

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
CURSO DE ENGENHARIA MECATRÔNICA

JOSÉ PETECK JUNIOR

IMPLEMENTAÇÃO E OTIMIZAÇÃO DE UM CONTROLADOR DE ALTURA PARA
BARRAS DE PULVERIZADORES AUTOMOTRIZES

Joinville
2021

JOSÉ PETECK JUNIOR

IMPLEMENTAÇÃO E OTIMIZAÇÃO DE UM CONTROLADOR DE ALTURA PARA
BARRAS DE PULVERIZADORES AUTOMOTRIZES

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial para obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecatrônica no curso de Engenharia Mecatrônica, da Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Orientador: Dr. Alexandro Garro Brito

Joinville
2021

Dedico este trabalho, ao Professor Samuel Degtiar, pelo incentivo e paixão à engenharia. Posso dizer que minha trajetória não seria no mundo das exatas se não fosse pela sua vocação. Aos meus pais, que sempre estiveram presentes na minha vida, provendo todo apoio e condições em minha trajetória, dedico este trabalho como forma de gratidão.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao meu orientador Alexandro Garro Brito pelos ensinamentos, confiança, amizade e paciência ao longo da minha graduação.

Agradeço a todos os colegas de curso que me ajudaram nos momentos de dificuldade, sou eternamente grato pelo companheirismo e amizade.

Agradeço também minha namorada Isabela e minha sogra Cláudia pelo auxílio e apoio.

"Muitos dos fracassos desta vida estão concentrados nas pessoas que desistiram por não saberem que estavam muito perto da linha de chegada."(Thomas Edison).

RESUMO

A pulverização de agrotóxicos em cultivares é a forma mais utilizada para o controle de pragas, fungos e ervas-daninhas no Brasil. A eficácia da pulverização está atrelada à regularidade de altura da barra do pulverizador em relação à planta. No entanto, há irregularidades de perfil no solo, caracterizadas por curvas de nível, aclives ou declives, às quais podem intervir na regularidade da aplicação. O trabalho presente consiste em propor controladores em cascata com base nos parâmetros de uma planta composta por uma barra flexível de um pulverizador automotriz. Justifica-se a implementação do controlador, dado que a ausência de pulverização uniforme sobre o lote percorrido pode causar a deriva dos agrotóxicos, contaminando áreas vizinhas. Nesse contexto, o projeto visa aprimorar o desempenho do controlador obtido, seguindo os critérios estabelecidos. A comparação realizada via simulação apresenta tipos de controladores em cascata, com seus respectivos coeficientes otimizados por um processo de inteligência artificial. Por fim, os resultados obtidos pela otimização via PSO evidenciam um tempo de subida menor do sistema validado a partir das simulações da resposta ao degrau.

Palavras-chave: Algoritmo de otimização. Sistemas de controle em cascata. Pulverizador. Controle de barra flexível. Controle de sistemas hidráulicos.

ABSTRACT

The spraying of agrochemicals in crops is the most used way to control pests, fungi and weeds in Brazil. The spraying efficiency is linked to the regularity of the spray boom height in relation to the plant. However, a ground irregularity profile is adapted by level curves, uphill or downhill. The present work proposes a cascading control based on the parameters of a plant, which is composed of a flexible boom by the sprayer machine. The implementation of the controller is justified, due to the absence of uniform spraying along the traveled terrain. This can cause the drift of pesticides, contaminating the surrounding areas. In this context, the control system design is performed so that some selected performance criteria are achieved. A comparison will be carried out through simulation and it will present several cascade controllers, with their respective coefficients optimized by an artificial intelligence process. Finally, the results obtained by optimization via PSO show a faster rise time from the validated system by the step response simulations.

Keywords: Optimization algorithm. Control system. Sprayer. Flexible boom control. Control of hydraulic systems.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Aplicação de agrotóxicos com um pulverizador John Deere R4045	15
Figura 2 – Representação de um pulverizador autopropelido	16
Figura 3 – Malha de elementos finitos aplicado a uma estrutura de barra.	19
Figura 4 – Modelo de barra simplificado	20
Figura 5 – Modelo de barra flexível na (a) condição inicial e (b) condição flexionada	21
Figura 6 – Modelo simplificado de uma servoválvula	22
Figura 7 – Tipos de ressalto em servoválvulas e gráfico correspondente em vazão \times tensão	23
Figura 8 – Escoamento de um fluido em orifício	24
Figura 9 – Funcionamento geral servoválvula elétrica	25
Figura 10 – Curvas de vazão \times pressão \times posição do carretel da servoválvula	26
Figura 11 – Curvas de vazão \times pressão \times posição do carretel da servoválvula linearizada	27
Figura 12 – Modelo cilindro assimétrico simplificado	28
Figura 13 – Princípio de funcionamento do sensor ultrassônico	29
Figura 14 – Lugar das raízes	32
Figura 15 – Diagrama de Bode	33
Figura 16 – Sistema de controle em cascata	34
Figura 17 – Fluxograma do algoritmo PSO	35
Figura 18 – Posicionamento do sensor na barra do pulverizador	38
Figura 19 – Zonas de deformação da barra do pulverizador autopropelido	40
Figura 20 – Dinâmica do sistema de barra	41
Figura 21 – Tabela de modos de vibração	42
Figura 22 – local de movimentação da barra	42
Figura 23 – Entrada e resposta do sistema de barra	43
Figura 24 – Resposta em frequência da barra	43
Figura 25 – Resposta em frequência do modelo aproximado $G_b(s)$	44
Figura 26 – Comparativo entre respostas do modelo de simulação e modelo aproximado	44
Figura 27 – Diagrama de blocos do sistema global	46
Figura 28 – Ambiente de trabalho pulverizador	47
Figura 29 – Gráfico de altura de barra durante de curva de nível	48
Figura 30 – Cenário barra sobre curva de nível	49
Figura 31 – Pseudocódigo do algoritmo PSO	50
Figura 32 – Gráficos da função de custo $C(K_{ph}, K_{ih}, K_{dh})$ para as 4 funções de erro	51
Figura 33 – Lugar das raízes de $G_h(s)$	52
Figura 34 – Lugar das raízes de $G(s)$	53
Figura 35 – Diagrama de Bode $C_b(s)G(s)$ em malha aberta	54

Figura 36 – Lugar das raízes do sistema com o controlador e em malha aberta	55
Figura 37 – Resposta ao degrau unitário de $G(s)$	55
Figura 38 – Resposta ao degrau dos controladores $C_b(s)$, PSO e $H(S)$	57
Figura 39 – Resposta ao degrau controlador ITSE	59

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Características da malha de barra	40
Tabela 2 – Requisitos do sistema global	53
Tabela 3 – Parâmetros do PSO	56
Tabela 4 – resultados do PSO	58
Tabela 5 – Custo de $C_b(s)$ para cada função erro	58

LISTA DE SIGLAS

IBAMA Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis

PSO Particle Swarm Optimization

PSS Percentual de sobressinal

LISTA DE SÍMBOLOS

K^m	Matriz de rigidez do elemento	$[N/m]$
M^m	Matriz de massa do elemento	$[m]$
C^m	Matriz de amortecimento em função da velocidade do elemento	$[N.s/m]$
U	vetor de deslocamento	$[m]$
R	Matriz do movimento global	$[m]$
d	Distância do objeto em relação ao sensor ultrassônico	$[m]$
c	Velocidade do som no ar	$[m/s]$
T_{of}	Tempo de propagação da onda ultrassônica	$[s]$
T	Temperatura	$[^{\circ}C]$
m	Massa da barra pulverizador	$[kg]$
g	Aceleração da gravidade	$[m/s^2]$
ρ	Densidade do fluido	$[kg/m^3]$
L	Comprimento da barra do pulverizador	$[m]$
V_t	Volume total do cilindro	$[m^3]$
F_p	Força do cilindro sobre a barra	$[N]$
$\phi_{pulverizador}$	Ângulo em que o pulverizador atravessa a curva de nível	$[^{\circ}]$
$v_{pulverizador}$	Velocidade do pulverizador	$[km/h]$
J	Momento polar de inércia da barra em relação a sua origem	$[kg.m^2]$
L_p	Distância entre a origem da barra e ponto de atuação do cilindro	$[m]$
L_s	Distância entre a origem da barra e o sensor da barra	$[m]$
L_s	Distância entre a origem da barra e o sensor hidráulico	$[m]$
H_p	Altura do cilindro em relação a barra	$[m]$
h_b	Altura da barra em relação ao solo na posição horizontal	$[m]$

h_s	Altura do sensor em relação ao solo	[m]
y	Distância entre o chão e o sensor de altura da barra	[m]
θ	Ângulo de inclinação da barra	[°]
α	Ângulo entre o ponto de atuação do cilindro e a barra L_p	[°]
A_1	Área de secção do êmbolo do cilindro	[m ²]
K_{S1}	Ganho do sensor de posição	[V/m]
K_{ux}	Ganho entre tensão da servoválvula e posição do carretel	[m/V]
K_q	Ganho de vazão	[m ³ /sV]
K_c	Coefficiente de vazão-pressão	[m ³ /sPa]
C	Função de custo dos tipos de erro	[m.s]
C_{tp}	Coefficiente de vazamento total	[Pa.m ³ /s]
C_d	Coefficiente de descarga	
K_{ph}	Coefficiente proporcional do controlador hidráulico	
K_{pb}	Coefficiente proporcional do controlador da barra	
K_{ib}	Coefficiente integral do controlador da barra	
K_{db}	Coefficiente derivativo do controlador da barra	
ζ	Razão de amortecimento do sistema	
ω_n	Frequência natural do sistema	[rad]
β	Coefficiente de compressibilidade	[N/m ²]
B	Atrito viscoso	[N/m ²]
D_p	Comprimento do cilindro hidráulico	[m]
ΔX_p	Deslocamento do cilindro	[m]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	Objetivos	16
1.1.1	Objetivo Geral	17
1.1.2	Objetivos Específicos	17
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	18
2.1	Método dos elementos finitos	18
2.2	Dinâmica da barra do pulverizador	19
2.2.1	Dinâmica da barra rígida	19
2.2.2	Dinâmica da barra flexível	21
2.3	Sistemas Hidráulicos	22
2.3.1	Servoválvulas	22
2.3.1.1	Obtenção do modelo dinâmico	23
2.3.2	Cilindro hidráulico	27
2.3.2.1	Obtenção do modelo dinâmico	27
2.3.3	Simplificação para cilindros simétricos	29
2.4	Sensores Ultrassônicos	29
2.4.1	Modelo matemático do sensor ultrassônico	30
2.5	Sistema de Controle	30
2.5.1	Controladores P e PID	30
2.5.1.1	Filtro no termo derivativo	31
2.5.2	Ferramentas para projeto de controladores	32
2.5.2.1	Lugar das raízes	32
2.5.2.2	Diagrama de Bode	32
2.5.3	Sistemas com composição cascata	33
2.6	Otimização por Enxame de Partículas	34
3	MÉTODO	37
3.1	Etapas	37
3.2	Obtenção do modelo atuador hidráulico	37
3.3	Posicionamento do sensor ultrassônico	38
3.4	Obtenção do modelo da barra flexível	39
3.4.1	Construção do modelo virtual	39
3.5	Obtenção do modelo sistema hidráulico e barra flexível	45
3.6	Obtenção dos parâmetros de desempenho	46
3.6.1	Parâmetros de controle	46

3.6.2	Função de custo para o PSO	49
4	RESULTADOS	52
4.1	Controladores P e PID obtidos	52
4.2	Otimização do controlador PID pelo método PSO	56
5	CONCLUSÕES	60
	REFERÊNCIAS	61
	ANEXO A	64
	ANEXO B	66

1 INTRODUÇÃO

Segundo o Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis (IBAMA), o Brasil encontra-se na primeira colocação quando se trata de consumo de agrotóxicos (IBAMA, 2018). Devido à extensão territorial, o uso dos defensivos agrícolas é necessário para suprimir as necessidades alimentícias da população (NETO; LACAZ; PIGNATI, 2014).

Os campos na agricultura sofrem perdas de produção devido a insetos, doenças nas cultivares ou plantas daninhas. Em decorrência a tais perdas, um dos meios para aumentar a produtividade faz-se por meio do uso de agrotóxicos defensivos. Um dos problemas ocasionados pela aplicação dos agrotóxicos é sua utilização excessiva, por meio da qual os resíduos podem contaminar rios –poluindo a flora e fauna– e deixar uma porcentagem residual de metais pesados na plantação e solo (BARDEMAKER et al., 2001).

Um dos implementos responsáveis por propelir o defensivo agrícola é o pulverizador automotriz. A Figura 1 contém a representação de um pulverizador típico em sua rotina de trabalho. O implemento trabalha em velocidades médias de 15 km/h e possui barras de comprimento médio entre 20 m e 50 m.

Figura 1 – Aplicação de agrotóxicos com um pulverizador John Deere R4045



Fonte: adaptado de John Deere (2018).

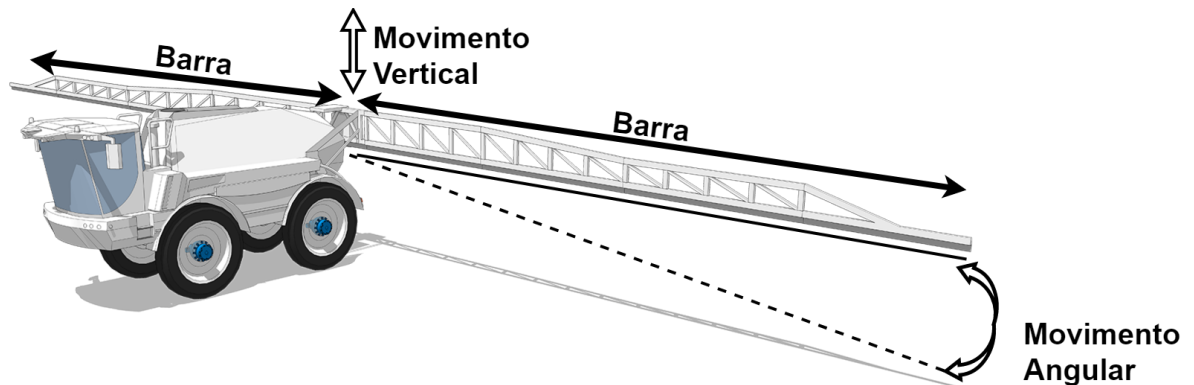
O efeito da deriva, ocasionado pela suspensão das partículas de agrotóxicos pelo campo, pode ser visto em escalas de cinza na Figura 1.

Segundo Balsari et al. (2016), dada a importância de aplicação de agrotóxicos, é necessário que a pulverização seja uniforme na cobertura da plantação, a qual, uma vez atingida, reduz as aplicações corretivas. A primeira questão que surge decorrente desse propósito é observada quando o solo possui irregularidades, como curvas de nível ou erosões, as quais devem ser levadas em consideração. Até o presente momento, as tecnologias existentes para o controle de altura de barra são: controle via acionamento elétrico feito pelo próprio operador do implemento agrícola em um joystick, ou em controlador ativo proporcional realizado com sensoriamento da altura das barras de pulverização em malha fechada.

A Figura 2 representa a estrutura base de um pulverizador. A arquitetura, de modo

geral, é composta por uma parte automotriz e duas barras de pulverização, as quais são o escopo deste trabalho. As barras são sustentadas na parte central do implemento e suspensas em forma de pêndulo com equilíbrio estável. Cada barra possui dois tipos de movimento, um vertical e um angular, este em torno do seu centro de rotação. A barra possui bicos distribuídos de maneira uniforme que propõem o agrotóxico.

Figura 2 – Representação de um pulverizador autopropelido



Fonte: adaptado de Bonfiglioli (2007).

A Figura 2 ilustra a os possíveis movimentos da barra. É possível verificar que existem limites onde os movimentos da barra podem encostar no solo. Dado essa característica, a frequência de colisões com o solo esta diretamente atrelada à acuidade do operador, à velocidade em que o pulverizador se encontra e às irregularidades do solo (BONFIGLIOLI, 2007).

No Brasil, as tecnologias mais empregadas ainda sobrecarregam o operador deste implemento. Segundo Björnsson et al. (2013), o operador está suscetível a falhas de avaliação sobre o quanto a barra deve ser elevada em um determinado terreno, já que, além de controlar a direção e velocidade do veículo, ainda é responsável pelo controle manual das barras.

Desse modo, este trabalho apresenta um sistema de controle para os movimentos da barra com a finalidade de aumentar a uniformidade da aplicação de agrotóxicos. O operador, com a redução dos esforços sobre o controle das barras, poderá realizar a aplicação com maiores velocidades e também terá maior disponibilidade para os outras necessidades.

A proposta do trabalho, neste âmbito, consiste em aplicar técnicas de controle em malha fechada, a fim de manter a altura da barra o mais constante possível, independente das condições do solo a ser percorrido pelos pulverizadores. Para isso, foi necessário adquirir dados reais sobre a dinâmica do pulverizador, bem como projetar um controlador com base no perfilamento da topografia a ser percorrida.

1.1 Objetivos

Os próximos capítulos discutem as finalidades gerais e específicas abordadas neste trabalho de conclusão de curso.

1.1.1 Objetivo Geral

Avaliar a otimização do controlador, o qual será capaz de satisfazer a condição de altura constante sob quaisquer velocidades operacionais do pulverizador, dentro um intervalo definido. Além disso, também é considerado as condições de curva de nível para o levantamento de requisitos do controlador obtido.

1.1.2 Objetivos Específicos

As etapas necessárias para que o controle seja satisfeito consistem em:

- Definir as funções de transferências que regem a dinâmica da barra do pulverizador e do sistema hidráulico;
- Implementar e analisar os controladores P e PID na composição em cascata;
- Implementar uma técnica de otimização de controle no sistema em malha fechada resultante, de acordo com parâmetros de interesse, como constantes de tempo, porcentual de sobressinal e funções de erro;
- Analisar e comparar se o controlador obtido pelo método de otimização possui um desempenho superior ao controlador que não foi otimizado.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

As próximas seções abordam as teorias que foram necessárias para a realização deste trabalho. Serão expostas topologias a respeito da dinâmica da barra do pulverizador, juntamente com o sensoriamento que é realizado nesse tipo de ambiente. Os conceitos de sistemas de controle que regem a malha da planta, a metodologia do controlador e suas características também são de interesse das próximas seções.

2.1 Método dos elementos finitos

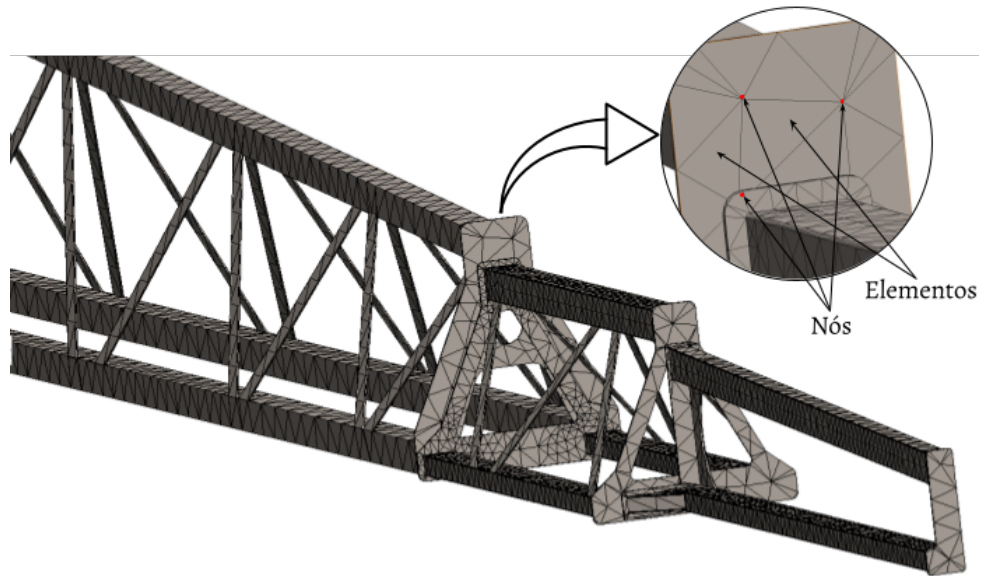
Álvaro (2003) define o método de análise por elementos finitos com o principal objetivo de determinar o estado de tensão e deformação de um sólido. Esta é uma ferramenta que pode analisar o componente estrutural dos objetos em questão. A treliça compõe um típico exemplo que se aproxima ao objeto de estudo deste trabalho.

Segundo Tavares (1998), encontrar a solução numérica de um problema pelo método dos elementos finitos consiste em seis etapas:

- Dividir o sistema geral em elementos finitos contínuos;
- O m -ésimo elemento dividido deverá ter sua matriz de rigidez $[K^m]$, matriz de massa $[M^m]$ e matriz de amortecimento em função da velocidade $[C^m]$;
- Determinar a matriz de rigidez $[K]$ para o sistema global, a matriz de massa $[M]$ e de amortecimento em função da velocidade $[C]$ para problemas dinâmicos, utilizando o mesmo sistema de referência global ao sistema;
- Determinar o vetor de cargas que se aplicam ao sistema global R ;
- Equacional o movimento global $R = [M]\{\ddot{U}\} + [C]\{\dot{U}\} + [K]\{U\}$;
- Cálculo das variáveis de interesse (deformações, velocidades, tensões ou deslocamentos).

Os elementos finitos para um sistema geral podem ser observados na Figura 3, a qual ilustra a composição de um elemento presente em uma malha de elementos finitos. A composição do elemento em questão é composta por uma série de elementos de triângulos, cujos vértices são denominados nós.

Figura 3 – Malha de elementos finitos aplicado a uma estrutura de barra.



Fonte: Autor (2021).

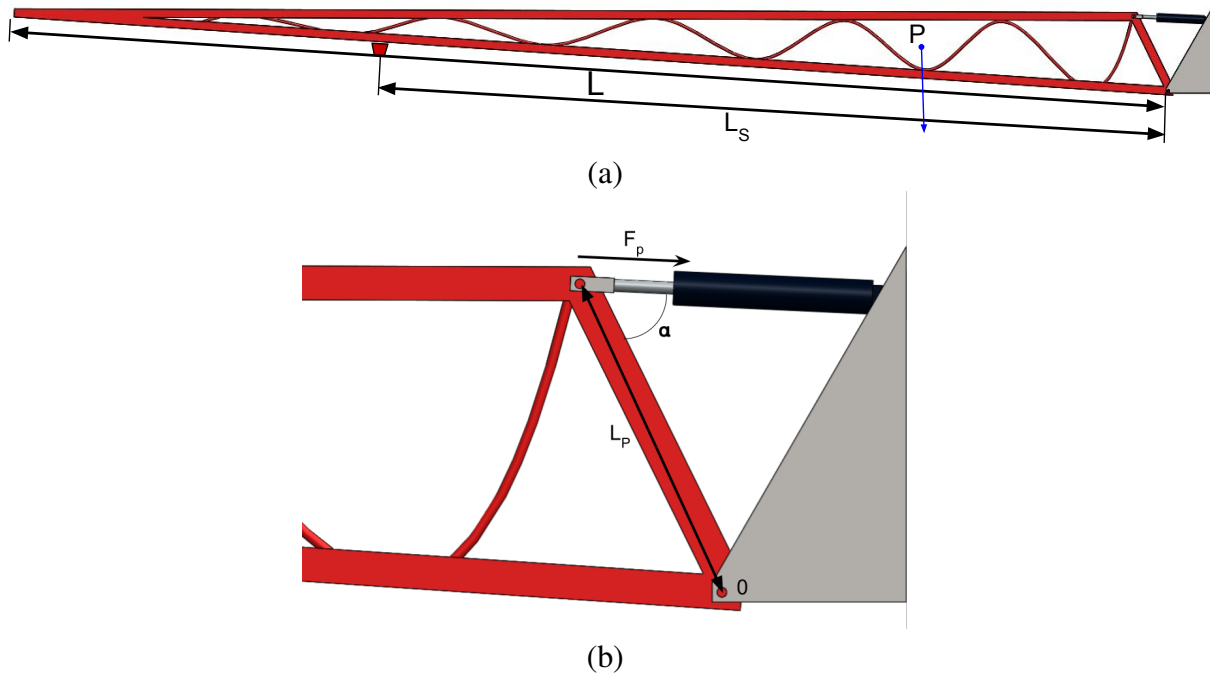
2.2 Dinâmica da barra do pulverizador

Nesta seção, reserva-se ao entendimento de forças para formalizar um modelo dinâmico de barra rígida. Posteriormente, também será descrito o comportamento dinâmico da barra quando se consideram os modos flexíveis e seus respectivos amortecimentos.

2.2.1 Dinâmica da barra rígida

As equações dinâmicas que regem os movimentos da barra são a primeira etapa para poder controlar a planta. Em um primeiro momento, o modelo de barra é idealizado para um caso simplificado, no qual forças sobre a planta são obtidas em um sistema de ordem menor. A Figura 4 ilustra o esquema simplificado do comportamento das barra sob a força de um cilindro hidráulico. O item (a) refere-se à barra inteira, o item (b) destaca a região de atuação do cilindro hidráulico.

Figura 4 – Modelo de barra simplificado



Fonte: Autor (2020).

É possível observar, na Figura 4, que existem duas forças principais para a movimentação da barra. A primeira força, F_p , consiste na atuação do cilindro hidráulico sobre a barra. A segunda força, P , é referente ao peso da barra no centro de massa, que localiza-se, em primeiro momento, na região $L/2$. Desse modo, é possível escrever o somatório de toques como:

$$\sum T_o = J\ddot{\theta} \quad (2.1)$$

em que J é o momento de inércia polar de uma barra delgada com referência em sua extremidade e θ é a posição angular da barra referente ao ponto 0. Composto cada parcela de torque do sistema, obtém-se:

$$L_p F_p \sin \alpha - mg \frac{L}{2} = J\ddot{\theta} + B \frac{dy}{dt} \quad (2.2)$$

em que y é a posição relativa do sensor da barra em relação ao solo e B é a constante de atrito viscoso da associação barra-cilindro, componente da força de atrito viscoso. A Equação (2.2) consiste em uma aproximação do modelo, visto que as componentes de força peso e força do cilindro mudam conforme a posição relativa da barra ao ponto 0. Como essas variações são muito pequenas, a simplificação a torna constante para pequenas variações da altura da barra. Reescrevendo a equação em função da pressão no cilindro e realizando a transformação para o sistema cartesiano:

$$L_p A_i P_L(t) \sin \alpha - mg \frac{L}{2} = J L_s \ddot{y}(t) + B \frac{dy}{dt} \quad (2.3)$$

em que J é dado por:

$$J = \frac{ML^2}{3}, \quad (2.4)$$

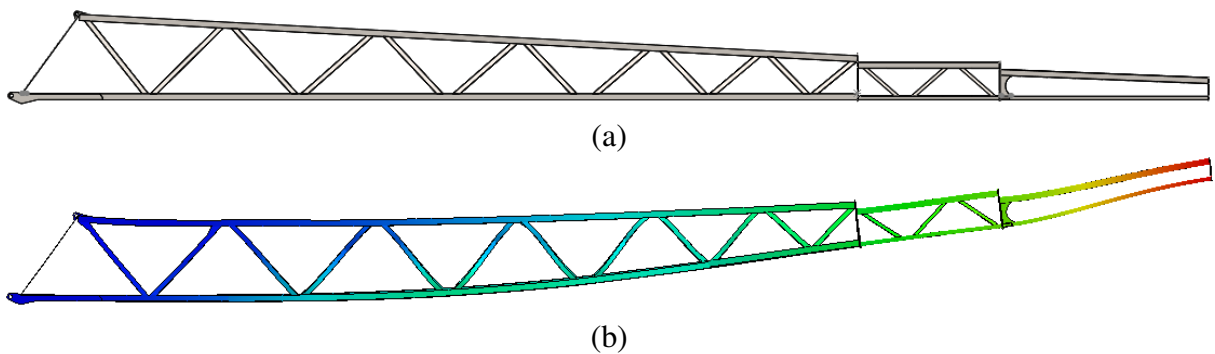
A_i é a área de seção do cilindro, com $i = 1$ para extensão de cilindro e $i = 2$ para contração de cilindro (no caso de cilindros assimétricos em que $A_1 \neq A_2$). O termo P_L é a pressão no interior do cilindro. O momento de inércia foi considerado de uma barra delgada, visto que o comprimento da barra é muito maior que sua altura ($L \gg L_p$). Dessa forma, rearranjando e Equação (2.3), obtém-se:

$$F_p = \left(mg \frac{L}{2} + JL_s \ddot{y} + B \frac{dy}{dt} \right) \frac{1}{L_p \sin \alpha} \quad (2.5)$$

2.2.2 Dinâmica da barra flexível

Para descrever o comportamento flexível da barra, é necessário, primeiramente, formalizar as equações que regem os modos flexíveis, os quais são aplicados a uma barra simples, como descrito na Figura 5.

Figura 5 – Modelo de barra flexível na (a) condição inicial e (b) condição flexionada



Fonte: Autor (2021).

Segundo Rakhsha e Goldenberg (1985), utilizando a notação de Newton-Euler e o método de truncamento, é possível obter um modelo linearizado que descreve o comportamento da barra, na forma:

$$\tau = I\ddot{\Theta} - \sum_{n=1}^N F_n \ddot{q}_n \quad (2.6)$$

$$0 = -G_n \ddot{\Theta} + \ddot{q}_n + 2\zeta_n \omega_n \dot{q}_n + \omega_n^2 q_n, \quad n = 1, 2, \dots, N \quad (2.7)$$

em que τ é o torque aplicado na extremidade inferior a direita na Figura 5; Θ é o ângulo de deformação da barra, entre a posição final e inicial; F_n e G_n são: o momento angular modal e o momento angular normalizado modal, respectivamente; ζ_n e ω_n são: coeficiente de amortecimento e a frequência modal no n -ésimo modo; I é o momento de inércia total do sistema; q_n é a coordenada de modo flexível.

Ao transformar as Equações (2.6) e (2.7) para o domínio da frequência, obtém-se:

$$\frac{\Theta(s)}{T(s)} = \frac{1}{I_e(s)s^2} \quad (2.8)$$

em que:

$$I_e(s) = \left(1 - \sum_{n=1}^N \frac{K_n s^2}{s^2 + 2\zeta_n \omega_n s + \omega_n^2} \right) I \quad (2.9)$$

$$K_n = \frac{i_n}{I}, \text{ e } i_n = F_n G_n.$$

A forma exposta na Equação (2.9) é composta por parcelas que envolvem o comportamento dinâmico de barra rígida em adição com os modos n-ésimos de flexão, que para o escopo deste trabalho, restringirá-se até o segundo modo, visto que estas são as componentes de maior influencia no sistema flexível, como será demonstrado posteriormente na metodologia.

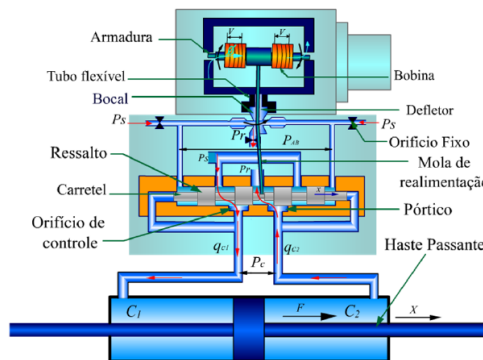
2.3 Sistemas Hidráulicos

Essa seção reserva-se à apresentação dos fenômenos físicos e deduções matemáticas para a obtenção de um modelo linear. A modelagem conta com o modelo de um cilindro de dupla ação acionado por servoválvula.

2.3.1 Servoválvulas

Conforme Serrano (2007), as servoválvulas possuem a finalidade de controlar a amplitude e o sentido da vazão de um fluido hidráulico. O controle da vazão é proporcional à tensão de entrada na servoválvula. Assim, para que seja possível efetuar o seu controle, existe um microcontrolador transitando informações do sensor posicionado no atuador hidráulico. O microcontrolador, então, calcula qual deve ser o valor de tensão aplicado sobre a servoválvula. A Figura 6 apresenta um modelo de uma servoválvula e um atuador hidráulico.

Figura 6 – Modelo simplificado de uma servoválvula

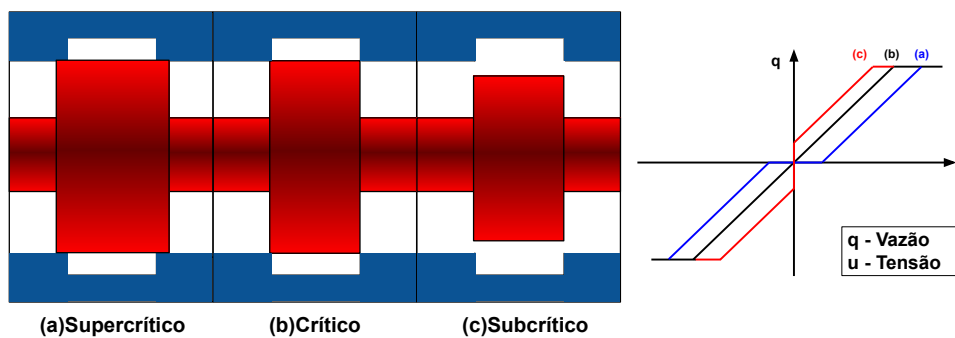


Fonte: Serrano (2007).

A Figura 6 possui a representação e indicação das estruturas internas de uma servoválvula. O funcionamento da servoválvula é realizado da seguinte maneira: ao aplicar uma tensão u (em volts) na bobina, existirá uma corrente que induz um fluxo magnético sobre a armadura, o fluxo gerado fornece um torque para rotacionar o defletor. Uma vez rotacionado o defletor, gera-se uma diferença de pressão nas cavidades de realimentação hidráulica, o que movimenta, então, o carretel para um dos sentidos. Retirada a tensão de comando, a mola de realimentação faz com que o carretel retorne a posição inicial.

As posições do pórtico e do ressalto da servoválvula irão determinar um offset na relação vazão \times tensão aplicada. A Figura 7 demonstra a construção dos ressaltos e dos pórticos.

Figura 7 – Tipos de ressalto em servoválvulas e gráfico correspondente em vazão \times tensão



Fonte: Autor (2020).

A partir da Figura 7, é possível verificar as noções construtivas do ressalto presente no carretel. A zona morta pode ser observada na região próxima à origem do gráfico. Além disso, também ocorre a saturação da vazão nos limites das curvas representadas.

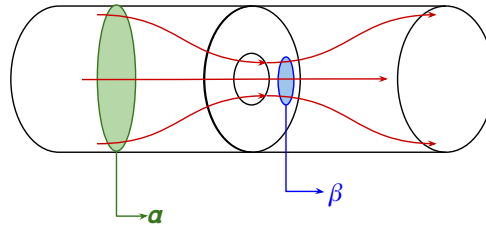
2.3.1.1 Obtenção do modelo dinâmico

O modelo dinâmico esperado da servoválvula é uma relação entre a posição do carretel e a vazão ocasionada por este deslocamento. Assim, a primeira noção que deve ser resgatada é em relação à dinâmica de um fluido incompressível, passando através de um orifício, dado pela equação de Bernoulli:

$$\frac{1}{2}\rho u_{\alpha}^2 + P_{\alpha} = P_{\beta} + \frac{1}{2}\rho u_{\beta}^2 \quad (2.10)$$

A descrição da equação modela o comportamento dinâmico de um fluido de densidade ρ exercendo uma pressão, denotada como P , num determinado ponto α ou β (conhecido como *vena contracta*), com velocidade u_{α} e u_{β} , como observado na Figura 8.

Figura 8 – Escoamento de um fluido em orifício



Fonte: Autor (2020).

A Figura 8, apresenta as linhas de fluxo de um determinado fluido ao passar por um orifício. A segunda relação composta na Figura 8, é dada pela Equação de Continuidade:

$$A_{\alpha}u_{\alpha} = A_{\beta}u_{\beta} \quad (2.11)$$

em que relaciona a área de seção transversal A_{α} e a velocidade antes do orifício u_{α} com área de seção transversal A_{β} e a velocidade imediatamente após ao orifício u_{β} .

Reescrevendo, u_{β} em função de 2.10 e 2.11, se obtém:

$$u_{\beta} = \frac{\sqrt{\frac{2}{\rho}(P_{\alpha} - P_{\beta})}}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_{\beta}}{A_{\alpha}}\right)^2}} \quad (2.12)$$

desse modo, a vazão em β será dada por:

$$Q_{\beta} = A_{\beta}u_{\beta} = C_v A_{\beta} \frac{\sqrt{\frac{2}{\rho}(P_{\alpha} - P_{\beta})}}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_{\beta}}{A_{\alpha}}\right)^2}} \quad (2.13)$$

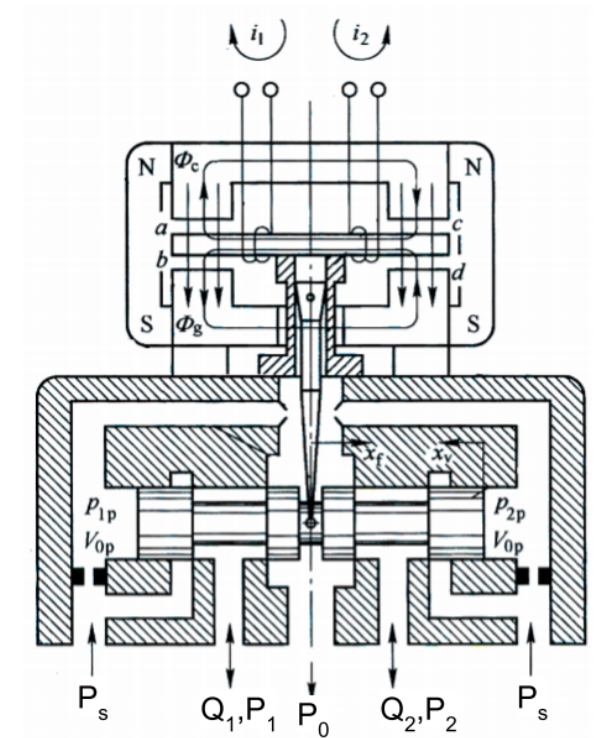
em que o termo C_v representa uma perda de vazão relacionada a um atrito viscoso, o qual costuma ser aproximadamente 0,98, determinado empiricamente (BRITO, 2013).

Dada a necessidade de obter parâmetros mensuráveis fisicamente, a expressão (2.13) é mais representativa sob a referência do orifício, denotado por:

$$Q = C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_{\alpha} - P_{\beta})} \quad (2.14)$$

em que A_0 corresponde a área de seção transversal do orifício (Figura 8) e C_d é o coeficiente de descarga de um orifício de uma servoválvula, o qual costuma ser $C_d \approx 0,6$ para a maioria das servoválvulas (MERRITT, 1967). A Figura 9 descreve o comportamento simplificado de uma servoválvula. Para o escopo do trabalho, serão aplicadas servoválvulas de vazamentos internos desprezíveis, com pórticos simétricos e centros críticos.

Figura 9 – Funcionamento geral servoválvula elétrica



Fonte: adaptado de Ming et al. (2012).

Assim, as simplificações fornecem as seguintes formas na vazão em cada seção:

$$Q_1 = C_d A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_S - P_a)} \quad (2.15)$$

$$Q_2 = C_d A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_S - P_b)} \quad (2.16)$$

em que:

$$P_a = \frac{P_S + P_L}{2}; \quad P_b = \frac{P_S - P_L}{2}; \quad P_L = P_1 - P_2 \quad (2.17)$$

e

$$Q_S = Q_1 = Q_L \quad (2.18)$$

portanto:

$$Q_L = C_d A_1 \operatorname{sgn}(x_v) \sqrt{\frac{1}{\rho} \left(P_S - \frac{x_v}{|x_v|} P_L \right)} \quad (2.19)$$

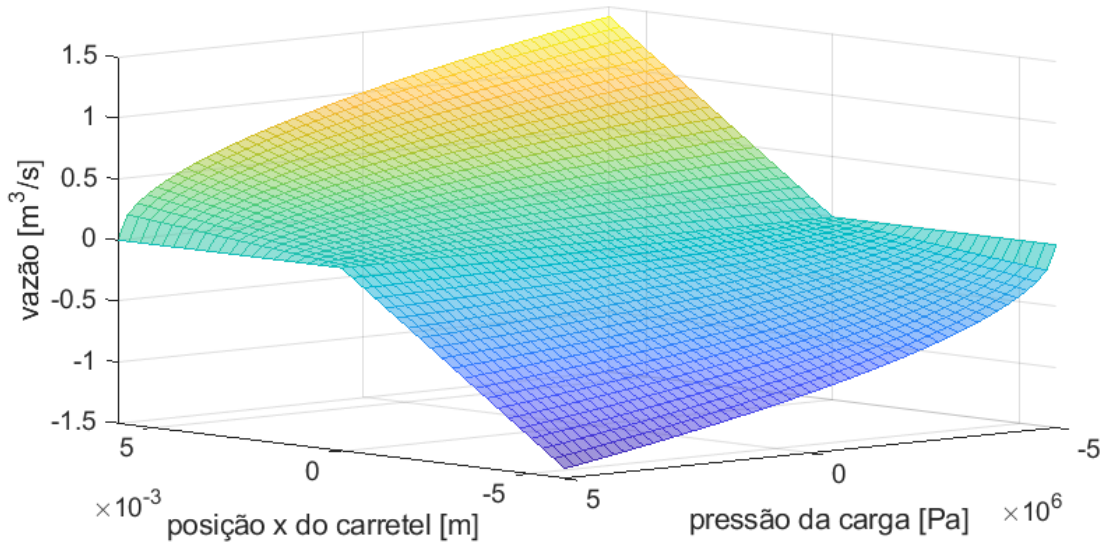
para movimentos positivos e negativos de x_v . Como a A_1 varia de acordo com a abertura da servoválvula, a Equação (2.19) pode ser reescrita do modo:

$$Q_L = C_d w x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} \left(P_S - \frac{x_v}{|x_v|} P_L \right)} \quad (2.20)$$

em que, w é o gradiente de área do orifício. A forma que w assume, relaciona a vazão com a pressão, sendo um parâmetro construtivo primordial em servoválvulas (BRITO, 2013).

A Figura 10 apresenta a curva de vazão pela pressão e posição do carretel da Equação (2.20). É possível verificar o de comportamento da vazão, em função da alteração da abertura da servoválvula.

Figura 10 – Curvas de vazão x pressão x posição do carretel da servoválvula



Fonte: Autor (2020).

A Figura 10 apresenta em tons quentes a maior vazão, enquanto os tons mais frios representam menores vazões. Visto que o comportamento da função vazão não assume um modelo linear de relação, é importante, no propósito do trabalho, apresentar um modelo linear, realizado através da série de Taylor em torno de um ponto operacional. Dessa forma, a Equação (2.20) linearizada assume a forma:

$$\Delta Q_L = K_Q \Delta x_v - K_C \Delta P_L \quad (2.21)$$

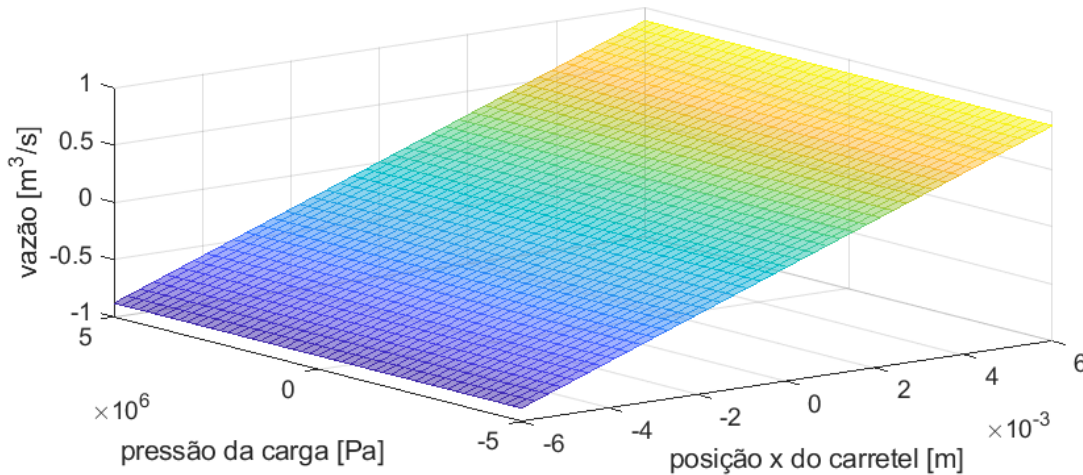
em que K_Q e K_C são os coeficientes da válvula, obtidos pela diferenciação de Q_L em função de x_v e P_L , respectivamente, em seus pontos de operação (OGATA, 2013).

$$K_Q = \left. \frac{\partial Q_L}{\partial x_v} \right|_{x_v=x_0, P=P_0} = C_d w \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_S - P_0)} \quad (2.22)$$

$$K_C = \left. \frac{\partial Q_L}{\partial \Delta P} \right|_{x_v=x_0, P=P_0} = \frac{C_d w x_0 \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_S - P_0)}}{2(P_S - P_0)} \quad (2.23)$$

As constantes x_0 e P_0 são as condições iniciais do sistema. A Figura 11 ilustra o gráfico tridimensional linearizado em torno de um ponto de operação $w_o = 0m$ e $P_o = 5MPa$, referente a Equação (2.21), descrita anteriormente.

Figura 11 – Curvas de vazão x pressão x posição do carretel da servoválvula linearizada



Fonte: Autor (2020).

A função em domínio da frequência, quando realizado a linearização do sistema é:

$$\Delta Q_L(s) = K_Q \Delta x_v - K_C \Delta P_L \quad (2.24)$$

Por fim, para a adequação final do modelo da servoválvula, é necessário, ainda, relacionar a tensão da servoválvula com o posicionamento x_v do carretel. Como, frequentemente, se observa em *datasheets* de servoválvulas proporcionais, o tempo para uma servoválvula alcançar a posição x_v , quando aplicada uma tensão U_1 , é muito menor do que a o tempo de resposta do sistema hidráulico acionado, assim a equação que relaciona x_v e U_1 pode ser simplificada por um ganho entre tensão e posição, na forma:

$$x_v = K_{Z1} U_1 \quad (2.25)$$

2.3.2 Cilindro hidráulico

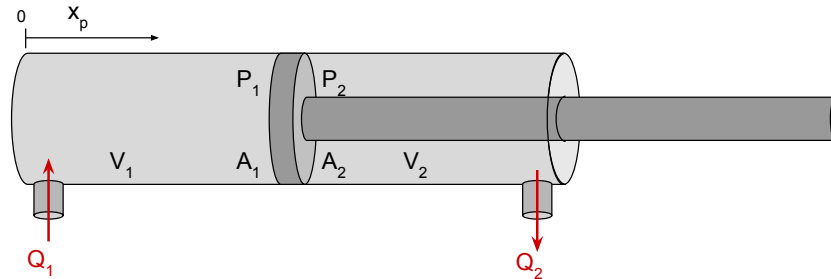
Os cilindros hidráulicos são atuadores lineares que utilizam da vazão dos fluidos para locomoção, gerando movimento no êmbolo e possibilitando o movimento de cargas. O presente estudo consiste na análise de cilindros de dupla ação (VIRVALO, 2002; CUNDIFF, 2002).

2.3.2.1 Obtenção do modelo dinâmico

A descrição do modelo matemático é dada pelo sistema de entrada, composto pela vazão no cilindro. Tal vazão resulta em um aumento de pressão que, se suficientemente elevada, desloca o êmbolo do cilindro, devido à variação de volume. A Figura 12 apresenta um cilindro

assimétrico de dupla ação (MERRITT, 1967).

Figura 12 – Modelo cilindro assimétrico simplificado



Fonte: adaptado de Serrano (2007).

É possível verificar na Figura 12 as variáveis de interesse do sistema cilindro hidráulico, seguindo uma orientação positiva de x_p para expansão do cilindro. Observa-se também, o valor de Q_1 positivo, a fim de respeitar o modelo. Além disso, é importante ressaltar que, quando houver um movimento do êmbolo, Q_1 será diferente de Q_2 . Isso ocorre devido a diferença entre suas áreas de seção ($A_1 \neq A_2$) (MERRITT, 1967).

Os primeiros conceitos, usados para modelar a equação dinâmica do cilindro, consistem em posicionar o êmbolo em uma condição favorável, na forma:

$$V_{01} = V_{02} = V_0 \quad (2.26)$$

em que V_{01} e V_{02} são os volumes iniciais no interior das câmaras 1 e 2, e V_0 , o valor inicial (MERRITT, 1967).

$$V_1 = V_0 + A_1 x_p \quad V_2 = V_0 - A_2 x_p \quad (2.27)$$

A Equação (2.27) identifica a relação de cada volume das câmaras 1 e 2. Relacionando a Equação (2.27), com a Equação da Continuidade e desprezando os vazamentos internos e externos do cilindro, se obtém:

$$Q_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dP_1}{dt} \quad (2.28)$$

$$-Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \frac{dP_2}{dt} \quad (2.29)$$

em que β_e é o módulo de Bulk e Q_1 , Q_2 são as vazões relacionadas à Figura 12. Resolvendo as Equações (2.28) e (2.29), a vazão Q_L será dada por:

$$Q_L = \begin{cases} A_1 \dot{x}_p + \frac{(V_0 + A_1 x_p)}{\beta_e} (\dot{P}_L + \dot{P}_2) & \text{se } x_v > 0 \\ -A_2 \dot{x}_p - \frac{(V_0 + A_2 x_p)}{\beta_e} (\dot{P}_1 - \dot{P}_L) & \text{se } x_v < 0 \end{cases} \quad (2.30)$$

sendo,

$$P_L = P_1 - P_2$$

em que x_v positivo implica em extensão do cilindro (dado por Q_1), enquanto x_v negativo resulta em contração do cilindro (dado por Q_2). A Equação (2.30) não perde a generalidade para cilindros assimétricos ou simétricos.

2.3.3 Simplificação para cilindros simétricos

Uma vez que $A_1 = A_2$, Merritt (1967) resume o modelo simplificado para cilindros assimétricos, realizando a consideração que $Q_1 = Q_2$ e que $|A_1 x_p| \ll V_o$, com V_o sendo o volume inicial no cilindro hidráulico. Assim, a nova forma de Q_L ao realizar a transformação de Laplace é:

$$Q_L = A_1 s x_p + C_{tp} P_L + \frac{2 V_o}{4 \beta_e} s P_L \quad (2.31)$$

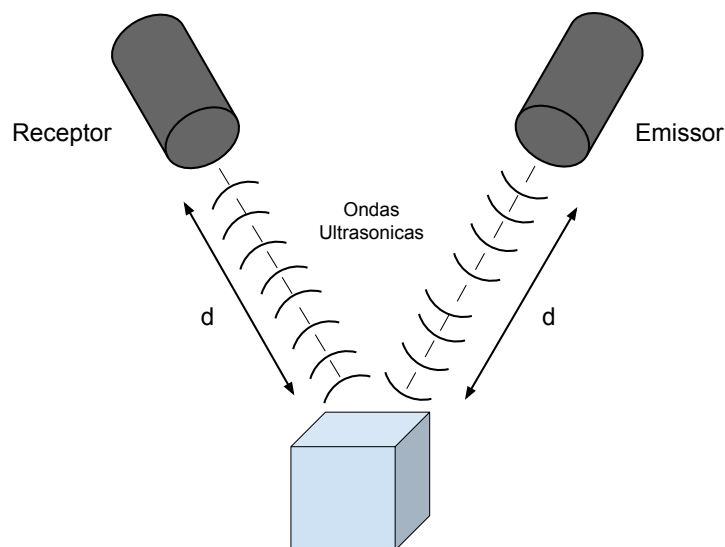
em que C_{tp} é o coeficiente de vazamento total. A força do pistão é dado por:

$$F_p = A_1 P_L \quad (2.32)$$

2.4 Sensores Ultrassônicos

Os sensores ultrassônicos determinam a distância em relação à alguma superfície. O seu princípio de funcionamento se baseia em acústica de alta frequência - em grandezas de 30 a 300 kHz -, no qual o sensor emite e recebe as ondas ultrassônicas aferindo, conseqüentemente, a distância do objeto. O resultado é, então, determinada pelo atraso de propagação entre envio e recepção das ondas ultrassônicas. A Figura 13 ilustra o princípio de funcionamento do sensor ultrassônico (KELEMEN et al., 2015).

Figura 13 – Princípio de funcionamento do sensor ultrassônico



Fonte: adaptado de Zhmud et al. (2018).

A Figura 13 denota a propagação das ondas ultrassônicas, que incidem sobre o objeto de interesse, e seu recebimento sobre o sensor. Segundo GÅŞpÅresc e Gontean (2015), para calcular a distância d do objeto em relação ao sensor são necessários o meio e a velocidade de propagação da onda. O cálculo de sua distância pode ser obtido por:

$$d = \frac{cT_{of}}{2} \quad (2.33)$$

em que a distância é dada em metros, T_{of} é o tempo entre as leituras de envio e recepção das onda ultrassônicas e c é a velocidade da onda no meio (ar), dada por:

$$c = 331,45 \sqrt{1 + \frac{T}{273}} \quad (2.34)$$

em que T é a temperatura do ambiente em graus Celsius.

2.4.1 Modelo matemático do sensor ultrassônico

O sistema matemático que descreve o comportamento do sensor ultrassônico, relacionando sua entrada (em metros) e sua saída de leitura (em Volts), é diretamente proporcional a um ganho estático, em domínio da frequência, dado por:

$$U^{S1}(s) = K^{S1}Y(s) \quad (2.35)$$

em que K^{S1} é o ganho estático do sensor ultrassônico. A Equação (2.35) é um modelo simplificado do sistema, visto que apresenta um tempo de resposta muito menor que o do modelo dinâmico de barra. A Equação (2.35) relaciona apenas os fatores de entrada e saída por um ganho, não abordando relações de processamento de sinais relativos ao filtro de ruídos ou imperfeições presentes no solo. A finalidade, portanto, é obter uma média de valores (OGATA, 2013).

2.5 Sistema de Controle

Os tópicos abaixo abordam os conceitos utilizados para modelar o sistema de controle e os conteúdos necessários para o entendimento da construção da malha global.

2.5.1 Controladores P e PID

Conforme Ogata (2013), mais de 50% dos controladores em indústrias são PID ou PID modificados. A grande aplicabilidade deste tipo de controlador está principalmente vinculado às plantas que não podem ser obtidas na forma analítica. Como o controlador PID possui, em geral, três parâmetros a serem ajustados, ele demonstra grande compatibilidade de ajustes proporcionais, integrais e derivativas nos sinais de erro das plantas desconhecidas, em sistemas caixa preta.

O controlador PID, possui a seguinte forma:

$$C(s) = K_p + \frac{K_i}{s} + K_d s; \quad (2.36)$$

em que K_p , K_i e K_d são os ganhos proporcionais, integrais e derivativos, respectivamente. O termo proporcional leva em conta o erro $e(t)$, no atual momento, e multiplica-o a um ganho K_p estabelecido. Dessa forma, quanto maior a divergência de um sinal (realimentação da malha) do valor de referência $r(t)$, maior a influência do ganho proporcional que atua sobre o erro. O erro do termo proporcional atua durante toda a banda passante do sinal (LI; ANG; CHONG, 2006).

O controlador integrador, no domínio do tempo, possui forma:

$$C_{ki} = K_i \int_0^t e(t) dt \quad (2.37)$$

em que, diferentemente do ganho proporcional, leva em conta o erro acumulado desde o $t = 0$ multiplicado a um ganho K_i . O controlador integrador atua, portanto, na tentativa de minimizar o erro em regime estacionário.

Por fim, o controlador derivativo, no domínio do tempo, possui a seguinte forma:

$$C_{kd} = K_d \frac{d}{dt} e(t) \quad (2.38)$$

em que o termo derivativo possui como objetivo minimizar a taxa de variação do erro do sistema resultante. Quanto maior o valor de K_d , maior o peso na ação de corretiva da tendência evolução de $e(t)$ (DORF; BISHOP, 2001).

2.5.1.1 Filtro no termo derivativo

Segundo Dorf e Bishop (2001), o filtro no termo derivativo é a forma real de tal controlador, o qual, normalmente, é desconsiderado devido a sua constante de tempo de primeira ordem τ_d apresentar-se muito menor do que as constantes do próprio processo. O controlador derivativo, em sua forma real, é apresentado como:

$$G_i(s) = \frac{K_d s}{(\tau_d s + 1)} \quad (2.39)$$

No entanto, a constante de τ_d é um componente importante para modelos que apresentam modos flexíveis. A presença de τ_d pode filtrar um sinal de erro $e(t)$, caracterizando-se como um filtro passa-baixa. É possível reescrever a Equação (2.39) na forma:

$$G_i(s) = K_d \frac{N}{1 + \frac{N}{s}} \quad (2.40)$$

em que $G_i(s)$ é um filtro linear passa-baixa e N é o respectivo coeficiente de filtro dado em Hz. Essa abordagem de filtro, possibilita que sistemas flexíveis, os quais possuem componentes de altas frequências, sejam controlados em malha fechada ao rejeitarem determinadas frequências, análogo ao cancelamento de ruídos de sinais (LI; ANG; CHONG, 2006).

De acordo com Åström e Hägglund (2001), o controlador derivativo pode auxiliar o controle integrador, aumentando a velocidade de resposta do sistema para o valor final. Dessa forma, a topologia do controlador derivativo com um termo de filtro passa-baixa pode contribuir para um desempenho superior, estabelecendo uma malha estável de um sistema flexível.

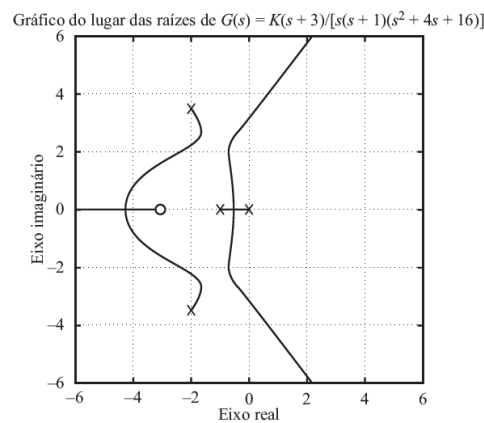
2.5.2 Ferramentas para projeto de controladores

Os próximos tópicos possuem a finalidade de expor, de maneira geral e introdutória, as ferramentas de análise e projeção dos controladores utilizados neste trabalho.

2.5.2.1 Lugar das raízes

O método do lugar das raízes, desenvolvido por W. R. Evans, é um método simples que determina a resposta transitória de um sistema em malha fechada. A alocação dos polos e zeros no domínio da frequência está diretamente relacionado com o regime transitório do sistema. Assim, o ajuste desses polos por um ganho, pode contribuir para com a estabilidade do sistema, além do poder de alterar o desempenho do sistema em malha fechada (OGATA, 2013).

Figura 14 – Lugar das raízes



Fonte: Ogata (2013).

Seguindo a Figura 14, verifica-se um exemplo de Lugar das raízes para um sistema de quarta ordem. Os polos estão localizados no local "X", enquanto os zeros do sistema estão localizados em "O". As linhas do gráfico delimitam os valores de ganho em malha fechada para onde os polos podem ser alocados. Existem polos que vão para o infinito, acompanhando uma assintota de limite, em que a quantidade de assintotas é definida pela diferença entre polos e zeros. Para o sistema da Figura 14, há 3 regiões nas quais os polos vão para o infinito (OGATA, 2013).

2.5.2.2 Diagrama de Bode

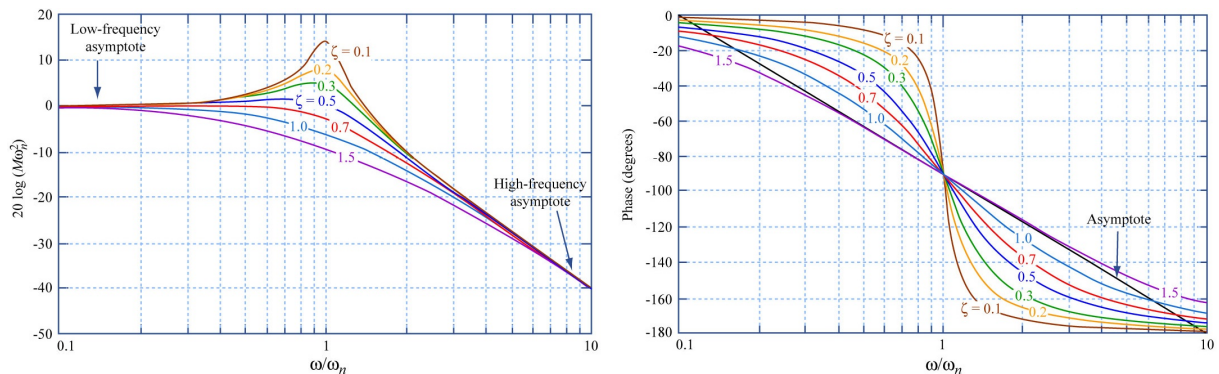
Nise (2002) introduz o conceito de Diagrama de Bode como as curvas logarítmicas de magnitude e de fase da resposta de frequência em função de $\log \omega$. A obtenção da magnitude da resposta em frequência de uma função de transferência é dado por:

$$|G(j\omega)| = \frac{K|(s+z_1)||s+z_2|\dots|(s+z_k)|}{|s^m|(s+p_1)|(s+p_2)|\dots|(s+p_n)|} \Big|_{s \rightarrow j\omega}$$

em que, a fim de relacionar a apresentação da magnitude no gráfico, a conversão para escala logarítmica deverá ser de $20 \log|G(j\omega)|$.

O gráfico que associa a fase do sistema, em função da frequência, pode ser obtido com $\phi = \angle G(j\omega)$. A Figura 15 ilustra um exemplo de Diagrama de Bode.

Figura 15 – Diagrama de Bode



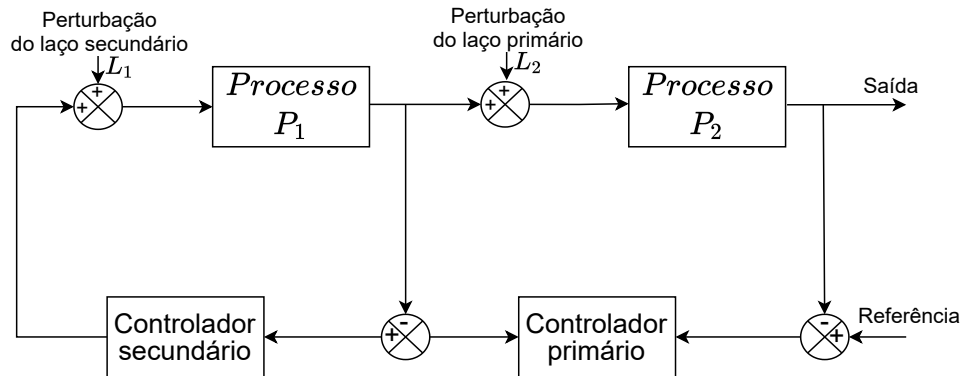
Fonte: adaptado de Hover, Gossard e Barbastathis (2007).

A Figura 15 exibe curvas de magnitude e de fase para diferentes tipos de ζ , presentes em um sistema de segunda ordem. É possível visualizar as faixas de ζ para as quais o sistema apresente sobressinal em sua resposta, o que pode ocasionar instabilidades em frequências ω_n . Segundo Nise (2002), cada polo do sistema introduz uma fase de $\angle -90^\circ$ no diagrama de Bode. A margem de ganho do sistema é obtido com o acréscimo de ganho até o zero do diagrama de magnitude, quando $\angle G(j\omega) = -\pi$, enquanto a margem de fase é dado pelo acréscimo de fase ϕ até $-\pi$ no diagrama de fase, quando $|G(j\omega)|_{dB} = 0$. Os fatores de margem de ganho e de fase são operacionais, mantendo a estabilidade do sistema. Dessa forma, o projeto para os controladores deve ser calculado de forma que esteja dentro das margens de estabilidade do sistema, seguindo os parâmetros de interesse.

2.5.3 Sistemas com composição cascata

O controle em cascata, introduzido primeiramente por Franks e Worley (1956), é uma alternativa que melhora o desempenho do sistema cuja dinâmica é lenta, ou quando há presença de ruídos ou perturbações. O sistema em cascata possui mais de uma realimentação, fato que cria a relação de malhas internas e externas. Os controladores, desse modo, são calculados a partir da malha mais interior até a última malha externa. A representação genérica de um sistema em cascata com dupla realimentação pode ser observado na Figura 16.

Figura 16 – Sistema de controle em cascata



Fonte: Adaptado de Franks e Worley (1956).

A Figura 16 apresenta o modelo em cascata para dois processos, em que cada processo conta com um controlador. O projeto para o controlador secundário da Figura 16 pode ser definido levando-se em conta apenas o processo P_1 em questão, enquanto o controlador primário precisa levar em conta o processo resultante do controlador secundário com o processo P_1 , em adição ao processo P_2 (além das perturbações de laços). Por causa desse fator, geralmente os controladores primários são os que possuem maior complexidade (GUO; SONG; CAI, 2007).

2.6 Otimização por Enxame de Partículas

O algoritmo por enxame de partículas ou *PSO (Particle Swarm Optimization)*, desenvolvido por Kennedy e Eberhart (1995), é um método que utiliza conceitos de modelos sociais para otimizar funções não-lineares. A mecânica de funcionamento do PSO é similar a de relações sociais em cardumes de peixes e bando de pássaros. A vantagem da utilização deste algoritmo está em sua simplicidade de implementação, em seu baixo uso de memória para processamento e em sua boa performance, quando comparado com testes em algoritmos genéticos.

A otimização por PSO possui uma teoria que pode ser simplificada da seguinte forma: O algoritmo leva em consideração uma população definida, na qual cada indivíduo que pertence ao grupo possui o conhecimento da própria experiência cognitiva e social. Ambas experiências podem ser quantificadas, e o conhecimento social se refere a cada experiência cognitiva que foi atribuída ao grupo. Sendo assim, o indivíduo que realiza um movimento certo tem com base uma probabilidade a partir das experiências passadas individuais e coletivas (KENNEDY; EBERHART, 1995).

Eberhart e Shi (2001) definem o processo global de implementação do algoritmo PSO com os seguintes passos:

- (I) Inicializar o vetor de população com posições e velocidades aleatórias, em dimensão d no problema espacial.

- (II) Definir a função custo para cada partícula que otimiza o sistema em d variáveis.
- (III) Comparar a função custo da partícula com seu respectivo p_{melhor} . Caso o valor seja melhor, atualizar a variável p_{melhor} com o novo valor de custo e a posição na dimensão d do estado atual.
- (IV) Analogamente ao passo anterior, comprar a função custo com a variável global g_{melhor} , pertencente ao grupo. Caso seja melhor, atualizar a variável com o índice da partícula e seu respectivo custo.
- (V) Alterar a velocidade e posição da partícula de acordo com as seguintes equações:

$$v_{id} = v_{id} + c_1 \times rand() \times (p_{id} - x_{id}) + c_2 \times rand() \times (p_{gd} - x_{id}) \quad (2.41)$$

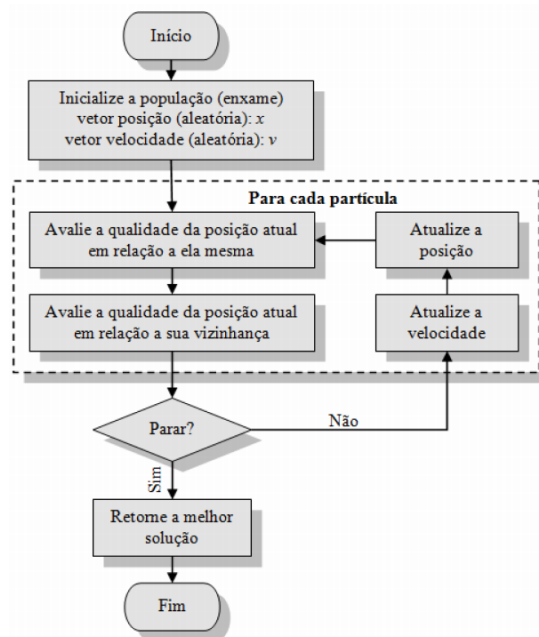
$$x_{id} = x_{id} + v_{id} \quad (2.42)$$

em que v_{id} é a velocidade do indivíduo i , c_1 e c_2 são os pesos da função, p_{gd} é a posição do indivíduo e x_{id} é o deslocamento relativo a esse indivíduo.

- (VI) Voltar ao passo (II) até que o critério da função custo seja alcançado, ou se tenha obtido a iteração máxima definida previamente.

Os passos acima podem ser sintetizados em um fluxograma, que é representado pela Figura 17. No fluxograma, a condição "Parar" é satisfeita quando o número máximo de iterações é alcançado. A melhor solução encontrada estará presente na variável g_{melhor} , quando o algoritmo se encerra.

Figura 17 – Fluxograma do algoritmo PSO



Fonte: Nascimento et al. (2012).

As velocidades das partículas em cada dimensão possuem um limite até a velocidade máxima V_{max} . A velocidade máxima determina a resolução das regiões atuais até a melhor posição. Se V_{max} é um valor alto, ele pode ultrapassar a solução ótima. No entanto, caso seja

baixo, pode não chegar até a solução ótima. Já as acelerações c_1 e c_2 são constantes e representam um peso, atraindo a partícula até os valores de p_{melhor} e g_{melhor} . Valores pequenos possibilitam o movimento mais livre da partícula quando comparado a um valor alto, o qual atrai a partícula mais intensamente até os pontos p_{melhor} e g_{melhor} (EBERHART; SHI, 2001).

Existe um valor pré estabelecido de aceleração que costuma ter um bom desempenho para a maioria dos casos, sendo: $c_1 = c_2 = 2,0$. Já V_{max} costuma ser 10% à 20% do tamanho total de cada dimensão d . Existem variantes dos valores g_{melhor} que podem ser alterados para v_{melhor} , os quais consideram apenas a proximidade do indivíduo, não levando em conta a totalidade do grupo (EBERHART; SHI, 2001).

Shi e Eberhart (1999) afirmam que a V_{max} pode se ter um desempenho melhor quando se inclui o conceito de inércia sobre as partículas, eliminando a necessidade de V_{max} ser estabelecido. Portanto, a nova configuração de velocidade e posição é dada por:

$$v_{id} = w \times v_{id} + c_1 \times rand() \times (p_{id} - x_{id}) + c_2 \times rand() \times (p_{gd} - x_{id}) \quad (2.43)$$

$$x_{id} = x_{id} + v_{id} \quad (2.44)$$

em que w é o peso inercial atribuído à velocidade v_{id} do i -ésimo indivíduo na d -ésima dimensão e $rand()$ é a função que retorna um número aleatório entre 0 e 1.

3 MÉTODO

As próximas seções apresentam os métodos utilizados para cumprir os objetivos deste trabalho. Ademais, será descrito a sequência de etapas necessária para projetar o controlador proposto.

3.1 Etapas

Os passos necessários para atender os requisitos de controle e otimizar os controladores P e PID em cascata para este trabalho, foram:

- (I) Obtenção da função de transferência do modelo hidráulico com o atuador;
- (II) Modelagem da barra flexível utilizando os conceitos de elementos finitos no software *SolidWorks*;
- (III) Obtenção da função transferência aproximada a partir da resposta em frequência da simulação no *SolidWorks*;
- (IV) Montar o diagrama de blocos da malha dos controladores, do sistema hidráulico e do sistema flexível da barra.
- (V) Analisar a malha interna do sistema hidráulico e projetar o controlador proporcional de acordo com os padrões estabelecidos;
- (VI) Analisar a malha externa a partir do controlador proporcional obtido e projetar o controlador PID que controla a malha, respeitando os parâmetros de projetos;
- (VII) Realizar o processo de otimização para os ganhos do controlador PID, que leva em conta as funções de custo definidos;
- (VIII) Obter a simulação do comportamento do sistema resultante em malha fechada para os diferentes controladores encontrados;
- (IX) Realizar uma análise qualitativa do desempenho dos controladores.
- (X) Comparar o comportamento do sistema não controlado com os controladores otimizados.

3.2 Obtenção do modelo atuador hidráulico

A obtenção do modelo hidráulico considera, para o escopo deste trabalho, um cilindro de dupla haste para simplificar o modelo da Equação (2.30). Este processo visa obter uma única malha para movimento positivo ou negativo do carretel. A função de transferência obtida a partir dessa consideração é composta do somatório de momentos lineares atuantes na origem da barra e pode ser escrita a partir das Equações (2.5), (2.25), (2.31) e (2.32), na forma:

$$G_h(s) = \frac{U(s)}{X_p(s)} = \frac{K_{ux} \cdot K_q}{K_3 s^3 + K_2 s^2 + K_1 s} \quad (3.1)$$

em que:

$$K_3 = \frac{V_i J}{L_{sh} 4\beta A_1 L_p \sin(\alpha)}; \quad K_2 = \frac{\frac{K_c J}{L_{sh}} + \frac{C_{tp} J}{L_{sh}} + \frac{V_i B L_p}{4\beta L_{sh}}}{L_p A_1 \sin(\alpha)};$$

$$K_1 = \frac{K_c B}{A_1 L_{sh} \sin(\alpha)} + \frac{A_1 L_p}{L_{sh}} + \frac{C_{tp} B}{A_1 L_{sh} \sin(\alpha)}; \quad J = \frac{m L^2}{3};$$

$$K_q = \frac{C_d w \sqrt{P_s - P_o}}{\rho}; \quad K_c = \frac{C_d x_o w \sqrt{P_s - P_o}}{2P_s - P_o};$$

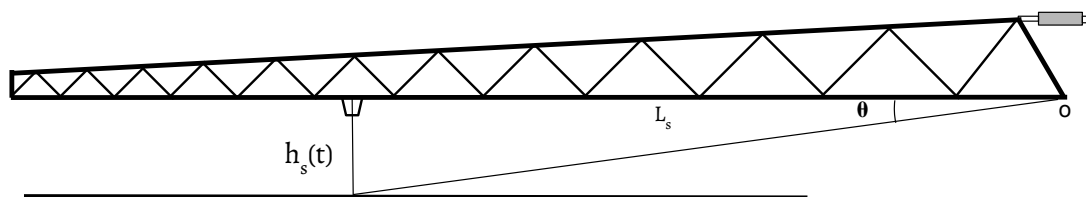
$$\begin{aligned} K_s &= 1; & K_{ux} &= 4,17 \times 10^{-4} [m/V]; & K_{ph} &= 3,25 [V/m]; \\ m &= 114 [kg]; & x_o &= 2 \times 10^{-3} [m]; & C_{tp} &= 5 \times 10^{-10} [Pa \cdot m^3/s]; \\ P_o &= 7 \times 10^6 [Pa]; & w &= 5 \times 10^{-3} [m]; & B &= 3 \times 10^3 [N \cdot s/m]; \\ g &= 9,81 [m/s^2]; & V_t &= 1,155 \times 10^{-3} [m^3]; & P_s &= 1 \times 10^7 [Pa]; \\ A_1 &= 3,85 \times 10^{-3} [m^2]; & \rho &= 0,8838 [kg/m^3]; & \beta &= 7 \times 10^8 [N/m^2]; \\ C_d &= 0,6; & \alpha &= \frac{70\pi}{180} [rad]; & L_{sh} &= 0,7 [m]; \\ L_p &= 0,7 [m]; & L &= 10 [m]. \end{aligned}$$

Os valores experimentais das constantes B , C_{tp} , β e C_d foram extraídos a partir dos trabalhos de Serrano (2007) e Borges (2017). O momento polar de inércia é considerado a partir do centro de massa da barra. Assim, o sistema hidráulico com a servoválvula resulta em um sistema de terceira ordem com um dos polos em zero.

3.3 Posicionamento do sensor ultrassônico

A composição de informações do sensor dará uma informação de saída sobre a posição vertical atual da barra. Uma vez estabelecida a referência de posicionamento de altura de barra, a leitura do sensor deve compor um valor em que se considera a distância do sensor sobre a origem da barra, ou seja, quanto mais distante o sensor está da origem da barra, maior influência ele terá para detectar pequenas alterações no ângulo da barra. Dessa forma foi escolhido um valor arbitrário até a primeira sessão da barra inteira. A Figura 18 ilustra uma configuração possível do sensor ultrassônico.

Figura 18 – Posicionamento do sensor na barra do pulverizador



Fonte: Autor (2020).

Conforme a Figura 18, é possível verificar a disposição do sensor sobre uma distância L_s em relação à origem da barra. Desse modo, a relação de altura do sensor e o ângulo formado pela barra, será dada por:

$$\theta(t) = \arctg\left(\frac{h_s(t)}{L_s}\right) \quad (3.2)$$

em que $\theta(t)$ é o ângulo entre a posição do sensor com a superfície em relação à origem da barra, variante no tempo. Para pequenas variações de $\theta(t)$ é possível linearizar o modelo com uma relação $\Delta\theta(t) \propto \Delta h_s(t)$ juntamente com a variação x_p do pistão, em relação ao ponto "O". Assim, as expressões antes e depois da linearização para o ponto de operação, é:

$$\Delta h_s = L_s \tan\left(\theta_0 - \arccos\left(1 - \frac{x_p^2}{2L_p^2}\right) + (\pi - 2\alpha)\right)$$

linearizando para o ponto $\theta = 9^\circ$ e $\alpha = 70^\circ$, obtém-se:

$$h_s(x_p) = 1 - 11,09 x_p \quad (3.3)$$

em que x_p , L_p e α foram definidos na Figura 4 do capítulo anterior.

3.4 Obtenção do modelo da barra flexível

A estrutura de barra pode ter sua função de transferência obtida estimando os parâmetros dos modos flexíveis. A intenção é encontrar um modelo que possa satisfazer a relação entre uma entrada em frequência e a saída correspondente ao modelo virtual existente. Para a obtenção da função de transferência correspondente, é necessário:

- Extrair o modelo construtivo da barra real, inserindo o máximo de fidelidade dos componentes estruturais da barra;
- Inserir coeficientes conhecidos, como fator de amortecimento para treliças, forças exteriores atuantes, forças provenientes do cilindro hidráulico e elementos de fixação da barra;
- Criar a malha responsável pelo comportamento dinâmico flexível da barra.
- Simular a resposta de excitação da barra em frequência variável de um determinado ponto da barra;
- Obter a resposta resultante de entrada graficamente;
- Utilizar os gráficos obtidos para realizar a análise dos modos de frequência e estimar uma função de transferência similar com o modelo flexível encontrado nos gráficos;
- Ajustar a função de transferência obtida, se necessário.

3.4.1 Construção do modelo virtual

A construção do modelo virtual foi realizada utilizando-se a medição de todas as dimensões da barra real do pulverizador John Deere, modelo 4630 ano 2014. Após a coleta, os

dados estruturais da barra foram criados no software *SolidWorks*. A Figura 19, ilustra a barra de aço carbono resultante do processo.

Figura 19 – Zonas de deformação da barra do pulverizador autopropelido

Fonte: Autor (2021).

A sequência de imagens da Figura 19, ilustra o comportamento da barra na região com vários modos de vibração. É visível a alta amplitude de movimento quando se alcança um modo de flexível. Os tons mais avermelhados se encontram nas maiores deformações na barra. Os parâmetros utilizados para a criação da malha, viabilizando o estudo de modos flexíveis, é apresentado na Tabela 1.

Tabela 1 – Características da malha de barra

Parâmetro	Valor
Tipo de malha	Sólida
Gerador de malha utilizado	Malha com base em curvatura
Pontos Jacobiano	4 pontos
Tamanho máximo do elemento	288 mm
Tamanho mínimo do elemento	57 mm
Total de nós	45.538 nós
Total de elementos	22.649 elementos
Proporção máxima	1072,5
Porcentagem de elementos com proporção < 3	1,02
Porcentagem de elementos distorcidos	0

Fonte: Autor (2021).

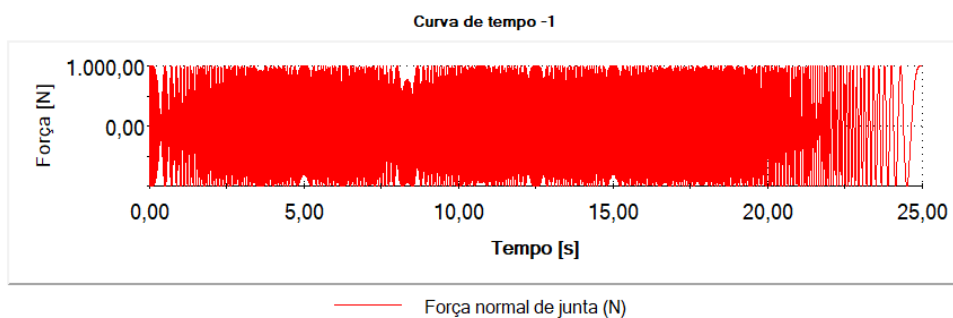
O tamanho máximo dos elementos levou em consideração o tempo de simulação. Ao se encontrar a maior dimensão possível do elemento, é reduzido o numero total de nós no sistema, minimizando o tempo de simulação. Dessa forma, cada ensaio foi realizado com um tempo

médio de 4 horas.

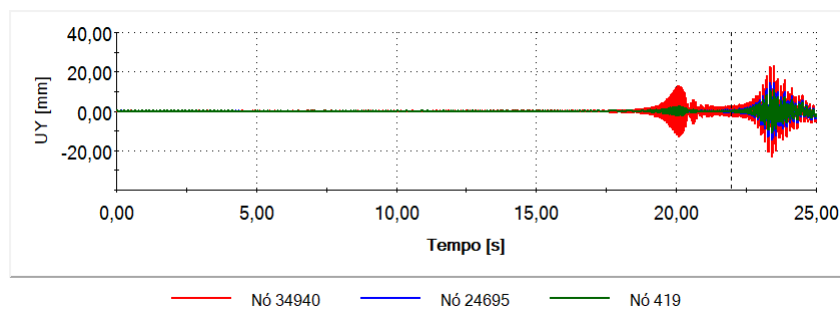
Após criação de malha, foi possível realizar o ensaio de força sobre a barra. Tal ensaio visou obter as primeiras noções dos modos flexíveis, partindo da aplicação de força nas proximidades do centro de massa. O comando de entrada da força utilizado foi uma função senoidal de varredura em frequência que inicia em 100Hz, decaindo linearmente até $\approx 0\text{Hz}$ no tempo $t = 25\text{s}$. A respectiva saída a partir da varredura senoidal, pode ser observado na Figura 20, em que a frequência de amostragem é de 200Hz.

Figura 20 – Dinâmica do sistema de barra

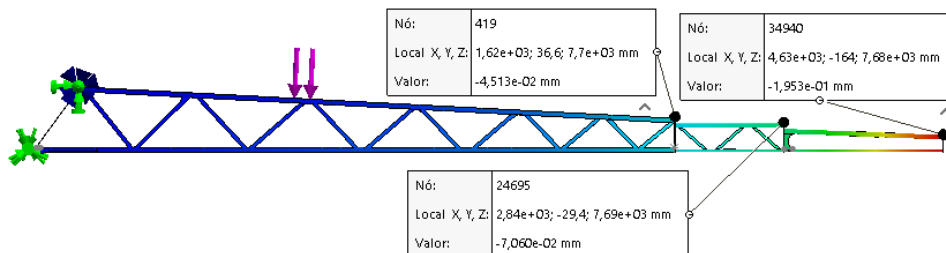
(a) Entrada de força com variação da frequência



(b) Resposta do sistema



(c) posição dos nós da resposta do sistema



Fonte: Autor (2021).

A partir da Figura 20 é possível identificar no gráfico em (b) que a barra apresentou picos de deslocamentos no tempo $t_1 \approx 20\text{s}$ e $t_2 \approx 23\text{s}$. Em (b) as três colorações presentes estão relacionadas às três extremidades das frações de barras, observadas em (c), com coloração verde para o nó 419, azul para o nó 25.695 e vermelho para o nó 34.940. Ainda na Figura 20, em (c), as setas em verde identificam os pontos de fixação da barra, em lilás, os extremos da área da

aplicação de força, acima do centro de massa da barra. Por fim, as escalas de cor identificam o gradiente de flexão da barra, com tonalidades avermelhadas indicando maiores deformações.

Realizando a uma análise em frequência, foi possível obter uma tabela para os modos de vibração, para as excitações nos três eixos coordenados, como ilustra a Figura 21, a seguir.

Figura 21 – Tabela de modos de vibração

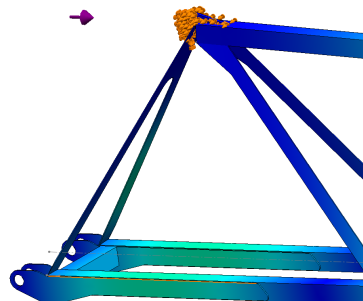
Nº do modo	Freq. (Hertz)	Direção X	Direção Y	Direção Z
1	3,0279	3,3562e-09	7,2773e-05	0,67495
2	7,7339	7,6243e-06	0,032773	0,062531
3	8,1333	0,00011163	0,35967	0,0034498
4	8,4717	4,7836e-06	0,11502	8,7307e-05
5	14,367	8,9309e-07	0,0011088	0,0033341
6	19,333	3,5577e-07	0,0014354	0,051222
7	19,529	1,136e-06	0,0014299	0,0010535
8	21,78	2,1283e-05	0,091155	0,0013845
9	26,645	0,0049773	0,0027683	3,4375e-07
10	29,342	3,9166e-06	0,00025874	0,022155
		Soma X = 0,0051289	Soma Y = 0,60569	Soma Z = 0,82017

Fonte: Autor (2021).

Como o interesse do trabalho é analisar apenas a componente vertical (eixo Y) dos modos flexíveis, as contribuições mais significativas estão presentes nos modos nº 3, 4 e 8 da Figura 21. A participação dos modos, quando somado, totalizam em mais de 93% na amplitude de movimento. Um outro fator para utilizar apenas os primeiros modos está no limite de operação das servoválvulas, a qual alcança patamares de até 25Hz, em geral. Com a elaboração desse ensaio, é possível construir uma função de transferência ao se aplicar uma entrada em frequência, varrendo toda a faixa que contém os modos flexíveis de interesse.

Após as primeiras noções de frequências de ressonância presentes na barra, o passo seguinte consistiu em estimar a função de transferência aproximada para o modelo. Assim, o ensaio foi modificado para condições movimento considerando a atuação do cilindro hidráulico, conforme Figura 22.

Figura 22 – local de movimentação da barra

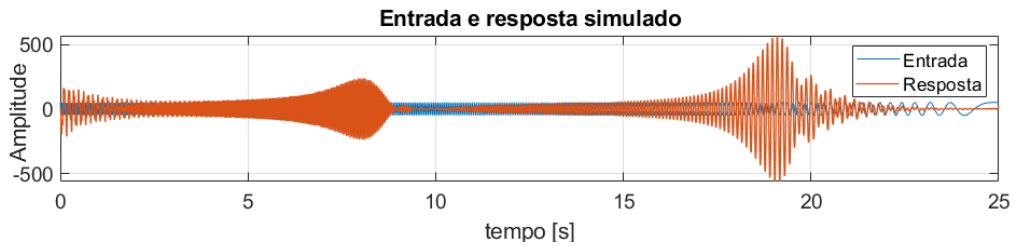


Fonte: Autor (2021).

A representação em tons de laranja na Figura 22 indica o local de movimento do cilindro hidráulico, já a seta em púrpura, a direção do movimento. Uma vez definido o local de movimento, o teste propõe movimentações máximas de $\approx 50 \text{ mm}$. A resposta obtida da

barra, com o sensor posicionado sobre o nó 238 (conforme Figura 20) é apresentada na Figura 23.

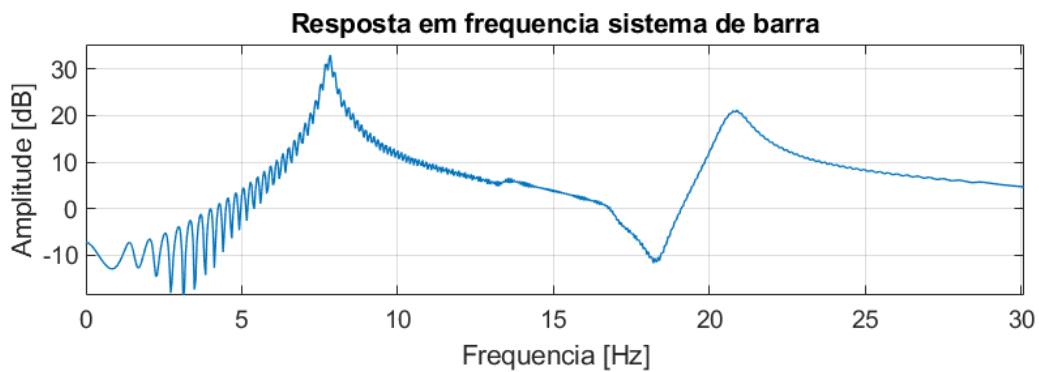
Figura 23 – Entrada e resposta do sistema de barra



Fonte: Autor (2021).

A varredura em frequências até 30Hz está representada na Figura 23, com a respectiva resposta em amplitude de movimento (cor laranja). A análise em espectro de frequência do sistema entrada/saída fornece o comportamento ilustrado na Figura 24.

Figura 24 – Resposta em frequência da barra



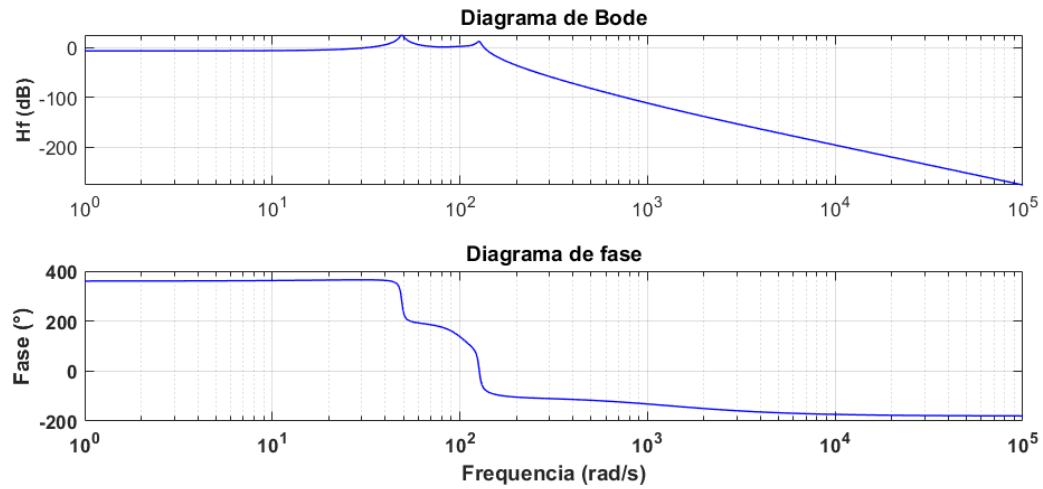
Fonte: Autor (2021).

Na Figura 24, é possível observar o valor de pico nas frequências de 8Hz e 21Hz, sendo os valores de modos de frequência determinados anteriormente. Os dados, extraídos a partir resposta em frequência, permitem estimar uma função de transferência de sexta ordem, minimizando, assim, os erros a partir do método dos mínimos quadrados. Método esse pode ser encontrado nos trabalhos de Drmač, Gugercin e Beattie (2015) e Ozdemir e Gumussoy (2017). A função matemática responsável pelo o método citado é a *tfest()* do software *Matlab*, cujo parâmetro de entrada se apresenta na forma de um vetor resposta em frequência e na quantidade de polos e zeros a serem estimados. A função de transferência então é retornada pela função, e é dado por:

$$G_b(s) = \frac{21,51 (-1,65 \times 10^6 s^2 + 1,86 \times 10^9 s + 1,93 \times 10^{11})}{s^6 + 53,3s^5 + 2,96 \times 10^4 s^4 + 9,71 \times 10^5 s^3 + 2,39 \times 10^8 s^2 + 2,26 \times 10^9 s + 4,15 \times 10^{11}}$$

A função de transferência encontrada, apresenta o diagrama de Bode ilustrado na Figura 25. É possível observar no diagrama de bode a margem de fase e de ganho do sistema estimado.

Figura 25 – Resposta em frequência do modelo aproximado $G_b(s)$



Fonte: Autor (2021).

Os respectivos polos da função de transferência $G_b(s)$ são:

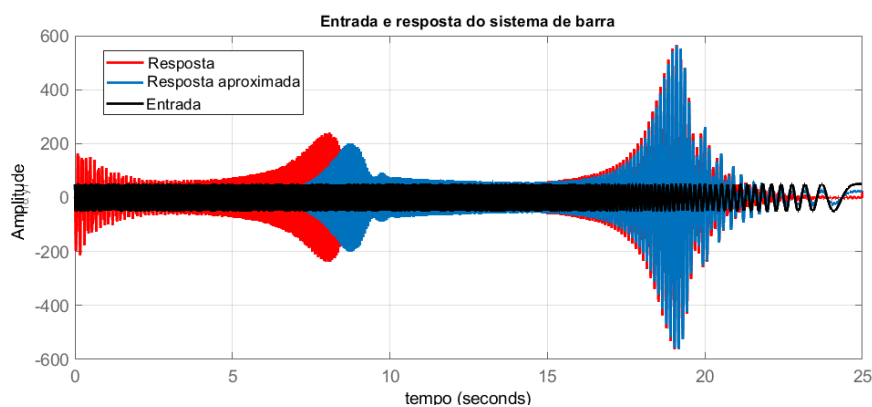
$$p_{1,2} = -2,78 \pm 126,6 i$$

$$p_{3,4} = -22,84 \pm 101,24 i$$

$$p_{5,6} = -1,02 \pm 49 i$$

O comparativo entre a função entrada e saída do modelo virtual e do modelo aproximado pode ser visualizados na Figura 26.

Figura 26 – Comparativo entre respostas do modelo de simulação e modelo aproximado



Fonte: Autor (2021).

A partir da Figura 26 é possível identificar que o modo flexível foi preservado, o sistema aproximado pôde recriar as frequências que instabilizavam o sistema em $\approx 8 \text{ Hz}$ e $\approx 21 \text{ Hz}$. É notável a diferenças do modelo aproximado para o modelo simulado em $\approx 1,2 \text{ Hz}$ nos períodos entre 5 à 10 segundos. O sistema apresenta uma divergência em $t = 5$ até $t = 10$ devido os modos de vibração estarem muito próximos um do outro, necessitando assim de um sistema

de ordem superior para recriar melhor as características da resposta em frequência. Embora a aproximação seja de sexta ordem, ainda é válida para a faixa de operação do sistema, já que trabalha em baixas frequências.

Foi necessário ajustar a função de transferência introduzindo um ganho, de modo a corrigir a variação do movimento do pistão x_p com a variação de altura da barra em relação ao solo h_s , obtidos na Equação (3.3). O valor, portanto, corresponde a um ganho de 21,51 em $G_b(s)$.

3.5 Obtenção do modelo sistema hidráulico e barra flexível

A partir do sistema hidráulico e da barra flexível obtidos, pode-se então inserir os controladores P e PID em cascata. Um controlador para o controle do sistema hidráulico até o posicionamento do cilindro e, um controlador para o controle da dinâmica da barra flexível.

A função de transferência do sistema hidráulico de terceira ordem, possui polos em $s_1 = 0$, $s_2 = -1,88$ e $s_3 = -3,27 \times 10^3$. Expandindo a Equação (3.1), em frações parciais, se obtém:

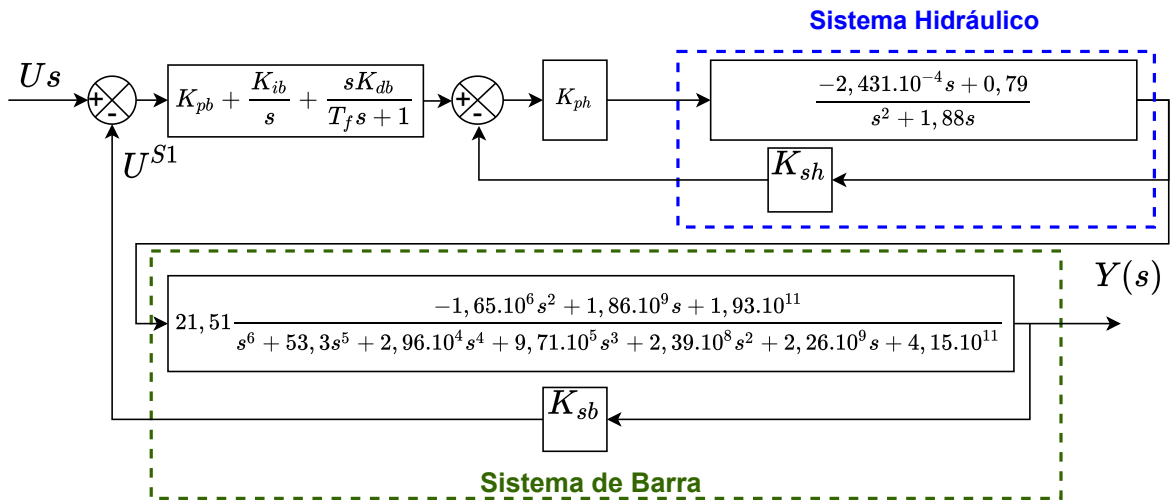
$$G_h = \frac{2 \times 10^{-4}}{s + 3,27 \times 10^3} - \frac{0,42}{s + 1,88} + \frac{0,42}{s} \quad (3.4)$$

O modelo da Equação (3.4) pode ser simplificado para um modelo de segunda ordem, visto que o polo s_2 é dominante em relação a s_3 ($|s_3| \gg |s_2|$). A simplificação é dada por:

$$G_h = \frac{-2,431 \times 10^{-4}s + 0,79}{s^2 + 1,88s} \quad (3.5)$$

A presença de um polo na origem da função de transferência da equação (3.5) justifica a inserção de um controlador proporcional, visto que a planta já apresenta um sistema integrador, não necessitando assim de um controlador PI. A composição final do sistema pode ser visualizada na Figura 27.

Figura 27 – Diagrama de blocos do sistema global



Fonte: Autor (2021).

A Figura 27 exibe as duas malhas correspondentes ao sistema global: uma malha interna do sistema hidráulico e uma malha externa para o controle da dinâmica flexível. Além disso, foram inseridos os ganhos do sensor do cilindro hidráulico e do sensor de altura da barra como unitário, visto que o trabalho não abordou as influências de ganho dos sensores para esta aplicação.

A função de transferência do modelo dinâmico da barra foi obtido a partir da composição de três sistemas de segunda ordem.

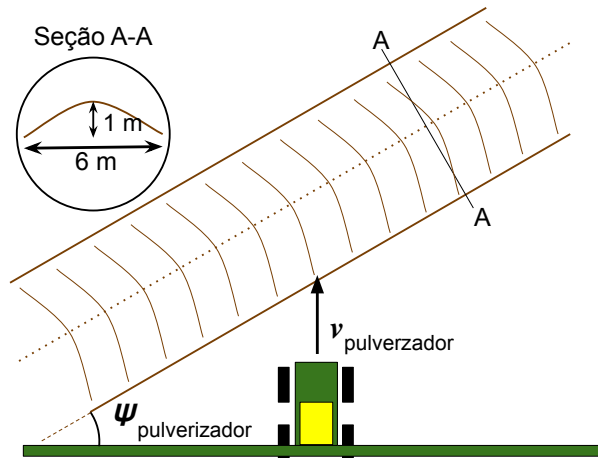
3.6 Obtenção dos parâmetros de desempenho

A finalidade desta seção consiste em estimar os parâmetros a serem alcançados pelo controlador. Um outro critério a ser definido é a função de custo que o algoritmo irá otimizar. A função de custo servirá de base para comparar o desempenho entre os controladores obtidos.

3.6.1 Parâmetros de controle

Para estimar os requisitos de controle a serem alcançados, é necessário entender as condições em que as barras do pulverizador estão inseridas. Considerando que o pulverizador se locomove em velocidades de até 15 km/h , e que o terreno a ser percorrido possui curvas de nível de 1 m de altura e 6 m de comprimento é possível quantificar os parâmetros da malha. A Figura 28 ilustra as condições citadas acima.

Figura 28 – Ambiente de trabalho pulverizador



Fonte: Autor (2021).

Observando a Figura 28, verifica-se que o ângulo $\psi_{pulverizador}$ está diretamente relacionado com a altura da barra do pulverizador quando o pulverizador realiza a travessia da curva de nível. Dessa forma, foi necessário estimar o caso crítico de $\psi_{pulverizador}$, visando encontrar a maior velocidade de altura da barra para que se traduzisse em um valor de tempo de subida t_r no requisito do projeto.

Considerando a curva de nível como uma parte de um onda senoidal, a trajetória de cada pneu traseiro do pulverizador é tratada como uma suspensão rígida no eixo traseira do pulverizador, e totalmente flexível na dianteira. Assumindo essa simplificação para atrelar o movimento dos pneus traseiros como responsáveis pelo solavanco da barra, é possível formular a trajetória de cada pneu traseiro, na forma:

$$y_{pe}(t_{pe}, \phi) = \begin{cases} 0,5 + 0,5 \sin\left(\frac{2\pi t_{pe} v_{pulverizador} \cos(\phi_{pulverizador})}{6} - \frac{\pi}{2}\right) & \text{se } 0 \leq t_{pe} \leq \frac{1}{v_{pulverizador} \cos(\phi)} \\ 0 & \text{se } t_{pe} > \frac{1}{v_{pulverizador} \cos(\phi)} \end{cases}$$

$$y_{pd}(t_{pd}, \phi) = \begin{cases} 0,5 + 0,5 \sin\left(\frac{2\pi(t - t_{atraso}) v_{pulverizador} \cos(\phi_{pulverizador})}{6} - \frac{\pi}{2}\right) & \text{se } t_{pd} \geq t_{atraso} \\ 0 & \text{ou } t_{pd} \leq \frac{1}{v_{pulverizador} \cos(\phi)} + t_{atraso} \\ & \text{se } t_{pd} > t_{atraso} + \frac{1}{v_{pulverizador} \cos(\phi)} \\ & \text{ou } t_{pd} < t_{atraso} \end{cases}$$

em que:

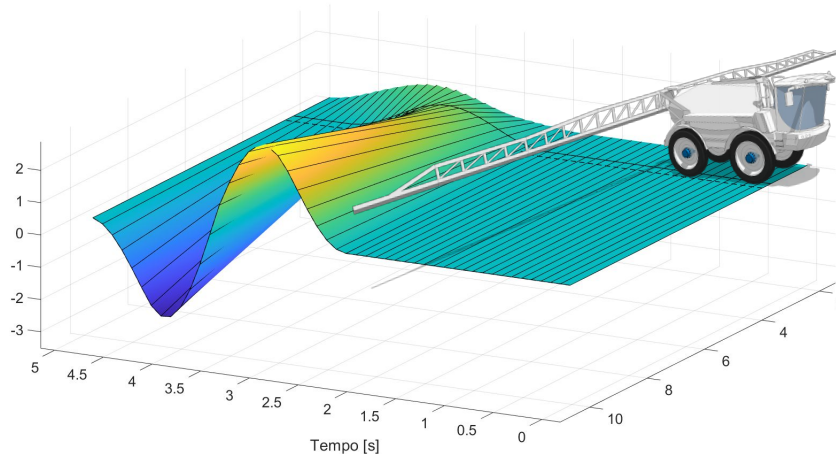
$$t_{atraso} = \frac{d_{eixo} \tan(\phi)}{v_{pulverizador}} \text{ s; } 0 \leq \phi_{pulverizador} \leq 90^\circ \text{ e } d_{eixo} = 2,7 \text{ m}$$

O t_{atraso} é o tempo que leva para o pneu direito chegar à curva de nível, $y_{pd}(t_{pd}, \phi)$ é a elevação do pneu direito, $y_{pe}(t_{pe}, \phi)$, a elevação do pneu esquerdo e d_{eixo} , a distância entre os pneus do eixo traseiro. O ângulo $\phi_{pulverizador}$ encontrado para o caso crítico, ao se obter a função mínimo

entre y_{pd} e y_{pe} (posição elevada dos pneus) somadas à função de altura barra em 7 m (a partir do ângulo de desnível entre os pneus). Ao se derivar e encontrar o ponto de máximo resultante dessa soma, obtém-se $\phi_{pulverizador} = 30^\circ$.

A altura da barra no ponto do sensor, ao percorrer a curva de nível no caso crítico de solavanco, pode ser observada na Figura 29.

Figura 29 – Gráfico de altura de barra durante de curva de nível



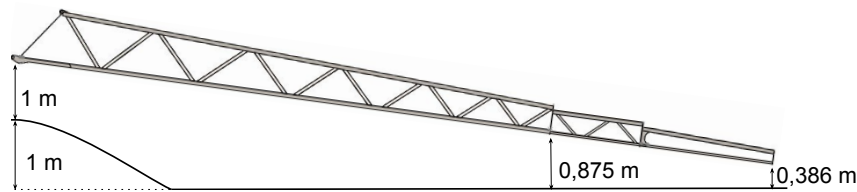
Fonte: Autor (2021).

A Figura 29 apresenta o gráfico do sensor de barra após percorrer a curva de nível com os parâmetros da Figura 28. A representação do pulverizador fornece as noções situacional da trajetória dos pneus e da altura da barra. Ao analisar a maior variação de posição sobre o tempo em que ela ocorre, encontra-se $\approx 5,5\text{ m}$ num período de $\approx 0,86\text{ s}$.

O requisito t_r é um parâmetro que quantifica o tempo de resposta para um sistema alcançar o seu valor de referência. Esse valor pode ser aproximado ao período de $\approx 0,86\text{ s}$ encontrado anteriormente, já que considera uma variação de amplitude ao ser alcançada no período. Portanto, $t_r < 0,86$, é definido como requisito do projeto.

O PSS (Percentual de Sobressinal) é um parâmetro atribuído à porcentagem do valor máximo excedente em relação à referência na resposta do sistema. Para o projeto de barras, é necessário que esse valor PSS não ultrapasse um valor arbitrário de $12,5\%$. O motivo dessa escolha é justificada devido a altura alvo ser de 1 m . Essa altura, quando considerado o PSS, pode alcançar valores de $0,875$ em relação ao solo. No entanto, a extremidade da barra situada à 10 m da sua origem, pode alcançar o valor de $0,386$ quando o pulverizador está elevado em 1 m , sobre um curva de nível. A altura de $0,386$ é crítica, considerando a possibilidade de colidir com plantas, ou curvas de nível adjacentes. A situação descrita é ilustrada na Figura 30.

Figura 30 – Cenário barra sobre curva de nível



Fonte: Autor (2021).

3.6.2 Função de custo para o PSO

A função de custo é o modelo que o algoritmo PSO utiliza para quantificar o desempenho do indivíduo em sua trajetória, ou seja, quando este se aproxima de um mínimo da função de custo, é obtido um bom indicador que é salvo na variável de desempenho individual para ser comparada com a próxima posição obtida. Como o presente trabalho visa otimizar um controlador PID, é necessário informar ao algoritmo PSO, uma forma de avaliar se os coeficientes encontrados são melhores ou piores que os valores passados. Para encontrar a função que desempenha esse papel será considerado 4 tipos de função erro.

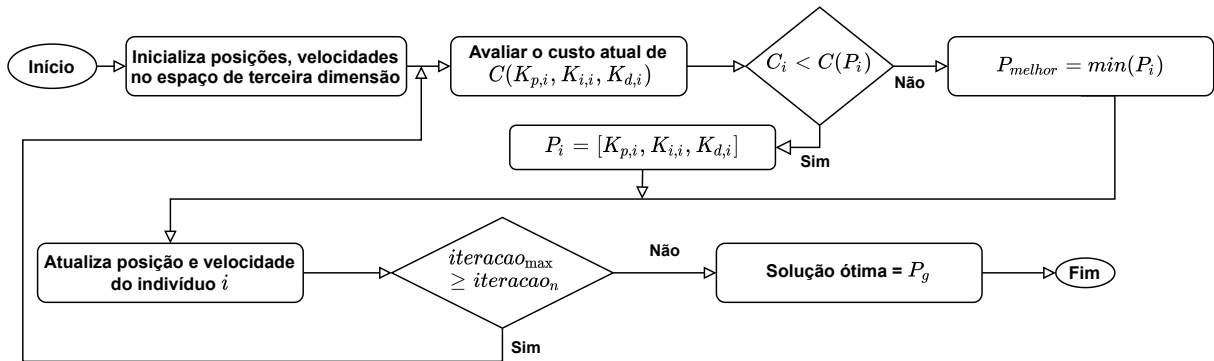
Quando o algoritmo PSO minimiza os erros IAE (Integral do Erro Absoluto, do inglês *Integral of Absolute Error*) e ISE (Integral Quadrática do Erro, do inglês *Integral of Square Error*), a malha de controle resultante tem um PSS reduzido, no entanto, seu tempo de acomodação aumenta. Por outro lado, para os erros ITAE (Integral Multiplicativa do Tempo e do Erro Absoluto, do inglês *Integral of Time and Absolute Error*) e ITSE (Integral Multiplicativa do Tempo e do Erro Quadrático, do inglês *Integral of Time and Square Error*) a vantagem está em um tempo de acomodação menor visto que consideram também o tempo decorrido em suas integrais. Dessa forma, é de interesse exibir todos os resultados minimização das funções de custo, visando comparar o desempenho dos controladores para cada caso, utilizando-se um balanço entre τ_r e PSS.

A otimização do controlador PID via algoritmo de enxame de partículas irá controlar os 3 parâmetros do controlador, K_p , K_i e K_d . Para determinar a otimização do controlador, foi necessário estimar uma função de custo em que fornece condições de desempenho para o controlador.

A função de custo será avaliada para tipos integrativos do erro, que são: IAE, ISE, ITAE e ITSE. Além disso, levou-se em consideração os parâmetros de projeto da Tabela 34, assim como utilizado para projetar o controlador da Equação (4.2).

O processo de minimização da função custo pelo algoritmo PSO foi implementado da forma em que segue o pseudocódigo da Figura 31.

Figura 31 – Pseudocódigo do algoritmo PSO



Fonte: Autor (2021).

O processo da Figura 31 ilustra o pseudocódigo utilizado para calcular a solução que minimiza a função custo C_i , sendo $i = 1, \dots, 4$. O respectivo código fonte, baseado nos trabalhos de Mirjalili (2021), pode ser encontrado no ANEXO-B ao final deste trabalho.

A função custo para um intervalo de 0 s a 10 s, utilizada como métrica na obtenção da otimização do PSO, é dado por:

$$C_1 = \int_0^{10} |e(t)| dt \quad (IAE),$$

$$C_2 = \int_0^{10} e(t)^2 dt \quad (ISE),$$

$$C_3 = \int_0^{10} t |e(t)| dt \quad (ITAE),$$

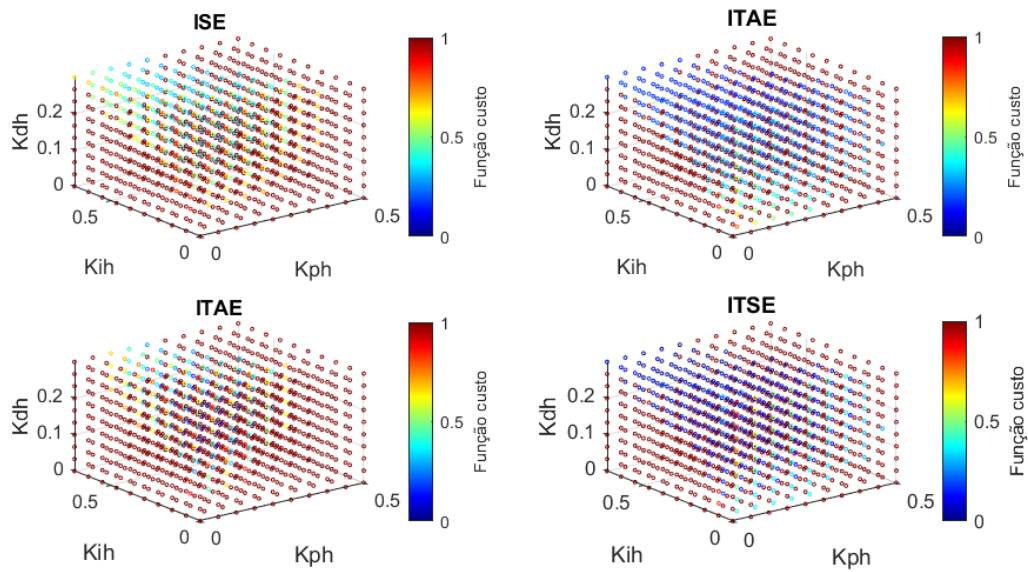
$$C_4 = \int_0^{10} t e(t)^2 dt \quad (ITSE),$$

$$C_i = 1, \text{ se } t_r \geq 0,86 \text{ s ou } t_s \geq 3,6 \text{ s ou } PSS \geq 1,2 \text{ ou } t_p \geq 1,3 \text{ s.}$$

$$C_i = 1, \text{ se } routh = false.$$

O algoritmo é realizado 4 vezes para cobrir todas as funções de erro, citadas anteriormente. Os parâmetros de projeto foram inseridos na fórmula de custo, em que se algum deles for ultrapassado, é então atribuído o valor 1 (indicador de alto custo da função). Caso o sistema seja instável seguindo o critério de *Routh*, então o custo atribuído também será de 1. As funções de custo são ilustradas de forma gráfica, em uma representação quadridimensional, na Figura 32.

Figura 32 – Gráficos da função de custo $C(K_{ph}, K_{ih}, K_{dh})$ para as 4 funções de erro



Fonte: Autor (2021).

Os 3 eixos da Figura 32 apresentam os coeficientes do controlador PID da função de transferência global $H(s)$. A escala de cor indica o valor de custo para um determinado ponto. O zero da escala, encontra-se em azul enquanto para o limite de valor 1, em vermelho. As funções de custo percorrendo-se em "Z" são, respectivamente, IAE, ISE, ITAE e ITSE. É possível identificar as regiões de menor custo para valores nas regiões próximas à $K_{ph} \rightarrow 0$, $K_{ih} \rightarrow 0$ e $K_{dh} \rightarrow 0,3$.

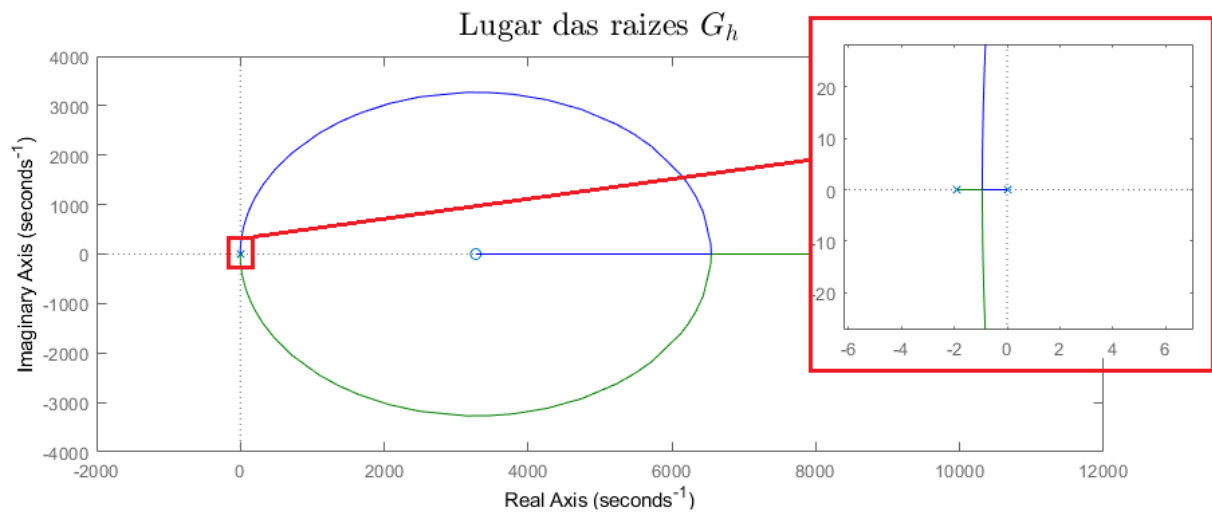
4 RESULTADOS

Até o momento foi estruturada a composição dos controladores P e PID em cascata. Uma vez estabelecido todo o cenário operacional, os controladores podem ser definidos para garantirem um sistema estável e que atenda às premissas do projeto. Os próximos tópicos irão tratar dos cálculos dos controladores e do processo de otimização para melhorar o desempenho do controlador PID.

4.1 Controladores P e PID obtidos

O projeto dos controladores em cascata é definido primeiramente para a malha interna, com o controlador proporcional e, posteriormente, para a malha externa, com o controlador PID. Analisando o lugar das raízes de $G_h(s)$ da Figura 33, é possível verificar a possível alocação dos polos com o controlador proporcional.

Figura 33 – Lugar das raízes de $G_h(s)$



Fonte: Autor (2021).

É possível aferir, na Figura 33, o lugar em que os polos que instabilizam o sistema, situadas sobre o eixo $\{\text{Re}\} > 0$. Essa característica do sistema é denominada de fase não mínima, limitando o valor máximo de K_{ph} , para que o sistema não acarrete à instabilidade.

O requisito de projeto para a malha interna foi fundamentado em valores típicos para projeto de um sistema de segunda ordem, sugeridos por Ogata (2013), com PSS arbitrário igual ou inferior a 10% sobre uma entrada de degrau unitário. A finalidade de escolher a resposta do sistema com um sobressinal é minimizar o tempo de subida da resposta ao degrau do sistema. Definido o PSS, foi encontrado o valor de $K_{ph} = 3,25$, atrelado a um tempo de subida de $t_r = 1,68$ s, resultando em um sistema de segunda ordem subamortecido. O ganho do sensor do

cilindro hidráulico foi mantido com o valor unitário ($K_{sh} = 1$).

Em seguida, para o cálculo do controlador PID da malha externa, levaram-se em conta os critérios de projeto seguindo a Tabela 2.

Tabela 2 – Requisitos do sistema global

Parâmetro	Valor
t_r	0,86s
PSS	$\leq 12,5\%$

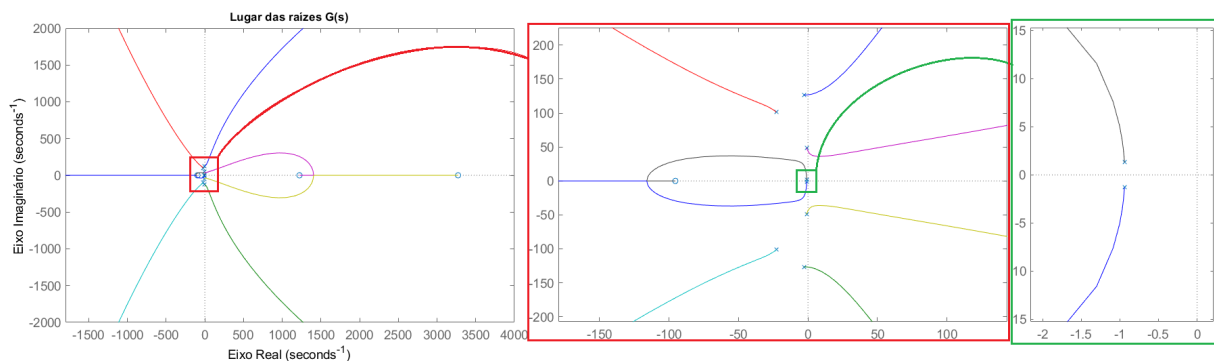
Fonte: Autor (2021).

Os valores da Tabela 2 delimitaram a região para alocação dos zeros do controlador PID. Para se alocar os polos do controlador é necessário obter a função de transferência resultante a partir da malha interna já obtida em composição com a planta G_b , do sistema dinâmico da barra. A síntese da função de transferência da malha externa, é dado por:

$$G(s) = \frac{\frac{K_{ph}G_h(s)}{1+K_{ph}G_h(s)K_{sh}}G_b(s)}{1 + \frac{K_{ph}G_h(s)}{1+K_{ph}G_h(s)K_{sh}}G_b(s)K_{sb}} \quad (4.1)$$

em que o respectivo local das raízes de $G(s)$ é representado pela Figura 34 a seguir.

Figura 34 – Lugar das raízes de $G(s)$



Fonte: Autor (2021).

A Figura 34 apresenta o lugar das raízes para a malha aberta de $G(s)$, com sucessivas ampliações para melhor visualização do local dos polos em malha aberta. É possível observar o caminho que os 4 pares de polos podem ser alocados com a mudança de ganho. Outro ponto a ser mencionado é a instabilidade do sistema, em que dois pares de polos podem acarretar a esta instabilidade para os caminhos de cor azul, lilás, amarelo e verde. O sistema de $G(s)$, assim como a malha interna, é de fase não mínima. O controlador escolhido ao se alocar de polos e zeros no lugar das raízes de $G(s)$ foi:

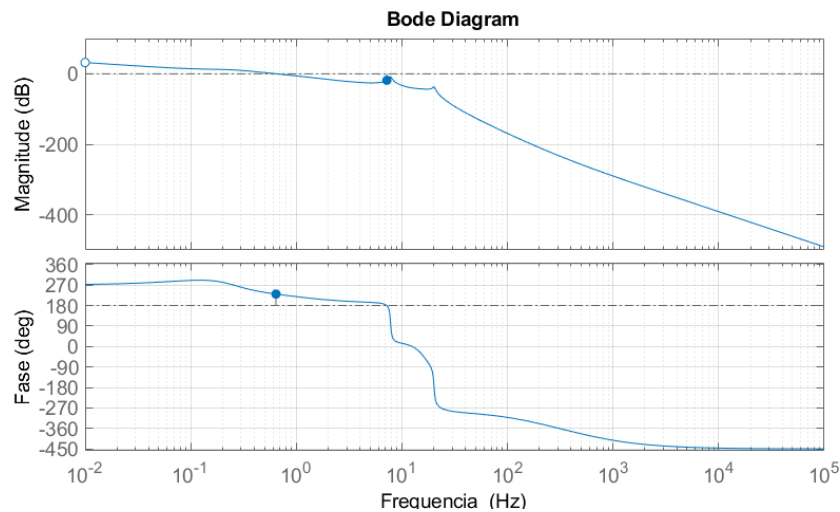
$$C_b(s) = 0,37 + \frac{0,25}{s} + \frac{0,101s}{0,174s + 1} \quad (4.2)$$

O Controlador da Equação (4.2) possui 2 zeros no eixo real negativo, um polo na

origem e um coeficiente de filtro $\tau_{fh} = 0,174$ no termo derivativo, introduzindo mais um polo no sistema. Esse coeficiente teve o papel fundamental de atenuar as componentes de alta frequência provenientes do sinal de realimentação. O filtro para tal sinal foi determinado para uma banda passante de modo a minimizar a contribuição dos modos de frequência da barra flexível, que podem instabilizar o sistema para frequências maiores que 8 Hz , conforme abordado na Figura 24. O coeficiente adotado de maneira arbitrária para esse caso, ao se analisar a frequência de corte do termo derivativo, foi de $1/\tau_{fh} \approx 6,8 \text{ Hz}$. O valor encontrado aproximou-se do primeiro modo de frequência da barra, visto que, para menores frequências de corte, a ação do controlador conduz uma ação mais lenta.

É possível ver no o diagrama de Bode, da Figura 35, a frequência de corte para as margens de fase e de ganho.

Figura 35 – Diagrama de Bode $C_b(s)G(s)$ em malha aberta

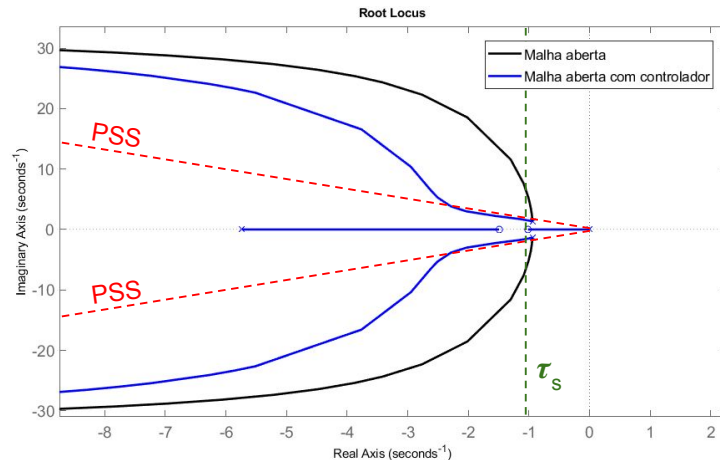


Fonte: Autor (2021).

A margem de ganho e de fase do sistema através do diagrama de Bode da Figura 35 com o controlador é de 50° e $18,6 \text{ dB}$. A frequência de corte, se encontra em $\approx 0,8 \text{ Hz}$, reduzindo a influência dos polos $p_{3,4}$ e $p_{5,6}$ de G_b , responsáveis pelos modos flexíveis da barra.

A alocação dos zeros, para os definir os ganhos do controlador, foi escolhida arbitrariamente na região delimitada pelos parâmetros da Tabela 2, em que o parâmetro do PSS, consiste na região delimitada entre duas retas concorrentes e coincidentes na origem, formando com o eixo real negativo um ângulo $\pm 56^\circ$. Assim, os zeros foram alocados no eixo real, nas proximidades do par de polos ($p_{1,2} = -0,96 \pm 1,39i$) para que o lugar das raízes respectivos aos polos fossem mais próximos da região delimitada pelo PSS. A Figura 36 ilustra a posicionamento dos zeros do controlador.

Figura 36 – Lugar das raízes do sistema com o controlador e em malha aberta



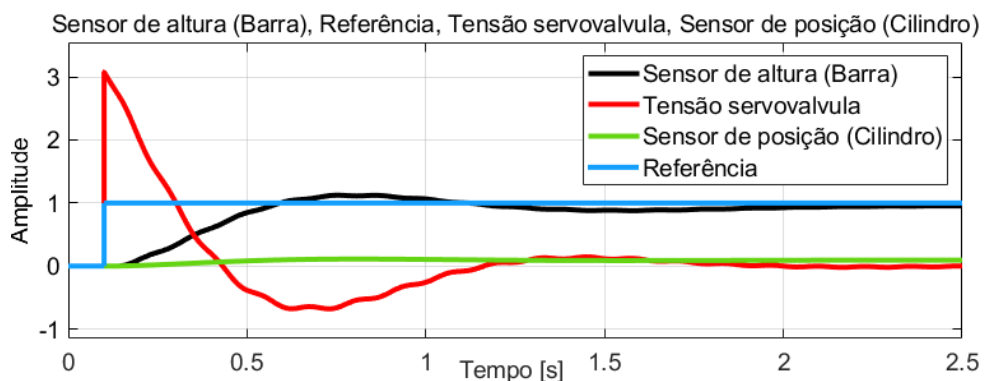
Fonte: Autor (2021).

A Figura 36 apresenta o local das raízes em preto, para a planta e malha aberta $G(s)$ e em azul, o local das raízes em malha aberta do sistema com o controlador ($G(s)C_b(s)$). É possível verificar o efeito de afunilamento do lugar das raízes para os polos $p_{1,2}$, entrando na região delimitada pelo requisito do PSS.

O tempo de acomodação τ_s gera a delimitação da região à esquerda de uma reta perpendicular ao eixo real que passa em $s = -1,09$ no lugar das raízes. A reta responsável pelo tempo de acomodação faz com que o controlador necessite de um ganho (quando se representa o controlador como alocação de dois polos, dois zeros e um ganho) para alterar a posição dos polos $p_{1,2}$, a um valor com parte real inferior a $-1,09$. Por fim, K_{sb} foi mantido como um ganho unitário.

A resposta do sistema global resultante $H(s)$ em malha fechada a uma entrada de degrau unitário é ilustrado pela Figura 37.

Figura 37 – Resposta ao degrau unitário de $G(s)$



Fonte: Autor (2021).

A entrada do degrau unitário da Figura 37 acontece no tempo $t = 0,1s$. Após o degrau, é possível observar os sinais de entrada em cada função de transferência. A tensão na servoválvula (representado em vermelho) é a entrada da função de transferência do sistema hidráulico,

enquanto o sinal do sensor de posição (Cilindro), em verde, é o sinal de entrada da planta barra flexível. A acomodação do sensor de altura da barra em $\approx 3,6s$, embora não seja possível a visualização da Figura 37, significa a acomodação da barra em 1 metro de altura alvo. O controlador projetado atingiu os parâmetros estabelecidos, mesmo com a inserção de um filtro no termo derivativo. Esse filtro tem o efeito indesejado de atrasar velocidade de resposta do sistema, deixando-o com tempos de acomodações maiores, embora fundamental para estabilizar o sistema.

4.2 Otimização do controlador PID pelo método PSO

A obtenção do controlador PID até então garante que os parâmetros estabelecidos sejam satisfeitos, no entanto, como existe uma infinidade de regiões onde o controlador também garante os mesmos requisitos do sistema, é de interesse explorar as combinações de valores possíveis. A determinação de um controlador otimizado permite alcançar melhores desempenhos do sistema com a mesma estrutura de controladores, fornecendo maior margem operacional para o pulverizador, como maior velocidade de aplicação, por exemplo.

Para iniciar algoritmo PSO, é necessário definir previamente os parâmetros do sistema que são responsáveis pelo desempenho, tempo de simulação e alcance de exploração dos indivíduos no espaço tridimensional. Os parâmetros utilizados no algoritmo PSO estão dispostos na Tabela 3.

Tabela 3 – Parâmetros do PSO

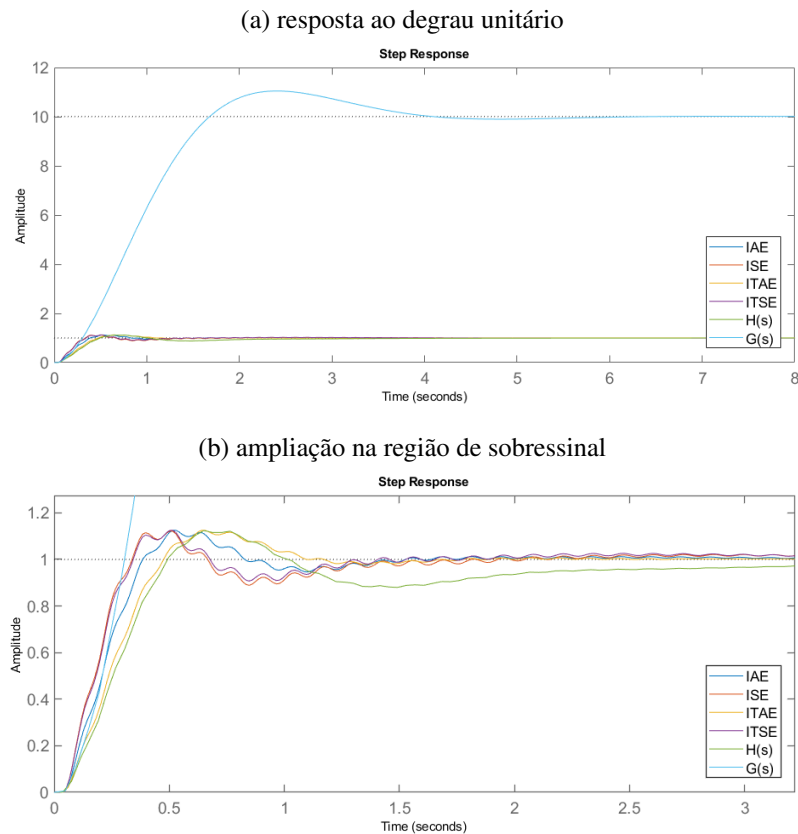
Parâmetro	Valor
$c1$	2
$c2$	2
População	300
d	3
V_{max}	6
w_{max}	0,9
w_{min}	0,2
$iteracao_{max}$	200

Fonte: Autor (2021).

A escolha dos parâmetros $c1$, $c2$, V_{max} , w_{max} e w_{min} se deram a partir valores usuais do algoritmo, propostos no trabalho de Eberhart e Shi (2001). Já o parâmetro d refere-se a quantidade de variáveis do problema. Considerando o controlador PID com 3 coeficientes a serem determinados, atribui-se $d = 3$. A iteração máxima ($iteracao_{max}$) é um valor empírico obtido após testes de convergência para um custo final das quatro funções de desempenho. Tal função convergia a um custo mínimo em uma média de 25 iterações, dessa forma foi inserido o valor 50 com o objetivo de fornecer uma margem de duas vezes a média de iterações. A cada iteração, a variável w é decrescida linearmente a partir de w_{max} até w_{min} , que ocorre no último

laço de iteração, limitando a área de exploração dos indivíduos. O número da população foi estimado distribuindo espaço tridimensional em 10 pontos para os eixos K_{ph} e K_{ih} , e 3 pontos para o eixo K_{dh} , resultando em uma população de 300 indivíduos.

Figura 38 – Resposta ao degrau dos controladores $C_b(s)$, PSO e $H(S)$



Fonte: Autor (2021).

A Figura 38, na região (a), apresenta a resposta ao degrau unitário com os controladores para cada função de custo. Em (b) a representação é da ampliação de (a) na região transitória dos controladores otimizados. É possível identificar que os parâmetros da Tabela 2 foram obedecidos para todos os controladores otimizados. Continuando na Figura 38, identifica-se a diferença entre os controladores otimizados e o controlador C_b (representado por $H(s)$, em verde) da Equação (4.2). O controlador em (ISE) consegue obter menor tempo de subida e tempo de acomodação em comparação ao controlador proposto C_b . Os valores dos coeficientes dos controladores obtidos podem ser visualizados na Tabela 4.

Tabela 4 – resultados do PSO

Tipo do erro	K_{ph}	ΔK_{ph}^{max}	K_{ih}	ΔK_{ih}^{max}	K_{dh}	ΔK_{dh}^{max}	C_{min}
IAE	0,29140	0,39%	0,55496	0,72%	0,20604	0,80%	0,27527 [m.s]
ISE	0,28185	19,03%	0,57167	17,28%	0,29929	0,47%	0,13660 [m.s]
ITAE	0,26913	0,13%	0,49032	0,11%	0,14878	0,13%	0,09065 [m.s]
ITSE	0,26883	6,34%	0,61123	5,61%	0,29583	1,33%	0,01564 [m.s]

Fonte: Autor (2021).

A média dos valores encontrados, é fornecido pela Tabela 4, em que a variação máxima em relação à média dos coeficientes dos controladores é dado pelo seu respectivo ΔK^{max} . O algoritmo foi executado 10 vezes para fornecer um espaço amostral maior, com a finalidade de verificar a convergência para o mesmo valor em todas as execuções do algoritmo. A maior variação nos coeficientes K_{ph} e K_{dh} na função erro ISE está relacionado a um valor de custo que possui mínimos locais. Os valores de custo, neste caso, mesmo sendo próximos, apresentam coeficientes diferentes. Esta particularidade levou à dois valores diferentes para os coeficientes, que são: $K_{ph} = 0,23190$ e $K_{ih} = 0,66580$ na primeira região de mínimo, em que $C = 0,1377$ m.s ou $K_{ph} = 0,2893$ e $K_{ih} = 0,5655$ na segunda região de mínimo, em que $C = 0,1367$ m.s. A região que apresentou o valor de mínimo local de $C = 0,1377$ m.s possui ocorrência de 10% no espaço amostral dos coeficientes.

O desempenho do controlador C_b da Equação (4.2) é descrito pela Tabela 5.

Tabela 5 – Custo de $C_b(s)$ para cada função erro

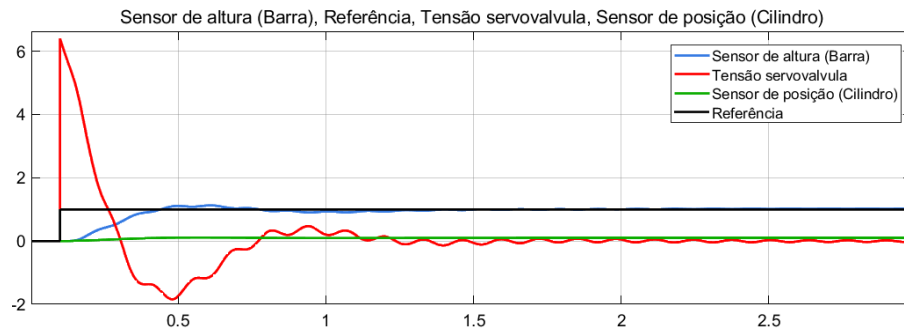
Tipo do erro	C
IAE	0,4798
ISE	0,2081
ITAE	0,5167
ITSE	0,0463

Fonte: Autor (2021).

A forma em que a Tabela 5 é exposta, permite a comparação com os controladores obtidos pelo PSO, nos quesitos de desempenho para cada tipo de erro. É possível verificar comparando as Tabelas 5 e 4, que para qualquer função erro, a otimização é superior ao controlador C_b obtido na Equação (4.2), visto que possuem os menores valores de custo C_i . Por fim, a determinação dos controles otimizados permitiu que o sistema de barras apresentasse um menor tempo de subida, mantendo-se o PSS inalterado.

A composição de controlador PID adotada, com base na Figura 38, é a ITSE, visto que o critério do projeto utiliza o tempo subida e PSS. O controlador otimizado por ITSE, desse modo, apresenta o menor tempo de subida, já que o critério de PSS de todos os modelos apresentam o mesmo valor. A resposta ao degrau do controlador é ilustrado na Figura 39.

Figura 39 – Resposta ao degrau controlador ITSE



Fonte: Autor (2021).

É possível visualizar, na Figura 39, as respostas da malha interna –como a tensão na entrada da servoválvula e posição do cilindro hidráulico– acoplados com controlador ITSE. É perceptível, mesmo com a inserção do filtro derivativo, o comportamento oscilatório reduzido no regime transitório da barra e na tensão de entrada da servoválvula, motivo esse é relacionado com a frequência de corte do filtro estar próximo ao primeiro modo flexível da barra, ocasionando menores atenuações comparado ao segundo modo flexível.

5 CONCLUSÕES

O trabalho desenvolvido, teve o efeito de tangenciar várias áreas do conhecimento da engenharia de modo a chegar um controlador otimizado que alcançasse todas as premissas impostas pelo projeto. Essas premissas consideram todos os limites que se encontra em campo para uma aplicação de manejo das cultivares na agricultura.

A modelagem de sistemas de controle viabilizou uma função de transferência que pudesse ser customizada, na finalidade de recriar as mais condizentes condições do meio de simulação que fossem possíveis, embora possa ter apresentado algumas divergências nas aproximações dos modos de frequência que não interferiram na solução encontrada. A topologia de controladores em cascata foi bem sucedida, visto que a problemática da barra flexível em composição com o sistema hidráulico pôde ser controlada em malha fechada, através dos controladores P e PID.

A posterior otimização do controlador PID pelo algoritmo PSO forneceu um tempo de subida menor quando se comparado com a alocação dos polos do controlador proposto anteriormente. O processo que considerou as funções custo a partir de erros do sistema foram de grande importância para que o sistema convergisse, na finalidade de melhorar o seu desempenho. Tal desempenho forneceu maior faixa de operação para o pulverizador, como aplicações em velocidade superiores, por exemplo. As funções utilizadas para esta conclusão originam-se do custos obtidos entre os controladores do PSO e o controlador C_b .

Uma outra justificativa para utilizar o algoritmo PSO, é que os valores de coeficientes encontrados para o controlador PID não impactaram o arranjo da malha de controle. Dessa forma, ao se embarcar o controlador para um caso real, a simples mudança de coeficiente no controlador já garante uma melhoria no sistema de barras.

Existem várias vertentes que podem ser implementadas a partir deste trabalho, uma delas é o comparativo entre inteligências artificiais para uma função de custo customizada, em que se considere os pesos entre t_s , t_p , PSS , e t_r , ao invés de funções de erro, que pode não ser a melhor estratégia para se otimizar essas variáveis. Outra vertente a ser alcançada é o controle realizado com alimentação da malha interna a partir da força do cilindro hidráulico, comparando-o com o sistema aqui proposto, verificando as diferenças entre sistemas.

REFERÊNCIAS

- ÁLVARO, F. M. A. **MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS**. 1. ed. Porto, Portugal: Universidade do Porto Portugal, 2003. 258 p.
- ÅSTRÖM, K. J.; HÄGGLUND, T. The future of pid control. **Control engineering practice**, Elsevier, v. 9, n. 11, p. 1163–1175, 2001.
- BALSARI, P. et al. Field-crop-sprayer potential drift measured using test bench: effects of boom height and nozzle type. **ScienceDirect**, p. 1–13, nov. 2016.
- BARDEMAKER, J. d. et al. Mechatronic systems, communication, and control in precision agriculture. **IEEE Control Systems Magazine**, p. 1–70, 2001.
- BJØRNSSON, O. H. et al. Dynamic analysis of the intelligent sprayer boom. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON VIBRATION PROBLEMS, 11., 2013, Lisboa, Portugal. **Proceedings**. Odense, Dinamarca: AMPTAC, 2013. p. 1–12.
- BONFIGLIOLI, H. **Agriculture and forestry**. 2018. Disponível em: <https://www.bonfiglioli.com/international/en/sector/agriculture-forestry#sprayers>. Acesso em: 25 set. 2019.
- BORGES, F. A. P. **Controle em cascata de um atuador hidráulico utilizando redes neurais**. 289 p. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2017.
- BRITO, A. G. **Seleção de Estruturas de Modelos Autorregressivos Não-lineares no Domínio da Frequência**. 218 p. Dissertação (Mestrado) — Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, 2013.
- CUNDIFF, J. S. **Fluid power circuits and controls: fundamentals and applications**. 1. ed. Boca Raton, Florida: CRC Press LLC, 2002. 533 p.
- DORF, C. R.; BISHOP, R. H. **Modern control Systems**. 9. ed. New Jersey: Prentice Hall, 2001. 831 p.
- DRMAČ, Z.; GUGERCIN, S.; BEATTIE, C. Quadrature-based vector fitting for discretized h2 approximation. **SIAM Journal on Scientific Computing** **37**, SIAM, p. 625–652, 2015.
- EBERHART, R. C.; SHI, Y. Particle swarm optimization: Developments, applications and resources. **Proceedings of IEEE International Conference on Neural Networks**, IEEE, p. 81–86, 2001.
- FRANKS, R.; WORLEY, C. Quantitive analysis of cascade control. **Ind. and Eng. Chemistry**, ACS Publications, p. 1074–1079, 1956.
- GUO, C.; SONG, Q.; CAI, W. A neural network assisted cascade control system for air handling unit. **IEEE Transactions on Industrial Electronics**, v. 54, n. 1, p. 620–628, 2007.
- GÂȘPĂRESC, G.; GONTEAN, A. Performance evaluation of ultrasonic sensors accuracy in distance measurement. In: INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON ELECTRONICS AND TELECOMMUNICATIONS, 11., 2014, Timisoara, Romania. **Proceedings**. Romania: IEEE, 2015. p. 1–4.

- HOVER, F.; GOSSARD, D.; BARBASTATHIS, G. **Systems, Modeling, and Control II**. Massachusetts, 2007. Transparencias do curso. Disponível em: <https://ocw.mit.edu/courses/mechanical-engineering/2-004-systems-modeling-and-control-ii-fall-2007/#>.
- IBAMA. **Consolidação de dados fornecidos pelas empresas registrantes de produtos técnicos, agrotóxicos e afins, conforme Art. 41 do Decreto nº 4.074/2002**. 2018. Disponível em: <https://dados.contraosagrototoxicos.org/lv/dataset/comercializacao-ibama/resource/28383399-8279-4542-b181-2a4844cb6113>. Acesso em: 25 set. 2019.
- JOHN DEERE. **R4045**. 2018. Disponível em: <https://www.hutsoninc.com/agriculture/sprayers/john-deere-sprayers/4045rn/>. Acesso em: 30 set. 2019.
- KELEMEN, M. et al. Distance measurement via using of ultrasonic sensor. **Journal of Automation and Control**, Science and Education Publishing, v. 3, n. 3, p. 71–74, 2015.
- KENNEDY, J.; EBERHART, R. Particle swarm optimization. **Proceedings of IEEE International Conference on Neural Networks**, IEEE, p. 1942–1948, 1995.
- LI, Y.; ANG, K. H.; CHONG, G. C. Pid control system analysis and design. **IEEE Control Systems Magazine**, IEEE, v. 26, n. 1, p. 32–41, 2006.
- MERRITT, H. E. **Hydraulic control systems**. 1. ed. New York: John Willey Sons, 1967. 358 p.
- MING, L. et al. Application of modelica/mworks on modeling, simulation and optimization for electro-hydraulic servo valve system. **THEORETICAL APPLIED MECHANICS LETTERS**, Elsevier, p. 1–7, 2012.
- MIRJALILI, S. **Simulation of particles in Particle Swarm Optimization**. 2021. Disponível em: <https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/69027-simulation-of-particles-in-particle-swarm-optimization>.
- NASCIMENTO, F. A. F. do et al. Uso da meta-heurística otimização por exame de partículas no planejamento florestal. **Scientia Forestalis**, Sci. For, v. 40, n. 96, p. 557–565, 2012.
- NASRALA NETO, E. N.; LACAZ, F. A. C.; PIGNATI, W. A. Vigilância em saúde e agronegócio: os impactos dos agrotóxicos na saúde e no ambiente. **Ciência Saúde Coletiva**, v. 19, n. 12, p. 4702–4718, 2014. Disponível em: http://www.scielo.br/pdf/csc/v19n12/pt_1413-8123-csc-19-12-04709.pdf. Acesso em: 06 set. 2019.
- NISE, N. S. **Engenharia de Sistemas de Controle**. 3. ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2002. 361 p.
- OGATA, K. **Engenharia de controle moderno**. 5. ed. São Paulo: Pearson, 2013. 808 p.
- OZDEMIR, A. A.; GUMUSSOY, S. Transfer function estimation in system identification toolbox via vector fitting. **IFAC Conference Paper Archive**, Elsevier, p. 6232–6237, 2017.
- RAKSHA, F.; GOLDENBERG, F. F. Dynamics modeling of a single-link flexible robot. **Proc. of Int. Cod. on Robotics and Automation**, IEEE, p. 984–989, 1985.
- SERRANO, M. I. **Controle de força de um servoatuador hidráulico através da técnica de linearização por realimentação**. 109 p. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2007.

SHI, Y.; EBERHART, R. C. Empirical study of particle swarm optimization. **Proceedings of IEEE International Conference on Neural Networks**, IEEE, p. 1945–1950, 1999.

TAVARES, J. M. R. S. **INTRODUÇÃO AO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS**. 1. ed. Porto, Portugal: Universidade do Porto, 1998. 105 p.

VIRVALO, T. Comparing controllers in hydraulic motion control: Power transmission and motion control. London, p. 215–228, 2002.

ZHMUD, V. A. et al. Application of ultrasonic sensor for measuring distances in robotics. **IOP Conf. Series: Journal of Physics**, IOP Publishing, p. 1–9, 2018.

ANEXO A - CÓDIGO FONTE OBTENÇÃO FUNÇÃO DE TRANSFERÊNCIA SISTEMA HIDRÁULICO

Listing 1 – código fonte malha interna

```

1 s = tf('s'); % declaracao para o dominio 's'
2 m = 114;      % massa total da barra [kg]
3 L = 10;      % comprimento total da barra [m]
4 Lp = 0.7;    % distancia entre origem da barra e o ponto final de
               atuacao do pistao [m]
5 Lsh = 0.7;   % distancia entre a origem e o sensor de do cilindro
               hidraulico [m]
6 alpha = 70*pi/180; % angulo entre a linha de atuacao do pistao e L2
7 B = 3e3;     % atrito viscoso [Ns/m]
8 beta1 = 7e8; % modulo de bulk
9 rho = 0.8838; % densidade do oleo do pistao
10 A1 = 3.848e-3; % Area de secao pistao
11 Ps = 100e5; % pressao da bomba de alimentacao
12 Vt = 0.3*3.848e-3; % volume total do embolo
13 g = 9.81; % gravidade
14 Cd = 0.6; % coeficiente de descarga
15 w = 5e-3; % fator de area da servovalvula
16 Po = 70e5; % pressao do ponto de operacao PL
17 xo = 2e-3; % posicao do carretel da servovalvula no ponto de operacao
18 Ctp = 5e-10; % coeficiente de vazamento total [Pa.m^3/s]
19 % Parametros Relativos
20 J = ((m*L^2)/3); % Momento polar de inercia
21 Kq = Cd*w*sqrt((Ps - Po)/rho); % Coef linearizacao de Pl da servovalvula
22 Kc = Cd*xo*w*sqrt((Ps - Po)/rho)/(2*Ps-Po); % Coef linearizacao de Xv da
               servovalvula
23 K3 = Vt*J/(Lsh*4*beta1*A1*sin(alpha)*Lp); % fator de terceira ordem da FT
24 K2 = ((Kc*J/Lsh)+(Ctp*J/Lsh)+(Vt*B*Lp/(4*beta1*Lsh)))/(Lp*sin(alpha)*A1)
               ; % fator de segunda ordem da FT
25 K1 = Kc*B/(A1*Lsh*sin(alpha)) + (A1*Lp/Lsh) + (Ctp*B/(A1*Lsh*sin(alpha)))
               ; % fator de primeira ordem da FT
26 K0 = 0; % fator da ordem zero da FT
27 Ks1 = 1; % ganho do sensor de posicao
28 Kux = 1/2400; % ganho da entrada de tensao x posicao carretel da FT
29 Kph = 3.25; % ganho do controlador proporcional para a malha interna
30 Gma = tf([Kux*Kq],[ K3 K2 K1 K0 ]); % FT de malha aberta
31 [r, p, k] = residue([Kux*Kq],[ K3 K2 K1 K0 ]); % fracoes parciais do
               sistema de terceira ordem

```

```
32 Gh_reduction = ((r(2)/(s-p(2))) + (r(3)/(s-p(3))))); % fun  o
    simplificada de segunda ordem
33 Gmf =          feedback(series(Kph,Gma),1); % malha fechada da planta
34 Ghmf_reduction = feedback(series(Kph,Gh_reduction),1); % malha fechada da
    planta reduzida
35 rlocus(Gh_reduction,10);
36 hold on;
37 title(['Lugar das raizes $ G_{h} $'],'Interpreter','latex','fontsize',18)
```

ANEXO B - ALGORITMO PSO

Listing 2 – função principal algoritmo PSO

```

1 clear all
2 close all
3 clc
4 % informacos da populacao e dimensao
5 noP =300;
6 nVar = 3;
7 % definicoes da funcao auxiliar de custo
8 fobj = @ObjectiveFunction;
9 lb = 0 * ones(1,nVar) ;
10 ub = [2, 3, 0.3];
11 % parametros PSO
12 Max_iteration = 50;
13 Vmax=6;
14 wMax=0.9;
15 wMin=0.2;
16 c1=2;
17 c2=2;
18 cg_curve = zeros(1,Max_iteration);
19
20 idx = 1;
21 show_vel = 1;
22 GBEST = zeros(4,3);
23
24 s = tf('s');
25 Gbma = tf([-1.653e06 1.864e09 1.93e11],[1 53.3 2.956e04 9.708e05 2.393e08
2.257e09 4.149e11]);
26 Gbma = 21.51*Gbma;
27 Kph = 3.25;
28 Ghma = ( (-0.0002431*s + 0.7955)/(s^2 + 1.882*s) );
29 Ghmf = feedback(series(Kph,Ghma),1);
30 H = series(Ghmf,Gbma);
31
32 for plots = 1:10
33     ax(plots) = subplot(5,2,plots);
34 end
35 % instancia da populacao
36 for t1 = 1: length (Kp)
37     for t2 = 1: length (Ki)

```

```

38     for t3 = 1: length (Kd)
39         Swarm.Particles(idx).X = [Kp(t1),Ki(t2),Kd(t3)];
40         idx = idx+1;
41     end
42 end
43 end
44
45 for maxit = 1:10
46     % inicializacao de parametros da populacao
47     for k = 1: noP
48         Swarm.Particles(k).V = rand(1,nVar); %velocidade inicial
49         Swarm.Particles(k).PBEST.X = rand(1,nVar)*Vmax; % melhor posicao
           inicial aleatoria
50         Swarm.Particles(k).PBEST.O= inf; % custo inicial a ser reduzido
51     end
52
53     Swarm.GBEST.X=zeros(1,nVar);
54     Swarm.GBEST.O= inf;
55     for errors=1:4
56         for t=1:Max_iteration % loop principal
57             for k=1:noP
58                 %calcula funcao custo para cada particula
59                 Swarm.Particles(k).O=fobj( Swarm.Particles(k).X ,errors);
60
61                 if(Swarm.Particles(k).O < Swarm.Particles(k).PBEST.O)
62                     Swarm.Particles(k).PBEST.O = Swarm.Particles(k).O;
63                     Swarm.Particles(k).PBEST.X = Swarm.Particles(k).X;
64                 end
65                 if(Swarm.Particles(k).O < Swarm.GBEST.O)
66                     Swarm.GBEST.O = Swarm.Particles(k).O;
67                     Swarm.GBEST.X = Swarm.Particles(k).X;
68                 end
69             end
70
71             %atualizacao de inercia
72             w=wMax-t*((wMax-wMin)/Max_iteration);
73
74             %atualizacao de velocidade e posicao das particulas
75             for k=1:noP
76                 Swarm.Particles(k).V = w .* Swarm.Particles(k).V + ...
           % inercia
77                 c1 .* rand(1,nVar) .* (Swarm.Particles(k).PBEST.X -
           Swarm.Particles(k).X ) + ... % cognitivo
78                 c2 .* rand(1,nVar).* (Swarm.GBEST.X - Swarm.Particles
           (k).X) ; % social
79
80                 index = find(Swarm.Particles(k).V > Vmax);

```

```

81         Swarm.Particles(k).V(index) = Vmax*rand;
82
83         index = find(Swarm.Particles(k).V < -Vmax);
84         Swarm.Particles(k).V(index) = -Vmax*rand;
85         Swarm.Particles(k).X = Swarm.Particles(k).X + Swarm.
            Particles(k).V;
86         indx = find( Swarm.Particles(k).X > ub);
87         Swarm.Particles(k).X (indx) = ub(1);
88
89         indx = find( Swarm.Particles(k).X < lb);
90         Swarm.Particles(k).X (indx) = lb(1);
91     end
92     cg_curve(errors,maxit) = Swarm.GBEST.O;
93     Swarm.GBEST.O;
94 end
95 %armazena valores de custo e coeficientes
96 Cb = pid(Swarm.GBEST.X(1), Swarm.GBEST.X(2), Swarm.GBEST.X(3)
            ,1/5.7368);
97 Swarm.GBEST.X
98 Hmf = feedback(series(Cb,H),1);
99 subplot(ax(maxit));
100 step(Hmf)
101 hold on;
102 end
103 end

```

Listing 3 – cálculo do custo C_i

```

1 function [ O ] = ObjectiveFunction (PID,methodSelect)
2     s = tf('s'); % utilizacao dominio 's'
3     Gbma = tf([-1.653e06 1.864e09 1.93e11],[1 53.3 2.956e04 9.708e05
            2.393e08 2.257e09 4.149e11]); % funcao de transferencia em malha
            aberta
4     Gbma =21.51*Gbma; % ganho
5     Kph = 3.25; % controlador da manha interna
6     Ghma =( ( -0.0002431*s + 0.7955)/(s^2 + 1.882*s) ); % funcao de
            transferencia sistema hidraulico
7     Ghmf = feedback(series(Kph,Ghma),1); % funcao de transferencia malha
            fechada da malha interna
8     H = series(Ghmf,Gbma); malha aberta do sistema em cascata
9     Cb = pid(PID(1),PID(2),PID(3),1/5.7368); % obtencao controlador pid
            com filtro
10    Hmf = feedback(series(Cb,H),1); % malha fechada Hmf
11    t = linspace(0,10,1e4); % vetor de tempo
12    y = step(Hmf,t); % degrau unitario na malha fechada Hmf ate o tempo

```

```
        final de t
13     e = 1 - y; % calculo do erro
14     switch methodSelect
15         case 1
16             O = trapz(t,abs(e));           % IAE
17         case 2
18             O = trapz(t,e.^2);           % ISE
19         case 3
20             O = trapz(t, t'.*abs(e));     % ITAE
21         case 4
22             O = trapz(t, t'.*(e.^2));     % ITSE
23         otherwise
24             O = 1;
25     end
26     S = stepinfo(Hmf); % obtencao de parametros do sistema
27     if (isstable(Hmf) == 0 || S.Overshoot > 12.5 || S.PeakTime > 1.3 || S
        .RiseTime > 0.86 || S.SettlingTime > 3.6) % criterios de projeto
28         O = 1;
29         return;
30     end
31 end
```