

## ANÁLISE DE UM SISTEMA DE CONTROLE ELETRO-HIDRÁULICO COM COMPENSAÇÃO DE CARGA

Rafael R. S. Bravo

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

**Palavras chave:** *controle de pressão, hidráulica proporcional, controle de carga.*

### INTRODUÇÃO

A influência de cargas negativas no controle de movimento de cargas está presente em uma ampla gama de aplicações de engenharia. Máquinas de uso industrial e móbil, como guindastes, guinchos, escavadeiras e a maioria das máquinas destinadas à elevação e transporte de cargas precisam ser projetadas objetivando proporcionar baixa sensibilidade ao sistema, no sentido de diminuir o esforço do operador para compensar a influência de cargas variáveis durante a operação da máquina.

No segmento de elevação e transporte de cargas, a tecnologia hidráulica tem sido amplamente empregada em decorrência de suas características diferenciadas e favoráveis, tais como: baixa relação peso/potência, respostas rápidas e precisas, inércia reduzida, adaptação automática de forças e/ou torques, segurança eficaz contra sobre-cargas, capacidade de operação com grandes potências, dentre outras.

As válvulas de contrabalanço, balanças de pressão e válvulas de frenagem têm sido usadas em circuitos hidráulicos com o objetivo de reduzir, neutralizar ou compensar a ação de cargas de tração, denominadas cargas negativas. Na maioria das aplicações estas válvulas são atuadas mecânica e/ou hidráulicamente. Para tanto, existe no mercado uma diversidade de configurações de válvulas que realizam o controle de pressão.

As configurações mais comuns variam de acordo com o tipo de pilotagem, interna e/ou externa, o tipo de dreno, interno ou externo, com a localização das tomadas de pilotagem, na entrada ou saída da válvula, e ainda com a atuação da pressão-piloto, a qual pode agir no sentido de abrir ou fechar a válvula. A escolha pelo tipo de linha de pilotagem da válvula de contrabalanço determina parte da perda de carga gerada no circuito e, consequentemente, o nível de aquecimento transferido para o óleo hidráulico.

Em se tratando de circuitos fechados, esta escolha normalmente tende para pilotagem externa, pois esta permite menor aquecimento do óleo durante o movimento de descida de cargas. Da mesma forma, o ajuste de abertura da válvula independe do peso da carga, o que garante uma única regulagem de pressão de abertura da válvula, normalmente da ordem de 100 a 200 psi (TRINKEL, 2000). Em contrapartida, o controle da carga tende a ser menos estável se comparado ao controle realizado por válvulas com pilotagem interna. Adicionalmente, a válvula perde sua função de "segurança" nos casos de parada brusca da carga, o que pode acarretar em pressão induzida pela carga na linha encarregada de gerar a contra-pressão de frenagem. Neste caso, deve-se acrescentar um circuito de segurança contra sobrecargas.

Para sanar estas limitações, pode-se optar pela pilotagem interna e externa simultânea da válvula de contrabalanço. Neste caso, a relação de áreas de linha

de pilotagem deve ser da ordem de 7:1 a 10:1, ou superior, o que resulta em menor perda de energia. Além disso, a regulagem da pressão de abertura da válvula está sempre vinculada à condição mais crítica (ou condição de maior carga), o que resulta em um circuito menos eficiente se comparado ao circuito com válvula de contrabalanço com piloto externo.

Atualmente existem no mercado válvulas de contrabalanço com funcionamento mais amortecido. O objetivo é o de proporcionar movimentos de abertura e fechamento mais suaves, requisito este necessário especialmente quando a pilotagem é realizada externamente, o que resulta em um maior controle sobre a carga operada.

Há ainda as chamadas válvulas proporcionais, as quais podem ter comando manual-mecânico ou eletro-mecânico. Neste último caso, pode-se empregar a válvula limitadora de pressão proporcional para realizar o controle da pressão encarregado pela sustentação da carga.

O uso de válvula proporcional no controle de carga permite que a pressão de controle seja monitorada pelo transdutor 0Z1, o que equivale a um controle de pressão por pilotagem externa (Figura 1). Além disso, pode-se fazer uso da função rampa para controlar o tempo de comutação do solenóide  $U_{R1}$  a fim de evitar transições bruscas da válvula direcional 1V1, o que poderia produzir oscilações de pressão e irregularidades durante a movimentação da carga em consequência de mudanças na velocidade do motor.

O circuito mostrado na Figura 1 é atuado por um motor hidráulico 1A, cujo eixo de transmissão está indiretamente acoplado à carga negativa. A não inclusão dos elementos mecânicos na modelagem, como caixas redutoras, sistemas de polias e o freio, decorre do requisito de simplificação do modelo. Elementos mecânicos introduzem não-linearidades, as quais não podem ser tratadas diretamente pela teoria linear de controle.

O componente usado como elemento de controle é a válvula limitadora de pressão proporcional 1V2 controlada por um controlador PI. Selecionou-se uma válvula com eletrônica integrada com compensação de zona morta operando na região linear, cuja dinâmica foi representada por um modelo de 2ª. ordem.

O solenóide proporcional UR1 da válvula 1V1 determina a vazão  $q_{v1}$  e a velocidade de trabalho do motor 1A, que, neste caso, é usado para descer a carga. O comportamento dinâmico da válvula foi desprezado. Os parâmetros do modelo listados na referência da Figura 1. Os valores dos parâmetros foram baseados em cálculos estáticos de dimensionamento mecânico e hidráulico e informações fornecidas no catálogo dos fabricantes dos componentes mostrados no circuito.

Parâmetros do Modelo:

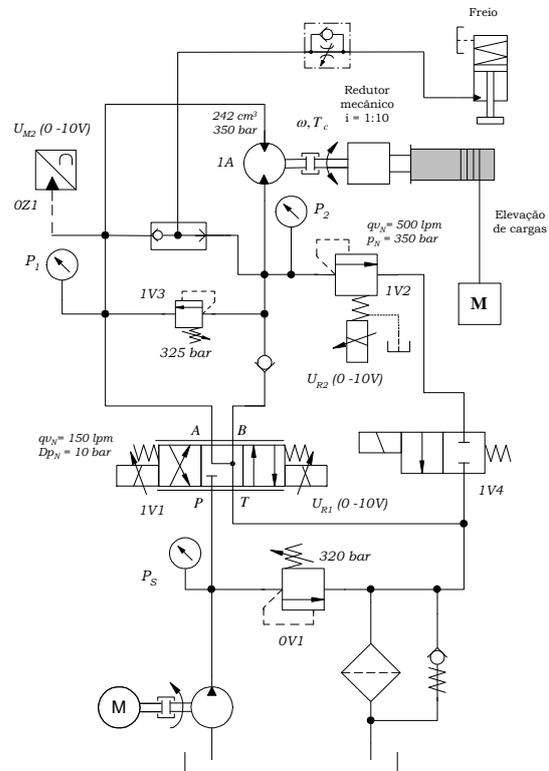
$m=2000$  kg (massa da carga)  
 $\beta e=1.5 \cdot 10^8$  Pa (módulo de compressibilidade efetivo)  
 $U_{R1}=2$  V (Sinal de entrada da válvula direcional)  
 $U_{R2}=1$  V (Sinal de entrada da válvula de contrabalanço)  
 $K_{pc2}=0,2$  (Ganho proporcional do controlador)  
 $K_I = 15$  (ganho integral)  
 $I_m=46 \cdot 10^{-3}$  kg.m<sup>2</sup> (momento de inércia do motor)  
 $I_L = 1.8$  kg.m<sup>2</sup> (momento de inércia da carga)  
 $B_m=1.13675$  N.m.s (coeficiente de amortecimento viscoso)  
 $\sigma^{-1}=\tau_v=50$  ms (constante de tempo da válvula de contrabalanço)  
 $K_{q1} = 6.6867 \cdot 10^{-4}$  m<sup>3</sup>/V.s (ganho de vazão, válvula 1V1)  
 $K_{c1} = 8.9156 \cdot 10^{-10}$  m<sup>3</sup>/Pa.s (ganho de vazão-pressão, válvula 1V1)  
 $K_{q2} = 8.3333 \cdot 10^{-4}$  m<sup>3</sup>/V.s (ganho de vazão, válvula 1V2)  
 $K_{c2} = 2.3810 \cdot 10^{-10}$  m<sup>3</sup>/Pa.s (ganho de vazão-pressão, válvula 1V2)  
 $K_{m2} = 1.10 \cdot 10^{-6}$  V/Pa (ganho do transdutor de pressão)  
 $V_1 = V_2 = 3.2618 \cdot 10^{-3}$  m<sup>3</sup> (volume de óleo nas linhas de E/S do motor)  
 $r = 0.3$  m (raio do tambor de carga)  
 $V_D = 242$  cm<sup>3</sup> (volume do motor)  
 $T = 1$  seg. (atraso da resposta).  
 $T = 1$  seg. (atraso da resposta).

## METODOLOGIA

O modelo desenvolvido no simulink do software Matlab 6.5 está mostrado por meio de um diagrama de blocos na **Figura 1**. A **Figura 1** mostra as variáveis usadas na simulação para obtenção das respostas dinâmicas e análise do comportamento do sistema eletro-hidráulico. O objetivo do circuito eletro-hidráulico é o transporte de cargas no plano vertical por meio do motor hidráulico 1A. O vazamento interno do motor foi ignorado no modelo. O comando do operador está representado pelo sinal  $U_{R1}$  vindo da válvula proporcional 1V1 que produz a rotação do motor e a descida da carga. A condição mais crítica de comando é representada por uma entrada em degrau. A contrapressão que garante o controle sobre o movimento da carga é obtida através da perda de carga gerada pela válvula limitadora de pressão 1V2. Portanto, o objetivo do projeto do controlador é o de controlar a abertura da válvula de forma que a pressão  $P_1$  seja mantida sob determinado valor de acordo com o sinal de referência pré-definido para o solenóide  $U_{R2}$ . O projeto do controlador está baseado no método do lugar das raízes.

Com base nos valores usuais de pressão pré-ajustados nas válvulas de contrabalanço com pilotagem externa e regulagem manual, estipula-se um valor equivalente a 10 bar na linha de pressão  $P_1$ , o qual deve ser mantido durante a descida de cargas ( $U_{R2} = 1$  volt) (TRINKEL, 2000). Desvios devem ser automaticamente corrigidos pelo controlador PI.

**Figura 1.** Circuito eletro-hidráulico de testes.



Como pré-requisitos para o projeto do controlador definiu-se que a compensação de pressão efetuada pela válvula limitadora seja rápida e pouco oscilatória, com picos de pressão limitados a 50% acima do valor estacionário da pressão  $P_2$  e erro máximo de regime permanente de 10% do valor de referência. Estes critérios são estabelecidos qualitativamente com base na estabilidade, e segurança de controle da carga.

## RESULTADOS E DISCUSSÕES

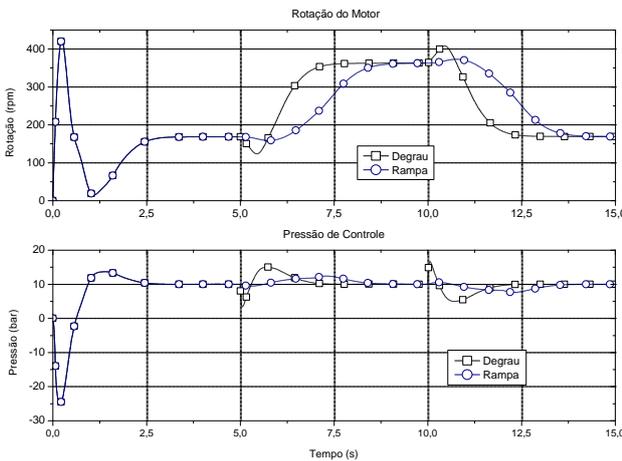
O critério usado para localização do zero do controlador objetivou aumentar a estabilidade relativa e diminuir o tempo de compensação do erro da válvula limitadora 1V2. A escolha pelo controlador PI decorreu de sua fácil aceitação e sintonia na indústria e da necessidade de compensar o erro estacionário. O termo derivativo não trouxe benefícios na redução do tempo de resposta e tornou o sistema mais oscilatório. Conforme mencionado, em função da simplificação do modelo, não foram incluídos outros elementos mecânicos. Um cilindro hidráulico de simples ação com avanço por força de mola geralmente é usado como freio mecânico, conforme está representado na **Figura 1**. Em uma situação de despressurização do circuito da máquina (início da simulação), o freio estaria ativado, o que impediria a queda acentuada de pressão que se verifica no gráfico mostrado na **Figura**. Observa-se ainda que, mesmo na ausência do freio, o tempo decorrido para de compensação é inferior a um segundo, o que torna a operação da máquina bastante segura em condições normais de funcionamento.

Destaca-se que as curvas que produzem mudanças abruptas foram obtidas em resposta a uma entrada em degrau. Condições mais seguras de operação podem ser obtidas aplicando uma entrada em rampa no solenóide  $U_{R1}(s)$  da válvula 1V1.

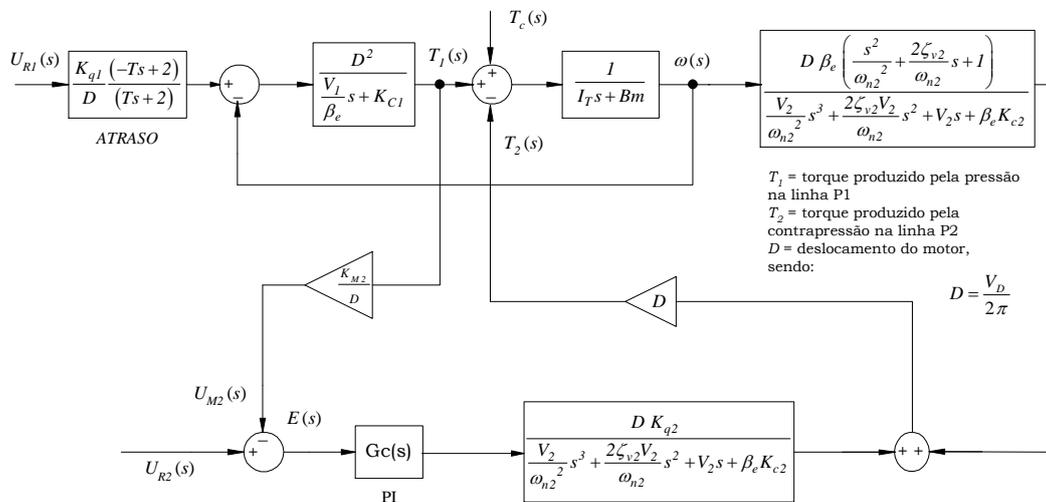
No gráfico mostrado na Figura 2 foram aplicados sinais de entradas nos instantes 0, 5 e 10 segundos. No instante zero, foi aplicada uma entrada em degrau de amplitude 2. Nos instantes 5 e 10 segundos, foram aplicadas funções degrau e rampa de amplitude + e - 1 volt respectivamente no solenóide  $U_{R1}(s)$ , conforme indica a legenda na Figura. No caso da função rampa, o tempo ajustado foi de 2 segundos.

Tal como esperado, a função rampa reduz os picos de pressão, e acelerações e desacelerações bruscas da velocidade do motor, o que é desejável na operação de máquinas de elevação e transporte de cargas. O ajuste da função rampa no amplificador eletrônico da válvula proporcional possibilita que a operação com cargas negativas se torne mais segura e controlável sendo, portanto, menos dependente da habilidade e experiência do operador da máquina.

**Figura 2.** Resposta do sistema eletro-hidráulico para entrada em degrau e rampa.



**Figura 3.** Diagrama de blocos: sistema eletro-hidráulico com controle de pressão.



## CONCLUSÃO

O artigo apresentou algumas características fundamentais das válvulas usadas em circuitos eletro-hidráulicos que operam com carga negativa. O emprego de válvulas de controle de pressão e vazão tem sido extensivo para compensar o esforço desestabilizante gerado pela carga. Os recursos disponíveis na tecnologia das válvulas proporcionais permitem controlar de forma contínua, segura e versátil a movimentação de cargas. Para tanto, neste trabalho foi elaborado um modelo matemático linear de 5ª. ordem, o qual representou um circuito atuado por um motor hidráulico cuja função foi a de realizar o controle de pressão do atuador sujeito a cargas negativas. Empregou-se uma válvula limitadora de pressão proporcional para gerar a contrapressão de sustentação da carga, e uma segunda válvula direcional proporcional para controlar as mudanças na velocidade do motor. Os gráficos gerados na simulação computacional demonstraram a coerência do modelo e do comportamento das variáveis mediante alterações dos sinais de entrada. O uso de um controlador PI mostrou-se suficientemente eficiente no tocante ao atendimento dos pré-requisitos do projeto de controle.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- TONYAN, M. J. **Electronically controlled proportional valves: selection and application.** By Marcel Dekker, Inc., 1985.  
 TRINKEL, BUD. **Industrial Fluid Power Basics.** By Hydra-Pneu Consulting, INC., 1<sup>st</sup>. Edition, 2000.