

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

DESENVOLVIMENTO DE UM ENGATE TIPO QUINTA RODA – PINO REI COM
AMORTECIMENTO ATIVO PARA O USO EM VEÍCULOS COMERCIAIS

Rafael Gonçalves Rizzi

SÃO PAULO

2008

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

DESENVOLVIMENTO DE UM ENGATE TIPO QUINTA RODA – PINO REI COM
AMORTECIMENTO ATIVO PARA O USO EM VEÍCULOS COMERCIAIS

Trabalho de formatura apresentado à
Escola Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do título de
Graduação em Engenharia

Rafael Gonçalves Rizzi

Orientador: Prof. Dr. Marcelo Augusto Leal Alves

Área de concentração:
Engenharia Mecânica

SÃO PAULO

2008

FICHA CATALOGRÁFICA

Rizzi, Rafael Gonçalves

**Desenvolvimento de um engate tipo quinta roda - pino rei
com amortecimento ativo para o uso em veículos comerciais /
R.G. Rizzi. -- São Paulo, 2008.
p. 71**

**Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.**

**1.Caminhões 2.Engates de locomotivas 3.Segurança veicular
I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento
de Engenharia Mecânica II.t.**

À minha família e aos meus
amigos pelo apoio, dedicação e
compreensão durante estes seis
anos na Escola Politécnica.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer à minha família pelo apoio não somente ao longo do desenvolvimento deste trabalho, mas durante todos os momentos de minha vida acadêmica. Agradeço também ao Professor Marcelo Augusto Leal Alves por sua orientação e indicação de bibliografias muito úteis durante a realização deste trabalho.

Também sou grato aos meus amigos da Escola Politécnica pelo companheirismo e momentos de estudos, trabalhos, festas e alegrias compartilhadas, que fizeram desses seis anos um período inesquecível.

Por fim, agradeço a todos os professores que tive na Escola Politécnica, pelos muitos conhecimentos e experiências adquiridas. Cada um teve sua participação no resultado deste trabalho, mesmo que não de forma direta.

RESUMO

Este Trabalho de Conclusão do curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo tem como tema o desenvolvimento de um engate entre o Cavalo Mecânico e o Semi Reboque, visando propor dispositivos que amortecem o sistema de forma controlada para aumentar a segurança do conjunto motor e, conseqüentemente, aumentar a velocidade de tráfego. São apresentados os Conceitos Gerais envolvidos, assim como a modelagem matemática do sistema abordado e uma análise preliminar da viabilidade técnica do sistema proposto. Nesta análise preliminar, o sistema se mostrou estável e eficaz, permitindo a continuação do desenvolvimento do projeto. Após uma análise dos requisitos funcionais, foram propostas três opções de solução para o problema e a alternativa escolhida foi descrita e desenvolvida de forma abrangente. Tal solução utiliza corrente elétrica circulando em bobinas e espiras devidamente instaladas para produzir o torque resistivo desejado para, quando corretamente controlado, estabilizar o movimento do Semi Reboque. Com a solução já devidamente desenvolvida, foi realizado o estudo de viabilidade técnica final e simulações foram feitas para atestar a eficiência da solução. Em tais simulações o sistema proposto se mostrou eficaz, confirmando o objetivo inicial do projeto de aumentar a velocidade de tráfego do Cavalo Mecânico sem reduzir a segurança. Por fim, foi feita uma análise de viabilidade econômica do projeto, envolvendo volumes de produção, custos e rentabilidade esperada. Mais uma vez, o projeto se mostrou viável, concluindo-se assim todos os estudos propostos.

ABSTRACT

This paper presents the development of a coupling between the truck and the trailer (Fifth Wheel – King Pin System), proposing a device that inputs a damping to the system in a controlled way, in order to make it safer and thus, faster. The problem to be addressed is presented as well as the methodology that will be used. Then, the general theoretical concepts and the mathematic model that describes the system are presented with a preliminary technical viability analysis, which showed positives results, enabling the project's further development. After analyzing the functional requests, three proposals of solution were presented. The best solution was chosen and extensively detailed. This solution considers the usage of electrical current to produce the necessary resistive torque on the King Pin in order to stabilize the trailer's movement. Thus, a final technical viability study was performed and simulations of the results were made to attest the solution's efficiency in comparison to empirical data found in literature. To sum up, an economic viability analysis was also performed and the project showed itself more again feasible, technically and economically.

SUMÁRIO

LISTA DE TABELAS

LISTA DE FIGURAS

1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Escopo e Tópicos Abordados no Trabalho	1
2. RESUMO DO PROJETO	4
2.1. Introdução ao Sistema de Engate	4
2.2. Princípio de Funcionamento	5
2.3. Apresentação do Problema	6
2.4. Resultado Esperados	8
2.5. Metodologia a ser Utilizada	9
3. CONCEITOS GERAIS	10
3.1. Histórico	10
3.2. Embasamento Teórico	11
3.3. Modelagem	11
3.4. Atuador no Ponto de Engate	13
3.5. Hipóteses Consideradas	14
3.6. Modelagem Matemática do Sistema	14
3.7. Requisitos Funcionais	18
4. ESTUDO DE VIABILIDADE TÉCNICA – SONDAÇÃO INICIAL	20
4.1. Representação no Espaço de Estados	20
4.2. Matriz de Transferência de Estados	22
4.3. Sensores e Atuadores	22
4.4. Diagramas de Blocos do Sistema	24
4.5. Determinação dos Pólos do Sistema em Malha Aberta	25
4.6. Análise da Estabilidade do Sistema em Malha Aberta	25
4.7. Análise de Estabilidade a partir do Gráfico	26
4.8. Análise de Controlabilidade e Observabilidade do Sistema	26
4.9. Resultados da Análise de C&O	27
4.10. Determinação das Constantes do Problema	27
4.11. Controle por Alocação de Pólos	28
4.12. Controle Linear Quadrático (LQ)	32

4.13. Conclusão do Estudo de Viabilidade Técnica – Sondagem Inicial	36
5. PROPOSTAS DE SOLUÇÃO PARA O PROBLEMA	37
5.1. Apresentação das Propostas	37
6. PROCESSO DE ESCOLHA DA MELHOR ALTERNATIVA	40
6.1. Descrição dos Critérios e Pesos	40
6.2. Avaliação de Cada Alternativa	41
7. DETALHAMENTO DA SOLUÇÃO ESCOLHIDA	42
7.1. Dimensionamento Mecânico	42
7.2. Dimensionamento Elétrico	43
7.3. Projeto Construtivo	52
8. VIABILIDADE TÉCNICA – RESULTADOS FINAIS	56
8.1. Controle PID – Introdução	56
8.2. Método do ‘Ultimate Gain’ de Ziegler – Nichols	59
8.3. Resultados Finais	60
9. VIABILIDADE ECONÔMICA E COMERCIAL	63
9.1. Volume de produção	64
9.2. Fluxo de Caixa	64
9.3. Conclusão da análise de viabilidade	68
10. CONCLUSÃO E PRÓXIMOS PASSOS	69
10.1. Síntese	69
10.2. Análise crítica	70
10.3. Desdobramentos	70
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	71

LISTA DE TABELAS

TABELA 01: SINTONIA SEGUNDO CRITÉRIO DE ZIEGLER-NICHOLS	59
TABELA 02: COMPOSIÇÃO DOS CUSTOS DE OPERAÇÃO	66
TABELA 03: FLUXO DE CAIXA	67

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1: CRONOGRAMA DAS ATIVIDADES DA ETAPA 1	03
FIGURA 2: CRONOGRAMA DAS ATIVIDADES DA ETAPA 2	03
FIGURA 3: QUINTA RODA	04
FIGURA 4: PINO REI	04
FIGURA 5: CAVALO MECÂNICO COM QUINTA RODA	05
FIGURA 6: SEMI REBOQUE BI-TREM COM PINO REI	05
FIGURA 7: CAVALO MECÂNICO COM CARRETA ACOPLADA	05
FIGURA 8: QUINTA RODA UTILIZADA EM CARRO ANTIGO	06
FIGURA 9: ESTRADA EM PÉSSIMO ESTADO	06
FIGURA 10: CAMINHÃO EM PÉSSIMO ESTADO	06
FIGURA 11: CONJUNTO GENÉRICO DE CAVALO MECÂNICO – CARRETA	12
FIGURA 12: MODELO COM AS VARIÁVEIS DIMENSIONAIS	12
FIGURA 13: MODELO DO CAVALO MECÂNICO	13
FIGURA 14: MODELO DA CARRETA	13
FIGURA 15: ÂNGULO DE ESTERÇAMENTO E ÂNGULO DE DERIVA	15
FIGURA 16: DIAGRAMA DO SISTEMA SKYSAFE CARGO	23
FIGURA 17: DIAGRAMA DE BLOCOS DO SISTEMA MODELADO	24
FIGURA 18: DIAGRAMA DE ZEROS E PÓLOS DO SISTEMA	25
FIGURA 19: RESPOSTA AO IMPULSO DA CARRETA SEM CONTROLE	31
FIGURA 20: RESPOSTA AO IMPULSO DA CARRETA COM CONTROLE	
ALOCÇÃO DE PÓLOS	32
FIGURA 21: RESPOSTA AO IMPULSO DA CARRETA SEM CONTROLE	35
FIGURA 22: RESPOSTA AO IMPULSO DA CARRETA COM CONTROLE	
LINEAR QUADRÁTICO	36
FIGURA 23: MOTOR ELÉTRICO FUNCIONANDO DE FORMA INVERTIDA	42
FIGURA 24: FREIO MAGNÉTICO EXPERIMENTAL	42
FIGURA 25: FREIO MAGNÉTICO VENDIDO COMERCIALMENTE	42
FIGURA 26: BOBINA EM FORMA DE C	45
FIGURA 27: ESPIRA PERCORRIDA POR UMA CORRENTE ELÉTRICA	46
FIGURA 28: POSICIONAMENTO DE TRÊS ESPIRAS NO PINO REI	48
FIGURA 29: FONTE DE TENSÃO	51

FIGURA 30: ESQUEMA ILUSTRATIVO DO PINO REI FRESADO	53
FIGURA 31: MONTAGEM	54
FIGURA 32: VISTA ISOMÉTRICA DA COMPOSIÇÃO	
CAVALO MECÂNICO – CARRETA	54
FIGURA 33: VISTA DETALHADA DO ACOPLAMENTO DO PINO REI	55
FIGURA 34: VISTA SUPERIOR DO ACOPLAMENTO DO PINO REI	55
FIGURA 35: ESQUEMA DE UM CONTROLADOR PID	58
FIGURA 36: RESPOSTA DA CARRETA COM CONTROLE PID A 70 KM/H	61
FIGURA 37: RESPOSTA DA CARRETA COM CONTROLE PID A 88 KM/H	61
FIGURA 38: RESPOSTA DA CARRETA COM CONTROLE PID A 96 KM/H	62

1. INTRODUÇÃO

Este é Trabalho de Conclusão do curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo tem por tema o desenvolvimento de um engate do tipo quinta roda – pino rei para o uso em veículos comerciais.

Neste trabalho serão apresentados o escopo e o contexto do projeto, um estudo teórico a respeito do sistema Cavalo Mecânico – Carreta, análises de viabilidade técnica preliminares e seleção e descrição da melhor alternativa de solução para cumprir os objetivos propostos no trabalho. Em seguida é apresentada a análise de viabilidade técnica final e os resultados de simulações realizadas para comprovar a eficiência do sistema. Por fim é apresentado um estudo de viabilidade econômica da solução e a conclusão do trabalho, com uma análise crítica e desdobramentos futuros deste projeto.

1.1. ESCOPO E TÓPICOS ABORDADOS NO TRABALHO

1.1.1. ESCOPO

O escopo do Trabalho de Conclusão de Curso é estudar a dinâmica do movimento de veículos comerciais do tipo cavalo mecânico quando acoplados a um Semi Reboque (carreta) por meio do engate quinta roda – pino rei. Esse estudo permitirá o desenvolvimento de um sistema de amortecimento ativo no acoplamento entre a quinta roda e o pino rei de modo a melhorar o desempenho do conjunto veículo – carreta, tanto em trajetórias curvas quanto retilíneas. Dessa maneira, pode-se aumentar a sua estabilidade e, conseqüentemente, a sua velocidade de tráfego seguro (a ser detalhada no item 2.4).

1.1.2. TÓPICOS ABORDADOS NO TRABALHO

No desenvolvimento do Trabalho, serão desenvolvidos os seguintes tópicos:

- Resumo do Projeto
 - Apresentação do Problema
 - Histórico
 - Metodologia a ser Utilizada
 - Resultado Esperados
- Conceitos Gerais
 - Embasamento Teórico
 - Modelagem Matemática
 - Requisitos Funcionais
- Propostas de Solução para o Problema
 - Solução 1
 - Solução 2, 3,...
- Decisão sobre a Melhor Alternativa
- Detalhamento da Solução Escolhida
 - Dimensionamento Mecânico
 - Projeto Construtivo
 - Projeto Eletrônico
- Simulações e Resultados
- Estudo de Viabilidade Econômica
- Próximos Passos
- Conclusão

1.1.3. CRONOGRAMA DE TRABALHO

O trabalho esta sendo realizado em duas etapas, uma com previsão de término para o final de junho e outra para dezembro.

A figura 1 mostra o cronograma das atividades da etapa 1 e a figura 2, da etapa 2.

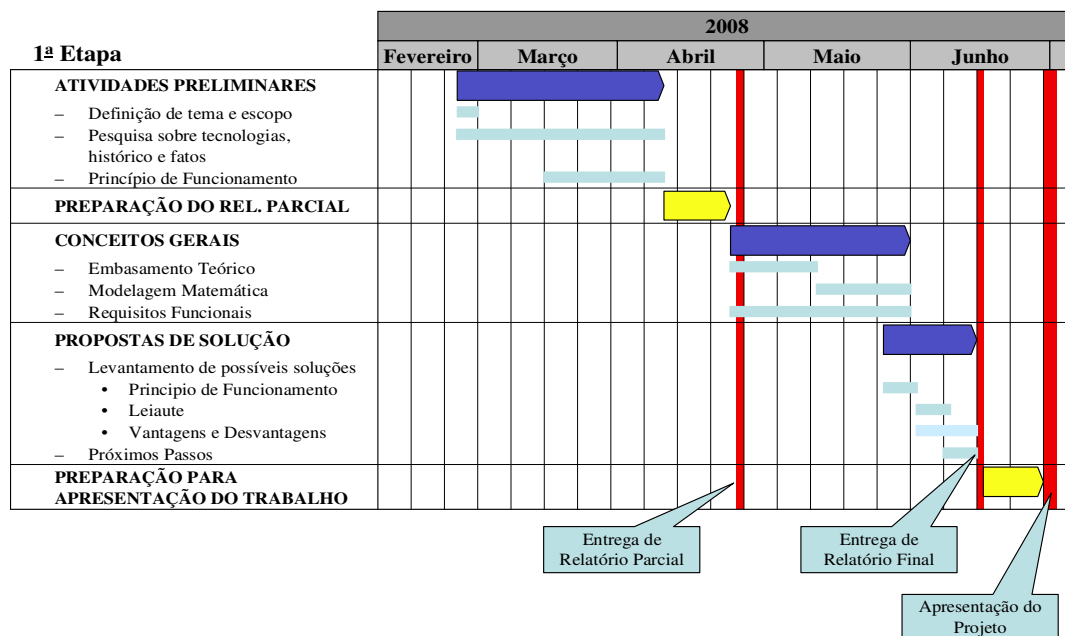


Figura 15: Cronograma das atividades da etapa 1

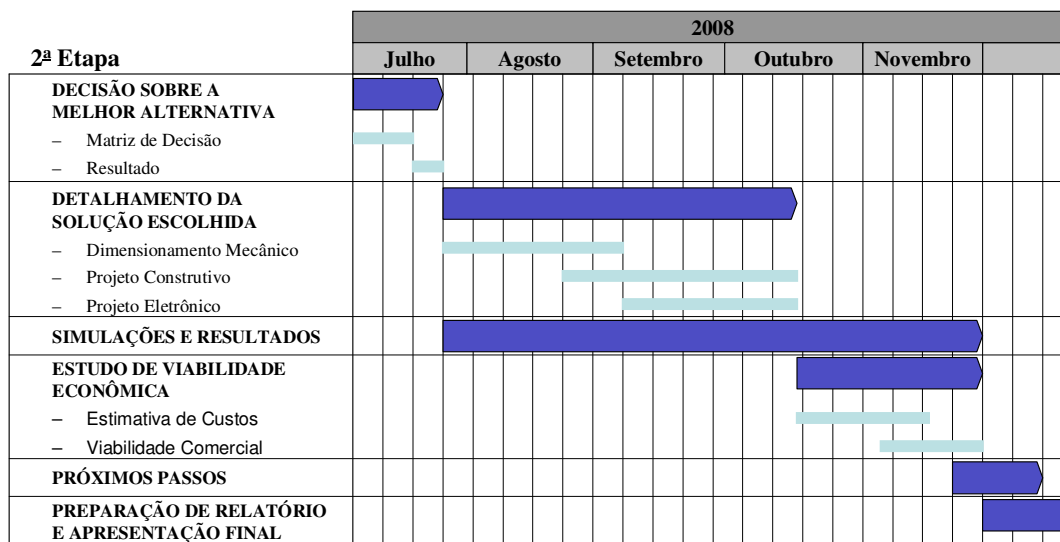


Figura 2: Cronograma das atividades da etapa 2

2. RESUMO DO PROJETO

Este Trabalho visa desenvolver uma melhoria no sistema de engate do cavalo mecânico com a carreta para endereçar problemas encontrados que serão descritos no decorrer do capítulo.

2.1. INTRODUÇÃO AO SISTEMA DE ENGATE

O engate é o responsável por permitir que a carreta seja movimentada pelo cavalo mecânico, de forma que o acoplamento entre eles seja robusto e ao mesmo tempo permita que a carreta se movimente durante curvas e manobras.

O sistema de engate utilizado atualmente é composto por basicamente dois elementos: A Quinta Roda e o Pino Rei (vide figuras 3 e 4).



Figura 3: Quinta Roda



Figura 4: Pino Rei

A Quinta Roda é um elemento solidário ao chassi do cavalo mecânico enquanto o Pino Rei é solidário à carreta (vide figuras 5 e 6).



Figura 5: Cavalo Mecânico com Quinta Roda



Figura 6: Semi Reboque Bi-trem com Pino Rei

2.2. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

O Princípio de funcionamento é simples. O Pino Rei possui liberdade de movimento apenas para rotacionar em torno da cavidade de engate da Quinta Roda, permitindo que a carreta fique acoplada ao cavalo mecânico e ao mesmo tempo consiga fazer curvas e manobras. A figura 7 apresenta uma ilustração de carreta acoplada ao cavalo mecânico.



Figura 7: Cavalo Mecânico com carreta acoplada

A Quinta Roda é feita de ferro fundido nodular e tem a sua cavidade de acoplamento usinada de forma a reduzir ao máximo o atrito com o Pino Rei, permitindo maior liberdade de movimento para a carreta.

O princípio de funcionamento do engate do tipo Quinta Roda – Pino Rei é igual ao sistema de direção que os primeiros carros utilizavam, como ilustra a figura 8.



Figura 8: Quinta Roda utilizada em carro antigo

O engate é feito com a carreta estacionada, posicionada atrás do cavalo mecânico, enquanto o motorista movimenta o veículo em marcha ré vagarosamente até que o Pino Rei se aloje na cavidade da Quinta Roda. Após o acoplamento, o Pino Rei é travado na Quinta Roda para que não desacople acidentalmente.

2.3. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

Sabe-se que as estradas brasileiras são, em geral, muito precárias e exigem que, tanto o motorista quanto o equipamento, no caso, o conjunto cavalo mecânico – carreta, estejam muito bem preparados para trafegar. A figura 9 exemplifica uma estrada em mal estado de conservação e a figura 10 mostra um caminhão nas mesmas condições.



Figura 9: Estrada em péssimo estado



Figura 10: Caminhão em péssimo estado

De acordo com a Associação Brasileira de Prevenção aos Acidentes de Trânsito, devido à maior instabilidade do Semi Reboque, é recomendável uma redução de sua velocidade máxima permitida para 60 km/h. São feitas também algumas outras recomendações que são mostradas a seguir:

- Reduzir a velocidade para entrar nas curvas e trevos;
- Virar o volante sempre de forma suave e gentil;
- Evitar manobras bruscas no caminhão-trator;
- Procurar sempre “enxergar mais longe” para se antecipar as necessidades de manobras e freadas;
- Se tiver com cargas de pesos diferentes, coloque a mais pesada sempre da 1a. carreta. Jamais ande com a 1a. carreta vazia e a 2a. carregada;
- Quando sair com uma roda no acostamento não tente retornar rápido. Reduza a velocidade, alinhe o conjunto e retorne a pista devagar, com o menor ângulo de entrada possível pois só assim será evitado o tombamento.

Analisando essas recomendações, fica fácil perceber a necessidade de um sistema que melhore a segurança do conjunto cavalo mecânico – carreta.

Também sabe-se que mesmo em situações ideais de tráfego, com uma estrada bem pavimentada e boas condições climáticas, sem chuva, o transporte de cargas pesadas deve ser realizado a baixas velocidades. A legislação brasileira estabelece que a velocidade máxima de tráfego para um caminhão que carrega cargas perigosas (ácidos, produtos inflamáveis, radioativos ou explosivos) é de 80 km/h.

Seria então também muito bom se os veículos comerciais pudessem trafegar a velocidades mais altas sem comprometer a segurança. O preço do frete seria menor, a produtividade do transporte seria maior e as entregas, mais dinâmicas.

O que limita a velocidade de veículos de carga é a sua maior massa. A frenagem é mais difícil e a dirigibilidade em veículos pesados não é tão simples e ágil como em veículos de passeio, sendo necessário que o motorista trafegue a baixas velocidades.

A situação se agrava ao acoplar um Semi Reboque no veículo motor. As condições de dirigibilidade e frenagem ficam piores, exigindo velocidades ainda mais baixas.

O problema a ser endereçado por este Trabalho é então aumentar a segurança do conjunto cavalo mecânico – carreta para permitir maiores velocidades de tráfego. O aumento na segurança será buscado criando mecanismos para aumentar a estabilidade do conjunto mesmo quando trafega a altas velocidades e em diferentes trajetórias. E as propostas de melhorias serão focadas no sistema de engate entre o cavalo mecânico e o Semi Reboque.

2.4. RESULTADO ESPERADOS

Com o desenvolvimento de sistema de engate dotado de amortecimento ativo, espera-se aumentar em 10% a velocidade máxima permitida mantendo os mesmos níveis de segurança, ou seja, propõe-se que a velocidade máxima permitida passe de 80 km/h para 88 km/h.

Com essa ordem de grandeza no aumento da velocidade, não se faz necessário nenhuma alteração estrutural no veículo motor e nem no Semi Reboque, uma vez que a velocidade continua na mesma faixa de grandeza.

Por fim, o segundo resultado que se deseja obter com este trabalho é que o preço de venda do novo sistema de engate seja tal que gere receitas para o produtor de forma que seu fluxo de caixa apresente uma taxa de atratividade 20% acima da taxa básica de juros brasileira, a SELIC, o que representaria uma aplicação mais rentável do que título do governo federal e fundos de renda fixa, em geral.

Esse custo adicional para o consumidor pode ser justificado devido ao aumento da segurança e até de uma possível redução no seguro do veículo devido a menor probabilidade de acidentes.

2.5. METODOLOGIA A SER UTILIZADA

Para obter os resultados desejados será feito um estudo teórico do problema, abordando os conceitos da cinemática e da dinâmica do problema.

Com isso, será feito um modelo matemático do sistema e, com o uso de parâmetros pesquisados em campo e parâmetros provenientes de simulações computacionais, serão sugeridas algumas propostas de solução que serão avaliadas e, por meio de uma Matriz de Decisão, apenas uma solução será escolhida para ser melhor detalhada e desenvolvida.

Para a solução escolhida será detalhado o dimensionamento mecânico, com a escolha de materiais, dimensões e parâmetros e leiautes. Também será detalhado o projeto construtivo e o projeto da parte eletrônica envolvida na solução (possíveis sensores, atuadores eletromecânicos, etc.).

Por fim será feita uma análise de viabilidade econômica da solução escolhida, com a estimativa de custos e o estudo de viabilidade comercial do novo produto.

Uma vez tendo toda a solução já detalhada e completa, serão realizadas diversas simulações computacionais para testar o desempenho do novo sistema de engate. Simulações computacionais também serão utilizadas durante todo o desenvolvimento da solução, desde a geração das propostas de solução até o seu dimensionamento mecânico.

3. CONCEITOS GERAIS

3.1. HISTÓRICO

O estudo da dinâmica de veículos articulados vem se desenvolvendo desde a década de 40 do século passado. No entanto, apenas nos últimos 30 anos a simulação computacional vem sendo utilizada com mais sucesso, e desenvolvimentos nesta área ainda estão sendo feitos.

A seguir será apresentado um breve histórico dos trabalhos realizados no campo dos veículos articulados, com especial destaque para o acoplamento do conjunto Cavalo Mecânico – Carreta.

Em 1937, Huber e Dietz, conduziram experimentos práticos de deslocamentos laterais em modelos em escala reduzida e em tamanho natural de conjuntos Cavalo Mecânico – Semi Reboque. Eles descobriram que o uso de eixos mais largos, ponto de engate com maior rigidez, amortecimento no acoplamento Quinta Roda – Pino Rei e utilizar apenas os freios da Carreta para frear o conjunto diminuía o movimento lateral do conjunto durante curvas. Na mesma época, Ziegler realizou um estudo analítico investigando a estabilidade de veículos articulados trafegando sobre superfícies planas a velocidades constantes e freando durante curvas.

A grande inovação desses dois estudos foi o uso de forças laterais modeladas pela teoria de atrito de Coulomb, o que deu credibilidade aos estudos.

O desenvolvimento dos critérios de estabilidade de Hurwitz indicaram que vibrações eram desenvolvidas a partir de uma certa velocidade crítica, o que deu origem à determinação do conceito de velocidade crítica em veículos articulados.

Em 1951, Williams abordou o problema de um Cavalo Mecânico com tração dianteira no qual as forças laterais nos pneus eram modeladas como função do deslocamento lateral relativo entre o pneu e o seu aro externo. As descobertas de Williams indicaram então que a estabilidade no Semi Reboque aumentava com um raio de giração menor, uma distância maior entre o Pino Rei e o eixo dianteiro do Semi Reboque.

Slibar e Paslay também estudaram o deslocamento lateral de um Semi-Reboque prescrevendo movimentos laterais periódicos em torno do Pino Rei, com uma frequência de oscilação lateral proporcional à velocidade de tráfego do Semi Reboque. Os resultados destes experimentos mostraram que o amortecimento das oscilações laterais é inversamente proporcional à velocidade do centro de massa do Semi Reboque. Clark e Segel continuaram os estudos de Slibar e Paslay e adotaram um modelo com mais graus de liberdade, que deu mais credibilidade aos resultados.

Estes estudos descritos até agora completam os primeiros trabalhos sobre dinâmica de veículos articulados e foram aproveitados para o desenvolvimento da abordagem clássica para tais, que perdura até os dias atuais e foi desenvolvida principalmente por Jindra, Ellis e Hales, a partir da década de 60 do século passado. A principal abordagem utilizada nestes estudos recentes foi o desenvolvimento de equações de movimento para cada dimensão, ou seja, longitudinal, transversal e guinada (*yaw*), o estabelecimento de um conjunto de equações diferenciais considerando as condições restritivas no acoplamento que descrevem as relações cinemáticas da Quinta Roda com os seus pontos de contato.

3.2. EMBASAMENTO TEÓRICO

Para atingir os resultados propostos por este Trabalho de Formatura, serão adotadas algumas hipóteses simplificadoras baseadas na Literatura.

Após o desenvolvimento do Modelo, essas hipóteses serão testadas e confrontadas com um modelo mais complexo, ou seja, mais próximo da realidade, abstraído da Literatura, e assim as hipóteses poderão ser validadas comparando-se os resultados obtidos.

3.3. MODELAGEM

Uma vez tendo aplicado as hipóteses simplificadoras, pode-se fazer o modelo matemático do problema para tratá-lo posteriormente com as técnicas de controle.

O modelo adotado para a resolução do problema, assim como a sua formulação matemática, foram baseados na tese de mestrado de Rubem Penteado de Melo “Avaliação da Estabilidade Lateral em Conjuntos de Veículos de Carga” (2004)

A Figura 11 mostra o desenho de um conjunto genérico de Cavalo Mecânico – Semi Reboque que será utilizado na formulação do modelo matemático.

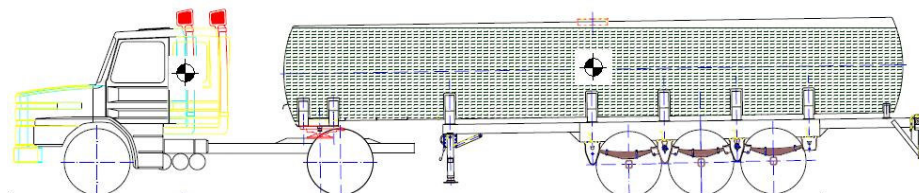


Figura 11: Conjunto genérico de Cavalo Mecânico – Carreta

Na Figura 12 temos o modelo adotado, com a indicação das variáveis dimensionais envolvidas.

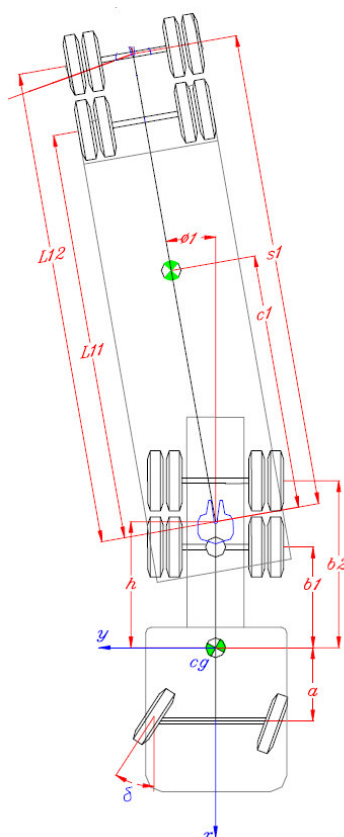


Figura 12: Modelo com as variáveis dimensionais

A seguir são mostrados o modelo adotado para o Cavalo Mecânico e para o Semi Reboque separadamente (figuras 13 e 14, respectivamente)

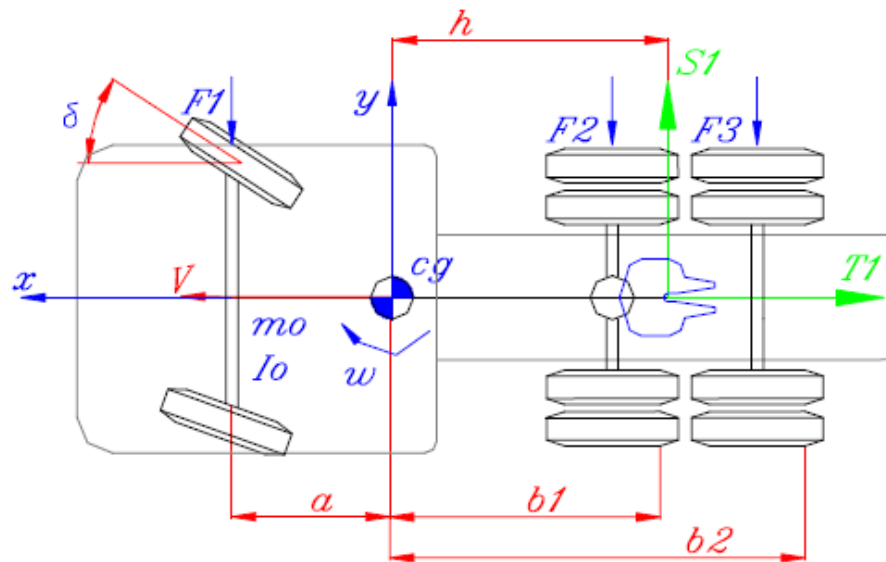


Figura 13: Modelo do Cavalo Mecânico

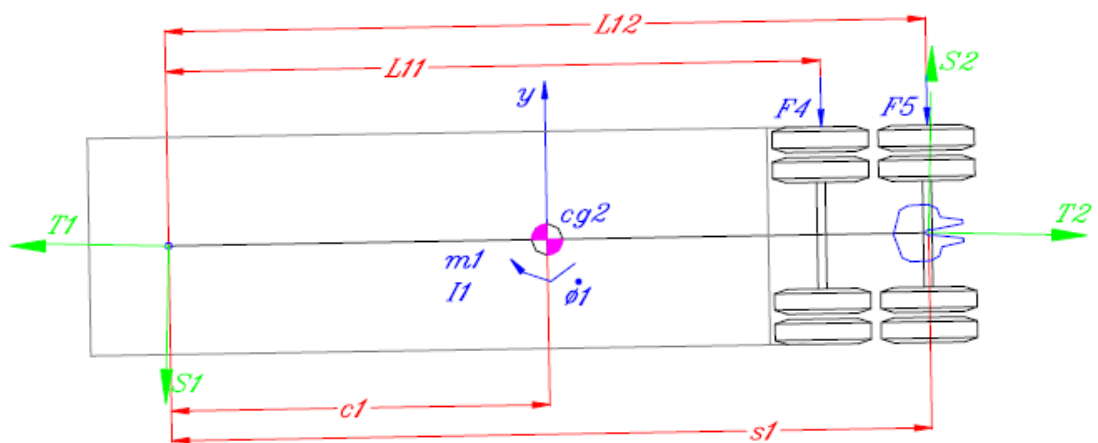


Figura 14: Modelo da Carreta

3.4. ATUADOR NO PONTO DE ENGATE

Para se conseguir os resultados esperados, um Momento Torçor externo ao Sistema será aplicado no Ponto de Engate por meio de atuadores que serão detalhados mais adiante, no item 6.2. Também será assumido que no engate só incide o Momento Torçor externo, uma vez que é assumido que o atrito existente é muito pequeno comparado com as outras forças atuantes.

3.5. HIPÓTESES CONSIDERADAS

1. Os veículos são rígidos à torção e com centro de gravidade em uma posição fixa;
2. O movimento relativo entre os eixos e o chassi dos veículos é desprezado;
3. São consideradas as forças transmitidas da pista para os pneus como as únicas forças externas aplicadas sobre os veículos; O efeito da transferência de cargas entre os lados dos veículos em curvas é desprezado;
4. Resistência ao rolamento, forças aerodinâmicas e o momento causado pela existência de duplos pneus são desprezados;

3.6. MODELAGEM MATEMÁTICA DO SISTEMA

Uma vez tendo aplicado as hipóteses simplificadoras, pode-se fazer o modelo matemático do problema para tratá-lo posteriormente com as técnicas de controle.

A metodologia utilizada será baseada na aplicação das Leis de Newton para o equilíbrio das Forças e Momentos.

3.6.1. VARIÁVEIS ENVOLVIDAS

As seguintes variáveis serão utilizadas no decorrer do equacionamento matemático:

a – vetor aceleração

α_j - ângulo de deriva (slip angle)

δ - ângulo de esterçamento do pneu (steer angle) – *entrada do sistema*

ϕ - ângulo entre os veículos

F_i – força lateral no eixo i

g – aceleração da gravidade

I_i – momento de inércia do veículo i

M_i – massa do veículo i

N_i – força vertical no eixo i

S_i – força transversal

T_i – força longitudinal

u – velocidade na direção do vetor i

V – vetor velocidade

v – velocidade na direção do vetor j

ω - velocidade angular

Mt – momento torçor externo aplicado ao engate

3.6.2. EQUACIONAMENTO

As equações de movimento deste modelo de pendulo duplo são deduzidas por meio da aplicação das Leis de Newton para o equilíbrio das forças.

Para o veículo trator:

$$\sum Fy = ma \rightarrow m_0(\dot{v} + V\omega) - F_1 - F_2 - F_3 + S_1 \quad (1)$$

$$I_0 \dot{\omega} = -aF_1 + b_1F_2 + b_2F_3 - hS_1 + Mt \quad (2)$$

Para o Semi reboque:

$$0 = T_1 - (F_4 + F_5)\sin\phi_1 \rightarrow 0 = T_1 - (F_4 + F_5)\phi_1 \quad (3)$$

$$m_1[\dot{v} + V\omega - (h + c_1)\dot{\omega} - c_1\ddot{\phi}] = -(F_4 + F_5) - S_1 + S_2 \quad (4)$$

$$I_1(\dot{\omega} + \ddot{\phi}_1) = -c_1S_1 - c_1T_1\phi_1 + (L_{11} - c_1)F_4 + (L_{12} - c_1)F_5 + Mt \quad (5)$$

Cálculo das Forças laterais nos pneus:

Assumindo-se que para pequenos ângulos a Rigidez Lateral (*cornering stiffness*) é linear, tem-se a seguinte equação geral:

$$F_k = N_k \alpha_k \quad (6)$$

Onde N_k é a rigidez torcional de cada eixo e α_k é o ângulo de deriva no eixo j

Aproximações para o ângulo de deriva α_k :

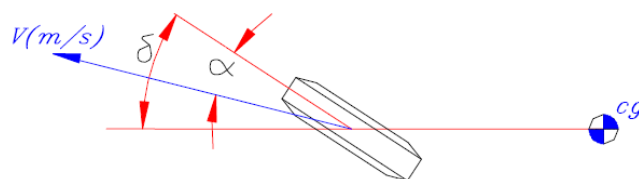


Figura 15: Ângulo de esterçamento e ângulo de deriva

Para o pneu dianteiro do veículo trator com um ângulo de esterçamento δ , o ângulo de deriva pode ser aproximado por (Jindra, 1966):

$$\alpha_1 = (v + a\omega)/V - \delta \quad (7)$$

Para os outros eixos, o ângulo de deriva pode ser aproximado por:

$$\alpha_2 = (v + b_1\omega)/V \quad (8)$$

$$\alpha_3 = (v + b_2\omega)/V \quad (9)$$

$$\alpha_4 = [v - (h + L_{11})\omega - L_{11}\dot{\phi}_1]/V - \dot{\phi}_1 \quad (10)$$

$$\alpha_5 = [v - (h + L_{12})\omega - L_{12}\dot{\phi}_1]/V - \dot{\phi}_1 \quad (11)$$

Por fim, substituindo-se as equações de F e α , desprezando-se os termos quadráticos de ϕ e reagrupando os demais termos tem-se:

$$\begin{aligned} (m_0 + m_1)\dot{v} + \left(\sum_{i=1}^5 Fi\right)v/V - m_1'\dot{\omega} + [(m_0 + m_1)V^2 - (N_1' + N_2' + N_3' + N_4' + N_5')]\omega/V \\ - m_1c_1\ddot{\phi}_1 - (N_4L_{11} + N_5L_{12})\dot{\phi}_1/V = N_1\delta \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} m_0h\dot{v} + [(N_1 + N_2 + N_3)h - N_1' - N_2' - N_3']v/V + I_0\dot{\omega} + [m_0hV^2 + N_1a^2 + N_2b_1^2 \\ + N_3b_2^2 - (N_1' + N_2' + N_3')h]\omega/V = N_1(a + h)\delta + Mt \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} -m_1c_1\dot{v} - (N_4L_{11} + N_5L_{12})v/V + (I_1 + m_1'c_1)\dot{\omega} - (m_1c_1V^2 - N_4'L_{11} - N_5'L_{12})\omega/V \\ + (I_1 + m_1c_1^2)\ddot{\phi}_1 + (N_4L_{11}^2 + N_5L_{12}^2)\dot{\phi}_1/V = Mt \end{aligned} \quad (14)$$

Onde:

$$m_1' = m_1(h + c_1)$$

$$N_1' = -N_1a$$

$$N_2' = -N_2b_1$$

$$N_3' = -N_3b_2$$

$$N_4' = N_4(h + L_{11})$$

$$N_5' = N_5(h + L_{12})$$

As equações (12), (13) e (14) representam o sistema. No entanto, é interessante visualizar as equações com as incógnitas isoladas e, mais ainda, na forma matricial.

Assim, queremos chegar à seguinte forma:

$$\{Y\} = [Z] \cdot \{X\},$$

onde:

$$\{Y\} = \begin{bmatrix} \dot{v} \\ v \\ \dot{\omega} \\ \dot{\phi}_1 \end{bmatrix} \text{ e } \{X\} = \begin{bmatrix} v \\ \omega \\ \dot{\phi}_1 \\ \delta \\ Mt \end{bmatrix}$$

Para isso, vamos definir as matrizes M e N, de forma que:

$$[M]\{Y\} = [N]\{X\}$$

$$\{Y\} = [M]^{-1}[N]\{X\} = [Z]\{X\}$$

Assim,

$$[M]_{3 \times 3} = \begin{bmatrix} m_0 + m_1 & -m_1' & -m_1 c_1 \\ m_o h & I_o & 0 \\ -m_1 c_1 & I_1 + m_1' c_1 & I_1 + m_1 c_1^2 \end{bmatrix}$$

$$[N]_{3 \times 6} = \begin{bmatrix} -(\sum_{i=1}^{i=5} Ni)/V & -(m_0 + m_1)V + (\sum_{i=1}^{i=5} Ni'')/V & (N_4 L_{11} + N_5 L_{12})/V & N_1 & 0 \\ [-(N_1 + N_2 + N_3)h & -m_o h V + [-N_1 a_1^2 - N_2 b_1^2 & 0 & N_1(a+h) & 1 \\ + N_1' + N_2' + N_3']/V & -N_3 b_2^2 + (N_1' + N_2' + N_3')h]/V & & & \\ (N_4 L_{11} + N_5 L_{12})/V & m_1 c_1 V - (N_4' L_{11} + N_5' L_{12})/V & -(N_4 L_{11}^2 + N_5 L_{12}^2)/V & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

3.7. REQUISITOS FUNCIONAIS

De acordo com o ITT Reserach Institut (1972), existem alguns parâmetros cruciais para o estudo da dinâmica de veículos articulados. Eles podem ser agrupados em dois grandes grupos: parâmetros relativos ao veículo e parâmetros relativos ao ambiente no qual trafega o veículo.

Com relação ao veículo, destacam-se os seguintes parâmetros:

- Sistema de suspensão
- Sistema de direção
- Localização dos eixos
- Localização e geometria da Quinta Roda
- Massas dos dois corpos (Cavalo Mecânico e do Semi-Roboque)
- Posição do Centro de Gravidade dos dois corpos
- Momento de inércia dos dois corpos
- Freios: Pressão, temperatura, tempo de resposta
- Pneus: atrito, composição, dimensões

E com relação ao ambiente no qual se encontra o veículo, destacam-se:

- Superfície da pista: rugosidade, umidade e composição
- Geometria da pista
- Condições atmosféricas: umidade, temperatura, vento
- Outros veículos e objetos presentes na pista

Todos os fatores citados anteriormente influenciam na dinâmica do veículo. No entanto, considerando o escopo deste trabalho, os principais parâmetros relevantes à resolução deste problema são aqueles relativos às forças de controle atuantes no ponto de engate, denotada genericamente de F_c no modelo matemático. Outros parâmetros, como por exemplo, curvas na pista, atuação da suspensão do veículo e frenagens, serão considerados constantes. Ao final do presente trabalho será feita uma análise de melhorias no modelo e serão apresentadas sugestões de desenvolvimentos futuros de novos trabalhos nesta área de pesquisa.

As simulações terão como escopo os métodos de controle da força atuante no engate e os resultados desse controle na dinâmica de movimento do conjunto Cavalo Mecânico – Carreta.

Os resultados a serem perseguidos são aqueles descritos no item 2.4.

Requisitos dimensionais são restritivos, uma vez que o sistema de engate a ser proposto não pode atrapalhar a dinâmica do conjunto Cavalo Mecânico – Carreta e deve poder ser alojado sobre o eixo traseiro do Cavalo mecânico de forma similar à instalação da Quinta Roda. As dimensões serão definidas após a escolha do leiaute ótimo de solução para o problema.

4. ESTUDO DE VIABILIDADE TÉCNICA – SONDAÇÃO INICIAL

Uma vez feito o modelo matemático do sistema e definido as restrições e requisitos funcionais do Problema, podemos propor alternativas de solução e escolher a mais adequada delas para desenvolver e melhor detalhá-la.

No entanto, antes disso, é prudente fazer uma primeira verificação quanto a viabilidade técnica de se impor um torque no ponto de engate a fim de controlar a dinâmica do movimento do conjunto Cavalo Mecânico - Carreta. É preciso analisar a estabilidade do sistema, verificar se há a possibilidade de controlá-lo por meio de atuadores compatíveis com o tamanho da Quinta Roda, verificar quantos sensores são necessários para observar o sistema, dentre outras verificações.

Para tanto, serão utilizados conceitos de Controle, tanto no campo do espaço de estados quanto no campo da frequência, para analisar estabilidade, controlabilidade, observabilidade, assim como os resultados preliminares das ações de controle.

A seguir serão apresentadas as equações de movimento na sua representação no espaço de estados, as matrizes de transferência de estado e o diagrama de blocos do sistema. Em seguida, será apresentada uma análise da estabilidade do sistema em malha aberta, análise de controlabilidade e observabilidade do sistema. Por fim, serão apresentados os resultados preliminares do Controle por Alocação de Pólos e pelo método Linear Quadrático.

4.1. REPRESENTAÇÃO NO ESPAÇO DE ESTADOS

Queremos obter a representação no espaço de estados na seguinte forma:

$$\dot{x} = Ax + B \cdot F(t)$$

$$y = Cx + D \cdot F(t)$$

onde,

A = matriz do sistema

x = vetor de estados

B = matriz de entradas de controle

F(t) = vetor de entradas de controle (modela uma força de um atuador)

y = vetor de saídas

C = matriz de saídas

D = matriz direta entre entradas de controle e saídas

Para fazer a representação no Espaço de Estados, vamos fazer uma mudança de variável para transformar esse sistema de equações diferenciais lineares de ordem 2, em um sistema de primeira ordem:

Assim,

$$X_1 = v_1$$

$$X_2 = \dot{v}_1$$

$$X_3 = \omega$$

$$X_4 = \dot{\omega}$$

$$X_5 = \dot{\phi}_1$$

$$X_6 = \ddot{\phi}_1$$

Portanto, na notação do espaço de estados, temos:

$$\begin{bmatrix} \dot{X}_1 \\ \dot{X}_2 \\ \dot{X}_3 \\ \dot{X}_4 \\ \dot{X}_5 \\ \dot{X}_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ K_{21} & 0 & K_{22} & 0 & K_{23} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ K_{41} & 0 & K_{42} & 0 & K_{43} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ K_{61} & 0 & K_{62} & 0 & K_{63} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \\ X_5 \\ X_6 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ N_1 \\ 0 \\ N_1(a+h) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} [u(t)] + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} [Fc(t)]$$

$$\begin{bmatrix} v \\ \omega \\ \phi_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \\ X_5 \\ X_6 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} Fc(t)$$

onde:

$K_{21}, K_{22}, \dots, K_{63}$ são os coeficientes literais da multiplicação de $[M]^{-1}$ por $[N]$.

4.2. MATRIZ DE TRANSFERÊNCIA DE ESTADOS

A matriz de transferência é formada por todas as funções de transferência relativas ao sistema. Para sistemas cuja ordem não é elevada, ela pode ser calculada manualmente. Ou pode-se utilizar o comando `ss2tf` do Scilab.

Assim, utilizando o Scilab, chegamos a uma Matriz de Transferência com três linhas, cada uma contendo uma função de transferência relativa a cada uma das saídas. Vale lembrar que a função G relaciona as entradas e saídas do sistema.

Abaixo são mostradas as três funções de transferência, sendo a 1ª. relativa a $\dot{v}$, a 2ª.

relativa a $\ddot{\omega}$ e a 3ª. relativa a $\ddot{\phi}$

```
-->G(1,1)
ans =
      - 4.528D+08 - 23472527s2 + 496422s4
      -----
      743.51017 + 346.06427s2 + 36.474091s4 + s6

-->G(2,1)
ans =
      2.214D+08 - 0.0000001s5 + 34865083s2 - 1.560D-08s3 + 1774213.2s4
      + 8.882D-15s
      -----
      743.51017 + 346.06427s2 + 36.474091s4 + s6

-->G(3,1)
ans =
      - 71169645 + 18767164s2 + s4
      -----
      743.51017 + 346.06427s2 + 36.474091s4 + s6
```

4.3. SENSORES E ATUADORES

4.3.1. SENSORES

Para o problema proposto, será utilizado o sistema de medição sugerido na tese de mestrado de Rubem Penteado de Melo (2004). Ele sugere o uso do sistema SkySafe Cargo®, desenvolvido por meio de uma parceria entre as empresas Transtech Engenharia e Inspeção S/C e da MicroHard tecnologia Eletrônica Ltda.

O sistema SafeCargo baseia-se no mapeamento das acelerações laterais geradas por um veículo em um determinado percurso por meio de um sistema de GPS (Global Position

System) acoplado a módulos de acelerômetros biaxiais. Um software gerenciador registra os dados instantaneamente gerando uma planilha eletrônica.

O sistema é composto basicamente por um microcomputador, um controlador de comunicação, um GPS e quatro módulos de acelerômetros.

Os dados registrados para cada um dos acelerômetros instalados são:

- Data e hora
- Velocidade real instantânea em Km/h
- Longitude
- Latitude
- Aceleração no eixo “x”
- Aceleração no eixo “y”

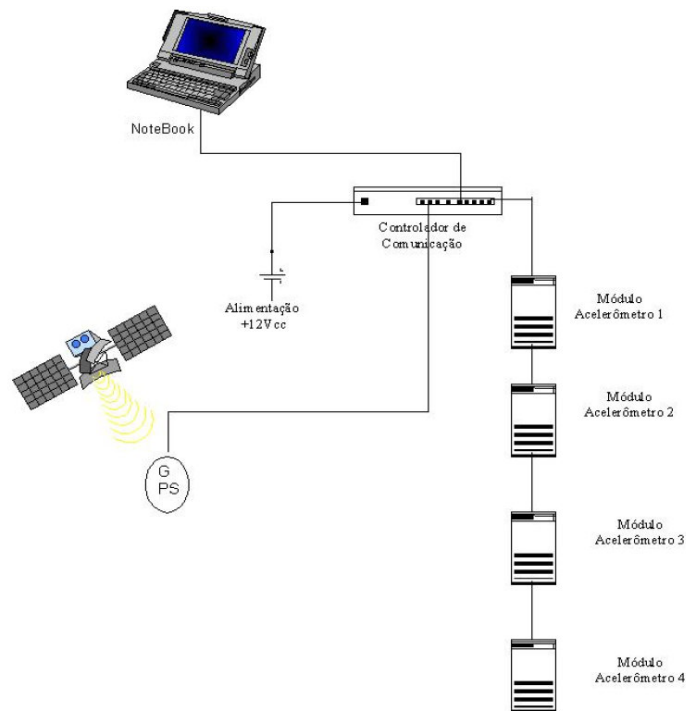


Figura 16: Diagrama do Sistema SkySafe Cargo

Serão utilizados módulos de acelerômetros seriais. Um microcontrolador permite a calibração e leitura do acelerômetro por meio de uma linha serial. Com as acelerações em x e em y, pode-se facilmente obter as velocidades e deslocamentos por meio de integradores, conseguindo dessa forma um sistema redundante de dados, aumentando o fator de segurança e a disponibilidade do sistema de controle.

4.3.2. ATUADORES

Os atuadores serão detalhados mais adiante, após ter-se definido o leiaute da solução que será adotada. No entanto, vale lembrar que o modelo que está sendo utilizado leva em consideração a incidência de um torque no ponto de engate entre o Cavalo Mecânico e o Semi Reboque e este torque deverá ser imposto por meio de um atuador compatível.

4.4. DIAGRAMAS DE BLOCOS DO SISTEMA

A Fig. 17 mostra o diagrama de blocos deste sistema.

Quando o motorista realiza uma manobra, os acelerômetros posicionados na Carreta indicam os dados necessários para o Controlador. O Controlador, por sua vez, recebe informações dos sensores e as aplica no modelo matemático do problema. para calcular uma ação a ser tomada para evitar que a Carreta saia de rota. O Atuador é acionado para compensar o movimento do engate e corrigir o movimento da carreta, aumentando a rigidez do engate, por exemplo.

Neste diagrama fica evidente a necessidade de um observador de estados, que deverá mandar a resposta de realimentação de volta para o sensor de maneira eficiente para garantir a funcionalidade do sistema.

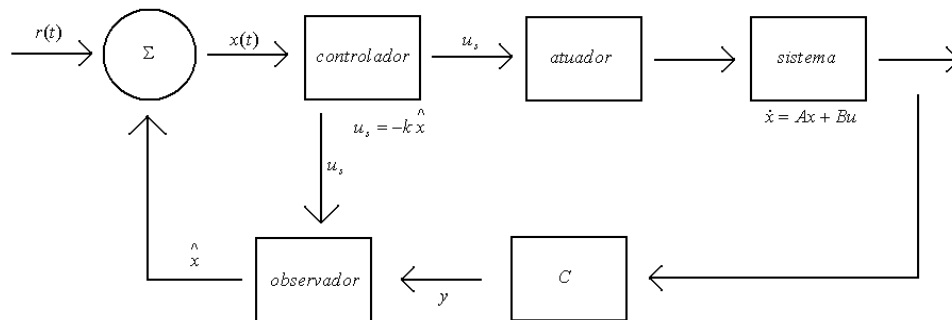


Figura 17: Diagrama de blocos do sistema modelado

4.5. DETERMINAÇÃO DOS PÓLOS DO SISTEMA EM MALHA ABERTA

Para determinar os autovalores do sistema em malha aberta, usa-se a função “spec”, no Scilab. E, para gerar o gráfico de Pólos e Zeros, é preciso antes calcular a função de transferência e depois aplicar a função “plzr”.

Pólos em malha aberta

```

4.757947i
- 4.757947i
1.7444262i
- 1.7444262i
3.2852714i
- 3.2852714i

```

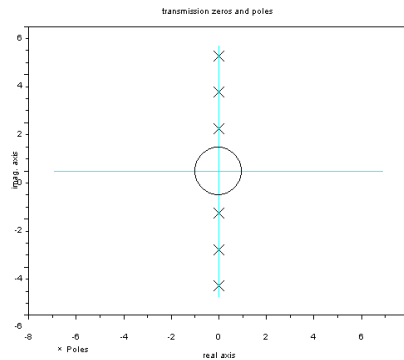


Figura 18: Diagrama de Zeros e Pólos do sistema

4.6. ANÁLISE DA ESTABILIDADE DO SISTEMA EM MALHA ABERTA

4.6.1. DEFINIÇÃO

A estabilidade de um sistema linear de malha fechada pode ser determinada a partir da localização dos pólos de malha fechada no plano S. Se qualquer um desses pólos estiver no semi-plano direito no plano S, com o decorrer do tempo darão origem ao modo dominante e a resposta transitória aumentará, ou oscilará com amplitude crescente. Se todos os pólos de malha fechada se situarem à esquerda do eixo, qualquer resposta transitória alcançará o equilíbrio, isto é, é um sistema estável. No entanto se os pólos complexos conjugados dominantes de malha fechada estiverem situados próximos ao eixo, a resposta transitória poderá apresentar oscilações excessivas ou poderá ser muito lenta. A estabilidade ou instabilidade do sistema linear não depende da entrada ou da função de excitação do sistema.

4.7. ANÁLISE DE ESTABILIDADE A PARTIR DO GRÁFICO

Analisando o gráfico obtido através da simulação Scilab (Pólos e Zeros, mostrado na Fig.17) é possível verificar a estabilidade do sistema.

Sabe-se que o eixo imaginário separa um sistema estável (com pólos à esquerda) de um instável (pólos localizados à direita), e que quanto mais afastado do eixo mais rapidamente o sistema chegará ao equilíbrio.

Portanto o posicionamento dos pólos localizados sobre o eixo imaginário torna o sistema estável, no entanto, com uma forte tendência de desestabilidade. Mais uma análise que pode ser feita com o gráfico é acerca da amplitude de vibração do sistema. Sabe-se que quanto mais próximo os pólos estejam da abscissa, menor é a amplitude de vibração.

4.8. ANÁLISE DE CONTROLABILIDADE E OBSERVABILIDADE DO SISTEMA

Um sistema é dito controlável no instante t_0 se for possível, por meio de um vetor de controle não-restrito, transferir o sistema de qualquer estado inicial $x(t_0)$ para qualquer outro estado num intervalo de tempo finito.

Um sistema é dito observável no instante t_0 se, como o sistema num estado $x(t_0)$ qualquer, for possível determinar este estado a partir da observação da saída durante um intervalo de tempo finito. O conceito de observabilidade é útil na solução do problema de se reconstruírem variáveis de estado não-mensuráveis a partir das variáveis mensuráveis, no menor intervalo de tempo possível.

Os conceitos de controlabilidade e estabilidade foram introduzidos por Kalman. Eles desempenham um papel importante no projeto de sistemas de controle no espaço de estados. Com efeito, as condições de controlabilidade e de observabilidade podem governar a existência de uma solução completa para o problema de projeto de sistemas de controle.

Aplicando-se a definição de controlabilidade de estado completa, pode-se analisar a controlabilidade através da matriz de controlabilidade, que é definida como:

Se o posto da matriz de controlabilidade for igual à dimensão do vetor de estado, ou seja, que contenha este mesmo numero de vetores-coluna linearmente independentes, o sistema é dito completamente controlável.

Aplicando-se a definição de observabilidade de estado, pode-se analisar a observabilidade através da matriz de observabilidade, que é definida como:

Se o posto da matriz de observabilidade for igual à dimensão do vetor de estado, ou seja que contenha este mesmo numero de vetores-coluna linearmente independentes, o sistema é dito completamente observável

4.9. RESULTADOS DA ANÁLISE DE C&O

Por meio de uma rotina no software Scilab, é possível calcular analisar facilmente a controlabilidade e a observabilidade do sistema.

Para a análise de Controlabilidade, o posto calculado é seis, mesmo da ordem da matriz A, assim, o sistema é controlável para a entrada definida no modelo.

Para a análise de Observabilidade, o posto é igualmente seis, comprovando que o sistema pode ser observável.

4.10. DETERMINAÇÃO DAS CONSTANTES DO PROBLEMA

As constantes envolvidas no problema são relativas à geometria e às massas do Cavalo Mecânico e do Semi Reboque. Também será considerada constante a velocidade de deslocamento longitudinal do conjunto.

Ainda baseado na tese de mestrado de Rubem Penteado de Melo e utilizando como base o Cavalo Mecânico Volvo FH12 380 e o Semi-reboque Randon modelo Sider, temos as seguintes constantes, para a condição do Semi Reboque carregado:

Massas (Kg):

$M_0=8800;$

$M_1=24900;$

Momentos de Inércia (Kg*m²):

$I_0=47054;$

$I_1=164003;$

Dimensões (m):

a=1,831 m;

b1=1,368 m;

b2=2,738 m;

h=1,743 m;

c1=2,697 m;

l11=5,955 m;

l12=7,205 m;

s1=7,100 m;

Rigidez Torcional de Cada Eixo por Roda (N/rad):

N1=248211;

N2=184090;

N3=167542;

N4=175816;

N5=175816;

Obs: será considerado que cada eixo tem duas rodas

4.11. CONTROLE POR ALOCAÇÃO DE PÓLOS

No método de alocação de pólos, admite-se que todas as variáveis de estado são mensuráveis e disponíveis para retroação. É possível mostrar que, se o sistema considerado for completamente controlável, então os pólos do sistema a malha fechada podem ser localizados em quaisquer posições desejadas por meio de retroação de estado através de uma matriz de ganho de retroação adequada.

Suponha-se que se tenha decidido ter os pólos a malha fechada em $s = \mu_1, s = \mu_2, \dots, s = \mu_n$. Escolhendo-se uma matriz de ganho de retroação de estado apropriada, é possível forçar o sistema a ter pólos a malha fechada em posições desejadas, desde que o sistema original seja a estados completamente controláveis.

Suponha-se que o sistema seja definido por

$$\dot{x} = Ax + Bu$$

E que o sinal de controle seja dado por

$$u = -Kx$$

Se a matriz for escolhida de forma adequada, a matriz $A - BK$ pode ser feita uma matriz assintoticamente estável e, qualquer que seja $x(0) \neq 0$, é possível fazer $x(t)$ tender a 0 quando t tende para infinito, em resumo, o sistema realimentado força o estado, que se afasta da origem por perturbações externas ou condições iniciais, de volta à origem com velocidade satisfatória.

A matriz de ganho de retroação K que força os autovalores de $A - BK$ a serem $\mu_1, \mu_2, \dots, \mu_n$ (valores desejados) pode ser determinada através das etapas a seguir.

- Testar a condição de controlabilidade do sistema. Se o sistema for a estados completamente controláveis, então utilizar os passos seguintes.

- A partir do polinômio característico da matriz A , determinar os valores de $a_1, a_2, \dots, a_n$

$$|sI - A| = s^n + a_1 s^{n-1} + \dots + a_{n-1} s + a_n$$

- Determinar a matriz de transformação T que transforma a equação de estados do sistema na forma canônica controlável.

$$T = MW$$

Onde M é a matriz de controlabilidade e W é definido como:

$$W = \begin{bmatrix} a_{n-1} & a_{n-2} & \cdot & \cdot & \cdot & a_1 & 1 \\ a_{n-2} & a_{n-3} & \cdot & \cdot & \cdot & 1 & 0 \\ \cdot & \cdot & & & & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & & & & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & & & & \cdot & \cdot \\ a_1 & 1 & \cdot & \cdot & \cdot & 0 & 0 \\ 1 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Em que os elementos a_i são os coeficientes do polinômio característico $|sI - A|$.

- Utilizando os valores desejados para os autovalores (pólos a malha fechada desejados), escrever o polinômio característico correspondente:

$$(s - \mu_1)(s - \mu_2) \dots (s - \mu_n) = s^n + \alpha_1 s^{n-1} + \dots + \alpha_{n-1} s + \alpha_n$$

E determinando os valores de $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$.

- Os valores requeridos para a matriz de ganho de retroação podem ser determinados:

$$K = [\alpha_n - a_n : \alpha_{n-1} - a_{n-1} : \dots : \alpha_2 - a_2 : \alpha_1 - a_1] T^{-1}$$

É importante observar que a matriz K não é única para um dado sistema, mas depende da localização dos pólos a malha fechada que for escolhida. Observe-se que a seleção dos pólos a malha fechada desejados ou a equação característica desejada é um compromisso entre rapidez de resposta do vetor de erro e da sensibilidade a perturbações e ruídos de medição. Assim, se é aumentada a velocidade da resposta do erro, então os efeitos adversos devidos a perturbações e ruídos do sistema de medição geralmente aumentam. Assim, ao se determinar a matriz de ganho de retroação K para um determinado sistema, é desejável examinar através de simulações as características da resposta do sistema para diferentes matrizes K e escolher aquela que fornece o melhor desempenho global do sistema.

Ao se substituir a equação de controle nas equações de estado, obtém-se:

$$\dot{x} = (A - BK)x$$

Então a resposta do sistema à condição inicial pode ser obtida resolvendo-se as seguintes equações:

$$\dot{z} = (A - BK)z + \hat{B}u$$

$$x = \hat{C}z + \hat{D}u$$

Onde $\hat{B}$ é o vetor de condições iniciais, $\hat{C} = (A - BK)$, e $\hat{D} = (A - BK)$

No nosso sistema, como já observado antes, é completamente controlável, uma vez que a matriz de controlabilidade têm posto 04, a mesma dimensão do vetor de estado.

Portanto pode-se definir a matriz T , e em seguida, se devem escolher as localizações dos pólos a malha fechada desejados. Para tanto, foram feitos testes para determinar qual é o melhor conjunto de alocação de pólos para obter resultados ótimos. Assim, alocou-se os seguintes pólos: $(p_1, p_2, p_3, p_4) = (-9; -10; -11; -12)$

4.11.1. GRÁFICOS – RESPOSTA À UMA ENTRADA DO TIPO IMPULSO

Para o sistema proposto, uma entrada do tipo impulso representa um desvio repentino que o motorista deve fazer para evitar algum acidente, por exemplo. Abaixo segue a simulação deste tipo de entrada no sistema, pelo método de alocação de pólos. São mostradas as acelerações laterais em função de g (aceleração gravitacional) do Semi Reboque sem controle e, em seguida, com a atuação do sistema de controle proposto

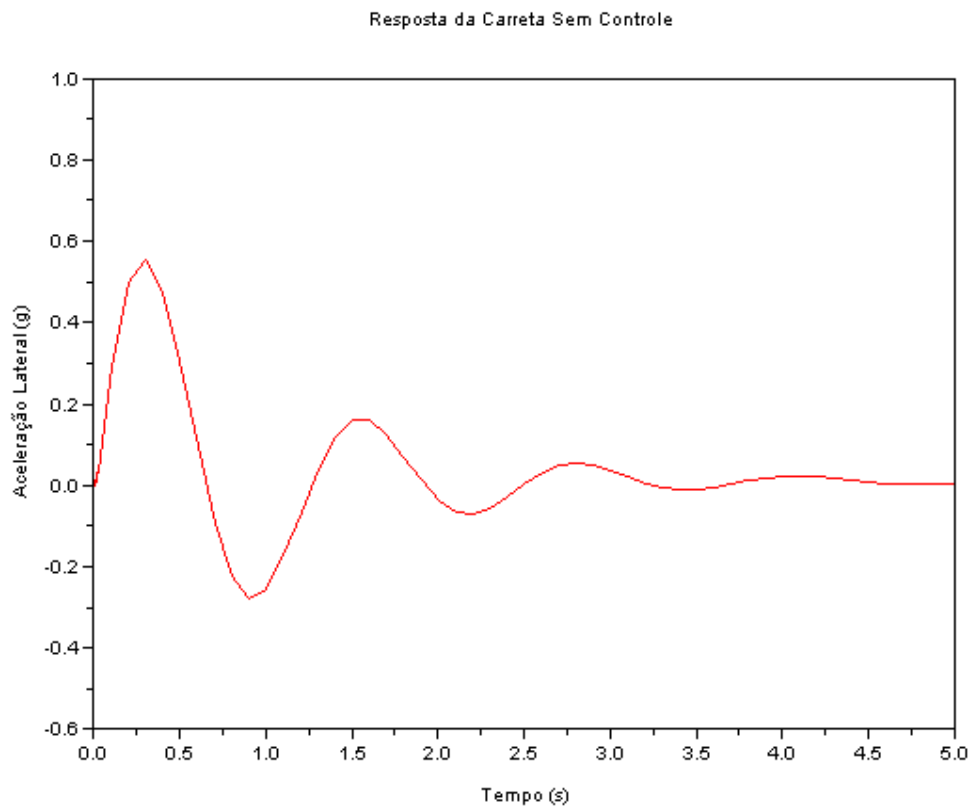


Figura 19: Resposta ao impulso da Carreta sem Controle

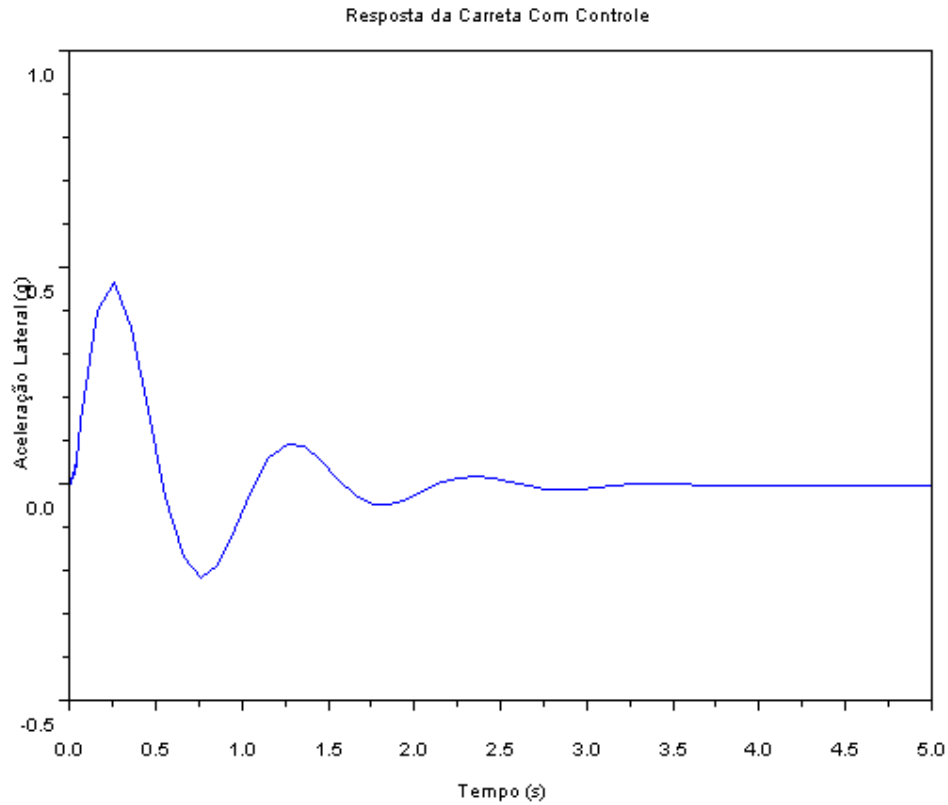


Figura 20: Resposta ao impulso da Carreta com Controle por Alocação de Polos

4.12. CONTROLE LINEAR QUADRÁTICO (LQ)

Ao se projetarem sistemas de controle, há freqüentemente o interesse de se escolher o vetor de controle $u(t)$ tal que um dado índice de desempenho seja minimizado. Pode-se provar que um índice de desempenho quadrático, onde os limites de integração sejam 0 e ∞ , tal como:

$$J = \int_0^{\infty} L(x,u)dt$$

Onde $L(x,u)$ é uma função quadrática ou uma função hermitiana de x e u , conduz as leis de controles lineares, isto é:

$$u(t) = -Kx(t)$$

Onde K é uma matriz $r \times n$, ou seja,

$$\begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ u_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & \cdot & \cdot & \cdot & k_{1n} \\ k_{21} & k_{22} & \cdot & \cdot & \cdot & k_{2n} \\ \cdot & \cdot & & & & \cdot \\ \cdot & \cdot & & & & \cdot \\ \cdot & \cdot & & & & \cdot \\ k_{r1} & k_{r2} & \cdot & \cdot & \cdot & k_{rn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ x_n \end{bmatrix}$$

Portanto, o projeto de sistemas de controle ótimo e de sistemas reguladores ótimos baseados em tais índices quadráticos de desempenho se reduz a determinação dos elementos da matriz K .

Uma vantagem em se utilizar o esquema de controle ótimo quadrático é que o sistema projetado será estável exceto no caso em que o sistema não seja controlável. No projeto de sistemas de controle baseados na minimização de índices quadráticos de desempenho há necessidade de se resolver as equações de Riccati.

Considere as seguintes equações de sistema

$$\dot{x} = Ax + Bu$$

Pretende-se determinar a matriz K do vetor de controle ótimo

$$u(t) = -Kx(t)$$

De modo a minimizar o índice de desempenho;

$$J = \int_0^{\infty} (x^T Q x + u^T R u) dt$$

Onde Q é uma matriz hermitiana ou simétrica real definida positiva (ou semidefinida positiva) e R é uma matriz hermitiana ou real simétrica definida positiva. Note-se que o segundo termo no segundo membro exprime o dispêndio de energia dos sinais de controle. As matrizes Q e R determinam a importância relativa do erro e do dispêndio de energia.

Se substituirmos a entrada do sistema realimentado nas equações de sistema:

$$\dot{x} = (A - BK)x$$

E também se a substituirmos no índice de desempenho:

$$J = \int_0^{\infty} (x^T Q x + x^T D^T R K x) dt = \int_0^{\infty} x^T (Q + K^T R K) x dt$$

Resolvendo-se o problema da otimização paramétrica:

$$x^T (Q + K^T R K) x = -\frac{d}{dt} (x^T P x)$$

Pelo segundo método de Liapunov, se $A - BK$ é uma matriz estável, então existe uma matriz P definida positiva que satisfaz a equação anterior.

Para se obter a solução do problema de controle ótimo quadrático, procede-se da seguinte forma:

- Uma vez suposto que R é uma matriz hermitiana ou real simétrica definida positiva, pode-se escrever:

$$R = T^T T$$

- A minimização de J com relação a K é dada quando $TK = (T^T)^{-1} B^T P$, assim podemos definir K :

$$K = T^{-1} (T^T)^{-1} B^T P = R^{-1} B^T P$$

- A matriz P deve satisfazer também a equação reduzida de Riccati:

$$A^T P + PA - PBR^{-1} B^T P + Q = 0$$

- Resolver a equação matricial reduzida de Riccati, para a matriz P , substituir esta matriz P na equação de K . A matriz resultante K é a matriz ótima.

Nesta etapa de determinação das matrizes R e Q , novamente foram utilizados dados experimentais, realizando simulações no Scilab. Foram encontrados os seguintes valores

$$Q = \begin{bmatrix} 1000 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 10 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1000 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 10 \end{bmatrix}$$

$$R = [0,001]$$

Finalmente, obtém-se a matriz de ganhos K e os pólos do LQ com a formulação mostrada acima.

4.12.1. GRÁFICOS

Para o sistema proposto, uma entrada do tipo impulso representa um desvio repentino que o motorista deve fazer para evitar algum acidente, por exemplo. Abaixo segue a simulação deste tipo de entrada no sistema, pelo método de alocação de pólos. São mostradas as acelerações laterais em função de g (aceleração gravitacional) do Semi Reboque sem controle e, em seguida, com a atuação do sistema de controle proposto

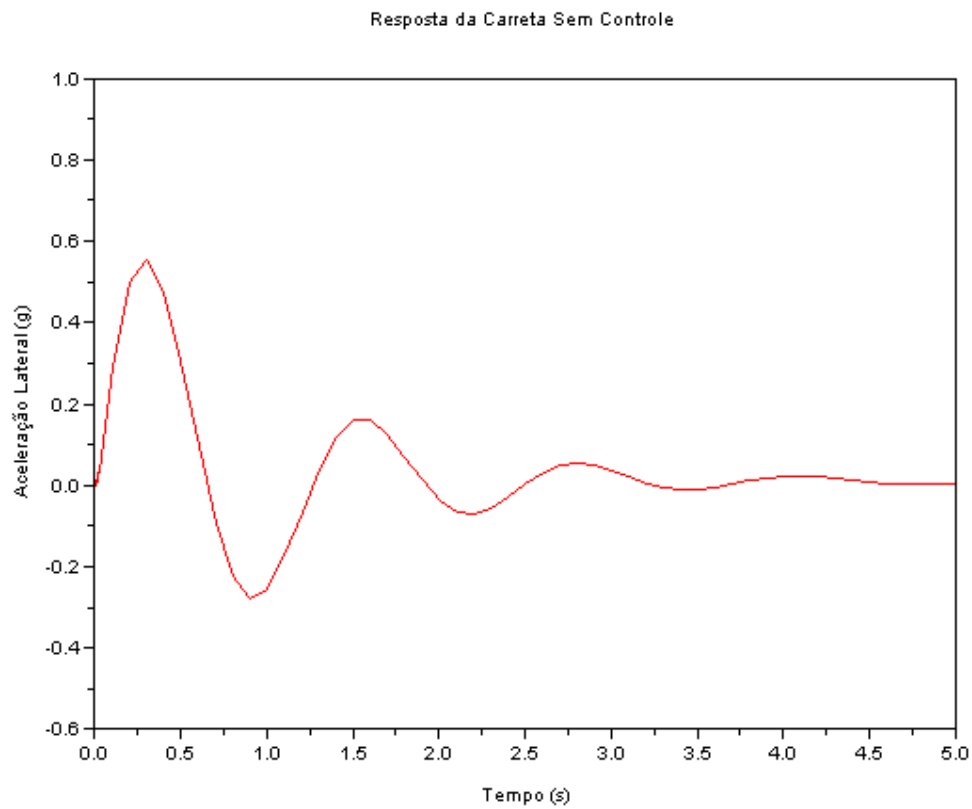


Figura 21: Resposta ao impulso da Carreta sem Controle

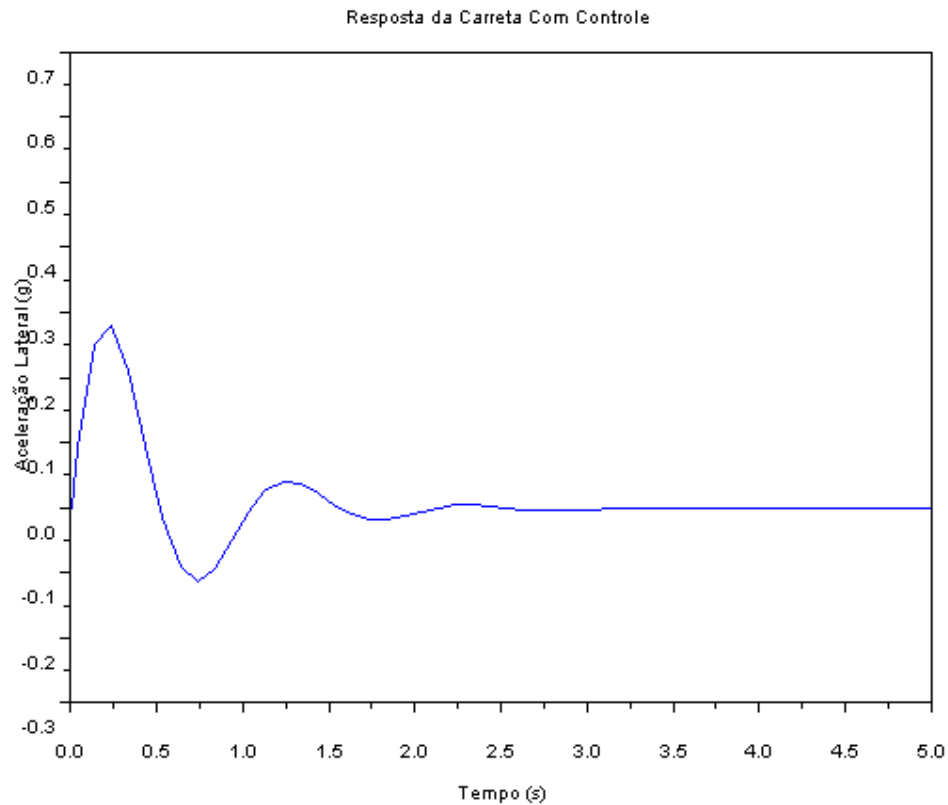


Figura 22: Resposta ao impulso da Carreta com Controle Linear Quadrático

4.13. CONCLUSÃO DO ESTUDO DE VIABILIDADE TÉCNICA – SONDAGEM INICIAL

O sistema se mostrou estável, controlável e observável quando um torque externo ao sistema é aplicado no ponto de engate. Além disso, ainda que em uma abordagem preliminar, o sistema se mostrou convergente para um equilíbrio satisfatório quando foram utilizados os métodos de Controle por Alocação de Pólos e pelo método Linear Quadrático.

5. PROPOSTAS DE SOLUÇÃO PARA O PROBLEMA

Uma vez tendo modelado matematicamente o sistema e sabendo quais são as restrições e requisitos funcionais desejados, podem-se propor algumas alternativas de solução para o Problema.

Seguindo a metodologia indicada no item 2.5, serão propostas algumas soluções que terão o seu princípio de funcionamento detalhado, assim como o seu leiaute. Suas vantagens e desvantagens serão analisadas segundo critérios comuns a todas as soluções, critérios estes que também serão detalhados adiante. Dessa forma, será possível escolher a alternativa que resolve o problema da melhor forma.

Segundo o ITT Reserach Institut (1972), existem numerosos dispositivos que podem ser implementados juntamente com a Quinta Roda (ou em substituição a ela) que visam amortecer o acoplamento entre o Cavalo Mecânico e a Carreta.

Dentre tais dispositivos, as soluções podem se valer basicamente de um amortecimento via dissipação viscosa de um óleo, via dissipação de Coulomb (atrito) e dissipação de energia por meio de campo magnético.

5.1. APRESENTAÇÃO DAS PROPOSTAS

Serão apresentados três modelos de solução para o Problema, cada um deles abordando um dos modos dissipativos propostos pelo ITT Reserach Institut (1972).

Neste item, será abordado o princípio de funcionamento e o leiaute da solução. Em seguida, as soluções serão comparadas de forma ponderada quanto a alguns dos critérios fundamentais apresentados anteriormente no item 3.4. Os pesos utilizados na ponderação serão detalhados mais adiante.

Nas 3 propostas que serão apresentadas, além de incluir um elemento dissipativo, também é proposta uma mudança na geometria do Pino Rei para possibilitar a implantação dos sistemas dissipativos.

O Pino Rei passa a ser mais comprido e ter o disco na sua extremidade com um diâmetro maior.

5.1.1. SOLUÇÃO 1 – ALTERNATIVA VIA DISSIPACÃO VISCOSA

Nesta proposta de solução, o Pino Rei é posicionado na Quinta Roda e o disco em sua extremidade acaba ficando posicionado no interior de uma coroa circular, preenchendo-a de forma solidária. Esta coroa circular é, por sua vez, solidária a uma ponta de eixo proveniente de uma caixa selada com óleo confinado sob pressão. Este eixo fica então submetido a um torque provocado pelo óleo a medida que a pressão na caixa vai sendo variada.

Sendo assim, a constante de amortecimento viscoso é dependente apenas da pressão aplicada no óleo e o sistema de engate passa a ser capaz de ter a sua rigidez variável em função apenas da pressão no óleo.

A necessidade dinâmica de alteração da rigidez do conjunto de engate é detectada pelos sensores e pelo controlador descritos de forma preliminar no item 4.

5.1.2. SOLUÇÃO 2 – ALTERNATIVA VIA DISSIPACÃO DE COULOMB

Para atingir a dissipação necessária para controlar o sistema, esta proposta de solução utiliza freios multi-discos (*multidisk brakes*) atuantes na base do disco da extremidade do Pino Rei, quando este está acoplado na Quinta Roda.

Tais freios são capazes de gerar forças dissipativas crescentes continuamente por meio do atrito entre os diversos discos que compõe o arranjo.

O acionamento é feito de forma pneumática, aproveitando o sistema pneumático que leva pressão para os freios do Semi Reboque (presente em qualquer Semi Reboque do mercado brasileiro) e a automatização é feita por um controlador integrado aos sensores que foram descritos de forma preliminar no item 4.

5.1.3. SOLUÇÃO 3 – ALTERNATIVA VIA CAMPO ELETROMAGNÉTICO

Por fim, a terceira proposta contempla o emprego de um campo eletromagnético para dissipar energia no sistema de engate. Nesta proposta de solução, uma bobina elétrica é instalada na extremidade do Pino Rei. Ao ser acoplado à Quinta Roda, a extremidade do Pino Rei, juntamente com a bobina, acabam ficando posicionados no interior de uma coroa circular solidária ao chassis do Cavalo Mecânico. Na pista interna dessa coroa circular está posicionada uma segunda bobina elétrica que, variando a tensão elétrica nas duas bobinas,

cria-se um campo eletromagnético. A dissipação de energia de rotação do Pino Rei se dará pelo torque contrário que o campo eletromagnético irá produzir. O funcionamento é semelhante a um motor elétrico funcionando de forma contrária, que, ao invés de gerar torque ao eixo, aplica um torque contrário ao sentido de movimento do eixo.

Essa dissipação de energia é proporcional à tensão aplicada às bobinas e dessa forma pode-se controlar o sistema de engate. A tensão é proveniente de baterias ligadas ao alternador do motor e a tensão é aplicada de acordo com instruções dos sensores e do atuador descritos de forma preliminar no item 4.

6. PROCESSO DE ESCOLHA DA MELHOR ALTERNATIVA

Uma vez tendo descrito três propostas de solução para o problema, é preciso definir um processo para escolher a melhor alternativa. Isso será feito por meio de uma matriz de decisão na qual as alternativas serão avaliadas segundo critérios que refletem os requisitos funcionais do novo sistema, visando atender aos objetivos de melhoria propostos. Cada critério terá um peso e as soluções receberão uma nota a ser ponderada pelo peso de cada critério. As notas são dadas de forma comparativa e nunca com base em números absolutos. Dessa forma, a solução com maior nota será escolhida como a melhor alternativa para endereçar o problema em questão.

6.1. DESCRIÇÃO DOS CRITÉRIOS E PESOS

Os critérios que serão utilizados na comparação das alternativas serão os seguintes: Energia requerida para o funcionamento, eficiência do funcionamento, processo de manutenção, peso, tamanho e custo. Será assumido que todas as soluções atendem a critérios de eficácia.

Os pesos indicam a importância relativa de cada critério no desempenho do sistema.

A seguir será demonstrado o racional utilizado na definição dos critérios e pesos:

Energia requerida: Dado que se trata de um dispositivo móvel, não há disponibilidade de energia de forma abundante, sendo que quanto menos energia o dispositivo consumir, melhor. Será também preferível se for possível que o dispositivo consuma energia aproveitando as fontes já disponíveis no caminhão, sem necessidade da instalação de uma nova fonte energética. Para tanto será atribuído um peso de 2.

Eficiência: A solução mais eficiente será aquela que for capaz de estabilizar o movimento da carreta no menor tempo e com menores amplitudes de oscilação possíveis. Para tanto será atribuído um peso de 4.

Manutenção: A solução com maior nota neste critério deve possibilitar uma manutenção fácil e rápida. Uma menor quantidade de peças e mecanismos contribui para o processo de manutenção se tornar mais simples e também menos necessário. Para tanto será atribuído um peso de 1.

Tamanho: As dimensões do dispositivo têm que ser compatíveis com o espaço para ele destinado no caminhão, sendo que quanto menor o tamanho, melhor. Para tanto será atribuído um peso de 2.

Peso: O peso do dispositivo não pode atrapalhar a dinâmica de movimento do veículo original, sendo que quanto menor o peso, melhor. Para tanto será atribuído um peso de 1.

Custo: Este critério considera todos os custos envolvidos na construção e instalação do dispositivo, sendo que quanto menor o preço, melhor. Para tanto será atribuído um peso de 4.

6.2. AVALIAÇÃO DE CADA ALTERNATIVA

As alternativas serão avaliadas com notas variando de 1 a 5, sendo que 1 representa a pior nota e 5, a melhor.

Para facilitar a visualização, denotam-se as propostas da seguinte forma:

Solução 1 – Alternativa via dissipação viscosa

Solução 2 – Alternativa via dissipação de Coulomb

Solução 3 – Alternativa via campo eletromagnético

Sendo assim, temos a seguinte Matriz de Decisão:

Critérios	Pesos	Notas		
		Solução 1	Solução 2	Solução 3
Energia	2	2	4	1
Eficiência	4	2	5	4
Manutenção	1	1	3	5
Peso	1	1	2	5
Tamanho	2	2	3	2
Custo	4	1	2	4
	TOTAL	1,56	3,36	3,43

Dessa forma, temos que a Solução 3 – Alternativa via campo eletromagnético é a proposta de solução que reúne mais qualidades e tem mais potencial para ser bem sucedida.

7. DETALHAMENTO DA SOLUÇÃO ESCOLHIDA

Neste tópico do trabalho, a solução escolhida será detalhada a fim de poder ser construída futuramente, se desejado. Serão feitos estudos de dimensionamento mecânico da solução, projeto eletrônico e projeto construtivo.

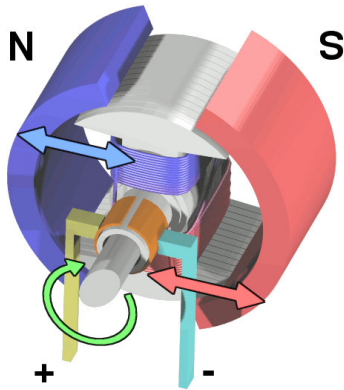


Figura 23: Motor Elétrico funcionando de forma invertida



Figura 24: Freio Magnético experimental



Figura 25: Freio Magnético vendido comercialmente

7.1. DIMENSIONAMENTO MECÂNICO

Diferentemente das outras soluções propostas, a alternativa que emprega um campo eletromagnético não apresenta grandes dificuldades no quesito dimensionamento mecânico, sendo que os maiores esforços devem ser focados na parte elétrica e construtiva do sistema, que deve ser robusta para suportar as cargas envolvidas.

Sendo assim, será apresentado o dimensionamento elétrico do sistema utilizado por esta alternativa e, em seguida, serão apresentados detalhes mecânicos e construtivos para viabilizar a implementação do projeto

7.2. DIMENSIONAMENTO ELÉTRICO

Como já dito anteriormente, este sistema é baseado na criação de um campo eletromagnético que irá produzir um torque contrário à rotação do Pino Rei.

7.2.1. PRINCÍPIO FÍSICO

Freios eletromagnéticos são dispositivos eletromecânicos que convertem energia do movimento, linear ou rotativo, em calor. Seu princípio de funcionamento baseia-se no seguinte fenômeno: ao submeter um meio condutor percorrido por corrente elétrica a um campo magnético, ocorre o aparecimento de uma força magnética no condutor, que, dependendo do arranjo físico, gera um torque.

O que ocorre é que corrente elétrica passando por uma bobina produz campo magnético com um valor dado pela excitação magnética ou intensidade do campo magnético H que depende da construção da bobina. O valor de H aumenta com o número de espiras que a bobina possui, por exemplo.

Essa excitação magnética H origina uma indução magnética B com um valor dado por

$$B = \mu H$$

onde μ é a permeabilidade magnética do núcleo da bobina.

Para este projeto é interessante conseguir altos valores de B , sendo assim muito desejado obter altos valores de μ . Isso é feito alterando o material do núcleo da bobina. Substâncias ferromagnéticas têm valores de permeabilidade relativa (valor de permeabilidade comparado com a permeabilidade do ar) muito superiores a 1, sendo que algumas ligas de ferro-níquel podem chegar a ter um valor máximo de permeabilidade relativa de 80.000.

7.2.2. PARÂMETROS DE PROJETO - CÁLCULOS

Torque Resistivo:

Lembrando que o objetivo deste trabalho é desenvolver um sistema para estabilizar o Semi-Reboque, é preciso ter em mente quais forças deverão ser eliminadas ou alteradas para se conseguir chegar à estabilização do sistema.

Neste caso, é impressionante que as forças laterais nos pneus sejam anuladas.

Dessa forma, lembrando, temos que as forças nos pneus são da seguinte forma:

$$F_k = N_k \alpha_k$$

Onde N_k é a rigidez torcional de cada eixo e α_k é o ângulo de deriva no eixo j

O item 4.10 apresenta o valor da rigidez torcional N_4 . Assim, para o eixo traseiro, tem-se a seguinte força:

$$F_4 = 351.632 \alpha_4$$

Lembrando o que foi definido no item 2.4, espera-se conseguir aumentar em 10% a velocidade máxima permitida do sistema Cavalo Mecânico – Carreta mantendo os mesmos níveis de segurança.

Utilizando os resultados experimentais descritos no estudo do ITT Research Institut (1972), considera-se que, para garantir segurança a uma velocidade 10% maior que a permitida, ou seja, 88 km/h, o sistema já deve atuar caso ocorra um desvio de 2 graus (0,03491 radianos) no ângulo de deriva do eixo traseiro. Essa medição é feita com os dispositivos descritos no item 4.3.1 e já é levada em conta no sistema de controle desenhado no item 4.

Assim, temos que o torque resistivo que o freio magnético deverá suportar tem a seguinte magnitude:

$$\text{Torque} = F_4 * L_{11}$$

$$F_4 = 351.632 \text{ N} * 0,03491 \text{ rad} = 12,3 \text{ kN}$$

$$L_{11} = 7,2 \text{ m}$$

Então,

$$\text{Torque} = 12,3 * 7,2 = 88,56 \text{ kNm}$$

Assim, estima-se que o freio magnético precise fornecer um torque resistivo de 88,56 kNm, oque é coerente com valores encontrados na literatura para freios magnéticos de trens e guindastes.

7.2.3. CÁLCULO DAS MAGNITUDES ELÉTRICAS ENVOLVIDAS

Dado o cálculo do requisito técnico do freio mecânico, deve-ser calcular as magnitudes das grandezas elétricas envolvidas, como tensão, corrente e campo magnético, por exemplo, para, em seguida, apresentar o projeto construtivo da solução

Como dito anteriormente, o princípio de funcionamento baseia-se na geração de um campo magnético que irá induzir, em última análise, o torque resistivo no eixo.

Assim, para a geração do campo magnético, se faz uso de uma bobina alojada em um núcleo de material ferromagnético em forma de C, conforme a figura 26.

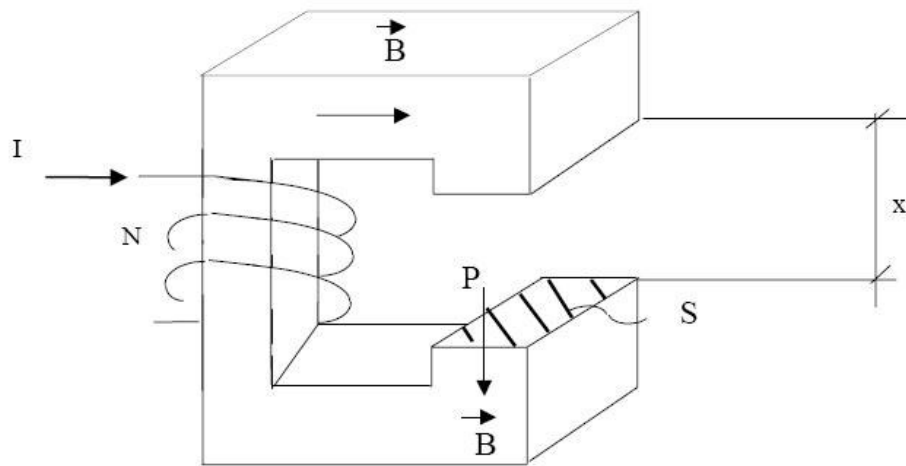


Figura 26: Bobina em forma de C

Assim,

utilizando

esta forma construtiva, o vetor indução magnética $\vec{B}$ gerado sofre as seguintes influências:

- $\vec{B}$ é proporcional ao número de espiras N;
- $\vec{B}$ é proporcional à corrente na bobina I;
- $\vec{B}$ é inversamente proporcional ao comprimento do entreferro X;

Podemos definir $\vec{B}$ da seguinte forma:

$$B = \mu \frac{N.I}{X} \quad (1)$$

Sabemos também que uma espira percorrida por uma corrente elétrica e sujeita a um campo magnético sofre a ação de uma Força Magnética. Um esquema ilustrativo é mostrado na figura 27.

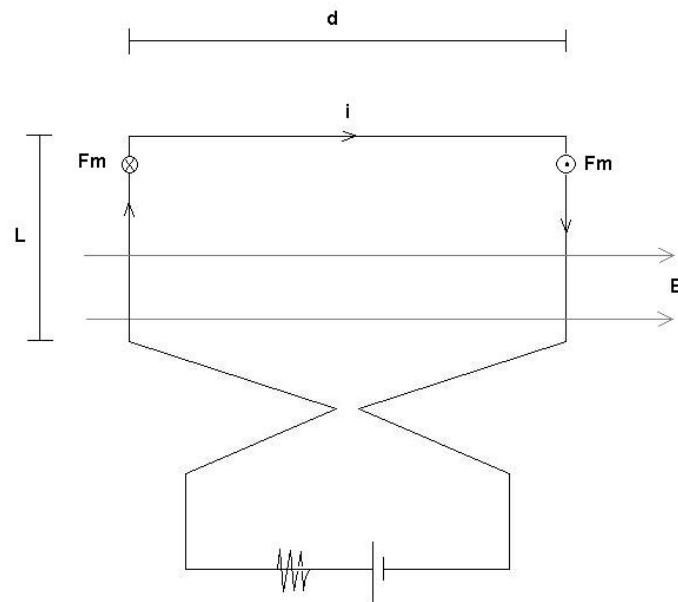


Figura 27: Espira percorrida por uma corrente elétrica

O módulo da Força Magnética FM resultante em um condutor percorrido por uma corrente elétrica I e sujeito a um campo magnético B é igual a:

$$F_m = B.I.L.\text{sen}(\theta) \quad (2)$$

onde θ é o ângulo formado entre os vetores de F_m e B

Assim, temos que o módulo do momento de forças resultante em uma espira é igual a:

$$M_o = F_m.d \quad (3)$$

$$M_o = B.I.L.\text{sen}(\theta).d \quad (4)$$

Considerando que as correntes que percorrem a bobina e a espira são as mesmas, podemos substituir o (1) em (4):

$$M_o = \frac{\mu.N.I^2.L.\text{sen}(\theta).d}{X} \quad (5)$$

Por fim, vamos admitir que a distância d seja igual a x . Na prática, existe uma diferença de comprimentos entre as duas grandezas, por motivos construtivos, que pode ser desprezada na parte de cálculos.

Assim, o momento resultante em uma espira é dado por:

$$M_o = (\mu.L.N).I^2.\text{sen}(\theta) \quad (6)$$

O sistema de freio funcionará então pela passagem de corrente elétrica I na bobina gerando o campo magnético B . Uma espira posicionada no Pino-Rei também é percorrida pela mesma corrente I gerando o Momento M_o contrário ao momento do Pino-Rei, fazendo-o frear.

Seria interessante então posicionar diversas bobinas no Pino-Rei de forma a amplificar o torque contrário provocado pelo efeito magnético.

No entanto, pela fórmula (6) pode-se ver que a eficiência do freio está diretamente relacionada com o ângulo θ , que indica a posição relativa entre a espira no Pino-Rei (vetor F_m) e a bobina (vetor B).

Para ângulos menores que 30° , o valor do momento já cai pela metade devido à função seno. Portanto, é interessante posicionar espiras de forma que o ângulo θ formado varie entre $(30+180*k)$ e $(150+180*k)$, onde x é um número real inteiro.

Vamos definir que serão instaladas nove espiras na parte externa do Pino-Rei, espaçadas 15 graus entre si, de forma que uma espira fica no centro, quatro são dispostas no sentido horário e quatro no sentido anti-horário. A espira mais distante da espira central fica posicionada então a 60 graus do centro. A figura 28 ilustra o posicionamento de três dessas espiras

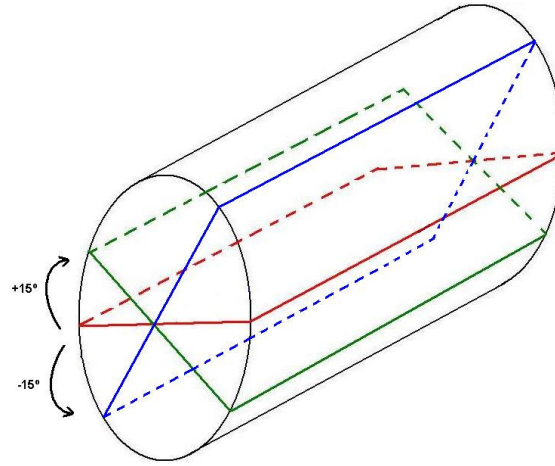


Figura 28: Posicionamento de três espiras no Pino Rei

Neste ponto é interessante escrever a contribuição de Momento de cada uma das nove espiras, fazendo α ser o ângulo que indica a posição relativa entre a espira no Pino-Rei (vetor F_m) e a bobina (vetor B):

$$M_1 = (\mu.L.N).I^2.\text{sen}(\alpha - 60)$$

$$M_2 = (\mu.L.N).I^2.\text{sen}(\alpha - 45)$$

$$M_3 = (\mu.L.N).I^2.\text{sen}(\alpha - 30)$$

$$M_4 = (\mu.L.N).I^2.\text{sen}(\alpha - 15)$$

$$M_5 = (\mu.L.N).I^2.\text{sen}(\alpha)$$

$$M_6 = (\mu.L.N).I^2.\text{sen}(\alpha + 15)$$

$$M_7 = (\mu.L.N).I^2.\text{sen}(\alpha + 30)$$

$$M_8 = (\mu.L.N).I^2.\text{sen}(\alpha + 45)$$

$$M_9 = (\mu.L.N).I^2.\text{sen}(\alpha + 60)$$

Por fim, para determinarmos o Momento total disponível para frear o Pino-Rei e podermos calcular as grandezas elétricas envolvidas, soma-se a componente de todas as 9 bobinas e integra o resultado, com o ângulo α variando de 90 a 92 graus, que é o deslocamento angular máximo permitido, conforme descrito no item 7.2.2

Assim, temos:

$$M_{\text{total}} = \int_{90}^{92} (M_1 + M_2 + M_3 + M_4 + M_5 + M_6 + M_7 + M_8 + M_9) d\alpha$$

$$M_{\text{total}} = (\mu.L.N).I^2 \cdot \int_{90}^{92} \begin{aligned} &\sin(\alpha - 60) + \sin(\alpha - 45) + \sin(\alpha - 30) \\ &+ \sin(\alpha - 15) + \sin(\alpha) + \sin(\alpha + 15) \\ &+ \sin(\alpha + 30) + \sin(\alpha + 45) + \sin(\alpha + 60) \end{aligned} d\alpha$$

Convertendo em radianos e fazendo as contas, temos a seguinte expressão:

$$M_{\text{total}} = (\mu.L.N).I^2 \cdot 7,0768 \quad (7)$$

A expressão (7) indica qual é o valor total do momento que as espiras posicionadas no Pino-Rei dispõem para freá-lo.

Agora, utilizando o valor do torque resistivo necessário calculado no item 7.2.2, podemos calcular a corrente elétrica envolvida neste processo.

Relembrando,

$$\text{Torque} = 88,56 \text{ kNm}$$

Assim, impondo que $M_{\text{total}} = \text{Torque}$, temos:

$$(\mu.L.N).I^2 \cdot 7,0768 = 88.560$$

$$I^2 = \frac{12.514}{\mu.L.N} \quad (8)$$

Para continuar com os cálculos, é necessário definir alguns parâmetros de construção. A saber, μ (permeabilidade magnética da bobina); L (comprimento da espira posicionada no Pino-Rei) e N (número de espiras da bobina)

Permeabilidade magnética μ :

A permeabilidade magnética é normalmente dada em termos relativos μ_r , comparativamente com a permeabilidade magnética do ar μ_0 .

Assim,

$$\mu = \mu_r * \mu_0$$

e,

$$\mu_0 = 4\pi * 10^{-7} \text{ H/m}$$

Substâncias ferromagnéticas têm valores de permeabilidade relativa muito superiores a 1.

Ferro macio tem μ_r igual inicialmente a 250 e, após a saturação, 6500.

Ligas de ferro e níquel possuem valores médios de μ_r igual a 80.000

Assim, para este projeto, adotaremos μ_r igual a 80.000, ou seja, $\mu=0,1$

Comprimento da bobina:

Iremos adotar uma bobina com comprimento de 15cm, coerente com as dimensões do Pino-Rei. Portanto, $L=0,15 \text{ m}$

Número de espiras da bobina:

De acordo com bobinas normalmente encontradas no mercado, iremos adotar 1000 espiras na bobina. Assim, $N=1000$

Agora é possível calcular a intensidade da corrente elétrica que vai percorrer a bobina e as espiras do Pino-Rei

$$I^2 = \frac{12.514}{\mu.L.N}$$

$$I^2 = \frac{12.514}{0,1 * 0,15 * 1000}$$

$$I = 28,9 \text{ A}$$

Fonte de Alimentação

Por fim, para completar o dimensionamento elétrico da solução é preciso projetar a fonte que irá alimentar o sistema com a corrente elétrica necessária.

O sistema em questão demanda corrente, e não tensão. Portanto, a fonte de tensão já utilizada no Cavalo Mecânico - uma bateria elétrica fornecendo corrente contínua – não poderá ser aproveitada e o sistema será composto por uma fonte de corrente.



Figura 29: Fonte de Tensão

As especificações para este tipo de fonte envolvem os seguintes parâmetros:

- Entrada
 - Tensão contínua ou alternada
 - Magnitude
- Saída desejada
 - Corrente contínua ou alternada
 - Valores mínimos e máximos
- Carga
 - Tipo (resistiva, indutiva ou capacitiva)
 - Frequência de variação da carga

Para este projeto, tais parâmetros são da seguinte forma:

- Entrada: 12 volts contínuos provenientes da bateria do Cavalo Mecânico
- Saída: variando de 0 a 30 amperes em corrente contínua
- Carga: Frequência de variação baixa, carga resistiva

Dessa forma, fica especificada a fonte de alimentação do sistema

Apenas uma observação deve ser feita com respeito a bateria que irá alimentar todo o sistema. O Cavalo Mecânico conta com uma bateria elétrica que fornece corrente contínua em 12 Volts e 150Ah.

Dado que este sistema consome 28,9A, a própria bateria já instalada é capaz de alimentar o sistema sem demais implicações.

7.3. PROJETO CONSTRUTIVO

Agora que já estão calculados os parâmetros elétricos envolvidos no problema, serão apresentados detalhes construtivos para viabilizar a implementação do projeto.

7.3.1. ESPIRAS

Um desenho esquemático de uma espira já foi mostrado na figura 27

Montagem

As espiras serão montadas em sulcos fresados no Pino Rei. Essa operação de fresa serve para alojar as espiras dentro do Pino Rei para que fiquem solidários e o torque de frenagem possa ser transmitido.

Uma vez alojadas, o Pino-Rei recebe uma luva metálica aparafusada no seu corpo para garantir o posicionamento correto das espiras durante o seu funcionamento.

Dimensões

As dimensões das espiras são equivalentes às do Pino Rei de forma a envolvê-lo. Como este projeto visa ser adaptável a carretas já usadas, as espiras poderão ser confeccionadas de acordo com o Pino Rei utilizado na carreta, que pode ter dimensões variáveis

Material e Especificações

As espiras serão feitas de cobre, devido a sua alta condutividade elétrica.

A bitola do fio deve obedecer a normas de segurança para suportar a corrente elétrica aplicada. A norma que versa sobre a bitola de condutores em função da corrente elétrica aplicada é a AWG (*American Wire Gauge*). De acordo com a AWG, para uma corrente nominal de 28 A deve-se usar a categoria AWG 10, que permite correntes de até 35 A. A bitola dos condutores desta categoria é de 2,6mm e a resistência elétrica é de 0,0033 Ohms/metro.

7.3.2. PINO-REI

Como dito anteriormente, o Pino Rei irá ser fresado para alojar as nove espiras. Uma conexão elétrica também deve ser feita de forma que a corrente gerada no Cavalo Mecânico chegue até o Pino Rei, localizado na Carreta. Essa conexão elétrica pode aproveitar a conexão já existente em qualquer carreta que leva energia para as luzes de sinalização da carreta.

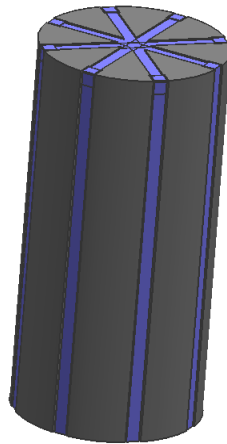


Figura 30: Esquema ilustrativo do Pino Rei fresado

7.3.3. BOBINA

A bobina tem um formato de C e será constituída de uma liga de ferro e níquel devido a sua maior permeabilidade magnética, como citado no item 7.2.3. Ela será fixada no chassi do Cavalo Mecânico, bem abaixo da Quinta Roda. Um desenho esquemático da bobina é

mostrado na figura 26. Novamente, as dimensões da bobina podem variar de acordo com o Cavalo Mecânico no qual ela será instalada.

7.3.4. MONTAGEM FINAL

A montagem do sistema é feita em duas partes. No lado da Carreta são instaladas as espiras dentro do Pino Rei, seguido da colocação da luva metálica. No lado do Cavalo Mecânico, a bobina é instalada bem abaixo da Quinta Roda, no chassi do Cavalo Mecânico, para evitar que modificações nas dimensões do Pino Rei sejam feitas. Ao acoplar o Pino Rei na Quinta Roda, a bobina já estará automaticamente envolvendo o Pino Rei graças à sua localização, como mostram as figuras 31 a 34.

A conexão elétrica do Pino Rei com a fonte de tensão será feita após o acoplamento do Pino Rei, quando o motorista engatar o chicote elétrico que leva energia para a Carreta.

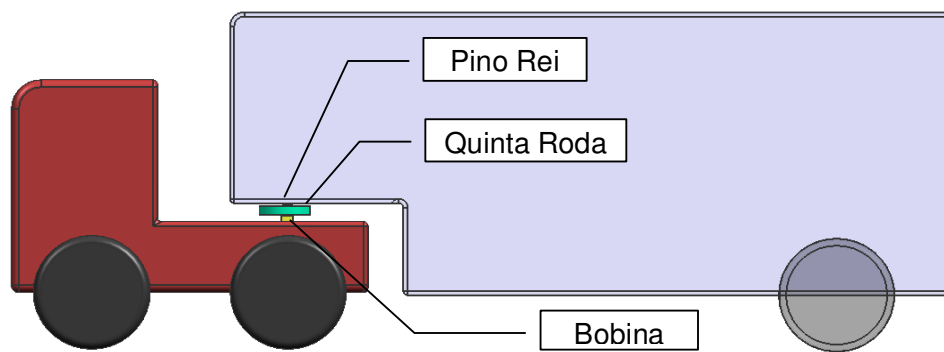


Figura 31: Montagem

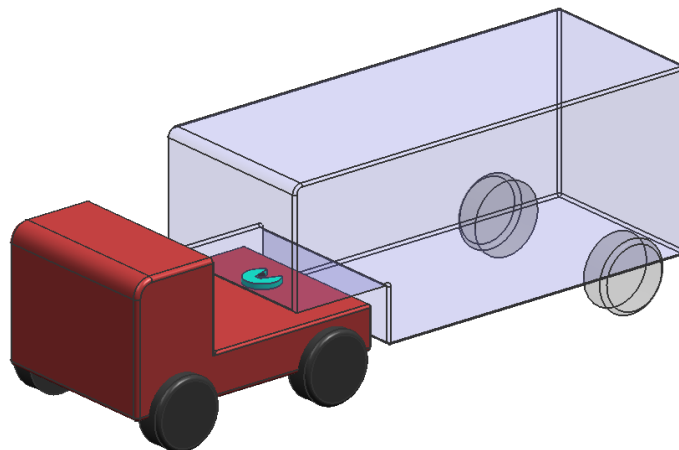


Figura 32: Vista Isométrica da Composição Cavalo Mecânico - Carreta

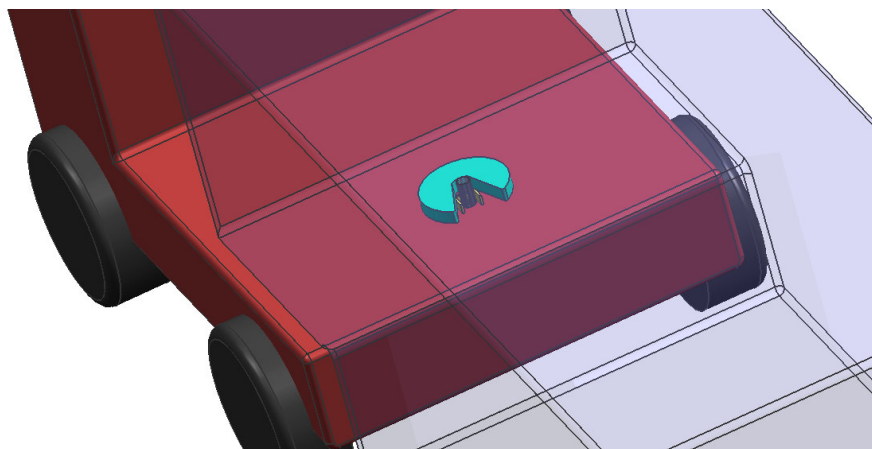


Figura 33: Vista detalhada do acoplamento do Pino Rei

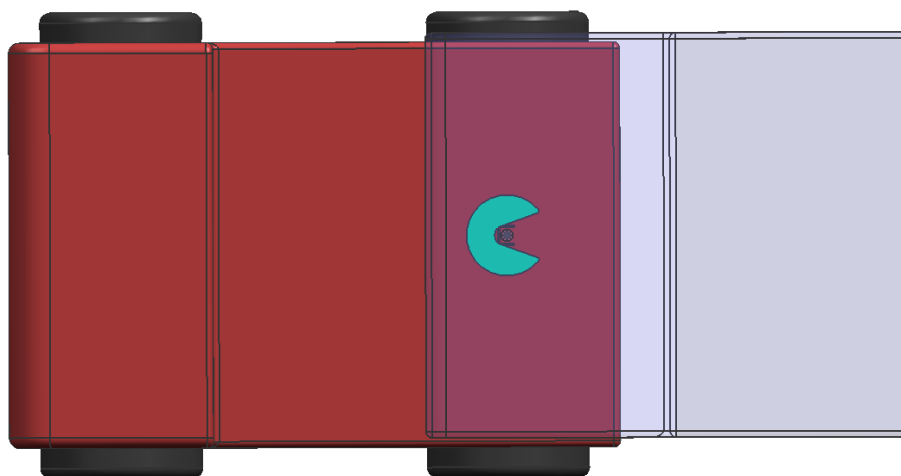


Figura 34: Vista superior do acoplamento do Pino Rei

8. VIABILIDADE TÉCNICA – RESULTADOS FINAIS

O sistema já fora simulado no Scilab para checar a viabilidade técnica em uma sondagem inicial. Dois métodos de Controle foram aplicados e, dado que a resposta fora satisfatória, foram feitas mais análises e o sistema foi detalhado e descrito de forma mais completa. Portanto, agora cabe uma simulação no Scilab de forma mais criteriosa para obter resultados definitivos quanto a viabilidade técnica da solução.

O auxílio do computador para esta simulação se faz necessário e se mostra muito útil nesta situação pois é possível analisar a resposta do sistema no tempo quando sujeito às condições dinâmicas encontradas tipicamente durante o uso real do sistema.

No ambiente virtual, tais simulações podem ser feitas para refinar parâmetros de projeto, como foi feito na análise preliminar deste trabalho e para conferir os resultados obtidos quando o sistema já está todo definido.

O sistema de controle utilizado agora nesta simulação será um controlador PID – Proporcional Integrativo Derivativo. Este método de controle não fora utilizado na análise preliminar pois a sua aplicação é mais complexa e, para uma análise preliminar, o controle Linear Quadrático era satisfatório. Agora será implementado o Controlador PID, que deve ser sintonizado pelo método do ‘Ultimate Gain’ de Ziegler – Nichols para obter resultados ótimos e possibilitar uma análise fiel quanto à eficácia do sistema proposto, agora já com todos os parâmetros definidos, pronto para ser avaliado quanto ao seu desempenho.

8.1. CONTROLE PID – INTRODUÇÃO

Com controle proporcional, a saída do controlador é diretamente proporcional a sua entrada. O controlador sozinho seria apenas um amplificador com um ganho constante, isto é, um grande erro em algum instante de tempo acarretaria um valor alto na saída do controlador nesse instante de tempo. A desvantagem dessa ação de controle isolado é que o controlador não introduz o termo $1/s$ ou integrador no ramo direto. Isto significa que o sistema continua com erro em regime permanente, e o controlador não introduz quaisquer novos pólos ou zeros no sistema, mas somente determina a localização dos pólos em malha fechada.

Assim, tem-se:

$$u(t) = K_p e(t)$$

$$G_p(s) = K_p$$

Com controle integral, a saída do controlador é proporcional a integral do sinal de erro, onde K_i é chamada ganho integral. Assim quando aparece o sinal de erro, a área sob a curva aumenta em uma razão regular e a saída do controlador deve também aumentar em uma razão regular. Uma vantagem do controle integral é que a introdução de um termo s no denominador aumenta o tipo do sistema de 1, isto é, por exemplo, se o sistema é do tipo 0, o erro em regime permanente que deveria ocorrer para uma entrada degrau desaparece, porém uma desvantagem do controle integral isolado é que a estabilidade relativa fica reduzida. No controlador integral tem-se:

$$u(t) = K_i \int_0^t e(t) dt$$

$$G_I(s) = \frac{K_i}{s}$$

Com controle derivativo, a saída do controlador é proporcional à taxa de variação do erro, onde K_d é o ganho derivativo. Com o controle derivativo, tão logo o sinal de erro apareça, a saída do controlador pode torna-se grande, já que a saída é proporcional à taxa de variação do sinal de erro e não do erro propriamente dito. Isto pode fornecer uma grande ação corretiva antes que um grande sinal de erro realmente ocorra. Entretanto, se o erro é uma constante, então não existe ação corretiva, mesmo que o erro seja grande. Conseqüentemente ele nunca é usado sozinho, mas combinado com outras formas de controle. O controle derivativo tem a seguinte forma:

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

$$G_D(s) = K_d s$$

Com controle proporcional mais integral mais derivativo, pode-se corrigir a redução de estabilidade relativa resultante do controle integral, e assim o controlador PID aumenta de 2 o número de zeros e de 1 o número de pólos. Um controlador Proporcional mais Integral mais Derivativo (PID) terá uma saída da seguinte forma:

$$\text{Saída} = K_p e + K_i \int_0^t e dt + K_d \frac{de}{dt}$$

A função de transferência do controlador é:

$$G_c(s) = K_p + \frac{K_i}{s} + K_d s$$

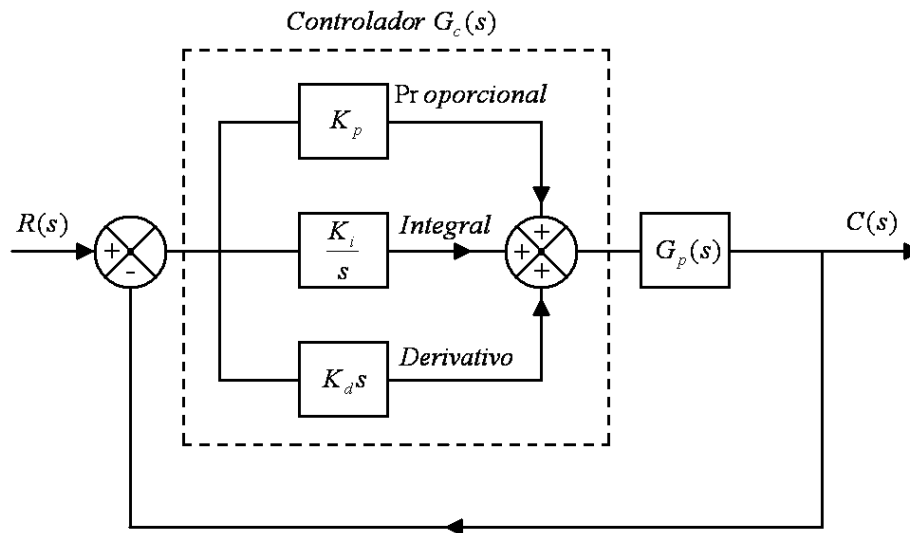


Figura 35: Esquema de um Controlador PID

Portanto para uma situação de controle PID, o sistema tem uma função de transferência em malha fechada fica:

$$[R(s) \quad C(s)]G_c G_p = C(s) \Rightarrow G(s) = \frac{C(s)}{R(s)} = \frac{G_c G_p}{1 + G_c G_p}$$

Para um controlador PID, três variáveis têm de ser determinadas: o ganho proporcional K_p , o ganho integral K_i e o ganho derivativo K_d . A seleção dessas variáveis possibilita localizar os pólos e zeros introduzidos pelo controlador a ser determinado e, portanto, afetar a estabilidade do sistema de controle. O termo sintonização é usado para descrever o processo de selecionar a melhor regulação para o controlador. Aqui será utilizado o método de sintonia do “Ultimate Gain” de Ziegler-Nichols.

8.2. MÉTODO DO ‘ULTIMATE GAIN’ DE ZIEGLER – NICHOLS

Este método também é conhecido por método do ciclo máximo.

Primeiro, as ações integral e derivativa são reduzidas para seus valores mínimos. A constante proporcional é ajustada para um valor baixo e então gradualmente aumentada. É o mesmo que dizer que a banda proporcional é diminuída gradualmente. Enquanto este ajuste acontece, pequenos distúrbios são aplicados ao sistema. Isto é feito até que apareçam oscilações. O valor crítico da constante proporcional na qual as oscilações aparecem é observado e o período das oscilações é medido. Se o sinal de saída não apresentar oscilações, quaisquer que sejam os valores da constante proporcional, então o método não se aplica. A tabela 01 mostra como os critérios de Ziegler-Nichols recomendados para sintonia de controladores estão relacionados ao valor crítico da constante proporcional.

Modo de Controle	K_p	τ_i	τ_d
P	$0.5K_{pc}$	∞	0
PI	$0.45K_{pc}$	$\frac{1}{1.2}P_{cr}$	0
PID	$0.6K_{pc}$	$0.5P_{cr}$	$0.125P_{cr}$

Tabela 01: Sintonia segundo critério de Ziegler-Nichols

Ajustando-se $\tau_d = 0$ e $\tau_i = \infty$, procura-se agora obter o valor de K_p que torna o sistema marginalmente estável de modo a ocorrerem oscilações mantidas através do critério de estabilidade de Routh. Fazendo desta forma tem-se os resultados apresentados no item seguinte.

8.3. RESULTADOS FINAIS

O sistema será agora simulado com uma entrada do tipo impulso e será observado o comportamento do Semi Reboque ao longo do tempo. O esperado é que, dada a entrada que perturba o sistema, o sistema de controle entre em ação, acione a fonte de corrente de tensão e regule o funcionamento do sistema de estabilização do Semi Reboque de acordo com os resultados aferidos pelos sensores posicionados no Cavalo Mecânico e no Semi Reboque.

Esta simulação computacional é feita com uma entrada do tipo impulso pois ela representa um desvio repentino que o motorista deve fazer para evitar algum acidente, por exemplo. Tal situação é crítica durante uma manobra e o sucesso em uma simulação sujeita a este tipo de entrada mostra o bom funcionamento do sistema

Além da entrada do tipo impulso, outra variável muito importante será considerada durante esta simulação computacional: a velocidade de tráfego do veículo. O sistema será simulado trafegando em três velocidades diferentes para confirmar a proposta que este trabalho de aumentar a velocidade de tráfego de 80 km/h para 88 km/h, como dito no item 2.4.

- 1) a 70 km/h: valor abaixo da velocidade limite proposta
- 2) a 88 km/h: valor da velocidade limite proposta
- 3) a 106 km/h: valor acima da velocidade limite proposta

Deve-se notar que a velocidade de tráfego é constante durante o trajeto considerado para a simulação. Não há frenagem, a pista é plana e reta, sendo a entrada do tipo impulso (manobra de desvio) é a única variação imposta ao sistema. Para uma análise mais real do problema, muitos outros fatores poderiam ser levados em conta e tais considerações serão feitas de forma mais profunda ao final do trabalho, na conclusão.

Nas figuras 36, 37 e 38 são mostradas as respostas (aceleração lateral em função de g - aceleração gravitacional) do Semi Reboque quando sujeito a uma entrada do tipo impulso nas três situações de velocidade descritas.

1) Velocidade de 70 km/h

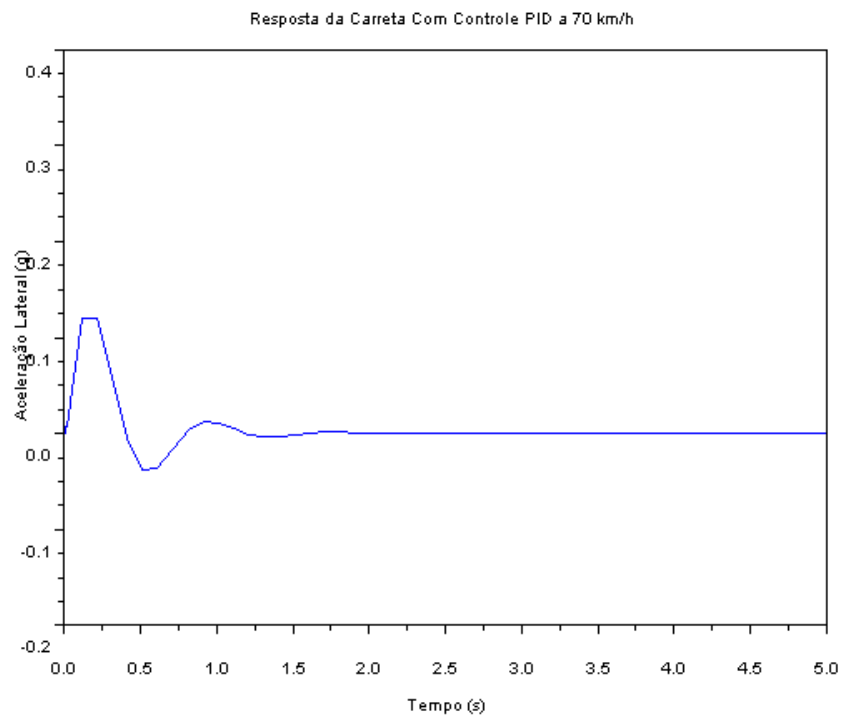


Figura 36: Resposta da carreta com Controle PID a 70 km/h

2) Velocidade de 88 km/h

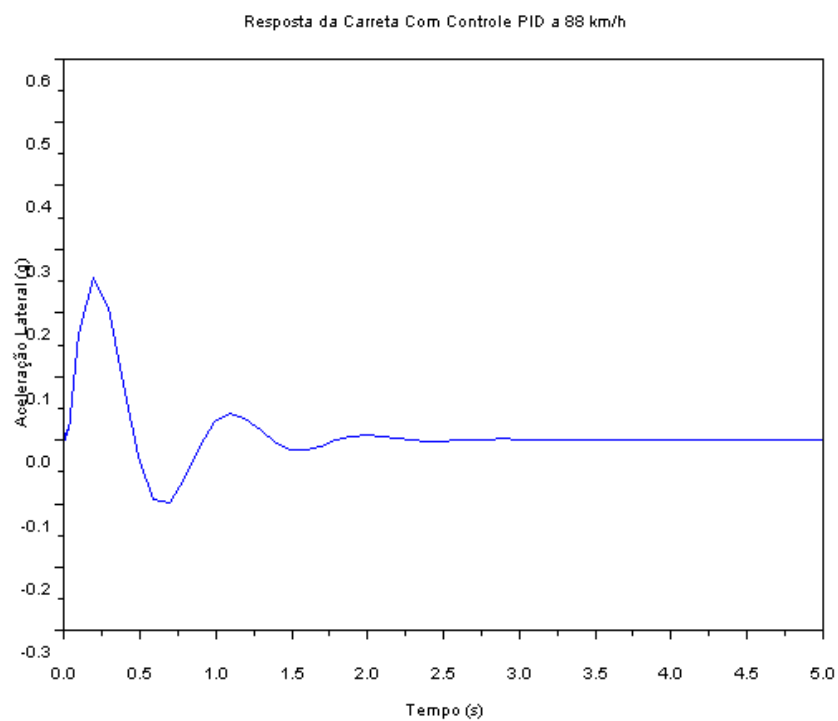


Figura 37: Resposta da carreta com Controle PID a 88 km/h

3) Velocidade de 96 km/h

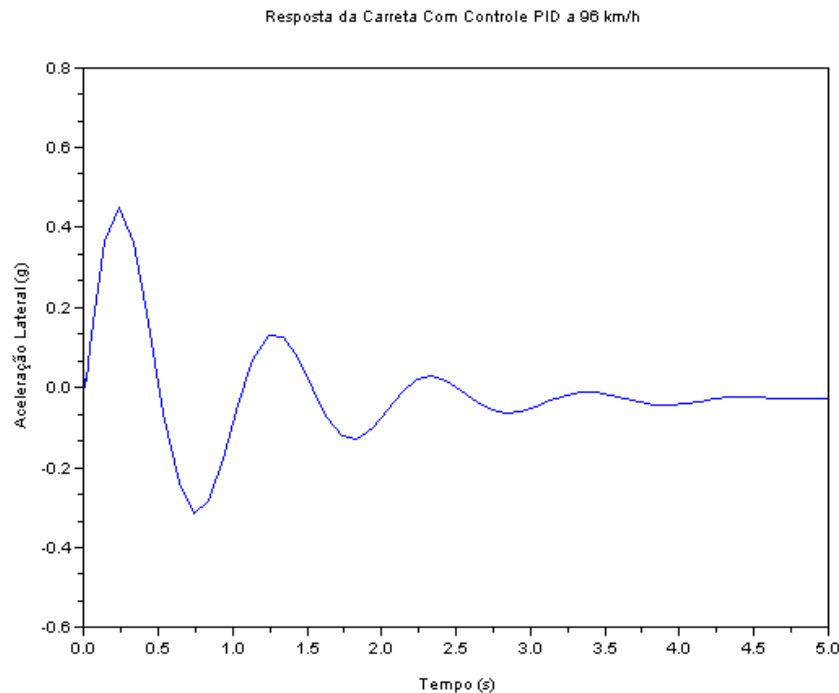


Figura 38: Resposta da carreta com Controle PID a 96 km/h

Nota-se que a 70 km/h o Semi Reboque se comporta de forma muito boa, se estabilizando rapidamente e com uma amplitude de aceleração baixa, como esperado, pois ele está trafegando a uma velocidade abaixo da velocidade máxima proposta.

A 88 km/h, o comportamento do Semi Reboque é semelhante ao comportamento verificado com o controle Linear Quadrático à mesma velocidade. De acordo com os resultados empíricos do ITT Reserach Institut (1972), tal comportamento ainda é satisfatório e pode ser aceito. Sendo assim, prova-se a eficácia do sistema de engate quando o Cavallo Mecânico trafega a 88 km/h, como proposto no item 2.4 deste trabalho.

Já com a resposta do sistema a 96 km/h pode-se comprovar que o seu comportamento já não é satisfatório, ainda de acordo com os parâmetros do ITT Reserach Institut (1972), embora ele seja ainda melhor do que quando comparado à situação sem controle algum.

9. VIABILIDADE ECONÔMICA E COMERCIAL

Para estudar a viabilidade econômica e comercial de um produto é necessário estimar basicamente as receitas e custos que incorrem durante a operação do negócio e ainda levar em conta os investimentos iniciais e de manutenção que devem ser realizados ao longo do tempo.

O método utilizado para determinar a viabilidade da fabricação deste sistema de estabilização para Semi-Roboques levará em conta a Taxa Interna de Retorno (TIR) do projeto. A TIR é a taxa aplicada ao fluxo de caixa para trazê-lo ao presente de forma que o Valor Presente Líquido (VPL) final seja zero. Feito isso, compara-se a TIR com a taxa de atratividade que o investidor do negócio pretende obter. O negócio passa a ser viável se a TIR for maior que a taxa de atratividade considerada pelo investidor.

A análise de viabilidade será feita estimando a receita mínima que o produto deve trazer ao acionista mantendo a TIR superior à taxa de atratividade mínima considerada pelo acionista. Dessa forma, será feita uma análise para saber se tal preço a ser cobrado é baixo o suficiente para ser aceito pelo mercado e assim todas as vendas planejadas serem concretizadas de fatos.

O cálculo da taxa de atratividade a ser considerada é complexo e pode envolver diversas variáveis. Myers et al. (2005) definem a taxa de atratividade como sendo a média ponderada do custo de capital do investidor – WACC (*weighted averaged cost of capital*, em inglês). Para o cálculo do WACC, Myers et al. (2005) consideram medidas de risco país e risco de mercado, taxa de impostos, custo médio da dívida no mercado (para estimar o valor do capital a ser investido) e, por fim, considera a estrutura do financiamento do negócio, balanceando entre o uso de capital próprio e endividamento.

No entanto, à margem de uma análise mais precisa e complexa, a prática mostra que, no Brasil, o WACC não difere muito da taxa SELIC. Sendo assim, neste trabalho, devido aos riscos inerentes à comercialização de um produto inovador, a taxa de atratividade considerada será 20% maior que a média da SELIC em 2007, que foi de 12% ao ano. Assim, será considerado que a taxa de atratividade é de 14,5% a.a.

9.1. VOLUME DE PRODUÇÃO

O volume de produção será estimado com base no número de vendas de Semi Reboques no Brasil. Para fins desta análise de viabilidade econômica, estabeleceu-se que se pretende conseguir que um em cada quatro Semi Reboques sejam vendidos com este sistema proposto.

Estima-se que o mercado de Semi Reboques no Brasil seja de aproximadamente 50 mil unidades por ano. Esse número foi obtido por meio de uma entrevista com Gerson Luis Coleti, profissional do setor há 10 anos e funcionário de uma das montadoras de Caminhões líder do mercado brasileiro. Segundo Gerson vende-se em aproximadamente 4 mil Cavalos Mecânicos por mês no Brasil (informação verbal). A ANFAVEA (Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores) publica um anuário contendo dados de produção de veículos comerciais desde 1957. No entanto, não consta o volume de produção de Cavalos Mecânicos de forma separada, sendo mostrado apenas o resultado para veículos comerciais leves ou caminhões de forma genérica. No entanto, o número obtido na entrevista realizada está dentro da ordem de grandeza dos valores divulgados pela ANFAVEA.

Considerando que todos precisam comprar um Semi Reboque para operar, estimou-se assim o tamanho do mercado de Semi Reboques em 50 mil unidades anuais.

Dessa forma, pretende-se produzir inicialmente 12 mil unidades anuais do sistema proposto, ou seja, mil unidades mensais.

9.2. FLUXO DE CAIXA

Para calcular a TIR a chegar a conclusões acerca da viabilidade econômica da fabricação deste sistema, deve-se montar o fluxo de caixa dos pagamentos envolvidos durante todo o projeto, desde a concepção, passando pela fase de investimentos até atingir a maturidade econômica, fase na qual o projeto já não é mais rentável. Caso a expectativa seja de que o projeto será rentável sempre, utiliza-se o conceito da perpetuidade, quando o fluxo de caixa até o infinito é trazido a valor presente.

Neste projeto iremos determinar que o fluxo de caixa será projetado para um horizonte de 15 anos, pois nesse prazo podem-se prever cenários macroeconômicos de forma razoável, assim como podem ser feita previsões do cenário tecnológico, com uma possível entrada de novas tecnologias que tornem este projeto obsoleto.

Dessa forma, vamos montar a estrutura de investimentos, receitas e custos do projeto em um horizonte de 15 anos para obter o fluxo de caixa completo do projeto

Investimentos

Como já dito anteriormente, o sistema de amortecimento proposto é composto basicamente de espiras acondicionadas em sulcos do Pino Rei trabalhando em conjunto com uma bobina posicionada solidária ao chassi do Cavalo Mecânico, ambos alimentados por uma fonte de corrente e controlados por um controlador Linear-Quadrático.

Tanto a fonte de corrente como o controlador Linear-Quadrático, bem como seus projetos e concepções seriam terceirizados por serem elementos que envolvem tecnologias distintas do escopo deste projeto. Dessa forma, os custos envolvidos com aquisições destes dois elementos entrarão no fluxo de caixa como custos variáveis dentro do custo de operação.

Como investimentos serão considerados os gastos com aquisição de ativos que serão utilizados no processo de fresa do Pino Rei, construção das espiras e bobinas e montagem final do sistema.

Como em toda nova instalação, muitos gastos são necessários e todos devem ser considerados na montagem do fluxo de caixa. No entanto, para uma análise de viabilidade econômica inicial, vamos nos concentrar nos gastos mais substanciais, ou seja, na fresadoras. Os outros processos também podem vir a necessitar de um maquinário específico, mas são essencialmente trabalhos manuais. Deve se lembrar que foi definida uma produção de mil unidades mensais, o que representa 50 unidades diárias. Com tal volume de produção é razoável afirmar que a maioria dos processos será manual.

Ferramentas, fresas, brocas e outros utensílios serão considerados gastos operacionais variáveis, assim como as matérias-primas.

Assim, baseado na capacidade e no preço das fresadoras disponíveis no mercado, estima-se um investimento inicial de 100 mil reais

Custos de operação

Os custos de operação são todos aqueles que incorrem durante a produção. Eles podem ser fixos ou variáveis. Os custos fixos são os referentes ao pagamento de salários, custos com energia elétrica, limpeza, etc. Eles são ditos fixos pois não dependem do volume de peças

produzido. Já os custos variáveis são aqueles referentes à compra de matéria-prima, ferramental e todos outros custos que dependam do volume de peças produzido.

Para simplificar a análise iremos assumir que os custos fixos se resumem apenas ao gasto com salários e com energia elétrica. E os custos variáveis se resumirão aos gastos com compra de matéria prima, assim como com a compra da fonte de corrente.

Os custos de operação serão considerados constantes ao longo dos 15 anos da análise.

A tabela 02 mostra a composição dos custos de operação simplificados.

Composição dos Custos de Operação

Custos Fixos	Unidade	2008
Salários	R\$	12.000
<i>salário individual</i>	R\$	1.200
<i>quantidade de funcionários</i>	Unidade	10
Energia Elétrica	R\$	1.419
<i>gasto mensal</i>	kWh	3.000
<i>custo por MWh</i>	R\$/kWh	0,473
Sub-Total	R\$	13.419
Custos Variáveis	Unidade	2008
Matéria Prima	R\$	104,50
Pino Rei	R\$/unidade	4,50
<i>custo por m</i>	R\$/metro	30,00
<i>quantidade utilizada</i>	Metro	0,15
Fio de Cobre	R\$/unidade	100,00
<i>custo por m</i>	R\$/metro	1,00
<i>quantidade utilizada</i>	Metro	100
Fonte de Corrente	R\$/unidade	90,00
Sub-Total	R\$	194,50

Tabela 02: Composição dos custos de operação

Receitas

As receitas serão calculadas trazendo o fluxo de caixa a valor presente utilizando a taxa de atratividade do acionista como TIR e impondo que o VPL resultante seja maior que zero.

Dessa forma obtem-se o valor de receita mínima aceitável.

A tabela 03 mostra o fluxo de caixa em função da receita.

Fluxo de Caixa

	Unidade	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
Investimentos	R\$	(100.000)	0	0	0	0	0	0
Receitas	R\$	2.852.565	3.140.674	3.310.271	3.459.233	3.614.898	3.777.569	3.928.672
preço de venda unitário	R\$/unidade	237,71	261,72	275,86	288,27	301,24	314,80	327,39
reajuste de preço (IGMP-M)	%	10,10%	5,40%	4,50%	4,50%	4,50%	4,00%	4,00%
volume de produção	unidades	12.000	12.000	12.000	12.000	12.000	12.000	12.000
Custos Variáveis Totais	R\$	(2.934.000)	(3.092.436)	(3.231.596)	(3.377.017)	(3.528.983)	(3.670.143)	(3.816.948)
volume de produção	unidades	12.000	12.000	12.000	12.000	12.000	12.000	12.000
reajuste de custo (IGMP-M)	%	10,10%	5,40%	4,50%	4,50%	4,50%	4,00%	4,00%
custo unitário	R\$/unidade	(244,50)	(257,70)	(269,30)	(281,42)	(294,08)	(305,85)	(318,08)
Custos Fixos	R\$	(22.838)	(25.145)	(26.502)	(27.695)	(28.941)	(30.244)	(31.453)
reajuste de custo (IGMP-M)	%	10,10%	5,40%	4,50%	4,50%	4,50%	4,00%	4,00%
Saldo Final	R\$	(204.273)	23.094	52.173	54.520	56.974	77.183	80.270

	Unidade	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021	2022
Investimentos	R\$	0	0	0	0	0	0	0	0
Receitas	R\$	4.085.818	4.249.251	4.419.221	4.595.990	4.779.830	4.971.023	5.169.864	5.376.658
preço de venda unitário	R\$/unidade	340,48	354,10	368,27	383,00	398,32	414,25	430,82	448,05
reajuste de preço (IGMP-M)	%	4,00%	4,00%	4,00%	4,00%	4,00%	4,00%	4,00%	4,00%
volume de produção	unidades	12.000	12.000	12.000	12.000	12.000	12.000	12.000	12.000
Custos Variáveis Totais	R\$	(3.969.626)	(4.128.411)	(4.293.548)	(4.465.290)	(4.643.901)	(4.829.657)	(5.022.843)	(5.223.757)
volume de produção	unidades	12.000	12.000	12.000	12.000	12.000	12.000	12.000	12.000
reajuste de custo (IGMP-M)	%	4,00%	4,00%	4,00%	4,00%	4,00%	4,00%	4,00%	4,00%
custo unitário	R\$/unidade	(330,80)	(344,03)	(357,80)	(372,11)	(386,99)	(402,47)	(418,57)	(435,31)
Custos Fixos	R\$	(32.712)	(34.020)	(35.381)	(36.796)	(38.268)	(39.799)	(41.391)	(43.046)
reajuste de custo (IGMP-M)	%	4,00%	4,00%	4,00%	4,00%	4,00%	4,00%	4,00%	4,00%
Saldo Final	R\$	83.481	86.820	90.293	93.904	97.661	101.567	105.630	109.855
TIR	%	14,5%							
VPL	R\$	(0)							

Tabela 03: Fluxo de Caixa

9.3. CONCLUSÃO DA ANÁLISE DE VIABILIDADE

Com a composição dos custos e da receita, pode-se calcular o preço mínimo que deverá ser cobrado por cada unidade do sistema.

Dado que estima-se uma produção de mil unidades mensais e que toda a produção seja vendida, tem-se, em 2008, um preço unitário de R\$ 238. Dado que o sistema atual de Quinta Roda - Pino Rei custa, no mercado de reposição brasileiro, em média, R\$ 2.000, este sistema de segurança proposto iria acrescentar 17% no custo total ao consumidor. Este valor pode ser considerado satisfatório dado os benefícios entregues pelo sistema.

Portanto, o negócio é, a princípio, viável economicamente.

Não se pode, no entanto, afirmar categoricamente acerca da viabilidade econômica do projeto pois a análise feita foi simplificada apenas para indicar que tal estudo pode ser levado adiante para uma análise posterior mais completa.

10. CONCLUSÃO E PRÓXIMOS PASSOS

Esse capítulo traz o fechamento do trabalho. Para isso, retoma-se o conteúdo desenvolvido nos capítulos anteriores, seguido de uma análise crítica e por fim são mostrados os possíveis desdobramentos desse projeto.

10.1. SÍNTESE

Este trabalho teve como motivação o desenvolvimento de algum dispositivo que visasse reduzir o número de acidentes envolvendo caminhões nas estradas brasileiras. Como a frota de veículo comerciais no Brasil é composta em sua maioria por veículos velhos, o sistema proposto deveria poder ser adaptável a veículos já existentes para conseguir uma maior abrangência no mercado.

Decidiu-se então por estudar o engate do Cavalo Mecânico no Semi Reboque e propor um sistema de amortecimento controlado no engate para estabilizar o movimento da carreta após manobras bruscas realizadas pelo motorista.

Foi feito um estudo do contexto atual do uso de caminhões no Brasil, abrangendo legislação, dados de acidentes, etc. Assim, chegou-se a alguns objetivos a serem perseguidos pelo projeto e foi dado início ao estudo teórico do problema.

O Cavalo Mecânico e a Carreta foram modelados matematicamente, de forma simplificada, e foi feita uma análise preliminar da viabilidade técnica de se impor um torque resistivo no engate de forma a estabilizar a carreta. Para isso foram utilizadas técnicas de Controle por Alocação de Pólos e Controle Linear Quadrático. Em seguida, foram propostas três alternativas de solução para o problema e uma delas foi escolhida como sendo a mais viável. Tal solução foi descrita detalhadamente até o seu leiaute final.

Uma vez tendo bem definida a solução que será implementada, foi realizado o estudo final de viabilidade técnica, onde foi apresentado o controle proporcional, integrativo e derivativo (PID) e simulações foram feitas para comprovar a eficiência do sistema.

Em tais simulações, o projeto se mostrou eficaz, cumprindo os objetivos propostos no início do trabalho.

Por fim, foi realizado um estudo de viabilidade econômica da solução, abrangendo possíveis volumes de produção, custos e lucratividade esperada. Nestas análises, o projeto também se mostrou viável, completando assim, de forma satisfatória, os estudos propostos por este trabalho.

10.2. ANÁLISE CRÍTICA

Embora o sistema proposto, da forma que foi desenvolvido, tenha se mostrado eficiente dentro do escopo proposto, foram feitas uma série de simplificações que devem ser atentadas.

Os modelos matemáticos do Cavalo Mecânico e da Carreta foram propostos de forma simplificada, onde foram considerados apenas os itens essenciais para o estudo da dinâmica do sistema no nível que foi proposto no escopo deste trabalho. Não foram considerados os efeitos da suspensão e da altura do centro de gravidade do sistema. Ou seja, as análises foram feitas no plano, considerando apenas o deslocamento relativo entre os dois corpos no plano. Efeitos de tombamento e outros efeitos que ocorrem na vertical não foram analisados.

Outra análise crítica que se pode fazer é com relação às manobras realizadas pelo motorista do Cavalo Mecânico. Foi considerado que o caminhão trafega a velocidade constante, em uma pista perfeitamente plana e retilínea. Manobras de frenagem em descida, por exemplo, representam um risco muito grande para composições articuladas como o Cavalo Mecânico – Semi Reboque, e tais manobras não foram consideradas.

Por fim, durante a análise de viabilidade econômica, uma série de premissas foram adotadas que não necessariamente refletem a realidade do cenário econômico atual, em constante mudança. Sendo assim, o resultado da análise econômica é apenas indicativo, sendo que um estudo mais profundo se faz necessário caso se deseje implementar o sistema.

10.3. DESDOBRAMENTOS

Dadas as simplificações explicitadas no item 10.2, este trabalho pode servir como base para a continuação do estudo em trabalhos de mestrado na área de engenharia mecânica. O desenvolvimento de um modelo matemático mais real, considerando mais parâmetros da dinâmica veicular (parâmetros da suspensão dos veículos, rigidez estrutural, sistema de direção, etc.) e levando em conta a geometria espacial do sistema seria um dos temas de grande relevância para trabalhos futuros. A análise da resposta do sistema quando sujeito a outras manobras (em descida, durante frenagem e aceleração, com a carreta trafegando vazia e com carga máxima, etc.), assim como variações na condição da pista (pista molhada, sinuosa, esburacada, etc.) também abre a possibilidade para mais desenvolvimentos futuros.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- COWBOYS DO ASFALTO Informações e fotos sobre o sistema de engate Quinta Roda – Pinhão Rei, acessado em <http://www.cowboysdoasfalto.com.br>, mar/2008
- ESCOLA POLITÉCNICA – USP **Apostila virtual PME 2371- Aulas práticas de Scilab**, 2005
- ESCOLA POLITÉCNICA – USP **Apostila “Introdução à Mecânica Analítica” de Mecânica Geral B, PME2200**, 2006
- GONÇALVES C.W, “**Simulação e Controle de Pêndulo Duplo Invertido**”, **Trabalho de Graduação**, UnB, 2006
- HEIßING, B. **Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens** 1a. Edição Vogel, 2002
- ITT RESEARCH INSTITUT **Articulated Vehicle Handling**, Chicago, 1972
- JOST Informações sobre a Quinta Roda, acessado em <http://www.jost.co.uk> acessado, mar/2008
- MEIROVITCH, L. **Elements of Vibration Analysis**, McGraw-Hill Education, 1975
- OGATA, K **Engenharia de Controle Moderno**, 3ªed., Prentice- Hall, 1997
- RUBEM, P.M. “**Avaliação da Estabilidade Lateral em Conjuntos de Veículos de Carga**” PUC/PR, 2004
- TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN – TUM, **Notas de aula do curso de Dinâmica de Carros de Passeio**, 2007
- TOGNON, C.H., DANTAS, M.J “**Análise da Estabilidade do Sistema Mecânico Pêndulo Duplo Planar**”, UFU-MG, 2006
- VIAS SEGURAS Informações sobre a Associação Brasileira de Prevenção aos Acidentes de Transito no Brasil, acessado em <http://www.vias-seguras.com/index.php> acessado, mar/2008
- Imagem de um freio magnético, acessado em <http://www.fis.unb.br/gefis/exper/prolego/eletro/freiomag.htm>, setembro/2008
- Imagem de um freio magnético, acessado em http://www.dynojet.com/automotive_dyno/images/products/upgrade_accessories/dddy_current_system_lrg.jpg, setembro/2008
- MYERS, S. C.; BREALEY, R. A.; MARCUS, A. J. **Fundamentals of Corporate Finance**. 5a. ed. McGraw Hill Professional, 2005