

AFONSO SANCHES SERRANO

**DESENVOLVIMENTO DE OBSERVADORES DE ESTADO
PARA CONTROLAR A SUSPENSÃO DE VEÍCULOS
AUTOMÓVEIS**



UNIVERSIDADE DO ALGARVE
Instituto Superior de Engenharia
2022

AFONSO SANCHES SERRANO

**DESENVOLVIMENTO DE OBSERVADORES DE ESTADO
PARA CONTROLAR A SUSPENSÃO DE VEÍCULOS
AUTOMÓVEIS**

**Mestrado em Engenharia Eletrotécnica e de Computadores
Especialidade em Sistemas de Energia e Controlo**

**Trabalho efetuado sob a orientação de:
Professor Doutor Isménio Lourenço Eusébio Martins**



**UNIVERSIDADE DO ALGARVE
Instituto Superior de Engenharia
2022**

DESENVOLVIMENTO DE OBSERVADORES DE ESTADO PARA CONTROLAR A SUSPENSÃO DE VEÍCULOS AUTOMÓVEIS

Declaração de autoria de trabalho

Declaro ser o autor deste trabalho, que é original e inédito. Autores e trabalhos consultados estão devidamente citados no texto e constam da listagem de referências incluída.

I hereby declare to be the author of this work, which is original and unpublished. Authors and works consulted are properly cited in the text and included in the reference list.

(Afonso Sanches Serrano)

©2022, AFONSO SANCHES SERRANO

A Universidade do Algarve reserva para si o direito, em conformidade com o disposto no Código do Direito de Autor e dos Direitos Conexos, de arquivar, reproduzir e publicar a obra, independentemente do meio utilizado, bem como de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição para fins meramente educacionais ou de investigação e não comerciais, conquanto seja dado o devido crédito ao autor e editor respetivos.

The University of the Algarve reserves the right, in accordance with the terms of the Copyright and Related Rights Code, to file, reproduce and publish the work, regardless of the methods used, as well as to publish it through scientific repositories and to allow it to be copied and distributed for purely educational or research purposes and never for commercial purposes, provided that due credit is given to the respective author and publisher.

Resumo

O observador de estados tem a função de estimar um vetor de estados a partir da saída ou das entradas e saídas de um determinado sistema, evitando eventuais falhas de sensores, baixa fiabilidade e elevado custo económico associados aos mesmos, e também quando é impossível de medir diretamente as variáveis de estado estimadas.

Tendo em conta que o sistema a ser observado é uma suspensão automóvel, é impossível medir as perturbações devidas às irregularidades da via de circulação, restando para medida a saída do sistema, a aceleração da massa suspensa e da não suspensa, utilizando acelerómetros.

Nesta dissertação é proposta a utilização dum observador de estados assintótico, o qual possui como peculiaridade a ausência da entrada do sistema na estimação do vetor de estados, utilizando somente a saída do sistema em questão, que é a aceleração da massa suspensa, no qual em termos de medição, aumenta-se a facilidade e praticidade consideravelmente.

A verificação experimental é realizada em ambiente MATLAB e SIMULINK. São apresentadas simulações tanto do observador assintótico sobre uma suspensão passiva simples quanto sobre uma suspensão passiva mais complexa, tendo em conta a não linearidade da deformação do pneu, assim como do seu coeficiente de amortecimento.

Na análise dos resultados, compara-se a estimativa dos estados do sistema original com estados do observador projetado, tanto no sistema mais simples quanto no complexo. O erro é originado da ausência da entrada nas estimativas. Entretanto, os erros obtidos foram consideravelmente baixos. Sendo assim, o uso do observador de estados assintótico em suspensões passivas mostrou realizar boas estimativas e cumprir com o proposto.

Palavras chave: Suspensão automóvel, observador de estados.

Abstract

The space-state observer or estimator has the function of estimating a state vector from the output or inputs and outputs of a given system, in this way, avoiding possible sensor failures, low reliability and high costs associated with them, and also when it is impossible to directly measure the estimated state variables.

Considering that the system to be observed is an automobile suspension, it is impossible to measure the disturbances due to the irregularities of the roadway. This leaves the output of the system, the acceleration of the suspended and unsuspended mass, to be measured using accelerometers.

In this dissertation we propose the use of an asymptotic state observer, which has as peculiarity the absence of the system input in the estimation of the state vector, using only the output of the real system, which is the suspended mass acceleration, which in a matter measurement, increases the ease and practicality considerably.

The experimental verification is performed in MATLAB and SIMULINK environment. Simulations of both the asymptotic observer on a simple passive suspension and a more complex passive suspension are presented, taking into account the nonlinearity of the tire deformation as well as its damping coefficient.

In the analysis of the results, the estimate of the states of the real system is compared with states of the designed observer on both the simpler and the more complex system. The error is originated from the absence of the input in the estimator. However, the errors obtained were considerably low. Therefore, the use of the asymptotic state observer in passive suspensions has been shown to perform good estimates and to comply with what was proposed.

Keywords: Vehicle suspension, space-state observers.

Agradecimentos

A realização deste trabalho somente foi possível com o suporte de diversas pessoas, em especial:

Ao professor Doutor Isménio Martins, Professor Coordenador da Universidade do Algarve, por me ter guiado em toda a trajetória da elaboração desta presente dissertação, desde a sua concepção, com a sugestão do tema, a orientação, a compreensão e apoio para que a mesma se tornasse possível de concretizá-la.

À minha família, em especial aos meus pais, que estiveram sempre a me ajudar em todos os aspetos para que eu tivesse forças e meios para escrever este texto, mesmo longe da minha terra natal.

Aos meus amigos que em todos os momentos se fizeram presentes para dar o devido incentivo.

Conteúdo

Lista de Tabelas	viii
Lista de Figuras	ix
Lista de Abreviaturas	xi
Lista de Símbolos	xii
Capítulo 1 Introdução	1
1.1 Definição do problema	3
1.1.1 Fontes do problema	3
1.2 Objetivos	6
1.3 Estrutura da dissertação	6
1.4 Estado da arte	8
1.4.1 História das suspensões	8
1.4.2 História dos observadores	10
1.4.3 Observadores	12
1.5 Suspensões	16
1.5.1 Suspensões passivas	17
1.5.2 Suspensões semi-ativas	18
1.5.3 Suspensões ativas	18
1.5.4 Modelos de suspensões	19
1.6 Segurança e normas	20
1.6.1 Pontos de medição	21
1.6.2 Avaliação da medição	22
1.6.3 Efeito das vibrações na saúde	24
1.6.4 Efeito das vibrações no conforto e percepção	25
1.6.5 Efeitos da vibração na incidência do enjoo ao movimento	27
Capítulo 2 Modelo dinâmico das suspensões	29
2.1 Modelo simplificado da suspensão passiva	30
2.1.1 Modelo da suspensão passiva com amortecimento do pneu	33
Capítulo 3 Simulação dos sistemas de suspensões	36
3.1 Matrizes, constantes e entrada	38
3.1.1 Sinal de entrada	38
3.1.2 Valores das constantes	38
3.2 Simulação da dinâmica da Suspensão passiva	39
3.2.1 Simulação da dinâmica da Suspensão passiva simples	39
3.2.2 Simulação da dinâmica da suspensão passiva com atrito	43

3.3	Suspensão ativa	48
3.3.1	Suspensão ativa simples	48
3.3.2	Suspensão ativa com atrito	52
Capítulo 4	Implementação dos Observadores de estado	56
4.1	Observador assintótico sobre suspensão passiva simples	57
4.2	Observador assintótico sobre suspensão passiva complexa	61
4.3	Observador assintótico sobre suspensão passiva com atrito	65
4.4	Observador assintótico sobre suspensão ativa	68
4.5	Observador assintótico sobre suspensão ativa com atrito	72
Capítulo 5	Conclusões	75
5.1	Análise dos observadores	76
5.2	Conclusões Gerais	78
5.3	Trabalhos futuros e perspectivas	80
Bibliografia	81

Lista de Tabelas

1.1	Reacções, consoantes a variação da amplitudes de vibração	26
3.1	Mapa de constantes a utilizar nas simulações	38
5.1	Valores de erros máximos para o estimador de estados	76
5.2	Valores de erros máximos para o estimador de estados	76
5.3	Valores de pico para o sistema e observador em suspensão passiva com atrito	77
5.4	Valores de pico para o sistema e observador em suspensão ativa	77
5.5	Valores de pico para o sistema e observador em suspensão ativa com atrito	78

Lista de Figuras

1.1	Leitura dum acelerómetro sob as mesmas vibrações (Sharma et al., 2010).	4
1.2	Exemplo de falha curta (Sharma et al., 2010).	5
1.3	Exemplo de falha continua (Sharma et al., 2010).	6
1.4	Sege de quatro rodas, final do séc. XVIII (Fundação da Casa de Bragança, 2012).	8
1.5	Landau do Regicídio, de 1875 (F. J. Oliveira, 2012).	9
1.6	Observador de estados em malha aberta (Chen, 1984)	13
1.7	Observador de estados assintótico (Chen, 1984).	14
1.8	Gráfico para determinar o lugar das raízes do observador (Fleury and Donha, 2017).	16
1.9	Esquema duma suspensão passiva (Jornal Farol Alto, 2014).	17
1.10	Esquema duma suspensão semi-ativa Rashid et al. (2008).	18
1.11	Esquema duma suspensão ativa (Elattar et al., 2016).	19
1.12	Representação de posicionamento dos sensores (ISO 2631-1, 1997).	22
1.13	Zonas de vigilância, de orientação no que se refere à saúde (ISO 2631-1, 1997).	25
2.1	Representação do modelo <i>quarter-car</i> (Zhao et al., 2016).	30
2.2	Representação do modelo <i>quarter-car</i> (Zhao et al., 2016).	33
3.1	Representação em blocos do modelo da suspensão passiva.	40
3.2	Aceleração da massa suspensa- Perturbação de 1 Hz com 2,54 cm de amplitude.	41
3.3	Curso da suspensão-Perturbação de 1 Hz com 2,54 cm de amplitude.	41
3.4	Deformação do pneu-Perturbação de 1 Hz com 2,54 cm de amplitude.	42
3.5	Diagrama do blocos a representar a suspensão passiva com atrito.	44
3.6	Força de atrito representada por FF (Rajamani and Hedrick, 1995).	45
3.7	Aceleração da massa suspensa-Perturbação de 1 Hz com 2,54 cm de amplitude.	46
3.8	Curso da suspensão - Perturbação de 1 Hz com 2,54 cm de amplitude.	46
3.9	Deformação do pneu - Perturbação de 1 Hz com 2,54 cm de amplitude.	47
3.10	Diagrama de blocos a representar sistema com suspensão ativa.	49
3.11	Aceleração da massa suspensa-Perturbação de 1Hz com 2,54cm de amplitude.	50
3.12	Curso da suspensão-Perturbação de 1Hz com 2,54cm de amplitude.	50
3.13	Deformação do pneu-Perturbação de 1Hz com 2,54cm de amplitude.	51
3.14	Diagrama de blocos a representar sistema com suspensão ativa e atrito.	53
3.15	Aceleração da massa suspensa-Perturbação de 1 Hz com 2,54 cm de amplitude.	54

3.16	Curso da suspensão-Perturbação de 1 Hz com 2,54 cm de amplitude. . .	54
3.17	Deformação do pneu-Perturbação de 1 Hz com 2,54 cm de amplitude. .	55
4.1	Diagrama de blocos para observador e sistema	58
4.2	Erro do estado X1 - Posição da massa suspensa	59
4.3	Erro do estado X2 - Posição da massa não suspensa	59
4.4	Erro do estado X3 - Velocidade da massa suspensa	60
4.5	Erro do estado X4 - Velocidade da massa não suspensa	60
4.6	comparação entre estado X1 medido do sistema e estado X1 estimado pelo observador	61
4.7	Erro do estado X1 - Posição da massa suspensa	62
4.8	Erro do estado X2 - Posição da massa não suspensa	62
4.9	Erro do estado X3 - Velocidade da massa suspensa	63
4.10	Erro do estado X4 - Velocidade da massa não suspensa	63
4.11	Diagrama de blocos do sistema e observador.	66
4.12	comparação entre estado X1 medido do sistema e estado X1 estimado pelo observador	66
4.13	comparação entre estado X2 medido do sistema e estado X2 estimado pelo observador	67
4.14	comparação entre estado X3 medido do sistema e estado X3 estimado pelo observador	67
4.15	comparação entre estado X4 medido do sistema e estado X4 estimado pelo observador	68
4.16	Suspensão ativa e observador em diagrama de blocos.	69
4.17	comparação entre estado X1 medido do sistema e estado X1 estimado pelo observador	70
4.18	comparação entre estado X2 medido do sistema e estado X2 estimado pelo observador	70
4.19	comparação entre estado X3 medido do sistema e estado X3 estimado pelo observador	71
4.20	comparação entre estado X4 medido do sistema e estado X4 estimado pelo observador	71
4.21	Suspensão ativa com atrito e observador em diagrama de blocos.	72
4.22	comparação entre estado X1 medido do sistema e estado X1 estimado pelo observador	73
4.23	comparação entre estado X2 medido do sistema e estado X2 estimado pelo observador	73
4.24	comparação entre estado X3 medido do sistema e estado X3 estimado pelo observador	74
4.25	comparação entre estado X4 medido do sistema e estado X4 estimado pelo observador	74

Lista de Abreviaturas

ADS	-Sistema de amortecimento adaptativo
A/D	- Analógico-digital
FC	-Factor de crista
ISO	- <i>International Organization for Standardization</i>
LIT	-Linear Invariante no Tempo
MSDV	-Valor da dose de enjoo de movimento
RMS	- <i>Root Mean Square</i>

Lista de Símbolos

A	-Matriz da dinâmica da equação de estado.	
a	-Aceleração	[m/s ²]
B	-Matriz de entrada de controlo	
B _s	-Coeficiente de amortecimento da suspensão	[N/m/s]
B _t	-Coeficiente de amortecimento do pneu	[N/m/s]
B _u	-Coeficiente de rigidez do pneu	[N/m/s]
C	-Matriz de saída	
D	-Matriz de ligação directa entre o controlo e a saída	
f	-Frequência de oscilação	[Hz]
FF	-Força de atrito na suspensão	[N]
F _{ativ}	-Componente activa da força de um actuador	[N]
F _s	-Força actuante sobre massa suspensa	[N]
F _u	-Força actuante sobre massa não suspensa	[N]
F _R	-Força resultante	[N]
F _K	-Força elástica	[N]
F _B	-Força de amortecimento	[N]
F _{K_s}	-Força elástica da massa suspensa	[N]
F _{B_s}	-Força de amortecimento da suspensão da massa suspensa	[N]
F _{B_u}	-Força de amortecimento do pneu	[N]
F _{K_u}	-Força elástica da massa não-suspensa	[N]

FC	-Factor de crista	
g	-Aceleração da gravidade	[m/s ²]
G _{ativ}	-Constante multiplicadora da Força da suspensão ativa	[N/m/s]
I	-Matriz identidade	
K _s	-Coeficiente de rigidez da mola da suspensão	[N/m]
K _u	-Coeficiente de rigidez do pneu	[N/m]
L	-Matriz de ganhos do observador	
M _o	-Matriz Observabilidade	
m _s	-Um quarto da massa suspensa do veículo	[kg]
m _u	-Massa não suspensa do veículo	[kg]
P _E	-Probabilidade de sintomas de enjoo.	
t	-Tempo	[s]
t ₀	-Tempo inicial	[s]
u	-Vector das entradas de controlo	
x	-Vector das variáveis de estado	
\hat{x}	-Vector das variáveis de estado do observador	
Z _s	-Posição vertical da massa suspensa	[m]
Z _u	-Posição vertical da massa não suspensa	[m]
Z _r	-Perturbação devida às irregularidades da via de circulação	[m]

— *It always seems impossi-
ble until it's done.*

Nelson Mandelas

1

Introdução

A teoria do controlo, com o passar do tempo, tem vindo a se transformar e adaptar às crescentes solicitações da indústria e do meio académico, de modo se poder obter um melhor entendimento a nível teórico, laboratorial e prático. Utilizando modelos matemáticos e simulações computacionais, pode-se estimar, analisar e controlar o comportamento de uma determinada variável em sistemas de diversas naturezas, sejam eles mecânicos, eléctricos, ou híbridos. A necessidade de produtos de maior qualidade, e que sigam critérios de produção mais rigorosos a partir de exigências sejam elas do usuário final, da concorrência, ou de parâmetros de qualidade internos serve como fomento para o desenvolvimento de técnicas de controlo que satisfaçam tais exigências. Um exemplo disto é a evolução das suspensões automóveis. De acordo com Okabe (2003, pg. 30-35), desde os primeiros protótipos, que consistiam em tiras de

couro que sustentavam a carruagem em coches, e que ficavam suspensas, na tentativa de absorver qualquer trepidação gerada por pedras e buracos no caminho até às modernas suspensões ativas, hidráulicas ou magnéticas, que antecipam e se ajustam de acordo com o terreno, com coeficientes de elasticidade ou viscosidade variáveis, e que necessitam ser medidas e monitorizadas. Um dos modos de medir estas variáveis é com a utilização de sensores, mas que dependendo da situação, podem ser de difícil aplicação. Segundo Ellis (2002), existem 4 possíveis problemas causados por sensores:

- São caros;
- A cablagem dos sensores reduz a versatilidade do sistema;
- Inacessibilidade devido à construção física;
- Possuem erros de medida, como o ruído estocástico e podem ter uma resposta limitada.

Os observadores podem ser utilizados de modo a mitigar estes problemas, reduzindo a quantidade de sensores necessários.

Os Observadores são algoritmos (que também podem ser representados por um diagrama de blocos em malha fechada ou aberta), que combinam os sinais de entrada e saída do sistema original com outras variáveis conhecidas do mesmo, criando uma "cópia" do protótipo, e assim, tornando acessíveis sinais que antes não eram, ou seja, seus respetivos estados. Tais sinais **observáveis** geralmente são mais precisos, baratos e confiáveis em comparação com os sensores em si (Ellis, 2002).

Nesta dissertação será feito um estudo teórico e prático sobre observadores de estado e suas variantes, assim como a sua aplicação à suspensões de veículos automóveis.

1.1 Definição do problema

Nesta seção serão explicados detalhadamente as dificuldades e a motivação para o uso de observadores.

1.1.1 Fontes do problema

O uso de sensores para a medida de variáveis físicas têm se mostrado de difícil implementação devido ao seu elevado custo, difícil implementação, segurança, e influência de outros ruídos externos. Em Kyoungseok Hanl (2014), afirma-se que sensores de binário e pressão dificilmente são encontrados em veículos devido à sua difícil instalação, serem dispendiosos e terem problemas de manutenção. Ainda em Saadi et al. (2018), afirma-se que os sensores de posição analógicos possuem um alto custo de manutenção, uma vida útil limitada estão sujeitos a falhas de segurança, devido a defeitos.

Salienta-se também que para a obtenção de outras variáveis a partir da medição de somente um acelerômetro na massa suspensa, em um primeiro instante pensa-se que seria somente realizar a integral da curva da aceleração para obter, por exemplo, a velocidade da massa suspensa. Entretanto, como se sabe a partir da teoria geral do cálculo, à integral de um determinado valor sempre se soma uma constante. Em termos de sensores, a adição de um valor contínuo à medida seria de difícil supressão, levando a uma baixa fiabilidade no método.

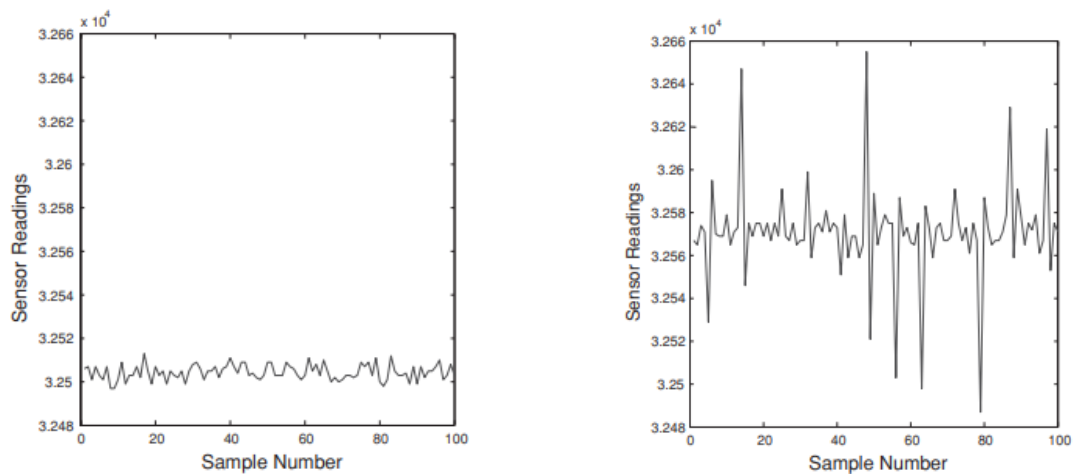
Sharma et al. (2010) enumera as falhas em sensores em três tipos: Falhas por ruído; falhas pontuais; e falhas contínuas.

Falhas por ruído

No caso das falhas por ruído, a variância das leituras é aumentada de maneira considerável. Ao contrário das falhas pontuais, onde a variância é alta somente para uma única amostra, a falha por ruído ocorre de maneira sucessiva, seja para variâncias negativas ou positivas. Na figura 1.1a são mostradas as leituras dum acelerômetro que está a ser alimentado pela sua tensão nominal, e que realiza a a leitura de vibrações

1.1. DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

(grupo de controlo). Percebe-se uma variância pequena em relação a um valor central, com baixa amplitude. Na figura 1.1b vê-se o mesmo acelerómetro submetido às mesmas vibrações que no grupo de controlo, entretanto com uma alimentação abaixo do nominal especificado pelo fabricante, o que já é suficiente para causar discrepância nos valores lidos. Isso deve-se ao conversor A/D, que quando está subalimentado, faz a conversão dos valores analógicos de tensão medidos pelo transdutor do sensor em valores binários errados, ocasionando as **falhas por ruído**.



(a) Tensão de alimentação do sensor a 6 V

(b) Tensão de alimentação a menos de 5 V

Figura 1.1: Leitura dum acelerómetro sob as mesmas vibrações (Sharma et al., 2010).

Falhas pontuais

As falhas pontuais são designadas por uma ou poucas amostras anormais (de alta variância) que estão entre duas amostras normais (baixa variância em relação ao valor médio), gerando picos. Segundo Ni et al. (2009) tais falhas podem ser originadas devido a defeitos de comunicação entre o software e os sensores, ou então no momento do registo de dados. Um exemplo de falhas pontuais é mostrado na figura 1.2.

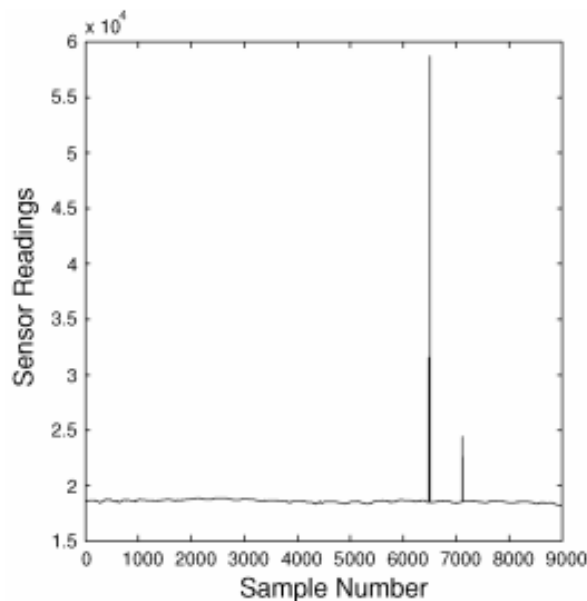


Figura 1.2: Exemplo de falha curta (Sharma et al., 2010).

Falhas contínuas

No caso das falhas contínuas, o sensor transmite um valor constante para um grande número de amostras sucessivas. O valor constante transmitido ou é muito alto ou muito baixo, em comparação com as leituras "normais" dos sensores (Figura 1.1a) e não correlacionadas com fenômenos físicos subjacentes.

O sensor informa valores discrepantes (não tanto quanto a falha pontual), mas de maneira constante e alternada, gerando o padrão mostrado na figura 1.3, à semelhança de uma onda quadrada como nos intervalos mostrados.

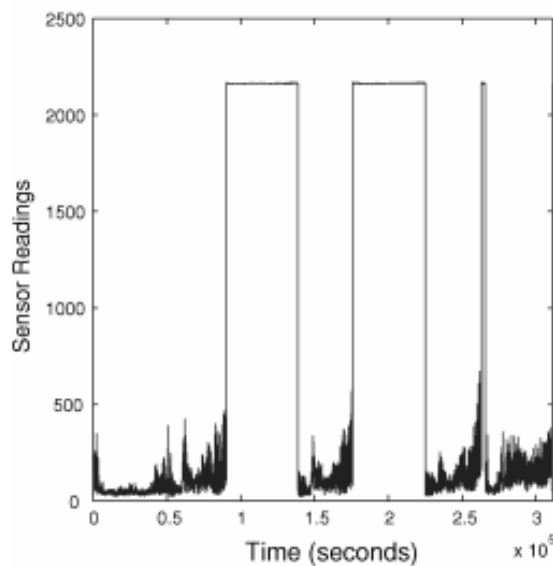


Figura 1.3: Exemplo de falha contínua (Sharma et al., 2010).

Vale a pena salientar que as falhas supracitadas não precisam necessariamente ocorrer de maneira isolada, muitas vezes um determinado fator pode ocasionar dois ou mais tipos de falha ao mesmo tempo.

1.2 Objetivos

O uso de Observadores mostra uma possível alternativa para a obtenção de medidas indiretas dos estados, em comparação com os tradicionais sensores analógicos evitando os eventuais problemas previamente citados, devidos pelo uso destes. A partir da medição de somente um sensor, estima-se o vetor de estados do sistema, e contorna-se o problema de custos, eventuais falhas nos sensores e o aparecimento de valores contínuos no caso de integração direta do gráfico de aceleração da massa suspensa.

1.3 Estrutura da dissertação

Esta dissertação está organizada em cinco capítulos. No primeiro capítulo, Introdução, são abordados os seguintes aspetos: definição do problema, e principais motivações para realização deste trabalho. Em seguida, ainda no mesmo capítulo, a partir dos pro-

blemas e motivos já explicitados, os objetivos a ser atingidos. É efetuada a abordagem e estudo teórico sobre o tema principal da dissertação, nomeadamente, o estado da arte, contemplando respetivamente os seguintes temas: história das suspensões, modelação no espaço de estados, observadores, suspensões e seus modelos, de modo geral. No final do capítulo estuda-se a normal internacional ISO 2631-1:1997 que descreve toda a normalização relativa às vibrações, em termos de saúde do utente e a legislação, no que toca ao melhor conforto e utilização duma viatura.

No segundo capítulo, é apresentada com formalidade matemática o projeto e simulação de modelos dinâmicos que representam o conjunto solo, pneu, suspensão, massa suspensa e não-suspensa e seus respetivos comportamentos mediante vibrações advindas de irregularidades presentes no solo, assim como a obtenção de todos os parâmetros necessários (como valores de constantes e inserção de sensores no sistema) de modo que se possa obter uma simulação que corresponda ou que se aproxime de um sistema real, tendo em conta limitações do software a ser usado. Em seguida apresenta-se o modelo matemático de um observador que possa estimar os estados que convencionalmente seriam inobserváveis devido às limitações previamente mencionadas. O terceiro capítulo trata da implementação em software SimuLink¹ e da técnica utilizada para simulação e testes de validação do modelo e observador.

No quarto capítulo discute-se a aplicação do observador projetado no sistema mecânico simulado, com e sem suspensão ativa e resultados.

E por último, no quinto capítulo, análise dos resultados, conclusões e possíveis trabalhos futuros.

¹*Software* desenvolvido pela companhia MathWorks, é uma ferramenta para modelagem, simulação e análise de sistemas dinâmicos. Sua interface primária é uma ferramenta de diagramação gráfica por blocos e bibliotecas customizáveis de blocos. O software oferece alta integração com o resto do ambiente MATLAB.

1.4 Estado da arte

1.4.1 História das suspensões

O espaço de estudo é limitado, a nível histórico, para as suspensões a partir de seus primórdios, no século VIII. Em Kenneth (2000), descrevem-se as primeiras tentativas de realização de suspensões. Na esperança de diminuir as vibrações causadas pelo relevo, as carruagens eram sustentadas na suas quatro pontas com tiras de vime ou couro, que eram posteriormente ligadas ao grupo das rodas, como é mostrado na figura 1.4, que revela uma Sege², construída no final do século XVIII, e que é um forte exemplo da tecnologia empregada na época.



Figura 1.4: Sege de quatro rodas, final do séc. XVIII (Fundação da Casa de Bragança, 2012).

Posteriormente, em 1804, com o desenvolvimento das forjas e surgimento de novas ligas metálicas, foi possível desenvolver novos tipos de suspensões. Obadiah Elliot desenvolveu suspensões feitas por molas, constituídas por duas lâminas opostas em cada uma das rodas, diminuindo a massa dos pesados chassis que haviam na época, como é mostrado na figura 1.5.

As carruagens puxadas por cavalos caracterizaram a paisagem da rua até ao início do século XX, mas o advento do automóvel, que Gottlieb Daimler e Carl Benz desenvolveram independentemente um do outro em 1886, estabeleceu um conjunto completamente novo de requisitos em comparação com os associados às carruagens puxadas por cavalos - em particular no que diz respeito à suspensão: era necessário fazer face a

²Antiga carruagem fechada, de duas ou quatro rodas, varais e um só assento, com a frente fechada por cortinas ou vidraça e puxada por dois cavalos.

velocidades mais elevadas, sem pôr em perigo os utentes da estrada. Gottlieb Daimler e Carl Benz adotaram abordagens diferentes: enquanto Benz tomou a bicicleta como ponto de partida para a sua *Patent Motor Car* e utilizou uma cabeça de direcção e rodas de arame, o veículo da Daimler baseava-se numa carruagem equipada com um sistema de direcção (Ernst, 2021).

A tecnologia evoluiu rapidamente. Em 1889, Wilhelm Maybach, o brilhante engenheiro de design da Daimler, desenvolveu o "carro com rodas de arame". Tal como o veículo Benz, este agora também tinha um chassis que estava completamente divorciado do mundo da construção de carruagens. Houve também grandes progressos no desenvolvimento dos motores, que se tornaram cada vez mais potentes, tornando os carros mais rápidos, mas também mais pesados - um fator que colocou novas exigências à suspensão. Os engenheiros de design responderam com soluções cada vez mais sofisticadas. Estas incluíam a adoção gradual de molas helicoidais - no eixo traseiro do automóvel Daimler, por exemplo.

Em meados da década de 1980, a electrónica começou a ser adoptada na tecnologia de suspensão. Os primeiros carros de produção em série já disponibilizavam um amortecedor electrónico com regulação em várias fases. Em vez de um sistema clássico de amortecimento e mola com molas helicoidais e amortecedores de pressão de gás, este apresentava um sistema recentemente desenvolvido e controlado electronicamente, no qual a suspensão pneumática e o sistema de amortecimento adaptativo (ADS) formam uma unidade integral, incluindo o controlo individual e automático de



Figura 1.5: Landau do Regicídio, de 1875 (F. J. Oliveira, 2012).

nível em cada roda. Numerosos melhoramentos na suspensão traseira independente, agora principalmente feita de componentes de alumínio, trouxeram melhorias significativas à aderência à estrada, ao conforto de condução e à segurança de manuseamento (Ernst, 2021).

Nesta mesma década foi desenvolvido o primeiro sistema de suspensão activa do mundo. Neste sistema, os servo-cilindros controlados hidraulicamente nas escoras das molas funcionam em uníssono com os amortecedores passivos e as molas helicoidais.

No início dos anos 2000 começam a ser fabricados modelos de suspensão activa que contavam com a tecnologia PRE-SCAN, o carro não só reage de forma altamente sensível a manchas irregulares da superfície da estrada, como também actua de forma antecipada - aumentando tanto o conforto de condução como a segurança de manuseamento em igual medida. São utilizados dois sensores laser nos faróis como "olhos" que produzem uma imagem precisa do estado da estrada. Com base na imagem criada pelos sensores laser e na informação sobre o estado da estrada, a unidade de controlo desenvolve uma estratégia para ultrapassar o obstáculo em questão.

1.4.2 História dos observadores

O problema da estimativa do estado seja não-linear ou linear pode ser interpretado como estimar os estados x de um sistema dinâmico não-linear ou linear descrita por um sistema de equação diferencial de primeira ordem:

$$\begin{aligned}\dot{x} &= f(x, t) \\ y &= h(x, t)\end{aligned}\tag{1.1}$$

Sendo os valores de y conhecidos e medidos por sensores.

A solução para tal problema foi primeiramente proposta por Wiener (1949) e Kalman (1960), e então por Luenberger (1966) para sistemas lineares.

Apesar de Wiener e Kalman terem sido pioneiros em termos de publicações acerca dos observadores de estados, foi o método de Luenberger que se tornou conhecido pelo facto de estabelecer com rigor matemático um padrão de observador aplicável

para sistemas lineares, que via de regra, são extensivamente estudados como a base dos observadores no meio académico por serem mais simples a nível matemático. Entretanto, nem todos os sistemas dinâmicos são lineares.

A aplicação de observadores para sistemas não-lineares foi extensivamente estudada. A aplicação de observadores de estados em suspensões foi inicialmente feita por Müller, em 1977. Aplicando observadores de estado em suspensões levitantes em comboios de alta velocidade de modo a obter os valores dos estados a partir da leitura da corrente numa suspensão magnética e do vão entre o comboio e a linha que o guia Müller (1977).

Miller (1986) desenvolveu uma estratégia de controlo para uma suspensão semi-activa, que envolve o uso de um observador de estado, aplicado a um modelo matemático de 15ª ordem. Os resultados indicaram que obteve com sucesso o controlo de diversas variáveis.

Em Ocham-Lam (1989) aplica-se o uso do observador de Luenberger de ordem reduzida no controlo de uma suspensão ativa, utilizando o modelo do um quarto de carro. O uso deste observador provou-se resolver o problema de realizar o controlo óptimo do estado de feedback, tendo em conta que o observador permitiu a realimentação de seus estados internos.

Em Sinha et al. (1993) exemplifica-se a utilização dos observadores não só para técnicas de controlo, mas também para deteção e diagnóstico de falhas. Comparando a aceleração vertical estimada da massa suspensa em uma suspensão magnética com aceleração vertical efetivamente medida, é possível detetar falhas no acelerómetro caso a diferença entre o estimado e o medido (erro) seja considerável.

Em Cheng et al. (2010) aplica-se o uso de observadores "sliding-mode" para suspensão activa em um sistema de carro completo (em vez de considerar um quarto do carro), o que fornece uma análise mais completa a levar em conta as suspensões nas quatro rodas e o eixo de gravidade no centro da viatura. O resultado mostrou boas estimativas mesmo com matrizes de ordem elevada (aumenta-se o número de entradas/suspensões, aumenta-se a ordem do sistema) e ruído branco introduzido,

mostrando-se um bom observador.

De maneira geral, percebe-se que o uso dos observadores em suspensões automóveis sempre esteve ligada ao controlo de suspensões ativas ou deteção de falhas, que necessitam dos valores/estimativas dos seus estados que se tornam possíveis com o uso de poucos sensores e um observador.

1.4.3 Observadores

Num dado sistema, muitas vezes as variáveis de estados não estão disponíveis para medição directa ou porque o número de sensores é limitado. Entretanto, para muitas aplicações saber o valor do vetor de estados é necessário, tais como optimizações, controlo, ou estabilização do sistema. O método responsável por estimar o vetor de estados é chamado **observador de estados**. Esta seção apresentará as equações para o observador em malha aberta e o observado assintótico. O circunflexo será utilizado para denominar as variáveis estimadas. Por exemplo, \hat{x} é a estimativa de x .

Observador em malha aberta

Considere o seguinte sistema dinâmico, linear e invariante no tempo

$$\begin{aligned}\dot{x} &= \mathbf{A}x + \mathbf{B}u \\ y &= \mathbf{C}x\end{aligned}\tag{1.2}$$

Onde \mathbf{A} , \mathbf{B} e \mathbf{C} são, respetivamente, matrizes de dimensões $n \times n$, $n \times p$, $q \times n$, matriz de estados, de entrada e de saída. Para simplificação, a matriz \mathbf{D} foi considerada como zero. Assume-se que as matrizes \mathbf{A} , \mathbf{B} e \mathbf{C} são conhecidas. Tendo em conta que é necessário estimar $x(t)$ a partir da entrada u e saída y com os valores das matrizes \mathbf{A} , \mathbf{B} e \mathbf{C} . Usando as matrizes \mathbf{A} e \mathbf{B} , pode-se duplicar o sistema como mostrado na figura 1.6, chamado de observador em malha aberta. Agora, caso a equação 1.2 e o observador possuam o mesmo estado inicial e a mesma entrada, a saída $\hat{x}(t)$ do observador será igual ao estado $x(t)$ para todos os valores de t . Resta saber como encontrar o estado inicial do sistema 1.2, de modo que se possa introduzi-lo também como estado

inicial para o observador. Caso o sistema seja **observável**, ou seja, a característica da sua matriz observabilidade dada por:

$$\mathbf{M}_O = \begin{bmatrix} C \\ CA \\ \vdots \\ CA^{n-1} \end{bmatrix} \quad (1.3)$$

seja igual à ordem do sistema de equações 1.2, o estado inicial poderá ser calculado a partir das suas entrada e saída. Portanto, caso este sistema seja observável, pode ser usado o observador em malha aberta para gerar o vetor de estados (Chen, 1984).

Entretanto, esse estimador possui duas desvantagens: a primeira é que o estado inicial deve ser introduzido/computado no sistema cada vez que se deseja usar o observador, a segunda, é que, caso a matriz \mathbf{A} possua autovalores com suas respectivas partes reais positivas, qualquer diferença entre $x(t_0)$ e $\hat{x}(t_0)$ em algum t_0 , causada por alguma falha de cálculo do valor inicial ou ruído, por menor que seja, a diferença entre $x(t)$ e $\hat{x}(t)$ aumentará com o passar do tempo e não convergirá para um valor. Geralmente o observador em malha aberta não é satisfatório (Chen, 1984). Na figura 1.6 mostra-se o diagrama de blocos de observador de estados em malha aberta.

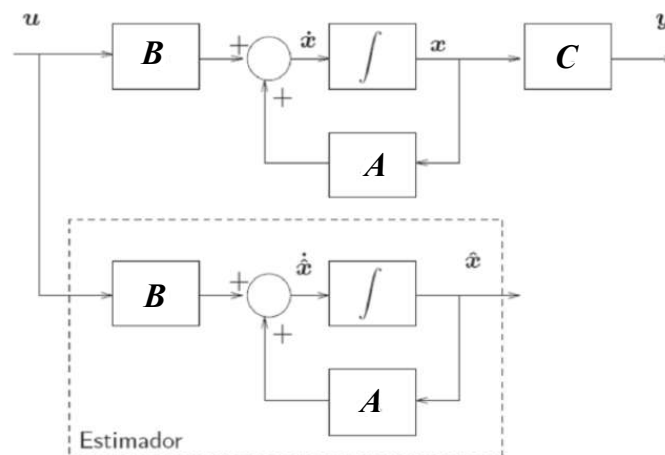


Figura 1.6: Observador de estados em malha aberta (Chen, 1984)

Observador assintótico

Analisando o diagrama de blocos da figura 1.6 vê-se que, apesar da entrada e saída do sistema 1.4 estarem disponíveis no observador de malha aberta, somente a entrada é utilizada. É razoável assumir que levando em conta não só a entrada mas também a saída, é possível atingir melhores resultados.

Na figura 1.7 mostra-se um o diagrama de blocos de um observador em que o valor estimado entra em consideração com a entrada e com a saída do sistema real. A saída do sistema original, $y = Cx$, é comparada com $C\hat{x}$. Tal diferença é usada como termo corretor. A diferença $y - C\hat{x}$ é multiplicada por uma matriz L real e constante de dimensões $n \times q$ e reintroduzida no somador, antes do integrador do observador (Chen, 1984). Os valores da matriz L são obtidos de modo arbitrário, de modo que desloque a parte real negativa dos polos do observador mais à esquerda em relação ao sistema a ser observado, como na figura 1.8.

A equação dinâmica do observador assintótico mostrada na figura 1.7 é dado por:

$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + Bu + L(y - C\hat{x}) \quad (1.4)$$

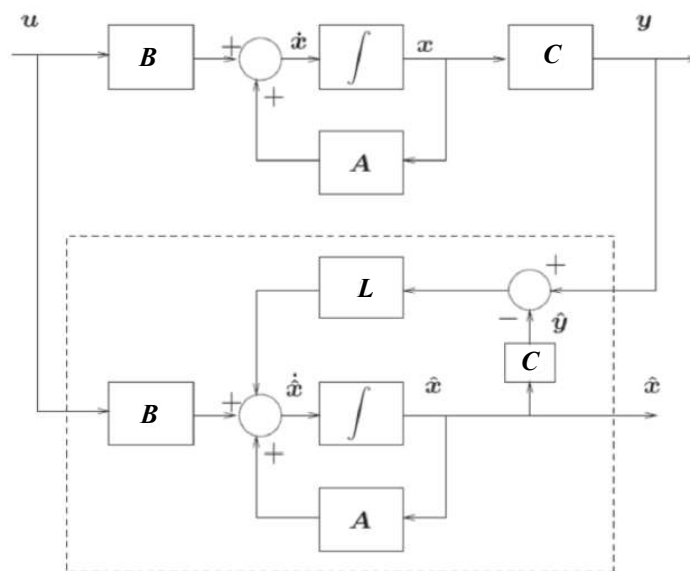


Figura 1.7: Observador de estados assintótico (Chen, 1984).

o qual pode ser reescrito como

$$\dot{\hat{x}} = (\mathbf{A} - \mathbf{LC})\hat{x} + \mathbf{L}y + \mathbf{B}u \quad (1.5)$$

Sendo que o erro do estimador é:

$$\tilde{x} = x - \hat{x} \quad (1.6)$$

Subtraindo a equação 1.5 de 1.2, obtém-se:

$$\dot{\tilde{x}} = (\mathbf{A} - \mathbf{LC})\tilde{x} \quad (1.7)$$

A partir da equação 1.7 vê-se que o comportamento do erro \tilde{x} pode ser controlado, sendo que os autovalores de $(\mathbf{A}-\mathbf{LC})$, ou seja, seus polos podem ser escolhidos arbitrariamente, desde que possuam parte negativa maior em relação ao sistema a ser observado. Por exemplo, se todos os autovalores (polos) de $(\mathbf{A}-\mathbf{LC})$ têm parte real negativa, então o erro \tilde{x} atingirá um valor nulo mais rapidamente. Consequentemente, mesmo se houver um erro considerável nos valores iniciais dos estados do observador e do sistema a ser observado, em seguida o erro convergirá para zero rapidamente, caso os autovalores tenham sido bem escolhidos. Recomenda-se que a parte real dos polos do observador sejam sempre maiores do que os polos do sistema a ser observado, conforme se mostra na figura 1.8, de modo a que o erro possa convergir para zero mais rapidamente (Chen, 1984).

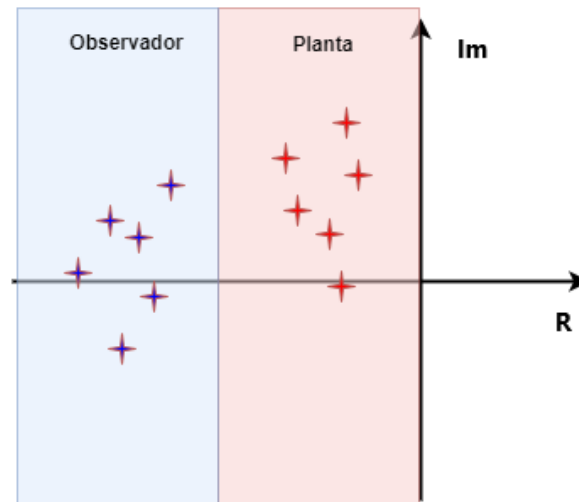


Figura 1.8: Gráfico para determinar o lugar das raízes do observador (Fleury and Donha, 2017).

1.5 Suspensões

A suspensão é um dos sistemas mais importantes de um veículo automóvel. As suas funções são:

- Isolar o chassis do veículo (massa suspensa) de distúrbios externos provenientes duma estrada irregular, ou de distúrbios internos tais como em curvas, inércia na aceleração, desaceleração ou travagem, com o intuito de se obter uma maior estabilidade;
- Suportar o peso do veículo, promovendo conforto e segurança para seus passageiros (Mulla and Unune, 2013) e (Gillespie, 2021);
- Reagir às variações de carga, que podem ocorrer devido ao número de passageiros, factores internos da viatura, ou da bagageira (Mulla and Unune, 2013) e (Gillespie, 2021);
- Manter contato contínuo entre os pneus e a superfície da faixa de rodagem, garantindo boa manobrabilidade do volante e veículo e segurança (Mulla and Unune, 2013) e (Gillespie, 2021).

Em termos mecânicos, isso significa que para uma suspensão ideal, os pneus sempre

estariam em contacto directo com a estrada, mantendo a altura média da massa suspensão (chassis) com o perfil do solo praticamente invariável, como se "flutuasse".

Construtivamente, todas as suspensões são compostas por dois componentes principais: o amortecedor e a mola. O que pode ocorrer são variações em tecnologia a nível de material, *design*, projeto mecânico, controlo e componentes extras conforme a patente de cada marca. Resumidamente, são as duas em conjunto que fornecem uma boa resposta às trepidações provenientes da via de circulação: a mola garante uma rápida flexão da suspensão sem que exceda os seus próprios limites físicos, e o amortecedor realiza a dissipação de energia através do óleo existente no seu interior, promovendo o amortecimento mais suave e menos agressivo para o passageiro.

1.5.1 Suspensões passivas

Um dos tipos mais básicos de suspensões, consiste nos elementos convencionais como a mola e o amortecedor, possuindo propriedades invariantes no tempo (Gillespie, 2021). Como o próprio nome diz, esta suspensão é composta por elementos passivos, estes somente podem armazenar energia (molas) ou dissipá-la (amortecedor). Não há nenhum fornecimento de energia externa a alimentar directamente este tipo de suspensão.

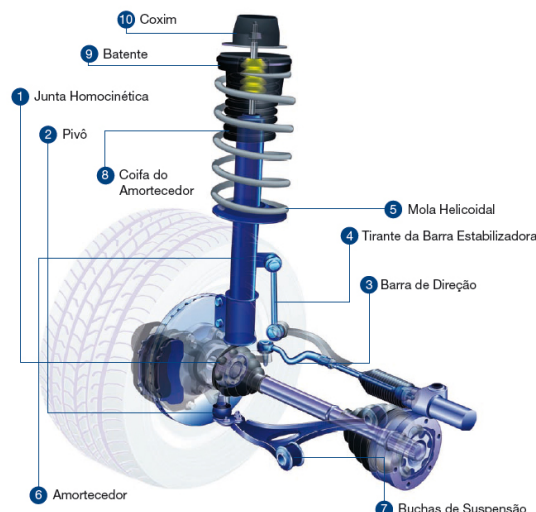


Figura 1.9: Esquema duma suspensão passiva (Jornal Farol Alto, 2014).

Suspensões auto-nivelantes

São uma sub-categoria das suspensões passivas, em que a mola metálica convencional é trocada por molas de ar, que podem ser ajustadas de acordo com a carga no veículo. São suspensões à ar, utilizadas geralmente em camiões, autocarros ou alguns carros de luxo. Um controlador de altura monitoriza a posição e quando o seu valor médio difere do valor de referência, o mesmo é automaticamente ajustado, injetando ou retirando ar de dentro dessa suspensão.

1.5.2 Suspensões semi-ativas

As suspensões semi-ativas possuem mola e amortecedor, tal como a suspensão passiva. Entretanto, as suas propriedades internas como o coeficiente de amortecimento B pode ser variável e controlável por um sinal externo, de modo a introduzir uma força adicional no sistema que compense as vibrações do solo. A figura 1.10 mostra um corte da secção transversal duma suspensão semi-ativa com amortecedor magnético:

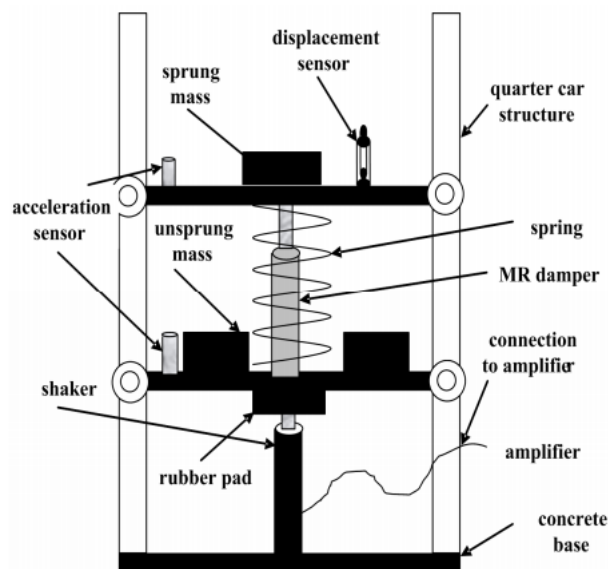


Figura 1.10: Esquema duma suspensão semi-ativa Rashid et al. (2008).

1.5.3 Suspensões ativas

As suspensões ativas incorporam atuadores na sua estrutura para gerar/injetar a força desejada na suspensão. Os atuadores são normalmente cilindros hidráulicos, o que

requere o gasto de energia para operar o sistema. Alguns fabricantes como a BOZE emprega o uso de suspensões magnéticas. Assim como as suspensões semi-ativas, as ativas também podem ser reguladas e controladas de modo a amenizar vibrações de ordem mais baixa ou elevada, como o projetista preferir. Outros métodos de controlo também podem ser incorporados, como lógica *Fuzzy* ou redes neuronais (Rashid et al., 2008), de modo que a suspensão seja capaz de prever o terreno que está por vir e reduza consideravelmente o atraso da resposta do atuador.

Na figura 1.11 mostra-se o diagrama esquemático do funcionamento geral de uma suspensão ativa.

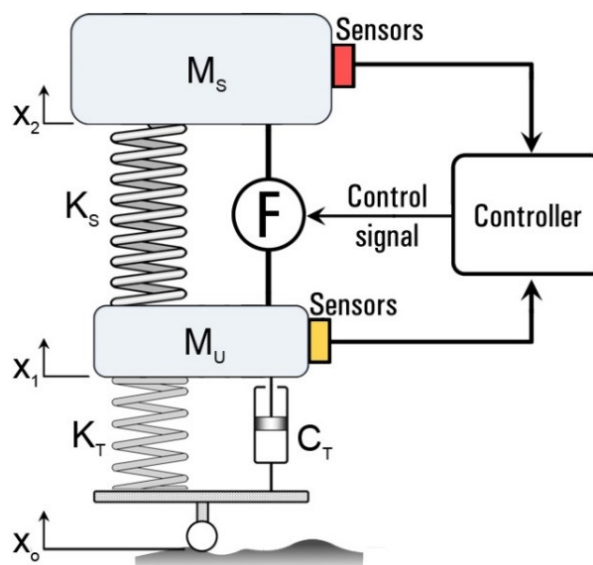


Figura 1.11: Esquema duma suspensão ativa (Elattar et al., 2016).

1.5.4 Modelos de suspensões

Os componentes principais da suspensão de um veículo automóvel são a mola e o amortecedor. O modelo matemático da mola pode ser dado por:

$$F_K = K.(x_a - x_b) \quad (1.8)$$

Onde

- F_K é a força elástica, a qual é diretamente proporcional ao quanto a é esticada ou comprimida;

- K é o coeficiente de rigidez da mola, dado em $\frac{N}{m}$;
- $x_a - x_b$ é a distensão da mola relativa às suas duas extremidades, x_a e x_b .

O modelo matemático do amortecedor pode ser representado por:

$$F_B = B.(\dot{x}_a - \dot{x}_b) \quad (1.9)$$

Onde

- F_B é a força de amortecimento, a qual é diretamente proporcional à diferença de velocidade entre ambas as extremidades;
- B é o coeficiente de amortecimento;
- $\dot{x}_a - \dot{x}_b$ é a diferença de velocidade, relativa às suas duas extremidades, x_a e x_b .

1.6 Segurança e normas

As principais razões para a existência de suspensões é o conforto e a segurança. A suspensão tem por finalidade absorver impactos recorrentes, muitas vezes causados por superfícies e/ou trajetórias irregulares, que podem causar incômodos no passageiro/condutor tais como enjoo, náusea, tontura e cansaço/exaustão física e mental. O conforto dos passageiros pode ser avaliado a partir do cumprimento de diversas normas internacionais ISO (International Standard Organization). Assim, foi analisada a norma ISO 2631-1:1997 que é uma compilação das seguintes ISO:

- ISO 2041:1990, *Vibration and shock – Vocabulary.*
- ISO 5805:1997, *Mechanical vibration and shock – Human exposure – Vocabulary.*
- ISO 8041:1990, *Human response to vibration – Measuring instrumentation.*
- IEC 1260:1995, *Electroacoustics – Octave-band and fractional-octave-band filters.*

Os principais tópicos abordados são, principalmente, o que concerne à medição de vibrações, aos cálculos necessários, ao tratamento de dados e aos limites aceitáveis de vibração mecânica no corpo humano de maneira recorrente, sem levar em conta casos extraordinários, tais como impactos e acidentes. Maioritariamente, as gamas de frequências estão compreendidas nos seguintes intervalos:

- 0,5 Hz a 80 Hz - para a saúde, o conforto e a percepção;
- 0,1 Hz a 0,5 Hz - enjoo ao movimento;
- 0.5 Hz a 0.75 Hz - aparelho vestibular e ouvido interno, tonturas e enjoo;
- 5 Hz a 7 Hz - objectos da região visceral, desconforto;
- 11 Hz - todo o corpo, sensibilidade;
- 18 Hz a 20 Hz - cabeça e pescoço, sensibilidade.

Não será aprofundado o estudo sobre os impactos a longo prazo de vibrações de baixas ou médias frequências mas sim quais faixas de frequência evitáveis, como medidas e que efeitos podem causar.

1.6.1 Pontos de medição

A ISO determina que devem ser usados no mínimo três pontos de medição no caso dum passageiro sentado (figura 1.12a), sendo estes: a superfície do suporte do assento, as costas do assento, e a superfície de assentamento dos pés. Para uma pessoa deitada (figura 1.12c) devem ser medidos a superfície de suporte sob o pélvis, as costas e a cabeça. Em pé (no caso de autocarros), seriam as possíveis zonas de contacto do utente, como os pés (figura 1.12b) e as mãos usadas para se equilibrar no veículo em movimento. Em caso de impossibilidade de medida directa, a medição pode ser feita a partir duma parte rígida da viatura, como o centro de gravidade. Para análise da resposta humana, cálculos adicionais devem ser feitos levando em consideração a dinâmica estrutural do sistema a ser avaliado.

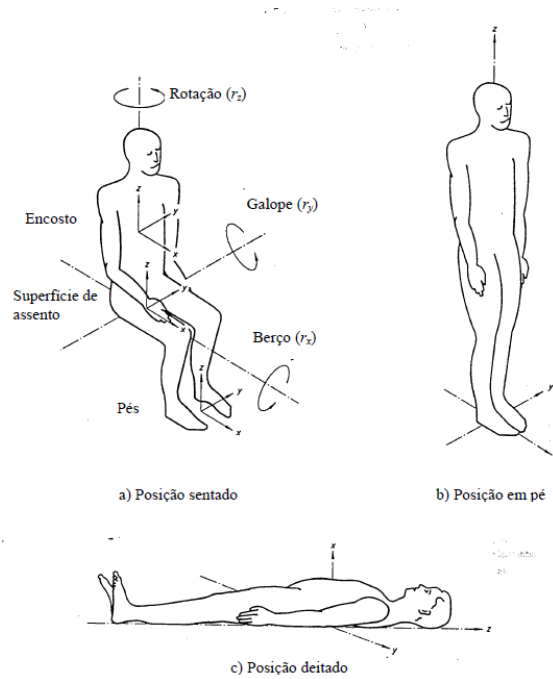


Figura 1.12: Representação de posicionamento dos sensores (ISO 2631-1, 1997).

1.6.2 Avaliação da medição

O estudo de vibração deve incluir o valor eficaz da medida pelo sensor. O valor eficaz, ou RMS (*Root Mean Square*), é uma média quadrática ponderada, que leva em conta a energia transmitida pelo sistema num determinado intervalo de tempo, que seja suficientemente longo para que se possa tirar medidas conclusivas. A aceleração eficaz ponderada é calculada a partir da seguinte fórmula:

$$a_w = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a_w(t)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (1.10)$$

Onde:

- $a_w(t)$ é a aceleração ponderada (de translação ou de rotação) em função do tempo (registo temporal), em metros por segundo ao quadrado m/s^2 ou radianos por segundo ao quadrado rad/s^2 , respetivamente;
- T é a duração da medição, em segundo (s).

Factor de crista

É a razão entre o módulo do valor de pico (negativo ou positivo) da aceleração e o valor RMS da mesma medida no intervalo de tempo T (equação 1.11). O factor de crista (FC) serve para medir a severidade da vibração em relação aos seus valores médios. Um FC igual ou inferior a 9 define-se como um intervalo aceitável para o receptor da vibração, segundo a norma ISO 2631-1: 1997 (Vibrações mecânicas e choque - Avaliação da exposição do corpo inteiro a vibrações). Esta medida serve somente como referência, pois a mesma pode subestimar a severidade relativa ao desconforto, no caso de choques excepcionais. Em caso de dúvida outros factores deverão ser calculados para determinar e quantificar o nível de desconforto causada por uma vibração.

$$FC = \frac{|a_{pico}|}{a_w} \quad (1.11)$$

Conservação de energia em vibrações

A partir do princípio de conservação de energia, duas vibrações diárias podem ser consideradas equivalentes caso a seguinte equação for respeitada:

$$a_{w1}T_1^2 = a_{w2}T_2^2 \quad (1.12)$$

Sendo

- a_{w1} e a_{w2} , respetivamente, as duas exposições a vibrações a serem comparadas
- T_1 e T_2 Registo temporal de cada medição

Outros estudos apontam uma dependência com o tempo de acordo com a seguinte equação:

$$a_{w1}T_1^{\frac{1}{2}} = a_{w2}T_2^{\frac{1}{2}} \quad (1.13)$$

Se a exposição ocorrer para intervalos de tempo e amplitudes diferente, o equiva-

lente energético deverá ser calculado da seguinte forma:

$$a_{w,e} = \left[\frac{\sum a_{wi}^2 \cdot T_i}{\sum T_i} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (1.14)$$

Nos quais:

- $a_{w,e}$ valor eficaz equivalente da vibração
- $a_{w,i}$ Registo temporal de cada medição

Tais equações são importantes para o estudo a longos períodos de exposição, mediante uma determinada dose de vibração diária.

1.6.3 Efeito das vibrações na saúde

Investigações no campo de estudos biodinâmicos e epidemiológicos realizados até o momento mostram a existência de um alto nível de degradação da saúde devido aos efeitos da exposição do corpo humano, por longos períodos, em vibrações de alta amplitude. Deve-se notar que a região lombar e o sistema nervoso associado podem ser as áreas mais importantes. Fenômenos metabólicos e outros fatores de origem interna podem promover efeitos degenerativos. Às vezes, assume-se que fatores ambientais, como postura corporal, temperatura baixa e correntes de ar podem contribuir para a dor muscular. No entanto, não se sabe se esses fatores podem levar à degradação de vértebras e discos.

Por um lado, o aumento dos tempos de exposição à vibração e amplitude significa um aumento da dose de exposição à vibração, considerando que os riscos aumentam; por outro lado, considera-se que os períodos de descanso reduzem este risco.

Não há dados suficientes para demonstrar uma relação quantitativa entre a exposição à vibração e o risco de efeitos adversos à saúde. Sob essas condições, não é possível avaliar a exposição à vibração de corpo inteiro em termos de probabilidade de diferentes amplitudes e durações de exposição.

Na figura 1.13 são mostrados os gráficos que foram obtidos a partir das equações

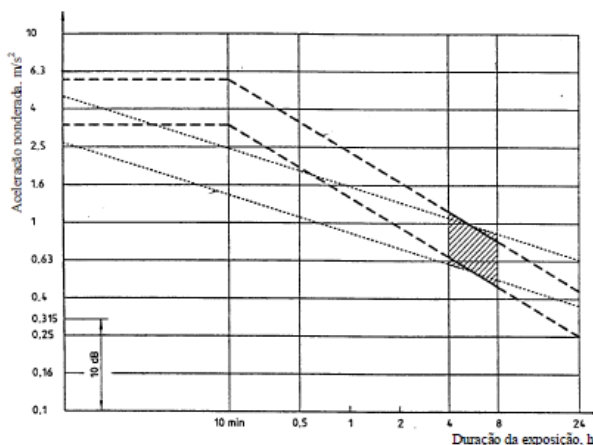


Figura 1.13: Zonas de vigilância, de orientação no que se refere à saúde (ISO 2631-1, 1997).

1.12 e 1.13 com suas respectivas zonas de vigilância, que coincidem a partir do cruzamento dessas duas curvas. Para exposições abaixo da zona indicada, não foram claramente documentados e/ou objectivamente observados efeitos na saúde; a zona tracejada indica a necessidade de se tomarem precauções no que se refere a potenciais riscos para a saúde e acima daquela zona são de prever efectivos riscos para a saúde.

1.6.4 Efeito das vibrações no conforto e percepção

Uma determinada condição vibratória ser considerada agradável ou desconfortável é um conceito abstrato. Isto porque uma mesma trepidação num contexto pode ser considerada como confortável, enquanto que em outro, o contrário. Para o caso da ISO 2631-1: 1997 (Vibrações mecânicas e choque - Avaliação da exposição do corpo inteiro a vibrações), é conveniente estudar e determinar os limites entre o que é desconfortável ou confortável no contexto dos veículos automóveis. Vale ressaltar que a percepção da pessoa depende de muitos factores, tais como, a actividade a ser realizada dentro do veículo (se está a comer, beber, ler ou escrever), e muitas vezes, de detalhes que podem fugir do que pode ser ou não controlado, por exemplo, onde a bebida está apoiada, tipo de caneta a ser usada, ou a quantidade de atenção exigida pelo texto a ser lido.

Esta secção tem por objetivo definir através duma análise qualitativa, de modo que se possa **indicar** os limites de quanto uma vibração pode interferir no conforto e desconforto para um utente saudável, em condições normais dentro dum veículo, como

passageiro ou condutor.

Reacções em termos de conforto a ambientes com vibrações

Os intervalos aceitáveis de conforto, como já elucidado previamente, dependem de muitos factores que devem ser analisados caso a caso. Consequentemente, todos os limites mostrados abaixo são indicações aproximadas de possíveis reacções dos passageiros perante diferentes amplitudes (valores globais de vibração) em transporte público.

Ratificando o que foi escrito, as reacções, em função de variadas amplitudes de vibração, são dependentes da susceptibilidade do passageiro, e da expectativa de conforto do passageiro, mediante um determinado meio de transporte ou situação, o que pode alterar-se em função da duração da viagem, actividade que o passageiro realiza, ou de outros factores ambientais como o trânsito, a temperatura ambiente e os ruídos sonoros externos.

A tabela 1.1 mostra os valores indicados de amplitude de aceleração, correspondendo no lado esquerdo aos valores globais de vibração (valor eficaz ou média ponderada, calculados a partir das equações demonstradas anteriormente) e no lado direito da coluna um determinado grau de desconforto.

Graus de desconforto	
Inferior a $0,315 \text{ m/s}^2$:	não é desconfortável
Entre $0,315 \text{ m/s}^2$ a $0,63 \text{ m/s}^2$:	é um pouco desconfortável
Entre $0,5 \text{ m/s}^2$ a 1 m/s^2 :	razoavelmente desconfortável
Entre $0,8 \text{ m/s}^2$ a $1,6 \text{ m/s}^2$:	desconfortável
Entre $1,25 \text{ m/s}^2$ a $2,5 \text{ m/s}^2$:	muito desconfortável
Superior a 2 m/s^2 :	extremamente desconfortável

Tabela 1.1: Reacções, consoantes a variação da amplitudes de vibração

Cinquenta por cento das pessoas (atentas e em boa forma física) conseguem detectar uma vibração ponderada com peso W_k com uma amplitude de pico igual a $0,015$

m/s^2 . Há uma variação muito grande de pessoa para pessoa na capacidade de percepção de vibrações. Quando o limiar de percepção mediano é aproximadamente igual a $0,015 \text{ m/s}^2$, a gama de respostas pode variar de cerca de $0,01 \text{ m/s}^2$ até $0,02 \text{ m/s}^2$ (amplitude de pico).

O limiar de percepção diminui ligeiramente com o aumento, até um segundo, na duração da vibração e muito pouco com aumentos superiores a um segundo. Apesar da percepção não continuar a diminuir com o aumento da duração da exposição, a sensação produzida pelas vibrações com amplitudes acima do limiar de percepção continua a aumentar.

1.6.5 Efeitos da vibração na incidência do enjoo ao movimento

Para intervalos de tempo inferiores a um dia, quanto maior a exposição às vibrações de baixa frequência maior é a probabilidade de ocorrência de sintomas de enjoo. Para intervalos de tempo mais longos (alguns dias), ocorre a adaptação (diminuição da sensibilidade) ao movimento contínuo. Tal efeito pode até mesmo ser assimilado pelo cérebro da pessoa, o que leva à diminuição da reincidência de sintomas de enjoo diante de movimentos semelhantes futuros. Há dois métodos aconselhados pela ISO 2631-1: 1997 (Vibrações mecânicas e choque - Avaliação da exposição do corpo inteiro a vibrações) para cálculo do **valor da dose de enjoo em movimento**, sendo que um valor base da dose deve ser definido pelo analista, de modo que valores superiores a este correspondam a uma maior incidência de enjoo ao movimento:

- Quando possível, o valor da dose de enjoo ao movimento deve ser determinado a partir de medições do movimento ao longo de todo o período de exposição. O valor da dose de enjoo ao movimento, MSDV_z , em metros por segundo elevado a 1,5 ($\text{m/s}^{1,5}$), é dado pela raiz quadrada do integral do quadrado da aceleração segundo a direção z , após ter sido ponderado em frequência:

$$\text{MSDV}_z = \left\{ \int_0^T [a_w(t)]^2 dt \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (1.15)$$

Sendo

- $a_w(t)$ é a aceleração segundo a direcção z ponderada em frequência;
- T é o período total (em segundo) durante o qual o movimento pode ocorrer.
- Caso a vibração seja contínua, de amplitude constante, uma aproximação pode ser feita ao invés de usar a fórmula anterior:

$$MSDV_z = a_w \cdot T_0^{\frac{1}{2}} \quad (1.16)$$

Onde

- a_w o valor eficaz da aceleração medida segundo a direcção z;
- T_0 a duração da exposição, que não deve ser menor do que 240 s, para que a aproximação seja válida.

Como cada indivíduo responde de maneira diferente perante um mesmo estímulo externo, a susceptibilidade ao enjoo pode variar muito. Estudos mostram que nas mulheres é mais provável terem sintomas em comparação com os homens, e que a sensibilidade perante vibrações na gama de baixa frequência pode-se atenuar com o avanço da idade. Para um determinado espaço amostral, a probabilidade de sintomas de enjoo (P_E) é dado por:

$$P_E = K_m \cdot MSDV_z(\%) \quad (1.17)$$

Onde:

- K_m é uma constante que varia em função da população a ser estudado, no caso dum espaço amostral misto entre homens e mulheres, considera-se $K_m = \frac{1}{3}$;

Esta equação empírica foi baseada em exposições ao movimento com duração de 20 minutos até 6 horas, podendo atingir probabilidade de sintomas de enjoo até 70%, podendo atingir percentagens mais altas caso a_w exceda o 0,5 m/s².

— *Houston, Tranquillity*
Base here. The Eagle has
landed.

Neil Armstrong

2

Modelo dinâmico das suspensões

2.1 Modelo simplificado da suspensão passiva

O modelo simplificado da suspensão passiva pode ser representado por uma mola e um amortecedor entre as massas suspensa e não suspensa. A massa suspensa, M_s , representa a massa de um quarto do corpo do veículo e constituída pelo chassis, carroçaria, passageiros e bagagens. A massa não suspensa, M_u , é a massa de uma roda com o pneu, jante e suspensão. O pneu, em contato com o solo, pode ser representado por uma mola. Este é o modelo mais simples de um pneu.

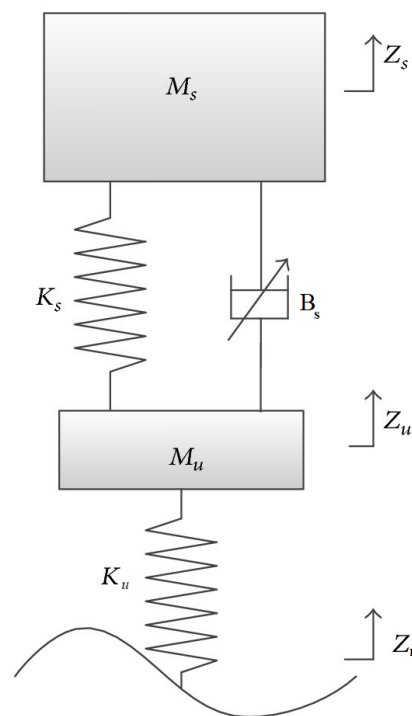


Figura 2.1: Representação do modelo *quarter-car* (Zhao et al., 2016).

Na figura 2.1 mostra-se o modelo de uma suspensão passiva, onde;

- K_s é o coeficiente de rigidez da mola da suspensão;
- B_s o coeficiente de amortecimento do amortecedor;
- K_u o coeficiente de rigidez do pneu;
- Z_s o deslocamento da massa suspensa (estado);
- Z_u o deslocamento da massa não-suspensa (estado);

- Z_r o deslocamento/vibração do solo (entrada: perturbação).

Modelo matemático no espaço de estados

O modelo matemático, na forma de equação diferencial, é obtido com a utilização da 2ª lei de Newton.

Assim, a aceleração da massa suspensa \ddot{Z}_s é igual ao somatório de todas as forças exercidas sobre esta massa, força resultante F_R .

Usando Z_s como referência, tem-se:

$$F_R = \sum F \Rightarrow m_s \ddot{Z}_s = -F_{K_s} - F_{B_s} = -K_s(Z_s - Z_u) - B_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) \quad (2.1)$$

Do mesmo modo, a aceleração da massa não suspensa \ddot{Z}_u é igual ao somatório de todas as forças em em M_u .

$$m_u \ddot{Z}_u = F_{K_s} + F_{B_s} - F_{K_t} = K_s(Z_s - Z_u) + B_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) - K_u(Z_u - Z_r) \quad (2.2)$$

Obtém-se, assim o modelo matemático da suspensão na forma de um sistema de duas equações diferenciais de 2ª ordem:

$$A = \begin{cases} m_s \ddot{Z}_s = -F_{K_s} - F_{B_s} = -K_s(Z_s - Z_u) - B_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) \\ m_u \ddot{Z}_u = F_{K_s} + F_{B_s} - F_{K_t} = K_s(Z_s - Z_u) + B_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) - K_u(Z_u - Z_r) \end{cases} \quad (2.3)$$

Sendo o vetor de estados:

$$\begin{bmatrix} Z_s \\ Z_u \\ \dot{Z}_s \\ \dot{Z}_u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

De (2.3) e (2.4), a equação de estados é:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{K_s}{m_s} & \frac{K_s}{m_s} & -\frac{B_s}{m_s} & \frac{B_s}{m_s} \\ \frac{K_s}{m_u} & \left(-\frac{K_u - K_s}{m_u}\right) & \frac{B_s}{m_u} & -\frac{B_s}{m_u} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{K_u}{m_u} \end{bmatrix} \cdot u \quad (2.5)$$

Determinação da saídas

As saídas podem ser escolhidas a partir das leituras que se desejam segundo o projetista. Para este sistema as saídas foram baseadas em parâmetros já estabelecidos pelas ISO 2041:1990, *Vibration and shock – Vocabulary 5805:1997, Mechanical vibration and shock – Human exposure* e 8041:1990, *Human response to vibration – Measuring instrumentation.*:

- \ddot{Z}_s , que é a aceleração da massa suspensa, directamente ligada ao conforto;
- $Z_s - Z_u$, distância entre a massa suspensa e não-suspensa, para fins de controlo;
- $Z_u - Z_r$, que é a deformação do pneu, relacionada com a segurança.

No espaço de estados, será

$$\begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddot{Z}_s \\ Z_s - Z_u \\ Z_u - Z_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial x_1}{\partial t} \\ x_1 - x_2 \\ x_2 - u \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

o que leva a

$$\begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{K_s}{m_s} & \frac{K_s}{m_s} & \left(-\frac{B_s}{m_s}\right) & \frac{B_s}{m_s} \\ 1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{bmatrix} \cdot u \quad (2.7)$$

2.1.1 Modelo da suspensão passiva com amortecimento do pneu

Semelhante ao sistema anterior, a sua única diferença é a adição do amortecimento do pneu. Tal elemento extra confere ao sistema uma resposta mais precisa e próxima à realidade. O amortecimento do pneu, sendo pequeno (da ordem dos 100 N/m/s) é responsável por parte do consumo de energia do mesmo. Por outro lado, o coeficiente de amortecimento do pneu ajuda a dissipar parte da energia das oscilações. Em comparação com o modelo anterior tem um aumento da complexidade da representação matemática. O modelo pode ser representado como é mostrado na Figura 2.2.

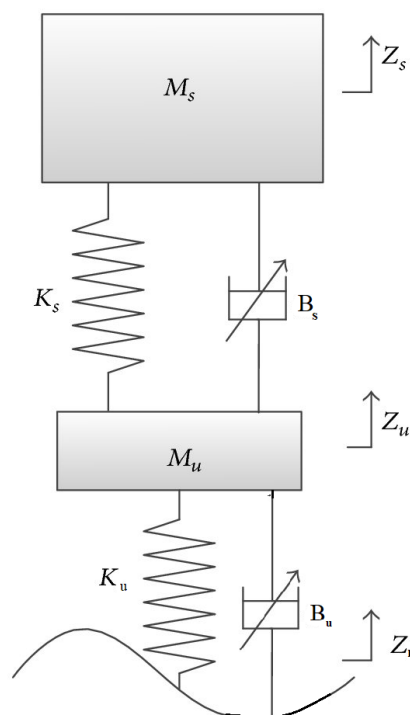


Figura 2.2: Representação do modelo *quarter-car* (Zhao et al., 2016).

Deve-se ter em conta que apesar de graficamente a diferença não ser grande, a nível matemático a dificuldade é aumentada. Isso é devido à conta da força de amortecimento do pneu que varia em um função da derivada em suas duas extremidades, sendo uma delas coloca-se na vibração do solo, que é a entrada. Formalmente não se devem ter derivadas na entrada dos sistemas. Deste modo, as derivadas no vetor de entrada não se enquadram como padrão numa representação em espaço de estados adequada, e devem ser utilizados recursos algébricos para as eliminar, adequando as

equações ao formalismo de estado.

Todas as variáveis de entrada, estado e constantes serão iguais ao do modelo anterior, com exceção do coeficiente de amortecimento do pneu, que não havia antes. O somatório das forças na massa suspensa (m_s) e não-suspensa (m_u):

$$m_u \ddot{Z}_u = K_s(Z_s - Z_u) + B_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) - K_u(Z_u - Z_r) - B_u(\dot{Z}_u - \dot{Z}_r) \quad (2.8)$$

$$m_s \ddot{Z}_s = -K_s(Z_s - Z_u) - B_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) \quad (2.9)$$

E definindo as variáveis de estado como:

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_s \\ Z_u \\ \dot{Z}_s \\ \dot{Z}_u - \frac{B_u}{m_u} u \end{bmatrix} \quad \therefore \quad \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{Z}_s \\ \dot{Z}_u \\ \ddot{Z}_s \\ \ddot{Z}_u - \frac{B_u}{m_u} \dot{u} \end{bmatrix} \quad (2.10)$$

O que leva a:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{K_s}{m_s} & \frac{K_s}{m_s} & \frac{-B_s}{m_s} & \frac{B_s}{m_s} \\ \frac{K_s}{m_u} & \frac{-K_s - K_u}{m_u} & \frac{B_s}{m_u} & \frac{-B_s}{m_u} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{B_u}{m_u} \\ \frac{B_s B_u}{m_s m_u} \\ \frac{-B_s B_u + m_u K_u}{m_u^2} \end{bmatrix} \cdot u \quad (2.11)$$

A escolha das variáveis de estado foi feita de modo que se possa isolar as derivadas no lado esquerdo do sistema de equações e atinja uma matriz em conformidade com os modelos matemáticos pré-determinados.

Determinação das saídas

Utilizando os mesmos parâmetros do modelo anterior, obtém-se seguinte matriz de saídas:

$$\begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddot{Z}_s \\ Z_s - Z_u \\ Z_u - Z_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial x_4}{\partial t} \\ x_1 - x_2 \\ x_2 - u \end{bmatrix} \quad (2.12)$$

o que leva a

$$\begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{K_s}{m_u} & \frac{-K_s - K_u}{m_u} & \frac{B_s}{m_u} & \frac{-B_s}{m_u} \\ 1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{-B_s B_u + m_u K_u}{m_u^2} \\ 0 \\ -1 \end{bmatrix} \cdot u \quad (2.13)$$

Assim, as equações 2.5, 2.7, 2.11 e 2.13 representam e modelam no espaço de estados um sistema *quarter-car* sem amortecimento e com amortecimento do pneu, respectivamente.

— *Experiência não é o que acontece com um homem; é o que um homem faz com o que lhe acontece.*

Aldous Huxley

3

Simulação dos sistemas de suspensões

Neste capítulo serão apresentadas todas as simulações computacionais consideradas pertinentes para o desenvolvimento dum observador de estados, assim como a sua devida análise de variáveis de estados, entradas, saídas e todos os elementos matemáticos necessários para uma reprodução fidedigna dum sistema *quarter-car* já previamente definido no capítulo anterior, nomeadamente:

- Suspensão passiva simples;
- Suspensão passiva com atrito;
- Suspensão ativa;
- Suspensão ativa com atrito;
- Projeto do observador de estados;

-
- Validação das estimativas do observador de estados;
 - Valores de constantes físicas para cálculo de matrizes e seus respectivos métodos matemáticos e computacionais;

O *Software* a ser utilizado como ferramenta computacional para a realização da componente prática desta dissertação será o *MatLab* para cálculo das matrizes em conjunto com o *SimuLink* que conta com a utilização de blocos para simulação de sistemas simples e complexos de diversos tipos e especialidades da ciência e engenharia, de maneira que se possa em diagrama de blocos obter uma resposta prática e visual para sistemas de controle. Tanto as suspensões como o observador utilizarão o programa previamente citado.

O observador será projetado de maneira que, com a introdução das matrizes duma suspensão simplificada, ou seja, seus parâmetros físicos calculados, consiga estimar com uma margem de erro aceitável as variáveis de estados dum sistema mais complexo, somente com o *input* de um sensor, que no caso será a medição da deslocação oriunda do pavimento/solo/terreno hipotético.

Com tais estimativas é possível determinar diversos parâmetros internos da suspensão, que outrora eram de difícil acesso para aferimento por meio de sensores convencionais, nomeadamente:

- Aceleração da massa suspensa;
- Distância entre massa suspensa e não-suspensa;
- Deformação do pneu.

O observador será *sintonizado* com o recurso de uma matriz "L", de modo que introduza seus valores com parte real positiva suficientemente maior para devida convergência das estimativas dos estados.

3.1 Matrizes, constantes e entrada

3.1.1 Sinal de entrada

Como parâmetro único de entrada (Z_r) para todos os modelos, foi utilizada uma onda sinusoidal de 1 Hz com uma amplitude de 0.0254 m. A razão de tal onda advém de uma superfície utilizada como padrão internacional para testes de suspensões que possuem ranhuras no solo com altura que equivalem exatamente à amplitude supra-mencionada, percorridas pelo veículo em questão à uma velocidade linear que leva à frequência de 1 Hz, a depender do tamanho da roda.

3.1.2 Valores das constantes

Os valores utilizados para todas as constantes na tabela 3.1 foram usadas com base no artigo científico por Rajamani and Hedrick (1995), mensurados por simulações e ensaios realizados, de modo que se obtenha uma simulação mais fiável e próxima de um carro real.

Valores das constantes		
Constante	Valor	Designação
ms	290 kg	Massa suspensa
Bs	1000 N.s/m	Amortecimento da massa suspensa
Bt	950 N.s/m	Amortecimento da massa não suspensa
Ks	16812 N/m	Coefficiente de rigidez da massa suspensa
Kt	190000 N/m	Coefficiente de rigidez da massa não-suspensa
mu	59 kg	Massa não-suspensa
g	9,81 m/s ²	Aceleração da gravidade

Tabela 3.1: Mapa de constantes a utilizar nas simulações

Os valores discriminados acima na tabela 3.1 serão utilizados em todas as simulações, de maneira que se mantenha um parâmetro para controlo a fim de comparações de resultados.

3.2 Simulação da dinâmica da Suspensão passiva

3.2.1 Simulação da dinâmica da Suspensão passiva simples

As suspensões passivas simples, como na figura 1.9 não levam em conta o atrito entre seus componentes mecânicos internos. Isso, evidentemente leva à uma maior facilidade algébrica para cálculos, entretanto, os resultados obtidos desse modelo são menos representativos em termos de precisão. Na figura 3.1 mostra-se o diagrama de blocos, realizado em Simulink do MATLAB, de um sistema de suspensão passiva. O diagrama inclui um bloco onde o sistema é simulada a equação matricial (2.5) no espaço de estados. De acordo com a equação (2.5), temos:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{K_s}{m_s} & \frac{K_s}{m_s} & \frac{-B_s}{m_s} & \frac{B_s}{m_s} \\ \frac{K_s}{m_u} & \frac{-K_s-K_u}{m_u} & \frac{B_s}{m_u} & \frac{-B_s}{m_u} \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{B_u}{m_u} \\ \frac{B_s B_u}{m_s m_u} \\ \frac{-B_s B_u + m_u K_u}{m_u^2} \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} \frac{K_s}{m_u} & \frac{-K_s-K_u}{m_u} & \frac{B_s}{m_u} & \frac{-B_s}{m_u} \\ 1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

$$\mathbf{D} = \begin{bmatrix} \frac{-B_s B_u + m_u K_u}{m_u^2} \\ 0 \\ -1 \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

A saída y_1 , que representa a aceleração da massa suspensa, foi obtida de modo a que se obtenha a derivada de segunda ordem (visto que o sistema foi modelado de modo que a saída y_1 fosse a primeira derivada de Z_s). A aceleração da massa suspensa

3.2. SIMULAÇÃO DA DINÂMICA DA SUSPENSÃO PASSIVA

é dividida pelo valor da aceleração da gravidade, g . A saída y_2 representa o curso da suspensão e a saída y_3 a deformação do pneu.

Nas figuras 3.2, 3.3 e 3.4 mostra-se, respetivamente, os gráficos da aceleração da massa suspensa, do curso da suspensão e da deformação do pneu, obtidos com uma perturbação sinusoidal com 1Hz de frequência e 2,54 cm de amplitude. Verifica-se que para estas frequência e amplitude o valor da aceleração da massa suspensa é um pouco inferior a 0,3 g o que sendo um valor aceitável fica aquém da resposta dos melhores sistemas de suspensão. O curso da suspensão, mostrado na figura 3.3, tem uma amplitude de 4 cm (valor pico-a-pico de 8 cm) o que é perfeitamente aceitável para o normal funcionamento da suspensão. A deformação do pneu, mostrada na figura 3.4, apresenta uma amplitude inferior a 5 mm, o que garante o contacto entre o pneu e o solo.

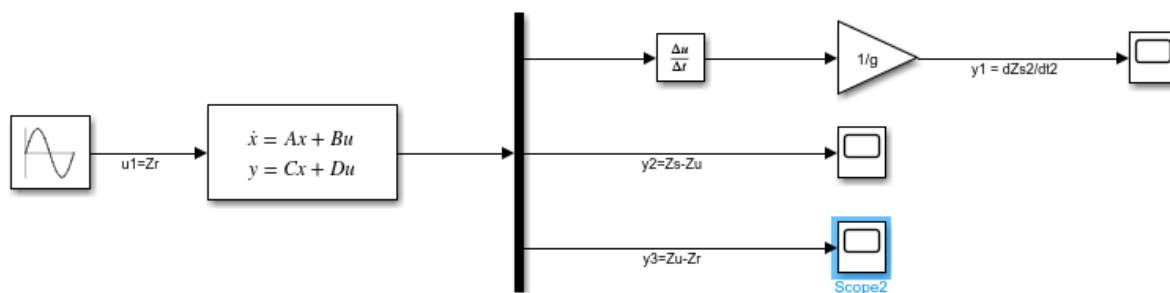


Figura 3.1: Representação em blocos do modelo da suspensão passiva.

3.2. SIMULAÇÃO DA DINÂMICA DA SUSPENSÃO PASSIVA

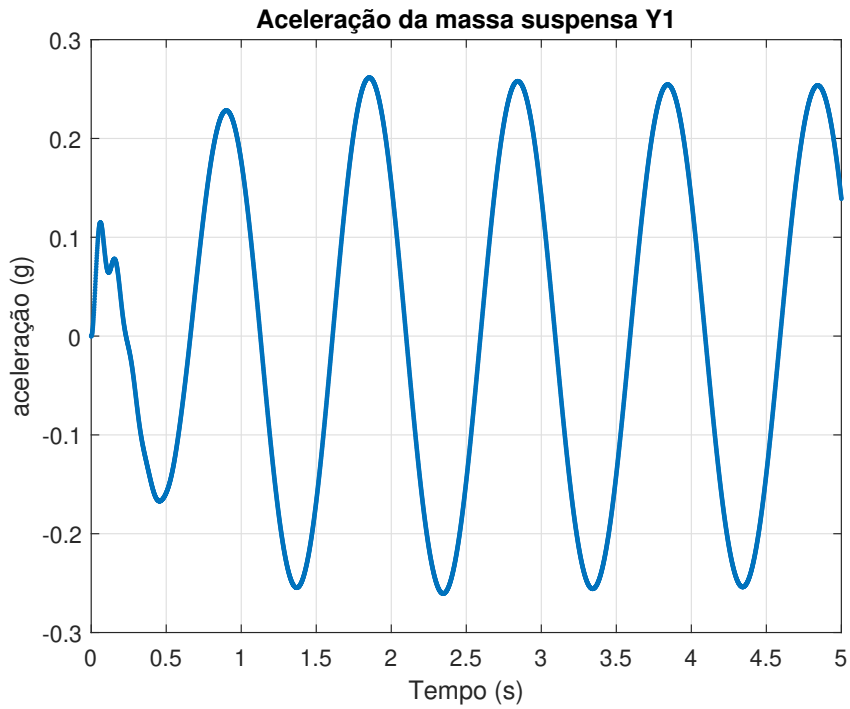


Figura 3.2: Aceleração da massa suspensa- Perturbação de 1 Hz com 2,54 cm de amplitude.

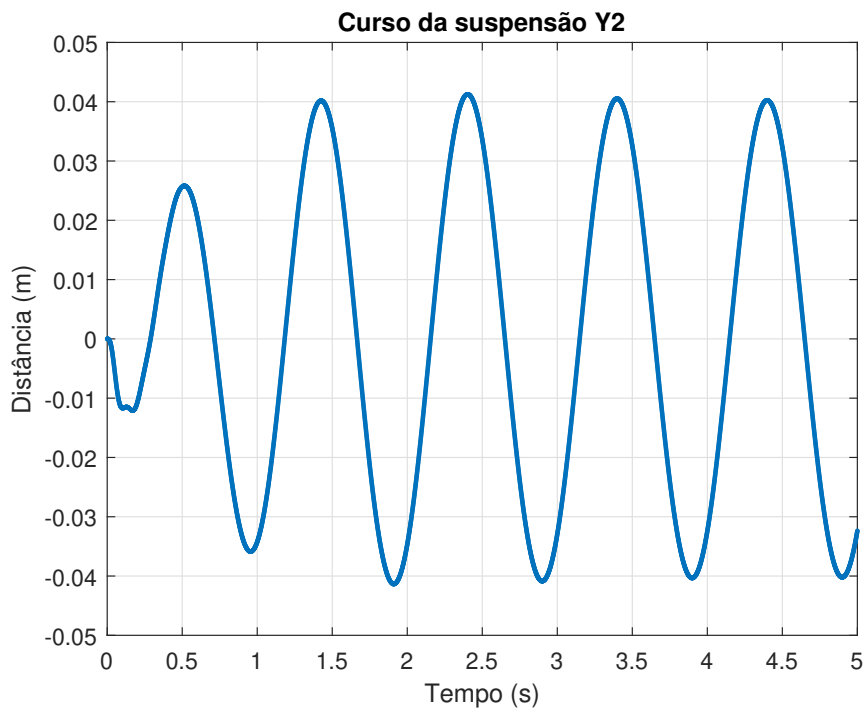


Figura 3.3: Curso da suspensão- Perturbação de 1 Hz com 2,54 cm de amplitude.

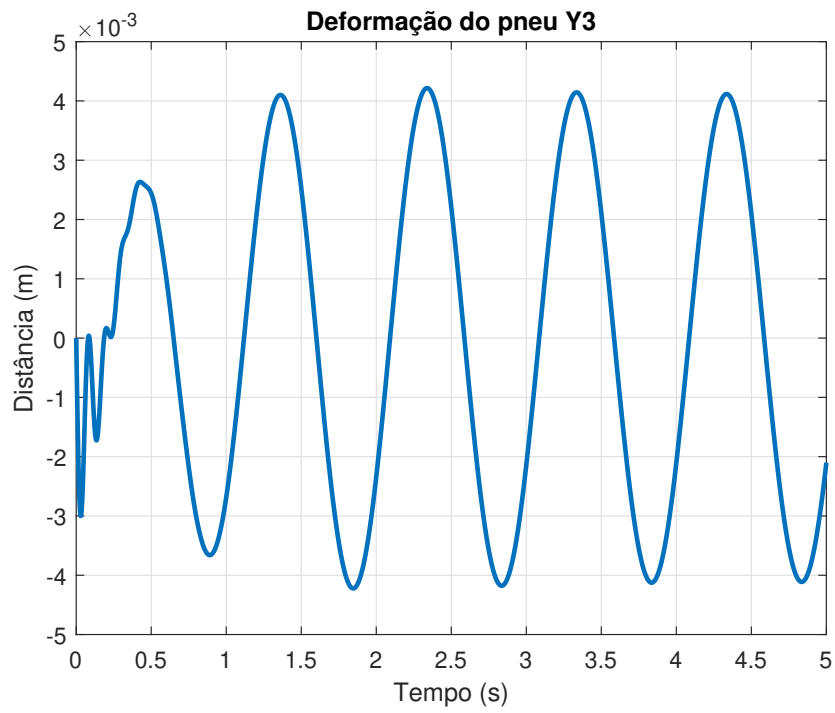


Figura 3.4: Deformação do pneu-Perturbação de 1 Hz com 2,54 cm de amplitude.

3.2.2 Simulação da dinâmica da suspensão passiva com atrito

Na figura 3.5 mostra-se o diagrama de blocos, realizado em Simulink do MATLAB, de um sistema de suspensão passiva com atrito. O diagrama inclui um bloco onde o sistema é simulada a equação matricial (2.5) no espaço de estados, e outro grupo de blocos que representa a força de atrito FF modelado pelas funções (3.8) e (3.9), cujo gráfico está na figura 3.6, com coeficiente de atrito μ igual à 200, conforme Rajamani and Hedrick (1995). As matrizes inseridas na equação matricial do sistema de estados são:

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{-1}{ms} \\ \frac{Kt}{mu} & \frac{1}{mu} \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -1 \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

$$\mathbf{D} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -1 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

Sendo a matriz \mathbf{A} igual à matriz em (3.1).

3.2. SIMULAÇÃO DA DINÂMICA DA SUSPENSÃO PASSIVA

A inclusão da força de atrito FF como entrada requisitou a introdução da saída y_4 , que é a diferença da aceleração das massas suspensa e não suspensa.

$$F_f = \mu \cdot \text{sgn}(|\dot{z}_s - \dot{z}_u|), \text{ se } |\dot{z}_s - \dot{z}_u| > 0,01 \text{ m/s} \quad (3.8)$$

$$F_f = \mu \cdot \text{sen}\left(\frac{|\dot{z}_s - \dot{z}_u| \pi}{0,01} \frac{\pi}{2}\right), \text{ se } |\dot{z}_s - \dot{z}_u| < 0,01 \text{ m/s} \quad (3.9)$$

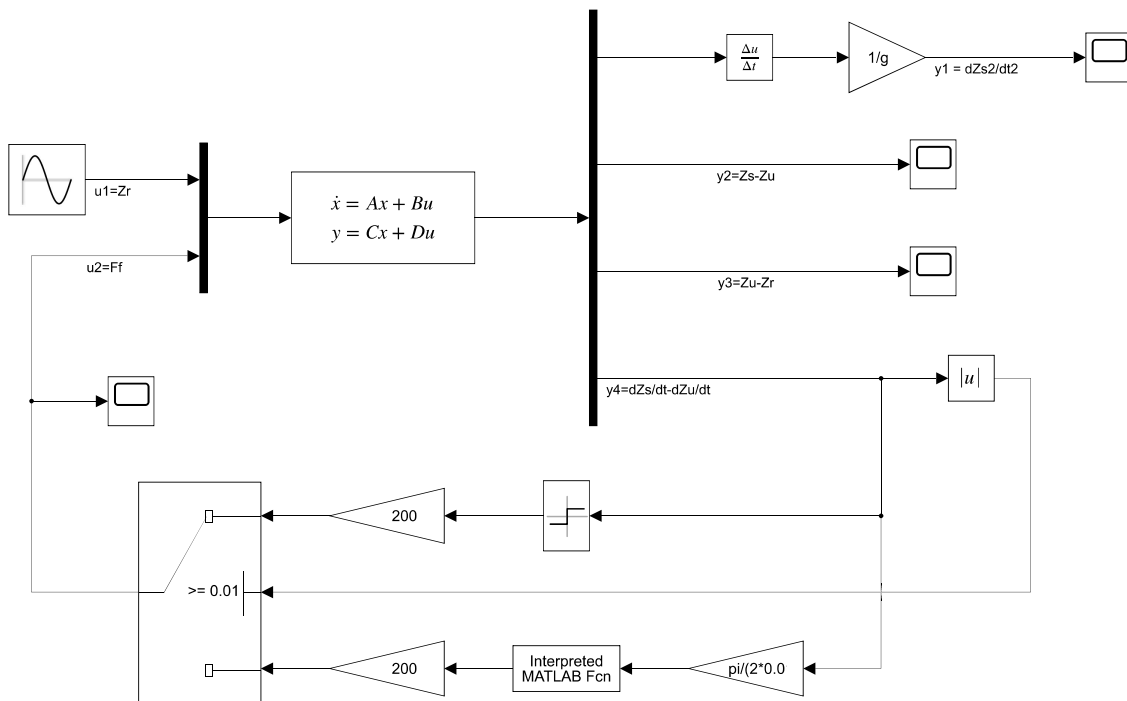


Figura 3.5: Diagrama do blocos a representar a suspensão passiva com atrito.

A saída y_1 , que representa a aceleração da massa suspensa, foi obtida de modo a que se obtenha a derivada de segunda ordem (visto que o sistema foi modelado de modo que a saída y_1 fosse a primeira derivada de Z_s). A aceleração da massa suspensa é dividida pelo valor da aceleração da gravidade, g . A saída y_2 representa o curso da suspensão e a saída y_3 a deformação do pneu.

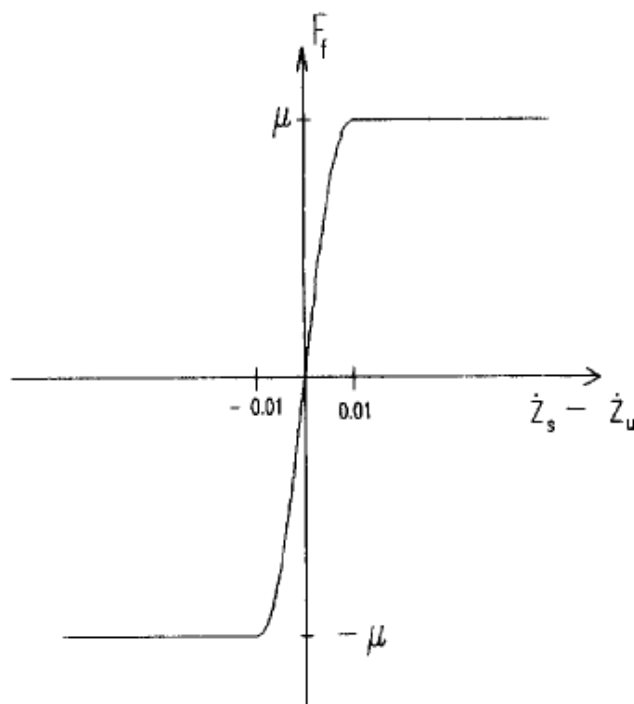


Figura 3.6: Força de atrito representada por FF (Rajamani and Hedrick, 1995).

Percebe-se que em comparação com sua versão sem atrito, as amplitudes das ondas são mais distorcidas mas, principalmente, menores. Isso se deve ao facto da dissipação de energia provocada pela força FF que é contrária ao trabalho realizado pela suspensão o que, de certa maneira auxilia na absorção de energia originária de irregularidades presentes na superfície de rolamento.

Nas figuras 3.7, 3.8 e 3.9 mostra-se, respetivamente, os gráficos da aceleração da massa suspensa, do curso da suspensão e da deformação do pneu, obtidos com uma perturbação sinusoidal com 1 Hz de frequência e 2,54 cm de amplitude. Verifica-se que para estas frequência e amplitude o valor da aceleração da massa suspensa é um pouco inferior a 0,15 g o que sendo um valor aceitável fica aquém da resposta dos melhores sistemas de suspensão. O curso da suspensão, mostrado na figura 3.8, tem uma amplitude de 1 cm (valor pico-a-pico de 2 cm) o que é perfeitamente aceitável para o normal funcionamento da suspensão. A deformação do pneu, mostrada na figura 3.9, apresenta uma amplitude de 10 mm, o que garante o contacto entre o pneu e o solo.

3.2. SIMULAÇÃO DA DINÂMICA DA SUSPENSÃO PASSIVA

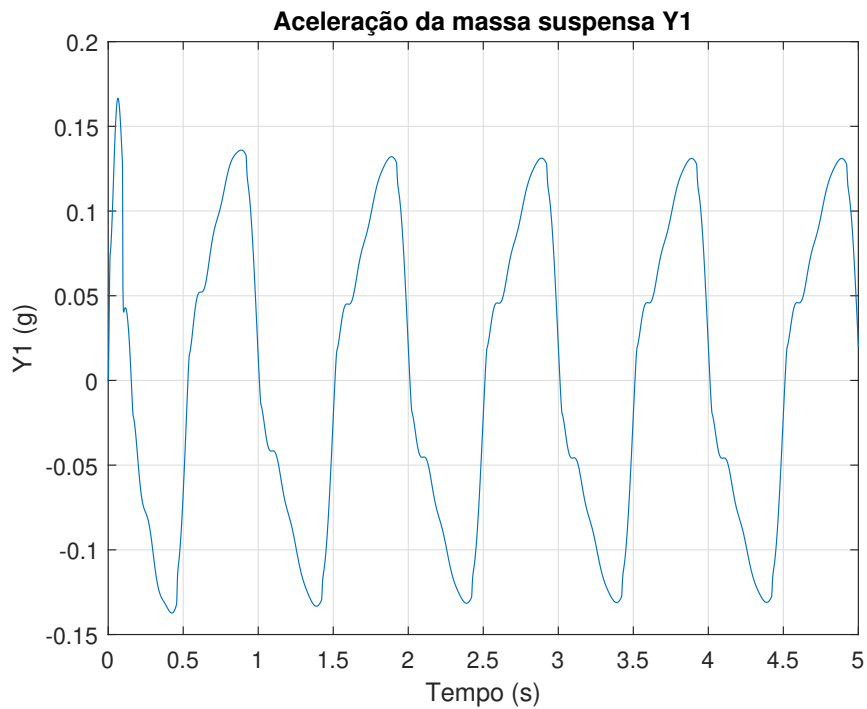


Figura 3.7: Aceleração da massa suspensa-Perturbação de 1 Hz com 2,54 cm de amplitude.

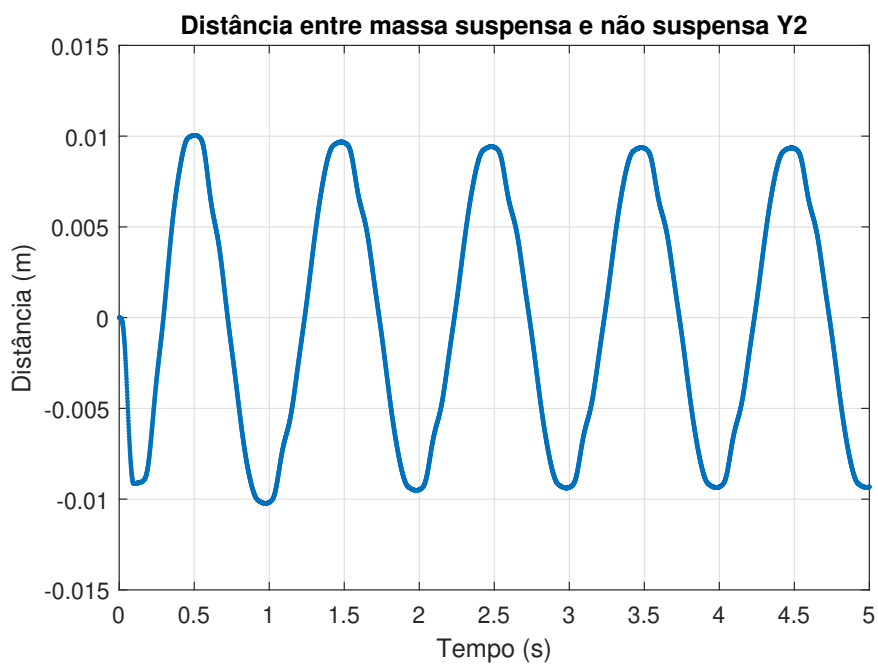


Figura 3.8: Curso da suspensão - Perturbação de 1 Hz com 2,54 cm de amplitude.

3.2. SIMULAÇÃO DA DINÂMICA DA SUSPENSÃO PASSIVA

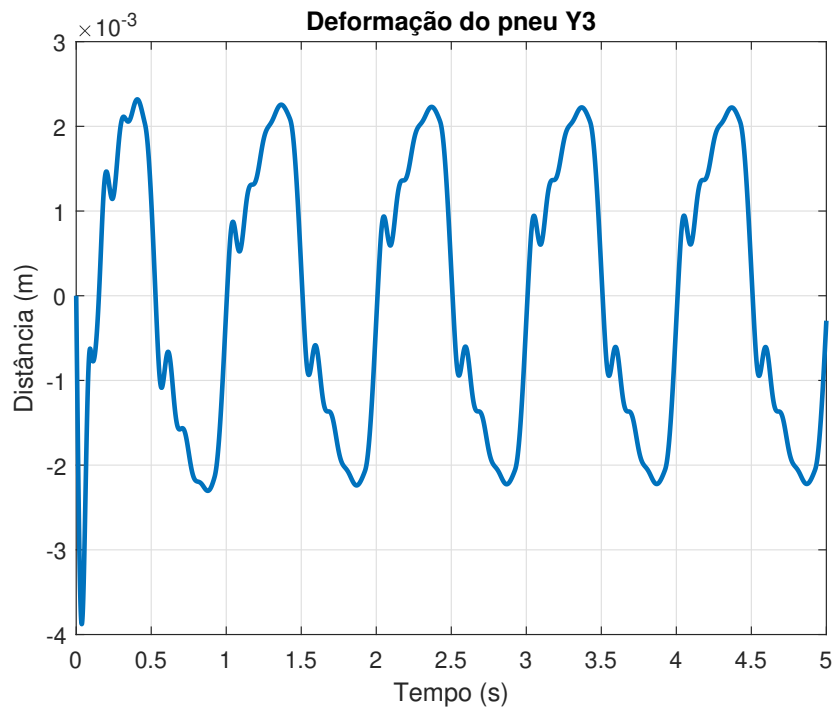


Figura 3.9: Deformação do pneu - Perturbação de 1 Hz com 2,54 cm de amplitude.

3.3 Suspensão ativa

3.3.1 Suspensão ativa simples

O controlo duma suspensão ativa parte do princípio que a velocidade da massa suspenso em relação ao solo seja zero, conforme dito anteriormente. Para a obtenção desse resultado ou que se aproxime ao máximo disso, é necessário que seja introduzida uma força no sistema de maneira que seja proporcional à velocidade de deformação ($\dot{Z}_s - \dot{Z}_u$). Na figura 3.10 vê-se exatamente isso: uma retroalimentação negativa, portanto, uma malha fechada, que é basicamente a introdução de uma força proporcional à velocidade da deformação do amortecimento. Matematicamente uma das entradas no sistema além de ser a vibração da superfície de rolamento, também será a força F_{ativ} a introduzir no sistema. As matrizes introduzidas na equação matricial do bloco espaço de estados são:

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{G_{ativ}}{ms} \\ \frac{Kt}{mu} & \frac{-G_{ativ}}{mu} \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.11)$$

$$\mathbf{D} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -1 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

3.3. SUSPENSÃO ATIVA

Sendo a matriz A igual à matriz em (3.1).

Ao fazer uma comparação das figuras 3.11 com o seu análogo sem suspensão ativa, figura 3.2, constata-se que a amplitude da aceleração da massa suspensa é relativamente inferior àquela obtida em seu equivalente sem controlo, 0,25 g contra 0,07 g, aproximadamente 3,6 vezes menor. O curso da suspensão, mostrado na figura 3.12, tem uma amplitude um pouco maior que 2 cm (valor pico-a-pico de 4 cm) que chega a ser quase metade da suspensão passiva. A deformação do pneu, mostrada na figura 3.13, apresenta uma amplitude de pico de aproximadamente 1mm, o que é aceitável e considerado seguro.

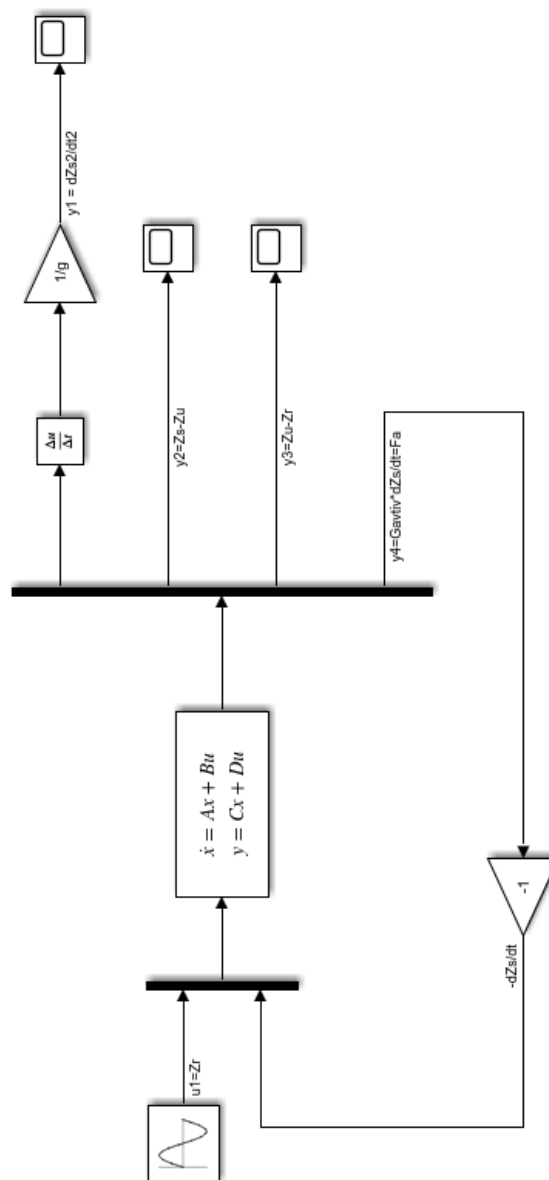


Figura 3.10: Diagrama de blocos a representar sistema com suspensão ativa.

3.3. SUSPENSÃO ATIVA

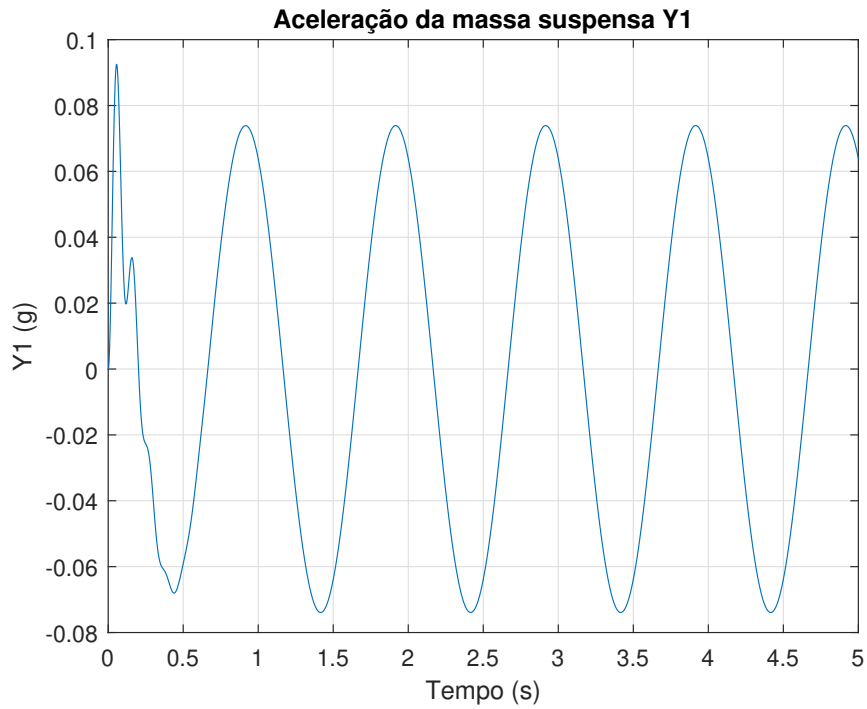


Figura 3.11: Aceleração da massa suspensa-Perturbação de 1Hz com 2,54cm de amplitude.

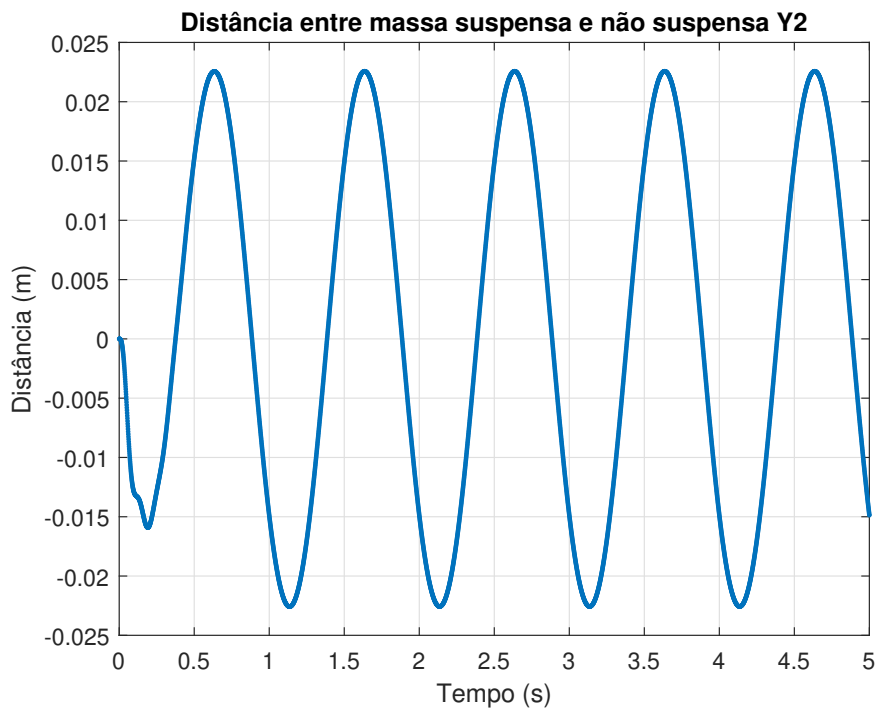


Figura 3.12: Curso da suspensão-Perturbação de 1Hz com 2,54cm de amplitude.

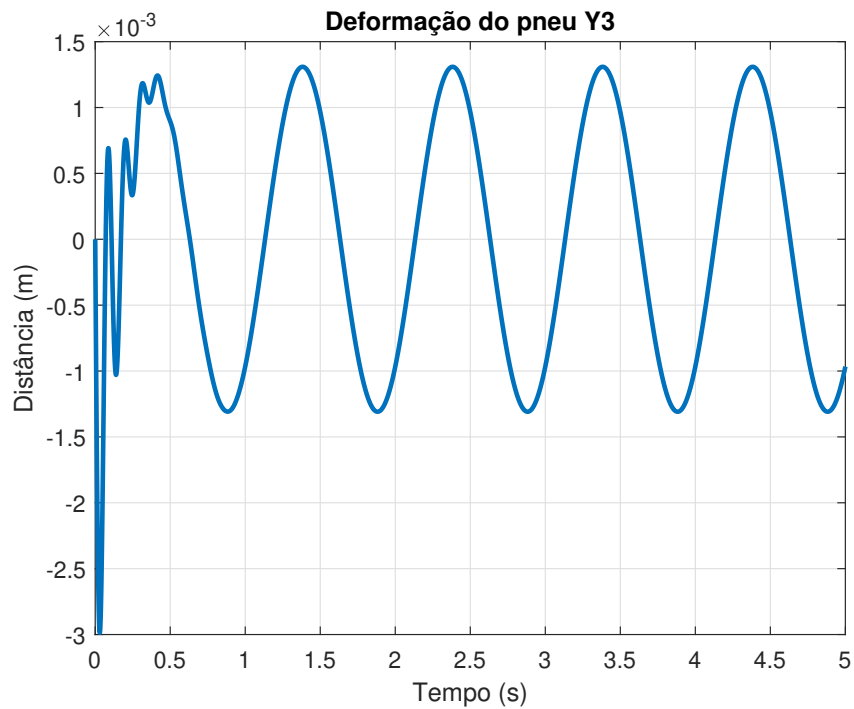


Figura 3.13: Deformação do pneu-Perturbação de 1Hz com 2,54cm de amplitude.

Ao realizar uma comparação com todas as amplitudes presentes nas saídas, nota-se que uma estratégia de controle demonstra-se eficaz na diminuição de ruídos a serem transmitidos do solo ao passageiro.

3.3.2 Suspensão ativa com atrito

Na figura 3.14 mostra-se o diagrama de blocos, realizado em Simulink do MATLAB, de um sistema de suspensão ativa com atrito. O diagrama inclui um bloco onde o sistema é simulada a equação matricial (2.5) no espaço de estados, a incluir as entradas e saídas para a componente ativa e de força de atrito. As matrizes introduzidas na equação matricial do bloco espaço de estados são:

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{-1}{ms} & \frac{Gativ}{ms} \\ \frac{Kt}{mu} & \frac{1}{mu} & \frac{-Gativ}{mu} \end{bmatrix} \quad (3.13)$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

$$\mathbf{D} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.15)$$

Sendo a matriz \mathbf{A} igual à matriz em (3.1).

De forma análoga ao ocorrido da suspensão passiva para a suspensão passiva com atrito, houve de maneira geral uma diminuição na amplitude da aceleração e das distâncias.

A saída y_1 , que representa a aceleração da massa suspensa, foi obtida de modo a que se obtenha a derivada de segunda ordem (visto que o sistema foi modelado de

3.3. SUSPENSÃO ATIVA

modo que a saída y_1 fosse a primeira derivada de Z_s). A aceleração da massa suspensa é dividida pelo valor da aceleração da gravidade, g . A saída y_2 representa o curso da suspensão e a saída y_3 a deformação do pneu. A saída y_4 é a diferença entre a velocidade da massa suspensa com a massa não suspensa, para cálculo da força de atrito, e a saída F_a é a força da componente ativa na suspensão.

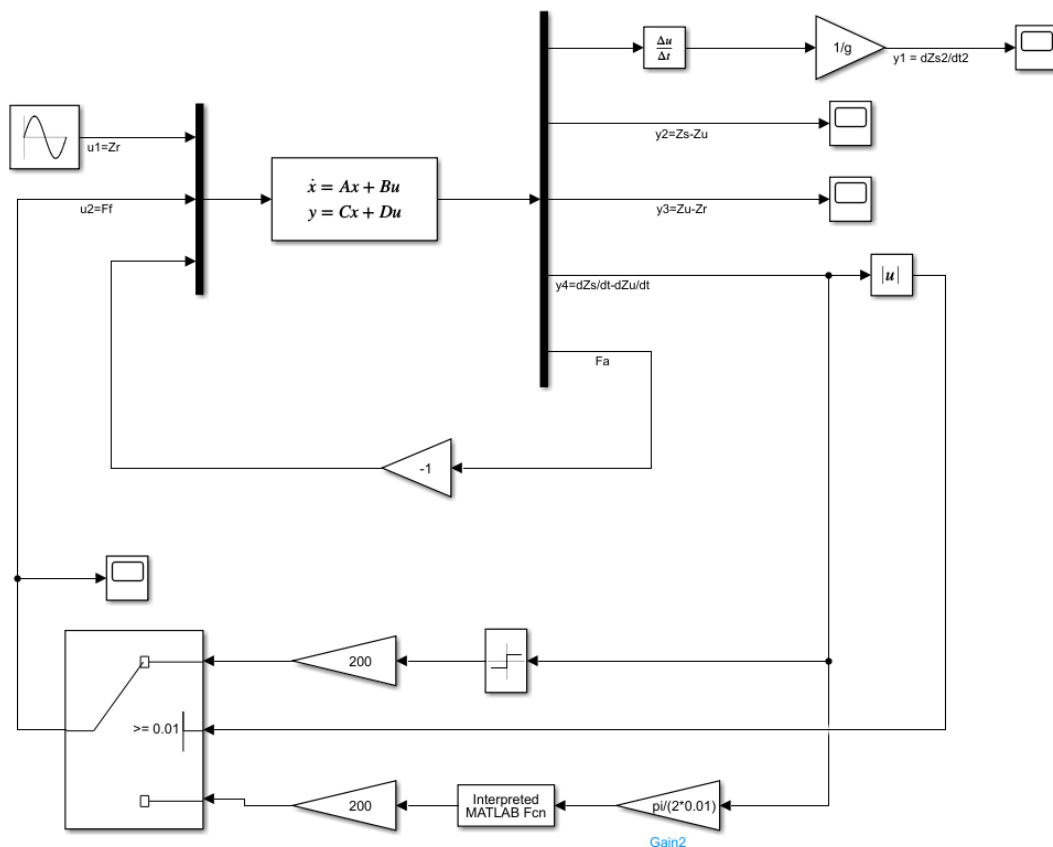


Figura 3.14: Diagrama de blocos a representar sistema com suspensão ativa e atrito

Nas figuras 3.15, 3.16 e 3.17 mostra-se, respetivamente, os gráficos da aceleração da massa suspensa, do curso da suspensão e da deformação do pneu, obtidos com uma perturbação sinusoidal com 1 Hz de frequência e 2,54 cm de amplitude. Verifica-se que para estas frequência e amplitude o valor da aceleração da massa suspensa é um pouco inferior a 0,1 g o que sendo um valor aceitável tendo por referência dos melhores sistemas de suspensão. O curso da suspensão, mostrado na figura 3.16, tem uma amplitude de 1 cm (valor pico-a-pico de 2 cm) o que é considerado ótimo para o normal funcionamento da suspensão. A deformação do pneu, mostrada na figura 3.17, apresenta uma amplitude próxima de 2 mm, o que garante o contacto entre o pneu e o

solo.

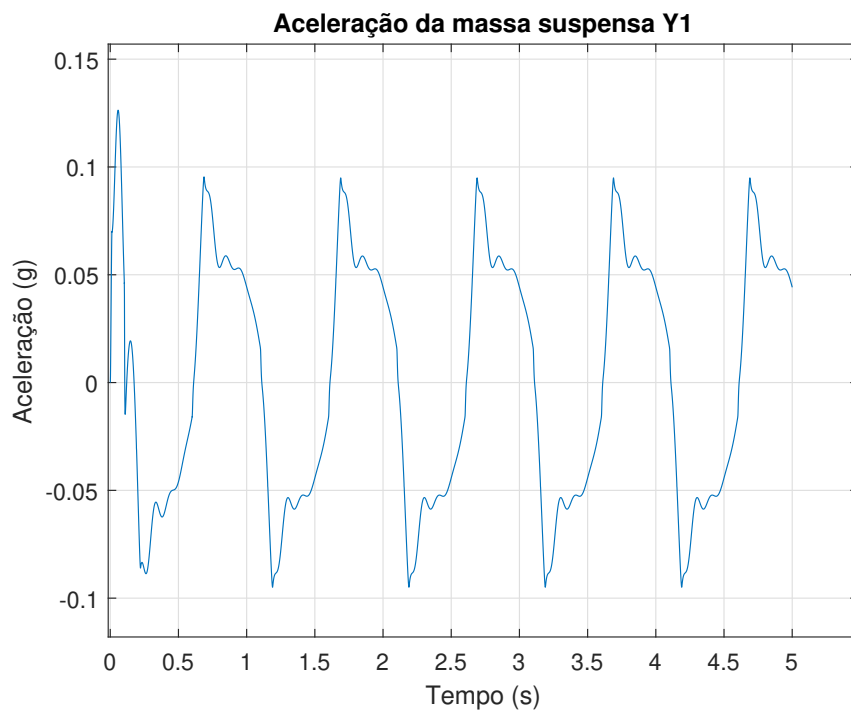


Figura 3.15: Aceleração da massa suspensa-Perturbação de 1 Hz com 2,54 cm de amplitude.

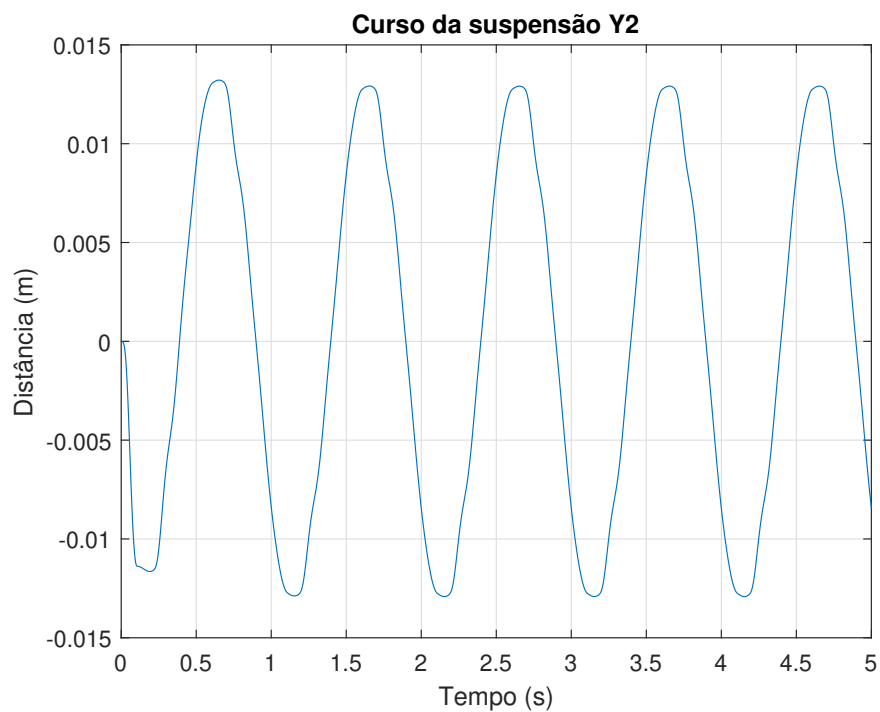


Figura 3.16: Curso da suspensão-Perturbação de 1 Hz com 2,54 cm de amplitude.

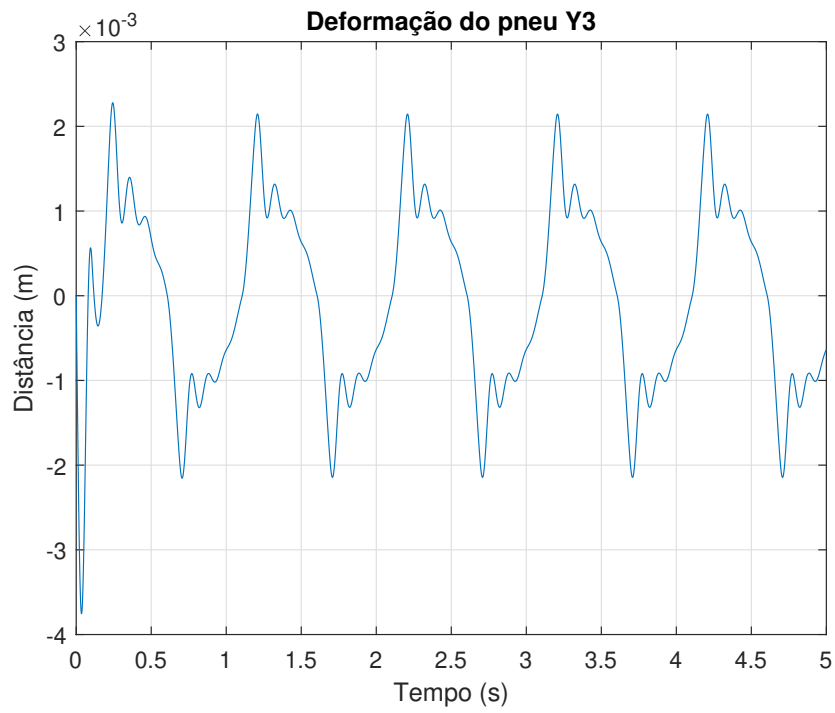


Figura 3.17: Deformação do pneu-Perturbação de 1 Hz com 2,54 cm de amplitude.

— *Keep calm and carry on.*

Winston Churchill

4

Implementação dos Observadores de estado

4.1 Observador assintótico sobre suspensão passiva simples

Na figura 4.1 mostra-se o diagrama de blocos, realizado em Simulink do MATLAB, de um sistema de suspensão passiva simples. O diagrama inclui um bloco onde no sistema é simulada a equação matricial no espaço de estados, como mostrado na seção 3.2.1, e inclui um conjunto de blocos que simula um observador assintótico. Utilizando os valores da tabela 3.1 na matriz 2.5 é possível calcular a matriz de estados para uma suspensão simples, aumentando a parte real negativa dos polos em 20 vezes, obtendo assim a matriz L do observador para este sistema. O observador está sintonizado com as matrizes do sistema exatamente igual ao sistema a ser estimado. No entanto, ao contrário do sistema real, ao observador é aplicada uma entrada nula, dada a impossibilidade em medir as perturbações da via de circulação.

Nas figuras 4.2, 4.3, 4.4 e 4.5 mostra-se, respetivamente, os gráficos dos erros da posição da massa suspensa, da posição da massa não suspensa, velocidade da massa suspensa e velocidade da massa não suspensa, obtidos com a leitura da saída disponível $Y3$, que é a aceleração da massa suspensa.

Verifica-se que para esta leitura de $Y3$ o valor da posição da massa suspensa do observador em relação ao sistema de referência é um pouco superior a 2,5 mm o que sendo um valor aceitável tendo em conta o observador a ser utilizado. O erro da posição da massa não suspensa, mostrado na figura 4.3, tem uma amplitude de 3 mm o que é perfeitamente aceitável para fins de estimativa. O erro para a velocidade da massa suspensa, mostrada na figura 4.4, apresenta uma amplitude inferior a 3 mm, o que representa também uma boa estimativa. O erro para a velocidade da massa não suspensa, mostrada na figura 4.5, apresenta uma amplitude inferior a 2,5 mm, o que é aceitável.

A matriz L foi calculada utilizando a função *place* do Matlab, realocando e multiplicando a parte real negativa dos polos do observador em relação ao sistema a ser observado em 20 vezes, o que resulta em:

$$L = 1.10^5 \begin{bmatrix} 0.0904 & 0.0061 & -1.6000 & -0.1818 \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

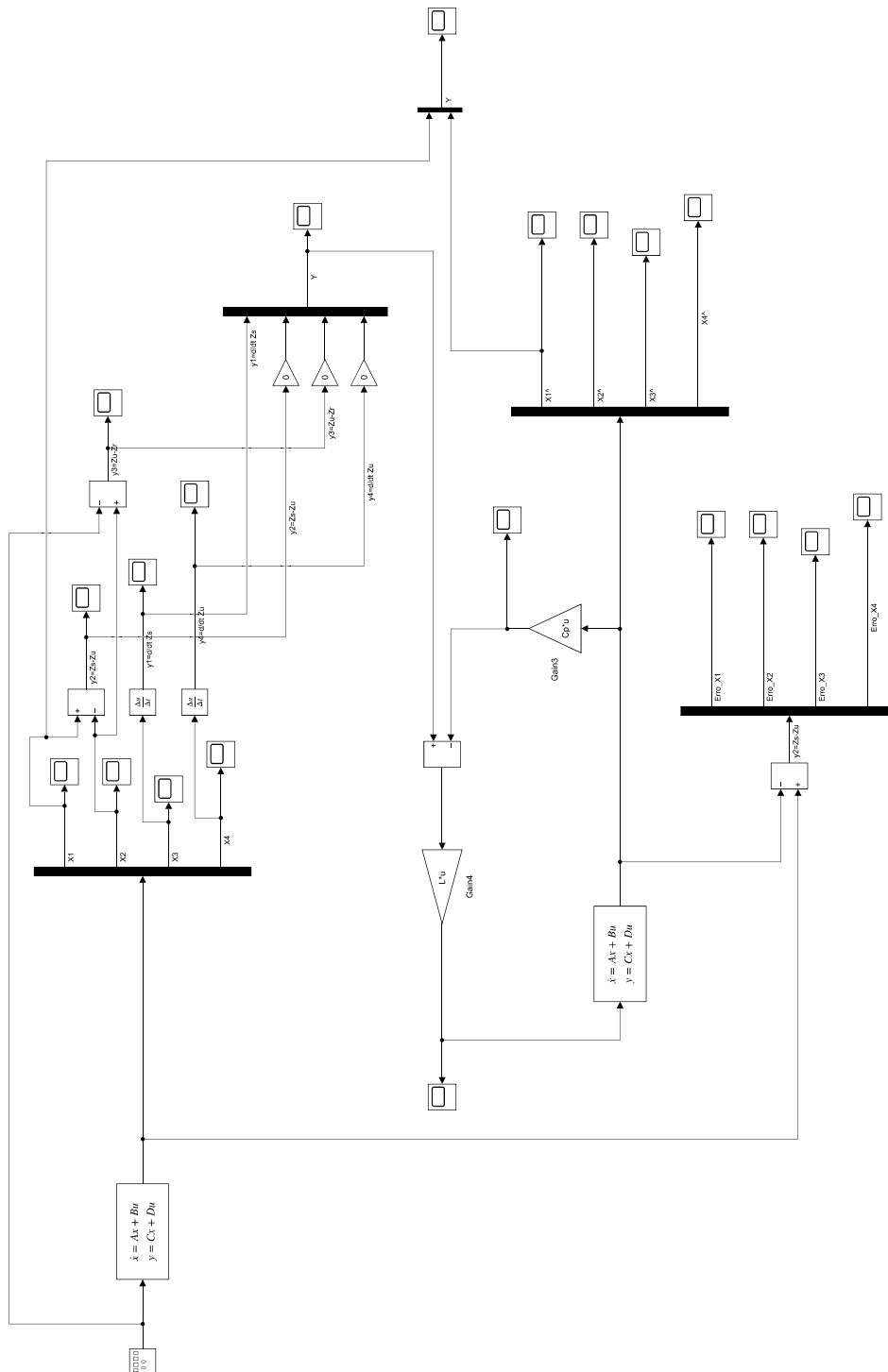


Figura 4.1: Diagrama de blocos para observador e sistema

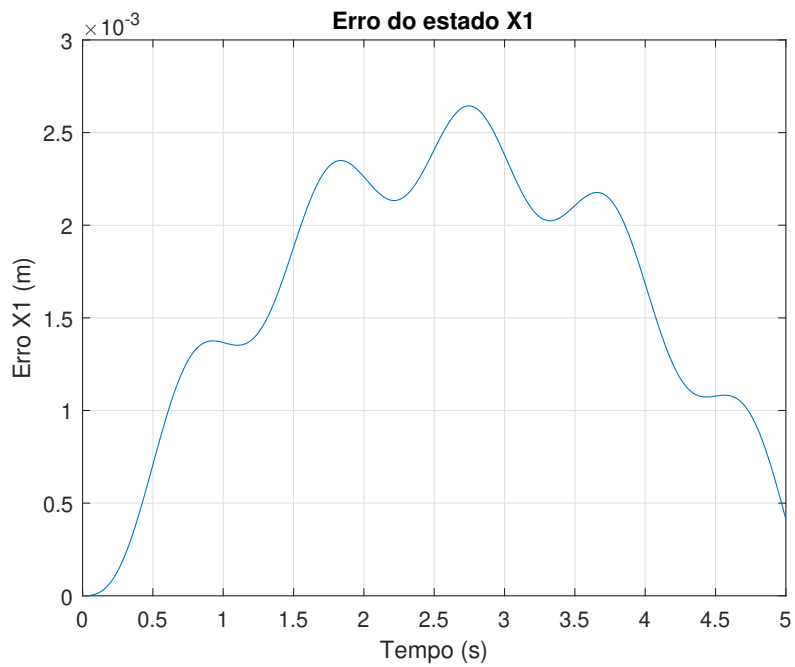


Figura 4.2: Erro do estado X1 - Posição da massa suspensa

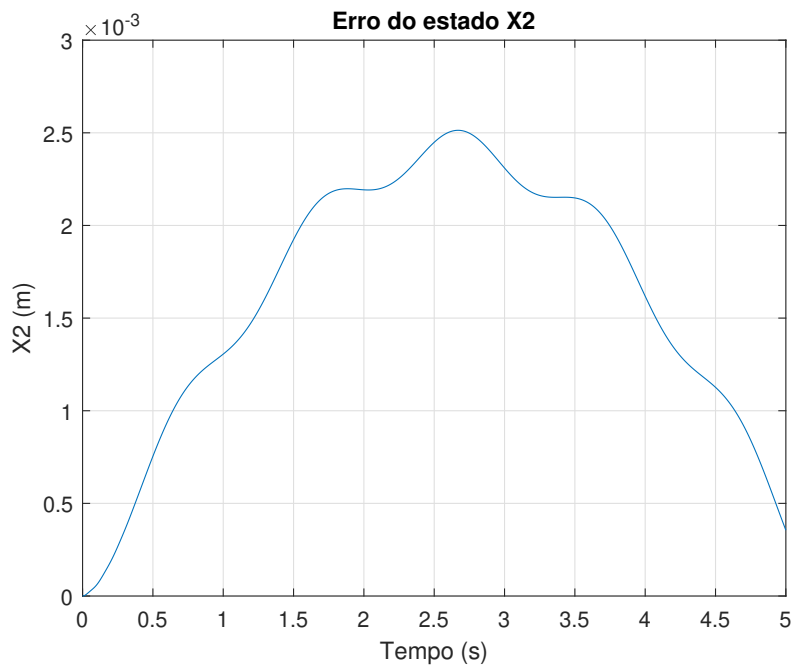


Figura 4.3: Erro do estado X2 - Posição da massa não suspensa

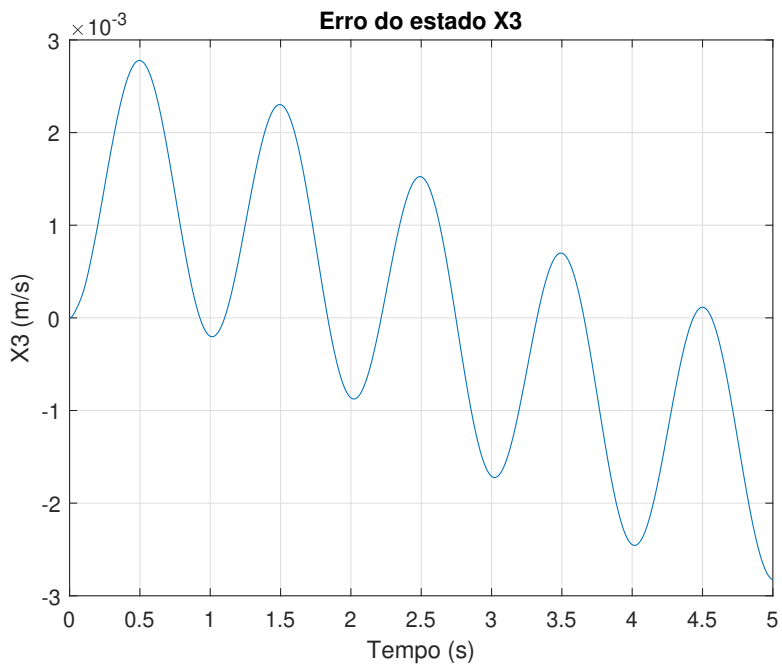


Figura 4.4: Erro do estado X3 - Velocidade da massa suspensa

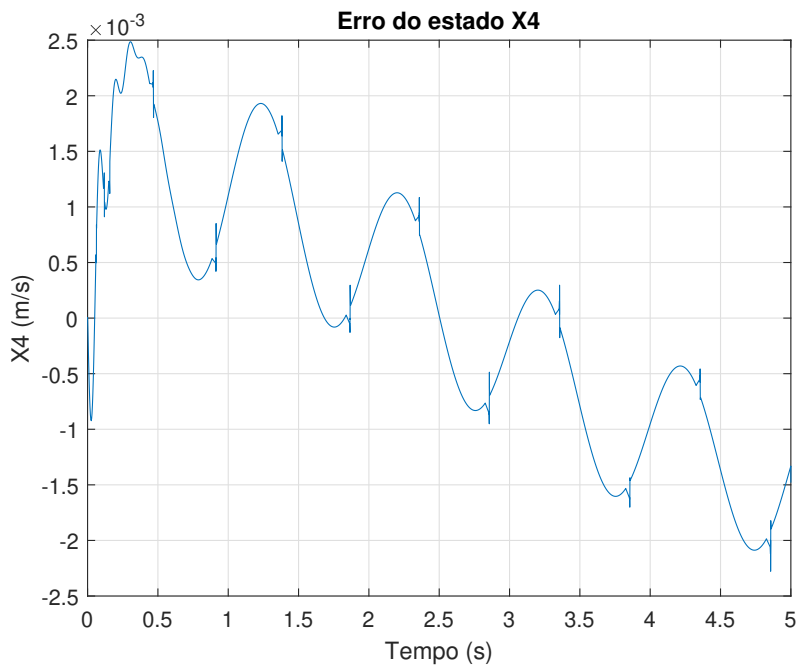


Figura 4.5: Erro do estado X4 - Velocidade da massa não suspensa

4.2 Observador assintótico sobre suspensão passiva complexa

Posteriormente, foi utilizado conforme mostrado na figura 4.1 o mesmo observador do sistema anterior, mas a estimar o sistema conforme matriz de espaço de estados em 2.11. Tal aplicação é feita com o intuito de validar a estimação dos estados realizada, de maneira a testar a flexibilidade do observador em questão tendo em vista que em uma situação realista, haveriam perturbações, ruídos e parâmetros imprevistos. A matriz L utilizada é a mesma que na equação (4.1).

As figuras a seguir apresentarão os erros de todos os estados, salienta-se que para a obtenção do estado X_4 , nomeadamente a variável \dot{Z}_u , velocidade da massa não-suspensa foi necessário somar à saída do sistema a razão $\frac{B_u}{m_u}$ de maneira a isolar somente \dot{Z}_u , visto que para fins de resolução algébrica, foi necessário adoptar o estado $x_4 = \dot{Z}_u - \frac{B_u}{m_u}$, o qual, dum ponto de vista prático não há significado além do facto de ser inviável a comparação de duas variáveis diferentes.

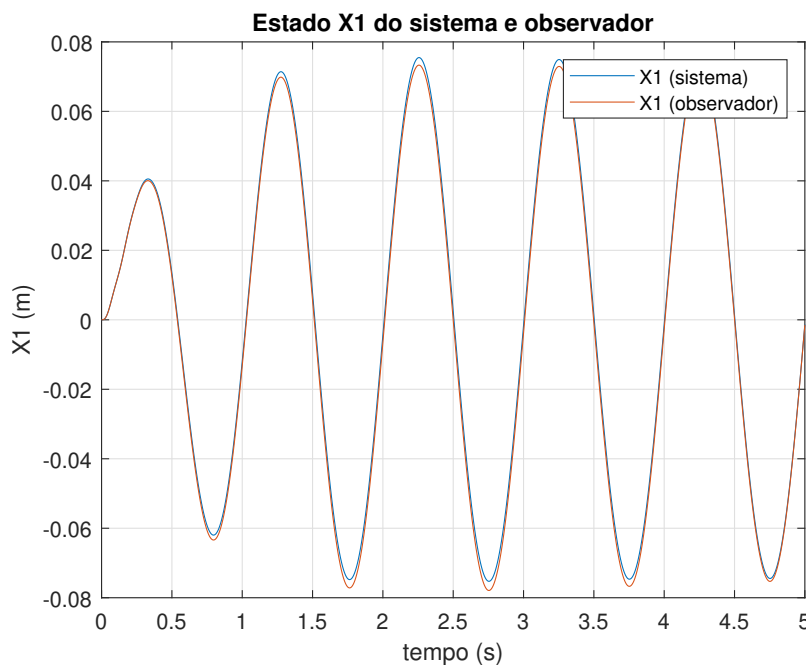


Figura 4.6: comparação entre estado X_1 medido do sistema e estado X_1 estimado pelo observador

Nas figuras 4.7, 4.8, 4.9 e 4.10 mostra-se, respetivamente, os gráficos dos erros da

4.2. OBSERVADOR ASSINTÓTICO SOBRE SUSPENSÃO PASSIVA COMPLEXA

posição da massa suspensa, da posição da massa não suspensa, velocidade da massa suspensa e velocidade da massa não suspensa, obtidos com a leitura da saída disponível Y3, que é a aceleração da massa suspensa.

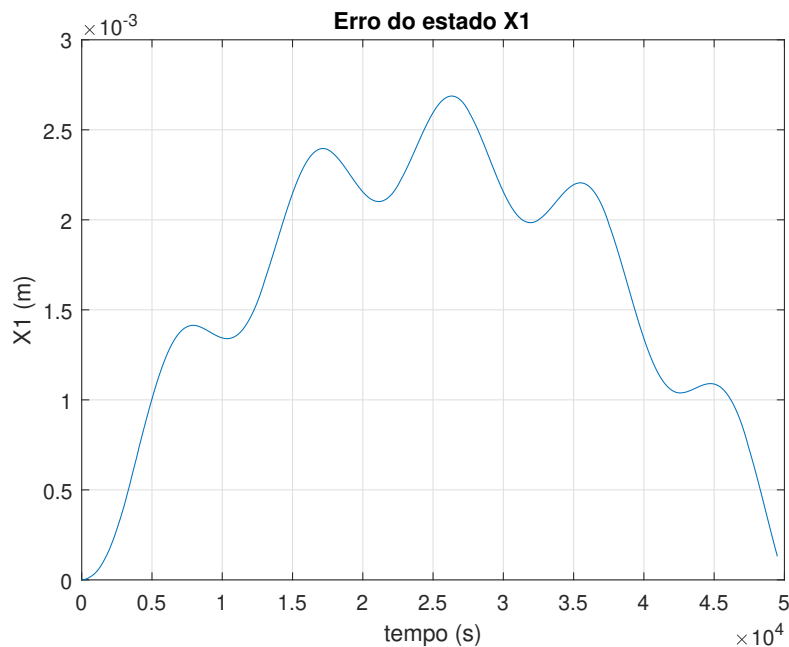


Figura 4.7: Erro do estado X1 - Posição da massa suspensa

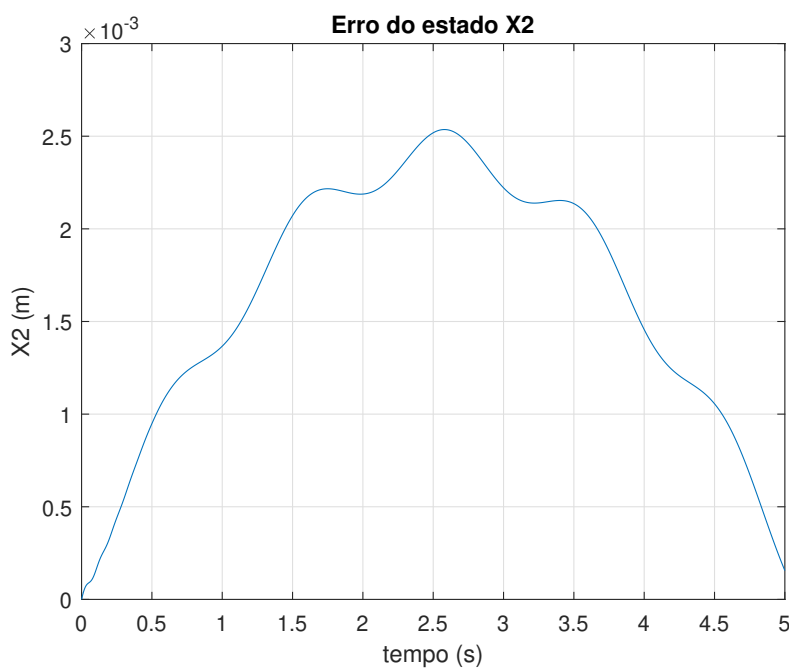


Figura 4.8: Erro do estado X2 - Posição da massa não suspensa

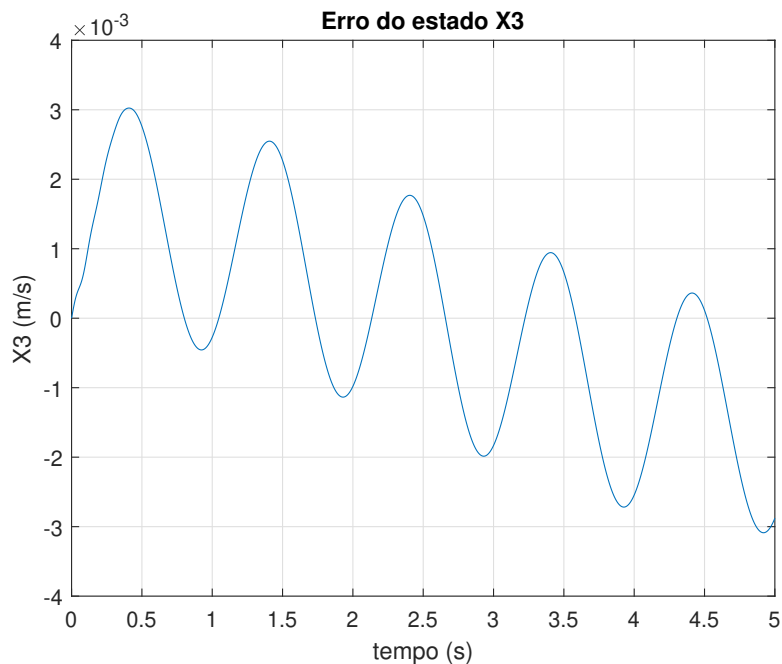


Figura 4.9: Erro do estado X3 - Velocidade da massa suspensa

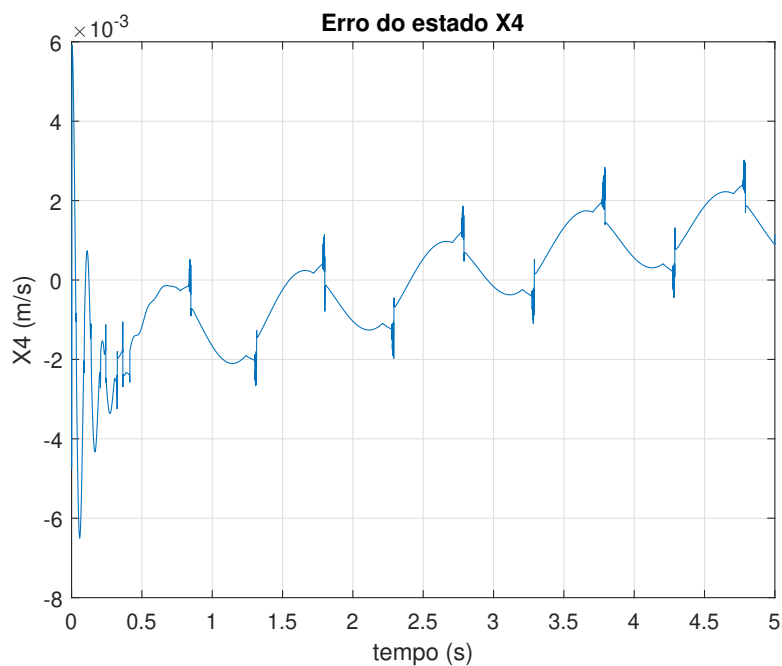


Figura 4.10: Erro do estado X4 - Velocidade da massa não suspensa

Verifica-se que para esta leitura de Y3 o valor da posição da massa suspensa do observador em relação ao sistema de referência é um pouco superior a 2,5 mm o que sendo um valor aceitável tendo em conta o observador a ser utilizado. O erro da posição da massa não suspensa, mostrado na figura 4.8, tem uma amplitude de 2,5 mm

o que é perfeitamente aceitável para fins de estimativa. O erro para a velocidade da massa suspensa, mostrada na figura 4.9, apresenta uma amplitude de 3 mm, o que representa também uma boa estimativa. O erro para a velocidade da massa não suspensa, mostrada na figura 4.10, apresenta uma amplitude inferior a 3 mm, após estabilizado, o que é aceitável. Uma comparação das estimativas do estado x_1 é realizada na figura 4.6, o que evidencia a precisão do observador, uma vez que os gráficos do sistema e observador estão quase sobrepostos.

4.3 Observador assintótico sobre suspensão passiva com atrito

Foi aplicado o observador sobre o sistema simulado em 3.2.2. Os resultados estão a seguir, assim como respetivo diagrama de blocos.

Conforme figura 4.11 há dois sistemas em paralelo com o observador. O que está acima é para obter os estados de referência do sistema, e o que está em baixo é o observador a estimar os estados.

Nas figuras 4.12, 4.13, 4.14 e 4.15 mostra-se, respetivamente, os gráficos comparação da posição da massa suspensa, da posição da massa não suspensa, velocidade da massa suspensa e velocidade da massa não suspensa, obtidos com a leitura da saída disponível Y3, que é a aceleração da massa suspensa, entre o sistema (valores de referência) e o observador (valores estimados).

Verifica-se que para esta leitura de Y3 o valor da posição da massa suspensa do observador em relação ao sistema de referência, mostrado na figura 4.12 é um pouco inferior a 2 cm (valores de pico) o que sendo uma diferença considerável, porém aceitável tendo em conta o observador a ser utilizado não prever a componente ativa, ou seja, não foi considerado em seu projeto a leitura de suspensões com elementos ativos. O erro da posição da massa não suspensa, mostrado na figura 4.13, tem uma amplitude de quase 2.5 cm pelo que está aquém do aceitável para fins de estimativa, pelo facto do gráfico do observador não se aproximar do esperado. Os gráficos para a velocidade da massa suspensa, mostrada na figura 4.14, estão quase sobrepostos, o que representa uma ótima estimativa. Os gráficos para a velocidade da massa não suspensa, mostrada na figura 4.15, também estão quase sobrepostos, o que representa, como dito anteriormente, uma ótima estimativa. A matriz L utilizada para o observador é a mesma que na equação (4.1).

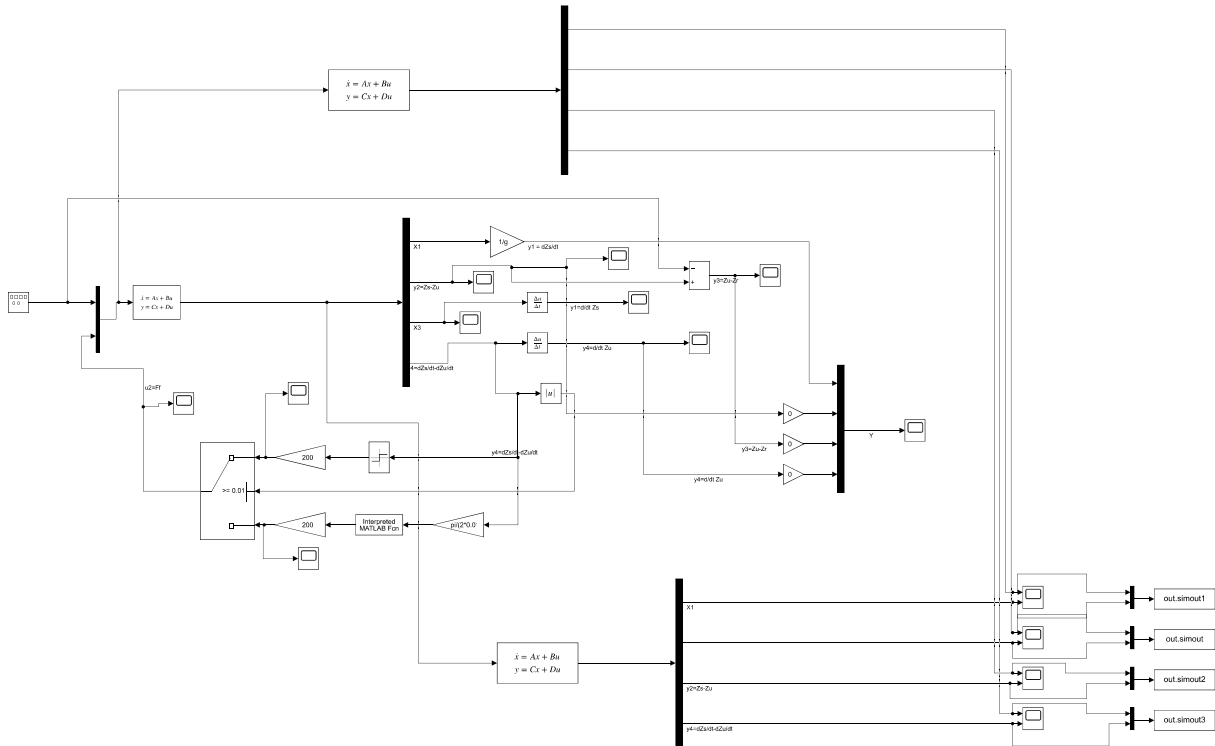


Figura 4.11: Diagrama de blocos do sistema e observador.

Estimação de estados dos sistemas

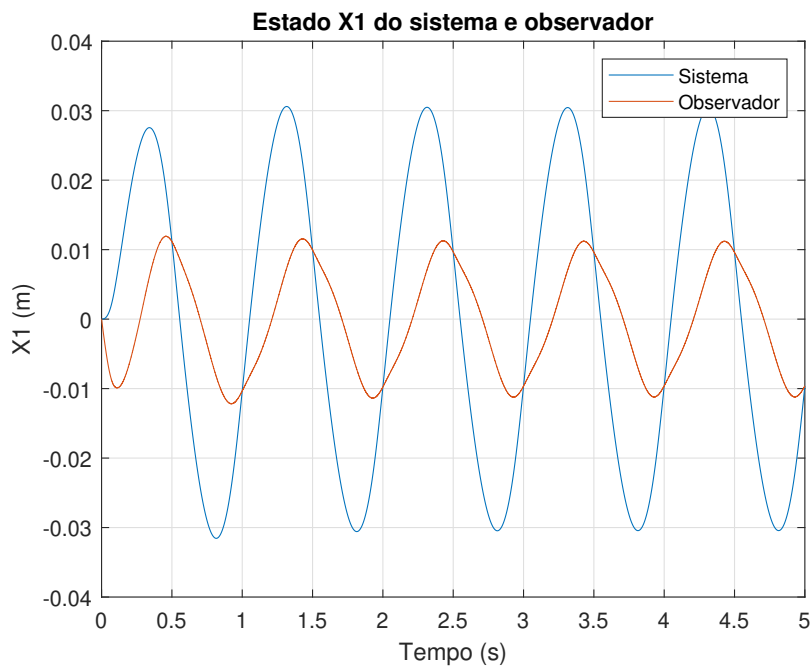


Figura 4.12: comparação entre estado X1 medido do sistema e estado X1 estimado pelo observador

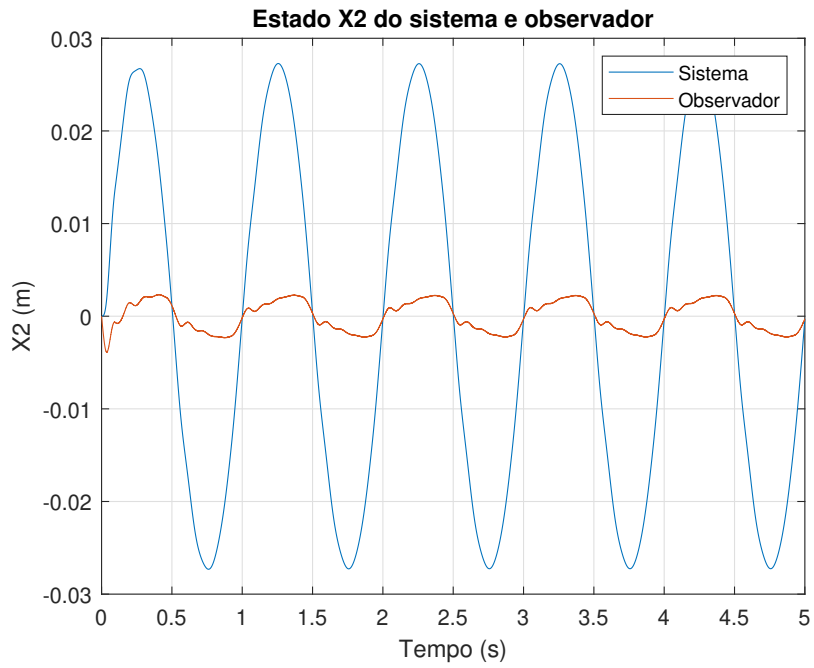


Figura 4.13: comparação entre estado X_2 medido do sistema e estado X_2 estimado pelo observador

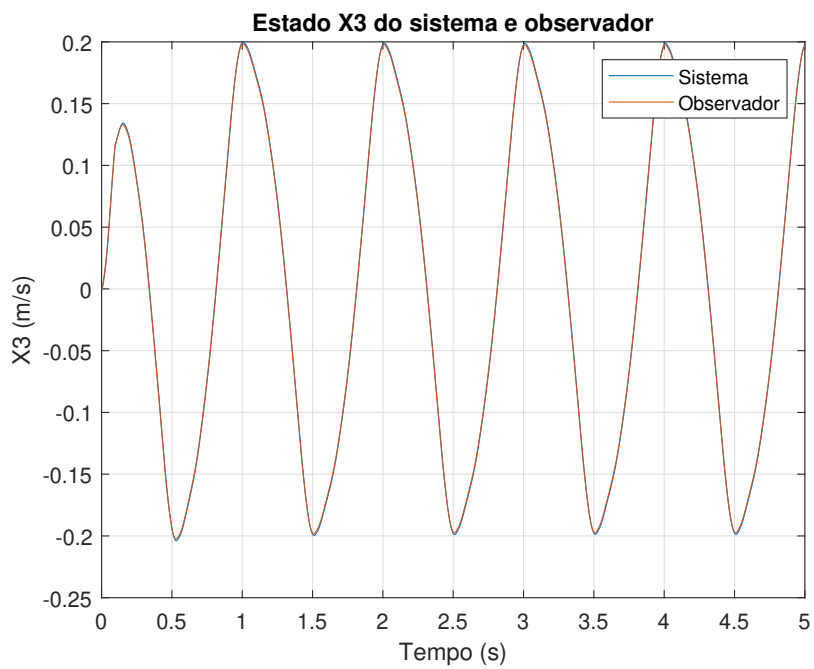


Figura 4.14: comparação entre estado X_3 medido do sistema e estado X_3 estimado pelo observador

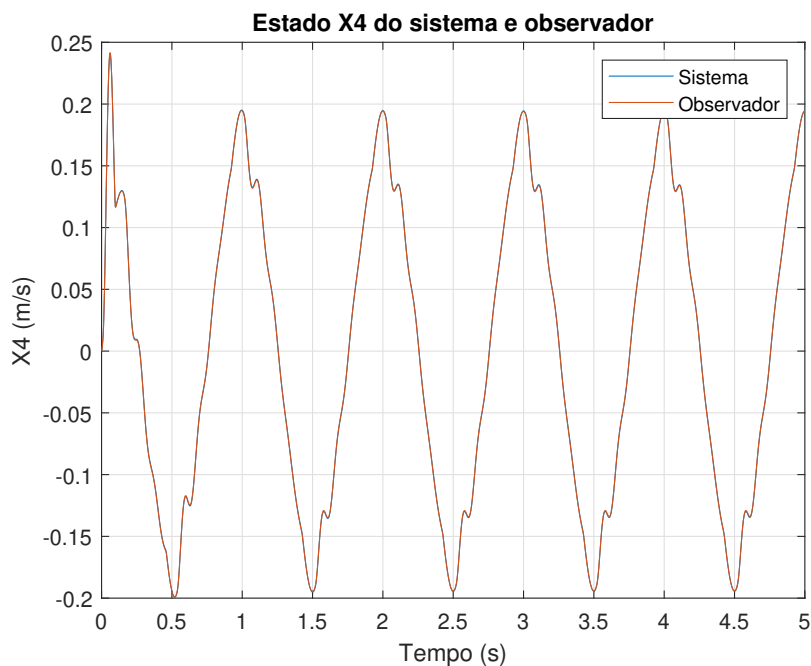


Figura 4.15: comparação entre estado X_4 medido do sistema e estado X_4 estimado pelo observador

4.4 Observador assintótico sobre suspensão ativa

De maneira análoga aos observadores aplicados previamente, foi-se introduzido um observador para estimar os estados dum modelo que simula uma suspensão ativa, já explicado na subsecção 3.3.1, mostrado na figura 4.16. A matriz L foi calculada de maneira análoga à matriz da equação (4.1), com exceção dos polos, que ao invés de serem aumentados em 20 vezes, foram aumentados em 200 vezes, o que resulta em:

$$L = 1.10^6 \begin{bmatrix} 0.0904 & 0.0061 & -1.6000 & -0.1818 \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

As figuras a seguir apresentarão uma sobreposição dos estados do modelo e do observador. Não serão apresentados curva com os erros dos estados uma vez que a complexidade do sistema aumentou a ser estimado aumentou, o que levou à uma defasagem das ondas em dois estados, nomeadamente X_1 e X_4 , o que para fins de análise e comparação não se mostra muito útil para esta situação.

Nas figuras 4.17, 4.18, 4.19 e 4.20 mostra-se, respetivamente, os gráficos de comparação da posição da massa suspensa, da posição da massa não suspensa, velocidade da

4.4. OBSERVADOR ASSINTÓTICO SOBRE SUSPENSÃO ATIVA

massa suspensa e velocidade da massa não suspensa, obtidos com a leitura da saída disponível Y3, que é a aceleração da massa suspensa, entre o sistema (valores de referência) e o observador (valores estimados).

Verifica-se que para esta leitura de Y3 o valor da posição da massa suspensa do observador em relação ao sistema de referência, mostrado na figura 4.17 é um pouco inferior a 0,25 cm (valores de pico) o que sendo uma diferença não muito considerável, tendo em conta o observador a ser utilizado não prever a componente ativa. O erro da posição da massa não suspensa, mostrado na figura 4.18, tem uma amplitude de quase 2 cm pelo que está aquém do aceitável para fins de estimativa, pelo facto do gráfico do observador não se aproximar do esperado. Os gráficos para a velocidade da massa suspensa, mostrada na figura 4.19, estão quase sobrepostos, o que representa uma ótima estimativa. Os gráficos para a velocidade da massa não suspensa, mostrada na figura 4.20, possuem uma diferença nos valores de pico de pouco mais de 0,1 m/s, o que representa, como dito anteriormente, uma estimativa aceitável, uma vez que o observador foi capaz de seguir o formato do gráfico do sistema de referência.

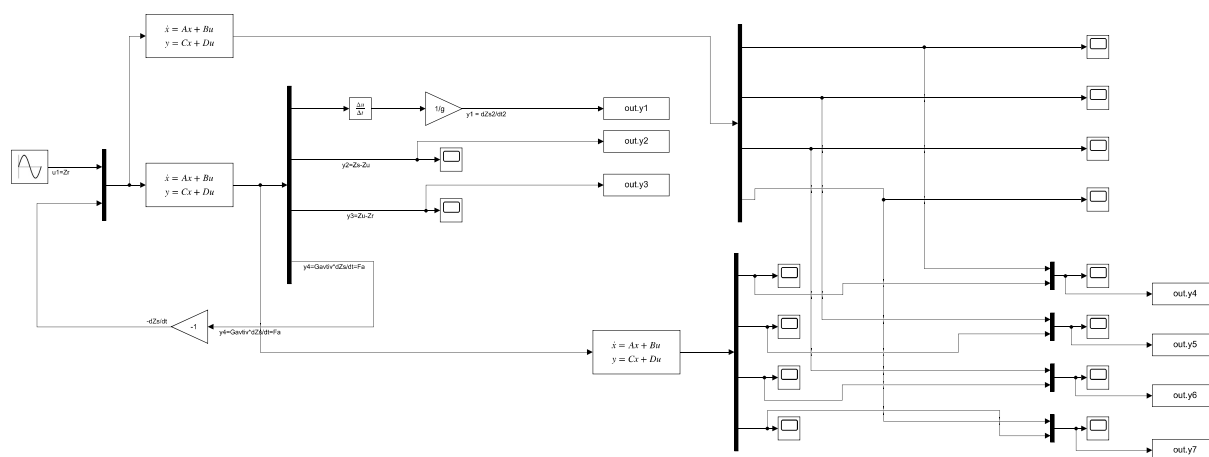


Figura 4.16: Suspensão ativa e observador em diagrama de blocos.

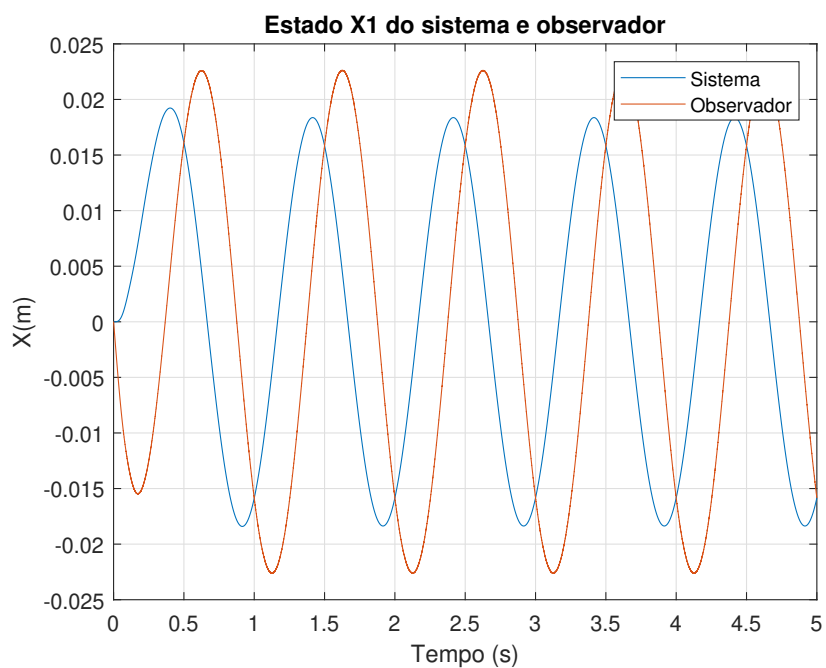


Figura 4.17: comparação entre estado X_1 medido do sistema e estado X_1 estimado pelo observador

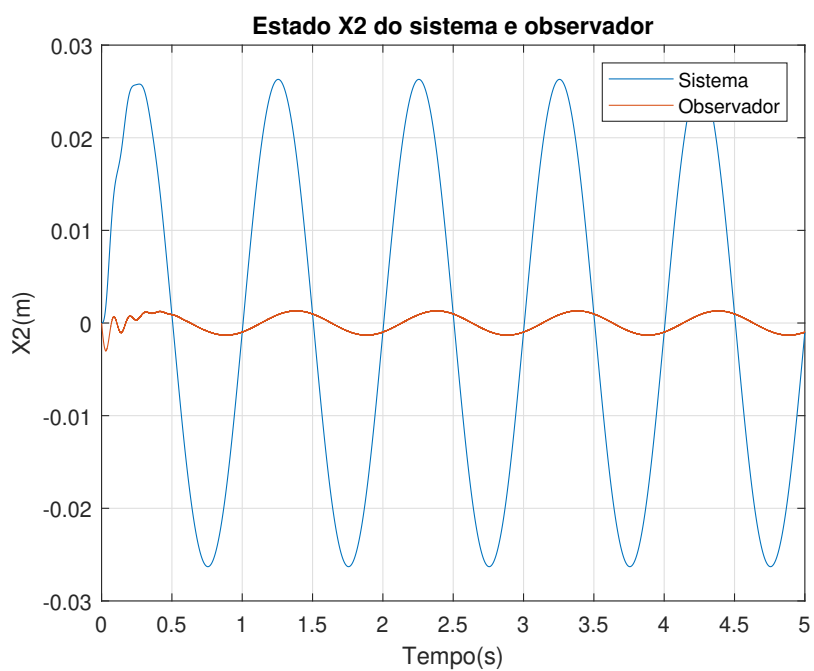


Figura 4.18: comparação entre estado X_2 medido do sistema e estado X_2 estimado pelo observador

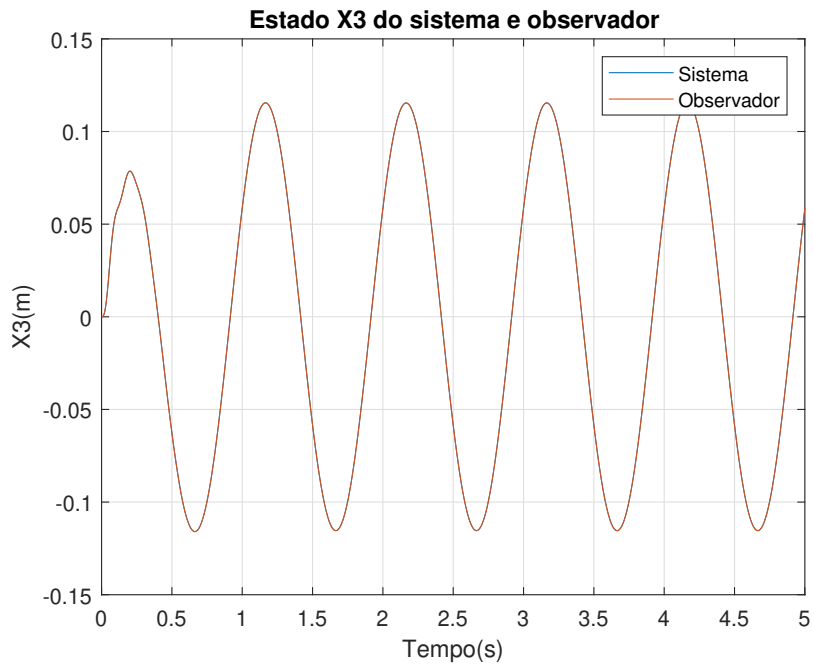


Figura 4.19: comparação entre estado X3 medido do sistema e estado X3 estimado pelo observador

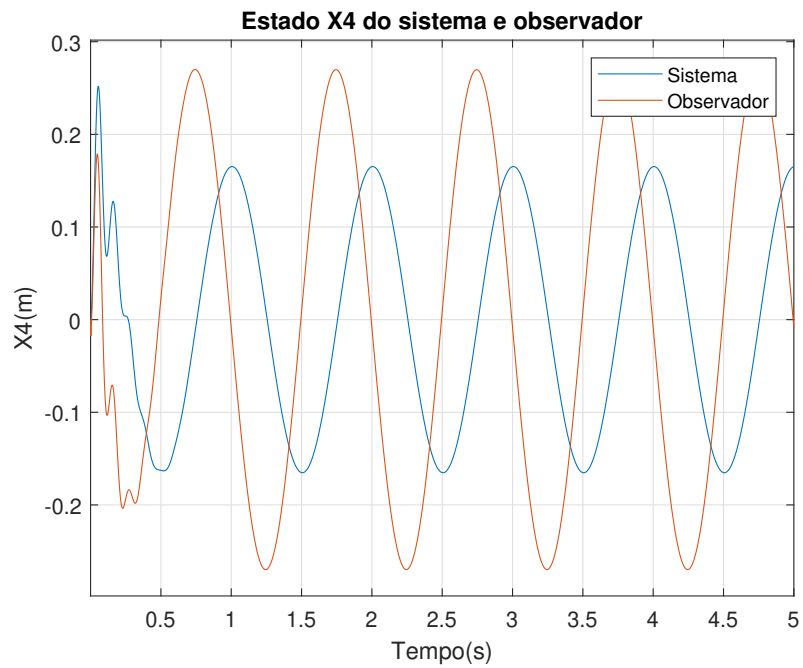


Figura 4.20: comparação entre estado X4 medido do sistema e estado X4 estimado pelo observador

4.5 Observador assintótico sobre suspensão ativa com atrito

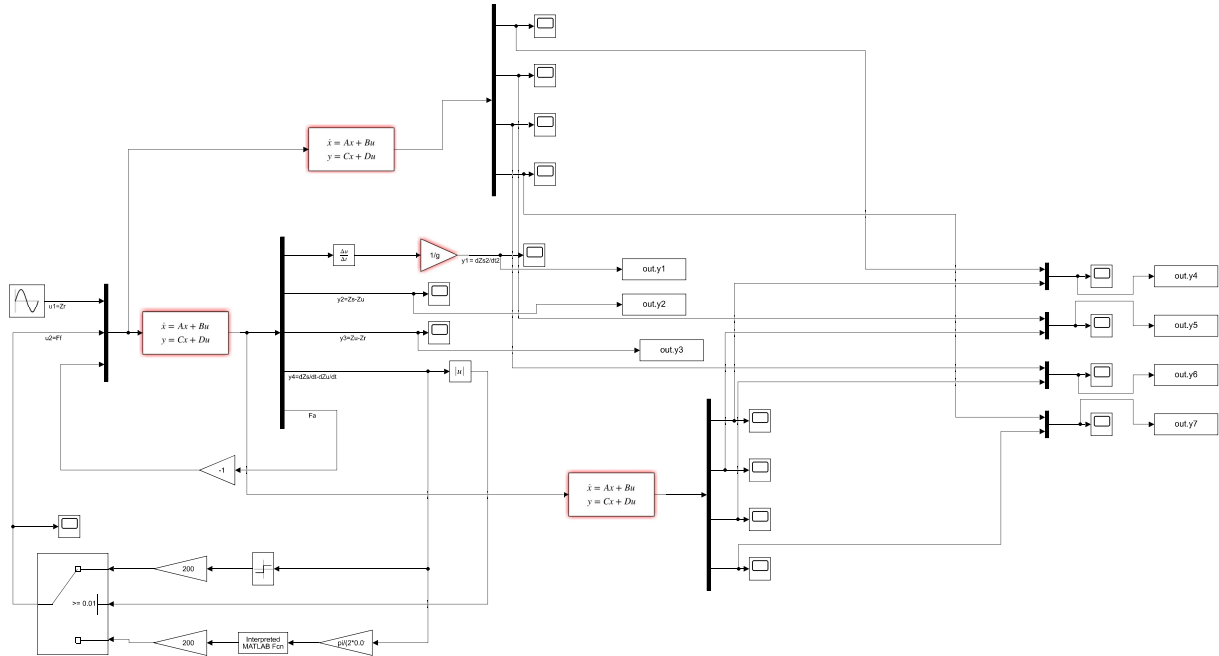


Figura 4.21: Suspensão ativa com atrito e observador em diagrama de blocos.

De maneira análoga aos observadores aplicados previamente, foi-se introduzido um observador para estimar os estados dum modelo que simula uma suspensão ativa, já explicado na secção 3.2.2, conforme figura 4.21.

As figuras 4.22, 4.23, 4.24 e 4.25 apresentarão uma sobreposição dos estados do modelo e do observador. Não serão apresentadas curvas com os erros dos estados uma vez que a complexidade do sistema aumentou a ser estimado aumentou, o que levou à uma defasagem das ondas em dois estados, nomeadamente X_1 e X_4 , o que para fins de análise e comparação não se mostra muito útil para esta situação.

A determinação da matriz L foi realizada de maneira empírica, de maneira igual à matriz da equação (4.2), obtendo os mesmos valores.

Observa-se na figura 4.22 um desfaseamento entre as curvas do sistema a ser observado e do observador para o estado X_1 , com uma diferença de valores de pico de aproximadamente 0,006 m. Já para o estado X_2 figura 4.23, essa diferença entre os va-

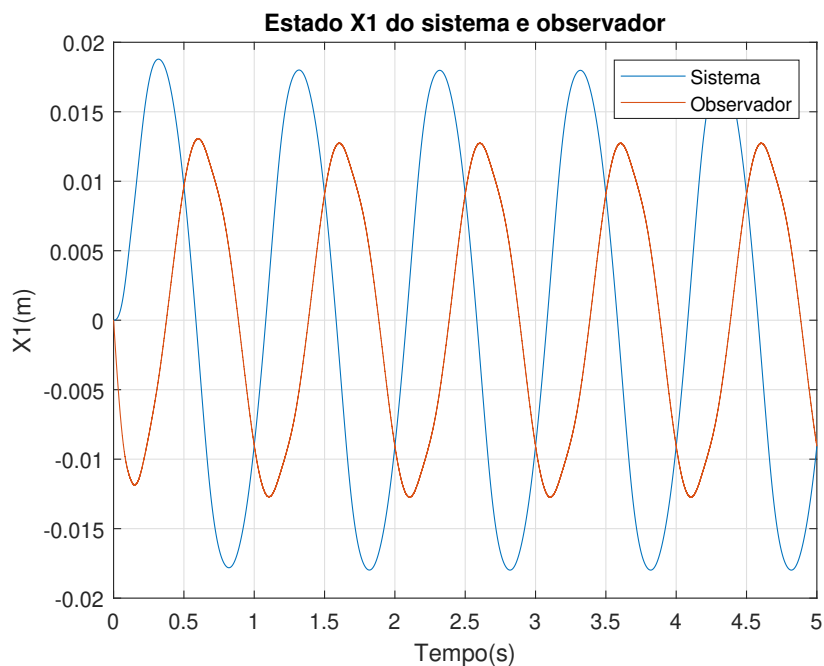


Figura 4.22: comparação entre estado X_1 medido do sistema e estado X_1 estimado pelo observador

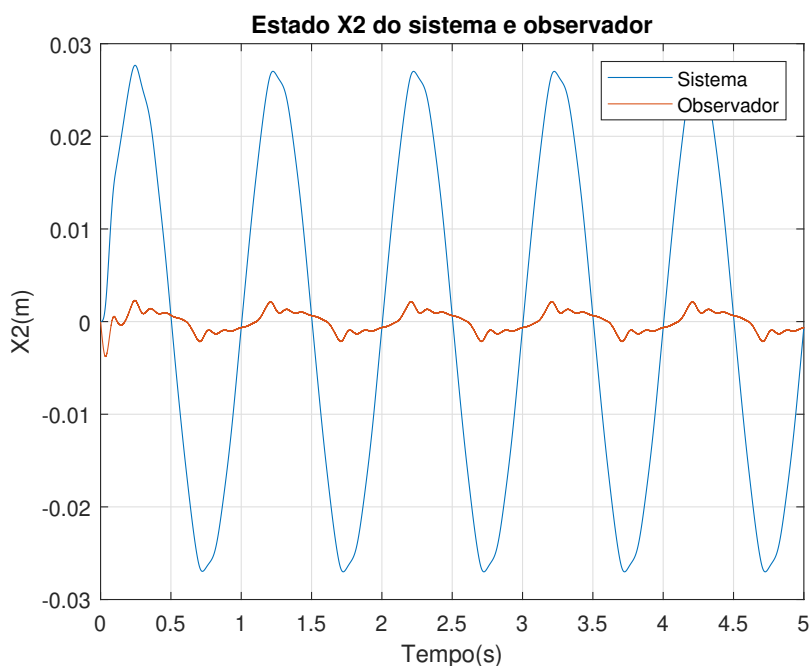


Figura 4.23: comparação entre estado X_2 medido do sistema e estado X_2 estimado pelo observador

lores foi maior em relação ao estado X_1 , de aproximadamente 0.025 m. Para os estados X_3 e X_4 , figuras 4.24 e 4.25 respectivamente, notou-se uma diferença de praticamente 0 m/s para os valores de pico entre o sistema e o observador, um erro consideravelmente menor (quase nulo) em relação ao estado X_1 .

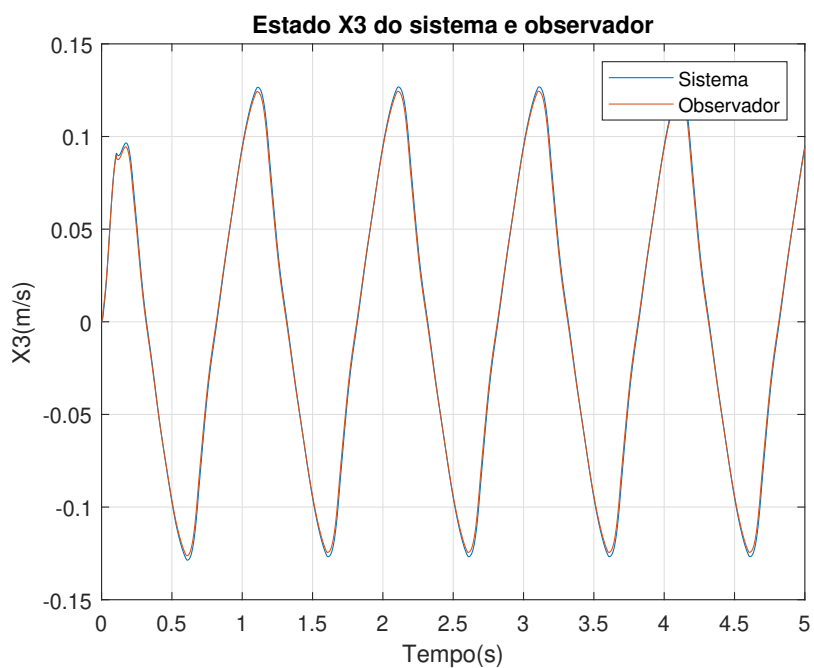


Figura 4.24: comparação entre estado X3 medido do sistema e estado X3 estimado pelo observador

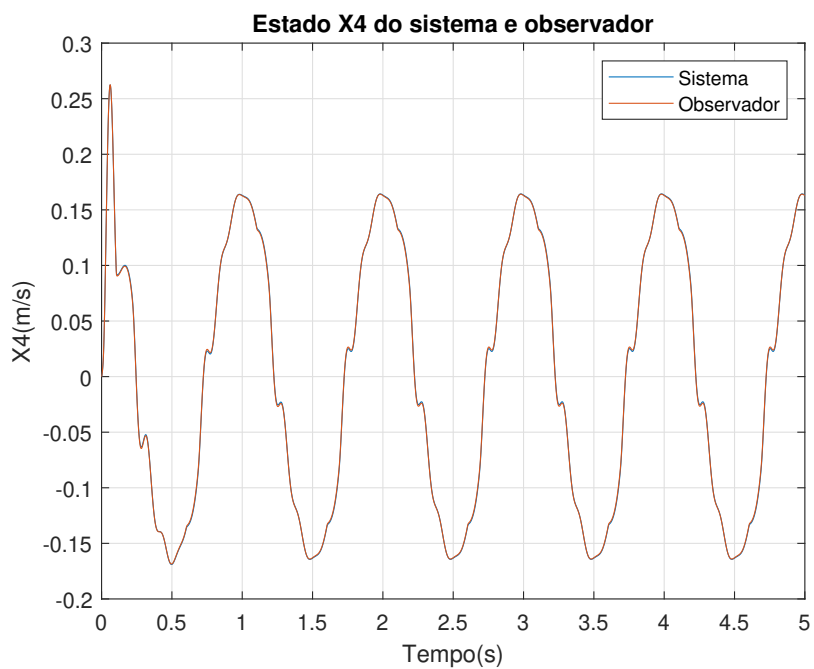


Figura 4.25: comparação entre estado X4 medido do sistema e estado X4 estimado pelo observador

— *And now, the end is near*
and so I face the final curtain

...

And did it my way

Yes, it was my way

Paul Anka

5

Conclusões

5.1 Análise dos observadores

Observador assintótico sobre sistema simples

Erro dos estados (suspensão passiva simples)	
Estado	Erro máximo obtido
$X_1 (Z_s)$	$2,6 \times 10^{-3} \text{ m}$
$X_2 (Z_u)$	$2,5 \times 10^{-3} \text{ m}$
$X_3 (\dot{Z}_s)$	$3 \times 10^{-3} \text{ m/s}$
$X_4 (\dot{Z}_u)$	$2,5 \times 10^{-3} \text{ m/s}$

Tabela 5.1: Valores de erros máximos para o estimador de estados

A partir do resultados evidenciados nas figuras 4.1, 4.2, 4.3 e 4.4 e transcritos na Tabela 5.1 percebe-se que os erros são relativamente pequenos face aos valores de pico do vetor de estados do sistema real. Mostrou-se que o observador assintótico fornece boas medidas com bons resultados, tendo em conta a aplicação que se deseja.

Salienta-se que os erros foram obtidos subtraindo os valores de pico dos estados do sistema a ser observado em relação ao observador.

Observador assintótico sobre sistema complexo

Erro dos estados (suspensão passiva complexa)	
Estado	Erro máximo obtido
$X_1 (Z_s)$	$2,6 \times 10^{-3} \text{ m}$
$X_2 (Z_u)$	$2,5 \times 10^{-3} \text{ m}$
$X_3 (\dot{Z}_s)$	$3 \times 10^{-3} \text{ m/s}$
$X_4 (\dot{Z}_u)$	$6 \times 10^{-3} \text{ m/s}$

Tabela 5.2: Valores de erros máximos para o estimador de estados

A partir do resultados evidenciados nas figuras 4.5, 4.6, 4.7 e 4.8 e transcritos na Tabela 5.2 percebe-se que os erros são relativamente pequenos face aos valores de pico do vetor de estados do sistema real, com resultados similares ao do sistema mais simples, com exceção do estado X_4 . Tendo em conta que os resultados são similares, mesmo aumentando a complexidade do sistema real em relação ao observador, que está sintonizado para um sistema menos complexo, vê-se resultados similares. Conclui-se que o

observador em questão pode fornecer boas estimativas para o vetor de estados mesmo que o sistema a ser analisado tenha variáveis inesperadas ou que não foram levadas em conta, ou seja, mais próximo de um sistema real, que possuem muitas vezes variáveis que podem não ter sido levadas em conta no projeto do observador, indicando uma boa robustez.

Observador assintótico sobre suspensão passiva com atrito

Medidas dos estados do sistema e observador		
Estado	Sistema	Observador
$X_1 (Z_s)$	0.030 <i>m</i>	0.011 <i>m</i>
$X_2 (Z_u)$	0.027 <i>m</i>	0.002 <i>m</i>
$X_3 (\dot{Z}_s)$	0.198 <i>m/s</i>	0.198 <i>m/s</i>
$X_4 (\dot{Z}_u)$	0.194 <i>m/s</i>	0.194 <i>m/s</i>

Tabela 5.3: Valores de pico para o sistema e observador em suspensão passiva com atrito

Conforme tabela 5.3 os erros são relativamente mínimos para os estados X_3 e X_4 . Os estados X_1 e X_2 encontram-se com erros maiores, salientando que para o estado X_1 o formato da onda a ser estimada e do observador são similares, apesar das diferenças nos picos.

Observador assintótico sobre suspensão ativa

Medidas dos estados do sistema e observador		
Estado	Sistema	Observador
$X_1 (Z_s)$	0.020 <i>m</i>	0.025 <i>m</i>
$X_2 (Z_u)$	0.026 <i>m</i>	0.0013 <i>m</i>
$X_3 (\dot{Z}_s)$	0.115 <i>m/s</i>	0.115 <i>m/s</i>
$X_4 (\dot{Z}_u)$	0.269 <i>m/s</i>	0.165 <i>m/s</i>

Tabela 5.4: Valores de pico para o sistema e observador em suspensão ativa

Conforme tabela 5.4 os resultados tanto para os estados X_1 quanto X_3 mostraram-se aceitáveis. Para os restantes estados, em comparação com os sistemas anteriores, a diferença entre o esperado e medido é maior. Isso se deve ao facto do observador

não estar a contar o elemento que compõe a suspensão ativa, o que pode ter levado a um erro maior, principalmente para X_2 . O erro ser quase nulo para X_3 é provavelmente devido ao observador estar a ser alimentado pela leitura do acelerômetro da massa suspensa, não havendo necessidade de estimar valores para X_3 . Apesar disso, consegui fazer uma boa previsão principalmente para o formato de onda de maneira geral.

Observador assintótico sobre suspensão ativa com atrito

Medidas dos estados do sistema e observador		
Estado	Sistema	Observador
$X_1 (Z_s)$	0.019 m	0.013 m
$X_2 (Z_u)$	0.027 m	0.002 m
$X_3 (\dot{Z}_s)$	0.126 m/s	0.124 m/s
$X_4 (\dot{Z}_u)$	0.164 m/s	0.164 m/s

Tabela 5.5: Valores de pico para o sistema e observador em suspensão ativa com atrito

Para os resultados da tabela 5.5, foram de maneira geral, similares aos da tabela 5.4, com exceção do estado X_4 , que apresentou boa precisão assim como X_3 .

5.2 Conclusões Gerais

Pode ser necessário o conhecimento do vetor de estados do sistema, seja para análise ou controlo, entretanto, muitas vezes tal vetor é inacessível, seja por falta de sensores ou o sistema somente disponibilizar as suas saídas para medida.

Para obter o vetor de estados a partir da saída de um sistema, utiliza-se um observador. O observador escolhido e utilizado foi o assintótico. Tal escolha origina-se do facto que, não é possível medir directamente a vibração do solo, ou seja, a entrada Z_R , tendo somente disponível para medida a aceleração da massa suspensa a partir de um acelerómetro.

Foi utilizado o mesmo observador para estimador os estados de dois sistemas: o primeiro, que representa uma suspensão passiva simples, sem amortecedor a ser con-

siderado no pneu; e o segundo, que representa uma suspensão passiva complexo, levando em conta um amortecedor para o pneu.

O primeiro observador apresentou erros na ordem de 10^{-3} , o que, a depender do fim que se destina o uso do vetor de estados estimado, é aceitável.

O segundo observador apresentou erros na mesma ordem que o primeiro, com exceção do estado X_4 , que apresentou erro maior. A introdução do amortecedor entre a entrada e a massa não suspensa aumentou consideravelmente a complexidade matemática em termos de resolução algébrica, que ocasiona um maior erro ocasionado, porém consideravelmente bom.

O terceiro observador apresentou maior erro em relação aos dois primeiros previamente expostos, provavelmente ocasionada pela introdução da componente ativa, o que pode aumentar o grau de imprevisibilidade, neste caso em que o observador não conta com a presença de tal elemento. Entretanto, de maneira geral houveram resultados aceitáveis. O observador previu adequadamente os estados com exceção de X_2 .

O quarto observador apresentou maior erro em relação aos dois primeiros previamente expostos, provavelmente ocasionada pela introdução da componente ativa, o que pode aumentar o grau de imprevisibilidade, neste caso em que o observador não conta com a presença de tal elemento. Entretanto, de maneira geral houveram resultados aceitáveis. O observador previu adequadamente os estados com exceção de X_2 .

O quinto observador igualmente apresentou maior erro em relação aos dois primeiros observadores. A adição extra do atrito nesta situação não aparentou afetar os resultados, provavelmente pelo atrito compor um elemento igualmente ou menos entrópico no sistema do ponto de vista do observador a ser introduzido. Os resultados foram aceitáveis, principalmente para X_3 e X_4 , novamente excepcionando-se X_2 .

Mantendo atenção à teoria, um observador, se bem regulado deverá tender a erro zero, com convergência a ser mais rápida ou mais lenta a depender dos polos escolhidos, mas tal afirmação somente é válida para observadores que consideram além da saída do sistema a ser estimado, a sua entrada.

Comparando com um observador assintótico que não leva em consideração a en-

trada do sistema a ser estudado, percebe-se que o erro mensurado nas simulações é originário da ausência da entrada no cálculo das estimativas, mas, como foi mostrado, apresentam bons resultados e certa robustez mediante um sistema possuir modelo e matrizes ligeiramente diferentes do esperado.

Nos casos onde foram introduzidos elementos não preconizados no projeto do observador, observou-se um erro maior de estimativa, principalmente para os estados X_1 e X_2 , entretanto a curva de gráfico manteve-se fiel em relação à curva de referência para X_1 , apesar do atraso na onda.

5.3 Trabalhos futuros e perspectivas

As perspectivas para este trabalho são principalmente em relação aos tipos de suspensões que o observador utilizado pode ser aplicado e método de sintonização da matriz L .

Seria interessante analisar o comportamento do estimador perante sistemas com grau de complexidade ainda maior, ou seja, perante o aumento de elementos não incluídos/imprevistos no projeto do observador de modo a analisar se este conseguiria produzir boas estimativas ou não. Outra possível alternativa seria aplicar diferentes métodos para definição da matriz L , que realoca os polos do observador, podendo obter melhores resultados. O teste de robustez perante a introdução de ruídos no sistema mostrar-se-ia uma possibilidade

De maneira geral, o uso do observador mostrou ser uma boa alternativa para sistemas um quarto de carro, principalmente para suspensões passivas, tendo em conta que utilizar sensores para medir a distância entre massa suspensa e não suspensa, velocidade de massa suspensa e não suspensa, e deformação do pneu, seriam de difícil medição directa e dispendiosa economicamente. O observador, com o uso de somente um sensor físico para medição da aceleração suspensa, consegue-se obter todos os outros estados/medidas previamente mencionados com uma boa precisão.

Bibliografia

- Chen, C.-T. (1984). *Linear system theory and design*. Oxford Univ. Press.
- Cheng, C.-P., Chao, C.-H., and Li, T.-H. S. (2010). Design of observer-based fuzzy sliding-mode control for an active suspension system with full-car model. In *2010 IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics*. IEEE.
- Elattar, Y., Metwalli, S., and Rabie, M. (2016). Pdf versus pid controller for active vehicle suspension. *The International Conference on Applied Mechanics and Mechanical Engineering*, 17:1–18.
- Ellis, G. (2002). Control systems and the role of observers. In *Observers in Control Systems*, pages 1–4. Elsevier.
- Ernst, J. (2021). History of suspension: from independent to active suspension. <https://media.daimler.com/marsMediaSite/en/instance/ko/History-of-suspension-from-independent-to-active-suspension.xhtml?oid=9361881>.
- Fleury, A. d. T. and Donha, D. C. (2017). Observadores de estado.
- Gillespie, T. (2021). *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. SAE International.
- Kalman, R. E. (1960). A new approach to linear filtering and prediction problems. *Journal of Basic Engineering*, 82(1):35–45.
- Kenneth (2000). A short history of suspension. Citroen Website <http://www.citroen.mb.ca/citroenet/html/s/suspension1.html>.
- Kyoungseok Hanl, Seibum Choi, J. O. (2014). Estimation of vehicle clutch torque using combined sliding mode observers and unknown input observers. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 109(1):31–42.
- Luenberger, D. (1966). Observers for multivariable systems. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 11(2):190–197.
- Miller, L. (1986). Tuning passive, semi-active, and fully active suspension systems. In *Proceedings of the 27th IEEE Conference on Decision and Control*. IEEE.
- Mulla, A. and Unune, D. (2013). Active suspensions future trend of automotive suspensions.
- Müller, P. C. (1977). Design of optimal state-observers and its application to maglev vehicle suspension control. *IFAC Proceedings Volumes*, 10(6):175–182.

- Ni, K., Ramanathan, N., Chehade, M. N. H., Balzano, L., Nair, S., Zahedi, S., Kohler, E., Pottie, G., Hansen, M., and Srivastava, M. (2009). Sensor network data fault types. *ACM Transactions on Sensor Networks*, 5(3):1–29.
- Ocham-Lam, F. T. (1989). Application of reduced-order luenberger observer to the design of active suspension for vehicles. *Periodica Polytechnica Transportation Engineering*, 17(2):115–129.
- Okabe, E. P. (2003). Metodologia de projeto para o desenvolvimento de suspensão veicular. Master's thesis, Universidade Estadual de Campinas.
- Rajamani, R. and Hedrick, J. (1995). Adaptive observers for active automotive suspensions: theory and experiment. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 3(1):86–93.
- Rashid, M., Abd Rahim, N., Hussain, M., Mohamed, F., and Rahman, M. (2008). Development and testing of hybrid fuzzy logic controller for car suspension system using magneto-rheological damper. pages 1 – 8.
- Saadi, Y., Sehab, R., Chaibet, A., Boukhniher, M., and Diallo, D. (2018). Sensorless control of switched reluctance motor with unknown load torque for EV application using extended kalman filter and second order sliding mode observer. In *2018 IEEE International Conference on Industrial Technology (ICIT)*. IEEE.
- Sharma, A. B., Golubchik, L., and Govindan, R. (2010). Sensor faults. *ACM Transactions on Sensor Networks*, 6(3):1–39.
- Sinha, P., Zhou, F., and Kutiyal, R. (1993). Fault detection in electromagnetic suspension systems with state estimation methods. In *[1993] Digests of International Magnetics Conference*. IEEE.
- Wiener, N. (1949). *Extrapolation, Interpolation, and Smoothing of Stationary Time Series*. The MIT Press.
- Zhao, J., Wong, P.-K., Xie, Z., Ma, X., and Wei, C. (2016). Design of a road friendly sas system for heavy-duty vehicles based on a fuzzy-hybrid-add and gh-control strategy. *Shock and Vibration*, 2016:1–7.