



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO

ESCOLA DE MINAS

COLEGIADO DO CURSO DE ENGENHARIA DE CONTROLE E AUTOMAÇÃO- CECAU

LUIZ FERNANDO BARBOSA DE QUEIROZ

**MODELAGEM E CONTROLE PID DE SISTEMA AUTOMOTIVO DE
SUSPENSÃO ATIVA**

**MONOGRAFIA DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE CONTROLE E
AUTOMAÇÃO**

Ouro Preto, 2023

LUIZ FERNANDO BARBOSA DE QUEIROZ

**MODELAGEM E CONTROLE PID DE SISTEMA AUTOMOTIVO DE
SUSPENSÃO ATIVA**

**Monografia apresentada ao Curso de Engenharia de Controle e Automação da
Universidade Federal de Ouro Preto como parte dos requisitos para a obtenção do Grau
de Engenheiro de Controle e Automação.**

Orientador: João Carlos Vilela de Castro

**Ouro Preto Escola de Minas – UFOP
2023**



MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO
REITORIA
ESCOLA DE MINAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA CONTROLE E
AUTOMACAO



FOLHA DE APROVAÇÃO

Luiz Fernando Barbosa de Queiroz

Modelagem e Controle PID de Sistema Automotivo de Suspensão Ativa

Monografia apresentada ao Curso de Engenharia de Controle e Automação da Universidade Federal de Ouro Preto como requisito parcial para obtenção do título de bacharel em Engenharia de Controle e Automação

Aprovada em 23 de março de 2023

Membros da banca

Me. João Carlos Vilela de Castro - Universidade Federal de Ouro Preto
Dra. Adrielle de Carvalho Santana - Universidade Federal de Ouro Preto
Dr. Ronilson Rocha - Universidade Federal de Ouro Preto

João Carlos Vilela de Castro, orientador do trabalho, aprovou a versão final e autorizou seu depósito na Biblioteca Digital de Trabalhos de Conclusão de Curso da UFOP em 30/03/2023



Documento assinado eletronicamente por **João Carlos Vilela de Castro, PROFESSOR DE MAGISTERIO SUPERIOR**, em 30/03/2023, às 19:37, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site http://sei.ufop.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **0495960** e o código CRC **280DC5AB**.

AGRADECIMENTOS

Sinceros agradecimentos aos meus familiares que estiveram ao meu lado, dando o suporte necessário em todos os momentos, em especial, a minha mãe que abriu mão de muitas coisas para que este sonho se tornasse realidade. Aos amigos que a vida acadêmica proporcionou ao longo dos anos, em especial aos amigos de vida Regina, Higor e Wallisson. Ao meu padrinho Antão, sem ele eu não seria metade do homem que sou. À Ailey, por todo companheirismo, carinho e amor. Ao amigo Ronilson, presente desde a idealização deste trabalho, e ao orientador João Carlos, que juntou-se a nós no meio da jornada trazendo relevante contribuição. Ao Departamento de Engenharia de Controle e Automação, à Escola de Minas e, finalmente, à Universidade Federal de Ouro Preto e todos os seus profissionais que proporcionaram toda a estrutura suporte ao longo da graduação.

“O insucesso é apenas uma oportunidade para recomeçar com mais inteligência.” (Henry Ford)

RESUMO

Este Trabalho tem como o objetivo desenvolver um controlador PID para um sistema automotor de suspensão ativa. Com este sistema a suspensão poderá atenuar, de forma rápida e eficaz, vibrações do veículo oriundas de perturbações sobre vias públicas, com isso, dando mais conforto aos passageiros e mais estabilidade ao carro.

O projeto baseia-se num modelo *Quarter-car*, no qual o modelo de sistema de suspensão ativa baseia-se em um quarto de um carro. Utilizando as lei de Newton da Física clássica, encontramos uma representação matemática na forma de uma equação. Com esta equação definida, técnicas de Sistema de Controle foram aplicadas. A técnica utilizada foi o método de Ziegler-Nichols. Esta técnica foi escolhida pois um controlador PID é eficaz e menos complexo para este tipo de trabalho, o tornando o mais adequado para tal, visto que não exige uma complexidade computacional como outros controladores. Para validar o projeto, simulações foram realizadas com auxílio da plataforma MATLAB/Simulink, desenvolvida pela MathWorks INC. Como resultado, o objetivo de desempenho desejado pôde ser alcançado a partir do projeto de um controlador PID sintonizado pelo método de Ziegler-Nichols, apesar de todo o conservadorismo existente entre o modelo teórico considerado e a planta real de suspensão ativa utilizada para estudos.

Palavras-chaves: Controladores PID, Ziegler-Nichols, Sistema de controle, Suspensão Ativa.

ABSTRACT

This work aims to develop a PID controller for a self-propelled active suspension system. With this system, the suspension will be able to attenuate, quickly and effectively, vehicle vibrations arising from disturbances on public roads, thereby providing more comfort to passengers and more stability to the car.

The design is based on a Quarter-car model, in which the active suspension system model is based on a quarter of a car. Using Newton's laws of classical physics, we find a mathematical representation in the form of an equation. With this equation defined, Control System techniques were applied. The technique used was the Ziegler-Nichols method. This technique was chosen because a PID controller is effective and less complex for this type of work, making it the most suitable for this, since it does not require computational complexity like other controllers. To validate the project, simulations were performed using the MATLAB/Simulink platform, developed by MathWorks INC. As a result, the desired performance objective could be achieved from the design of a PID controller tuned by the Ziegler-Nichols method, despite all the existing conservatism between the theoretical model considered and the real active suspension plant used for studies.

Key-words: PID Controllers, Ziegler-Nichols, Control System, Active Suspension.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Modelo <i>quarter-car</i> considerado na modelagem do sistema de suspensão ativa.....	22
Figura 2 – Diagrama de blocos para um controlador PID.....	26
Figura 3 – Controle PID de uma planta.....	27
Figura 4 – Resposta ao degrau unitário de uma planta.....	28
Figura 5 – Curva de resposta em forma de S.....	29
Figura 6 – Sistema de malha fechada com controlador proporcional.....	30
Figura 7 – Diagrama de blocos do processo.....	33
Figura 8 – Diagrama sistema massa/mola/amortecedor.....	34
Figura 9 – Sistema simulado sem o controlador PID.....	38
Figura 10 – Simulação de um degrau de amplitude 800 com um período de 15 segundos.....	39
Figura 11 – Deslocamento da carcaça do carro a um degrau de amplitude 800.....	39
Figura 12 – Deslocamento do pneu do carro a um degrau de amplitude 800.....	39
Figura 13 – Velocidade de acomodação da carroceria do carro a um degrau de amplitude de 800.....	40
Figura 14 – Velocidade de acomodação do pneu do carro a um degrau de amplitude de 800.....	40
Figura 15 – Aceleração de acomodação da carroceria do carro a um degrau de amplitude de 800.....	41
Figura 16 – Aceleração de acomodação do pneu do carro a um degrau de amplitude de 800.....	41
Figura 17 – Sistema simulado sem o controlador PID.....	42
Figura 18 – Simulação de um degrau de amplitude 800.....	42
Figura 19 – Simulação de uma onda de amplitude 800	42
Figura 20 – Deslocamento da carroceria do carro a uma senoide de amplitude 800.....	43
Figura 21 – Deslocamento do pneu do carro a uma senoide de amplitude 800.....	43
Figura 22 – Velocidade da carcaça do carro a uma senoide de amplitude 800.....	44
Figura 23 – Velocidade do pneu do carro a uma senoide de amplitude 800.....	44
Figura 24 – Aceleração da carroceria do carro a uma senoide de amplitude 800.....	45
Figura 25 – Aceleração do pneu do carro a uma senoide de amplitude 800.....	45
Figura 26 – Diagrama de blocos com o controlador PID.....	49
Figura 27 – Simulação de um degrau de amplitude 800N.....	50
Figura 28 – Comparativo estabilidade deslocamento da carcaça com e sem PID a um step de 800N.....	50
Figura 29 – Comparativo estabilidade de deslocamento do pneu com e sem PID a um step de 800N.....	51
Figura 30 – Comparativo estabilidade da velocidade deslocamento carcaça com e sem PID a um step de 800N.....	51
Figura 31 – Comparativo estabilidade da velocidade do pneu a um step de 800N.....	52
Figura 32 – Comparativo estabilidade da aceleração de acomodação da carroceria do carro a step de 800N.....	52
Figura 33 – Comparativo da aceleração de acomodação do pneu do carro a step de 800N.....	53

Figura 34 – Comparativo do deslocamento da carroceria do carro a uma senoide de amplitude 800N.....	53
Figura 35 – Comparativo do deslocamento do pneu do carro a uma senoide de amplitude 800N	53
Figura 36 –Comparativo da velocidade da carroceria do carro a uma senoide de amplitude 800N	54
Figura 37 – Comparativo da velocidade do pneu do carro a uma senoide de amplitude 800N	55
Figura 38 – Comparativo da aceleração do pneu do carro a uma senoide de amplitude 800N.....	56

LISTA DE TABELAS

Tabela 1– Regra de sintonia de Ziegler-Nichols baseada na resposta ao degrau da planta (primeiro método).....	30
Tabela 2- Regra de sintonia de Ziegler-Nichols baseada no ganho K_{cr} e no período P_{cr} (segundo Método).....	31
Tabela 3- Regra de sintonia de Ziegles-Nichols baseada no ganho K_{cr} e no período P_{cr}	38
Tabela 4- Regra de sintonia de Ziegler-Nichols baseada no ganho K_{cr} e no período P_{cr}	48

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	13
1.1 Objetivos.....	15
1.2 Justificativa e trabalhos correlacionados.....	15
2 REFERENCIAL TEÓRICO.....	16
2.1 Amortecedores.....	16
2.1.1 <i>Breve histórico dos amortecedores.....</i>	<i>16</i>
2.1.2 <i>Princípios de funcionamento de um amortecedor.....</i>	<i>17</i>
2.1.3 <i>Tipos de amortecedores.....</i>	<i>19</i>
2.1.4 <i>Suspensão ativa, semi-ativa e passiva.....</i>	<i>19</i>
2.1.5 <i>A importância do sistema de amortecedor.....</i>	<i>19</i>
2.1.6 <i>Suspensão ativa.....</i>	<i>20</i>
2.1.7 <i>Modelo Quarter-car em sistemas de suspensão ativa.....</i>	<i>22</i>
2.2 Controladores.....	23
2.2.1 <i>Controle Proporcional (P).....</i>	<i>24</i>
2.2.2 <i>Controle Integral (I).....</i>	<i>25</i>
2.2.3 <i>Controle Derivativo (D).....</i>	<i>25</i>
2.2.4 <i>Controle Proporcional Interativo Derivativo (PID).....</i>	<i>26</i>
2.2.5 <i>Método de Ziegler-Nichols.....</i>	<i>27</i>
2.2.5.1 <i>Primeiro método de Ziegler-Nichols (Método da Curva de Reação).....</i>	<i>28</i>
2.2.5.2 <i>Segundo método de Ziegler-Nichols (Método da oscilação).....</i>	<i>29</i>
2.3 Sensores.....	31
2.4 Atuadores.....	32
3 METODOLOGIA.....	33
3.1 Modelagem matemática do sistema de amortecimento e cálculo da função transferência.....	33
3.1.1 <i>Modelagem matemática.....</i>	<i>34</i>
3.1.2 <i>Função transferência.....</i>	<i>36</i>
3.2 Controlador PID.....	37
3.3 Análise do sistema de suspensão ativa em malha aberta.....	38
3.4 Ganho crítico.....	46
3.4.1 <i>Critério de Routh-Hurwitz.....</i>	<i>47</i>
3.4.2 <i>Achando os valores integral e derivativo.....</i>	<i>47</i>

4	RESULTADOS.....	49
4.1	Resultados da simulação.....	49
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS E TRABALHOS FUTUROS.....	57
	REFERÊNCIAS.....	58

1 INTRODUÇÃO

Em sistemas automotivos, suspensões ativas são utilizadas para que o movimento do carro torne mais suave o balanço vertical oriundo de perturbações derivadas de ondulações na superfície de uma estrada. Lombadas, depressões e buracos são perturbações bastantes comuns em estradas e podem provocar pequenas ou grandes vibrações no automóvel, influenciando diretamente no conforto e segurança dos ocupantes do veículo.

Atualmente, a suspensão passiva ainda é o tipo mais comum nos veículos, atenuando as vibrações vindas das pistas sem nenhum tipo de controle, atuando apenas como um simples dissipador de energia mecânica. Por outro lado, suspensões ativas permitem uma realimentação e controle do sistema de amortecimento do veículo, de modo que as vibrações possam ser atenuadas com melhor performance do ponto de vista do conforto dos passageiros (SAVARESI, 2010). Suspensões ativas podem reduzir de forma eficiente o tempo de resposta do sistema de amortecimento, além de atenuar consideravelmente a amplitude efetiva das vibrações absorvidas pelo corpo do veículo. Portanto, se comparadas às suspensões não controladas, suspensões do tipo ativa podem proporcionar ao automóvel um maior nível de conforto (MILLER, 1988).

A suspensão ativa é um conjunto de molas, amortecedores, atuadores e um controlador. Ela amortece vibrações causadas predominantemente pelo movimento do carro sobre pistas irregulares, provendo conforto ao passageiro e ajudando a manter o contato roda-pista, proporcionando melhor controle do carro. A suspensão ativa é caracterizada pela aplicação de uma força extra ao sistema proveniente de atuadores, em geral pneumáticos ou hidráulicos (BACKES; DUTRA; GUTIERREZ, 2019).

Para alcançar o objetivo de reduzir os efeitos de vibrações em veículos equipados de suspensão ativa, pode-se aplicar o projeto de controladores utilizando técnicas modernas de sistema de controle (ESMAILZADEH; BATENI, 1992), tal como LGR (Lugar Geométrico das Raízes) com um controlador PID. Para tal, é necessária uma modelagem físico-matemática do sistema de suspensão ativa.

Vibração, em geral, é uma forma de energia dissipada e indesejável. Para poder eliminar os efeitos adversos da maioria das vibrações, um dos procedimentos é fazer um estudo completo da equação de movimento do sistema em questão (SETO, 1971). Em suma, o sistema é analisado e simplificado num sistema de massa, mola e amortecedor. A equação do movimento expressa o deslocamento como função do tempo e da distância entre qualquer posição instantânea da massa durante o movimento. A posição de equilíbrio é obtida através da Segunda Lei de Newton.

Os sistemas de controle automático têm assumido um papel importante no desenvolvimento tecnológico, não só em substituir o trabalho humano nas tarefas monótonas e/ou cansativas, mas também, e principalmente, pelo fato de permitir sensível melhoria na qualidade dos processos, com pequena elevação no custo dos equipamentos.

Sistemas de controle são encontrados em todos os setores da indústria, tais como o controle de linhas de montagem automática de suspensão de automóveis, de robótica, etc. (ALMEIDA,2002).

Em princípio, qualquer grandeza física pode ser controlada, isto é, pode ter o seu valor intencionalmente alterado. Certamente, há limitações práticas; uma das inevitáveis é a energia de que dispomos para afetar os fenômenos. Por exemplo, a maioria das variáveis climatológicas podem ser medidas mas não controladas, por causa da ordem de grandeza da energia envolvida (CASTRUCCI,1960).

Um modelo frequentemente aplicado em projetos de controladores para sistema de suspensão, quando utilizadas técnicas de controle é o modelo um quarto de carro, ou modelo *quarter-car*. Este modelo simplifica o sistema a ser considerado, pois envolve apenas a dinâmica dos elementos contidos em um quarto do porte do veículo, isto é, somente uma das rodas com o respectivo sistema de amortecimento envolvido (BOEFF,2016).

Após o advento do microprocessador começaram a surgir controladores PID implementados em dispositivos microcontrolados. Inicialmente, devido às restrições computacionais, tratavam-se de implementações modestas do algoritmo do controlador PID. Já no final da década de 80 a memória e a capacidade de processamento dos processadores aumentaram ao mesmo tempo em que o custo caiu, fato que possibilitou a implementação de métodos de ajustes dos parâmetros no firmware do controlador (BERGEL,2009).

Ainda no final da década de 80, o quesito fundamental para a utilização de algum método de ajuste matemáticos dos parâmetros do controlador era o seu custo computacional. Mesmo tendo aumentado, os recursos computacionais ainda eram limitados, portanto um bom método de ajuste deveria ocupar pouca memória de programa e pouca memória de dados. O que se encaixava perfeitamente nos métodos propostos por Ziegles e Nichols que acabaram por conquistar a preferência dos fabricantes de controladores PID (BERGEL,2009).

Hoje em dia, encontramos controladores PID que utilizam métodos de ajustes baseados nas técnicas propostas por Ziegler e Nichols. Como temos recursos computacionais mais elevados para microcontroladores que tínhamos nos anos 80, eles saem com uma maior capacidade computacional e mais baratos. Isso abre uma margem para explorar alternativas que gerem melhores resultados e que, por ventura, demandem mais recursos computacionais. Por isso o PID é mais indicado para as suspensões ativas, não onerando muito o valor final do veículo.

Por fim, este trabalho mostrará como os controladores PID podem cumprir a tarefa de controlar, de uma forma eficiente, as suspensões ativas em um veículo automotor. Uma das principais contribuições deste estudo envolvem a modelagem do sistema de suspensão utilizando o modelo *quarter-car*, o comportamento deste sistema em malha fechada e o projeto de um controlador PID.

1.1 Objetivos

Objetiva-se, com este trabalho, desenvolver um modelo de sistema amortecido com suspensão ativa usando um controlador PID para utilização em veículos automotores que traga, mais segurança para o condutor e que, também, traga conforto aos passageiros.

Os objetivos específicos compreendem:

- obter a relação entre o sistema de amortecimento e pista;
- realizar um breve estudo sobre controladores PID;
- encontrar um modelo matemático para a suspensão ativa utilizando um controlador PID.

1.2 Justificativa e trabalhos correlacionados

A principal motivação do autor para o desenvolvimento deste texto é o fato de que a tecnologia nos carros vem aumentando com o passar do tempo. Com o aumento da tecnologia vemos, também, o aumento do conforto e da segurança nos automóveis. Com a crescente eficiência dos itens de conforto e segurança nos carros de luxo, os mesmos, com o passar do tempo, chegam aos veículos populares.

Junto com o advento dos microprocessadores, surgiram controladores PID implementados em dispositivos microcontrolados. Com o passar do tempo, as restrições computacionais foram diminuindo, com isso, os controladores PID deixaram de ser utilizados apenas para fins industriais e passaram a serem utilizados no dia a dia, visto que seu custo computacional e valor de produção não honravam significativamente o produto final. Com isso, as empresas automobilísticas, a fim de aumentar a segurança, sem perder a competitividade de vendas, viram neste tipo de controlador uma saída para a modernização de seu produto final.

Segundo Boeff(2016) experimentos realizados com a estrutura *QUARC* de suspensão ativa demonstraram a grande importância em se ter um sistema controlado, de forma a ser possível atenuar, com maior rapidez, oscilações sobre o corpo do veículo devido a certos distúrbios sobre superfície de rodovia, o que foi verificado a partir de comparações realizadas entre as respostas temporais do sistema controlado com as do sistema em malha aberta (suspensão em modo passivo).

A averiguação de um controlador em uma suspensão veicular, ajustado com os parâmetros de controle para um modelo de dois graus de liberdade foi comprovada positivamente como um recurso tecnológico disponível e eficiente na engenharia automotiva para reduzir as oscilações da carroceria do veículo e otimizar o conforto ao passageiro. Os resultados apresentados para uma passagem em lombada apresentam bons fatores de redução. Contudo, a simulação do modelo simplificado de veículo pode acarretar em dados inconsistentes com a verificação de um modelo real trafegando em uma cidade, por exemplo (SABKA,2017) .

O presente trabalho traz em sua organização o referencial teórico, descrito no Capítulo 2, que traz um contexto histórico sobre amortecedores e controladores, uma visão geral desta área e técnicas necessárias para implementação do sistema. O Capítulo 3 traz a metodologia utilizada para o desenvolvimento. Nos Capítulos 4 e 5, apresentam-se, respectivamente, os resultados e as conclusões.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 Amortecedores

A suspensão do carro é um dos mais importantes sistemas para o bom desempenho, segurança e conforto durante uma viagem. Ela é constituída, basicamente, por molas, braços e amortecedores que ligam chassi às rodas do carro.

Esses componentes são responsáveis por intermediar a transmissão de movimento oscilatório, garantido estabilidade e conforto para o motoristas e para os passageiros.

O amortecedor é uma peça do veículo automotivo que é destinada ao controle das oscilações da mola e também visa manter a roda em contato contínuo com o chão.

Em vibrações mecânicas, o amortecedor é o elemento encarregado de dissipar energia.

2.1.1 Breve histórico dos amortecedores

A máquina *Benz Patent Motorwagen* criado por Kar-Benz em 1889 é considerada o primeiro carro do mundo. Este primeiro esboço de automóvel não continha alguns sistemas comuns aos veículos atuais, por exemplo, freio e transmissão (O Globo, 2011). Contudo, este projeto já contava com uma suspensão por molas elípticas na traseira para promover conforto aos tripulantes. Alguns anos mais tarde, o modelo Ford T tornou-se mundialmente conhecido pelo impacto social da produção em massa deste veículo. Este veículo apresentava sistemas aprimorados em comparação com o veículo Benz. A suspensão, por exemplo, estava presente na dianteira e na traseira por eixo rígido e molas elípticas.

Observando a evolução dos automóveis, observa-se o cuidado dos primeiros fabricantes para que o usuário tenha um certo conforto. Isso se dá devido à falta de estradas pavimentadas entre os séculos XIX e XX. Sendo assim, sentiu-se uma grande necessidade de criar sistemas auxiliares aos sistemas principais do carro (motor e transmissão) para que fosse possível se ter um conforto ao utilizar o veículo.

Os primeiros veículos utilizaram somente molas nas configurações construtivas. Estas providenciavam a ligação mecânica das rodas com a carroceria do carro. Contudo, um problema decorrente dos carros do início do século XX eram as oscilações constantes ocorrida pelas molas. Ao absorver a energia proveniente da mudança vertical do pavimento (lombada, ladeira ou buraco), este elemento mecânico oscilava muito na sua posição após um distúrbio inicial e, de acordo com a situação enfrentada, necessitava de muito tempo para voltar para a posição de repouso. Durante este período, o chassi do carro era influenciado por essas perturbações. Essa condição dificultava a fixação das rodas do veículo no chão.

Assim, os impactos causados neste item reduziam seu respectivo tempo de vida e dificultavam o controle direcional do automóvel. Portanto, uma solução desse problema era essencial para a evolução do automóvel e satisfação do cliente.

O primeiro modelo de amortecedor específico para utilização veicular foi desenvolvido pela Monroe, em 1926. O invento consistia em um tubo com uma haste de pistão interno preenchido com fluido hidráulico. Esta peça era conhecida como eliminador de vibrações. Afinal, o desempenho da suspensão após o incremento deste elemento foi significativamente aperfeiçoado. O amortecedor limita o curso de início e fim de mola, auxiliando no controle de oscilações de suspensão, absorvendo parte da energia que seria dissipada pela mola. Além disso, possibilita a roda estar fixa no pavimento, permitindo ao motorista conduzir o veículo com mais segurança (REZENDE,2007).

O invento do amortecedor e a aplicação em automóveis completaram os elementos físicos presentes na suspensão veicular. Nos anos seguintes, as alterações ocorreram na construção e montagem deste sistema nas rodas dos veículos. Estas configurações diferentes são variáveis do perfil do automóvel, custo do projeto e da cultura da montadora. Esta gama de possibilidades permitiu a fabricação de veículos mais pesados acompanhando o desenvolvimento da potência em motores e combustão interna.

2.1.2 Princípios de funcionamento de um amortecedor

O amortecedor funciona por princípios hidráulicos. Tanto o tubo de pressão quanto o tubo reservatório estão com óleo, restando uma pequena parte sem óleo preenchida com ar ou gás nitrogênio quando o amortecedor é pressurizado. O que gera o amortecimento é a dificuldade de passagem de óleo do tubo de pressão para o tubo reservatório. Não há necessidade de lubrificação do sistema, pois o próprio óleo contido no amortecedor já o lubrifica.

O amortecedor é instalado entre o chassi do carro e a roda. Quando a roda se movimenta verticalmente devido a irregularidades da superfície, a haste do amortecedor também se movimenta no mesmo sentido. Este movimento faz com que o óleo contido no amortecedor passe pelos tubos de pressão e reservatório, atravessando as válvulas do pistão e de base.

A resistência do óleo, ao passar pelas válvulas, cria, internamente, uma pressão momentânea que é chamada tecnicamente de *força de amortecimento* ou *carga* e é responsável por controlar os movimentos verticais do veículo. O amortecedor segue um princípio da física que diz que "*A energia não pode ser criada ou destruída, apenas transformada*".

Em outras palavras, o amortecedor ajuda a dissipar o excesso de energia acumulada pelas molas durante uma determinada pressão sobre a suspensão, estabilizando-a o mais rápido possível. Como consequência temos o conjunto roda (composto por aro + pneu) em contato constante com o solo, garantindo a segurança na rodagem do veículo.

O amortecedor é composto, em média, de 50 itens, entre eles um fluido denominado óleo hidráulico de características especiais para suportar as mais baixas e altas temperaturas.

Abaixo segue os principais componentes:

- Tubo reservatório;
- Tubo de pressão;
- Fixações e suportes: Olhal, suporte de mola, suporte para fixar diretamente a bandeja da suspensão, suporte para prender tubulações de freio, etc;
- Hastes;
- Pistão;
- Válvula do pistão;
- Válvula de base.

Quando o amortecedor é distendido, o óleo da câmara de tração é forçado para baixo através dos furos existentes no pistão após a abertura das válvulas de controle de tração e passa para a câmara de compressão. Ao mesmo tempo a haste sendo retirada para fora do tubo, cria um espaço que deve ser preenchido pelo óleo existente na câmara reservatória. Esse óleo é admitido através da válvula de admissão para dentro do tubo de pressão. A medida de resistência que o amortecedor deve fornecer ao sistema, no movimento de extensão, é determinada pela regulagem da válvula de tração:

1. Os movimentos lentos são controlados pela passagem de óleo por entalhes feitos na sede da válvula, no pistão.
2. A resistência ao movimento mais rápido ou de velocidade média é regulada pela pressão e grau de deflexão das molas de tração.
3. O controle para os movimentos amplos são obtidos pela restrição da passagem de óleo no pistão.

Quando o amortecedor é comprimido, o óleo da câmara de compressão deve ser forçado para a câmara de tração por uma série de passagens após abrir a válvula do pistão.

Nota-se que nessa ação a haste está sendo introduzida no tubo de pressão, ocupando um espaço na câmara de tração. Portanto, um volume de óleo correspondente ao volume ocupado pela haste deve ser expelido de volta para o reservatório pela válvula de compressão. O controle de válvula funciona como na extensão. A extensão serve para limitar o curso do amortecedor.

2.1.3 Tipos de amortecedores

Existem, basicamente, dois tipos de amortecedores, os chamados convencionais e os pressurizados.

O amortecedor convencional é composto por conjunto de pistão e válvulas fixados à haste que se move por dentro de um tubo com óleo especial, que também resiste à altas temperaturas e pressões. Atualmente, é muito utilizado em caminhões e ônibus, mas ainda estão muito presentes no mercado.

O amortecedor pressurizado (com gás) é uma evolução do convencional, que conta apenas com o funcionamento hidráulico (óleo). Ele apresenta em seu sistema a abertura da haste, eliminando os "vazios" ou falhas no acionamento destes modelos, resultando em maior vida útil do produto que os amortecedores convencionais. A ação de pressão do gás mantém a roda em maior contato com o solo, aumentando aderência e estabilidade do veículo sem comprometer o conforto, resultando em mais eficiência em pisos irregulares e curvas acentuadas.

2.1.4 Suspensão ativa, semi-ativa e passiva

Os diferentes tipos de dissipação de energia mecânica necessários para diferentes tipos de aplicações fizeram com que fossem desenvolvidos amortecedores específicos com diferentes comportamentos. A principal característica a ser avaliada em um amortecedor para uma determinada condição é o método de dissipação de energia.

As suspensões ativas são aquelas que contam com amortecedores controlados eletronicamente, por meio de sistemas capazes de ler os movimentos do pistão e exercer força contrária ao movimento, na medida exata para dissipar a energia da oscilação.

Esse tipo de sistema consome energia do carro, sendo recomendado o uso apenas para utilitários, como SUV e veículos de carga. Já as suspensões semi-ativas contam com fluidos ferromagnéticos em seus amortecedores, capaz de alterar sua viscosidade a partir de mudanças no campo elétrico ao qual estão submetidos. As propriedades desse fluido são controladas por um sistema eletrônico que consome menos energia do que os amortecedores ativos, mas com uma boa eficiência, conforto e segurança para os carros.

As suspensões passivas são aquelas que contam apenas com o óleo hidráulico com viscosidade definida. Portanto, não responde tão bem quanto as ativas e semi-ativas em situações diversificadas. São mais baratas do que as outras, sendo mais utilizada em carros populares, para passeio e transporte de pequenas cargas.

2.1.5 A importância do sistema de amortecimento

Existem diversos movimentos de instabilidade que o carro executa durante uma viagem e essas instabilidades podem causar problemas de desconforto, falta de dirigibilidade e insegurança para o veículo.

Em pavimentos esburacados, por exemplo, o amortecedor funciona como um isolante de movimento, suavizando os solavancos que as rodas do carro estão transmitindo para o chassi e para os passageiros. Além disso, os amortecedores têm a função de manter as rodas em contato permanente com o chão. Isso porque a distribuição de energia mecânica nos óleos hidráulicos ajuda a homogeneizar a distribuição do peso para as rodas, o que é muito importante para melhorar a durabilidade das peças em relação à fadiga.

Quando um carro freia, os amortecedores de frente são solicitados a absorver a energia mecânica causada pelo deslocamento do centro de gravidade do carro para frente. A inércia do chassi tendendo a ir para frente, também solicita os amortecedores traseiros, que evitam que as rodas traseiras saiam do chão. Com esse movimento, as molas traseiras são distendidas e as dianteiras são comprimidas, agindo em conjunto com os amortecedores para suavizar o movimento do carro.

Quando o carro realiza curvas acentuadas, a tendência é que o chassi seja jogado para fora da curva, saindo pela tangente. Este movimento desloca, lateralmente, o peso do carro, sobrecarregando um lado e tendendo a levantar as rodas do outro lado. Os amortecedores agem, então, para manter todas as rodas no chão e distribuir o peso do chassi de maneira mais uniforme, compensando os efeitos da inércia do veículo na curva.

Analogamente à frenagem, a aceleração faz o veículo "empinar" a parte dianteira e abaixar a parte traseira. Esse movimento é muito aparente em situações em que os amortecedores estão desgastados, pois a energia do movimento não é devidamente absorvida por eles. Em situações de aceleração brusca, o amortecedor suaviza o solavanco produzido, garantindo o conforto do motorista e dos passageiros.

2.1.6 Suspensão ativa

Suspensão ativa é um sistema de molas, amortecedores, atuadores e controlador. No carro, a suspensão ativa atenua distúrbios vibratórios oriundos, principalmente, pelo movimento do automóvel sobre estradas irregulares, dando ao motorista e passageiro um conforto e, ainda, fazendo com que o sistema roda-pista se mantenha em contato, proporcionando um melhor controle do carro. A suspensão ativa é caracterizada pela aplicação de uma força extra ao sistema, proveniente de atuadores pneumáticos e hidráulicos.

A suspensão convencional tem o duro trabalho de lidar com um conflito de metas, que traduzidas em atributos, são completamente opostas, Uma dessas metas é prover um rodar o mais suave possível, obtendo o máximo de conforto, a outra é conferir o máximo de rigidez possível de forma a extrair o mínimo de rolagem e oscilação da carroceria, bem como de variação de parâmetros de alinhamento da roda.

Acontece que se temos uma suspensão muito suave, o veículo irá apresentar muita rolagem e oscilação da carroceria, as rodas alterarão seu posicionamento a cada transferência de carga e em situações de veículo completamente carregado, a suspensão estará completamente comprimida. Enquanto que uma suspensão muito rígida não absorveria as vibrações da roda, penalizando o conforto do motorista e dos ocupantes.

Com a evolução dos automóveis, novos tipos de carros foram surgindo devido aos novos requisitos do consumidor, com isso houve uma demanda voltada à projetos de alto orçamento. Projetos que não podem se limitar a utilizar em seus carros sistema de suspensão convencionais. O motivo é que a suspensão convencional não consegue lidar com dois parâmetros de trabalho de suspensão automobilística, a aceleração vertical da carroceria com variação de forças verticais na roda, pois uma suspensão convencional trata a aceleração vertical da carroceria e a variação de forças verticais baseadas em valores pre estabelecidos em experimentos e não utiliza valores em tempo real. O problema disso é que esse coeficiente possui valores completamente diferentes para atender a aceleração vertical e a força vertical, ou favorece um ou outro.

O surgimento da suspensão ativa proporcionou aos automóveis a solução do problema da suspensão. O sistema consegue identificar situações e determinar o melhor coeficiente de amortecimento para cada situação. Em outras palavras, consegue oferecer o melhor desempenho dinâmico com o máximo de conforto em qualquer situação.

O controle de amortecimento é o mais importante controle de um sistema de suspensão não passivo, pois atua diretamente sobre um parâmetro importante, o coeficiente de amortecimento. Nessa função, o objetivo é variar o coeficiente de amortecimento com base nas informações obtidas através de sensores que a ECU (*Central de Injeção Eletrônica*) monitora.

O controle de amortecimento tem que lidar com situações de arfagem e /ou rolagem da carroceria. A arfagem é oscilação devido a momentos em torno do eixo transversal do veículo, ocorrem em situações de *squat* (agachamento) e *dive* (mergulho), ou seja, quando aceleramos ou freamos o veículo. É controlada por um efeito *anti-squat* e *anti-dive* que o controle de amortecimento proporciona. A rolagem é a oscilação em torno do eixo longitudinal do veículo, ocorrem em situações de contorno de curvas e mudanças de faixas ou desvios, ou seja, quando ocorre transferência lateral de carga. O controle de amortecimento também é capaz de proporcionar um efeito *anti-roll* (anti-rolagem) no veículo, mantendo o veículo estável nessas situações. Contudo, esse efeito está mais relacionado ao uso de barras anti-rolagem ativas.

O controle de amortecimento é feito por mola-amortecedores semi-ativos ou ativos, que funcionam de acordo com os sinais obtidos por acelerômetros, sensores de velocidade, sensor do pedal do acelerador, sensor do pedal de freio e indicador de marcha utilizada. Além disso, o controle de amortecimento também proporciona uma certa simplicidade no projeto mecânico da suspensão, evitando que o projeto tenha a preocupação de definir arranjos braços que reduzem os efeitos *squat* e *dive*.

2.1.7 Modelo *Quarter-car* em sistemas de suspensão ativa

Para se buscar alcançar o objetivo de atenuar vibrações verticais, produzidas por imperfeições na superfície de rodovias, sobre o corpo de veículos equipados de suspensão ativas, propõe-se o uso de um controlador PID. Para tanto, deve-se buscar uma representação do sistema de suspensão ativa na forma de uma equação matemática, o que exige que, tal sistema, seja matematicamente modelado conforme suas características físicas.

Segundo Zin(2008), um sistema veicular de suspensão ativa pode ser modelado a partir do modelo *quarter-car*, ilustrado pela figura 1, o qual considera apenas um quarto do corpo do veículo.

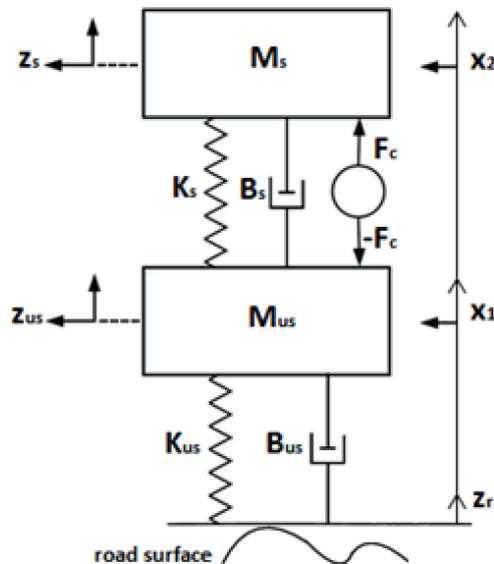


Figura 1 – Modelo *quarter-car* considerado na modelagem do sistema de suspensão ativa.

Fonte: Zin(2008)

Nota-se que o modelo *quarter-car* da Figura 1 consiste em duas massas, cada uma suportada por uma mola e um amortecedor. O parâmetro M_s (*spring mass*, ou massa suspensa) representa o equivalente a um quarto da massa do corpo do veículo, enquanto que M_{us} (*unsprung mass* ou massa não suspensa) representa o pneu de uma das quatro rodas considerada. A mola K_s e o amortecedor B_s suportam o peso do corpo do veículo sobre o pneu. Já a mola K_{us} e o amortecedor B_{us} são utilizados para modelar a rigidez do pneu em contato com a superfície da rodovia. O parâmetro $\pm F_c$ representa a força aplicada pela suspensão ativa, que, neste caso, define o atuador do sistema a fim de estabilizar o corpo do veículo.

O modelo *quarter-car* é frequentemente utilizado em técnicas de projeto de sistemas de controle por permitir a otimização de conjuntos variados de critério de desempenho, os quais são formulados a partir de conceitos físicos transformados em representações matemáticas. Alguns dos objetos de desempenho frequentemente estudados em sistemas de suspensão automotiva, segundo Savaresi(2010), são:

- Conforto (*ride comfort*): relacionado a como o movimento vertical do corpo do veículo é sentido pelos seus passageiros. O nível de conforto pode ser monitorado pela medida da aceleração da massa suspensa M_s da Figura 1;
- Deflexão da suspensão (*suspension travel*): refere-se ao deslocamento vertical relativo entre o corpo do veículo (massa suspensa) e o pneu (massa não suspensa);
- Aderência à rodovia (*road holding*): associada a deformações verticais do pneu, causadas por força de contato entre a superfície da rodovia e o veículo.

Segundo Boeff(2016) experimentos realizados com a estrutura *QUARC* de suspensão ativa demonstraram a grande importância em se ter um sistema controlado, de forma a ser possível atenuar, com maior rapidez, oscilações sobre o corpo do veículo devido a certos distúrbios sobre superfície de rodovia, o que foi verificado a partir de comparações realizadas entre as respostas temporais do sistema controlado com as do sistema em malha aberta (suspensão em modo passivo).

2.2 Controladores

O controle representa um papel muito vital no avanço da ciência e da tecnologia e é necessário, na presença de distúrbios, para reduzir a diferença entre a saída de um sistema e a entrada de referência, podendo operar com base nesta diferença. Os avanços na teoria e na prática de controle propiciam meios para atingir o desempenho ótimo de sistemas dinâmicos. Um sistema de controle deve ser capaz de reduzir os erros a zero ou a algum valor muito pequeno (ALMEIDA,2002).

Os controladores são adventos da automação responsáveis por controlar processos ou parte de um processo por meio de algoritmos. Contudo, controladores não atuam sozinho, precisam do auxílio de atuadores e sensores.

Os primeiros controladores surgiram no século passado, quando o engenheiro *James Watt* projetou um regulador para controlar a velocidade de uma máquina a vapor. Estes primeiros controladores funcionavam de forma totalmente manual. Entre 1915 e 1930 surgiram os controladores proporcionais e os registradores gráficos, e, logo após, vieram os primeiros controladores de ganho ajustável.

Com o impulso produzido pelos transistores, no final dos anos 40, surgiram os primeiros controladores eletrônicos, que funcionavam de forma analógica. No final da década e 50, com a criação do circuito integrado, os controladores começaram a serem projetados para o uso em conjunto com computadores, nesta mesma época, começaram a serem utilizados os padrões de transmissão de sinais analógicos e digitais.

Nos anos 60, com a grande evolução dos sensores, houve uma grande evolução no controle digital direto. Surgiram os primeiros controladores programáveis.

Na década de 1970, com o uso dos microcontroladores, os controladores lógicos programáveis (CLP) passaram a ser usados em várias aplicações para automação.

Segundo Sabka(2017), para verificar a capacidade de um controlador de atuar em um automóvel real, simulações foram realizadas com os mesmos parâmetros do controlador utilizado no modelo simplificado em um modelo de sete graus de liberdade. Os resultados gerados foram satisfatórios na finalidade de beneficiar o conforto veicular. O percentual de redução obtido no modelo de 7GDL - 87% para deslocamento vertical e 88% no deslocamento de arfagem para a via de lombada obtida na suspensão ativa é satisfatório para proporcionar um efeito vibracional agradável aos motoristas e passageiros do automóvel. Estes benefícios acrescenta uma qualidade importante ao carro que satisfaz adequadamente uma necessidade do cliente, desta forma, este sistema inteligente é um argumento vantajoso para concretizar vendas. Outro destaque importante nas análises é atentar para a melhoria nos índices de desempenho 70% no trajeto de lombada e 96% na via com perfil aleatória.

Backes, Dutra e Gutierrez(2019) concluíram que o controlador PID tem um desempenho satisfatório e é a técnica mais utilizada na indústria devido à sua simplicidade e custo computacional, logo a mais fácil de implementar em um caso real. Em seu trabalho Backes, Dutra e Gutierrez(2019) fazem um comparativo entre controladores e chegam a conclusão que, de maneira geral, analisando reduções de picos de respostas das saídas e posição de picos na resposta em frequência, o controlador LQR é a opção com melhor desempenho, seguido pelo PID, considerando problemas de conforto ligados a posição de pico em 4.59Hz do controle H. Em questões de implementação, o PID é o mais recomendável avaliando a praticidade.

2.2.1 Controle Proporcional (P)

Nesse controlador, o sinal de controle é calculado com base no erro medido. Esse erro é a diferença entre o valor desejado e o valor medido da variável controlada, ou seja, está de acordo com:

$$e(t) = y_{ref} - y(t) \quad (2.1)$$

Onde:

- $e(t)$ é o erro de sinal
- y_{ref} é o valor de referência
- $y(t)$ é o valor de saída

A ação é proporcional ao erro entre o valor desejado e o valor medido, isto é, gera um sinal de controle proporcional ao erro para tentar corrigi-lo, tentando estabilizar o sistema. Assim, matematicamente encontra-se:

$$u(t) = K_p e(t) \quad (2.2)$$

Onde:

- $u(t)$ é a ação do controlador
- K_p é o ganho proporcional
- $e(t)$ é o erro de sinal

Um problema do controle proporcional é que, na presença de perturbações ou força de atrito, não é possível obter erro de regime permanente nulo, além de que, para altos valores de K_p , o sistema pode se tornar instável, em especial se a frequência do controlador não for alta.

2.2.2 Controle Integral (I)

Matematicamente, a contribuição do controle integral é dada por

$$u(t) = K_i \int_0^t e(t) dx \quad (2.3)$$

onde K_i é chamado de ganho integral.

O uso do integrador no controlador faz com que o sistema fique mais lento, pois a resposta dependerá da acumulação do sinal de erro na entrada. Mas isso pode levar a um regime permanente nulo, pois não é necessário um sinal de erro para haver saída no controlador e nem acionamento do atuador, após o período transitório.

2.2.3 Controle Derivativo (D)

Matematicamente, a contribuição do controle derivativo é dada por

$$u(t) = K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (2.4)$$

onde K_d é chamado de ganho derivativo.

A vantagem desse termo no controle é a velocidade de resposta, que se deve à imediata reação do diferenciador: inicialmente, o erro é grande e o diferenciador fornece um sinal forte ao atuador, que provoca uma rápida variação na grandeza controlada. À medida que o erro vai diminuindo, o diferenciador apresenta uma saída menor (de acordo com a velocidade de variação na grandeza), reduzindo a ação do atuador, o que evita que se ultrapasse demasiadamente o valor desejado (entrada).

A desvantagem deste termo é que o diferenciador é muito susceptível a ruídos de alta frequência, pois é um filtro passa-alto, o que pode levar a distúrbios durante o processo de controle.

2.2.4 Controle Proporcional Interativo Derivativo (PID)

Para se obter o controlador PID, utilizam-se os três controladores acima, obtendo a lei de controle

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (2.5)$$

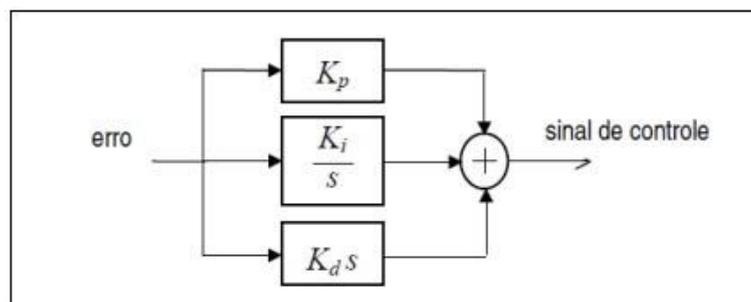


Figura 2 – Diagrama de blocos para um controlador PID.

O controlador PID (proporcional-integrativo-derivativo) funciona por meio da realimentação do sistema por meio de uma de suas saídas e usando três tipos de ganhos adimensionais, K_p , K_i e K_d , sendo respectivamente um fator proporcional, integrativo e um derivativo. Esses ganhos podem ter seus valores ajustados a fim de melhorar a resposta do sistema a um valor desejável (AHMED et al., 2015).

No controlador PID, os ganhos proporcional, integral e derivativo são sintonizados de modo a se obter o melhor desempenho possível da resposta de saída da planta (em termos de parâmetros dos regimes transitórios e permanentes), cujo modelo matemático não necessariamente precisa ser

identificação prévio que ajude a obter os ganhos mostrados, ou um processo manual, utilizando um conhecimento prévio da dinâmica do sistema.

A vantagem dos controladores PID está na sua aplicabilidade geral para a maioria dos sistemas de controle, devido à simplicidade da sua aplicação. O controle PID é obtido através da combinação de três tipos de controladores: Controle Proporcional (P), Controle Interativo (I) e Controle Derivativo (D).

2.2.5 Método de Ziegler-Nichols

Os métodos de ajuste de controladores mais conhecidos e que são utilizados até hoje, foram desenvolvidos em 1942 por J.G. Ziegler e N.B. Nichols, quando trabalhavam na empresa americana *Taylor Instrument Company*, da cidade de *Rochester*, Nova Iorque. Esses métodos, apesar de serem os mais antigos, ainda são muito utilizados por instrumentistas e profissionais da área de controle e processos.

Os métodos de Ziegler-Nichols são pioneiros na literatura no sentido de proporem uma sintonia heurística (empírica/experimental) para controladores PID. São dois métodos que são empregados de acordo com o tipo de planta.

Ziegler e Nichols propuseram regras para a determinação de valores do ganho proporcional K_p , do tempo integral T_i e do tempo derivativo T_d , baseadas nas características da resposta transitória de dada planta. Essa determinação dos parâmetros dos controladores PID ou de sintonia dos controladores PID pode ser feita por engenheiros de campo, por meio de experimentos com a planta. (Muitas regras de sintonia para controladores PID já foram sugeridas desde a proposta de Ziegler e Nichols. Elas estão disponíveis na literatura e com os fabricantes desses controladores) (OGATA,1970).

Existem dois métodos denominados regras de sintonia de Ziegler-Nichols: o primeiro e o segundo método.

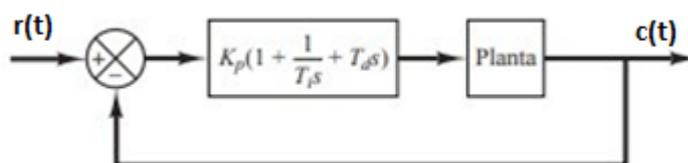


Figura 3 – Controle PID de uma planta.

Fonte: Ogata(1970)

2.2.5.1 Primeiro método de Ziegler-Nichols (Metodo da Curva de Reação)

O método de curva de reação é empregado em sistemas que se aproximam de um sistema de primeira ordem com atraso para uma resposta degrau. Pelos parâmetros da resposta e as perturbações na entrada, calculam-se os parâmetros do controlador PID. O método de sintonização de Ziegler-Nichols em malha aberta só pode ser aplicado em plantas em que a curva da resposta ao degrau assemelha-se a uma curva em forma de S. Caso a curva não tenha essa forma, então esse método de sintonização não pode ser aplicado.

Neste método, obtém-se, experimentalmente, a resposta da planta a uma entrada em degrau unitário. Se a planta não possui integradores ou polos complexos conjugados dominantes, então essa curva de resposta ao degrau unitário pode ter o aspecto de um S.

Esse método se aplica se a curva de resposta ao degrau de entrada tiver o aspecto de um S. Essa curva de resposta ao degrau pode ser gerada experimentalmente ou a partir de uma simulação dinâmica da planta (OGATA,1970).

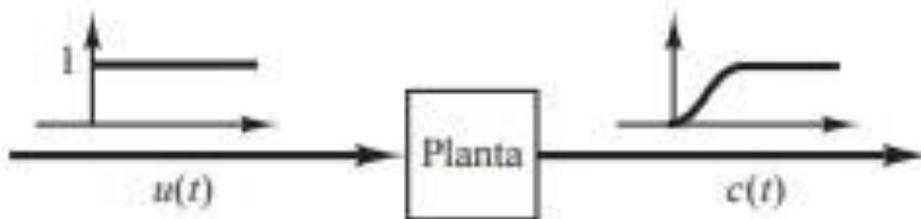


Figura 4 – Resposta ao degrau unitário de uma planta.

Fonte: Ogata(1970)

Ainda, segundo Ogata(1970), a curva com formato de S pode ser caracterizada por duas constantes, o atraso L e a constante de tempo T . O atraso e a constante de tempo são determinados desenhando-se uma linha tangente no ponto de inflexão da curva com o formato em S e determinando-se a intersecção da linha tangente com o eixo dos tempos e a linha $c(t)=K$.

A função de transferência pode ser aproximada por um sistema de primeira ordem com um atraso de transporte, como segue:

$$\frac{C(s)}{U(s)} = \frac{K e^{-Ls}}{T_s + 1} \quad (2.6)$$

Onde:

- $C(S)$ é o sinal de entrada no sistema
- $U(S)$ é o sinal de saída do sistema
- L_s é o atraso da constante de tempo
- $T(S)$ é a constante de tempo
- K_e é a constante de proporcionalidade

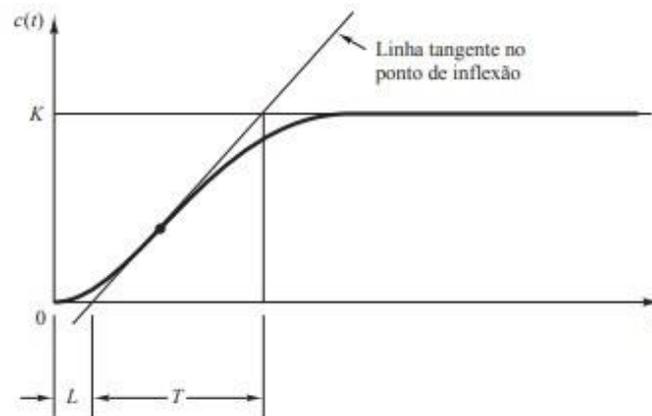


Figura 5 – Curva de resposta a um degrau em forma de S.

Fonte: Ogata(1970)

Ziegler e Nichols sugeriram escolher os valores de K_p , T_i , e T_d de acordo com a Tabela-1.

O controlador PID sintonizado pelo primeiro método das regras de Ziegler-Nichols fornece:

$$G_c(s) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) = 1,2 \frac{T}{L} \left(1 + \frac{1}{2Ls} + 0,5Ls \right) = 0,6T \frac{\left(s + \frac{1}{L} \right)^2}{s} \quad (2.7)$$

2.2.5.2 Segundo método de Ziegler-Nichols (Método da oscilação ou método da sensibilidade)

O método originalmente proposto por Ziegler e Nichols se baseia na observação de que muitos sistemas podem ser levados à instabilidade através do aumento do ganho proporcional em malha de realimentação com controlador proporcional. Utiliza-se um sistema de controle em malha fechada com um controlador proporcional (P) e aplica-se um sinal de referência em degrau na entrada.

Tipo de controlador	K_p	T_i	T_d
P	$\frac{T}{L}$	∞	0
PI	$0,9\frac{T}{L}$	$\frac{L}{0,3}$	0
PID	$1,2\frac{T}{L}$	$2L$	$0,5L$

Tabela 1– Regra de sintonia de Ziegler-Nichols baseada na resposta ao degrau da planta (primeiro método).

Fonte: Ogata(1970)

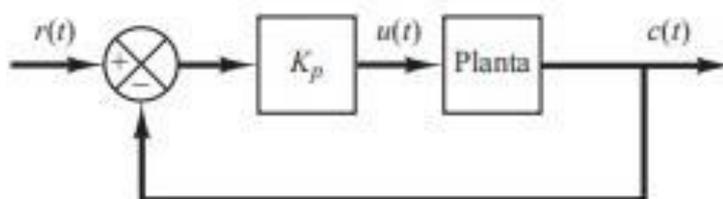


Figura 6 – Sistema de malha fechada com controlador proporcional.

Fonte: Ogata(1970)

Neste método, definimos primeiro $T_i = \infty$ e $T_d = 0$. Usando somente a ação de controle proporcional, aumente K_p de 0 ao valor crítico K_{cr} no qual a saída exibe uma oscilação sustentada pela primeira vez. (Se a saída não exibe uma oscilação sustentada para qualquer valor K_p pode assumir, então esse método não se aplica.) Portanto, o ganho crítico K_{cr} e o período P_{cr} correspondente são determinados experimentalmente. Ziegler e Nichols sugeriram escolher os valores dos parâmetros K_p , T_i e T_d (OGATA,1970) de acordo com a figura 8.

O controlador PID sintonizado pelo segundo método fornece:

$$G_c(s) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) = 0,6K_{cr} \left(1 + \frac{1}{0,5P_{cr}s} + 0,125P_{cr}s \right) = 0,075K_{cr}P_{cr} \frac{\left(s + \frac{4}{P_{cr}} \right)^2}{s} \quad (2.8)$$

O controlador PID tem um polo na origem e zero duplos em $s = -4/P_{cr}$.

Tipo de controlador	K_p	T_i	T_d
P	$0,5K_{cr}$	∞	0
PI	$0,45K_{cr}$	$\frac{1}{1,2}P_{cr}$	0
PID	$0,6K_{cr}$	$0,5P_{cr}$	$0,125P_{cr}$

Tabela 2– Regra de sintonia de Ziegler-Nichols baseada no ganho K_{cr} e no período P_{cr} (segundo método).

Fonte: Ogata(1970)

As regras de sintonia de Ziegler-Nichols vêm sendo muito utilizadas para sintonizar controladores PID em sistemas de controle de processo em que as dinâmicas da planta não são precisamente conhecidas. Por muitos anos, essas regras de sintonia provaram ser muito úteis. As regras de sintonia de Ziegler-Nichols podem, é claro, ser aplicadas à plantas cujas dinâmicas são conhecidas (OGATA,1970).

2.3 Sensores

Um sensor é um dispositivo que responde a um estímulo físico ou químico, produzindo um sinal que pode ser transformado em outra grandeza física para fins de medição ou monitoramento.

Para mensurar vibrações de baixa frequência, as medições do deslocamento é o mais indicado. Sensores que captam tensão ou deformação são especialmente adequados. Utiliza-se um indicador de nível de tensão e gravidade da vibração, através da velocidade, para medir baixa e média frequência. Para as altas frequências, é utilizado com um acelerômetros de três eixos no qual mede a aceleração na vertical, horizontal, radial e axial.

A instalação de sensores devem ser escolhidos cuidadosamente e colocados em pontos estratégicos da estrutura, considerando questões como:

- Acessibilidade;
- Características do equipamento;
- Erros de medição.

A fixação do sensor na estrutura determina diretamente a largura de banda de frequência do sinal de vibração medido, já que o contato do sensor com a estrutura funciona como um filtro passa-baixo. A instalação de sensores devem, também, considerar problemas de sensibilidade transversal, deformação da base e fiação, que podem influenciar nas medições.

2.4 Atuadores

Atuador é um dispositivo que pode produzir movimento, convertendo, em geral, energia pneumática, hidráulica ou elétrica, em energia mecânica.

Ele é o responsável por proporcionar a força motriz em uma linha. Deve proporcionar à válvula, meios de operacionalidade estáveis e suaves, contra a ação variável das forças dinâmicas e estáticas do fluido de processo.

Existem 3 tipos clássicos de atuadores para válvulas:

1. pneumático;
2. elétricos;
3. hidráulicos.

Na engenharia, atuadores são frequentemente utilizados nos mais diversos tipos de máquinas.

Atuadores hidráulicos são utilizados quando se deseja manipular cargas de ordem muito elevada, produzindo grandes forças. Em algumas aplicações, as válvulas hidráulicas podem ter como acessório, além do atuador, um volante manual para acionar a válvula em caso de falha do posicionador ou do atuador pneumático da válvula.

Este volante aciona mecanicamente a haste da válvula e, quando aciona a abertura da válvula não conseguimos acionar a válvula pneumáticamente, pois ela trava mecanicamente.

3 METODOLOGIA

Com base no referencial teórico descrito no capítulo anterior, foi desenvolvido um sistema capaz de amortizar impactos causados por imperfeições oriundas das irregularidades existentes nas vias públicas, tais como buracos e lombadas, e, também, suavizar oscilações vindas de uma direção, de uma forma mais rápida, onde os ocupantes do automóveis não sintam estas vibrações. O diagrama de blocos do processo como um todo é mostrado na Figura 9.

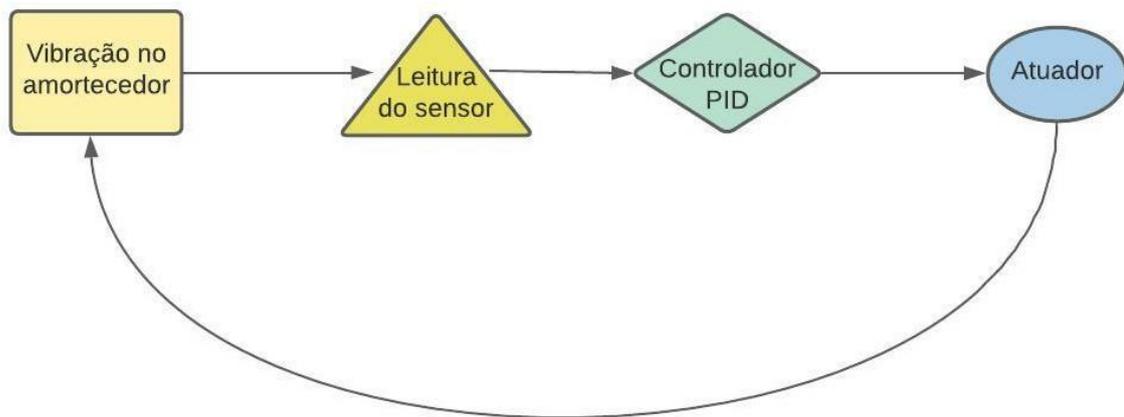


Figura 7 – Diagrama de blocos do processo.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Abordaremos aqui os métodos e cálculos utilizados durante o estudo para o projeto de um controlador PID para um sistema de suspensão ativa. Este trabalho consiste apenas em aumentar o conforto dos ocupantes de um automóvel com o sistema de suspensão ativa. Para tal, foi adotado os seguintes passos:

- Modelagem matemática do sistema de amortecimento;
- Obtenção da função transferência;
- Sintonia de um controlador PID;
- Simulação para observar se as especificações do projeto foram atendidas.

3.1 Modelagem matemática do sistema do amortecedor e cálculo da função transferência

Com base na figura 10, o sistema será modelado matematicamente. Após esta modelagem, acharemos a função de transferência do sistema.

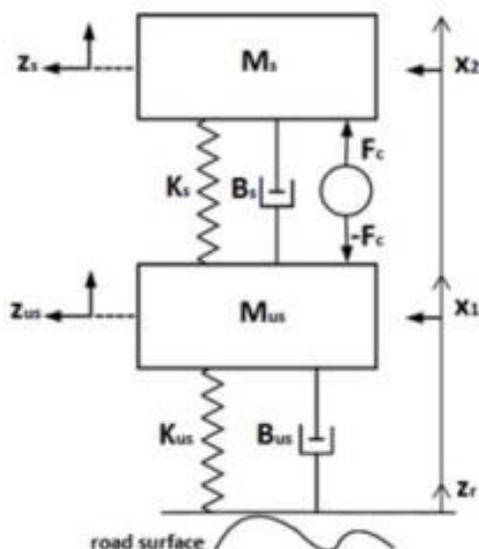


Figura 8 – Diagrama sistema massa/mola/amortecedor

Fonte:Zin(2008)

Para este sistema, algumas observações serão tomadas:

- O carro está parado para $t < 0$;
- O sistema massa-mola-amortecedor está parado para $t < 0$;
- Para $t=0$ a velocidade do carro é constante;
- m é a massa do carro;
- B é o coeficiente de atrito viscoso;
- K é a constante da mola;
- A força de atrito do amortecedor é $\frac{d(X_2)}{d t} - \frac{d(X_1)}{d t}$;
- A força da mola é proporcional a $X_2 - X_1$.

3.1.1 Modelagem matemática

A segunda lei de Newton nos mostra que, para sistemas translacionais:

$$ma = \sum F$$

onde m representa a massa do automóvel, a é a aceleração dessa massa e $\sum F$ é o somatório das forças que agem sobre esta massa.

Aplicando a segunda lei de Newton ao sistema, temos: Equações iniciais:

$$M_{us} \frac{d^2 x_2}{dt^2} = K_s(x_2 - x_1) + B_s \left(\frac{dx_2}{dt} - \frac{dx_1}{dt} \right) + F_c - M_s g \quad (3.1)$$

$$M_{us} \frac{d^2 x_1}{dt^2} = K_{us} x_1 + B_{us} \left(\frac{dx_1}{dt} - K_s(x_2 - x_1) - B_s \left(\frac{dx_2}{dt} - M_{us} g - F_c + F_{road} \frac{dx_1}{dt} \right) \frac{dx_1}{dt} \right) + F_c - M_s g \quad (3.2)$$

A equação 3.1 representa segunda lei de newton no sistema massa carro e a equação 3.2 representa a segunda lei de newton do sistema massa pneu.

Com o sistema em repouso (todas derivadas nulas e força de entradas nulas), tem as posições iniciais das massas $X_1(0) = X_{10}$ e $X_2(0) = X_{20}$

$$\begin{aligned} K_s(X_{20} - X_{10}) &= M_s g \\ X_{20} &= \frac{M_s}{K_s} g + X_{10} \\ X_{20} &= \frac{M_s}{K_s} g + \frac{(M_s + M_{us})}{K_{us}} g \\ X_{20} &= \left(\frac{M_s}{K_s} + \frac{M_s + M_{us}}{K_{us}} \right) g \end{aligned} \quad (3.3)$$

$$K_{us} X_{10} = K_s(X_{20} - X_{10}) + M_{us} g = M_s g + M_{us} g X_{10} = \frac{M_s + M_{us}}{K_{us}} g \quad (3.4)$$

Considerando novas variáveis (variações em torno do ponto de repouso para tornar condições iniciais nulas) para simplificar o modelo.

$$Z_s = x_2 - X_{20} \quad (3.5)$$

$$Z'_s = X'_2 \quad (3.6)$$

$$Z''_s = x''_2 \quad (3.7)$$

$$Z_s = Z_1 - X_{10} \quad (3.8)$$

$$Z'_{us} = x'_{1'} \quad (3.9)$$

$$Z''_{us} = X''_1 \quad (3.10)$$

Substituindo as novas variáveis no sistema de equação:

$$\begin{aligned} M_s Z''_s &= -F_{ext} - M_s g - K_s(z_s + x_{20} - z_{us} - x_{10}) - B_s(z'_s - z'_{us}) + F_c \\ M_s Z''_s &= -F_{ext} - M_s g - K_s(z_s - z_{us}) - B_s(z'_s - z'_{us}) + F_c - \frac{K_s(x_{20} - x_{10})}{-M_s g} \end{aligned} \quad (3.11)$$

$$M_s Z''_s = -F_{ext} - K_s(z_s - Z_{us}) - B_s(z'_s - z'_{us}) + F_c$$

$$M_{us} Z''_{us} = F_{road} - M_{us} g + K_s(z_s - z_{us}) + B_s(z'_s - z'_{us}) - F_c - K_{us} Z_{us} - B_{us} Z'_{us} + \frac{K_s(x_{20} - x_{10}) - K_{us} x_{10}}{M_{us} g}$$

$$M_{us} Z''_{us} = F_{road} + K_s(z_s - z_{us}) + B_s(z'_s - z'_{us}) - F_c - K_{us} z_{us} - B_{us} Z'_{us} \quad (3.12)$$

Com isso, temos que as equações (3.7) e (3.8) representam o sistema simplificado com as condições iniciais $Z_s = 0$ e $Z_{us} = 0$

3.1.2 Função transferência

Para o cálculo da função transferência do sistema, passaremos a equação, que está no domínio do tempo, para o domínio da frequência. Para isso utilizaremos a transformada de Laplace para chegar a este resultado:

$$Z_{us} = -\frac{(s^2 M_s + s B_s + K_s) Z_s + F_c - F_{ext}}{(K_s + s B_s)}$$

A equação 3.1 nos dá um modelo matemático do sistema de amortecimento massa-mola-amortecedor. Presumindo que a condição inicial do sistema é zero, e, aplicando a transformada de Laplace, temos:

$$(ms^2 + bs + K)Y(s) = (bs + k)U(s)$$

Onde:

- m é a massa,
- b é o coeficiente de viscosidade,
- K é a constante da mola,
- Y é o sinal de entrada,
- U é o sinal de saída.

A partir daí, temos a função de transferência do sistema, que é:

$$\frac{Z_s}{F_{ext}} = \frac{s^2 M_{us} + s(B_s + B_{us}) + (K_s + K_{us})}{s^4 M_s M_{us} + s^3(a) + s^2(b) + s(c) + K_s k_{us}}$$

Onde:

$$a = M_s B_s + M_s B_{us} + M_{us} B_s$$

$$b = M_s K_s + M_s K_{us} + M_{us} K_s + B_s B_{us}$$

$$c = K_{us} B_s + K_s B_{us}$$

3.2 Controlador PID

O controlador PID tem a seguinte função transferência:

$$G_c(s) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right)$$

Embora vários métodos analíticos estejam disponíveis para o projeto de um controlador PID, vamos aplicar uma regra de sintonia de Ziegler-Nichols na determinação dos parâmetros K_p , T_i e T_d (OGATA, 1970).

Devido ao integrador da planta, o segundo método de Ziegler-Nichols será implantado. Adotaremos $T_i = \infty$ e $T_d = 0$ para obtermos a função de transferência em malha fechada do sistema. Com este método procuramos obter uma resposta cuja a razão de valores máximos consecutivos de oscilação seja igual a 1:1/4.

Com a aplicação do segundo método de Ziegler-Nichols aumentamos o ganho proporcional K_d do sistema em malha fechada sem ação integral ou derivativa até que a saída apresente oscilações sustentadas. Neste ganho proporcional crítico, que seria o último ganho K_{pc} , determina o período T_c da oscilação de saída.

A sintonia utilizando o 2º método de Ziegler-Nichols resulta em um regulador PID com um polo na origem e dois zeros coincidentes em $Z = -4/T_c$. Os valores de K_{pc} e T_c podem ser obtidos a partir do lugar das raízes, que seria o cruzamento do lugar das raízes com o eixo imaginário $J\omega$ ou aplicando o critério de Routh. Este método só pode ser aplicado pois a saída do amortecedor não apresenta uma oscilação sustentada para algum valor de K_p , ou seja, só se aplica porque o lugar das raízes cruza o eixo imaginário $J\omega$.

A tabela 3 mostra o método da sensibilidade última para determinar os parâmetros:

3.3 Análise do sistema de suspensão ativa em malha aberta

Para realizar o projeto do controlador PID tem-se que ter os valores dos parâmetros físicos do sistema de suspensão. Para tanto, serão considerados os parâmetros fornecidos pela planta do sistema QUARC, fabricante do sistema *quarter-car*. Segue abaixo estes dados:

$$\begin{aligned}
 M_s &= 208kg & M_{us} &= 28Kg \\
 K_s &= 18700N/m & K_{us} &= 127200N/m \\
 B_s &= 1300N/(m/s) & B_{us} &= 10N/(m/s)
 \end{aligned}$$

Tipo de controlador	K_p	T_i	T_d
P	$0,5K_{cr}$	∞	0
PI	$0,45K_{cr}$	$\frac{1}{1,2}P_{cr}$	0
PID	$0,6K_{cr}$	$0,5P_{cr}$	$0,125P_{cr}$

Tabela 3 – Regra de sintonia de Ziegler-Nichols baseada no ganho K_{cr} e no período P_{cr} (segundo método).

Fonte: Ogata(1970)

A priori foi montado o sistema sem o controlador PID e simulado os resultados de amortecimento no Simulink.

Como primeira simulação consideramos a colocação de carga no veículo parado e sem amortecimento ativo, ou seja, consideramos a entrada de 4 pessoas de aproximadamente 80 kg simultaneamente e a saída, também simultânea, desses ocupantes do veículo. Consideramos que o veículo se encontra em repouso. F_{ext} é um degrau de amplitude 800N

$$F_c = F_{road} = 0 \tag{3.13}$$

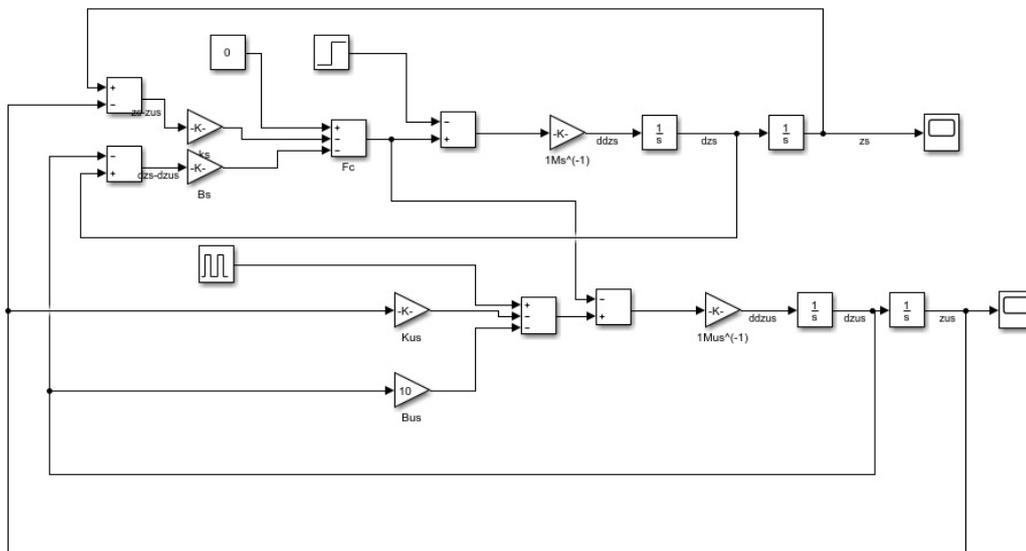
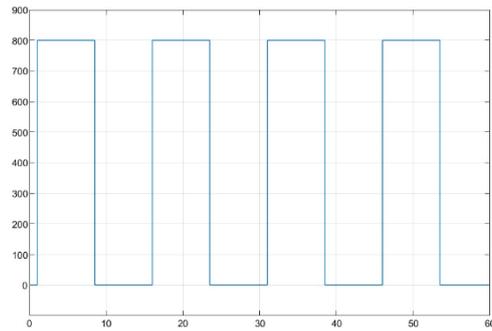
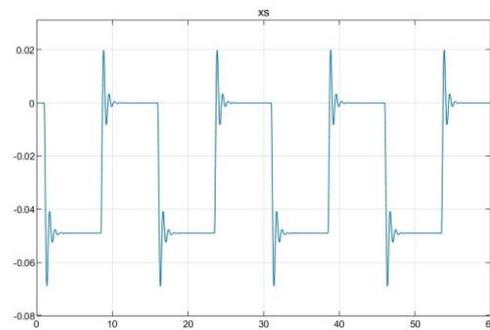


Figura 9 – Sistema simulado sem o controlador PID



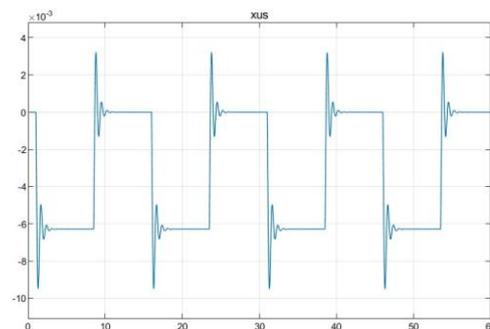
Força [N] x Tempo [s]

Figura 10 – Simulação de um degrau de amplitude 800N com um período de 15 segundos



Deslocamento da carcaça [m] x Tempo [s]

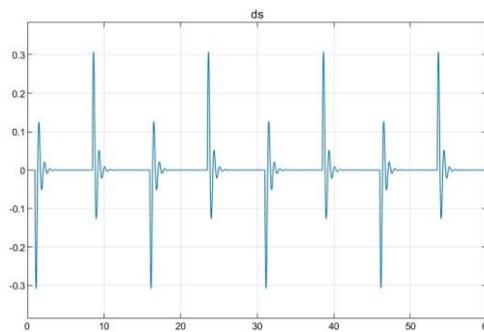
Figura 11 – Deslocamento da carcaça do carro a um degrau de amplitude 800 N



Deslocamento do pneu [m] x Tempo [s]

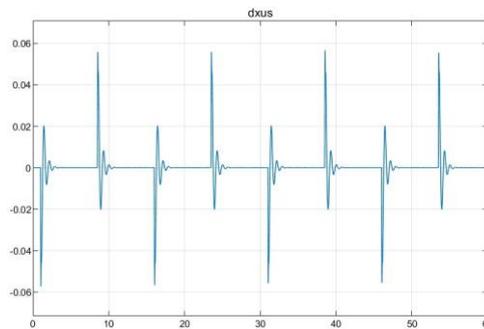
Figura 12– Deslocamento do pneu do carro a um degrau de amplitude 800 N

A simulação mostra o comportamento do amortecedor com a aplicação de uma carga equivalente a 4 pessoas de 80 kg entrando simultaneamente no veículo. A altura da carroceria do veículo cai em relação a posição inicial com a aplicação da carga estipulada, oscilando com um valor máximo de cerca de 7 cm, oscilando por 3 períodos e estabilizando em 5cm após aproximadamente 4s. Por sua vez, o valor máximo da oscilação da altura do pneu é de 9mm e fica em 6,5mm quando o sistema alcança o regime permanente. Quando a carga é retirada, observa-se que a altura da carroceria do veículo sobe e oscila alcançando um valor máximo de 2 cm acima da altura inicial, a qual é alcançada após cerca de 4s. A altura do pneu também oscila com a retirada de carga, alcançando uma altura máxima de 3mm acima da altura inicial. A velocidade e a aceleração da carroceria e do pneu durante a aplicação e retirada de carga do veículo são apresentadas na figuras abaixo.



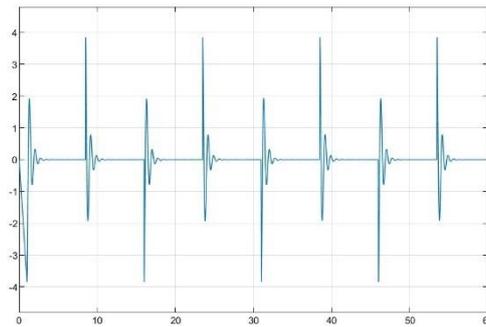
Deslocamento da carroceria [m] x Tempo [s]

Figura 13 – Velocidade de acomodação da carroceria do carro a um degrau de amplitude de 800 N



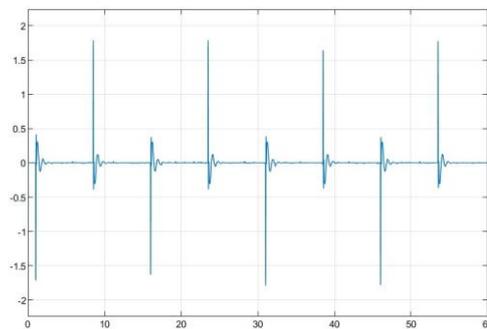
Deslocamento do pneu [m] x Tempo [s]

Figura 14 – Velocidade de acomodação do pneu do carro a um degrau de amplitude de 800 N



Aceleração de acomodação da carroceria [m/s²] x Tempo [s]

Figura 15 – Aceleração de acomodação da carroceria do carro a um degrau de amplitude de 800 N



Aceleração de acomodação do pneu [m/s²] x Tempo [s]

Figura 16 – Aceleração de acomodação do pneu do carro a um degrau de amplitude de 800 N

Para a segunda simulação, consideramos o veículo carregado e sem amortecimento rodando em uma estrada com piso irregular. Consideraremos o carro com 4 pessoas de 80kg cada. F_{road} é uma senoide de amplitude igual a 800N e velocidade angular de $2rad/s$.

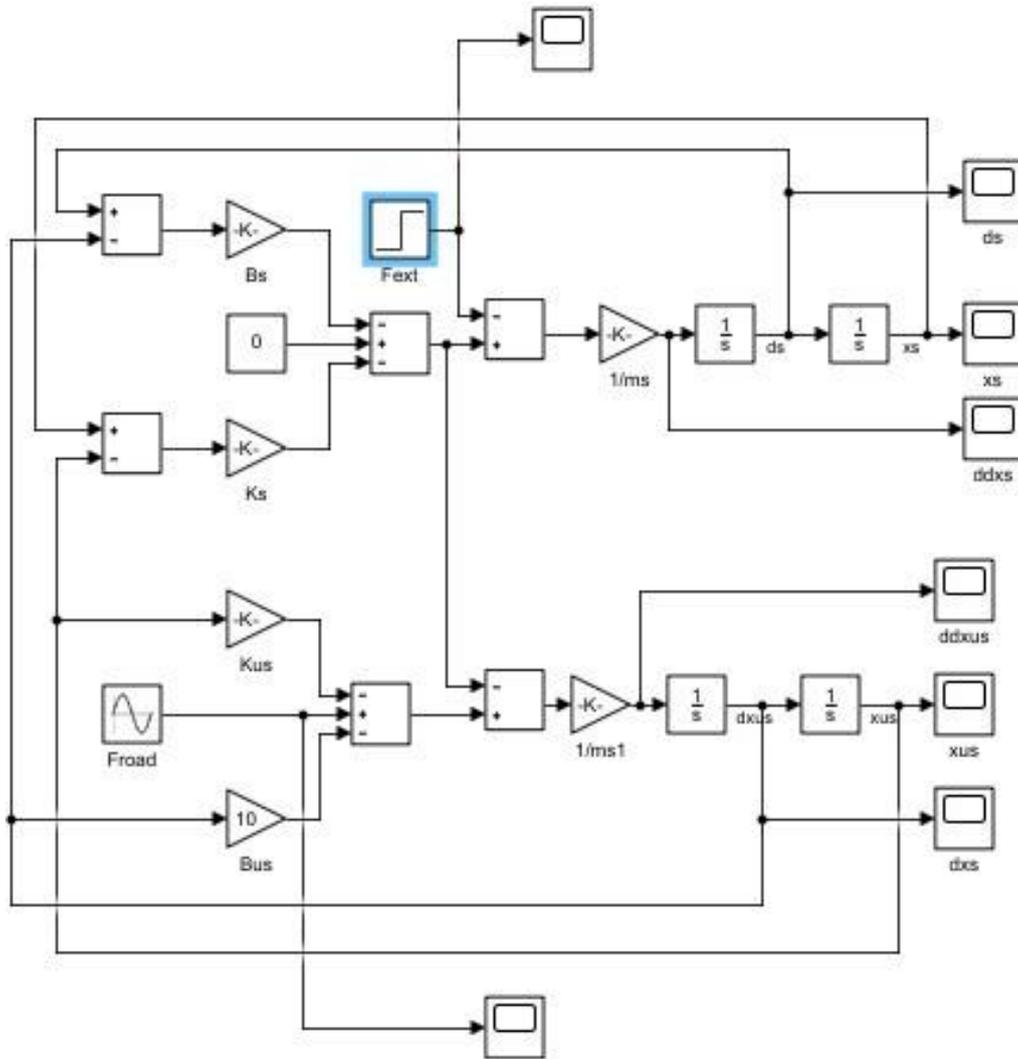


Figura 17 – Diagrama de blocos de um controlador PID

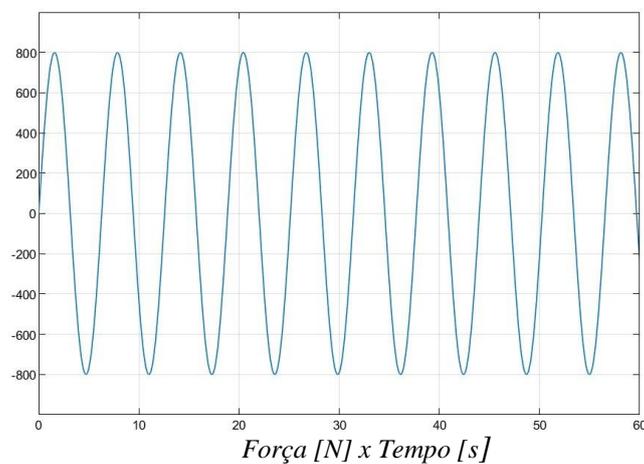
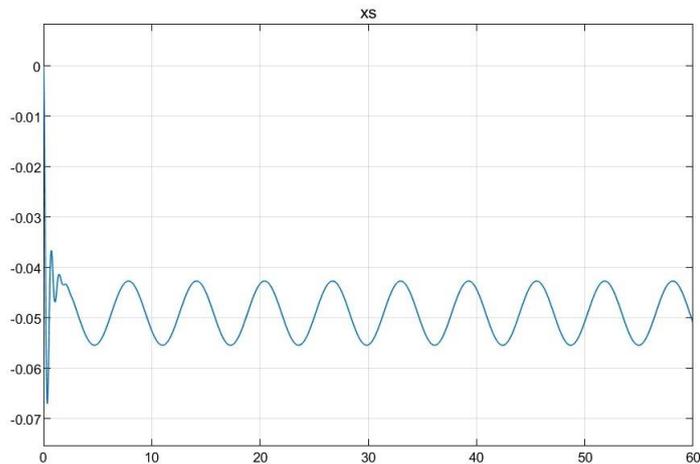


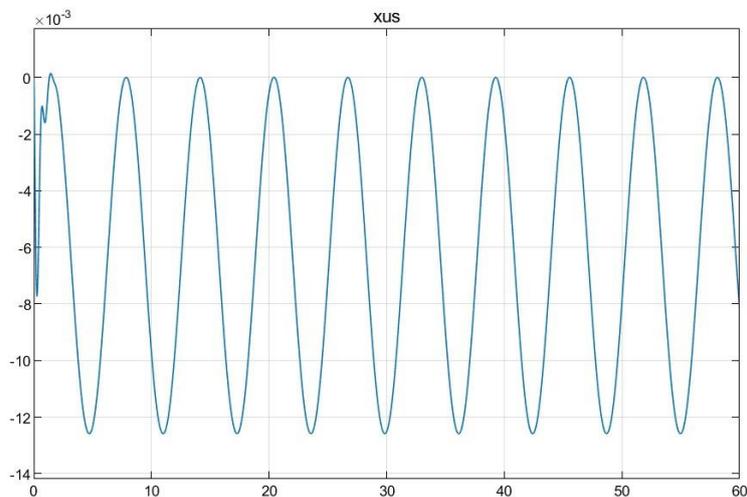
Figura 19 – Simulação de uma perturbação de amplitude 800N

A simulação mostra que o comportamento do amortecimento quando o veículo com 4 pessoas de 80kg circula em um piso irregular. A altura da carroceria oscila em torno da posição de equilíbrio com amplitude de cerca de 1cm enquanto que a altura do pneu varia com amplitude de 605mm seguindo a irregularidade do piso. A velocidade e a aceleração da carroceria e do pneu durante a aplicação e retirada de carga do veículo são apresentadas nos gráficos 24 e 25.



Deslocamento da carroceria [m] x Tempo [s]

Figura 20 – Deslocamento da carroceria do carro em resposta a uma perturbação senoidal de amplitude 800N



Deslocamento do pneu [m] x Tempo [s]

Figura 21 – Deslocamento do pneu do carro em resposta a uma perturbação senoidal de amplitude 800N

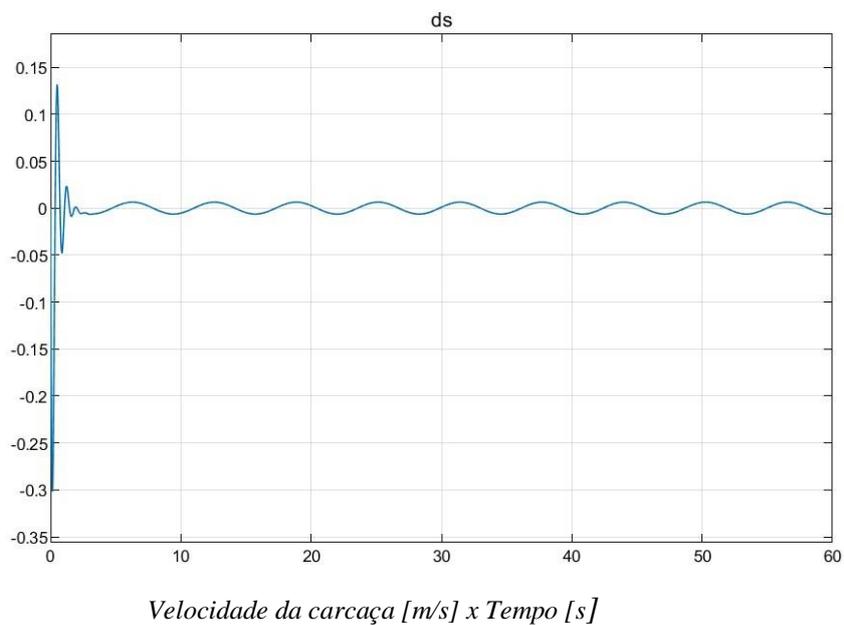


Figura 22 – Velocidade da carcaça do carro em resposta a uma perturbação senoidal de amplitude 800N

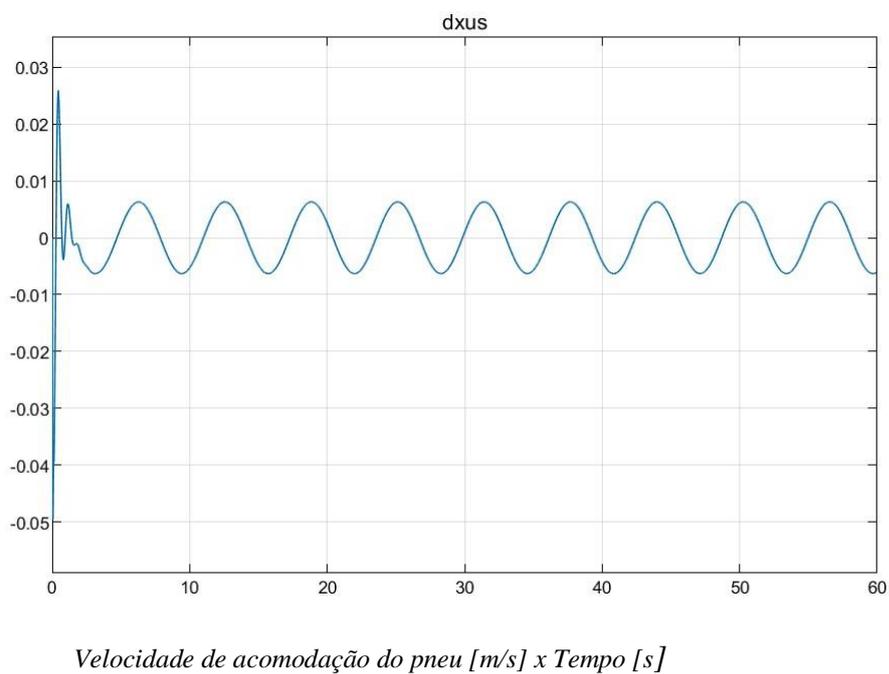


Figura 23 – Velocidade do pneu do carro em resposta a uma perturbação senoidal de amplitude 800N

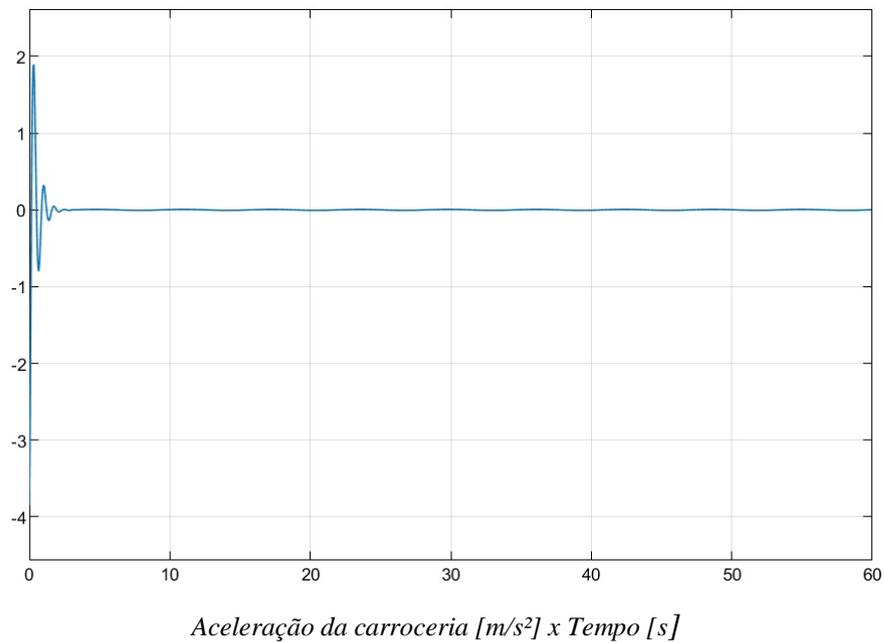


Figura 24 – Aceleração da carroceria do carro em resposta a uma perturbação senoidal de amplitude 800N

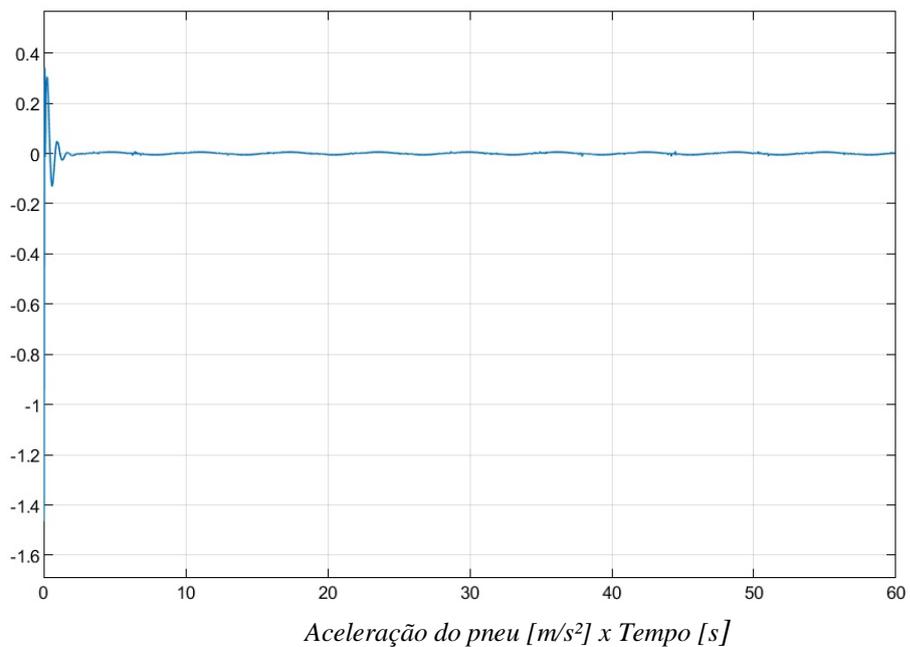


Figura 25 – Aceleração do pneu do carro em resposta a uma perturbação senoidal de amplitude 800N

3.4 Ganho crítico

Para achar o valor do ganho crítico, aplicamos o critério de Routh-Hurwitz na Função transferência em malha fechada:

3.4.1 Função transferencia em malha fechada

$$G(s) = \frac{Z_s}{F_c} = \frac{28s^2 + 10s + 127200}{5824s^4 + 308880s^3 + 30883800s^2 + 165547000s + 2378640000}$$

Malha fechada com controlador P:

$$F = \frac{28s^2 + 10s + 127200}{5824s^4 + 308880s^3 + (30883800 + 28P)s^2 + (165547000 + 10P)s + 2378640000 + 127200P}$$

$$F = \frac{PG}{1 + PG} = \frac{\frac{28s^2 + 10s + 127200}{5824s^4 + 308880s^3 + 30883800s^2 + 165547000s + 2378640000}}{1 + P \frac{28s^2 + 10s + 127200}{5824s^4 + 308880s^3 + 30883800s^2 + 165547000s + 2378640000}}$$

(3.15)

3.4.2 Critério de Routh-Hurwitz

$$\begin{array}{l|l|l}
 s^4 & 5824 & 30883800 + 28p & 378640000 + 127200p \\
 s^3 & 308880 & 165547000 & \\
 s^2 & \frac{3 \times 10^6 + 2,8p}{2,34 + 8,5 \times 10^9 p} & 2,4 \times 10^8 + 1,2 \times 10^4 p & \\
 s^1 & \frac{3 \times 10^6 + 2,78p}{3 \times 10^6 + 2,78p} & & \\
 s^0 & 2,4 \times 10^8 + 1,2 \times 10^4 & &
 \end{array}$$

$$k_{critico} > 1,394 \times 10^6$$

$$F = \frac{28s^2 + 10s + 127200}{5824s^4 + 308880s^3 + 83800s^2 + 1,5 \times 10^8 s - 1,4 \times 10^{11}} \quad (3.16)$$

3.5 Achando os valores integral e derivativo

Para calcular o ganho integrativo e o ganho derivativo, usaremos, a princípio, a tabela de Ziegler-Nichols.

Notemos que, pela tabela abaixo, conseguimos achar o tempo integral e derivativo, porém, teremos que calcular o ganho derivativo e integrativo.

Porém, temos que:

$$\begin{aligned}
 K_i &= \frac{K_p}{T_i} \\
 K_d &= K_p \cdot T_d
 \end{aligned} \quad (3.17)$$

Tipo de controlador	K_p	T_i	T_d
P	$0,5K_{cr}$	∞	0
PI	$0,45K_{cr}$	$\frac{1}{1,2}P_{cr}$	0
PID	$0,6K_{cr}$	$0,5P_{cr}$	$0,125P_{cr}$

Tabela 4 – Regra de sintonia de Ziegler-Nichols baseada no ganho K_{cr} e no período P_{cr} (segundo método).

Fonte: Ogata(1970)

Assim, temos que:

$$K_i = 6,309 \times 10^5$$

$$K_d = 7700$$

Agora, com os valores do ganho proporcional, do ganho integrativo e do ganho derivativo podemos ajustar o controlador PID.

4 RESULTADOS

4.1 Resultados da simulação

Ao simular no software simulink o controlador PID a um impulso de amplitude de 800N e período de 10 segundos tivemos os seguintes resultados:

A simulação mostra o comportamento do amortecedor com um controlador PID a aplicação de uma carga equivalente a 4 pessoas de 80 kg entrando simultaneamente no veículo. A altura da carroceria do veículo cai em relação a posição inicial com a aplicação da carga estipulada, oscilando com um valor máximo de cerca de 6 cm, oscilando por 1 períodos e estabilizando em 0cm após aproximadamente 1s. Por sua vez, não há oscilação visível no deslocamento do pneu. Quando a carga é retirada, observa-se que a altura da carroceria do veículo sobe e oscila alcançando um valor máximo de 5,5 cm acima da altura inicial, a qual é alcançada após cerca de 3s. A altura do pneu não chega a oscilar com a retirada de carga.

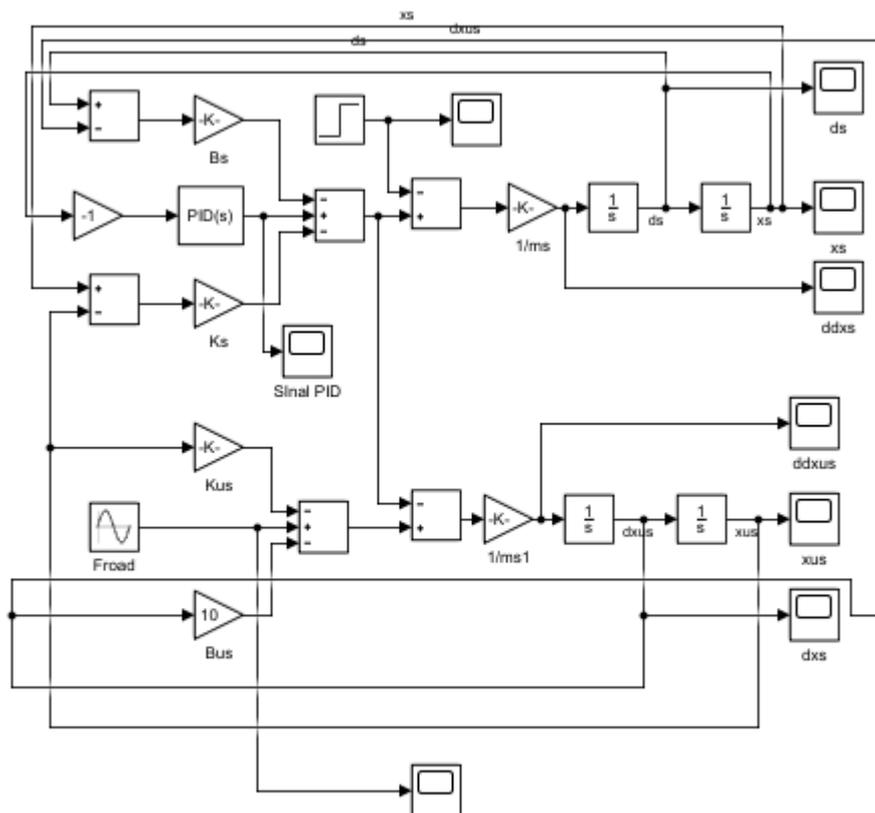


Figura 26 – Diagrama de blocos com o controlador PID

Já, para a segunda simulação, consideramos o veículo carregado e com amortecimento ativo rodando em uma estrada com piso irregular. F_{road} é uma senoide de amplitude de 800 e velocidade angular de 2rad/s.

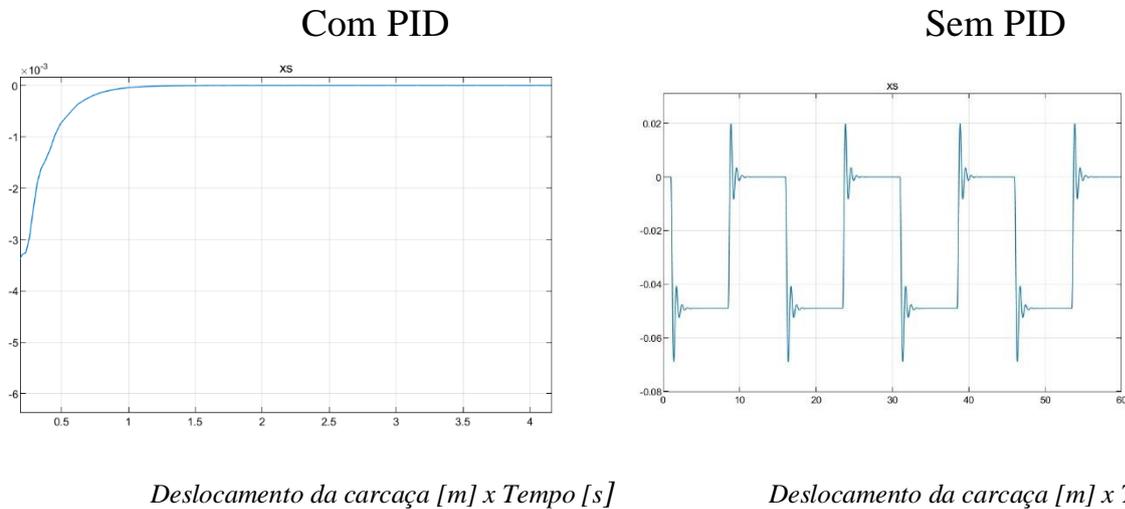


Figura 28 – Comparativo estabilidade deslocamento da carcaça com e sem PID a um step de 800N

A estabilidade do sistema é alcançada com o tempo de 1 segundo e após a estabilidade a perturbação das 4 pessoas entrando no carro não movimento mais a carcaça.

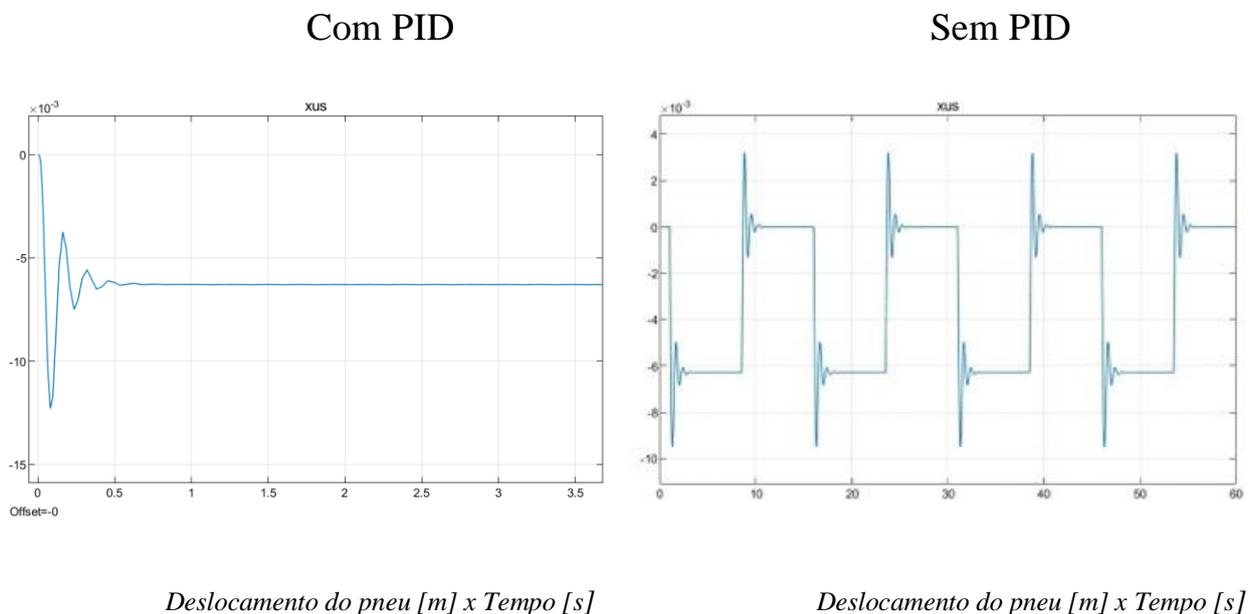
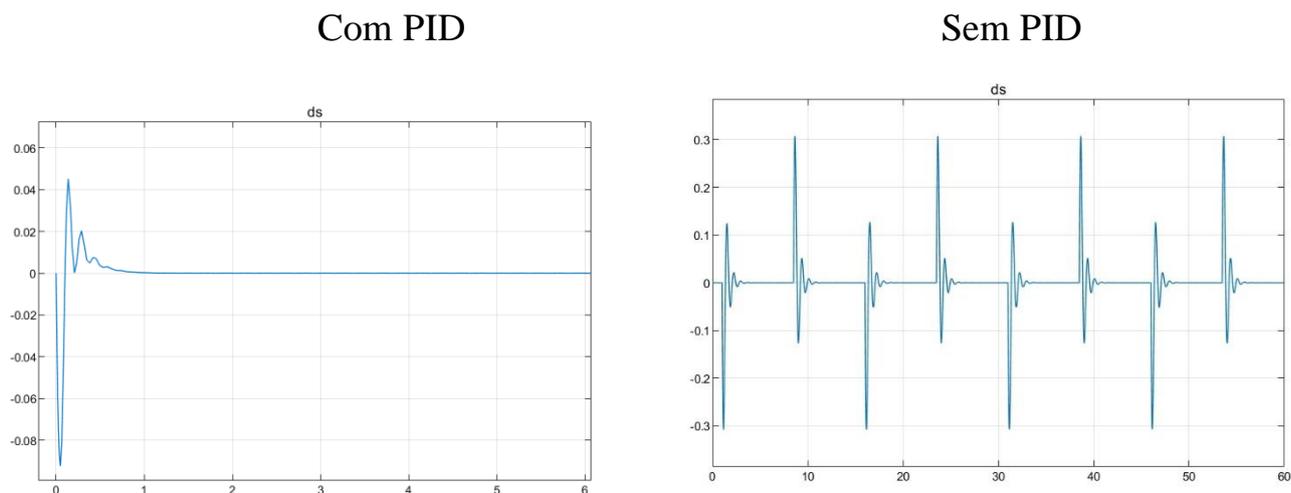


Figura 29 – Comparativo estabilidade de deslocamento do pneu com e sem PID a um step de 800N

800N

Como esperado, o pneu também alcançou a estabilidade e não alterou mais após as perturbações, porém, com um tempo mais rápido do que a carcaça do carro, aproximadamente $0,3 \times 10^{-3}$ segundos.

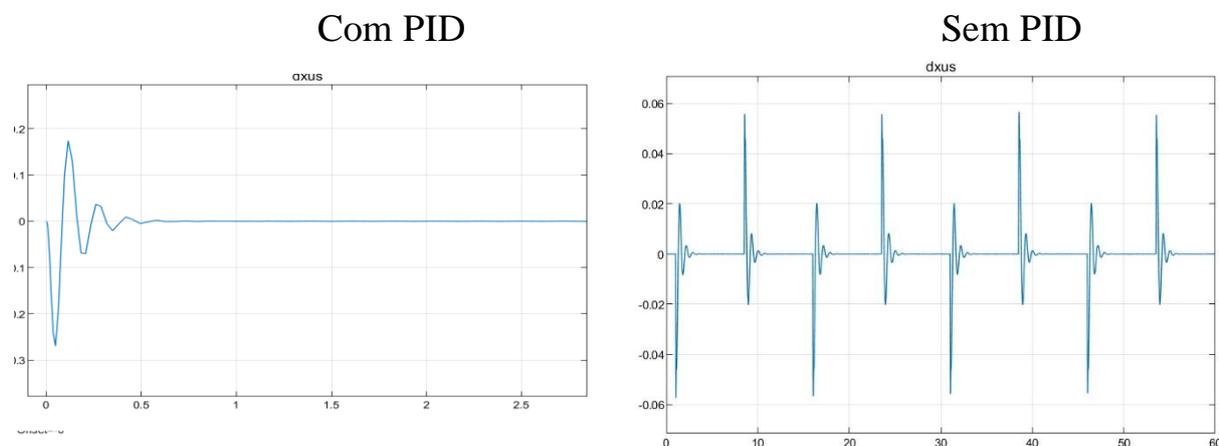


Velocidade de estabilidade da carcaça [m/s] x Tempo [s] Velocidade de estabilidade da carcaça [m/s] x Tempo [s]

Figura 30 – Comparativo estabilidade da velocidade deslocamento carcaça com e sem PID a

um step de 800N

Com o controlador PID a carcaça do automóvel alcançou a estabilidade no primeiro ciclo de movimento, não tendo perturbações após entrar em regime transitório, mostrando ser bastante eficiente nos primeiros testes.

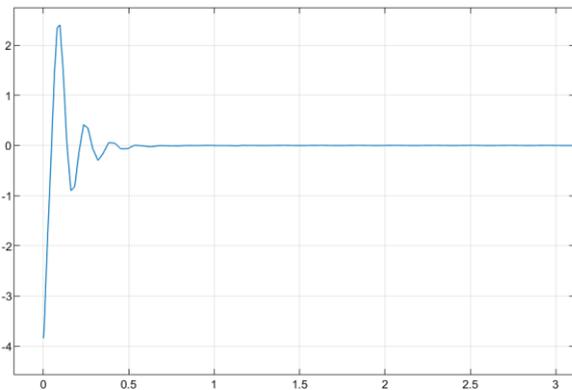


Velocidade de estabilidade do pneu [m/s] x Tempo [s]

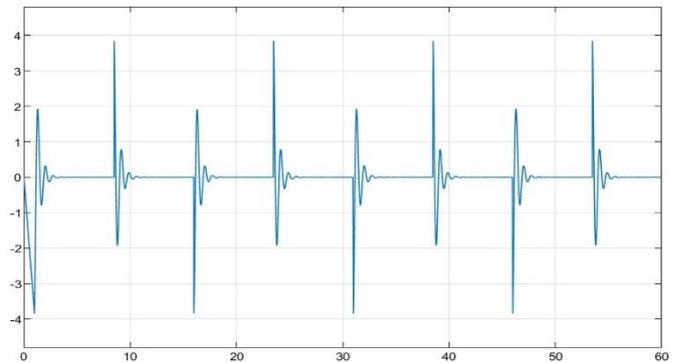
Velocidade de estabilidade do pneu [m/s] x Tempo [s]

Figura 31 – Comparativo estabilidade da velocidade do pneu a um step de 800N

Com PID



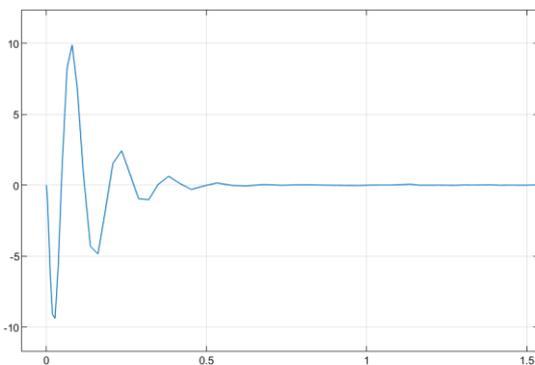
Sem PID



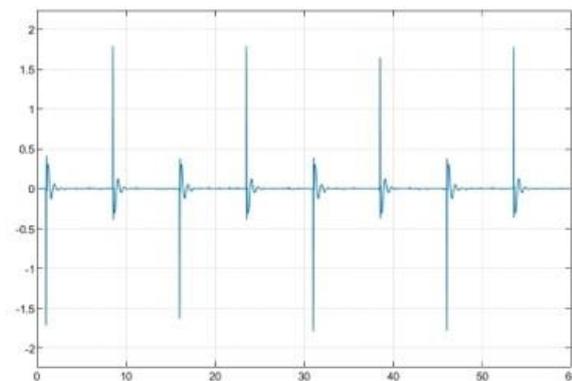
Aceleração de acomodação da carroceria [m/s²] x Tempo [s] *Aceleração de acomodação da carroceria [m/s²] x Tempo [s]*

Figura 32 – Comparativo estabilidade da aceleração de acomodação da carroceria do carro a step de 800N

Com PID



Sem PID



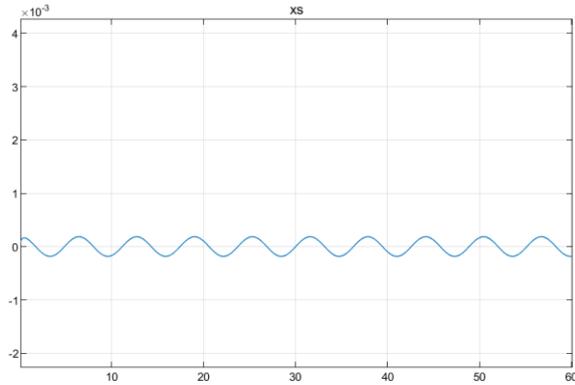
Aceleração de acomodação do pneu [m/s²] x Tempo [s]

Aceleração de acomodação do pneu [m/s²] x Tempo [s]

Figura 33 – Comparativo da aceleração de acomodação do pneu do carro a step de 800N

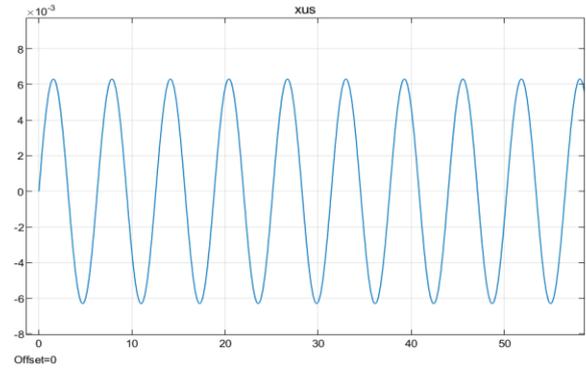
A simulação mostra que o comportamento do amortecimento quando o veículo com 4 pessoas de 80kg circula em um piso irregular. A altura da carroceria oscila em torno da posição de equilíbrio com amplitude de cerca de 6cm enquanto que a altura do pneu não varia. A velocidade e a aceleração da carroceria e do pneu durante a aplicação e retirada de carga do veículo são apresentadas da figura 28 até a figura 33.

Com PID



Deslocamento da carroceria [m] x Tempo [s]

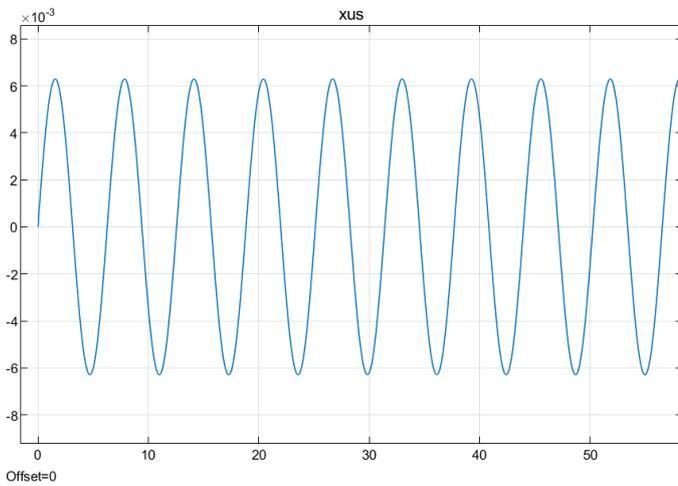
Sem PID



Deslocamento da carroceria [m] x Tempo [s]

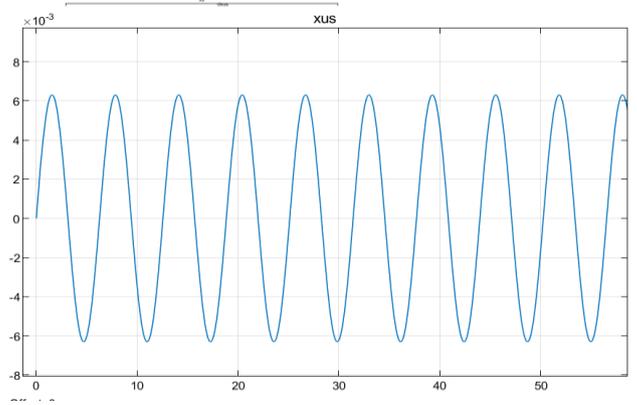
Figura 34 – Comparativo do deslocamento da carroceria do carro a uma senoide de amplitude 800N

Com PID



Deslocamento do pneu [m] x Tempo [s]

Sem PID

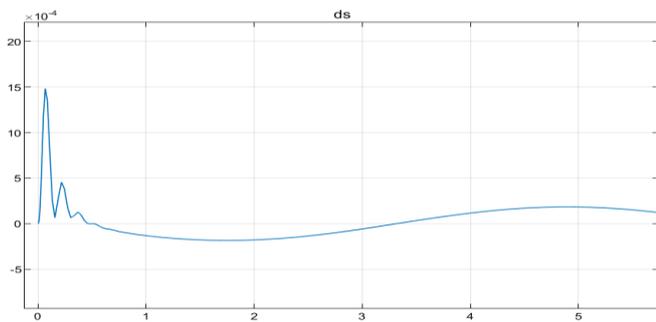


Deslocamento do pneu [m] x Tempo [s]

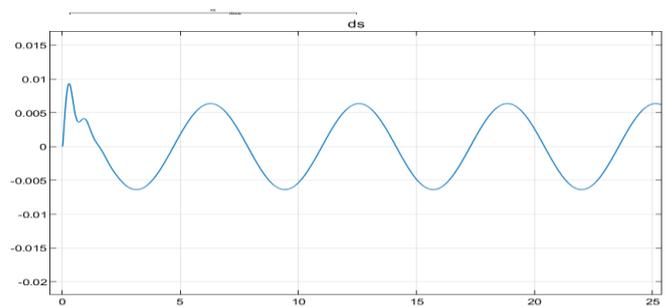
Figura 35 – Comparativo do deslocamento do pneu do carro a uma senoide de amplitude 800N

Aqui podemos notar que, na situação de uma pista esburacada, o controlador também consegue bons resultados. Como agora a força simulada é externa, temos uma atenuação considerável no deslocamento da carcaça do carro, porém, como ela vem de baixo para cima, o controlador não tem ação sob o deslocamento do pneu.

Com PID



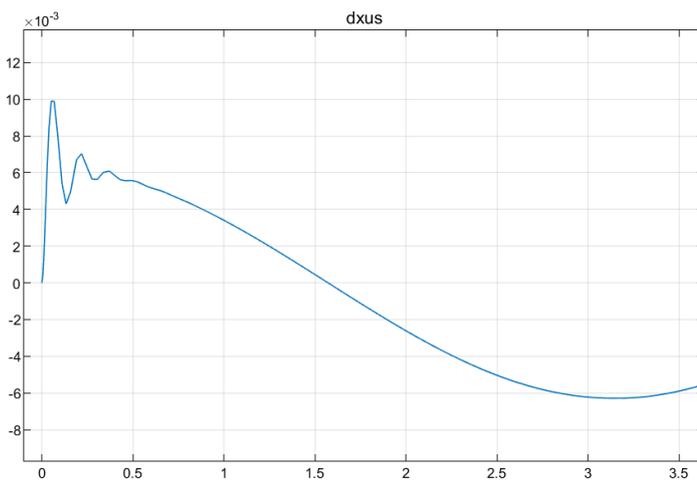
Sem PID



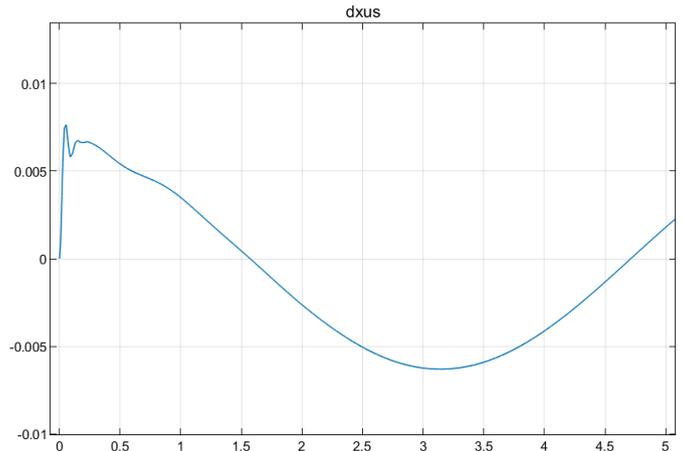
Velocidade de acomodação da carroceria [m/s] x Tempo [s] Velocidade de acomodação da carroceria [m/s] x Tempo [s]

Figura 36 –Comparativo da velocidade da carroceria do carro a uma senoide de amplitude 800N

Com PID



Sem PID



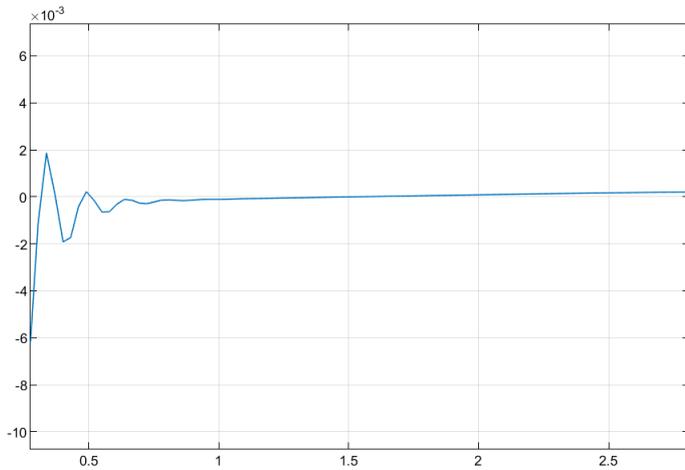
Velocidade de acomodação do pneu [m/s] x Tempo [s]

Velocidade de acomodação do pneu [m/s] x Tempo [s]

Figura 37 – Comparativo da velocidade do pneu do carro a uma senoide de amplitude 800N

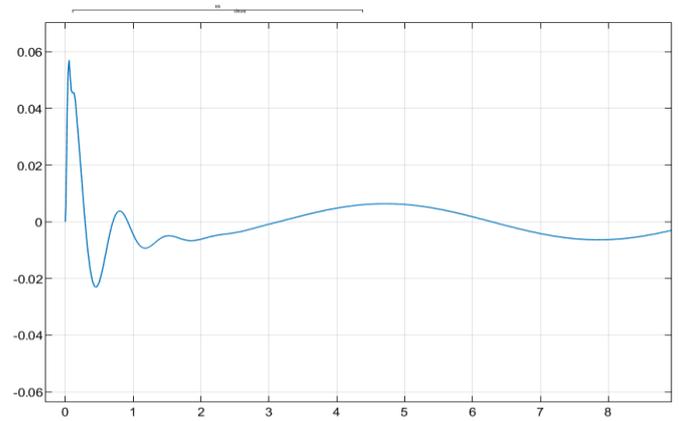
O aumento da velocidade de acomodação faz com que o passageiro sinta menos desconforto nas perturbações seguintes, estabilizando de forma considerável e aliviando o movimento dentro do automóvel. Com esta estabilidade, o pneu do carro se acomoda de uma forma mais rápida, evitando possíveis danos.

Com PID



Aceleração da carroceria [m/s^2] x Tempo [s]

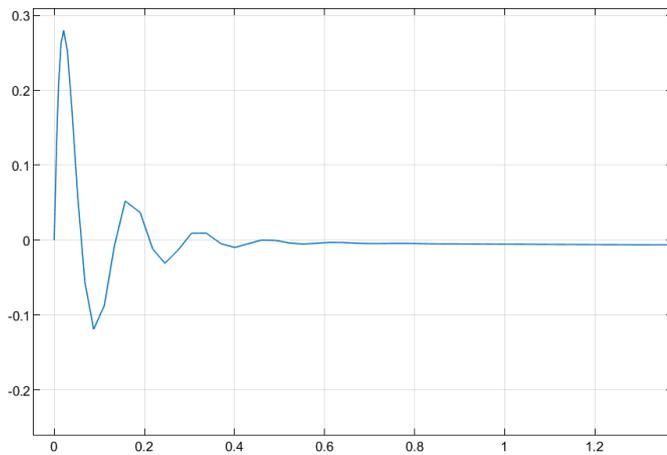
Sem PID



Aceleração da carroceria [m/s^2] x Tempo [s]

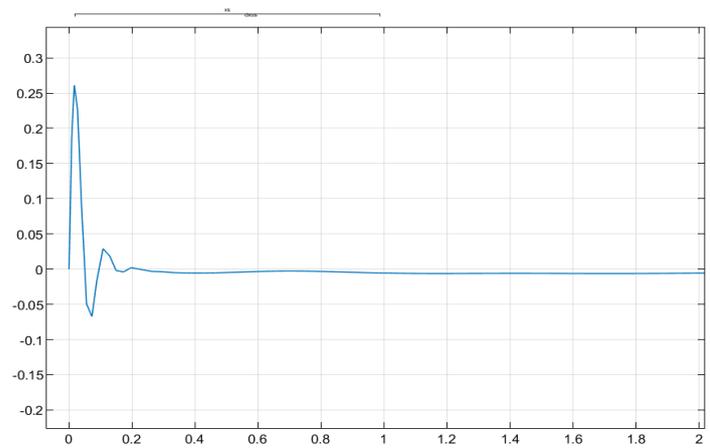
Figura 38 – Comparativo da aceleração da carroceria do carro a uma senoide de amplitude 800N

Com PID



Aceleração do pneu [m/s^2] x Tempo [s]

Sem PID



Aceleração do pneu [m/s^2] x Tempo [s]

Figura 39 – Comparativo da aceleração do pneu do carro a uma senoide de amplitude 800N

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS E TRABALHOS FUTUROS

Com base nos estudos realizados e na análise dos resultados qualitativos e quantitativos apresentados, foi desenvolvido um controlador capaz de amortizar os impactos simulados, de tal modo, o objetivo geral deste trabalho foi alcançado.

O método de Ziegler-Nichols pode ser facilmente aplicado na indústria automotiva, pois o controlador PID consegue controlar o sistema de amortização de uma forma aceitável e com um baixo custo operacional e financeiro.

Quanto à eficiência do controle, percebemos que houve uma grande melhora no tempo de acomodação da carroceria do carro e do pneu, trazendo mais conforto e segurança para os ocupantes do veículo.

Apesar da implementação voltada para a amortização de veículos, cabe ressaltar que o processo também é aplicável a outras situações nas quais haja o interesse da obtenção de uma amortização mais eficiente, devido o estudo ter sido feito em cima do sistema Quarter-car, e com isso, sendo analisado um amortecedor por vez.

Para trabalhos futuros, pode-se considerar o acúmulo da energia potencial gravitacional oriunda das vibrações do automóvel e a transformar em energia elétrica, onde pode-se implementar um motor elétrico no automóvel e com este diminuir o consumo de combustível, trazendo uma maior eficiência energética para o sistema.

REFERÊNCIAS

- AHMED, A. et al. Pid controller os active suspension dor a quarter car model. *Intern Journal of Adv in Eng Tech.*, 2015. v. 8, p. 899–909, 2015. Citado na página33.
- ALMEIDA, A. C. R. *Simulação e controle de um sistema de suspensão simplificado*. 87 p. Dissertação (Mestrado em Matemática) — Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2002. Citado 2 vezes nas páginas20e30.
- BACKES, I.; DUTRA, D. A. A.; GUTIERREZ, J. C. H. Técnicas de controle para suspensão ativa: Um comparativo do desempenho dos controladores pid, lqr e h_{∞} . *COBISA - Congresso Brasileiro de Instrumentação, Sistema e Automação*, 2019.2019.Citado2vezesn
- BERGEL, M. E. *Estudo de alternativas para o ajuste de controladores PID utilizando métodos baseados em dados*. 93 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) — Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009. Citado na página20.
- BOEFF, L. F. *Engenharia Elétrica*. 56 p. Dissertação (Diplomação) — Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016. Citado 2 vezes nas páginas20e21.
- CASTRUCCI, P. B. L. *Controle automático: Teoria e projeto*. 1960. Edgard Blücher, São Paulo, 1960. Citado na página20.
- DORF, R. C.; BISHOP, R. H. *Sistemas de controle moderno*. 13. ed. [S.l.]: LTC, 2018. Citado na página37.
- ESMAILZADEH, E.; BATENI, H. *Optimal active vehicle suspensions with full state feedback control*. [S.l.]: Society of Automotive Engineers, 1992. 781 - 795 p. Citado na página19.
- MILLER, L. Semiactive and fully active suspension sustemsiterative multistep explicit camera calibration. *27th IEEE Conference on Decision and Control*, 1988. v. 3, p. 2047 – 2053, 1988. Citado na página19.
- O Globo. *A experiencia de dirigir um Benz 1886, primeiro automó- vel da história*. 2011. <https://oglobo.globo.com/economia/a-experiencia-de-dirigir-um-benz-1886-primeiro-automovel-da-historia-Online>; accessed 09 Jan 2022. Citado na página23.
- OGATA, K. *Engenharia de Controle Moderno*. 5. ed. [S.l.]: Pretince Hall do Brasil, 1970. Citado 8 vezes nas páginas33,34,35,36,37,44,45e55.
- Revista mecânica online. *A história e evolução do amortecedor*. 2017. https://mecanicaonline.com.br/2005/04_abril/seu_automovel/historia_amortecedor.ht. Online; accessed 18 Dez 2021. Citado na página24.
- REZENDE, J. C. C. *Engenharia Mecânica*. 166 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2007. Citado na página24.
- SABKA, M. R. R. *Engenharia Automotiva*. 93 p. Dissertação (Diplomação) — Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2017. Citado 2 vezes nas páginas21e22.

SAVARESI, S. M. *Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles*. [S.l.]: Elsevier LTDA, 2010. (Manual teórico-prático). Citado 2 vezes nas páginas 19 e 30.

SETO, W. W. *Vibrações mecânicas*. 1971. McGraw-Hill, 1971. Citado na página 19.

ZIN, A. Robust l_p - l_∞ control for active suspensions with performance. *Global Chassis Control. Vehicle system Dynamics*, 2008. v. 46, p. 889–912, 2008. Citado 2 vezes nas páginas 29 e