

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

CONTROLE DE UM SERVOPOSICIONADOR HIDRÁULICO DE UM GRAU DE LIBERDADE

por

Daniela Rodrigues Luchini

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenharia Mecânica.

Porto Alegre, Julho de 2017.



Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Escola de Engenharia

Departamento de Engenharia Mecânica

CONTROLE DE UM SERVOPOSICIONADOR HIDRÁULICO DE UM GRAU DE LIBERDADE

por

Daniela Rodrigues Luchini

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS REQUISITOS PARA A  
OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRA MECÂNICA**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Thamy Cristina Hayashi  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. Eduardo André Perondi

Comissão de Avaliação:

Prof. Fabiano Disconzi Wildner

Prof. Patric Daniel Neis

Prof. Rafael Antonio Comparsi Laranja

Porto Alegre, 07 de Julho de 2017.

## **AGRADECIMENTOS**

Aos meus pais, Arnildo e Rosi, assim como à minha irmã, Fernanda, que me apoiaram e incentivaram independente das condições. Agradeço por compreenderem as muitas horas que passei isolada estudando, pela paciência e por fazerem com que eu me sentisse capaz diante de qualquer dificuldade. Amo vocês!

Ao melhor grupo de amigos que alguém poderia ter: Caroline Dorneles, Guilherme Jacometo e Laura Testa, que fizeram esses anos de Engenharia serem mais leves e felizes, repletos de risadas e abraços do conforto.

Ao meu namorado, Felipe Castro, que me apoiou, motivou e tranquilizou desde o começo deste trabalho, além de me ajudar em todo momento que precisei.

Ao professor Perondi, pela excelente orientação e atenção durante a realização deste trabalho e nas aulas de Controles.

Ao Laboratório de Mecatrônica e Controle - LAMECC, pela ajuda e apoio prestados em todos os momentos deste trabalho. Em especial, aos amigos Alexandre Stedile, Eder Gonçalves, Felipe Ferrazzi, Giovanni Andrade, Hanna Zanatta, Leonardo Guterres, Linus Schuster, Pablo Leonardelli, Paulo Fam e Rafael Vargas, que me ajudaram diretamente na elaboração deste trabalho. A todos os amigos e colegas do LAMECC, agradeço pelos cafés, abraços, bolos, conversas e, principalmente, por terem feito com que esse laboratório se tornasse o meu lugar favorito na UFRGS durante a graduação.

LUCHINI, D. R. **Controle de um Servoposicionador Hidráulico de Um Grau de Liberdade**. 2017. 28f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2017.

## RESUMO

Este trabalho consiste do desenvolvimento de um controlador para um servoposicionador hidráulico de um grau de liberdade, semelhante aos que são utilizados em um manipulador robótico tipo plataforma de Stewart, que está sendo desenvolvido por pesquisadores do Laboratório de Mecatrônica e Controle da UFRGS (LAMECC), com o objetivo de aplicação em um sistema de compensação de movimentos de convés de embarcações (*anti-heave system*). O principal objetivo do presente trabalho é o de, a partir de um modelo simplificado e do levantamento de dados experimentais, subsidiar o desenvolvimento de controladores mais sofisticados para o robô tipo Plataforma de Stewart em desenvolvimento. O modelo matemático simplificado desenvolvido pode ser utilizado para a síntese de controladores lineares tipo PID e suas variantes e os dados experimentais auxiliam na sua sintonia e na validação dos seus resultados. No presente trabalho, priorizou-se o estudo das vantagens e limitações associadas especificamente à aplicação de um controlador proporcional (P). Além da concentração de parâmetros, dentre as simplificações adotadas, destacam-se a suposição de operação do sistema em uma faixa aproximadamente linear e da consideração de áreas iguais médias em ambas as faces do êmbolo do cilindro (que é de haste não passante) de avanço e de retorno. Por meio do modelo desenvolvido, simulações em malha fechada foram efetuadas no *software* Matlab/Simulink®, com o ajuste através da função “rltool” para alocação dos polos pelo método do lugar das raízes. A partir dos resultados das simulações, os controladores foram testados em um sistema experimental, comprovando a efetividade da estratégia de modelagem e sintonia dos ganhos proposta.

**PALAVRAS-CHAVE:** Controlador Proporcional, Projeto de controlador, Servoposicionador hidráulico.

LUCHINI, D. R. **One Degree of Freedom Hydraulic Servo Positioner Control**. 2017. 28f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2017.

## **ABSTRACT**

This paper consists in the design of an one degree of freedom hydraulic servo positioner controller, similar to the controllers that are used in the Stewart platform type robotic manipulator, which is being developed by LAMECC's (Mechatronic and Control Laboratory) researchers, in order to be applied in an anti-heave system. The main purpose of this research is, starting from a simplified model and experimental data acquisition, to subsidize the design of more complex and sophisticated controllers for the, under development, Stewart platform type robot. The simplified mathematical model developed can be used in PID's linear controller's synthesis and its variants; the experimental data supports the controller's tuning and the validation of the research results. This paper prioritized the study of the advantages and the limitations associated with the application of a proportional controller (P) specifically. Besides the parameters concentration, one of the simplifications assumed, the operation in a linear behavior zone and the consideration of average equal areas, in both faces of the cylinder plunger (which is a non-passing rod) of advance and return, were other assumptions for the model. Through the designed model, the closed loop simulations were performed in Matlab/Simulink® software, with the "rltool" function adjustment for the poles allocation with the root locus technique. Starting with the data obtained from the simulations, the controllers were tested in an experimental system, proving the modelling strategy effectivity and the tuning's gain purposed.

**KEYWORDS:** Controller design, Hydraulic servo positioner, Proportional Controller.

## ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. OBJETIVOS .....	1
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	2
3.1 Plataforma de Stewart.....	2
3.2 Servoposicionador Hidráulico.....	2
3.3 Servoválvula .....	3
3.4 Controlador .....	4
3.4.1 Controlador Proporcional (P).....	4
4. MODELAGEM MATEMÁTICA.....	4
4.1 Modelo Não Linear do Servoposicionador Hidráulico Simétrico .....	4
4.1.1 Equacionamento do Subsistema Hidráulico .....	4
4.1.2 Equacionamento do Subsistema Mecânico .....	6
4.2 Modelo Linear do Servoposicionador Hidráulico Simétrico.....	7
5. PROJETO DO CONTROLADOR.....	7
5.1 Definição de Coeficientes .....	7
5.2 Método do Lugar das Raízes .....	9
5.2.1 Controlador Proporcional .....	10
5.3 Zona Morta .....	12
6. RESULTADOS .....	13
7. CONCLUSÕES .....	14
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	15
ANEXO A - Graus de liberdade dos navios.....	16
APENDICE A - Diagrama de Blocos dos Ensaios e Cálculo Teórico dos Coeficientes de Velocidade..	16
APÊNDICE B - Controlador Proporcional-Integrativo .....	17
B.1 Ação de Controle Integral (I) .....	17
B.2 Controlador Proporcional-Integral (PI).....	17
B.3 Projeto do Controlador Proporcional-Integral (PI) .....	17
APÊNDICE C – Wind-Up da Ação Integral.....	19
C.1 Estratégias Anti-Windup .....	19
C.1.1 Back-Calculation and Tracking.....	19
C.1.2 Integração Condicional.....	20
APÊNDICE D – Lista de Componentes .....	20

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	Área média útil do pistão	$[m^2]$
$A_0$	Área de passagem do orifício	$[m^2]$
$B_0$	Constante Positiva	$[N/m]$
$c$	Coefficiente de amortecimento viscoso	$[Ns/m]$
$\xi$	Razão de amortecimento	
$C_d$	Coefficiente de descarga	
$C_{PI}$	Controlador PI	
$e$	Sinal de erro ou desvio	
$E_0$	Amortecimento viscoso	$[Ns/m]$
$F_e$	Forças externas	$[N]$
$F_a$	Força de atrito	$[N]$
$f$	Força	$[N]$
$J$	Vazão	$[m^3/s]$
$J_1$	Vazão volumétrica na câmara 1	$[m^3/s]$
$J_2$	Vazão volumétrica na câmara 2	$[m^3/s]$
$K_p$	Ganho proporcional	
$K_i$	Ganho integral	
$k_d$	Combinação dos parâmetros $C_d \ell \sqrt{2/\rho}$	
$\alpha_i$	Derivadas parciais da vazão em relação à pressão e à abertura da válvula	
$K_q$	Ganho de vazão	$[m^2/s]$
$K_c$	Coefficiente de vazão/pressão	$[m^5/Ns]$
$K_u$	Ganho da válvula	$[V]$
$K_{v,a}$	Coefficiente de velocidade de avanço do cilindro	$[m/(sV)]$
$K_{v,b}$	Coefficiente de velocidade de retorno do cilindro	$[m/(sV)]$
$K_v$	Coefficiente de velocidade médio do cilindro	$[m/(sV)]$
$\ell$	Largura efetiva do orifício	$[m]$
$l_c$	Largura de compensação da zona morta	$[V]$
$M$	Módulo inercial ou massa	$[kg]$
$md$	Inclinação direita da zona morta	$[V]$
$me$	Inclinação esquerda da zona morta	$[V]$
$p_s$	Pressão de suprimento	$[Pa]$
$p_1$	Pressão na câmara 1	$[Pa]$
$p_2$	Pressão na câmara 2	$[Pa]$
$p_{atm}$	Pressão atmosférica	$[Pa]$
$p_\Delta$	Pressão diferencial	$[Pa]$
$\Delta p$	Diferenças de pressão do sistema	$[Pa]$
$\rho$	Massa específica do fluido	$[kg/m^3]$
$r$	Raio	$[m]$
$T$	Constante de tempo do sistema	$[s]$

$u$	Tensão	[V]
$u_d$	Tensão de controle ideal (não compensada)	[V]
$u_{czm}$	Tensão com compensação na zona morta	[V]
$v$	Velocidade do pistão	[m/s]
$\omega_n$	Frequência natural	[Hz]
$x_v$	Deslocamento do carretel da válvula	[m]
$y$	Deslocamento do pistão	[m]
$\dot{y}$	Velocidade do pistão	[m/s]
$zmd$	Limite direito da zona morta	[V]
$zme$	Limite esquerdo da zona morta	[V]



## 1. INTRODUÇÃO

O contínuo crescimento dos números de acidentes em estradas, assim como o valor e risco elevados no transporte de cargas perigosas em rodovias, têm feito com que as grandes empresas busquem outros modais logísticos para o escoamento de seus produtos, como o meio hidroviário, por exemplo. Contudo, o principal fator limitante para as operações embarcadas ou em plataformas marítimas envolvendo transferência de carga, equipamentos ou pessoas, são as condições do mar. É possível navegar em ocasiões nas quais o mar encontra-se agitado; porém, essa condição torna inviável a realização de diversas operações. É importante destacar que toda embarcação está sujeita a seis tipos de movimentos individuais, também denominados de graus de liberdade, exemplificados no Anexo A.

A fim de ampliar com segurança a janela de realização desses procedimentos, o Laboratório de Mecatrônica e Controle da UFRGS (LAMECC), em parceria com a empresa TMSA Tecnologia em Movimentação SA, está desenvolvendo o projeto de um sistema de compensação de movimentos de convés de navios (com fabricação e tecnologia nacionais). Este sistema é baseado em um manipulador robótico conhecido como Plataforma de Stewart.

Recebendo o nome do seu criador, Stewart (1965), a plataforma em questão é um manipulador robótico paralelo de seis graus de liberdade, sendo a solução proposta para a aplicação em um sistema *anti-heave* para atenuação de movimentos em embarcações. O sistema em desenvolvimento é composto de duas Plataformas de Stewart dispostas uma sobre a outra: a inferior serve para simular o movimento do casco do navio, enquanto que a superior realiza a compensação dos movimentos da inferior. Este sistema já se encontra em fase final de projeto, como pode-se verificar na Figura 1.1.

O presente trabalho em desenvolvimento visa a estudar e propor um controlador adequado para ser implementado na plataforma a fim de controlar o movimento dos atuadores hidráulicos.

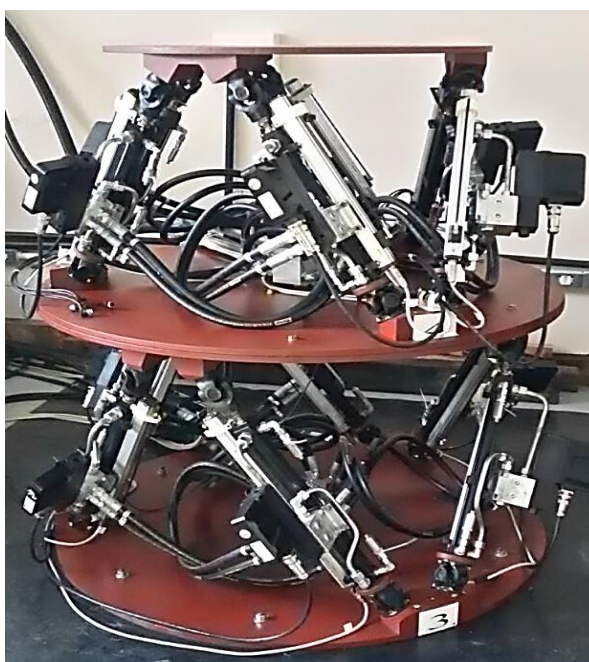


Figura 1.1 – Aparato de testes do sistema de atenuação baseado em uma Plataforma de Stewart desenvolvido pelo LAMECC.

## 2. OBJETIVOS

O principal objetivo deste trabalho é o desenvolvimento e análise das limitações de um controlador de estrutura simples aplicado a um sistema servoposicionador hidráulico de um grau de liberdade, utilizado na Plataforma de Stewart desenvolvida. Para tanto, será elaborado um modelo

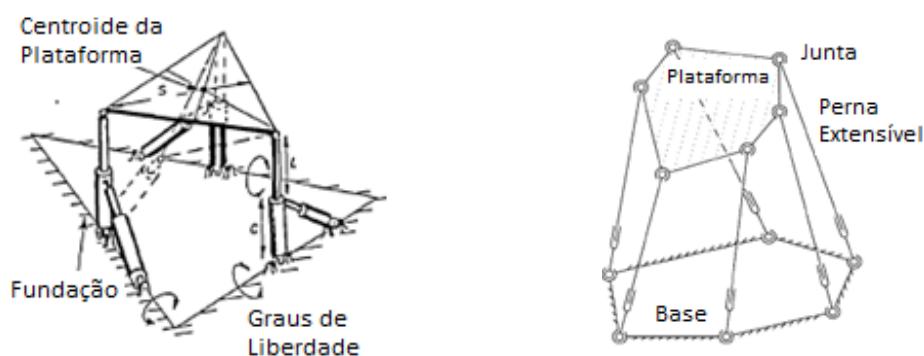
matemático simplificado do sistema que, posteriormente, será utilizado em simulações em malhas aberta e fechada. Os resultados das simulações serão então comparados com os obtidos experimentalmente através de testes realizados nos cilindros de um grau de liberdade do sistema *anti-heave* desenvolvido pelo LAMECC.

### 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

#### 3.1 Plataforma de Stewart

Manipuladores robóticos são estruturas mecânicas formadas por componentes rígidos, denominados elos, conectados por juntas, elementos articuláveis que possibilitam a realização de movimentos rotacionais ou translacionais ao mecanismo. De forma geral, os manipuladores podem ser classificados de acordo com o método de controle, geometria, estrutura cinemática, entre outros (Spong et al, 2005).

A plataforma de Stewart é um manipulador paralelo de seis graus de liberdade. Originalmente, seu desenvolvimento teve foco na simulação das condições de voo por pilotos de helicóptero em treinamento (Stewart, 1965). Inicialmente, o modelo proposto por Stewart consistia em uma plataforma triangular, conforme apresentado na Figura 3.1a. Posteriormente, foi substituído por um design com base hexagonal, conforme mostra a Figura 3.1b, quando combinado ao estudo anteriormente realizado por Gough e Whitehall, em 1962. Dessa forma, a plataforma de Stewart passou a ser um manipulador com mecanismo totalmente paralelo (Dasgupta e Mruthyunjaya, 1999).



a) Plataforma com base triangular. (Adaptado de Stewart, 1965)

b) Plataforma com base hexagonal. (Adaptado de Dasgupta e Mruthyunjaya, 1999)

Figura 3.1 - Modelos propostos para a plataforma de Stewart.

#### 3.2 Servoposicionador Hidráulico

O termo servo aplica-se a um sistema de controle com realimentação e amplificação de potência que tenha como variável de saída controlada a posição, velocidade ou aceleração.

O servomotor é um atuador rotativo ou linear capaz de garantir o controle, velocidade e precisão em sistemas servoposicionadores (nos quais a posição desejada é obtida através de realimentação). Nestes sistemas, é o componente que aplica a força na carga mecânica a fim de posicioná-la. Em relação à classificação, a mesma é feita de acordo com o acionamento, podendo este ser elétrico, pneumático ou hidráulico.

A Figura 3.2 exemplifica os componentes básicos de um servoposicionador hidráulico translacional, contendo uma servoválvula direcional e um cilindro de haste passante de dupla ação, sendo o êmbolo conectado a um módulo inercial ( $M$ ) sobre o qual atuam as forças externas  $F_e$  e as forças de atrito ( $F_a$ ). Quando a malha de controle de posição é fechada, e o sistema passa a ser realimentado, tem-se um servoposicionador.

Uma bomba com pressão de suprimento  $p_s$  fornece a energia hidráulica necessária para o deslocamento da carga mecânica. A vazão de óleo sob pressão é direcionada pela servoválvula direcional, com sistema de controle de vazão baseado em carretel deslizante (*spool*).

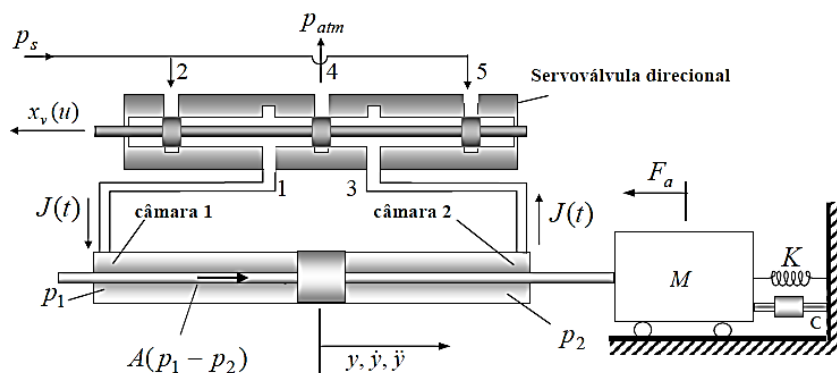


Figura 3.2 - Servoatuador hidráulico com carga mecânica acoplada. (Fonte: Perondi, 2010)

Deslocando-se o carretel da válvula no sentido  $x_v$ , conforme indicado na Figura 3.2, por exemplo, a câmara 1 é conectada à fonte de pressão (ponto 2) e a câmara 2 ao dreno (ponto 4), que se encontra a pressão atmosférica. Considerando que a pressão de suprimento ( $p_s$ ) é maior do que a pressão na câmara 1 ( $p_1$ ), uma vazão volumétrica de óleo ( $J_1$ ) é gerada da válvula para a câmara 1. Da mesma forma, uma vazão mássica de óleo ( $J_2$ ) surge da câmara 2 para o dreno, uma vez que a pressão na câmara 2 ( $p_2$ ) é maior do que a pressão atmosférica ( $p_{atm}$ ). Assim, uma diferença de pressão é criada entre as câmaras 1 e 2, produzindo a força de deslocamento da carga mecânica.

Usualmente, uma tensão ( $u$ ) é aplicada a um solenóide para provocar o movimento do carretel da válvula ( $x_v$ ), fazendo com que o sistema tenha como entrada a tensão e como saída o deslocamento do êmbolo do cilindro ou do módulo inercial ( $M$ ). Tendo em vista que a resposta do sistema hidromecânico é bastante lenta em comparação à resposta do sistema eletromecânico de controle da válvula, a dinâmica da servoválvula pode ser desconsiderada, e a relação entre a entrada e saída (tensão e deslocamento do êmbolo) será considerada estática. Conforme já comentado, quando se usa um sensor de posição cuja informação é comparada com uma referência de controle, o sistema passa a ser denominado “servoposicionador”.

### 3.3 Servoválvula

As servoválvulas são componentes hidráulicos de precisão que têm como função o controle de direção e vazão do óleo em um sistema. O controle de posicionamento, velocidade e aceleração pode ser realizado de forma precisa utilizando sensores eletrônicos de realimentação, permitindo que as servoválvulas sejam amplamente empregadas no controle do posicionamento de atuadores hidráulicos.

Em relação ao acionamento, as servoválvulas são geralmente acionadas por motores elétricos lineares ou torcionais, sendo que o design tipo motor-torque é o mais comum (Meritt, 1967). O movimento do atuador é proporcional ao acionamento da servoválvulas, de forma que quanto maior for o curso de acionamento, maior será a velocidade, e, portanto, a distância percorrida pelo atuador em um dado tempo.

A capacidade de assumir infinitas posições, assim como a possibilidade de abrir ou fechar gradativamente a área de passagem, são os principais diferenciais entre as servoválvulas e as válvulas direcionais convencionais, uma vez que estas apenas assumem posições tais como aberta e fechada, acionada ou desacionada (Moreira, 2012).

Desenvolvidas para aplicações no setor militar e em função do seu alto custo devido a questões de construção, as servoválvulas foram inicialmente aplicadas quase que exclusivamente a processos de elevada precisão em regime permanente, processos de alta resposta dinâmica e rápida e processos de alta confiabilidade. Atualmente, alguns tipos de válvulas proporcionais derivadas de servoválvulas mais sofisticadas apresentam bom comportamento estático e dinâmico, podendo substituí-las em aplicações menos nobres de engenharia (Linsingen, 2008).

### 3.4 Controlador

Controladores são algoritmos que fazem uma comparação entre o valor medido de uma grandeza na saída de determinado processo e o valor desejado para tal, a partir disso determinam o erro existente e, então, produzem o sinal de controle que deverá reduzir o desvio a um valor muito pequeno. A forma como o controlador automático gera o controle a partir do sinal avaliado é chamada de *ação de controle* (Bazanella, 2005; Perondi, 2010).

#### 3.4.1 Controlador Proporcional (P)

A ação de controle proporcional (P) produz um sinal proporcional ao desvio efetivo, isto é, a razão entre o valor da variável de controle e o sinal de erro é dada por uma constante. Dessa forma, o uso desse tipo de controlador não adiciona zeros nem polos ao sistema, apenas altera a localização dos mesmos. A função de saída do controlador proporcional tem a seguinte forma:

$$u(t) = K_p e(t), \quad (3.1)$$

em que  $u(t)$  é a função de controle,  $e(t)$  é o sinal de erro ou desvio e  $K_p$  é a constante proporcional (ganho constante).

Denomina-se como erro de *off-set* o valor de erro não-nulo gerado em função da proporcionalidade entre o sinal de saída e o desvio. O erro de *off-set* tem valor inversamente proporcional ao ganho  $K_p$  e pode ser compensado pela ação de um controlador integral. À medida que o ganho  $K_p$  aumenta, o sistema passa a ter um comportamento de sistema sub-amortecido de segunda ordem, além da existência da possibilidade de o sistema atingir uma região de instabilidade (polos do lado direito do plano complexo).

Em geral, controladores proporcionais apresentam uma pequena faixa de ganho estável, resultando em um sistema de baixa robustez e ocasionalmente pode assumir comportamento instável, na presença de pequenas perturbações ou variações nos parâmetros.

## 4. MODELAGEM MATEMÁTICA

A modelagem de um sistema físico consiste na obtenção de um conjunto de equações matemáticas que permitem descrever seu comportamento estático ou dinâmico.

É conveniente modelar um sistema hidráulico considerando-o como dois subsistemas acoplados: um subsistema hidráulico, relativo aos fenômenos causados por vazões e pressões; e um subsistema mecânico, no qual os fenômenos relativos ao equilíbrio de forças, posição, velocidade e aceleração são equacionados.

### 4.1 Modelo Não Linear do Servoposicionador Hidráulico Simétrico

#### 4.1.1 Equacionamento do Subsistema Hidráulico

O servoposicionador hidráulico a ser analisado corresponde a um cilindro sem haste de dupla ação, controlado por uma servoválvula do tipo carretel com 5 vias, com carga acoplada em sua extremidade, conforme exemplificado na Figura 3.2.

Considerando ainda o esquema de funcionamento apresentado na Figura 3.2, a velocidade  $\dot{y}(t)$  do pistão é nula na posição central, em que  $x_v = 0$ . Analisando as vazões no sistema, fica evidente que o deslocamento do carretel é o responsável pela sua direção na válvula direcional, existindo dois casos possíveis:

- Caso 1 -  $x_v > 0$ : a vazão  $2 \rightarrow 1$  ( $J_1$ ) corresponde a alimentação,  $3 \rightarrow 4$  ( $J_2$ ) é o retorno, e as passagens entre  $1 \leftrightarrow 4$  e  $3 \leftrightarrow 5$  estarão bloqueadas;
- Caso 2 -  $x_v < 0$ : os sentidos são invertidos, as vazões são bloqueadas nos caminhos entre  $1 \leftrightarrow 2$  e  $3 \leftrightarrow 4$ , a vazão de alimentação ( $J_1$ ) ocorre em  $1 \rightarrow 4$ , e o retorno ( $J_2$ ) em  $5 \rightarrow 3$ .

A modelagem é feita considerando que a vazão no cilindro é dada por:

$$J(t) = A\dot{y}(t), \quad (4.1)$$

em que  $A$  é a área média útil do pistão e  $\dot{y}(t)$  sua velocidade de deslocamento. Na situação de operação da Plataforma de Stewart, os pistões são com haste não passante, resultando em diferentes áreas de avanço e retorno. Para obter-se um modelo simples e com fácil manipulação algébrica, no presente trabalho utilizou-se a média das áreas.

A pressão diferencial,  $p_{\Delta}(t)$ , pressão gerada devido à passagem de potência hidráulica para a carga mecânica, é definida pela diferença das pressões nos dois lados do êmbolo. Sua variação ocorre até um valor máximo igual à pressão de suprimento fornecida pela bomba,  $p_s$ ; contudo, em um sistema real  $p_{\Delta}(t)$  nunca atingirá o mesmo valor de  $p_s$ , visto que a perda de carga sofrida pelo líquido ao longo do duto percorrido não permite que a potência total fornecida pela bomba seja transmitida.

As diferenças de pressão do sistema podem ser consideradas iguais a ao serem assumidas as seguintes hipóteses:

- Existe um comportamento simétrico nos orifícios de passagem da válvula, as perdas de carga são as mesmas em ambos;
- A vazão que circula no sistema é única, uma vez considerado que o fluido é incompressível e os vazamentos desprezados;
- A rigidez das câmaras da válvula e da tubulação é considerada suficientemente alta para o efeito de flexibilidade das mesmas poder ser desprezado.

De acordo com Merrit, 1967 e Pereira, 2006, o cálculo das vazões relativas ao deslocamento do carretel da válvula  $x_v$  pode ser feito através da equação, obtida pela equação de Bernoulli, que relaciona a vazão através de um orifício com a diferença de pressão a montante e a jusante:

$$J = C_d A_0 \sqrt{2\Delta p / \rho}, \quad (4.2)$$

em que  $C_d$  é o coeficiente de descarga,  $A_0$  a área de passagem do orifício e  $\rho$  a massa específica do fluido.

A fim de relacionar vazão e deslocamento, o termo  $A_0$  é substituído na Equação (4.2) pelos dados da Equação (4.3), que define a seção de passagem do fluido quando aplicado um determinado deslocamento  $x_v$ . A Figura 4.1 apresenta um exemplo da cavidade da câmara da válvula.

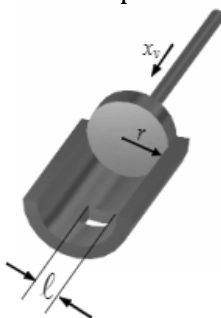


Figura 4.1 – Cavidade da câmara do cilindro. (Fonte: Perondi, 2010)

$$A_0 = x_v \ell, \quad (4.3)$$

onde  $\ell = 2\pi r$  é a largura efetiva do orifício, sendo  $r$  o raio interno da câmara da válvula.

Logo, a Equação 4.2 pode ser reescrita como:

$$J = k_d x_v \sqrt{\Delta p}, \quad (4.4)$$

em que  $k_d = C_d \ell \sqrt{2/\rho}$ .

A vazão ainda pode ser descrita como uma função de  $x_v$  e  $p_\Delta$ , como mostra a Equação (4.5), evidenciando a variação linear da velocidade de deslocamento do êmbolo e da vazão volumétrica com o deslocamento do carretel  $x_v$ :

$$J = k_d x_v \sqrt{p_s - |p_\Delta|}. \quad (4.5)$$

Para obtenção de um modelo linear, é necessário linearizar a Equação (4.5), uma vez que a relação entre vazão e pressão não é linear. A metodologia adotada consiste na determinação de expressões para as variáveis em torno de pontos previamente conhecidos (Perondi, 2010). Dessa forma, a equação incremental para a vazão é dada por

$$J_\delta = \bar{J} - J^*, \quad (4.6)$$

em que  $J_\delta$  é a função incremental da vazão  $J$ ,  $\bar{J}$  é o valor aproximado de  $J(t)$  no valor desejado e  $J^*$  é o valor aproximado de  $J(t)$  no entorno do qual se calcula os valores aproximados.  $J_\delta$  é linear em relação aos incrementos  $x_{v\delta} = x_v - x_v^*$  e  $p_\delta = p_\Delta - p_\Delta^*$ . Relacionando os incrementos  $x_{v\delta}$  e  $p_\delta$ , a relação para a vazão é

$$J_\delta = \alpha_1 x_{v\delta} + \alpha_2 p_\delta, \quad (4.7)$$

em que  $\alpha_1$  e  $\alpha_2$  são as derivadas parciais de  $J(t)$  com relação a pressão  $p_\Delta$  e à abertura da válvula  $x_v$  no ponto central de operação. Os parâmetros da servoválvula são então definidos como:

$$K_q = \alpha_1 = \left. \frac{\partial J}{\partial x} \right|_{x^*, p_\Delta^*} = K_d = \frac{p_s - |p_\Delta^*|}{2} > 0 \quad (4.8)$$

$$K_c = -\alpha_2 = \left. \frac{\partial J}{\partial p_\Delta} \right|_{x^*, p_\Delta^*} = K_d = \frac{x_v^*}{2\sqrt{2}\sqrt{p_s - |p_\Delta^*|}} > 0 \quad (4.9)$$

em que  $K_q$  é o ganho de vazão da válvula [ $m^2/s$ ] e  $K_c$  é o coeficiente de vazão/pressão [ $m^5/Ns$ ].

Por fim, a equação linearizada para a vazão é

$$J_\delta = K_q x_{v\delta} - K_c p_\delta. \quad (4.10)$$

#### 4.1.2 Equacionamento do Subsistema Mecânico

Considerando um subsistema mecânico composto por um sistema massa - amortecedor de um grau de liberdade, o mesmo pode ser caracterizado por

$$M\ddot{y}_\delta + C\dot{y}_\delta = f_\delta(t), \quad (4.11)$$

em que  $M$  é a massa deslocada,  $\ddot{y}_\delta$  a aceleração,  $C$  é o coeficiente de amortecimento,  $\dot{y}_\delta$  é a velocidade,  $y_\delta$  é o deslocamento do pistão e  $f_\delta(t)$  a força, todos relacionados ao atuador.

As equações de acoplamento entre os dois subsistemas são:

$$f_\delta(t) = A p_\delta(t) \quad (4.12)$$

e

$$J_\delta(t) = A \dot{y}_\delta(t). \quad (4.13)$$

A fim de obter a função de transferência  $T(s) = Y_\delta(s)/X_\delta(s)$ , o equacionamento demonstrados deve ser compactado e os devidos acoplamentos expressados, de acordo com a Equação (4.14).

$$M\ddot{y}_\delta + C\dot{y}_\delta = Ap_\delta(t) = \frac{A}{K_c}(K_q x_{v\delta} - A\dot{y}_\delta(t)) \quad (4.14)$$

A equação diferencial linear que rege o comportamento dinâmico do sistema quando submetido a uma excitação é obtida ao serem substituídos termos da Equação (4.14), ficando da forma

$$M\ddot{y}_\delta + \left(C + \frac{A^2}{K_c}\right)\dot{y}_\delta = \left(A \frac{K_q}{K_c}\right)x_{v\delta}(t). \quad (4.15)$$

Para facilitar as operações, é estabelecida a seguinte constante:

$$E_0 = C + \frac{A^2}{K_c} > 0, \quad (4.16)$$

definida como um amortecimento viscoso equivalente  $[Ns/m]$ , e

$$B_0 = A \frac{K_q}{K_c} > 0, \quad (4.17)$$

é uma constante positiva, tal que  $E_0/B_0$  resulta em um ganho de velocidade,  $K_v$ .

## 4.2 Modelo Linear do Servoposicionador Hidráulico Simétrico

Finalmente, de acordo com Perondi, 2010, a função de transferência para o sistema é definida como

$$T(s) = \frac{E_0/B_0}{s(Ts + 1)}. \quad (4.18)$$

onde  $T = M/B_0$  é a constante de tempo do sistema. Esta função de transferência tem um polo real localizado em  $-1/T$  e um polo localizado na origem do plano complexo (associado, portanto, ao comportamento de um integrador). Assim, por exemplo, para uma entrada  $x_\delta(t)$  representada por uma função passo, a resposta em posição apresentará uma trajetória que tende em regime a velocidade constante, e o pistão, após em transiente de 1ª ordem caracterizado pela constante de tempo  $T$ , se deslocará indefinidamente (até encontrar o batente de fim de curso).

É importante destacar que outros autores (Merrit, 1967 e Cunha, 2001) obtiveram modelos simplificados de 3ª ordem, com um polo na origem associado a uma dinâmica de 2ª ordem, devido ao fato de considerarem o efeito da compressibilidade efetiva do fluido de trabalho.

## 5. PROJETO DO CONTROLADOR

### 5.1 Definição de Coeficientes

A determinação dos parâmetros necessários para o modelo foi realizada experimentalmente através de testes realizados em um dos cilindros da própria plataforma, o qual foi desacoplado da base fixa superior de modo que uma de suas extremidades ficou com movimento livre e sem carga, conforme mostra a Figura 5.1. Considerando que o atuador da plataforma é assimétrico, a utilização do modelo definido é possibilitada pela simplificação adotada de um valor de área média, acima apresentada, para o pistão.



Figura 5.1 – Cilindro desacoplado da plataforma para utilização nos testes.

Visando a levantar a relação dinâmica entre o sinal de controle  $u(t)$  aplicado à servoválvula e o deslocamento do pistão, é conveniente reescrever a função de transferência da Equação (4.18) diretamente com relação ao sinal de controle ao invés de ao deslocamento do carretel da servoválvula. Assim, desprezando a dinâmica da servoválvula, pode-se definir uma relação estática entre  $x_v(t)$  e  $u(t)$  como  $x_v(t) = u(t)K_u$ , onde  $K_u$  é uma constante positiva (ver Apêndice A). Dessa forma, a função de transferência entre o sinal de controle  $u(t)$  e a velocidade do pistão resulta:

$$T_u(s) = \frac{v(s)}{u(s)} = \frac{K_u E_0 / B_0}{Ts + 1} = \frac{K_v}{Ts + 1}. \quad (5.1)$$

O valor do numerador da função de transferência do sistema físico, descrita na Equação 5.1, foi obtido a partir da relação entre a tensão da válvula com a velocidade média do cilindro. O ensaio consistiu na aplicação de sucessivos sinais de tensão na válvula, entre 2 V e 9 V, para avanço do cilindro até o final de curso e posterior retorno à posição inicial, totalmente recolhido. Dessa forma, foram adquiridas informações sobre as posições e tempos de duração de cada um dos eventos, possibilitando o cálculo das velocidades médias de avanço e retorno correspondentes a cada sinal de tensão aplicado. De posse desses dados, foram geradas curvas relacionando esses parâmetros, representadas na Figura 5.2, que foram ajustadas e aproximadas por uma reta de modo a possibilitar a definição dos coeficientes de velocidade para abertura e retorno do cilindro,  $K_{v,a} = 0,058 \text{ m/(sV)}$  e  $K_{v,b} = 0,047 \text{ m/(sV)}$ , respectivamente. Tendo em vista a simplificação adotada na modelagem para uma área média e única, tem-se que  $K_v = 0,0525 \text{ m/(sV)}$ .

Os resultados obtidos nestes ensaios possibilitaram, ainda, a definição da constante de tempo  $T = 0,083$ . De acordo com Perondi, 2010, para respostas de comportamento correspondente a sistemas de 1ª ordem, essa constante pode ser obtida no tempo em que a variável em função do mesmo atinge 63,2%, conforme exemplificado na Figura 5.3. Assim, a determinação de  $T$  foi realizada a partir da média dos tempos em que a abertura do cilindro correspondia a 63% do curso, utilizando como entrada os valores de tensão na faixa mais comum de operação da Plataforma, entre 4 V e 8 V.



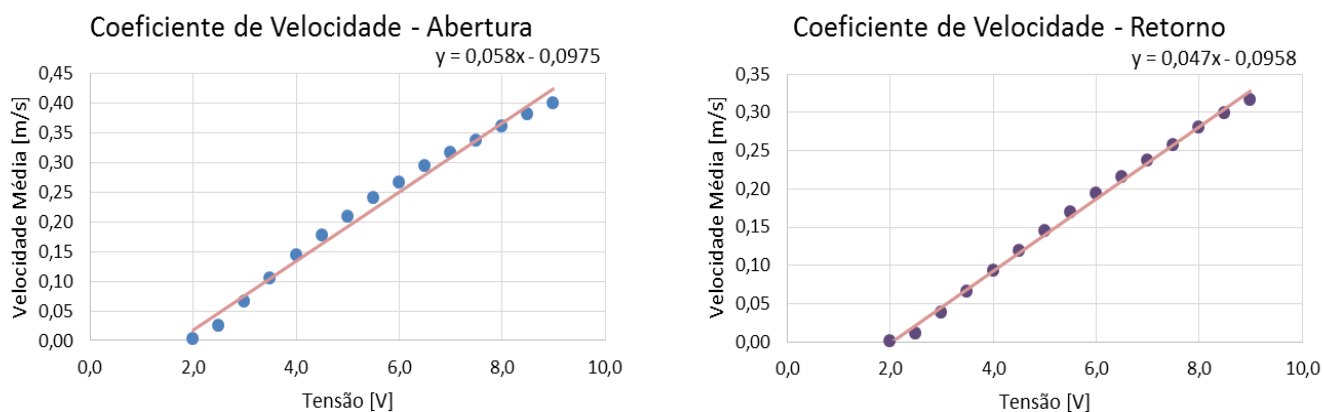


Figura 5.2 – Curvas e ajustes lineares dos coeficientes de velocidade.

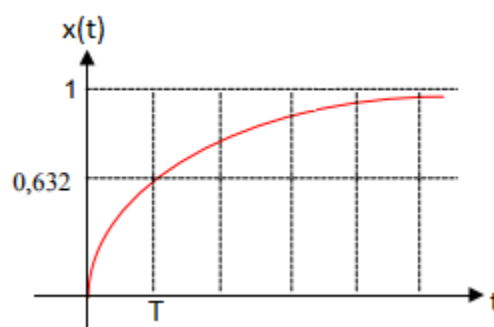


Figura 5.3 – Curva típica de resposta no tempo. (Adaptado de Perondi, 2010)

Por meio dos gráficos da Figura 5.2 observa-se que o pistão não se desloca até uma tensão de aproximadamente 2 V nos dois sentidos de deslocamento. Este efeito tem duas causas principais: a parcela não viscosa do amortecimento e a zona morta da válvula. Assim, para efeitos de simplificação do modelo, propõe-se aqui atribuir esse efeito unicamente à zona morta da válvula, considerando o atrito como puramente viscoso. Dessa forma, para aplicação dos controladores propostos à plataforma, utiliza-se como em Valdiero, 2005, e Cunha, 2001, um bloco de compensação da zona morta através da sua inversa. Esse bloco e seu funcionamento estão apresentados na seção 5.3 deste trabalho, e sua aplicação permite que as origens das curvas da Figura 5.2 sejam transladadas para a localização próxima a 2 V, resultando em uma reta que passa pela nova origem e com coeficiente angular de  $0,0525 \text{ m/(sV)}$ . Uma vez definidos os coeficientes de velocidade, construiu-se um diagrama de blocos do sistema representado pela Figura 5.4.

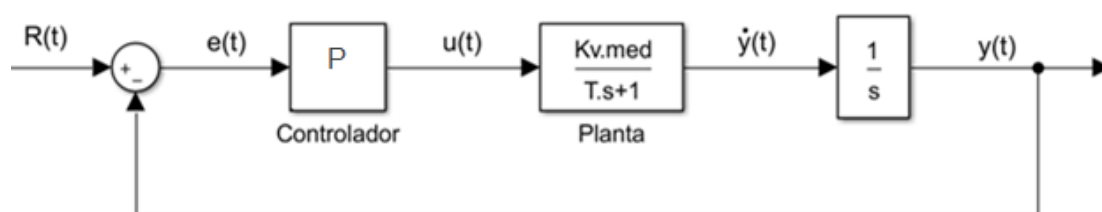


Figura 5.4 – Diagrama de blocos do sistema utilizado para as simulações.

## 5.2 Método do Lugar das Raízes

O comportamento e o desempenho da resposta transitória de um sistema de controle podem ser determinados a partir das posições dos polos da função de transferência de malha fechada, que é

a relação entre saída e entrada do sistema (Bazanella e Silva Jr., 2005). No caso estudado, não é possível alocar os pólos em qualquer posição escolhida devido a restrições associadas ao tipo de controlador adotado, mas sim em um conjunto de locais permitidos pela estrutura do controlador.

De acordo com Bazanella e Silva Jr., 2005, o método do lugar das raízes consiste na determinação de como a variação de um determinado parâmetro influencia na posição dos pólos da função de transferência global  $T(s)$ . Assim, adotou-se esta metodologia para a definição dos ganhos dos controladores estudados.

### 5.2.1 Controlador Proporcional

Utilizando-se um Controlador Proporcional (P) com ganho  $K_p$ , a função de transferência em malha fechada resulta:

$$T(s) = \frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{K_p K_v}{Ts^2 + s + K_p K_v} = \frac{(K_p K_v)/T}{s^2 + \frac{1}{T}s + \frac{K_p K_v}{T}} \quad (5.2)$$

Esta equação caracteriza a dinâmica de um sistema de 2ª ordem com erro de regime nulo e pode ser reescrita em termos da frequência natural  $\omega_n$  e da região de amortecimento  $\xi$ :

$$T(s) = \frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2}, \quad (5.3)$$

de forma que a frequência natural é  $\omega_n = \sqrt{K_p K_v / T}$  e a razão de amortecimento é  $\xi = 1/2\sqrt{K_p K_v T}$ . Assim, tanto  $\xi$  como  $\omega_n$  são dependentes de  $K_p$ .

Para que o sistema seja relativamente rápido e não-oscilatório, é apropriado que tenha um comportamento criticamente amortecido, ou seja, com  $\xi = 1$ . Isto garante também que o sistema seja estável e com uma margem significativa de variação de parâmetros até que os polos passem para a região de instabilidade (lado direito do plano complexo). Por meio das raízes da equação matemática (obtidas por intermédio da fórmula de Bhaskara) pode-se facilmente estabelecer a condição para que ambas as raízes sejam iguais e reais, condição para a qual  $\xi = 1$ . Assim,  $K_p = 1/4K_v T$  garante essa condição. Utilizando os valores numéricos para  $K_v$  e  $T$ , tem-se que  $K_p = 57,372$ . Assim, se  $K_p > 57,372$ , o sistema passa a apresentar comportamento subamortecido (oscilatório) e para  $K_p < 57,372$ , o sistema mantém-se não-oscilatório, mas passa a ter uma resposta mais lenta. A Figura 5.5 representa a resposta do sistema no tempo com um ganho  $K_p = 1$ , assim como a posição dos pólos, pontos em rosa, e suas possibilidades de variação, linhas azuis, no plano complexo.

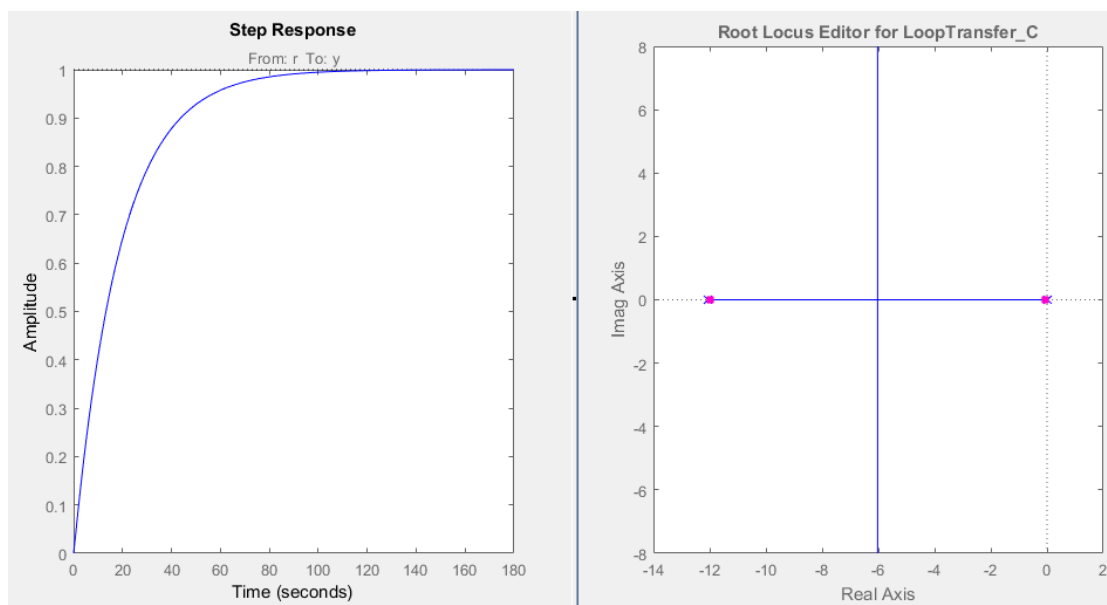


Figura 5.5 – Resposta do sistema, posição corrente e possibilidade de variação da posição dos pólos,  $K_p = 1$ .

A Figura 5.6 representa o sistema com os pólos alocados na posição escolhida e a resposta do sistema, que se tornou significativamente mais rápida, com um tempo de acomodação entre 1 s e 1,2 s, quando antes esse tempo se encontrava entre 80 s e 100 s. O ganho proporcional para essa configuração é  $K_p = 57,372$ .

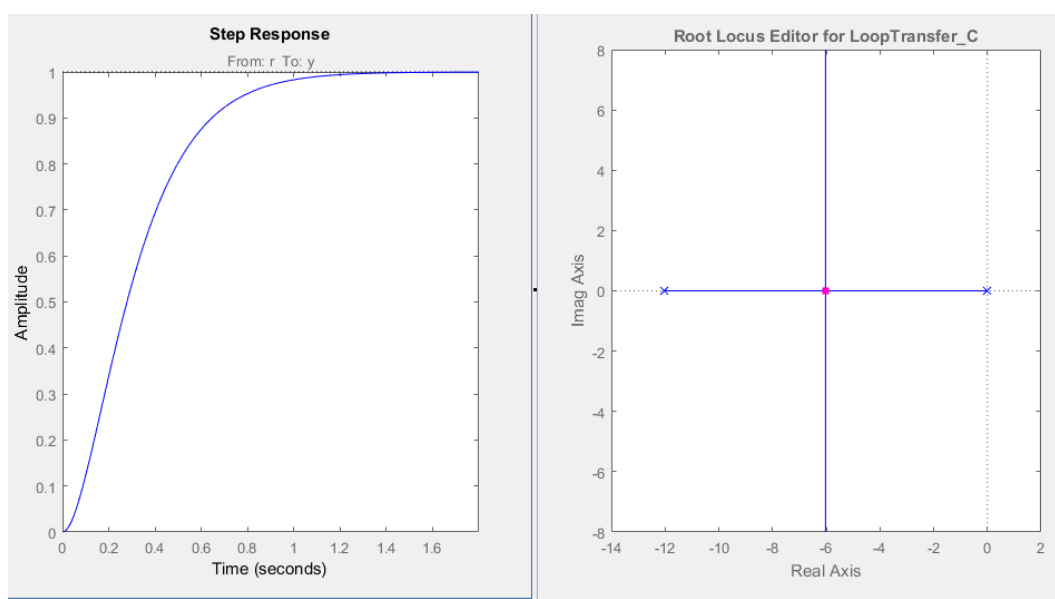


Figura 5.6 – Resposta do sistema, posição corrente e possibilidade de variação da posição dos pólos,  $K_p = 57,372$ .

Os parâmetros da trajetória senoidal foram selecionados considerando uma faixa de frequências compatível com a do trabalho de Mello, 2011, o qual informa que uma embarcação de grande porte apresenta trajetórias de frequência de até 0,2 Hz (1,256 rad/s) nos movimentos de translação vertical (*heave*), rolamento e arfagem (*pitch*). Assim, como deseja-se seguir a trajetória de referência evitando oscilações que venham a dificultar o controle, estabeleceu-se como desejado um comportamento de amortecimento crítico para o sistema em malha fechada. Com os valores

identificados no sistema, verifica-se que a constante de tempo em malha fechada associada aos dois polos localizados em  $-19,046$  no eixo real resulta em  $T = 0,0525$  s.

Em função de problemas de ruído na instrumentação, os quais contaminam excessivamente o sinal de velocidade obtido através de derivação do sinal de posição, não foi possível utilizar a ação derivativa de controle. Além disso, um sistema utilizando controlador proporcional-Integrativo (PI) também foi estudado, porém não se conseguiu identificar vantagens significativas com relação ao proporcional. A análise em questão encontra-se no Apêndice B. Em adição a isso, um estudo sobre a utilização de uma estratégia *anti-windup* para o caso do uso um controlador PI encontra-se no Apêndice C.

### 5.3 Zona Morta

Durante o acionamento de servoposicionadores hidráulicos, pode-se verificar que para determinados valores de tensão aplicados à servoválvula não há resposta de movimentação do cilindro. Este evento acontece devido à existência da zona morta, que ocorre principalmente em válvulas com centro supercrítico ou fechado, isto é, ocorrência de sobreposição do ressalto do carretel sobre o orifício, ou em função de defeitos na construção da válvula (Merrit, 1967; Valdiero, 2005). Normalmente, sua localização é em uma região próxima ao centro do curso do carretel (Furst, 2001).

De acordo com Valente, 2016, a Equação (5.4) relaciona a tensão ideal  $u_d$  (caso não houvesse zona morta) com a tensão de saída  $u_{czm}$ , dentro dos limites horizontais  $zmd \geq 0$  e  $zme \leq 0$ , dos limites de inclinações  $md > 0$  e  $me < 0$  e largura de compensação  $l_c$ . A Figura 5.7 esquematiza a região da zona morta e sua compensação. A Figura 5.8 apresenta o diagrama utilizado para compensação da zona morta nos testes experimentais realizados durante este trabalho.

$$u_{czm} = \begin{cases} \frac{u_d(t)}{me} - |zme|, & \text{se } u_d(t) \leq -|l_c| \\ \left( \frac{|zme| + (|l_c|/me)}{|l_c|} \right) u_d(t), & \text{se } -|l_c| \leq u_d(t) < 0 \\ \left( \frac{zmd + (|l_c|/md)}{l_c} \right) u_d(t), & \text{se } 0 \leq u_d(t) < l_c \\ \frac{u_d(t)}{md} + zmd, & \text{se } l_c \leq u_d(t) \end{cases} \quad (5.4)$$

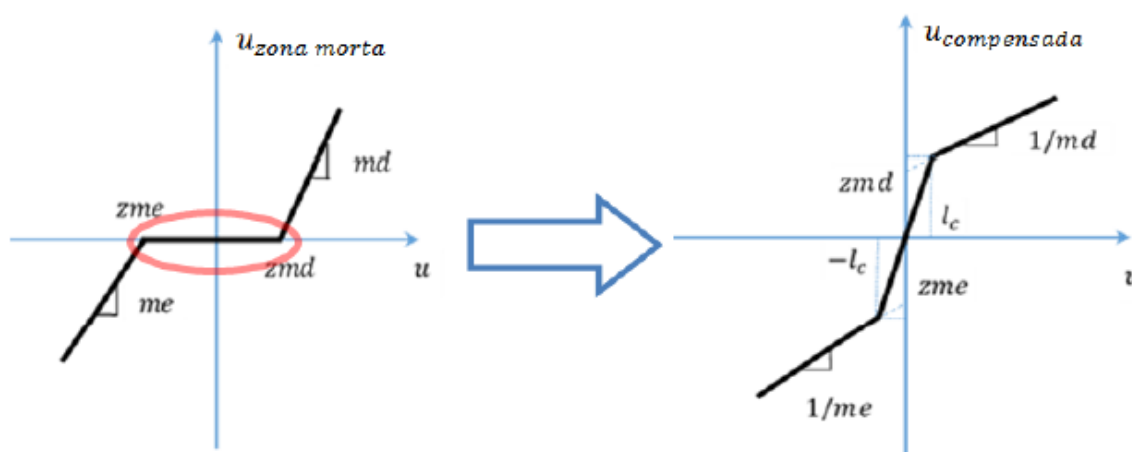


Figura 5.7 – Esquema de compensação da zona morta. (Fonte: Valente, 2016)

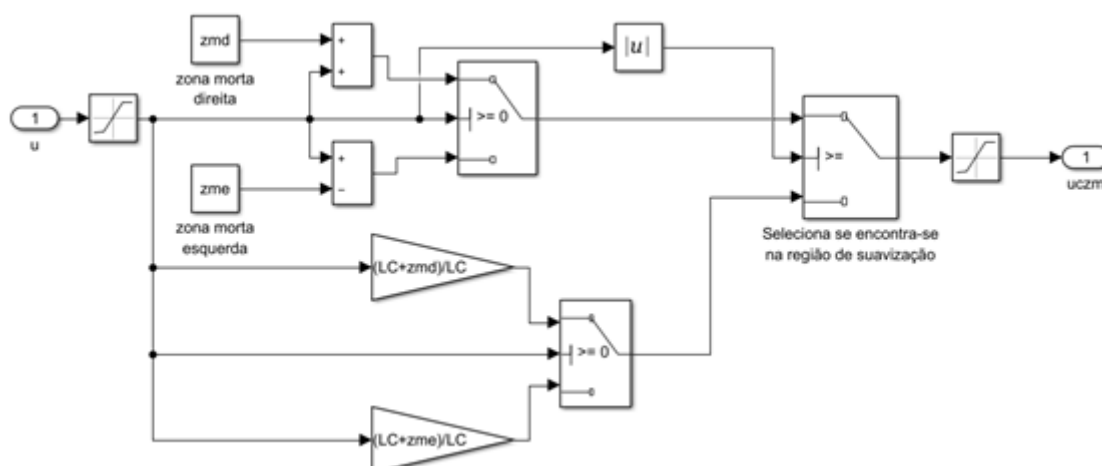


Figura 5.8 – Diagrama de blocos para compensação de zona morta.

## 6. RESULTADOS

O algoritmo de controle foi implantado no sistema utilizado na plataforma, uma placa de controle eletrônica, a fim de ser implementado e ter o seu desempenho avaliado. As especificações dos equipamentos utilizados no experimento estão listadas no Apêndice D. A referência utilizada foi senoidal, com a frequência de interesse do projeto da Plataforma de 0,2 Hz.

Os testes foram iniciados com o controlador proporcional calculado,  $K_p = 57,372$ . Contudo, o sistema mostrou-se lento no seguimento da referência, sendo avaliada, então, a possibilidade de se usar uma resposta com polos complexos conjugados e, conseqüentemente, um ganho  $K_p$  maior do que 57,372. A tabela 6.1 apresenta os ganhos que foram testados experimentalmente e alguns parâmetros pertinentes. A Figura 6.1 mostra os resultados para  $K_p = 57,372$  e  $K_p = 150$ , respectivamente, e evidencia a melhora de seguimento de referência devido à redução do erro e aproximação entre as linhas da referência (azul), resposta simulada (vermelho) e resposta medida (amarelo). Apesar de nesse caso, com  $K_p = 150$ , os polos serem complexos conjugados e a resposta tornar-se oscilatória, conforme demonstrado na Figura 6.2, a resposta do cilindro foi muito mais rápida, o que é uma das requisições do projeto. Para os valores de  $K_p > 150$ , a resposta do sistema fica ainda mais rápida, porém muito mais oscilatória. Além disso, devido ao efeito do atrito seco, o cilindro começa a trancar e causar forte ruído sonoro, de forma que esses ganhos foram desconsiderados.

Tabela 6.1 – Ganhos  $K_p$  testados e parâmetros de cada valor.

$K_p$	Razão de Amortecimento	Overshoot [%]	Polos	Frequência aproximada [rad/s]
57,372	1	0	-6,03	6
100	0,757	2,61	$-6,02 \pm 5,19i$	8
150	0,618	8,44	$-6,02 \pm 7,65i$	9,5
200	0,536	13,6	$-6,02 \pm 9,5i$	11
250	0,479	18	$-6,02 \pm 11i$	13

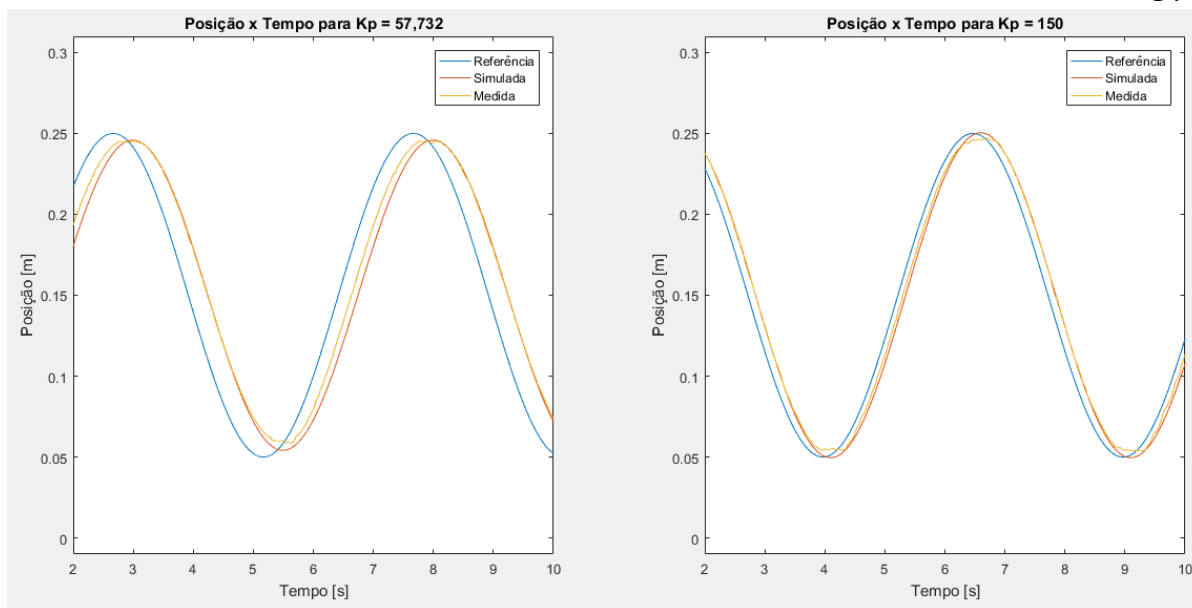


Figura 6.1 – Resultados experimentais.

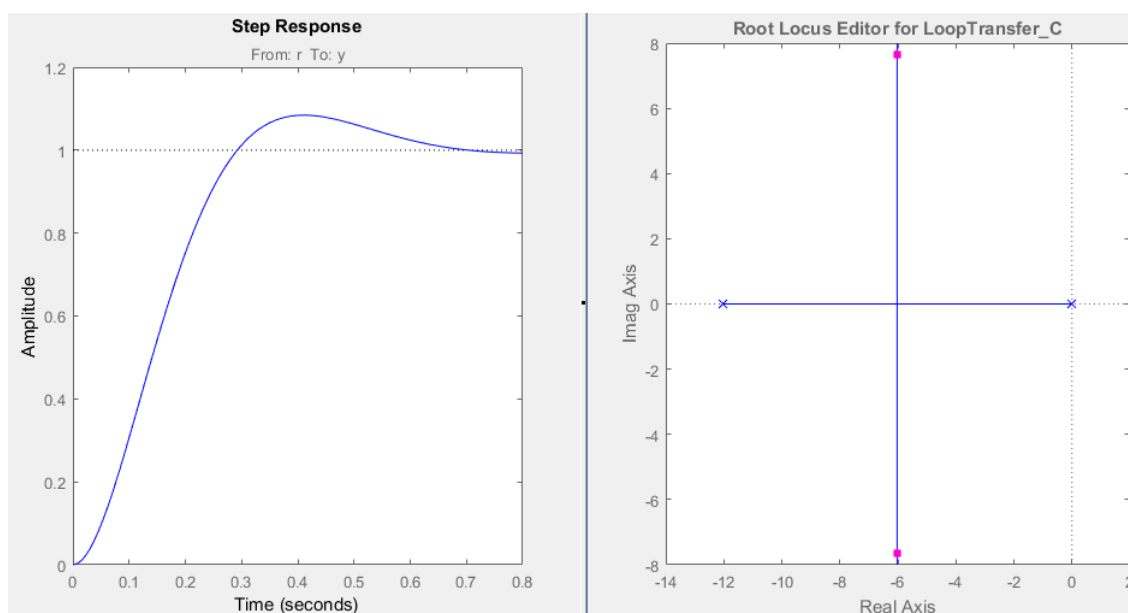


Figura 6.2 – Resposta do sistema e localização dos polos.

## 7. CONCLUSÕES

A partir da modelagem do sistema e do projeto desenvolvidos ao longo deste trabalho, foi possível determinar um controlador proporcional cuja validação experimental mostrou sua adequação ao sistema da Plataforma. Por conseguinte, as simplificações adotadas no decorrer do estudo, como a consideração de uma área média do pistão, assim como um valor médio para o ganho de velocidade  $K_v$ , não impactaram significativamente nos resultados obtidos utilizando o modelo proposto.

Atualmente, o controlador utilizado na plataforma é do tipo PI, contudo pode ser substituído pelo proporcional conforme mostrado, fazendo com que o sistema tenha uma modelagem mais acessível e facilite futuras alterações.

Para futuros trabalhos sugerem-se alguns pontos: definição do valor de *overshoot* aceitável para utilização do controlador P, comparação experimental dos resultados aqui obtidos com uma

modelagem considerando áreas e ganhos de velocidade  $K_v$ , no avanço e retorno do cilindro diferentes, testes de controlador tipo PID, realização de análise não-linear e de 3ª ordem do sistema.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Bazanella, A. S., Silva Jr, J. M. G.; **“Sistema de Controle: Princípios e Métodos de Projeto”**, Editora da UFRGS, 1ª edição, 306p., 2005.

Cunha, M. A.; **“Controle em cascata de um atuador hidráulico: contribuições teóricas e experimentais”**, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, 2001.

Dasgupta, B., Mruthyunjaya, T. S.; **“The Stewart Platform Manipulator: a Review”**, Mechanism and Machine Theory, vol. 35, pp 15 – 40, 2000.

Furst, F.; **“Sistematização do Projeto Preliminar de Circuitos Hidráulicos com Controle de Posição”**, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, 2001.

Gough, E. V., Whitehall, G. S.; **“Universal Tyre Test Machine”**, Proc. 9th Int. Tech. Congress FISITA, 1962.

Linsingen, I. V.; **“Fundamentos de Sistemas Hidráulicos”**, Editora da UFSC, 3ª edição, 399p., 2008.

Mello, C. B.; **“Controle de Trajetória de uma Plataforma Stewart para Simulação de transferência de carga Fora de Porto”**. Dissertação de Mestrado, UFRJ. Rio de Janeiro. 2011.

Merrit, H. E.; **“Hydraulic Control Systems”**, John Wiley & Sons Inc., 1st edition, 358p., 1967.

Michels, L., Rech, C., Almeida, R. S., Soares, C. E., Mezaroba, M.; **“Técnicas Anti-Windup para Controladores Repetitivos Empregados em Inversores PWM”**, XVII Congresso Brasileiro de Automática, 2010.

Moreira, I. S.; **“Sistema Hidráulicos Industriais”**, Editora SENAI-SP, 2ª edição, 352p., 2012.

Ogata, K.; **“Engenharia de Controle Moderno”**, Editora Prentice Hall do Brasil, 929p., 1982.

Perondi, E. A.; **“Introdução ao Controle de Sistemas Mecânicos”**, Caderno Técnico, Departamento de Engenharia Mecânica da UFRGS, 3ª edição, 193p., 2010.

Pereira, P. I. I.; **“Análise Teórico-Experimental de Controladores para Sistemas Hidráulicos”**, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, 2006.

Silva, J. M. G.; **“Wind-up da Ação Integral”**, Caderno Técnico, GCAR - Grupo de Controle Automação e Robótica da UFRGS, 2000.

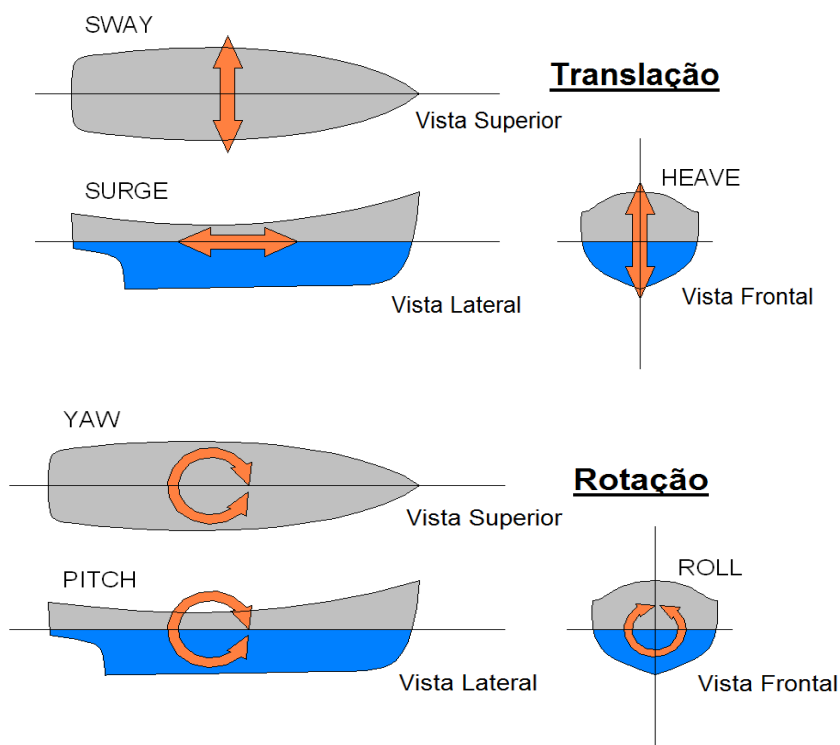
Spong, M. W., Hutchinson, S., e Vidyasagar, M.; **“Robot Modeling and Control”**, Wiley, 2005.

Stewart, D.; **“A platform with six degrees of freedom”**, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 180 (1), 371-386, 1965.

Valdiero, A. C.; **“Controle de Robôs Hidráulicos com Compensação de Atrito”**, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, 2005.

Valente, V. T.; **“Análise, Simulação e Controle de um Sistema de Compensação de Movimento Utilizando um Manipulador Plataforma de Stewart Acionado por Atuadores Hidráulicos”**, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2016.

## ANEXO A - Graus de liberdade dos navios



Fonte: Arquivos LAMECC.

## APENDICE A - Diagrama de Blocos dos Ensaios e Cálculo Teórico dos Coeficientes de Velocidade

É importante salientar que os valores dos coeficientes de velocidade correspondem ao numerador da Equação (4.18) multiplicado a um ganho da válvula  $K_u$ . Portanto, o valor calculado diretamente para  $E_0/B_0$  será diferente do identificado através dos ensaios, conforme demonstrado na Equação (A.1).

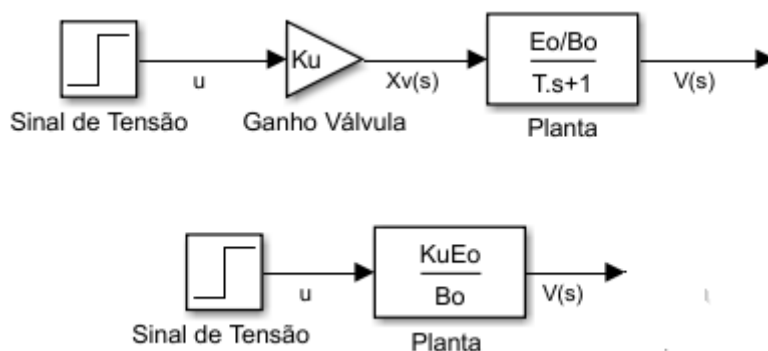


Figura A.1 - Esquematização em diagrama de blocos dos ensaios para definição das constantes de velocidade.

$$\frac{E_0}{B_0} = \frac{A^2 K_v}{c K_c + A^2} = 1,458 \times 10^{-11}, \quad (A.1)$$

em que  $c = 2898,82 \text{ Ns/m}$  é o coeficiente de amortecimento e  $K_c = 0,1726 \text{ m}^5/\text{Ns}$  é o coeficiente de vazão/pressão.



## APÊNDICE B - Controlador Proporcional-Integrativo

### B.1 Ação de Controle Integral (I)

A ação de controle integral (I) faz com que a função de saída varie proporcionalmente à integral do sinal de erro ao longo do tempo, de forma que:

$$u(t) = K_i \int_0^1 e(t) dt, \quad (\text{B.1})$$

onde  $K_i$  é o ganho integral.

O uso deste tipo de ação de controle funciona como uma alternativa para a correção do erro de *off-set*, uma vez que o sinal de controle irá variar de forma mais rápida para o sinal de erro informado. Consequentemente, o sistema apresenta uma resposta mais rápida, atingindo o *set-point* (valor de referência) em um tempo menor. Contudo, é importante ressaltar que se o ganho integral for muito baixo, o sistema tende a demorar para alcançar o *set-point*; da mesma forma que se o ganho for muito alto, a região de instabilidade pode ser atingida.

### B.2 Controlador Proporcional-Integral (PI)

O controlador Proporcional-Integral (PI) combina as ações de controle anteriormente citadas, com o intuito de obter um sistema com resposta mais rápida e comportamento suave. A ação de controle nesse caso pode ser definida como:

$$u(t) = K_p e(t) + K_p K_i \int e(t) dt. \quad (\text{B.2})$$

É usual multiplicar-se o ganho integral com o proporcional na implementação da ação de controle integral (Ogata, 1982). Isso facilita a realização de estudos sobre a localização dos polos em malha fechada. O uso do controlador proporcional-integral tende a eliminar o erro de regime do sistema ao longo do tempo, visto que um termo que aumenta enquanto o sinal de erro for não nulo é adicionado ao sinal de controle.

Em relação aos ganhos, se estes forem pequenos, a resposta pode demorar muito para convergir para a proximidade do valor de erro nulo. Por outro lado, se os ganhos forem muito altos, o sistema pode atingir a região de instabilidade.

Em malha fechada, um polo e um zero são adicionados ao sistema pelo controlador PI. Além disso, nesse mesmo caso, pequenas perturbações ou incertezas paramétricas podem comprometer o desempenho do sistema e, no caso das incertezas paramétricas, inclusive levá-lo à instabilidade.

Um diagrama de blocos de um controlador PI, considerando função de transferência a malha aberta  $G(s)$ , é apresentado na Figura B.1.

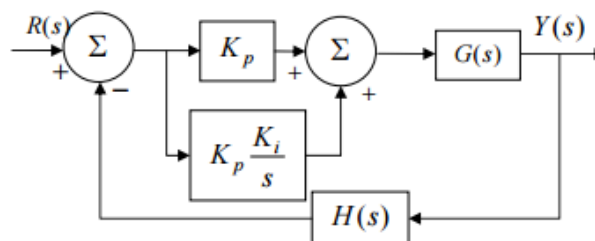


Figura B.1 – Diagrama de blocos de um controlador PI em malha aberta. (Fonte: Perondi, 2010)

### B.3 Projeto do Controlador Proporcional-Integral (PI)

Para o modelo proposto, a função de transferência com controle PI resulta:

$$T(s) = \frac{\frac{K_v}{T}(K_p s + K_i)}{s^3 + \frac{1}{T}s^2 + \frac{K_v K_p}{T}s + \frac{K_v K_i}{T}} \quad (B.3)$$

Utilizando o mesmo critério com relação à resposta (não-oscilatória), é adequado que todos os polos sejam reais negativos e iguais a  $p$ . Assim, a equação característica desejada será  $(s - p)^3 = 0$ . Expandindo, obtém-se  $s^3 - 3ps^2 + 3p^2s - p^3 = 0$ , a qual deve ser compatível com  $s^3 + \frac{1}{T}s^2 + \frac{K_v K_p}{T}s + \frac{K_v K_i}{T} = 0$ . Assim, tem-se que  $p = -\frac{1}{3T} = -4.016$ . Resolvendo para os demais coeficientes, obtêm-se facilmente os valores dos ganhos  $K_p = 76,496$  e  $K_i = 102,405$ . Segundo Perondi, 2010, uma condição necessária e suficiente para que o sistema da Equação (B.3) seja estável, é que  $\frac{1}{T} \frac{K_v K_p}{T} > \frac{K_v K_i}{T} > 0$ . Com os valores calculados para os ganhos, é fácil verificar que essa condição é satisfeita, o que está de acordo com a escolha do polo real triplo como um valor negativo.

Verifica-se que no caso do controle PI, os polos reais iguais se aproximam da origem com relação ao caso do controlador Proporcional, resultando em um controle com dinâmica mais lenta, com constante de tempo de aproximadamente 0,25 s, ou seja, com capacidade limitada de seguir a trajetória desejada. Uma alternativa é a de alterar os ganhos de realimentação, assumindo uma resposta mais rápida, porém apresentando dinâmica oscilatória (e, conseqüentemente, uma sobre resposta) associada a um par de polos complexos conjugados.

Ainda, pelo método do lugar das raízes, a Figura B.2 demonstra as posições definidas para os polos pelo método do lugar das raízes, resultando em um controlador  $C_{PI}$  dado pela Equação (B.4), com ganho integral  $k_i = 40,679$ .

$$C_{PI} = \frac{65,0864s + 40,679}{s} \quad (B.4)$$

De acordo com os gráficos apresentados pela Figura B.2, o sistema apresenta tempo de acomodação entre 4 s e 5 s. A resposta apresenta um *overshoot* (valor de saída que excede o valor de regime) aproximado menor do que 20%.

Em comparação ao sistema controlado apenas proporcionalmente, a resposta é mais lenta devido à posição de um dos pólos, que pouco se distancia da origem sem tornar-se complexo.

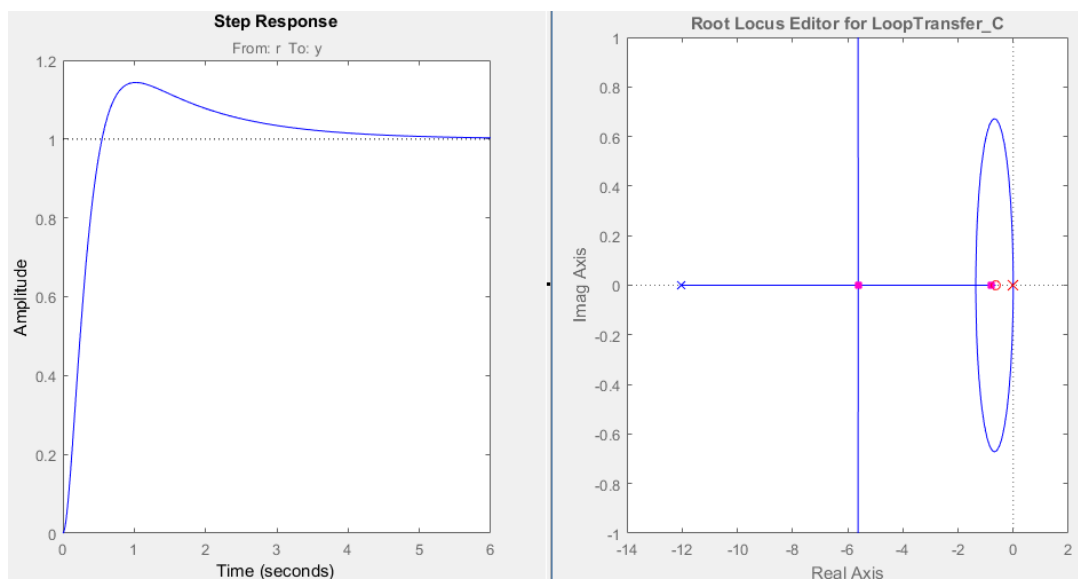


Figura B.2 – Resposta do sistema, posição corrente e possibilidade de variação da posição dos pólos,  $K_i = 40,679$ .

## APÊNDICE C – Wind-Up da Ação Integral

*Wind-up* consiste na saturação da ação de controle, que ocorre no momento em que a variável de controle atinge o limite máximo ou mínimo do atuador. Esse evento faz com que o controlador apresente um desempenho insatisfatório, visto que o atuador permanecerá no seu limite máximo ou mínimo independente do sinal de saída, causando uma quebra na malha de realimentação do sistema (Silva, 2000). A utilização de um controlador integral combinada a uma saturação persistente resulta em uma ação de controle crescente, isto é, o erro será integrado continuamente e o termo integral tende a crescer demasiadamente (Michels, et al., 2010).

### C.1 Estratégias Anti-Windup

#### C.1.1 Back-Calculation and Tracking

No método conhecido como “*back-calculation and tracking*” o termo integral é recalculado no momento de saturação da saída do atuador, de forma que seu valor permaneça no limite do atuador. Utiliza-se uma constante de tempo,  $T_t$ , para realização dessa correção.

O diagrama de blocos da Figura C.1 representa um sistema utilizando essa estratégia, em que um laço de realimentação extra é incorporado ao sistema. Um erro  $e_s$  é a diferença entre os valores de entrada e saída, sendo realimentado à entrada do integrador com um ganho de  $1/T_t$ , em que  $T_t$  é a constante que determina o tempo que a entrada do integrador requer para igualar-se a zero.

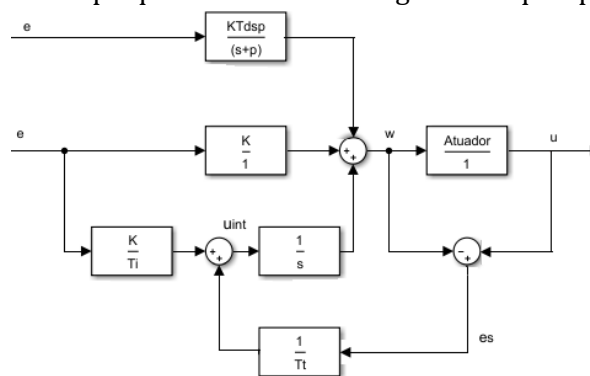


Figura C.1 - Diagrama de blocos utilizando estratégia de anti-windup – *back-calculation and tracking* (Fonte: Silva, 2010).

Em casos nos quais não ocorre saturação, o erro é nulo, ou seja, o controlador opera linearmente e não há interferência do laço adicional no sistema. Por outro lado, quando acontece a saturação, o erro deixa de ter um valor nulo e o sinal de entrada  $u_{int}$  no integrador passa a ser

$$u_{int} = \frac{1}{T_t} e_s + \frac{K}{T_i} e, \quad (C.1)$$

onde  $e$  é o sinal de entrada,  $e_s$  é o erro e  $T_i$  é a constante que modula a ação integral.

Em regime permanente, a Equação (C.1) passa a ter a seguinte forma:

$$e_s = -\frac{KT_t}{T_i} e. \quad (C.2)$$

Assim, a entrada no integrador será igual a zero e não haverá carregamento excessivo. Geralmente, a utilização de uma estratégia anti-windup resulta em sistemas com menores tempos de estabilização e sobrepasso, conforme exemplificado na Figura C.2, a qual apresenta a resposta ao salto unitário de um sistema com controlador PI com e sem a compensação de *windup*.

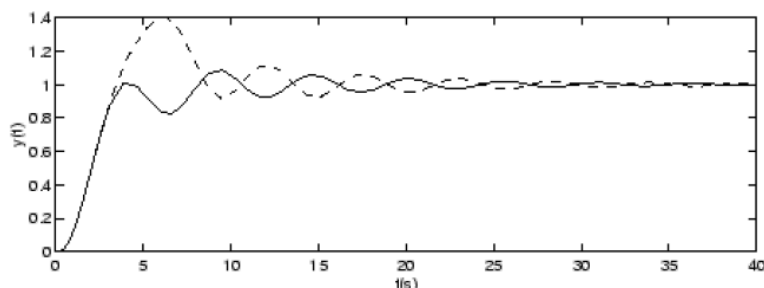


Figura C.2 - sistema com controlador PI utilizando anti-windup (linha contínua) e sem compensação (linha tracejada) (Fonte: Silva, 2000).

### C.1.2 Integração Condicional

O método anti-*windup* de integração condicional consiste em desligar a ação integral quando o controle está longe do regime permanente, isto é, a ação integral só é acionada caso determinadas condições previamente definidas sejam satisfeitas. Em situações nas quais essas condições não sejam atingidas, o termo integral é mantido constante, ou seja, a entrada do integrador é nula.

Segundo Silva, 2000, diversas maneiras de inibição da ação integral podem ser adotadas: uma é o desligamento do integrador enquanto o sinal de erro for considerado elevado; outra, o seu desligamento nos momentos em que há saturação. Contudo, as duas estratégias apresentam a desvantagem de que o valor do termo integral pode ficar bloqueado em um valor muito alto durante o tempo em que o integrador permanecer desligado. A fim de evitar essa situação, pode-se implementar outra estratégia que consiste em desligar o integrador somente quando o controlador estiver saturado e o erro atingir um valor que provocaria aumento excessivo da carga do integrador, fazendo com que o sinal de controle ficasse ainda mais saturado. No momento em que o sinal de erro se torna negativo, a ação integral é ativada novamente tendo em vista o descarregamento do integrador.

## APÊNDICE D – Lista de Componentes

A tabela D.1 – Lista de Componentes e especificações.

Componente	Características	Fabricante	Referência
Atuador	Curso = 0,3 m Área do pistão = 0,025 m Área da haste = 0,018 m Pressão máx = $2 \times 10^4$	Parker	25TCHMIYN24M300M1100E1
Sensor de Pressão	Interface de saída 4-20 mA Tempo de resposta < 1 ms	Parker	SCP01-100-24-07
Transdutor de Pressão	Interface de saída 4-20 mA Tensão de alimentação = 24 V dc Resolução < 0,2 $\mu$ A	Balluf	BTL5-E10-M0300-P-S32
Servoválvula proporcional	Largura de banda = 350 Hz	Parker	D1FPB31GC9NB00
Placa de controle eletrônica		dSPACE	DS1202