

ESTUDO DE UM POSICIONADOR ELETRO-HIDRÁULICO OPERANDO COM CARGA NEGATIVA

Rafael Rivelino Bravo¹, Gustavo M. Rabelo²

¹ Instituto Federal de Santa Catarina, IFSC, Campus Criciúma. Departamento de Eletroeletrônica/Mecatrônica. rafael.bravo@ifsc.edu.br.

² Instituto Federal Fluminense, IFF, Campus Campos-Centro. Departamento de Ensino/Engenharia de controle e automação. gustavomaciellabelo@hotmail.com

Resumo: No presente trabalho é realizado o estudo comportamental de um posicionador eletro-hidráulico assimétrico acoplado a uma carga suspensa e controlado por uma válvula direcional proporcional. Com o objetivo de testar os limites operacionais do servomecanismo, a pressão de trabalho do circuito é alterada e, resultados relacionados às especificações do projeto de controle, em particular, o tempo de assentamento e erro de regime permanente, são analisados. Em acréscimo, faz-se a comparação entre os resultados interligando a válvula ao atuador nas configurações 4/3 e 3/3, onde se observa que, de acordo com as condições de realização do experimento, ambas apresentam vantagens e desvantagens em termos de desempenho estático e dinâmico. Observou-se durante os experimentos que a variação da pressão tornou mais evidente as diferenças de comportamento devidas às características físicas de cada configuração testada do conjunto válvula e atuador, e que limitações do sistema mecânico, como atrito do atuador, zona morta, perda de carga e histerese da válvula, podem limitar o desempenho do sistema no tocante ao atendimento dos requisitos dos parâmetros de controle. Por fim, foi realizado o projeto do controle por meio de um controlador PD, o qual se mostrou satisfatório no atendimento das especificações de projeto.

Palavras chave: controle de posição, hidráulica proporcional, servoposicionador eletro-hidráulico.

1 INTRODUÇÃO

A automação de processos vem crescendo cada vez mais em diversos setores da atividade humana, o que se deve, dentre outros fatores, à evolução da eletrônica, da informática e dos dispositivos de acionamento e medição. Neste contexto, os sistemas mecânicos têm um papel fundamental na automação de tarefas que exigem o posicionamento de materiais, objetos ou ferramentas. Estes sistemas mecânicos são acionados por atuadores elétricos, hidráulicos ou pneumáticos.

Dentre outras vantagens, os atuadores hidráulicos apresentam excelentes características de relação força/dimensão e são muito utilizados quando grandes cargas inerciais precisam ser manipuladas. Todavia, estes atuadores apresentam características dinâmicas e não linearidades que dificultam seu controle em malha fechada em aplicações que requerem alto desempenho. Portanto, o estudo das características dinâmicas e das não-linearidades dos atuadores hidráulicos e o desenvolvimento de algoritmos de controle têm merecido grande interesse da comunidade científica, tanto nos seus aspectos teóricos como nos seus aspectos práticos.

No controle de posição de máquinas, os atuadores estão sujeitos a diferentes tipos de carregamento: de tração, compressão, variável, inercial ou a combinação destes. O desequilíbrio de forças causado pela ação de cargas pode gerar ou intensificar

problemas de ruído, irregularidades na movimentação, baixo desempenho estático e dinâmico, picos de pressão e cavitação em atuadores e linhas de transmissão do fluido.

O controlador proporcional é o mais utilizado no controle de atuadores hidráulicos. Porém, quando se trabalha com carregamentos maiores e são exigidos erros de posicionamento e seguimento de trajetórias menores, o desempenho do sistema com esse controlador pode apresentar resultados não satisfatórios. O controlador proporcional é projetado considerando o sistema como sendo linear, e isto limita o desempenho alcançado pelo mesmo em função das não linearidades, das incertezas paramétricas e dos pólos complexos pouco amortecidos inerentes ao atuador hidráulico (CUNHA, 2001). Em contrapartida, dependendo dos requisitos de projeto e seleção dos componentes do servomecanismo (atuador e válvula), o uso do controlador PID (e suas variantes) têm trazido resultados considerados satisfatórios no atendimento as especificações de controle. Além disso, devido a sua simplicidade, facilidade de parametrização e aceitação na indústria, o controlador PID ainda é o controlador mais usado.

Neste cenário, o presente trabalho tem o objetivo de realizar o estudo e controle de posição de um atuador hidráulico linear diferencial acoplado a uma carga negativa. O atuador é controlado por uma válvula direcional proporcional interligada ao atuador nas configurações 3/3 e 4/3 e um controlador PD. Os resultados são apresentados, discutidos e comparados.

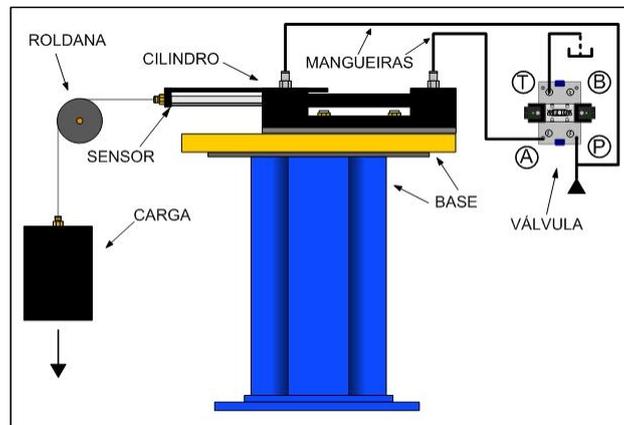
2 DESCRIÇÃO DO SISTEMA E METODOLOGIA DE TRABALHO

Com o objetivo de simular as condições de carregamento de tração constante, o atuador é interligado por meio de uma roldana e cabo de aço a uma carga suspensa. Uma válvula direcional proporcional com zona morta (em torno de 20% por via), tamanho nominal TN 2 e sem LVDT (histerese de 5%) é usada como elemento de controle. A Figura 1 ilustra o esquema de montagem e a Figura 2 o diagrama eletro-hidráulico. O sistema de posicionamento foi representado por um modelo matemático de 4ª. ordem linearizado. O diagrama de blocos representativo do modelo está mostrado na Figura 3.

A partir do modelo validado experimentalmente, foi elaborado o projeto de controle, cujos critérios de desempenho foram: *redução do tempo de assentamento para 50% do tempo obtido com o sistema em malha fechada e ganho proporcional unitário, erro de regime permanente inferior a 1 mm e posicionamento sem sobre passagens*. O projeto do controlador foi elaborado de acordo com o método do lugar das raízes. Não-linearidades inerentes do servomecanismo foram introduzidas a posteriori a validação do

modelo linear no ambiente de simulação, a fim de representar as condições reais de operação do sistema mecânico.

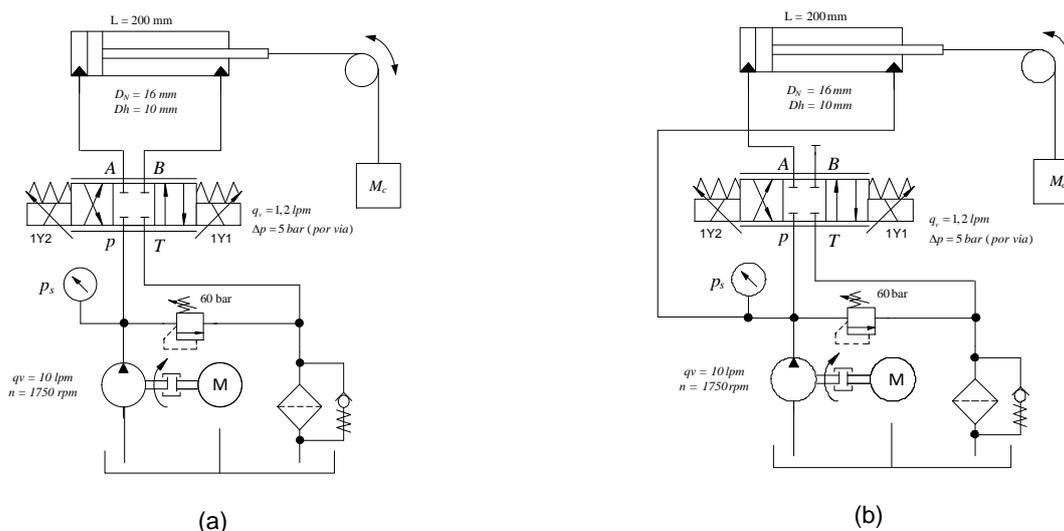
Figura 1. Esquema de montagem do circuito de testes.



Em função da incompatibilidade entre as áreas cilindro diferencial e válvula proporcional simétrica, utilizou-se a combinação de válvula 3/3 e atuador assimétrico, conforme mostrado no diagrama da Figura 2(b). O uso da configuração de válvula direcional 3/3 tem a vantagem de criar uma contrapressão permanente no lado da haste do cilindro, resultando em um sistema mais seguro e isento do problema de cavitação, critério importante, quando se opera com carga negativa. Por outro lado, a força máxima do cilindro é inferior se comparada à força de um cilindro diferencial interligado a uma válvula 4/3. Esta última consideração é importante caso seja solicitado o esforço do atuador também no movimento de avanço.

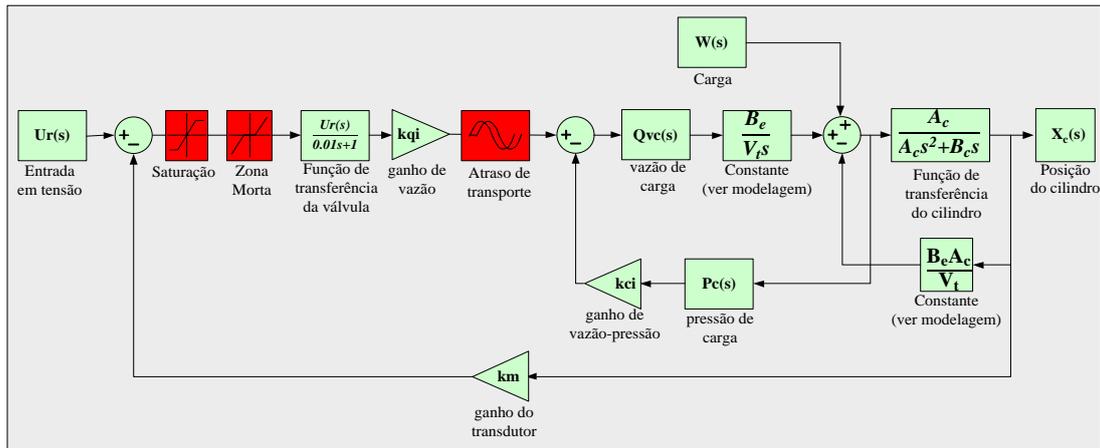
O esforço negativo (carga operando no plano vertical) faz parte dos quatro modos de operação de um atuador, que segundo Münzer (2002), dependem do sentido da força que a carga exerce e da velocidade que será impelida sobre ela. Para o caso de sistemas que operam com carga negativa, os mesmos se enquadram no fenômeno denominado “*run away*”, o qual pode ser entendido como fuga da carga. Isto implica na possibilidade de um descontrole do movimento caso não sejam tomadas medidas de prevenção, uma vez que a força exercida pelo peso induz ao movimento de descida.

Figura 2. Diagrama eletro-hidráulico do circuito de teste, configuração: (a) 4/3; (b) 3/3.



Outro aspecto importante que merece ser mencionado é a capacidade hidrostática do cilindro, a qual depende do dimensionamento do mesmo. Neste trabalho, a capacidade do cilindro é superior à necessária para deslocar a carga. Se for desconsiderada a perda de carga da válvula e demais elementos do circuito, o cilindro tem uma capacidade de puxar uma carga (movimento de retração), na condição de equilíbrio, de aproximadamente 735 N, o que equivale aproximadamente 3,5 vezes à carga trabalhada (a uma pressão de 60 bar). Nesta condição, seria suficiente uma pressão de aproximadamente 16 bar para se alcançar a condição de equilíbrio de forças. No entanto, nas condições reais de trabalho foram empregados componentes de tamanho reduzidos (válvula proporcional, blocos de distribuição, mangueiras, conexões e engates rápidos), o que resultou em grande perda de carga. Por esta razão, fez-se necessário operar a uma pressão bem maior que a encontrada no cálculo da condição de equilíbrio. Assim, devido a presença das perdas de energia e do atrito do cilindro, verificou-se experimentalmente que pressões iguais ou inferiores à 35 bar não foram capazes de garantir a movimentação do carregamento no sentido ascendente. Conseqüentemente, para a realização dos experimentos foram ajustadas pressões entre 35 e 60 bar.

Figura 3. Diagrama de blocos do modelo do posicionador eletro-hidráulico.



Parâmetros do modelo

- $D_1 = 16 \text{ mm}$
- $d_h = 10 \text{ mm}$
- $L = 200 \text{ mm}$
- $p_s = 60 \text{ bar}$
- $M_c \cong 20 \text{ kg}$
- $B_c = 1041.424 \text{ N.s/m}$
- $\beta_e = 1,5 \cdot 10^8 \text{ Pa}$
- $K_{qi} = 6.9444 \cdot 10^{-6}$
- $K_{pi} = 5.6818 \cdot 10^6$
- $\tau_d = 0.1 \text{ s}$
- $K_m = 50 \text{ V/m}$
- $\tau_v = 10 \text{ ms}$
- $V_T = 5.127 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$

Descrição

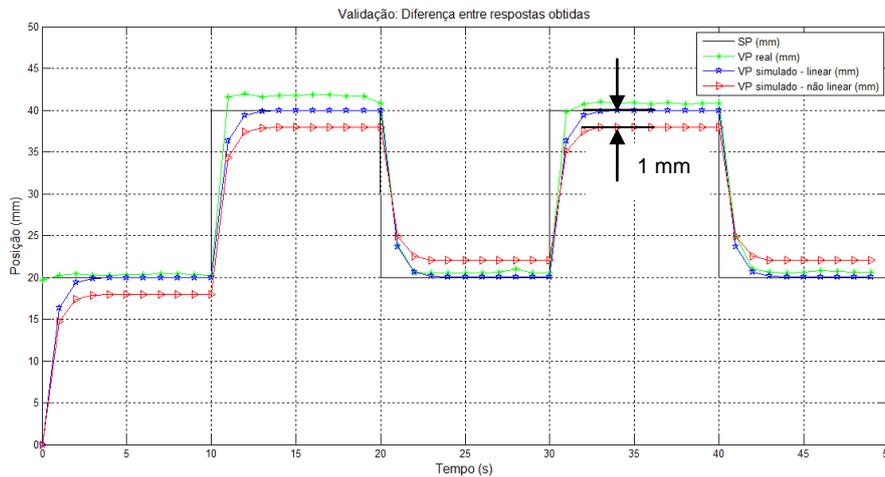
- Diâmetro nominal do cilindro
- Diâmetro da haste
- Curso nominal do cilindro
- Pressão de suprimento ajustada na válvula de alívio
- Massa da carga
- Coefficiente de atrito viscoso (experimental)
- Módulo de compressibilidade efetivo do sistema hidráulico
- Ganho de vazão (dado de catálogo)
- Ganho de pressão (dado de catálogo)
- Atraso de resposta (experimental)
- Ganho do transdutor de posição (dado de catálogo)
- Constante de tempo da válvula (dado de catálogo)
- Volume de fluido hidráulico

3 ANÁLISE DINÂMICA

As curvas de comparação que permitiram a validação do modelo teórico estão mostradas na Figura 4. Observa-se que houve boa concordância entre a resposta do sistema real com as respostas dos modelos linear (modelo 1) e do modelo teórico no qual foram inseridos blocos de não-linearidades (no ambiente MATLAB/ SIMULINK) em ambos os regimes, permanente e transiente. O segundo modelo teórico será denominado de modelo 2. Para a realização dos testes foi aplicada uma entrada em degrau unitário na condição sem carregamento. O modelo 2 apresentou um erro de regime permanente de aproximadamente +2 e -2 mm, enquanto o sistema real apresentou resposta com amplitudes acima (maior) que o sinal de referência, mas variando em amplitude de 0 à 4 milímetros aproximadamente utilizando um controlador proporcional (RABELO, 2012). A

maior diferença foi observada no regime permanente, em particular, no avanço do cilindro devido à linearização do modelo e a não representação fiel do modo regenerativo do posicionador.

Figura 4. Análise de respostas obtidas: comparação entre os modelos real x simulação, configuração 3/3.



3.1 Análise comportamental do servoposicionador mediante variações da pressão de suprimento e alteração da configuração da válvula proporcional

Os gráficos mostrados na sequência ilustram o comportamento do posicionamento do cilindro hidráulico mediante variações na pressão de suprimento usando a mesma válvula nas configurações de 3 ou 4 vias, ou seja, somente com o pórtico A ou A e B ligados ao cilindro respectivamente (Figura 3). O objetivo é o de avaliar o comportamento do cilindro e válvula sob diferentes condições operacionais. As respostas da Figura e da Figura mostram as variações de comportamento no posicionamento do atuador acoplado à carga. Os resultados, em termos dos parâmetros, Tempo de Assentamento, T_s , e erro de regime permanente são apresentados na Tabela 2 e Tabela 3 (RABELO, 2012).

Figura 5. Resposta de posicionamento: Válvula de 3 vias e atuador com carga.

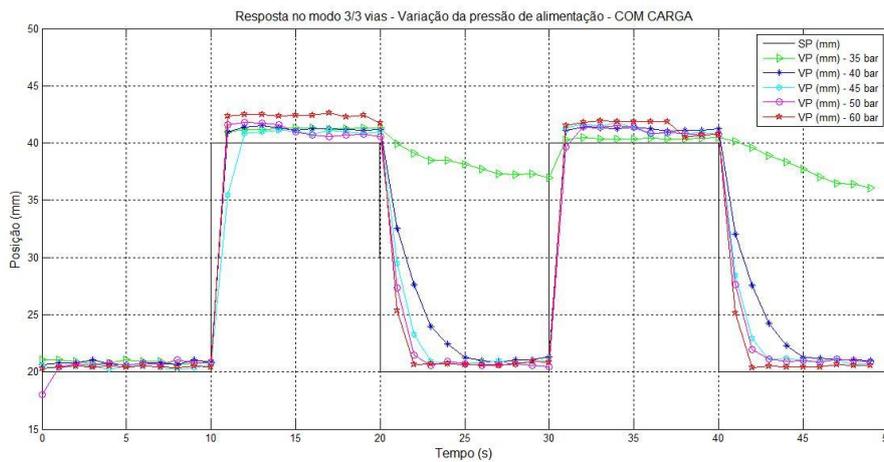
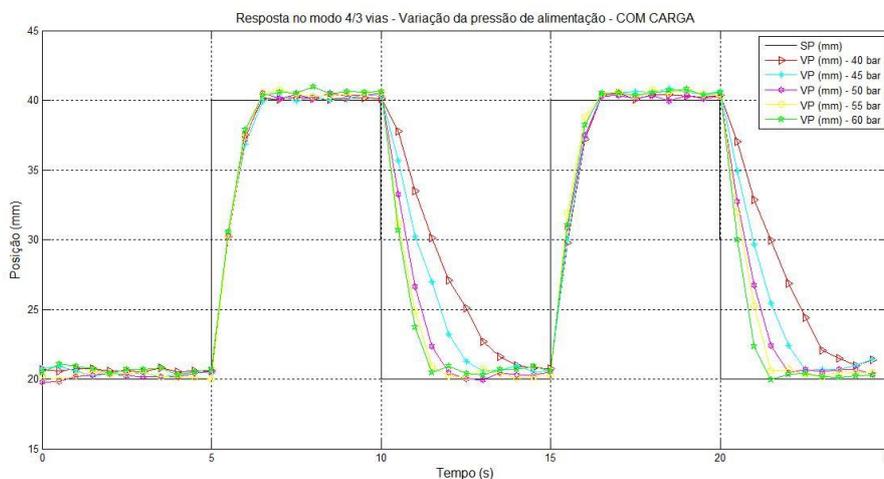


Tabela 1. Resultados obtidos com Válvula 3/3.

Valores de erro médio (mm) e tempo de assentamento (Ts) para a configuração de 3 vias

Pressão do sistema (bar)	AVANÇO		RETORNO		TOTAL
	Erro (-)	Ts	Erro (+)	Ts	Erro
60	2,6039	0,8	1,9002	1,9	1,8907
50	2,0749	0,8	2,3551	2,5	1,9274
45	2,1525	0,8	2,7743	2,9	2,0561
40	2,1690	1	4,1993	5,9	2,7142
35	1,4401		18,0569	Não alcançou	7,9754

Figura 6. Resposta de posicionamento: Válvula de 4 vias e atuador com carga.



Durante o avanço verifica-se nitidamente a influência do peso da carga no posicionamento do atuador do sistema em malha fechada com ganho proporcional unitário, não obstante, o peso da carga ser razoavelmente inferior a capacidade do cilindro. Observa-se no experimento que, repetidamente, ocorre sobrepassagem no movimento de avanço e erro estacionário positivo no retorno. No movimento de recuo, à medida que a pressão é reduzida verifica-se, como esperado, o aumento do tempo de assentamento do sistema.

Tabela 2. Resultados obtidos com Válvula 4/3.

Valores de erro médio (mm) e tempo de assentamento (Ts) para a configuração de 4 vias					
Pressão do sistema (bar)	AVANÇO		RETORNO		TOTAL
	Erro (-)	Ts	Erro (+)	Ts	Erro
60	2,5138	1	2,6696	1,4	2,7172
55	2,4608	1	3,0866	1,5	2,2988
50	2,4402	1	3,5338	1,8	2,4513
45	2,5650	1	4,8236	2,7	3,0317
40	1,3874	1	3,5175	3,9	2,0149
37,5	1,1029	1,4	5,3008	10	2,6591
35	0,8058		20,0402	Não alcançou	8,4777

Para o caso da utilização de válvula com 3 vias e cilindro diferencial, verifica-se uma resposta mais rápida, com um menor tempo de assentamento. Como desvantagem observa-se que o sistema apresenta um maior desvio da posição ideal, resultando em um erro médio maior. Esta diferença no tempo de resposta entre as duas configurações analisadas se deve ao fato da criação do circuito regenerativo. A tabela 3 apresenta os resultados obtidos com as duas configurações de válvulas.

Tabela 3. Comparação entre válvulas de 3/3 e 4/3.

Movimento do atuador	Válvula 4/3		Válvula 3/3	
	Erro	Tempo de assentamento	Erro	Tempo de assentamento
Avanço	Menor	Maior	Maior	Menor
Retorno	Maior	Menor	Menor	Maior

Movimento de avanço:

Pela criação do circuito regenerativo, o tempo de assentamento é menor usando a configuração 3/3. Em contrapartida, pela influência da carga e geração do circuito regenerativo, a tendência do posicionador é a de apresentar sobrepassagem, tal como mostrado nos resultados. Aliada a esta condição, tem-se os seguintes fatores que colaboram para este comportamento:

1. Histerese da válvula proporcional
2. Zona morta residual não compensada (e influenciada pela temperatura do óleo).
A resolução da cartela eletrônica digital de compensação de zona morta é de 0,1 Volt.
3. Atrito do cilindro
4. Ganho proporcional unitário.

Em acréscimo, a relação diferencial de áreas do atuador proporciona o fenômeno de intensificação de pressão nos pórticos $B \rightarrow T$, o que cria uma contrapressão maior na configuração 4/3 na região de abertura da válvula, resultando em menor sobrepassagem e erro de regime permanente.

Em linhas gerais, pode-se concluir que, nestas condições de teste, o erro de regime e o tempo de assentamento apresentaram um comportamento inversamente proporcional.

Movimento de retorno:

No movimento de retorno verifica-se que o comportamento do atuador é alterado; Com a combinação atuador e válvula 3/3, o erro torna-se menor e o tempo de assentamento maior, comparativamente à válvula 4/3 (Tabela 3).

Nesta condição, a força que produz o retorno do cilindro depende da pressão de suprimento que atua na câmara B. No entanto, a ligação da câmara B com a linha de suprimento ocorre por meio de uma mangueira de tamanho nominal $\frac{1}{4}$ ". Em decorrência das conexões de engate rápido, do bloco de ligação e distribuição do fluido, do comprimento e da seção estreita de escoamento da mangueira, verificou-se que estes componentes produzem uma perda de carga superior à ligação dos pórticos $A \rightarrow T$ da válvula proporcional (e outros acessórios), se for considerada a operação na tensão nominal da válvula, o que resultou numa resposta mais lenta com o uso da configuração 3/3.

O menor erro de regime permanente da válvula 3/3 é justificado também pela perda de carga. Porém, nesta condição, a maior perda de carga é produzida pela válvula proporcional na região de abertura (faixa de operação de posicionamento) em comparação a mangueira. Como a carga age no sentido contrário a força ascendente do cilindro e o sistema opera com apenas com ganho proporcional unitário, verifica-se que a válvula 4/3 apresenta maior erro. Aliada a esta característica, os itens 1, 2 e 3 acima citados na análise do movimento de avanço do cilindro também se aplicam para justificar esta mudança de comportamento.

4 AJUSTE DO CONTROLADOR

Pelo método do lugar das raízes se obteve iterativamente a localização dos zeros e pólos de um controlador PD. O ajuste de sintonia final no controlador resultou em um ganho proporcional de $K_p = 6$ e ganho derivativo de $T_D = 0,03$. O termo derivativo contribui para redução de sobrepassagem gerada pelo ajuste do ganho proporcional. Para um valor reduzido do ganho do termo integral K_i não houve melhora na redução do erro de regime permanente. O incremento de K_i reduziu a estabilidade do sistema e trouxe oscilações e sobrepassagens na resposta de posição do atuador. Os valores médios para o erro obtidos nos testes estão apresentados na Tabela 4. Na Figura 5 estão mostradas as curvas de posição do sistema com e sem compensação. Similarmente, na Tabela 5 estão apresentados os parâmetros de desempenho para as mesmas condições de trabalho (RABELO, 2012).

Tabela 4. Valores de erro de regime do sistema compensado.

Resposta com controlador: Valores de erro médio com carga			
Testes realizados (n°)	Erro médio (mm) AVANÇO	Erro médio (mm) RETORNO	Erro médio (mm) TOTAL
1	0,3540	0,4025	0,3782
2	0,4800	0,3600	0,4230
3	0,3860	0,4680	0,4270
Erro médio total	0,4067	0,4102	0,4094

Figura 5. Comparação de desempenho do sistema sem e com compensação, acoplado à carga.

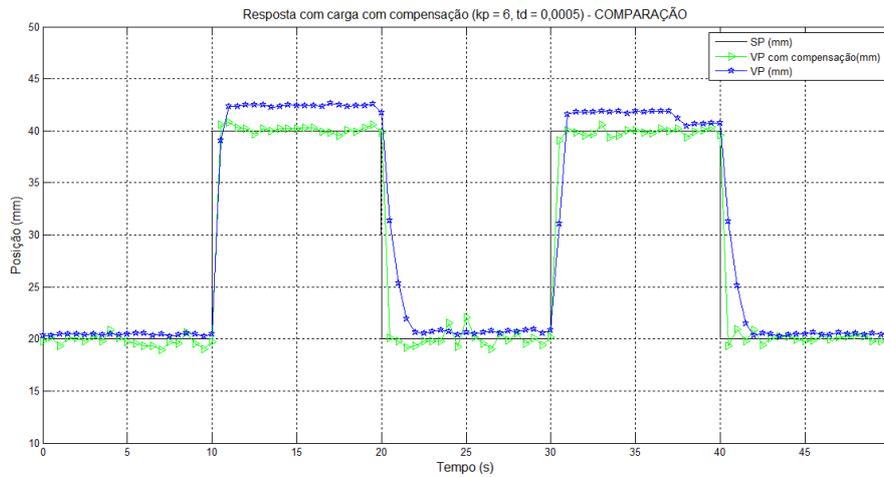


Tabela 2. Comparação de desempenho do sistema sem e com compensação.

Resposta com controlador – Comparação dos valores de erro médio (mm) e tempo de assentamento (Ts)					
	AVANÇO		RETORNO		TOTAL
Testes realizados	Erro	Ts	Erro	Ts	Erro
Sem controlador	2,0800	0,83	1,4685	1,85	1,7743
Com controlador	0,3540	0,47	0,4025	0,48	0,3782

5 CONCLUSÃO

No presente trabalho foi realizado, por meio de um controlador PD, o controle de posição de um atuador hidráulico acoplado a uma carga suspensa e comandado por válvula direcional proporcional na configuração de 3 ou 4 vias. O posicionador foi representado por um modelo linear de 4ª. ordem e foi empregado o método do lugar das raízes para determinar a localização das raízes do controlador. O projeto iniciou com a modelagem matemática e validação experimental do sistema. Após a realização dos ajustes do controlador por meio de simulação computacional e sintonia verificou-se que o mesmo atendeu às especificações pré-estabelecidas. Dessa forma, o resultado foi considerado satisfatório e teve sua eficácia comprovada por meio de testes práticos. Em acréscimo, foram alteradas as condições de trabalho do circuito, em particular, da pressão de suprimento e a configuração entre as ligações da válvula proporcional e atuador. O objetivo foi o de verificar a mudança de comportamento do posicionador relativamente a sua capacidade de atender as especificações estáticas e dinâmicas do projeto de controle. Os resultados mostraram os limites de trabalho em que o posicionador foi capaz

de desempenhar sua função, mesmo sob condições mais severas, o que em termos práticos implicou numa operação próxima do limite da capacidade do atuador. Observou-se também durante os experimentos que a variação da pressão tornou mais evidente as diferenças de comportamento devidas às características físicas de cada configuração testada do conjunto válvula e atuador, e que limitações do sistema mecânico, como atrito do atuador, zona morta, perda de carga e histerese da válvula, podem comprometer o desempenho do sistema no tocante ao atendimento dos requisitos do projeto de controle.

6 REFERÊNCIAS

- [1] CUNHA, M. **Controle em Cascata de um Atuador Hidráulico: Contribuições Teóricas e Experimentais**. Tese (Doutorado em Engenharia Elétrica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2001.
- [2] MÜNZER, M. E. **Resolved Motion Control of Mobile Hydraulic Cranes**. Tese de doutorado em Engenharia Elétrica. Faculdade de Ciência e Engenharia da Universidade de Aalborg, Dinamarca, 2002.
- [3] MURARO, I. **Estudo das características comportamentais de válvulas proporcionais e seus efeitos nos posicionadores eletro-hidráulicos**. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2010.
- [4] PEDRON, G. **Análise e projeto de sistemas de controle para atuadores hidráulicos servo acionados: um estudo de caso**. Dissertação de Mestrado em Engenharia de Produção e Sistemas – Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Curitiba, 2006.
- [5] PEREIRA, P. I. I. **Análise teórico-experimental de controladores para sistemas hidráulicos**. 163 f. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2006.
- [6] RABELO, G. M. **Controle de posição de um atuador hidráulico operando com carga negativa**. Trabalho de conclusão de curso. Instituto Federal Fluminense, IFF, Campus Campos-Centro. Departamento de Ensino/Engenharia de controle e automação, 2012.