diversas técnicas têm sido usadas na modelagem de escoamento laminar em tubulações. Em sistemas hidráulicos, a dinâmica do escoamento pode ser considerada suficientemente rápida. Aliado a isto, os comprimentos dos segmentos das tubulações não são muito longos, e por estas razões, a dinâmica do escoamento em tubos normalmente é desprezada. O estudo dinâmico de sistemas hidráulicos normalmente é direcionado à interação dos componentes, fenômenos presentes inerentes às não linearidades e perturbações externas que, de modo geral, podem ser representados por modelos a parâmetros concentrados. O modelo de tubos pode ser representado simplesmente por um coeficiente de perda de carga. Uma representação mais completa inclui a compressibilidade e a inércia associado ao fluido. Para o caso de modelagem empregando-se o modelo a parâmetros concentrados, pode ainda ser prático dividir a tubulação das linhas de escoamento em partes ou segmentos de tubo. Para alguns sistemas que operam com longas linhas de transmissão, como é o caso de sistemas hidráulicos de aeronaves, ou ainda aqueles cujo efeito dinâmico do fluido nas linhas possa interferir no seu funcionamento, é importante usar modelos mais precisos que descrevam com maior fidelidade o comportamento real das variáveis de saída. Para tal, podem ser usados modelos a parâmetros distribuídos, próprios para análise no domínio da frequência. A modelagem e simulação mais acurada visa prever qual será o comportamento do fluido sob determinadas condições de trabalho, a fim de se encontrar meios de corrigir ou amenizar possíveis efeitos negativos de projeto. Os principais efeitos oriundos da dinâmica do escoamento geralmente são caracterizados por pulsações contínuas ou transientes de pressão e/ou valores de vazão que possam causar instabilidades no funcionamento do circuito. Golpes hidráulicos podem ser gerados em resposta a rápidas comutações da válvula de comando. Dependendo da magnitude dos picos de pressão, poder haver redução da vida útil dos componentes, irregularidades no movimento da máquina e fadiga dos materiais. Neste cenário, o presente artigo utiliza o método das linhas de transmissão para modelar as linhas de escoamento de um sistema de posicionamento eletro-hidráulico no qual são utilizadas linhas longas e de pequeno diâmetro. O objetivo é o de verificar o comportamento do sistema fluídico e compará-lo à modelagem tradicional que utiliza parâmetros concentrados. Os resultados da simulação são apresentados e discutidas as equivalências e discrepâncias entre os modelos analisados.

Palavras Chave: método das linhas de transmissão, sistemas hidráulicos, modelagem, TLM

1 O MÉTODO DAS LINHAS DE TRANSMISSÃO (TLM)

A técnica TLM emprega um modelo a parâmetros distribuídos para representar os atrasos de transmissão de sinais de pressão e vazão que ocorrem entre as extremidades de um segmento de tubulação analisado. O TLM permite processar integrações numéricas de passo fixo e variável. O modelo pode incorporar o efeito do atrito como função dependente da frequência. Este efeito produz resultados de grande fidelidade em relação a escoamentos reais, com pequena perda de precisão quando comparada a outros métodos, como o método das características (MOC). Este último é considerado um dos métodos mais apurados para representação de escoamento laminar em tubos, contudo, demanda tempo e esforço significativamente maior para efetuar o processamento computacional.

Não obstante o TLM ser um modelo numérico de alta eficiência, ele usa aproximadamente 5% do tempo computacional requerido pelo MOC. Além disso, o método possibilita modelar características essenciais da linha de transmissão, como a

velocidade de propagação da onda de pressão e o atrito viscoso como função da frequência, fenômenos estes, não representados nos modelos mais simples a parâmetros concentrados.

No TLM o comportamento cíclico do fluido no tubo é modelado por funções seno e cosseno hiperbólicas. O modelo a parâmetros distribuídos representado por funções não lineares, traz como desvantagem a impossibilidade de obtenção da transformada inversa de Laplace para gerar a resposta no tempo. A representação do comportamento das variáveis de um modelo a parâmetros distribuídos requererá funções de transferência de ordem infinita, uma vez que a solução exata de uma resposta frequencial tende ao infinito. Portanto, os modelos usados são apenas aproximações do sistema real representados por meio de funções de transferência descritas por funções polinomiais racionais de ordem finita, cuja frequência deve abranger a frequência de operação do sistema físico analisado.

A análise de modelos com parâmetros distribuídos pelo TLM no domínio da frequência pode ser justificada pelos seguintes aspectos (UŁANOWICZ, 2008):

- **Os métodos de síntese e análise da teoria de controle já são baseados em características de frequência;**
- **Os parâmetros no domínio da frequência informam, embora de forma indireta, as propriedades dinâmicas do sistema;**
- **A computação das características das linhas de transmissão no domínio da frequência são menos problemáticas em comparação ao domínio no tempo;**
- **Alguns tipos de sinais de entrada e de perturbações que afetam os sistemas hidráulicos são representados por funções trigonométricas. Nestes casos, as características da resposta em frequência informam de modo indireto o comportamento do sistema.**

MODELAGEM MATEMÁTICA DOS TUBOS

A modelagem dos tubos é apresentada em detalhes nos trabalhos de Vierma (1980), Krus (1994), Johnston e Nigel (2006), e Johnston e Nigel (2012). Neste intervalo de tempo, o modelo sofreu várias alterações e evoluções decorrentes da necessidade de correção de discrepâncias geradas por simplificações e devidas aos aspectos não

lineares do modelo. O modelo adotado neste artigo deriva dos trabalhos de Krus (1994) e Johnston (2012). Este último emprega funções de transferência com o objetivo de linearizar as funções não lineares do modelo proposto por Krus, mostrado na Figura 10. Em Krus (1994) são obtidos os parâmetros C_1 e C_2 , a partir dos quais derivam as variáveis vazão e pressão, oriundos das características C_1 e C_2 .

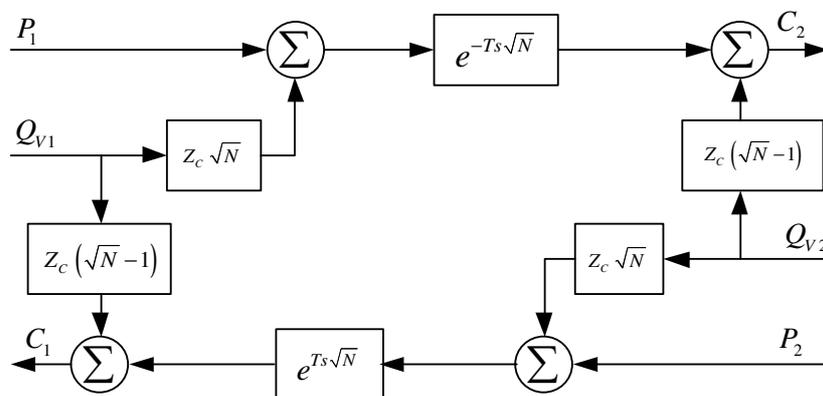


Figura 10. Diagrama de blocos do modelo não linear, conforme Krus (1994).

$N(s)$ representa o efeito do atrito do fluido no tubo.

Para modelar o efeito da viscosidade no modelo, na forma descrita pela Equação (1), são usadas aproximações polinomiais racionais para implementação no domínio do tempo. Nesta equação $N(s)$ descreve a variação do perfil da velocidade como função da frequência, ou seja, $N(s)$ leva em consideração que o perfil da velocidade muda em função da propagação das ondas de pressão e vazão ao longo da linha, e que o efeito desta mudança altera a resistência ao escoamento, isto é, o atrito viscoso. Uma aproximação para $N(s)$ derivada de Trikha (1975) é dada por:

$$N(s) = \frac{\alpha}{s} + 1 + 4 \cdot \sum_{i=1}^n \frac{m_i}{\frac{8}{\alpha} \cdot s + n_i} \tag{1}$$

Sendo ν a viscosidade cinemática e α o fator de viscosidade [s^{-1}] definido por:

$$\alpha = \frac{32 \cdot \nu}{d_t^2} \tag{2}$$

Johnston (2006) propôs a inserção de fatores m_i no ultimo termo da Equação (1) que, para $n = 3$ são: $m_1 = 2.246$, $m_2 = 6.840$, $m_3 = 20.520$, $n_1 = 42.849$, $n_2 = 385.641$, e $n_3 = 3470.769$. Usando i termos, onde $i = 3$ a 8 , pode-se usar a seguinte relação: $m_i = m_{i-1} \times 3$ e $n_i = n_{i-1} \times 9$.

T é o tempo de propagação de onda [s] sendo definido por:

$$T = \frac{l_t}{c} \quad (3)$$

Sendo l_t a comprimento do tubo, c a velocidade do som do fluido hidráulico e Z_c a impedância característica [N.s/m⁵], dada por:

$$Z_c = \frac{\rho c}{A_t} = \frac{P(x, s)}{Q(x, s)} \quad (4)$$

ρ e A_t são a massa específica do fluido e a área hidráulica do tubo respectivamente. Os termos $Ts\sqrt{N}$ e Z_c governam o comportamento do fluido, uma vez que por meio deles se representa a propagação da onda de pressão e dinâmica da vazão respectivamente na linha de transmissão.

POSICIONADORES ELETRO-HIDRÁULICOS

O termo “sistemas de posicionamento” ou posicionadores caracterizam os servomecanismos que deslocam e mantém uma determinada massa em um local definido por uma coordenada. O estudo de posicionadores envolve uma complexidade inerente de sistemas mecânicos, hidráulicos e suas não-linearidades. O dimensionamento de componentes implica em selecionar dimensões básicas e características dinâmicas, as quais definirão o desempenho do posicionador. Além disso, a influência de perturbações externas e carregamento, aliadas ao desempenho do posicionador, podem produzir efeitos indesejados no circuito, como oscilações, golpes de pressão e cavitação.

Desta forma, o conhecimento do comportamento do sistema operando em determinadas condições de trabalho é de essencial importância para predição e prevenção de eventuais problemas gerados pela máquina hidráulica.

Para tal, no ambiente de simulação computacional são usados modelos matemáticos representativos do sistema real os quais permitem alterar as condições de carregamento e de fronteira a fim de verificar e confrontar o desempenho do sistema selecionado com as especificações do projeto de controle.

De forma geral, a modelagem das linhas de transmissão tem sido simplificada por modelos estáticos representados por coeficientes de perda de carga. Esta representação atende de maneira satisfatória grande parte dos estudos, uma vez que a dinâmica do escoamento é normalmente rápida quando comparada aos elementos mecânicos, podendo ser desprezada. Por outro lado, em caso de linhas longas ou quando a dinâmica

do fluido exerce influência considerável sobre a resposta do atuador, torna-se importante considerar o efeito do tubo.

No trabalho de SZPAK (2008), foi acrescentado entre a válvula proporcional de controle e o cilindro hidráulico um segmento de tubo de diâmetro reduzido e comprimento relativo longo, denominado de duto de massa aparente (Figura 11). O objetivo foi o de criar condições que propiciassem grande aceleração e velocidade de escoamento do fluido incidindo sobre o atuador, de modo a reproduzir o efeito de uma carga inercial sendo controlada pelo posicionador hidráulico. A razão em usar tal artifício proveio da dificuldade de se acoplar fisicamente grandes e diferentes cargas ao atuador, uma vez que seria necessário operar com massas de grandes magnitudes, o que em termos práticos e econômicos, se tornaria inviável.

O duto de massa aparente foi modelado no trabalho de Szpak adotando-se o modelo a parâmetros concentrados. A perda de carga foi representada por um coeficiente linear obtido experimentalmente. Como o método de simulação TLM é aplicado, particularmente, para o escoamento laminar em dutos, a condição do regime de escoamento nos testes foi comprovado empiricamente por meio do número de Reynolds. Os resultados (valores de vazão e perda de carga) e o descritivo do experimento apresentados em SZPAK (2008) e Muraro (2010) foram usados como referência para validação do modelo em TLM.

ANÁLISE DO SISTEMA DE POSICIONAMENTO EM MALHA FECHADA

Nesta seção é feita uma análise por meio de simulação computacional do método das linhas de transmissão em malha fechada. Os resultados experimentais obtidos na bancada de testes da Figura 11 foram comparados aos obtidos pelo método e validados em malha aberta.

Nas próximas análises verifica-se se o método é capaz de representar condições críticas de operação, evidenciadas especialmente em condições de grande aceleração e desaceleração do posicionador, acoplado a um carregamento do tipo inercial. Os gráficos gerados na simulação foram oriundos da inserção do modelo do tubo proposto em TLM no modelo do posicionador hidráulico, validado em Muraro (2010). Os parâmetros de validação foram: ganho proporcional $K_p = 20$, massa $m = 50 \text{ kg}$, comprimento do tubo $l_t = 1,75 \text{ m}$ e $d_t = 2 \text{ mm}$. Os gráficos de validação dos resultados estão apresentados em Bravo (2012).

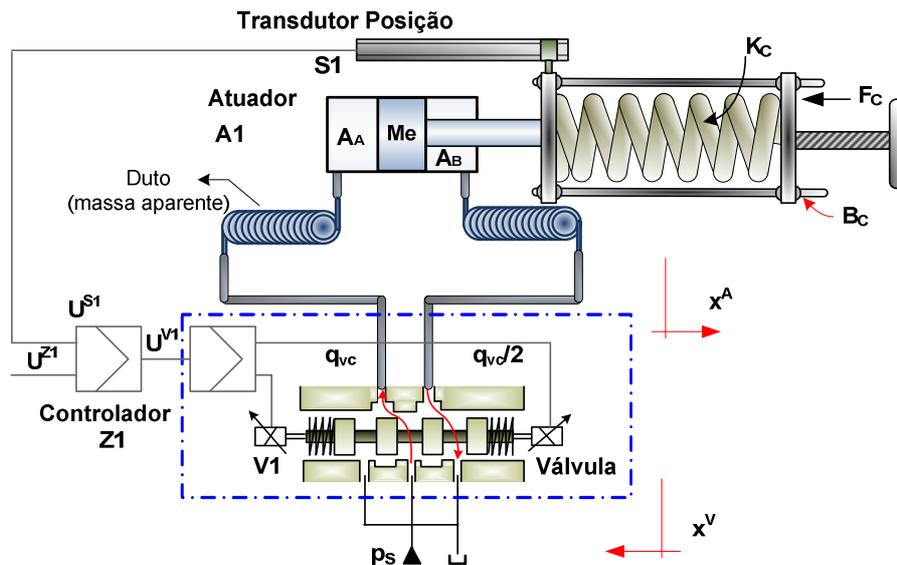


Figura 11. Circuito de testes usado em Szpak (2008).

ANÁLISE DO MÉTODO

Com o objetivo de testar o método foram adotadas condições específicas de operação com o objetivo de comparar numericamente os resultados obtidos com o modelo a parâmetros concentrados e empregando a técnica TLM.

Teste 1. As condições de simulação foram:

- **Ganho proporcional, $K_p = 10$**
- **Massa, $m = 25 \text{ kg}$**
- **Comprimento do tubo, $l_t = 10 \text{ m}$**
- **Diâmetro interno, $d_t = 8 \text{ mm}$**
- **Viscosidade cinemática do óleo, $\nu = 32 \text{ cSt}$**

A Figura 12 mostra as curvas de pressão na entrada e saída do tubo. O ganho do controlador, neste caso, foi ajustado de modo a não produzir um excesso de oscilação da pressão, levando em consideração a massa acoplada ao cilindro. As dinâmicas mostradas de pressão derivam da ação do controlador sobre o posicionamento do atuador.

Pela simulação verificou-se que as respostas obtidas pelo modelo a parâmetros concentrados apresentaram um comportamento consideravelmente oscilatório se comparado com o comportamento observado na resposta obtida pelo TLM. A pressão de saída do tubo (entrada do cilindro) apresenta picos de amplitude reduzida de pressão sem, contudo, alcançar valores negativos. Este resultado sugere a capacidade de prever as condições críticas de trabalho do posicionador acoplado ao carregamento, as quais resultariam em condições de cavitação, oriunda da seleção de linhas de transmissão hidráulicas especificadas no projeto.

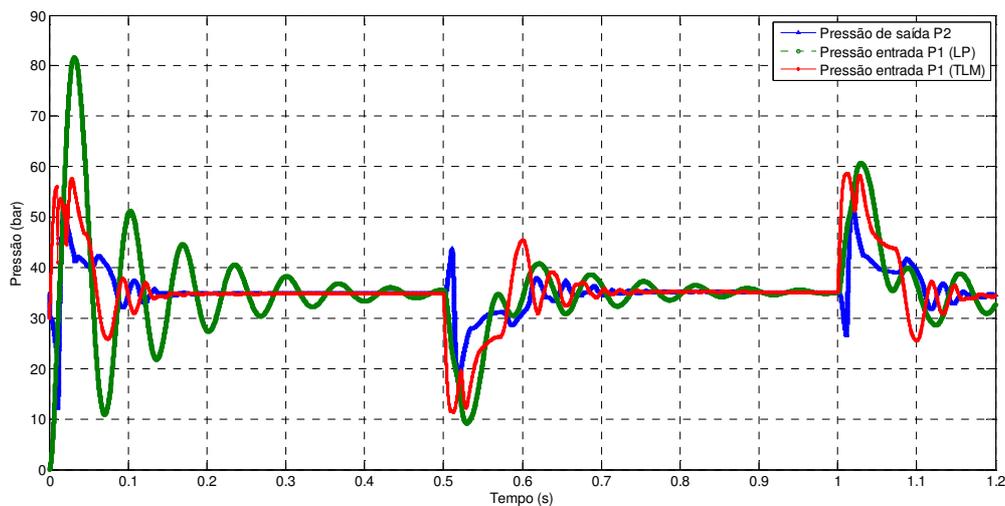


Figura 12. Resposta de pressão conforme teste 1.

Teste 2. Com o propósito de avaliar condições críticas de operação, aumentou-se a carga inercial para 40 kg. As condições parametrizadas para simulação em malha fechada foram:

- Ganho proporcional, $K_p = 6$
- Velocidade de escoamento no tubo, $v = 3,32 \text{ m/s}$
- Comprimento do tubo, $l_t = 25 \text{ m}$
- Diâmetro interno, $d_t = 8 \text{ mm}$
- Perda de carga no tubo de massa aparente, $\Delta p = 11,6 \text{ bar}$
- Reynolds, $Re = 829$
- Vazão volumétrica, $q_v = 10 \text{ lpm}$
- Frequência natural do tubo, $\omega_n = 38,3 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$
- Fator de amortecimento do tubo, $\zeta_t = 0,2089$

Os gráficos gerados referentes a esta condição são mostrados na sequência. A Figura 13 mostra a comparação entre as curvas de pressão na entrada e saída do atuador, a saber, nas câmaras A e B respectivamente. A dinâmica da câmara B foi representada somente pelo modelo a parâmetros concentrados. Nela se observam as maiores variações de pressão, onde a pressão da câmara B beira os limites operacionais recomendados para o posicionador, tanto no avanço quanto no retorno. Os picos de pressão positiva e negativa ocorrem nos instantes das máximas acelerações e desacelerações, cujas amplitudes têm relação direta com a carga inercial. É importante relatar que, apesar do comportamento oscilatório da pressão, este comportamento não é observável nos gráficos de posicionamento do atuador, uma vez que o ganho do controlador foi ajustado visando promover um controle de posição estável e amortecido.

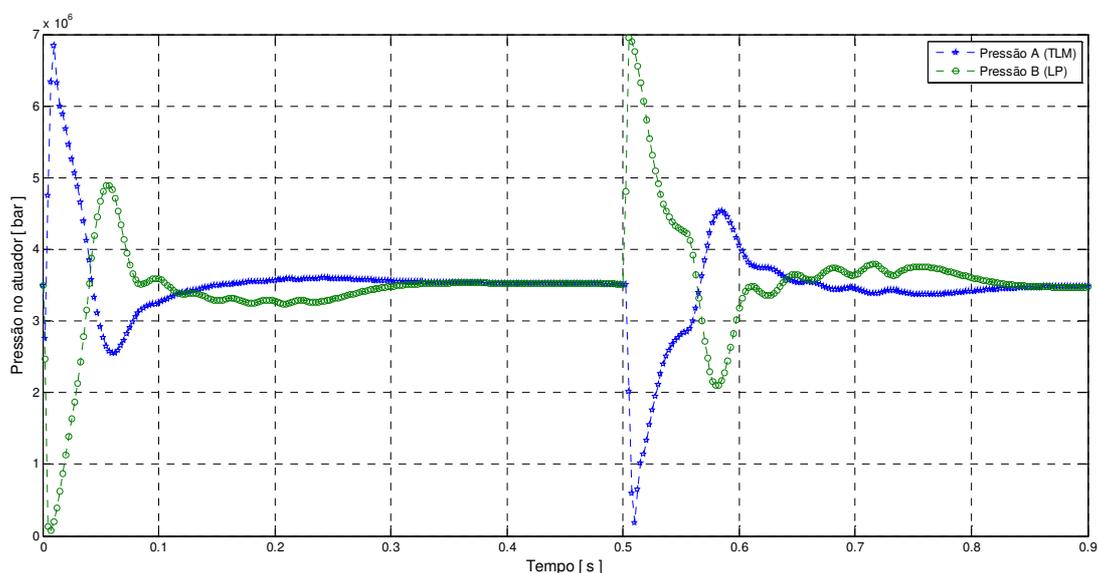


Figura 13. Resposta de pressão nas câmaras do cilindro conforme teste 2.

Teste 3. O objetivo do teste 3 é o de comparar as respostas usando os métodos de modelagem TLM e a parâmetros concentrados nas condições de operação em que normalmente a dinâmica do tubo é desprezada. Os parâmetros do teste 3 foram repetidos, com exceção do comprimento do tubo. A proposta é a de verificar a influência da frequência natural e do fator de amortecimento sobre o comportamento do fluido no tubo e, por conseguinte, no posicionador.

- **Ganho proporcional, $K_p = 6$**
- **Velocidade de escoamento no tubo, $v = 3,32 \text{ m/s}$**
- **Comprimento do tubo, $l_t = 2 \text{ m}$**

- **Diâmetro interno, $d_t = 8 \text{ mm}$**
- **Perda de carga, $\Delta p = 0,9 \text{ bar}$**
- **Reynolds, $Re = 829$**
- **Vazão volumétrica, $q_v = 10 \text{ lpm}$**
- **Frequência natural, $\omega_n = 478 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$**
- **Fator de amortecimento, $\zeta_t = 0,0167$**

A Figura 14 e a Figura 6 apresentam as respostas da pressão e vazão na entrada e saída do tubo. Pela modelagem por TLM foram geradas curvas sem oscilações, exceção feita aos picos originados pela reação da pressão no atuador durante o posicionamento da carga. O comportamento da vazão também se mostrou bastante estável. No entanto, a resposta do modelo a parâmetros concentrados apresentou oscilações de frequência mais alta. Estas oscilações influenciaram até certo limite na dinâmica da câmara B do atuador. De fato, ao se observar a diferença nas dinâmicas das câmaras A e B do cilindro simétrico, conforme mostra a Figura 13, constata-se que a pressão na câmara B é um pouco mais oscilatória que na câmara A. Por outro lado, observa-se também que de modo geral, os comportamentos das câmaras se mostraram bastante semelhantes em termos de amplitude, formato e resposta dinâmica. Com isto, pode-se justificar a desnecessidade de incluir a dinâmica de tubos curtos ou de grande frequência natural e baixo atrito viscoso na análise de sistemas hidráulicos.

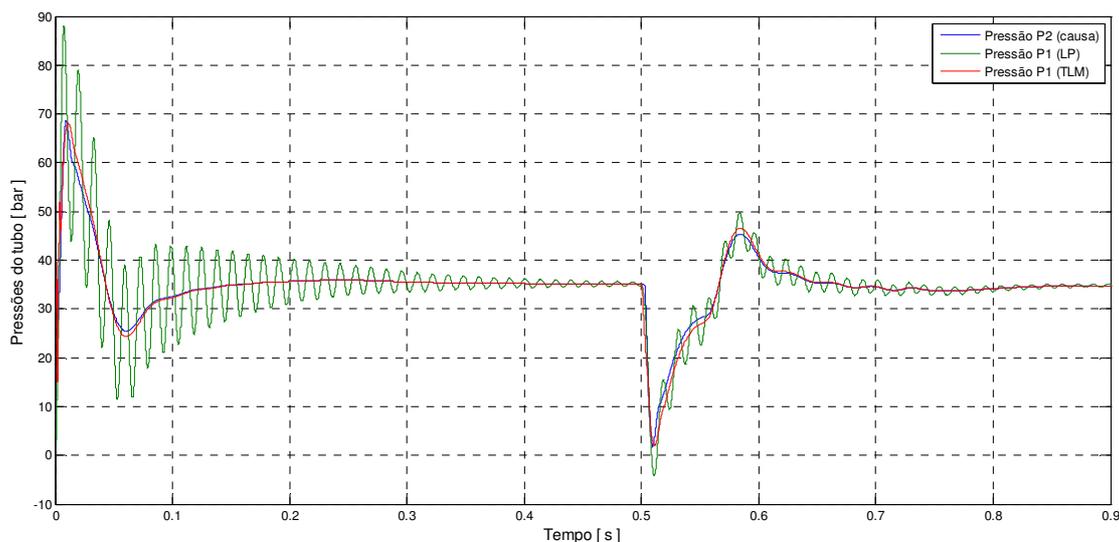


Figura 14. Resposta de pressão do tubo, teste 3.

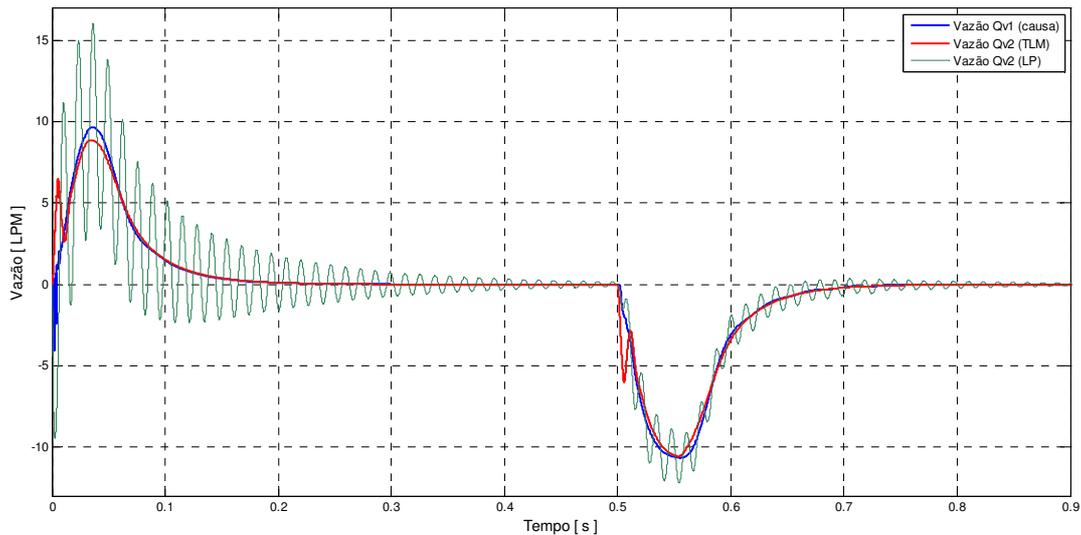


Figura 15. Resposta de vazão do tubo, teste 3.

4 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente trabalho apresentou a modelagem de uma linha de transmissão localizada entre válvula e atuador de um sistema eletro-hidráulico de posicionamento. Para tal, foram empregadas as técnicas de modelagem a parâmetros concentrados e o método das linhas de transmissão, denominado TLM corrigido, conforme descrito em Johnston (2012). Em grande parte dos casos, admite-se que o comportamento transiente do escoamento nos tubos que compõe as linhas de transmissão do circuito hidráulico é suficientemente rápido, de modo que a dinâmica do fluido nos tubos é desprezada ou pode ser tratada como um parâmetro concentrado, sendo esta dinâmica representada por sua resistência, capacitância e inertância. Neste cenário, após uma breve introdução sobre a importância da modelagem de dutos e linhas de transmissão, empregou-se o modelo baseado em TLM para representar as condições de escoamento em tubos de diâmetro reduzido instalados na entrada de um cilindro hidráulico. Os dutos usados no experimento tiveram por função secundária gerar altas acelerações e, por consequência, simular o efeito de cargas inerciais acopladas ao atuador. O objetivo foi o de validar o modelo teórico comparando-o a resultados experimentais obtidos em SZPAK (2008). Para efetuar os testes de simulação o modelo do tubo foi incorporado a um modelo não linear validado de um posicionador hidráulico, cujos parâmetros foram extraídos de Muraro (2010). Depois de validado o modelo em malha aberta, foram realizadas inúmeras simulações em malha fechada a fim de avaliar o uso da técnica TLM. Observou-se que,

nas condições operacionais convencionais de circuitos hidráulicos, o TLM apresentou resultados coerentes e satisfatórios. No entanto, para situações de grande comprimento de tubo e/ou diâmetro reduzido ou baixa viscosidade, características estas associadas a parâmetros dinâmicos como frequência natural e fator de amortecimento, a simulação tornou-se numericamente instável e apresentou um comportamento descontínuo durante as transições de posicionamento. Na análise das respostas das variáveis de estado nas condições de operação, observou-se que as características dinâmicas do escoamento exercem influência significativa nas fronteiras do tubo, e que escoamentos subamortecidos geram oscilações de pressão e vazão que tendem a se propagar para outros subsistemas. A análise das respostas de tubos curtos ou de escoamentos cujos parâmetros resultam em maiores frequências naturais, demonstrou ser razoável desprezar a dinâmica do modelo do tubo. Por outro lado, nestas mesmas condições, a técnica TLM mostrou-se consideravelmente superior comparando-a com a modelagem por parâmetros concentrados. Esta última apresentou respostas defasadas, com amplitudes maiores e excesso de oscilações quando comparada ao TLM.

Agradecimentos

O autor agradece ao PROGRAMA DO FUNDO DE APOIO À MANUTENÇÃO E AO DESENVOLVIMENTO DA EDUCAÇÃO SUPERIOR – FUMDES pelo apoio e suporte à concretização deste projeto.

Referências

Bravo, Rafael R. S. Estudo de condições críticas de operação em posicionadores hidráulicos empregando o método das linhas de transmissão (TLM). Relatório Técnico. Programa de Pós-graduação em Engenharia pela Universidade Federal de Santa Catarina, 2012.

Johnston, D Nigel. Efficient Methods for Numerical Modeling of Laminar Friction in Fluid Lines. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* December 2006, Vol. 128. pp. 829-834. DOI: 10.1115/1.2361320

Johnston, D. Nigel. The transmission line method for modelling laminar flow of liquid in pipelines. *Proc. IMechE Part I: Journal of systems and Control Engineering*, January 2012, 226 (5) 498-504, DOI: 10.1177/0959651811430035.

Krus, P., Weddfelt, K., Palmberg, J.-O. Fast pipeline models for simulation of hydraulic systems. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. March 1994, Vol. 116. pp. 132-136.

MURARO, I. Estudo das Características Comportamentais de Válvulas Proporcionais e seus Efeitos nos Posicionadores Eletro-Hidráulicos. 176f. Dissertação (Mestrado). Curso de Engenharia Mecânica – Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, 2010.

SZPAK, R. Análise Teórico-Experimental do comportamento das pressões em posicionadores hidráulicos. 143f. Dissertação (Mestrado). Curso de Engenharia Mecânica – Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, 2008.

Trikha, A. K.. An efficient method for simulating frequency-dependent friction in transient liquid flow. *Journal of Fluids Engineering*. 1995, V. 97, pp.97-105.

UŁANOWICZ, Leszek. Dynamic properties of hydraulic lines for fluid power transmission. *Research works of AFIT*. Issue 23, pp. 117 - 143, 2008.