



INSTITUTO SUPERIOR DE TRANSPORTES E COMUNICAÇÕES

**ANÁLISE DA DINÂMICA LONGITUDINAL DO COMBOIO BASEADA
NO PROCESSO DE INTEGRAÇÃO NUMÉRICA COM ELEMENTOS NÃO
LINEARES**

Júlio Alexandre Muianga

Projecto Final do Curso

Licenciatura em Engenharia Mecânica e de Transportes

Supervisor:

Prof. Dr. Alexandre Kalashnikov

Departamento de Tecnologias Mecânicas

Novembro de 2014



INSTITUTO SUPERIOR DE TRANSPORTES E COMUNICAÇÕES

**ANÁLISE DA DINÂMICA LONGITUDINAL DO COMBOIO BASEADA
NO PROCESSO DE INTEGRAÇÃO NUMÉRICA COM ELEMENTOS
NÃO LINEARES**

Júlio Alexandre Muianga

Projecto Final do Curso

Licenciatura em Engenharia Mecânica e de Transportes

Supervisor:

Prof. Dr. Alexandre Kalashnikov

Departamento de Tecnologias Mecânicas

Novembro de 2014



ANÁLISE DA DINÂMICA LONGITUDINAL DO COMBOIO
BASEADA NO PROCESSO DE INTEGRAÇÃO NUMÉRICA COM
ELEMENTOS NÃO LINEARES

Júlio Alexandre Muíanga

ÍNDICE

AGRADECIMENTOS	IV
DEDICATÓRIA	V
DECLARAÇÃO DE HONRA	VI
ÍNDICE DE TABELAS	VII
ÍNDICE DE FIGURAS	VIII
ÍNDICE DE SÍMBOLOS	IX
ÍNDICE DE GRÁFICOS	XI
LISTA DAS ABREVIATURAS UTILIZADAS	XII
RESUMO	XIII
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Justificação do Tema	1
1.2 Desenho Teórico.....	2
1.2.1 Problemática	2
1.2.2 Problema de Investigação.....	2
1.2.3 Objecto de investigação.....	3
1.2.4 Objectivo Geral de Investigação.....	3
1.2.4.1 Objectivos Específicos de Investigação	3
1.2.5 Perguntas de Investigação	4
1.3 Metodologia.....	4
1.3.1 Abordagem da Investigação	4
1.3.2 Desenho da Investigação	5
1.3.3 Hipótese	5
1.3.4 Métodos de Investigação	6
1.3.5 Resultados Esperados de Investigação	6
1.3.6 Limitações do Trabalho	6
CAPÍTULO 2 - MARCO TEÓRICO-CONCEITUAL DA INVESTIGAÇÃO.....	7
2.1 Estado Actual da Teoria	7
2.2 Análise de Custos do Estudo do Comportamento do Comboio	10
2.3 Análise de Custos Por Meio Transporte	11
2.4 Problemas de Descarilamento	13
2.5 Composição de Veículos	15

2.5.1 Sistema de Tracção	16
2.5.2 Freio Pneumático	17
2.5.3 Acoplamento.....	17
2.5.4 Via Férrea	19
2.5.5 Operação do Comboio	22
CAPÍTULO 3 - MARCO CONTEXTUAL DA INVESTIGAÇÃO	24
3.1 Modelo do Comboio	24
3.2 Modelo do Aparelho de Choque e Tracção (ACT)	25
3.2.1 Equacionamento das Forças no ACT	30
3.3 Modelo do Sistema de Freio.....	34
3.3.1 Cálculo das Forças de Retardamento.....	37
3.4 Resistência ao Movimento	38
3.4.1 Resistência ao Rolamento.....	39
3.4.2 Resistência Devido à Via.....	39
3.4.3 Resistência de Curvas.....	40
3.4.4 Resistência à Partida.....	40
3.5 Modelo baseado no processo de integração numérica.....	41
3.5.1 Equações de Movimento	42
3.6 Processo de Integração Numérica.....	46
3.7 Condições Iniciais	48
3.7.1 Determinação das Condições de Estado.....	48
CAPÍTULO 4 - METODOLOGIA DE RESOLUÇÃO DO PROBLEMA E APRESENTAÇÃO DE RESULTADOS	51
4.1. Caso de Estudo	51
4.1.1 Caracterização do Veículo.....	52
4.1.2 Caracterização da Via.....	53
4.1.3 Condições de Simulação.....	53
4.1.4 Simulação por Integração Numérica	54
4.1.5 Apresentação e Discussão dos Resultados da simulação.....	60
4.2. Análise das oscilações das molas lineares pela experiência laboratorial	64
4.2.1 Material utilizado.....	64
4.2.2 Descrição da execução do experimento.....	64
4.2.3 Apresentação e discussão de resultados da experiência laboratorial	64
CAPÍTULO 5 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	67

5.1 Conclusões.....	67
5.2 Recomendações para estudos futuros	68
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	69
BIBLIOGRAFIA	71
ANEXO A	72
A. Características do Aparelho de Choque e Tracção	72
A.1 Característica do ACT	72
A.2 Ajuste de Polinômio	74
A.3 Dedução da Equação Cinemática	76
ANEXO B	78
B. Sistema de Freio.....	78
ANEXO C	82
C. Determinação das Características Equivalentes do ACT.....	82
C.1. Determinação das Características do ACT	82
ANEXO D	89
D. Métodos de Integração Numérica.....	89
D.1. Método de Euler	89
D.2. Método Runge-Kutta	90
D.3. Método Adams-Bashforth	91

AGRADECIMENTOS

Apesar do grande esforço que realizei para que esse sonho pudesse ser concretizado, não posso nem devo suprimir a imprescindível colaboração que outras pessoas tiveram no meu trabalho. Por isso, agradeço a todos que colaboraram de alguma forma para tornar isso possível.

Ào ISUTC, pela oportunidade de bolsa de estudos concedida, instituição com a qual tenho dívida de gratidão.

À Hidroelétrica de Cahora Bassa, pela bolsa de estudos concedida.

À SOS-Kinderdorf International, pela educação e todas as coisas que fez por mim.

Ao Professor Doutor Alexandre Kalashnikov, por sua orientação e pela liberdade dada ao longo da elaboração desta monografia.

Ao Prof. Doutor Eng. Roberto Spinola Barbosa, pesquisador do Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo - IPT, e docente da Universidade de São Paulo – USP, pelo apoio técnico e bibliográfico concedido incondicionalmente, e pelos conselhos dados.

Ao Eng. Mário Jonas, pela orientação dada no início desta monografia.

Aos colegas do curso de Licenciatura do ISUTC deste período de estudos (2009 à 2014).

Aos colegas do Departamento de Sistemas Educacionais - DSE (antigo Laboratório de Métodos de Ensino e Auto-Avaliação - LIMEAA) do ISUTC pelo apoio prestado durante a realização do trabalho.

À Deus pela saúde e disposição para elaborar esta monografia e por colocar pessoas maravilhosas em meu caminho.

DEDICATÓRIA

À minha mãe, Georgina Muianga, que me mostrou a direcção a seguir para ser uma pessoa melhor e que sempre esteve ao meu lado.

Aos meus irmãos, pelo amor, carinho e por me incentivarem.

DECLARAÇÃO DE HONRA

Eu, Júlio Alexandre Muianga declaro por minha honra que o presente Projecto Final do Curso é exclusivamente de minha autoria, não constituindo cópia de nenhum trabalho realizado anteriormente e as fontes usadas para a realização do trabalho encontram-se referidas na bibliografia.

Assinatura: _____

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 – Parâmetros chave em análise de custos	11
Tabela 2 – COV por tkm por conceito de veículo usando as condições operacionais observadas (US cêntimos)	12
Tabela 3 – Custo por tkm por linha férrea 2010, (US cêntimos).....	13
Tabela 4 – Custos por tonelada.....	13
Tabela 5 – Condições Iniciais do Problema	49
Tabela 6 – Características técnicas da locomotiva	52
Tabela 7 – Características técnicas do vagão	52
Tabela 8 – Características das linhas ferroviárias do país (2003)	53
Tabela 9 – Resumo de deslocamentos do sistema massa-mola.....	65
Tabela 10 – Resumo de deslocamentos do sistema massa-mola simulado	66

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 – Modelo de dinâmica longitudinal (Fonte: Viganico, 2010 pp. 8).....	9
Figura 2 – Descarrilamento de um comboio (Fonte: Viganico, 2010).....	14
Figura 3 – Esquema do Sistema de Freio (Fonte: Barbosa, 1993)	17
Figura 4 – Vista Explodida do Engate e ACT (Fonte: Barbosa, 1993).....	18
Figura 5 – Aparelho de choque e tracção (Fonte: Barbosa, 1993)	19
Figura 6 – Perfil Topográfico da Via Férrea (Fonte: Barbosa, 1993)	21
Figura 7 – Forças de Compressão (Sup.) e Tracção (Inf.) (Fonte: Barbosa, 1993).....	26
Figura 8 – Esquema das Cunhas do ACT (Fonte: Barbosa, 1993).....	28
Figura 9 – Curva do ACT Modificada (Fonte: Barbosa, 1993).....	28
Figura 10 – Ciclo de Histerese do ACT (Fonte: Barbosa, 1993)	31
Figura 11 – Localização dentro do Ciclo de Histerese (Fonte: Barbosa, 1993).....	33
Figura 12 – Curva de Pressão no Cilindro de Freio (Fonte: Barbosa, 1993)	36
Figura 13 – Representação dos Trechos (Fonte: Barbosa, 1993).....	37
Figura 14 – Detalhe da Força nos Engates (Fonte: Barbosa, 1993)	42
Figura 15 – Forças Agrupadas dos Engates (Fonte: Barbosa, 1993).....	42
Figura 16 – Modelo do Conjunto de Veículos (Adaptado de Barbosa, 1993)	45
Figura 17. Diagrama de Blocos do Programa	55
Figura 18. Diagrama de Blocos para Cálculo das Resistências Totais dos Veículos.....	57
Figura 19. Blocos para Cálculo das Resistências dos Veículos	57
Figura 20. Cálculo da Força Tractora da Locomotiva.....	58
Figura 21. Blocos para o Cálculo das Forças nos Engates	59
Figura 22. Blocos Geradores de Gráficos.....	59

ÍNDICE DE SÍMBOLOS

$\alpha(t)$	- representação de variável dependente do tempo (onde α é a variável, t e tempo).
i	- índice de variável (veículo).
j	- índice de variável (acoplamento).
f	- força.
g	- aceleração da gravidade.
n	- número de graus de liberdade do sistema.
nl	- número de locomotivas da composição.
p	- pressão do sistema de freio.
t	- tempo.
$u_i(t)$	- deslocamento associado ao i -ésimo grau de liberdade.
$\dot{u}_i(t)$	- velocidade associada ao i -ésimo grau de liberdade.
$\ddot{u}_i(t)$	- aceleração associada ao i -ésimo grau de liberdade.
m_i	- massa associada ao i -ésimo grau de liberdade.
m_{r_i}	- massa rotacional associada ao i -ésimo grau de liberdade.
s_i	- rigidez associada ao i -ésimo grau de liberdade.
d_i	- amortecimento associado ao i -ésimo grau de liberdade.
$f_i(t)$	- força aplicada entre o i e $(i-1)$ -ésimo grau de liberdade.
f_{e_i}	- força externa aplicada ao i -ésimo grau de liberdade.
u_{ACT}	- deslocamento do Aparelho de Choque e Tracção.
k_{ACT}	- rigidez do ACT.
k_{mr}	- rigidez da mola principal (ou de retorno) do ACT.
f_{r_m}	- força de resistência ao movimento.
f_{r_r}	- força de resistência ao rolamento.
f_{r_g}	- força de resistência devido a inclinação da via.
f_{r_c}	- força de resistência devido a curvatura da via.
f_{r_p}	- força de resistência de partida.
f_{f_i}	- força de retardamento do i -ésimo veículo.
f_L	- força de tracção da locomotiva.
$\{ \}$	- representação de vector (entre chaves).
$[]$	- representação de matriz (entre colchetes).

- $\{u(t)\}$ - vector de deslocamentos do sistema.
- $\{\dot{u}(t)\}$ - vector de velocidades do sistema.
- $\{\ddot{u}(t)\}$ - vector de acelerações do sistema.
- Det. - determinante.
- $[M]$ - matriz de massa do sistema.
- dt - diferencial do t , seja $du = \dot{u} dt$, onde t é tempo

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Curva característica do ACT (Fonte: Barbosa, 1993).....	27
Gráfico 2 – Força x Tempo.....	60
Gráfico 3 – Velocidade x Tempo	61
Gráfico 4. Detalhes do não visíveis no gráfico 3.....	61
Gráfico 5 – Aceleração x Tempo.....	62
Gráfico 6 – Deslocamento do veículo x Tempo	63
Gráfico 7. Deslocamento x Tempo.....	65

LISTA DAS ABREVIATURAS UTILIZADAS

AAR	- Association of American Railroads.
ACT	- Aparelho de Choque e Tração.
AMDCM	- Associação Moçambicana para o Desenvolvimento do Carvão Mineral.
CFM	- Portos e Caminhos de Ferro de Moçambique, E.P.
INRIA	- Institut National de la Recherche Informatique et Automatic (França)
IPT	- Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo (Brasil).
ISUTC	- Instituto Superior de Transportes e Comunicações (Moçambique).
ORE	- Office for Research and Experiments.
TEM	- Train Energy Model.
TOS	- Train Operation Simulator.
TPC	- Train Performace Calculator.
UNICAMP	- Universidade Estadual de Campinas (Brasil).
COV	- Custo Operacional de Veículo.

RESUMO

Para analisar a dinâmica longitudinal do comboio, foi desenvolvido um programa computacional para representar matematicamente um típico veículo ferroviário com seus principais graus de liberdade. As equações de movimento foram desenvolvidas a partir do modelo físico do veículo. Para tal o veículo foi considerado como um sistema massa-mola-amortecedor e as equações de movimento foram desenvolvidas tendo como base a 2ª lei de Newton, sendo resolvidas na forma de equações diferenciais ordinárias de segunda ordem. O programa computacional utiliza o método de integração numérica de Runge Kutta de 4ª ordem para a resolução das equações de movimento, no trecho de via simulado.

As equações acopladas e desacopladas são programadas e resolvidas para acelerações, estas são integradas duas vezes, obtendo-se as velocidades e deslocamentos. A partir das repostas do sistema o comportamento do veículo pode ser avaliado em várias condições de operação.

A avaliação dinâmica de veículos ferroviários através de um programa computacional é importante, pois considera as principais características dos veículos e via permanente. A possibilidade de representar o veículo com uma configuração simples em relação a programas comerciais permite uma simulação rápida e confiável para determinar respostas em variados regimes de funcionamento.

PALAVRAS CHAVE:

Dinâmica, Transporte, Simulação.

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

1.1 Justificação do Tema

Com o crescimento dos vários sectores da economia moçambicana, em particular do sector mineiro, lança-se um desafio logístico ao modal ferroviário no país, como consequência do crescimento do volume de carga à transportar.

Segundo Casimiro Francisco, Presidente da Associação Moçambicana para o Desenvolvimento do Carvão Mineral (AMDCM), só com recursos de carvão mineral conhecidos na Bacia de Moatize/Minjova, Moçambique poderá exportar nos próximos 15 a 20 anos acima de 100 milhões de toneladas por ano (100 Mtpa) de carvão mineral, principalmente carvão de coque, sendo que o principal meio de transporte dessa carga será o ferroviário, através de comboios unitários.

Dessa forma, o comprimento do comboio é um limitante devido ao comprimento de troços de passagem (cruzamentos) de comboio, o que será ultrapassado a médio e longo prazo, com a construção de novas vias e melhoramento das vias de baixa capacidade. Actualmente as ferrovias do país permitem composições com 50 vagões de 4-eixos, mas na prática um limite absoluto de 40 vagões é aplicado para permitir um comprimento extra para travagem. A carga máxima do eixo é de 20 toneladas para a maioria das linhas, Jacobs Consultancy (2005 pag. 101).

O aumento do número de veículos nos comboios unitários representa um aumento considerável de esforços nas ligações entre veículos. Neste caso os efeitos de ordem dinâmica interna tornam-se mais pronunciados, e menos previsíveis aos comandos do maquinista.

Estas mudanças podem dificultar a condução segura de comboios, por ser mais difícil de se controlar os efeitos dinâmicos e contra-golpes produzidos pela condução em perfil de via acidentado, típico nas ferrovias moçambicanas. Isto pode acarretar problemas operacionais, como por exemplo, alteração na distância de parada e também nos equipamentos, tais como quebra de engates e rodas. Desta maneira, há necessidade de se estudar as razões destes problemas de modo a solucionar de forma a minimizar ou eliminá-los se for possível.

1.2 Desenho Teórico

1.2.1 Problemática

Na actualidade o comprimento do comboio é limitado pelo comprimento de troços de passagem de comboio, o que será ultrapassado com certa rapidez devido ao acelerado crescimento do sector ferroviário, impulsionado pela descoberta de importantes reservas de recursos minerais, com especial atenção ao carvão mineral.

A necessidade de exportar estes recursos, impõe desafios logísticos muito grandes devido ao actual cenário das vias ferroviárias no país, que não são boas, (Jacobs Consultancy, 2005). Contudo as reformas que estão a ser implementadas no sector ferroviário, têm em vista aumentar a capacidade (numero de comboios que podem circular num segmento de via num intervalo de tempo) das vias férreas, de modo que os operadores dos transportes ferroviários, assim como das vias possam otimizar o transporte, de forma a se tornar mais competitivo (Corporate Profile, 2010).

A utilização de comboios unitários longos é uma necessidade do sector mineiro para que possam baixar os custos de transporte e aumentar a sua competitividade. Mas o aumento do número de veículos nos comboios deve ser efectuada de forma segura de modo a evitar acidentes devido as dificuldades na condução segura de comboios, por ser mais difícil de se controlar os efeitos dinâmicos e contra-golpes produzidos pela condução em perfil de via acidentado.

1.2.2 Problema de Investigação

Os efeitos dinâmicos no comboio podem ser de ordem longitudinal, transversal e vertical, estes efeitos necessitam de controlo durante o movimento do comboio, pelo maquinista. Neste trabalho serão abordados os efeitos de direcção longitudinal, no processo de movimentação do comboio.

1.2.3 Objecto de investigação

Como objecto da investigação, temos os efeitos de ordem dinâmica interna em comboios unitários longos de carga. A escolha deste tipo de comboio é a primeira fase do estudo, devido ao facto de continuar a analisar uma composição feita com veículos diferentes e cargas diferentes, quando cada veículo teria um comportamento diferente do outro, que leva à análise multiparamétrica, incluindo por exemplo, variação de pesos brutos de veículos, flutuação de centros de gravidade dos veículos, diferenças na geometria dos veículos, etc.

1.2.4 Objectivo Geral de Investigação

Analisar a dinâmica longitudinal do comboio, através de um modelo completo do veículo. Onde os esforços produzidos nos acoplamentos pela dinâmica longitudinal do comboio são combinados com os resultados obtidos a partir do estudo da dinâmica completa do veículo. De modo a compreender os esforços de ordem dinâmica interna. Como forma de forecer ao maquinista dados fiáveis por forma a garantir a segurança na movimentação de um comboio entre a origem e o destino. Uma vez que requer várias operações que incluem acelerações, frenagens e paradas, praticadas sobre diferentes tipos de topografia e sobre diversas condições climáticas.

1.2.4.1 Objectivos Específicos de Investigação

Com a finalidade de se atingir o objectivo geral, os seguintes objectivos específicos serão alvos da pesquisa:

- Descrever e modelar os elementos mecânicos relevantes para a representação do veículo como um sistema dinâmico;
- Adaptar os pacotes matemáticos de resolução de problemas, que descrevem o processo de aceleração e frenagem de comboio;
- Ensaaios laboratoriais do comportamento de molas e apresentação de resultados;
- Apresentar e analisar os resultados encontrados.

1.2.5 Perguntas de Investigação

1. Quais são os elementos mecânicos relevantes para a representação do veículo como um sistema dinâmico?
2. Quais as hipóteses a serem definidas na modelagem do sistema dinâmico de veículos?
3. Quais são as características do ACT necessárias para o modelo dinâmico de interligação de componentes do comboio?
4. Quais as equações de movimento a serem utilizados no modelo?
5. Quais são os métodos e modelos matemáticos a serem utilizados?

1.3 Metodologia

1.3.1 Abordagem da Investigação

Segundo Cerda (2002), Pacheco Júnior e Valle Pereira (2003), a investigação realiza-se tendo como base o paradigma analítico-explicativo, e apresenta-se por seguinte:

- Base tecnológica: estruturalismo, busca estudar o processo em que as variáveis estão envolvidas, modelar os parâmetros mecânicos principais do problema.
- Caracterização: natureza qualitativa, tipo conclusiva causal e com grande amplitude de abrangência do estudo.
- Técnica: levantamento bibliográfico e documental.
- Método: hipotético-dedutivo.

O método analítico-explicativo aplica-se na pesquisa e se divide em 4 fases, nomeadamente:

- Construção do objeto de estudo: a pesquisa se inicia pela definição de um objecto de estudo, e formulação de questões relacionadas ao estudo dele.
- Definição das hipóteses: toda pesquisa se inscreve num maior ou menor grau dentro de um quadro teórico de referência e utiliza conceitos fundamentais que o pesquisador deve explicitar. As hipóteses se apresentam como uma resposta antecipada a uma

questão colocada inicialmente. Para ser pertinente, a hipótese deve ser suficientemente precisa. O prosseguimento do trabalho consiste em testar as hipóteses, confrontando-as aos dados recolhidos.

- Colecta e recolhimento de dados: A confirmação ou não das hipóteses conduzirá a uma observação ou experimentação. Não existe um procedimento único de colecta de dados. Numerosas técnicas estão disponíveis e elas variam conforme o objecto do estudo. Para o objecto de estudo desta pesquisa foram escolhidas as seguintes técnicas:
 - Obsevação: observar no campo os elementos mecânicos relevantes para a representação do veículo como um sistema dinâmico do veículo;
 - Experimentação: ensaios laboratoriais do comportamento de molas.
- Interpretação dos resultados: serão nas diferenças entre os resultados e os efeitos esperados que se encontrarão as informações essenciais. Os dados deverão ser interpretados.

1.3.2 Desenho da Investigação

A primeira parte, em que é utilizada discretização por trechos de cada elemento não linear do sistema dinâmico, é baseada no trabalho desenvolvido por Felício (1984) no IPT (Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo).

Na etapa seguinte, faz-se a descrição dos modelos dos vários equipamentos ferroviários que compõem um comboio e são determinadas as equações de movimento para o caso do sistema não linear com diversos graus de liberdade. Esta etapa é baseada em trabalho desenvolvido por Barbosa (1993) na UNICAMP (Universidade Estadual de Campinas).

Finalmente, será realizado um estudo de caso de um processo de aceleração do comboio matematicamente, mostrando o potencial desta ferramenta no auxílio do estudo do comportamento de comboios. Os resultados obtidos são analisados e comparados buscando apresentar o potencial desta técnica.

1.3.3 Hipótese

Apresenta-se abaixo a hipótese a defender neste trabalho:

- A concentração dos esforços de tracção em uma das extremidades do comboio provoca uma distribuição não uniforme de esforços durante o processo de aceleração.

1.3.4 Métodos de Investigação

O método de investigação a ser usado neste trabalho é o método explicativo, pois irá consistir em análise e descrição do comportamento do comboio unitário de carga em sua dinâmica longitudinal a partir das técnicas e procedimentos matemáticos dos modelos de estudo disponíveis para o efeito.

Contudo, o modelo a ser utilizado na análise será baseado no processo de integração numérica com elementos não lineares. Este modelo foi desenvolvido por Barbosa em 1993 como Dissertação apresentada à Universidade Estadual de Campinas para obtenção do título de Mestre em Engenharia.

Em seguida faz-se um estudo de caso de modo a testar o método seleccionado por forma a conferir a sua aplicabilidade em um caso de um processo de aceleração do comboio.

Por fim tira-se as conclusões e são dadas as recomendações finais.

1.3.5 Resultados Esperados de Investigação

Como resultado desta pesquisa, espera-se que com base no modelo escolhido se faça uma simulação matemática do comportamento dinâmico de um comboio unitário de carga, na sua direcção longitudinal, de modo a comparar os resultados encontrados à resultados de um caso real de funcionamento de um comboio.

1.3.6 Limitações do Trabalho

Salienta-se como limitação, em função da utilização de modelos matemáticos, a falta de domínio laboratorial para conferir o uso correcto do pacote computacional Scilab na resolução do problema colocado.

CAPÍTULO 2 - MARCO TEÓRICO-CONCEITUAL DA INVESTIGAÇÃO

O objectivo deste capítulo é de dar a conhecer as diferentes contribuições científicas relacionadas ao desenvolvimento de modelos matemáticos que representem sistemas dinâmicos de veículos ferroviários. É também objectivo deste capítulo fazer a descrição dos equipamentos do comboio propriamente dito, relevantes sob o ponto de vista da dinâmica longitudinal, que serão utilizados na modelagem do sistema. A abordagem será apenas descritiva, sendo que o detalhamento matemático de cada item será feito mais adiante.

2.1 Estado Actual da Teoria

Com o grande crescimento industrial impulsionado pelo fenómeno da globalização, cresceu a demanda por um sistema de transporte cada vez mais fiável e eficiente.

Desta forma o grande desafio referente aos vagões, no sistema ferroviário, foi a busca da superação de limites, quando o interesse comercial sempre exigiu um transporte seguro e de maior volume de carga transportada possível em um determinado espaço de tempo.

Daí surgiu o “comboio unitário”, objecto de estudo deste trabalho. Entretanto, segundo Martins (1999) *apud* Bettazzi (2013), é um comboio com grande quantidade de vagões idênticos, transportando um único tipo de mercadoria.

Em Moçambique a descoberta e exploração dos recursos minerais, obriga a utilização de comboios unitários longos de carga, para a optimização do transporte ferroviário dos minerais explorados.

Contudo, para que uma maior carga seja transportada por viagem, três factores devem ser considerados:

- Aumento da velocidade do comboio;
- Aumento da carga útil por vagão;
- Aumento da quantidade de vagões no comboio.

Estes factores irão reflectir numa série de problemas a serem solucionados, como por exemplo problemas com a tracção, frenagem, capacidade da via, controle de tráfego, sinalização, etc.

Com vista na previsão dos problemas para que se pudesse dar uma abordagem preventiva aos mesmos, foram desenvolvidos, até ao início da década de 60, os primeiros programas para estudo e avaliação do comportamento de comboios, que foram chamados de Calculadores de Desempenho de Comboios (*Train Performance Calculator - TPC*).

Outro tipo de programa foi baseado na determinação do consumo de energia para sua movimentação (*Train Energy Model-TEM*). Este tipo de programa consiste em um simulador concebido para calcular basicamente o consumo de combustível durante a operação.

Os primeiros modelos concebidos para avaliação do comportamento de comboios consideravam o sistema dinâmico como uma barra homogénea carregada longitudinalmente, por forças de frenagem e permitia obter-se uma ordem de grandeza das forças ao longo da barra.

Em 1972, a ORE (*Office for Research and Experiments of the International Union of Railways*), publicou relatório contendo um extenso estudo sobre forças longitudinais agindo em comboios equipados com acoplamentos elásticos convencionais, onde foram utilizados três modelos para cálculo:

- a) Um modelo simplificado considerando o comboio como uma barra rígida não tendo portanto nenhum acoplamento nem folga entre dois veículos consecutivos.
- b) Um segundo modelo, mais completo, discretizando cada veículo com massas individuais e idênticas.
- c) Finalmente um terceiro modelo baseado em uma simplificação do segundo com massas agrupadas.

No meio da década de 70 foram implementados modelos com maior grau de sofisticação (*Train Operation Simulator - TOS*) que incluíam até o cálculo do esforço de interação entre os veículos através do modelamento simplificado do comportamento do acoplamento.

Um modelo de dinâmica longitudinal de um comboio inteiro foi desenvolvido por Martin e Tideman em 1977. O comboio é modelado como uma sequência de massas interligadas por conjuntos de elementos mola-amortecedor que representam o aparelho de tracção e dispositivos do engate. A Figura 1 ilustra este modelo.

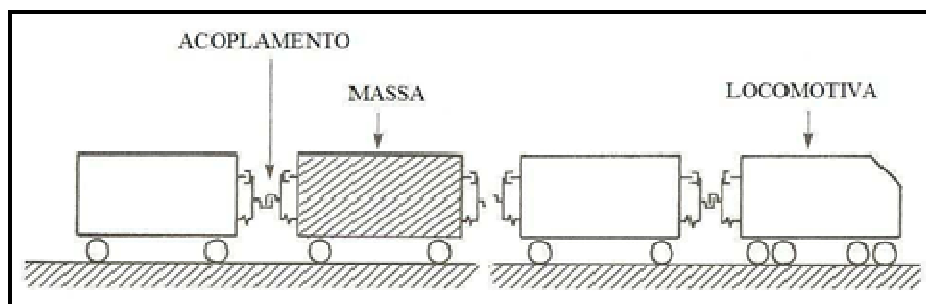


Figura 1 – Modelo de dinâmica longitudinal (Fonte: Viganico, 2010 pp. 8)

A partir dos anos 90 os estudos mais actuais sobre simulação dinâmica de veículos ferroviários geralmente são desenvolvidos em programas comerciais específicos para a simulação dinâmica de veículos ferroviários (Nucars, Adams/Rail, Vampire, entre outros), mas precisando de comprovação com análises experimentais e analíticas de seus resultados.

Em 1993, Barbosa desenvolveu estudos sobre dinâmica longitudinal de comboios com dois métodos: mecanicamente, através dos elementos não lineares; e através de uma abordagem analítica e linear utilizando vectores de estado, com uma matriz fundamental composta pelos autovalores e autovetores da solução do sistema de equações diferenciais ordinárias com coeficientes invariantes no tempo.

Usando o programa comercial para análise de sistemas dinâmicos multicorpos Adams/Rail na modelagem, geração e solução das equações de movimento, Barbosa, em 1999, estudou a dinâmica dos veículos guiados. A validação do estudo feito usando o programa comercial Adams/Rail, foi realizada através de testes em laboratório.

Um estudo da dinâmica de veículos ferroviários através de um sistema dinâmico multicorpos foi feito por Viganico em 2010, usando um modelo não linear com 24 graus de liberdade e cinco massas conectadas por grupos de mola e amortecedores, e cada massa tem vários graus de liberdade.

Um dos estudos mais recentes foi feito por Bettazzi em 2013, em que foi feita uma análise da força longitudinal devida à frenagem do comboio, onde foi calculado o esforço de frenagem através do Método dos Elementos Finitos, com o monitoramento com extensometria das deformações obtidas durante sua operação.

Entre os principais estudos da revisão bibliográfica, utilizados neste trabalho, é o estudo da dinâmica de sistemas ferroviários feito pelo Barbosa, 1993, que serviu como base na nossa modelagem e na avaliação da situação de aceleração do comboio. Outro estudo essencial foi o modelo de Análise da força longitudinal devida à frenagem, através de estudo de caso, proposto por Bettazzi, 2010, que foi importante na caracterização da força longitudinal devida à frenagem.

Actualmente países que se beneficiam inteiramente da tecnologia desenvolvida nesta área, são os que utilizam sistemas ferroviários baseados no transporte intenso de carga com comboios longos e veículos pesados, devido aos altos custo de implantação, manutenção e pesquisas das infraestruturas ferroviárias.

2.2 Análise de Custos do Estudo do Comportamento do Comboio

A busca pela optimização e aumento de eficiência ferroviária encontra dificuldades na comprovação da viabilidade técnico operacional das alternativas propostas para novas configurações e operação dos combios. Esta comprovação realiza-se basicamente de duas maneiras paralelas:

- a) Estudo teórico para previsão do comportamento dinâmico de novas configurações e operações de comboios;
- b) Ensaio de desempenho dinâmico de novas configurações e operações de comboios realizados no campo.

Segundo Barbosa (1993), *et al.*, embora os experimentos reais, quando bem realizados sejam de grande valia no estudo de desempenho de novas alternativas, os seus custos e dificuldades de execução constituem uma grande dificuldade na obtenção de previsões antecipadas do comportamento do sistema. Entretanto, na base de estudos no campo podem ser propostos modelos teóricos que permitem prever o comportamento do comboio e estudar as várias combinações de solicitações que estão passíveis de apresentarem problemas.

Nesta circunstância faz-se necessário o desenvolvimento de modelos que possam prever o comportamento de comboios através de cálculos matemáticos, nas diversas e adversas alternativas de operação. Portanto as inovações identificadas ou propostas a nível do sistema de transporte devem ser verificadas e comprovadas com auxílio de recursos analíticos.

Tradicionalmente utilizam-se das técnicas de modelagem matemática, apoiadas em programas computacionais específicos e dedicados ao assunto, que permitem o estudo das alternativas propostas com maior eficácia.

Em Moçambique, não tivemos conhecimento de nenhum estudo teórico divulgado, assim como de ensaios experimentais para a previsão do comportamento dinâmico do comboio, feitos tanto pelos CFM como por académicos e investigadores.

2.3 Análise de Custos Por Meio Transporte

Um custo cada vez mais baixo, num determinado intervalo de tempo representa o grande desafio do modal ferroviário. Entretanto, com objectivo de identificar factores que esclareçam a estrutura de custos de transportes em Moçambique, um extenso estudo foi realizado pela Jacobs Consultancy do Reino Unido, encomendado pelo Ministério de Transportes e Comunicações (MTC) e divulgado pela Transcom.

O estudo circunscreveu-se apenas ao transporte de mercadorias (e não de passageiros) e excluiu a área de aviação.

Os parâmetros chave foram identificados para teste de sensibilidade.

Tabela 1 – Parâmetros chave em análise de custos

Rodoviário	Ferroviário	Marítimo
Tipo de viatura	Características do comboio	Necessidade de transbordo
Utilização	Velocidades de trânsito	Tamanho de navio e carga
Carga de retorno	Tempo de carga e descarga	Tempo no porto
Estado da via	Equipamento e utilização	Acesso portuário
Custo capital de camião		Taxas de fretamento

Fonte: Jacobs Consultancy (2005)

Os resultados obtidos do estudo acima referido são apresentados nas tabelas a seguir:

Tabela 2 – COV por tkm por conceito de veículo usando as condições operacionais observadas (US cêntimos)

Custos variáveis	Conceito - 11		Conceito - 06		Conceito - 04	
	Moçambique	África do Sul	Moçambique	África do Sul	Moçambique	África do Sul
Combustível	3,2	2,2	6,8	3,4	16,8	5,7
Lubrificantes	0,1	0,1	0,3	0,1	0,4	0,1
Manutenção	1,3	0,9	3,9	2,8	8,0	4,1
Pneus	0,6	0,4	1,2	0,6	3,3	0,5
Total Custos variáveis	5,2	3,6	12,2	6,9	28,5	10,5
Custos fixos						
Custo do capital (finança)	0,6	0,6	1,7	1,7	5,1	2,7
Depreciação	0,7	1,2	3,1	4,4	8,5	6,9
Seguro	0,4	0,7	0,6	2,3	0,2	3,5
Motorista e ajudante	0,7	1,9	2,1	5,7	11,8	13,5
Administração	0,1	0,5	0,3	1,7	0,5	2,8
Operacional	0,1	0,4	0,2	1,1	0,3	1,9
Licença	0,0	0,1	0,0	0,3	0,1	0,1
Total custos fixos	2,8	5,5	8,0	17,1	26,6	31,5
Total	7,7	9,1	20,2	24,0	55,1	41,9

Fonte: Jacobs Consultancy (2005)

Onde:

Conceito 4 – camião unitário de 2 eixos (2U);

Conceito 6 – camião unitário de 3 eixos (3U);

Conceito 11 – camião tractor de 3 eixos + semi-reboque de 3 eixos (3S3).

Tabela 3 – Custo por tkm por linha férrea 2010, (US cêntimos)

	Ressano Garcia		Goba		Limpopo		Machipanda		Sena		Nacala	
	Mozambique	South Africa	Mozambique	Swaziland	Mozambique	Zimbabwe	Mozambique	Zimbabwe	Mozambique	Malawi	Mozambique	Malawi
Tonne km (millions)	560.6	1897.2	96.7	26.7	318.0	283.7	316.1	232.1	1942.1	65.5	357.6	105.3
VARIABLE (traffic-related)												
Locomotives	0.7	0.3	1.6	3.5	0.6	0.6	1.9	1.8	0.5	1.3	0.6	2.8
Train (loco)	0.6	0.3	1.4	2.9	0.6	0.5	1.8	1.6	0.5	0.9	0.5	2.6
Shunting (loco)	0.0	0.0	0.1	0.4	0.0	0.0	0.0	0.1	0.0	0.3	0.0	0.0
Train crew (loco)	0.0	0.0	0.1	0.2	0.0	0.0	0.1	0.1	0.0	0.1	0.0	0.2
Train km	0.4	0.3	0.6	1.2	0.5	0.6	0.9	0.9	0.4	0.7	1.0	1.1
Train	0.3	0.3	0.6	0.9	0.5	0.6	0.9	0.9	0.4	0.6	1.0	1.0
Shunting	0.0	0.0	0.1	0.2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	0.0	0.1
Wagons	0.8	0.2	1.3	1.3	0.5	0.4	0.6	0.5	0.3	0.6	0.3	0.7
Wagon	0.8	0.2	1.3	1.3	0.5	0.4	0.6	0.5	0.3	0.6	0.3	0.7
FIXED												
Mozambique infrastructure	0.9		0.9		0.5		2.1		0.4		3.1	
Station staff	0.1		0.2		0.1		0.1		0.1		0.5	
Maintenance staff	0.0		0.2		0.2		0.1		0.0		0.2	
Maintenance materials	0.0		0.3		0.1		0.1		0.0		0.2	
Maintenance equipment	0.0		0.2		0.1		0.1		0.1		0.2	
Infrastructure cost recovery	0.7						1.7		0.2		2.0	
Neighbouring country infrastructure		0.4		0.3		0.3		0.3		0.3		0.3
Infrastructure charge		0.4		0.3		0.3		0.3		0.3		0.3
Overheads, profit and fees	1.6	0.4	1.4	1.8	0.7	0.6	2.2	1.1	0.6	0.9	3.2	1.5
Overhead	0.3	0.1	0.4	0.6	0.2	0.2	0.5	0.4	0.2	0.3	0.7	0.5
Profit margin	0.6	0.3	0.9	1.2	0.5	0.4	1.2	0.8	0.3	0.6	1.6	1.1
CFM concession fee	0.8						0.5		0.1		0.8	
Total variable	1.9	0.9	3.5	5.9	1.6	1.6	3.4	3.3	1.2	2.6	1.9	4.6
Total fixed	2.6	0.9	2.3	2.1	1.2	0.9	4.3	1.4	1.0	1.2	6.2	1.8
Overall total	4.4	1.8	5.8	8.0	2.8	2.5	7.7	4.7	2.2	3.8	8.1	6.5

Fonte: Jacobs Consultancy (2005)

Tabela 4 – Custos por tonelada

Grouping		Commodity	Origin	Destination	Port	Land transport distance	Sea	Port access (Mozambique)	Port cargo handling	Road	Rail*	Total
Containers	Transit	Consumer goods	Hong Kong	Blantyre	Nacala	809	56.6	1.3	7.7	na	4.0	69.6
		Tobacco	Harare	Hong Kong	Beira	659	54.3	1.3	8.9	5.3	na	69.8
	International	Consumer goods	Hong Kong	Maputo	Maputo	10	51.5	0.9	7.2	0.1	na	59.7
		Consumer goods	Hong Kong	Chimoio	Beira	200	54.3	1.3	8.9	1.6	na	66.1
		Consumer goods	Hong Kong	Nampula	Nacala	210	56.6	1.3	7.7	1.7	na	67.3
Bulk minerals	Transit	Coal	Middelburg	Maputo	Maputo	407	37	0.8	4.8	na	2.0	44.6
		Ferrochrome	KweKwe	Maputo	Maputo	1032	45.8	0.9	4.8	na	5.2	56.7
Semi-bulk food-related	Transit	Maize	Texas	Harare	Maputo	1460	40.3	0.6	4.4	11.7	na	57.0
		Fertiliser	Aqaba	Blantyre	Nacala	809	41.7	1.1	6.7	na	4.0	53.5
		Sugar	Nelspruit	Lisbon	Maputo	188	31.8	0.5	4	na	0.9	37.2
		Sugar	Mihume	Lisbon	Maputo	104	31.8	0.5	4	na	0.5	36.8
	International	Sugar	Xinavane	Lisbon	Maputo	150	31.8	0.5	4	na	0.8	37.1
		Sugar	Marromeu	Lisbon	Beira	270	31.8	0.5	4	na	0.8	37.1
Semi-bulk minerals	Transit	Granite	Harare	Brndisi	Beira	559	41.2	1.0	7.6	4.5	na	54.3
		Steel	Witbank	Shanghai	Maputo	459	41	1.0	5.4	3.7	na	51.1
Fuel	Transit	Fuel	Jeddah	Blantyre	Nacala	809	27.0	0.9	5.0	na	4.0	36.9
Other	Transit	Forest products	Nelspruit	Shanghai	Maputo	216	41	1.0	5.4	1.7	na	49.1

* Lancha no caso de Marromeu.

Fonte: Jacobs Consultancy (2005)

2.4 Problemas de Descarrilamento

Estes problemas têm sido observados desde o início do uso dos veículos ferroviários. A Figura 2 mostra um exemplo de descarrilamento.

Nadal (1809), *apud* Viganico (2010) criou uma fórmula que correlaciona os esforços lateral L e vertical V no contacto roda/trilho para determinar a razão L/V antes de um descarrilamento ocorrer.



Figura 2 – Descarrilamento de um comboio (Fonte: Viganico, 2010)

Duas regiões de instabilidade para veículos foram identificadas por Matsuidara, 1960. Em baixas velocidades a instabilidade está associada com o corpo do veículo e em altas velocidades está associado com o movimento de *hunting* do truque. O *hunting* é definido como o movimento lateral dos rodados¹ em relação a sua posição de equilíbrio.

Os modos de descarrilamento, que foram caracterizados de forma simples por Ehrenbeck e Polcari, 1984, permitem entender a natureza e condições em que podem ocorrer situações inseguras.

Os cinco modos fundamentais de descarrilamento que foram identificados por Ehrenbeck e Polcari (1984) são: escalada da roda, levantamento da roda, deflexão do trilho, separação veículo-truque e falha repentina de componentes.

As normas da AAR (*Association of American Railroads*) abrangem todos os aspectos sobre projecto, fabricação, manutenção e operação de veículos ferroviários e seus componentes.

¹ Rodado é o conjunto formado pelas rodas, eixo e os demais acessórios a ele rigidamente conectados (tais como rolamentos, disco de freio, engrenagens, etc.). (Barbosa, 1993).

A fórmula proposta por Nadal (1908), L/V utilizada para prever o fenômeno de descarrilamento, é uma ferramenta matemática importante de avaliação de desempenho utilizado maciçamente em literaturas ferroviárias.

Viganico indica a AAR, 2007 como referência para estudos de avaliação de desempenho do comboio, o mesmo, acrescenta ainda que esta fornece uma sequência completa de condições e parâmetros matemáticos para simulações que representam condições de operação em campo.

2.5 Composição de Veículos

O comboio pode ser descrito como um conjunto de veículos ligados pelos acoplamentos formando uma corrente. Sua formação é dependente do tipo e finalidade do transporte e da disponibilidade dos veículos a serem agrupados. Seu comprimento pode variar entre pequenos comboios de alguns veículos a serem manobrados em um pátio, até centenas de veículos carregados para transporte de minério. Os comboios para transporte podem ser do tipo unitário, com vagões de mesma espécie e carga e do tipo misto com diversas espécies de vagões intercalados no comboio. (Barbosa, 1993).

Cada veículo possui peso total constituído pelo somatório do peso próprio da estrutura do veículo (tara) e da carga transportada (lotação). Para efeito do modelamento, a inércia correspondente à massa total do veículo deve ser acrescida da inércia correspondente às partes girantes do veículo (rodados).

Para se movimentar, o veículo possui uma resistência intrínseca ao rolamento devido aos mancais e ao atrito entre as rodas e os trilhos. À medida que a velocidade aumenta surgem efeitos de origem aerodinâmica de arraste devido à área frontal e irregularidades laterais dos veículos.

Pode-se imaginar que o comboio forma uma longa corrente cujos elos são os acoplamentos de ligação entre cada veículo. Esta é a imagem figurativa para compreender a modelagem realizada neste trabalho.

2.5.1 Sistema de Tracção

A locomotiva é a unidade que produz esforço para movimentar os veículos. Pode ser descrita simplificada como uma unidade motriz que transmite torque para os rodados produzindo o esforço de tracção. Este esforço é propagado através da estrutura da locomotiva até o engate onde é transmitido para os vagões acoplados.

Algumas características adicionais das locomotivas devem ser mencionadas pois são fundamentais na elaboração do modelo:

- a) Freio dinâmico da locomotiva
- b) Freio independente da locomotiva
- c) Limite de adesão

O freio dinâmico é um efeito produzido pela reversão dos motores de tracção para trabalharem como geradores. A corrente por eles gerada é dissipada geralmente em bancos de resistência.

O freio independente da locomotiva é um sistema pneumático de aplicação de força sobre sapatas de freio, como as dos vagões, operado independentemente do freio dinâmico.

O limite de adesão é aquele no qual as rodas deixam de transmitir esforço de tracção e passam a patinar. Este limite é estabelecido pelo produto do peso próprio da locomotiva pelo coeficiente de atrito estático entre a roda e o trilho.

Estes valores podem ser alterados em função da distribuição irregular da carga vertical sobre cada roda devido principalmente às irregularidades verticais da via-férrea e ao desbalanceamento de momentos causados pela altura do centro de gravidade da massa do veículo e do ponto onde as forças dos engates e os esforços de tracção e frenagem são aplicados, ou seja no ponto de contacto entre a roda e o trilho.

Estes três efeitos podem ser adequadamente contemplados na elaboração do modelo para permitir melhor representatividade dos efeitos do accionamento.

2.5.2 Freio Pneumático

Basicamente, o sistema de freio pneumático utilizado em comboios modernos é composto de sete subsistemas:

- Reservatório principal de ar (Rp);
- Válvula manipuladora de controlo automático do freio (Vm);
- Válvula de controlo do freio (Vc);
- Reservatório de ar auxiliar combinado com emergência (Ra/Re);
- Cilindro de freio (Cil);
- Válvula redutora de alívio (Vra);
- Válvula de redução A1 (A1).

O sistema de freio com os seus subsistemas pode ser observado esquematicamente na Figura 3.

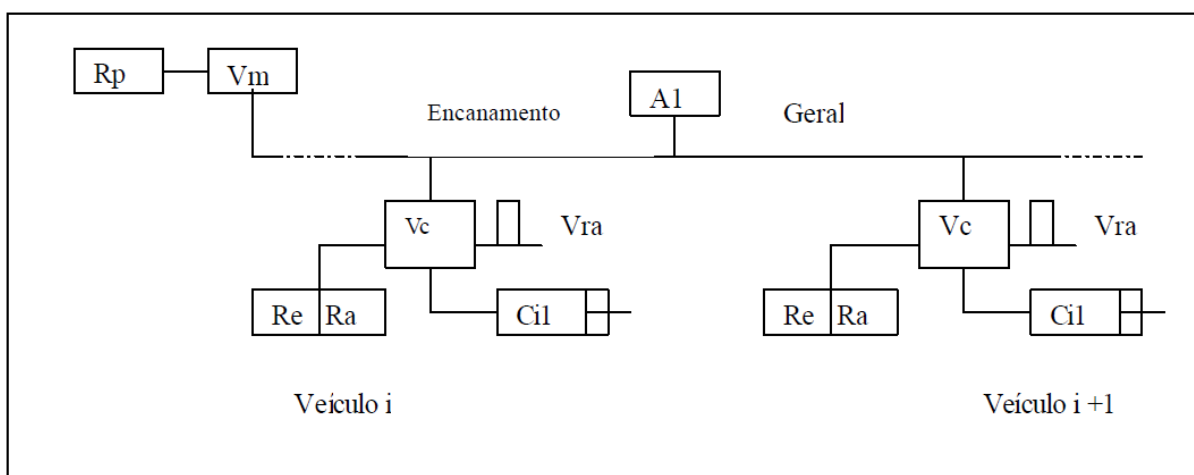


Figura 3 – Esquema do Sistema de Freio (Fonte: Barbosa, 1993)

2.5.3 Acoplamento

O conjunto Engate e Aparelho de Choque e Tracção é o responsável pela interligação física entre os veículos. O engate realiza a união entre dois veículos consecutivos e o aparelho de choque e tracção, ou simplesmente ACT, fica alojado entre o engate e a estrutura do veículo.

A montagem completa do sistema de engate e ACT pode ser visto na Figura 4 que mostra o detalhe de cada componente.

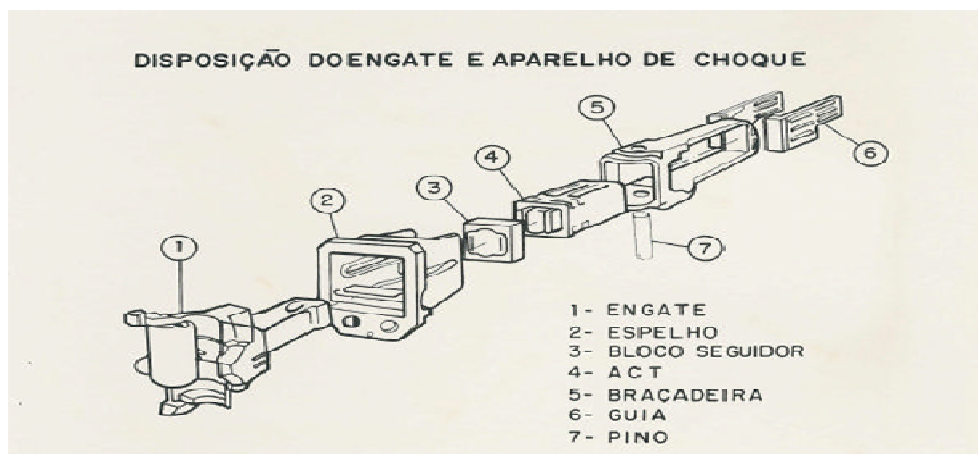


Figura 4 – Vista Explodida do Engate e ACT (Fonte: Barbosa, 1993)

O ACT tem a função básica de absorver a energia dos impactos produzidos pelo movimento relativo entre dois vagões. Este dispositivo permite reduzir picos de força transmitidos através da estrutura do veículo poupando-a de danos.

Existem diversos tipos de ACT, entre os quais pode-se citar o tipo baseado em cilindro hidráulico e também o de borracha. Entretanto o mais utilizado é o tipo de mola e cunhas de fricção e será o modelo utilizado durante toda a explanação no texto e nos cálculos realizados. Raciocínio análogo poderá ser usado para os outros tipos.

O ACT é essencialmente um dispositivo mecânico composto por molas e cunhas de fricção. A Figura 5 apresenta o esquema de um ACT do tipo mola/cunha de fricção nas posições livre (desenho superior) e comprimida (desenho inferior).

Para efeito de modelagem, o ACT será descrito como um elemento de mola com fricção de **Coulomb, proporcional e unidirecional**.

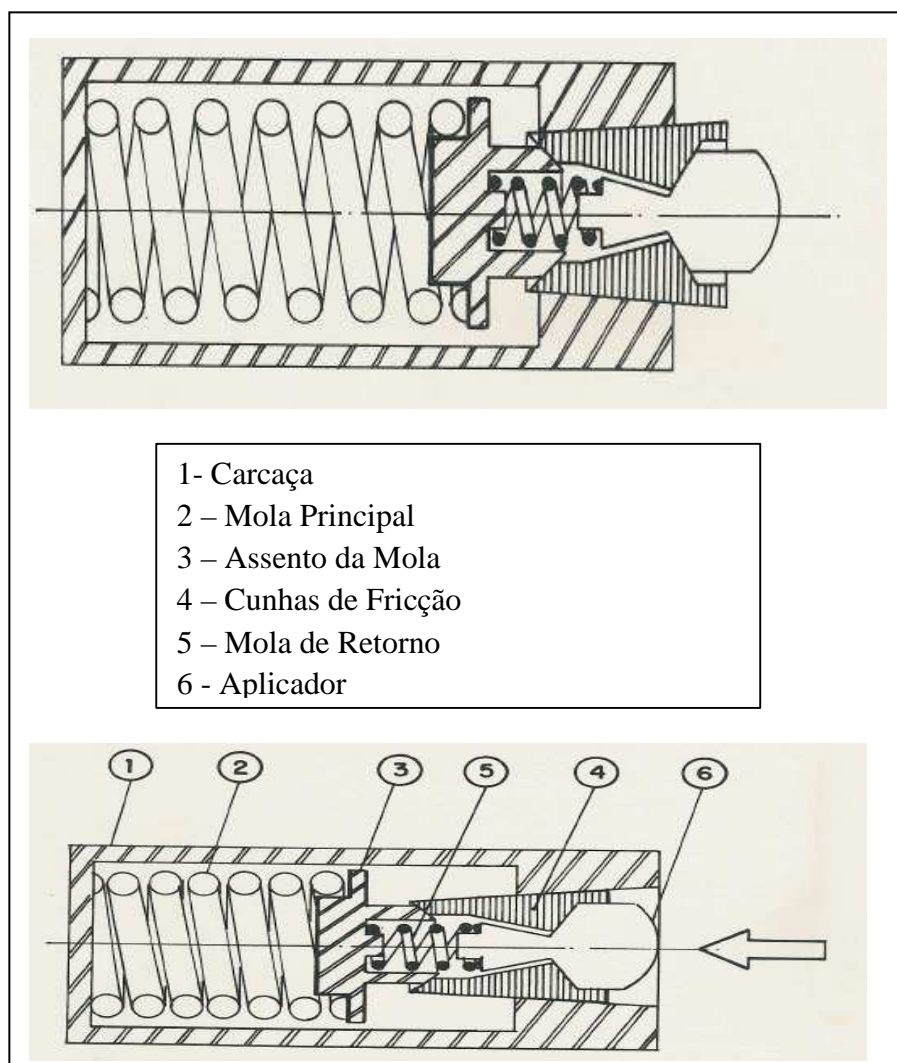


Figura 5 – Aparelho de choque e tracção (Fonte: Barbosa, 1993)

2.5.4 Via Férrea

A via-férrea por onde trafegam os comboios é constituída por uma grade estrutural composta por dormentes fixados transversalmente aos trilhos. Esta grade está geralmente assentada sobre pedra britada e solo compactado, que correspondem ao lastro e sublastro respectivamente. Este conjunto forma o leito que dá sustentação às cargas produzidas pela passagem dos veículos.

Neste estudo a interação entre o veículo e a via-férrea será considerada apenas na direcção longitudinal decorrente do facto da ênfase deste trabalho ser a dinâmica longitudinal.

Portanto, as imperfeições verticais, laterais e de bitola, não serão explicitamente levadas em consideração.

Esta simplificação entretanto está minimizada na sua parcela referente aos movimentos longitudinais, através da inclusão das forças correspondentes à força de resistência ao movimento longitudinal dos veículos.

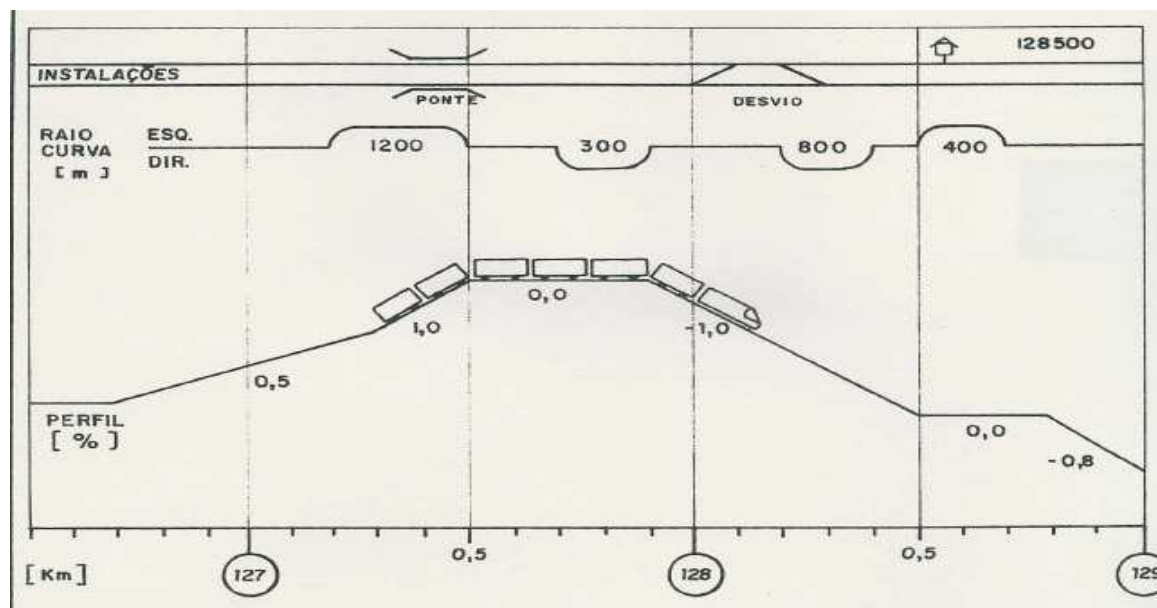
Para a metodologia proposta, devem ser levadas em consideração somente as propriedades da via que afetam directa e intensamente os movimentos longitudinais. Estas propriedades são a rampa e o raio de curva da via.

Portanto para o estudo de comportamento do comboio em circulação por um determinado trecho da via, deve-se ter disponíveis as características da via na posição em que cada veículo está trafegando durante a sua marcha. À semelhança dos mapas topográficos de via, sugere-se uma subdivisão por trechos homogêneos contendo os parâmetros essenciais que caracterizam cada trecho.

Para formar uma base de dados para consulta, sugere-se a montagem de arquivos contendo por trecho, as seguintes informações:

- a) Início do trecho de via;
- b) Final do trecho de via;
- c) Inclinação vertical em percentagem (rampa) do trecho de via;
- d) Raio de curva do trecho de via.

DIAGRAMA DE INFORMAÇÕES SOBRE O PERFIL DA VIA FÉRREA



EXEMPLO DE TRECHOS DE VIA

ID	RAMPA	CURVA	INÍCIO	FINAL	OBSERVAÇÃO
49	0,5	∞	126.700	127.200	
50	0,5	-1200	127.200	127.300	
51	1,0	-1200	127.300	127.500	PONTE
52	0,0	∞	127.500	127.700	
53	0,0	300	127.700	127.900	
54	-1,0	∞	127.900	128.200	DESVIO
55	-1,0	800	128.200	128.400	
56	-1,0	∞	128.400	128.500	
57	0,0	-400	128.500	128.700	CABINE
58	0,0	∞	128.700	128.800	
59	-0,8	∞	128.800	130.000	

Figura 6 – Perfil Topográfico da Via Férrea (Fonte: Barbosa, 1993)

Na figura acima (Figura 6), o símbolo ∞ na coluna “Curva” significa que o trecho de via é recto, isto é, não tem curva.

Outras informações complementares tais como a cota inicial, restrição de velocidade, nome da estação ou alguma outra informação relevante, podem ser adicionadas para melhor identificação do trecho, se for necessário.

2.5.5 Operação do Comboio

A fonte de movimento do comboio é a locomotiva. O esforço de tracção necessário para a movimentação dos veículos em geral está concentrada no início (cabeceira) do comboio. Esta distinção é feita para observação da diferença em relação aos veículos de passageiros (subúrbio ou metropolitano) com vários truques motorizados em cada composição, possuindo portanto esforços de tracção distribuídos ao longo do comboio.

Esta concentração dos esforços de tracção em uma das extremidades do comboio provoca uma distribuição não uniforme de esforços durante o processo de aceleração. Os primeiros vagões sofrem maiores esforços internos devido à necessidade de puxar os demais veículos atrás de si. Para comboios longos há também a possibilidade de utilizar locomotivas agrupadas em diferentes pontos do comboio (chamada no meio ferroviário de tracção múltipla).

Para o caso de frenagem a energia cinética total a ser dissipada até a parada do comboio é dividida entre os vários veículos que compõem o comboio. Entretanto durante o transitório de crescimento da força de frenagem em cada veículo, cria-se um estado de forças de frenagem diferenciado entre um veículo e seus vizinhos.

Devido às folgas existentes no acoplamento que interliga cada par de veículos o comboio como um todo pode estar trafegando pela via-férrea na condição **comprimido**, **distendido** ou **misto**.

No modo comprimido os acoplamentos estão sujeitos a esforços de compressão ao passo que na condição distendido, os esforços entre os veículos são de tracção.

Dependendo da formação do comboio (tipo, peso e posição dos veículos) e da topografia da via-férrea (variação da inclinação, curvatura, etc.) uma parte do comboio pode estar comprimida enquanto outra estará distendida, configurando o modo misto. Neste caso há possibilidade de ondas de choque produzirem forças longitudinais elevadas.

A condução do comboio está intimamente ligada com a sequência e o intervalo de tempo em que as acções nas locomotivas são aplicadas pelo maquinista. Esses comandos podem ser aceleração ou freio dinâmico, freio independente da locomotiva e freio pneumático do comboio.

Como exemplo em algumas situações, é conveniente parar o comboio na forma distendida. Isso pode ser obtido através da aplicação de uma pequena força de tracção na locomotiva durante o processo de frenagem.

Em outras situações pode ser conveniente manter o comboio comprimido durante a frenagem, aplicando inicialmente o freio dinâmico ou independente na locomotiva até que todas as folgas nos acoplamentos tenham sido eliminadas para então aplicar o freio pneumático do comboio.

CAPÍTULO 3 - MARCO CONTEXTUAL DA INVESTIGAÇÃO

Este capítulo apresenta a modelagem matemática, apresentando o modelo físico adoptado para o sistema contendo não linearidades e o equacionamento detalhado do modelo matemático, utilizado para a solução do sistema dinâmico de veículos proposto por Barbosa.

3.1 Modelo do Comboio

O comboio é composto por uma série de veículos ligados entre si formando uma longa corrente. A massa total de cada veículo será considerada, para efeito deste estudo que tem como objectivo a investigação dos efeitos puramente na direcção longitudinal, como sendo concentrada e pontual. Portanto, todos os movimentos laterais ou rotacionais não serão considerados.

O modelo físico da composição de veículos será representado por um conjunto finito de massas interligadas por acoplamentos de comportamento não linear com histerese². Para permitir boa representatividade das funções do ACT, cuja constituição é de um elemento de mola com fricção de Coulomb, proporcional ao deslocamento e unidirecional, este será modelado a partir de sua curva de ensaio típico realizado por impacto. O desenvolvimento desta modelagem está apresentada no Anexo A.

O sistema de freio produz as forças externas que agem sobre cada veículo durante o processo de frenagem. Para efeito deste trabalho será representado de forma simplificada por um conjunto de polinômios interpoladores a partir de medições de campo do crescimento das pressões nos cilindros de freio. O equacionamento detalhado está apresentado no Anexo B.

² Histerese é a propriedade que alguns materiais ou sistemas têm de conservar suas propriedades na ausência do estímulo que as gerou. Bates, (1946).

3.2 Modelo do Aparelho de Choque e Tracção (ACT)

Os engates e os ACT são os responsáveis pela ligação entre cada par de veículos. A Figura 7 apresenta um esquema desta ligação onde pode-se observar o caminho das forças transmitidas através dos ACT's para os engates.

Os modelos físicos de representação do ACT, propostos por Felício (1984) *et al*, consideram como base o resultado apresentado pelas curvas de desempenho do aparelho de choque, quando submetido ao ensaio de impacto para a caracterização de seu desempenho.

Este ensaio consiste na aplicação de um impacto produzido por um martelo de queda livre de 12000 [kg] sobre o ACT a diversas alturas. Estes impactos são realizados com energia de até 50 [kJ] suficiente para produzir a completa retracção do ACT. Durante os impactos são medidos a força de reacção ao impacto e o correspondente deslocamento.

Os resultados obtidos através destes ensaios são apresentados por diagramas do tipo força x deslocamento, observados através do Gráfico 1.

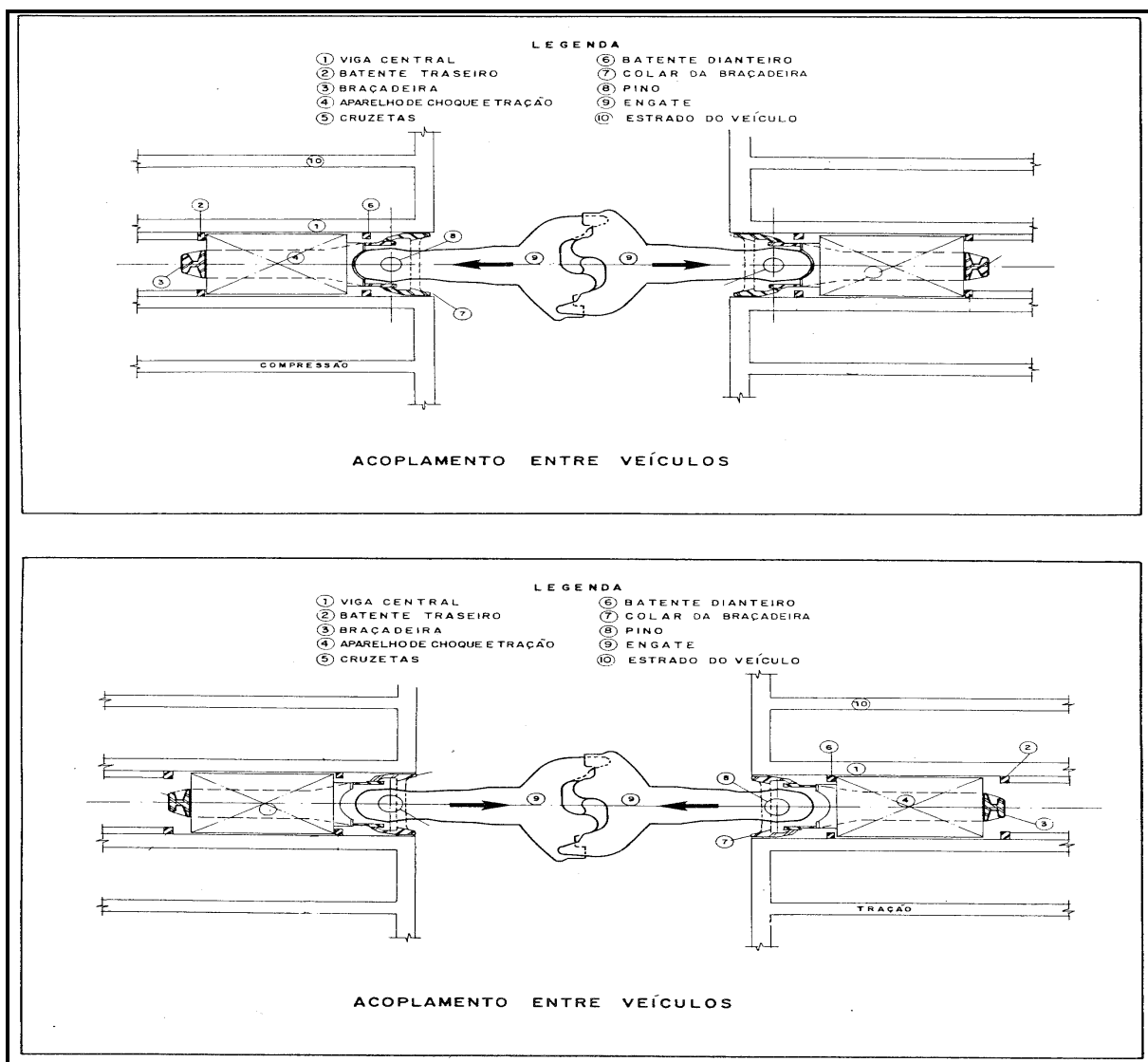


Figura 7 – Forças de Compressão (Sup.) e Tração (Inf.) (Fonte: Barbosa, 1993)

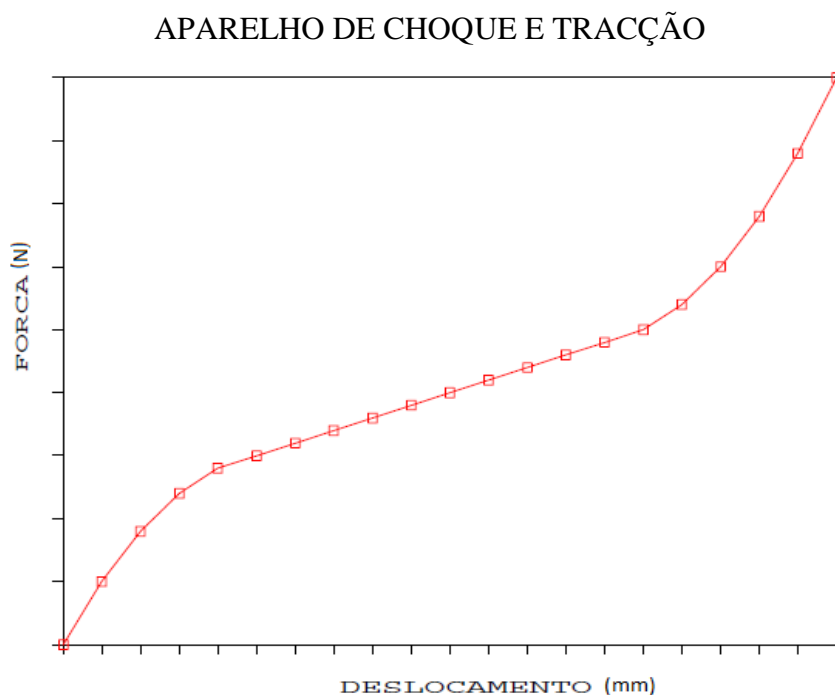


Gráfico 1 - Curva característica do ACT (Fonte: Barbosa, 1993)

O ACT representado esquematicamente na Figura 8 é constituído fisicamente por uma caixa externa (1), um conjunto de molas (2) e um sistema de cunhas (3). Esta concepção revela que ao se comprimir o ACT duas forças deverão ser vencidas:

- a) A primeira devido à mola principal (2).
- b) A segunda devido à força tangencial produzida pela cunha em fricção (3) com as paredes do ACT.

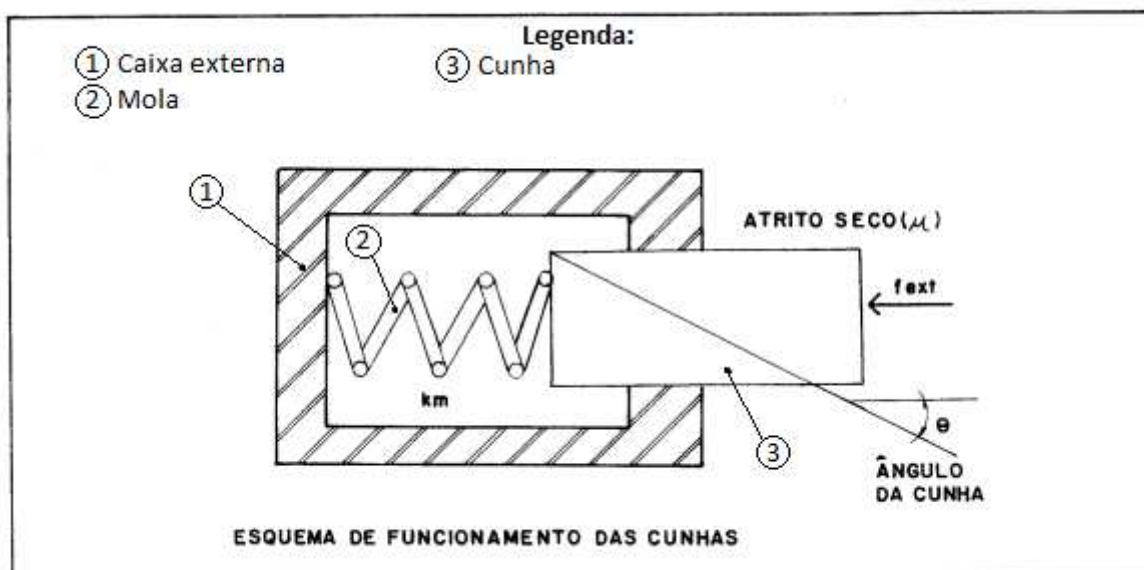


Figura 8 – Esquema das Cunhas do ACT (Fonte: Barbosa, 1993)

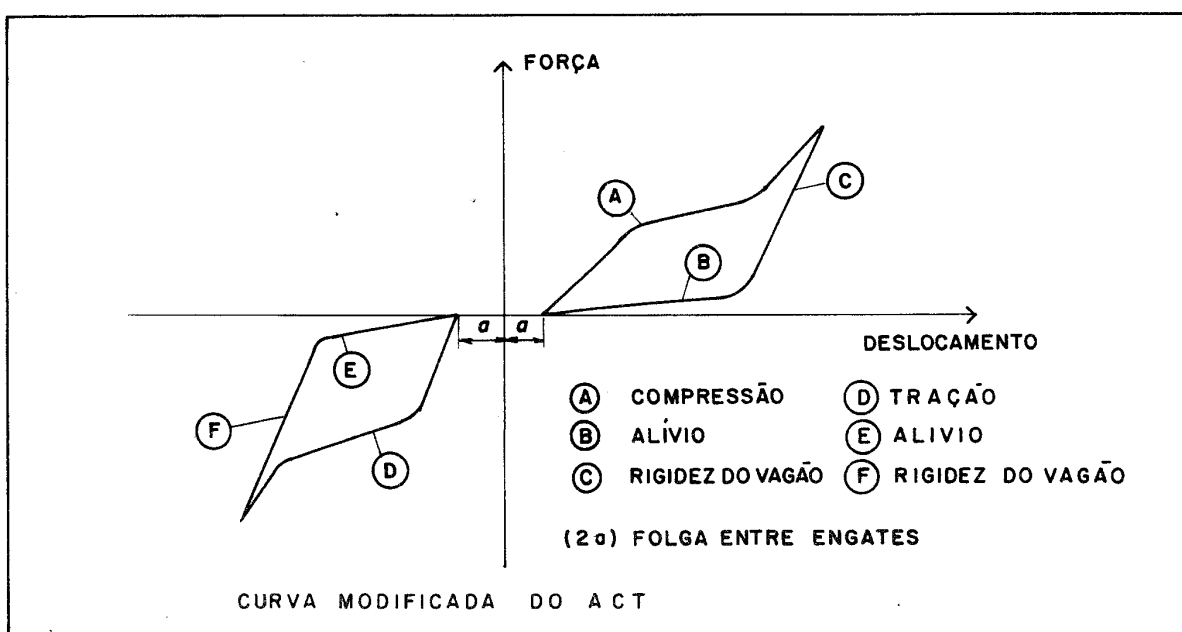


Figura 9 – Curva do ACT Modificada (Fonte: Barbosa, 1993)

A força normal aplicada às cunhas aumenta à medida que o suporte é introduzido no corpo, pois a força na mola principal aumenta. Desta forma a força tangencial de fricção aumenta à medida que a força externa aumenta, introduzindo as cunhas para dentro da caixa, caracterizando a proporcionalidade da fricção com a posição da cunha, em relação à posição

da cunha quando não está submetida à força externa.. Nos ACT de maior capacidade, uma segunda cunha de fricção entra em acção após vencer um certo percurso aumentando a rigidez do ACT.

Quando inicia a redução da força externa sobre o ACT, as cunhas de fricção ficam aliviadas, deixando de atritar sobre as paredes da caixa produzindo, então, simplesmente uma força de alívio correspondente à força da mola principal. Esta é a característica unidirecional do atrito de Coulomb.

Três características devem ser mencionadas em relação ao acoplamento entre dois veículos realizado por um conjunto de engate e ACT:

- a) Como o ACT trabalha em compressão ou tracção devido à sua montagem com a braçadeira do veículo, então as características apresentadas no primeiro quadrante do plano cartesiano do gráfico de forças x deslocamento (curvas "A" e "B"), na Figura 9, também valem para o terceiro quadrante com sinal trocado, ou seja, com valores negativos de deslocamento e força (curvas "D" e "E").
- b) O engate possui uma folga intrínseca permitindo movimento relativo entre dois veículos (Valor "a" da Figura 9). Uma pequena ou não existente rigidez na ligação permite variação de velocidade relativa entre dois veículos adjacentes resultando em impactos quando as folgas se fecham ou se abrem.
- c) Cada ligação entre dois veículos possui dois engates e dois ACT montados em série. Portanto, a rigidez equivalente a um acoplamento é correspondente à metade da produzida por um único ACT isoladamente.

Tendo como base estas observações, foi adoptada a curva experimental obtida a partir do ensaio de impacto, combinada com as características descritas acima. Então foi definida uma curva modificada que contém um intervalo morto para deslocamentos em torno de zero, correspondente às folgas "a" do engate, como observado na Figura 9.

Para deslocamentos maiores do que o comprimento sólido do ACT, a força produzida a princípio deveria ser demasiadamente grande. Entretanto, este facto não ocorre pois para forças maiores que a capacidade do ACT, a rigidez longitudinal da estrutura do veículo passa a colaborar com as deflexões.

Então foi incorporado na curva característica do ACT prolongamentos "C" e "F" com inclinação idêntica à rigidez do veículo (ver na Figura 9). Desta forma para deslocamentos maiores que o comprimento sólido do ACT, o conjunto da estrutura do veículo e ACT continua a responder, mas com forças proporcionais a rigidez de veículo.

Para forças oscilantes com valores médios diferentes de zero, o deslocamento produzirá força dentro dos limites estabelecidos pelos trechos "A" e "D" e trechos estabelecidos pela mola de retorno "B" e "E" mostrados na Figura 9 ou seja descrevendo uma curva de histerese.

3.2.1 Equacionamento das Forças no ACT

Com efeito de utilização no processo numérico, a curva característica do ACT foi ajustada com auxílio de polinômios de primeiro e segundo graus independentes para cada trecho. Para alguns tipos de ACT é possível utilizar um único polinômio de terceiro grau para representá-los. Os detalhes da caracterização do ACT são descritos no Anexo B.

Quando os veículos estão em movimento as forças de interação entre eles crescem e decrescem. Observa-se na Figura 9 que quando este efeito ocorre os deslocamentos correspondentes são diferentes.

Como a curva de crescimento da força é diferente da curva de alívio (efeito de histerese), são necessários cuidados especiais no momento de determinação da força no ACT para deslocamentos que variam sem atingir o extremo das curvas (A) ou (B).

Para tanto, é necessário o conhecimento do deslocamento do ACT produzido pelas forças do instante anterior. Uma vez conhecido o deslocamento do instante anterior e o deslocamento instantâneo actual, pode-se localizar o valor da força externa dentro do ciclo de histerese.

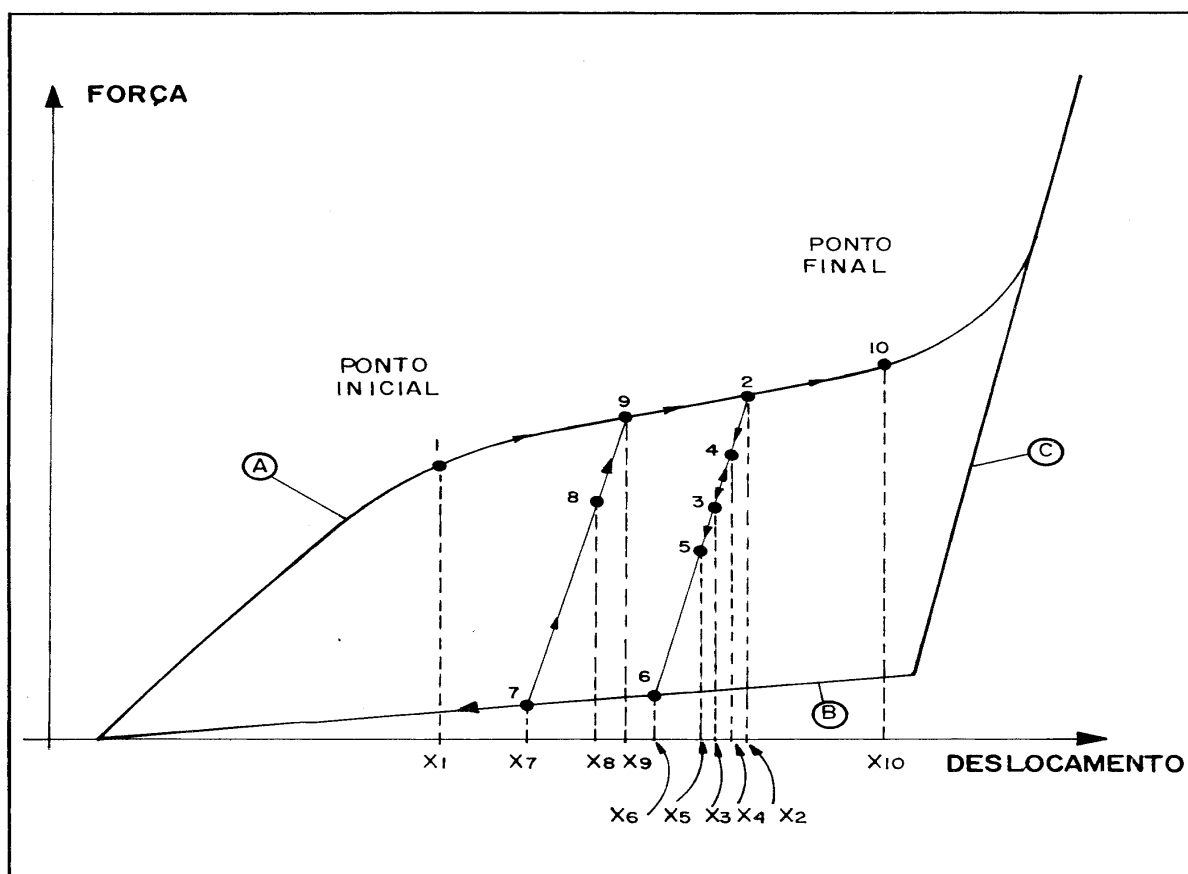


Figura 10 – Ciclo de Histerese do ACT (Fonte: Barbosa, 1993)

Para elaboração da rotina de cálculo do esforço no ACT para toda a extensão do curso, inclusive dentro do ciclo de histerese, foi proposto um roteiro básico apresentado na Figura 11 e descrito a seguir:

- Dado um ponto da curva correspondente ao instante anterior (força e deslocamento) e o deslocamento actual produzido pela força no instante anterior sobre a massa do veículo;
- Passar uma recta L com inclinação correspondente à rigidez do veículo pelo ponto anterior dado (deslocamento e força no instante anterior);
- A partir do deslocamento actual x_{ACT} , calcular as forças " F_L " sobre a recta L, " F_s " sobre curva de subida e " F_d " sobre a curva de descida;
- Compara-se os valores obtidos e selecciona-se adequadamente conforme os casos b, c ou d mostrados na Figura 11, de tal forma que:

se $F_L > F_s$	então	$F = F_s$
se $F_d \leq F_L \leq F_s$	então	$F = F_L$
se $F_L < F_d$	então	$F = F_d$

Como exemplo do método descrito de cálculo da força sobre o ACT observa-se os deslocamentos de x_1 a x_{10} da Figura 10. Entre os deslocamentos x_2 a x_6 os pontos passeiam sobre a recta L. O ciclo de histerese é caracterizado pelos pontos x_2 , x_6 , x_7 , x_8 , x_9 e x_{10} .

Para representação da folga "2a" entre os engates foi criado um trecho de deslocamento em que a força seja nula. Este efeito é introduzido no sistema quando se calcula as forças nos ACT utilizando-se da seguinte expressão:

$$x_{ACT}(t) = 0,5 \cdot (u_i(t) - u_{i+1}(t) - 2a) \quad (1)$$

onde:

$x_{ACT}(t)$ - valor do curso de um ACT;

$u_i(t)$ - deslocamento absoluto do veículo i;

$u_{i+1}(t)$ - deslocamento absoluto do veículo i+1;

$2a$ - folga total entre dois veículos.

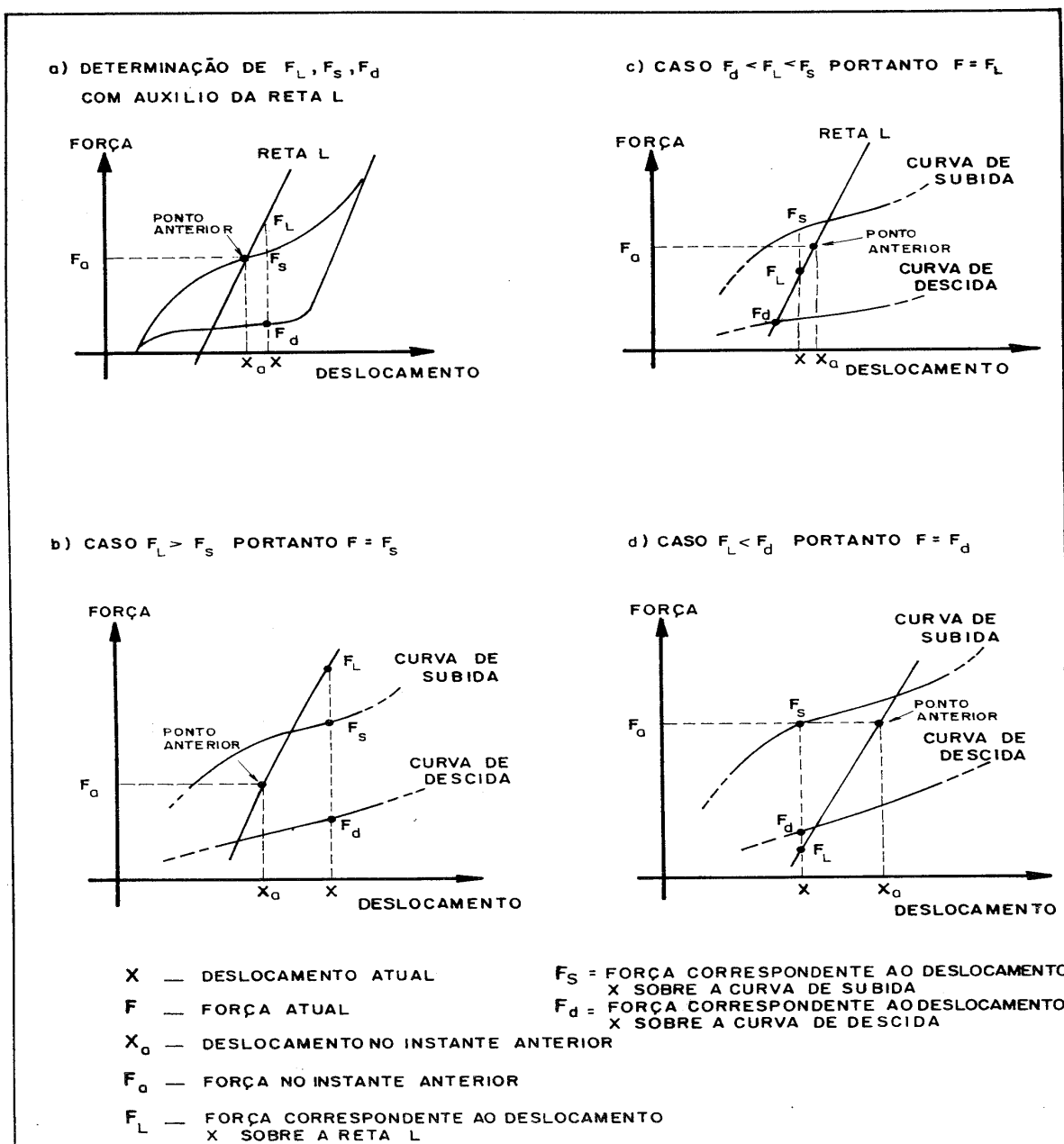


Figura 11 – Localização dentro do Ciclo de Histerese (Fonte: Barbosa, 1993)

Esta permite calcular o movimento relativo entre dois veículos ($u_i(t) - u_{i+1}(t)$), que quanto maior que a folga total entre dois veículos devido aos engates "2a", produzirá deslocamento sobre o ACT. Considera-se neste trabalho que os deslocamentos entre dois veículos consecutivos são igualmente distribuídos entre dois ACT.

3.3 Modelo do Sistema de Freio

O sistema de freio pneumático descrito anteriormente será modelado neste trabalho por um conjunto de polinômios que representam a variação da pressão nos cilindros de freio ao longo do tempo para cada veículo do comboio. Pode-se destacar a abordagem proposta por Felício (1984) como contribuição na discretização detalhada para o comportamento do sistema de freio para as aplicações de serviço máximo e emergência.

A metodologia adoptada está baseada na identificação dos termos dos polinômios que melhor descrevem o comportamento do crescimento da pressão para os diversos níveis de aplicação de freio.

Barbosa (1993) inovou neste aspecto que aumenta o potencial do modelamento proposto tendo em vista que os estudos anteriores de Felício (1984) se restringem a alguns casos específicos de aplicação do freio.

Os termos dos polinômios são funções das características do comboio e do sistema de freio conforme exposto por Garg (1984). Os termos são calculados para cada veículo e são dependentes da distância do veículo à locomotiva líder, que é aquela que detém o comando do sistema de freio e a fonte geradora das pressões necessária para os comandos.

O procedimento para determinação destes termos está baseado no conhecimento de diversas características do comportamento de um sistema pneumático, dentre elas:

- a) A velocidade de propagação da onda de variação de pressão ao longo da tubulação pneumática até atingir a respectiva válvula de controlo no veículo. Este valor é da ordem de 280 m/s conforme mencionado por Hoeve (1972) *apud* Barbosa (1993). Tão logo a informação de que o freio deva ser aplicado, seja detectada pela válvula de controlo de freio do veículo através da variação da pressão, a válvula de controlo abre uma passagem para liberar ar do reservatório auxiliar para o cilindro. Isso ocorre até que seja atingido o equilíbrio ditado pelo nível de redução de pressão aplicado à tubulação geral.
- b) O tempo de enchimento do cilindro de freio é praticamente o mesmo para qualquer veículo (considerando-se o mesmo tipo de válvula e relação de volume entre o reservatório e o cilindro). Entretanto, como o gradiente de redução de pressão vai atenuando ao longo do comboio, o tempo de enchimento do cilindro de freio vai aumentando para cada veículo consecutivo.

Duas variáveis utilizadas em Hoeve (1972) e Dubbeldam (1975) *apud* Barbosa (1993), podem ser definidas, a partir do exposto acima, para identificar os parâmetros de representação da variação da pressão no cilindro de freio, quais sejam:

- a) Factor de posição do veículo no comboio em relação à locomotiva;
- b) Coeficiente para definir o tempo final de enchimento do cilindro de freio.

O primeiro correlaciona o início de crescimento da pressão com a posição do veículo no comboio; o segundo caracteriza o atraso no enchimento do cilindro para cada veículo ao longo do comboio.

A aplicação do freio é caracterizada pela queda da pressão produzida com a descarga de ar da tubulação geral dentro do manipulador operado pelo maquinista. Esta queda de pressão se propaga ao longo da tubulação geral até o último veículo do comboio. Quando a válvula de controlo de um veículo identifica a queda de pressão abre-se, dando passagem ao ar para o cilindro, produzindo a aplicação de freio.

Com efeito de produzir um equacionamento representativo da pressão no cilindro de freio, foi adoptada uma curva de pressão dividida em quatro trechos como podem ser vistos na Figura 13.

O trecho I, caracterizado pelo factor de posição (tempo de atraso até início da aplicação), vai do tempo inicial t_0 , onde a aplicação do freio é realizada pelo maquinista, até o início do crescimento da pressão (tempo t_1). Durante este trecho a pressão permanece igual a zero (trecho I), como mostra a Figura 13.

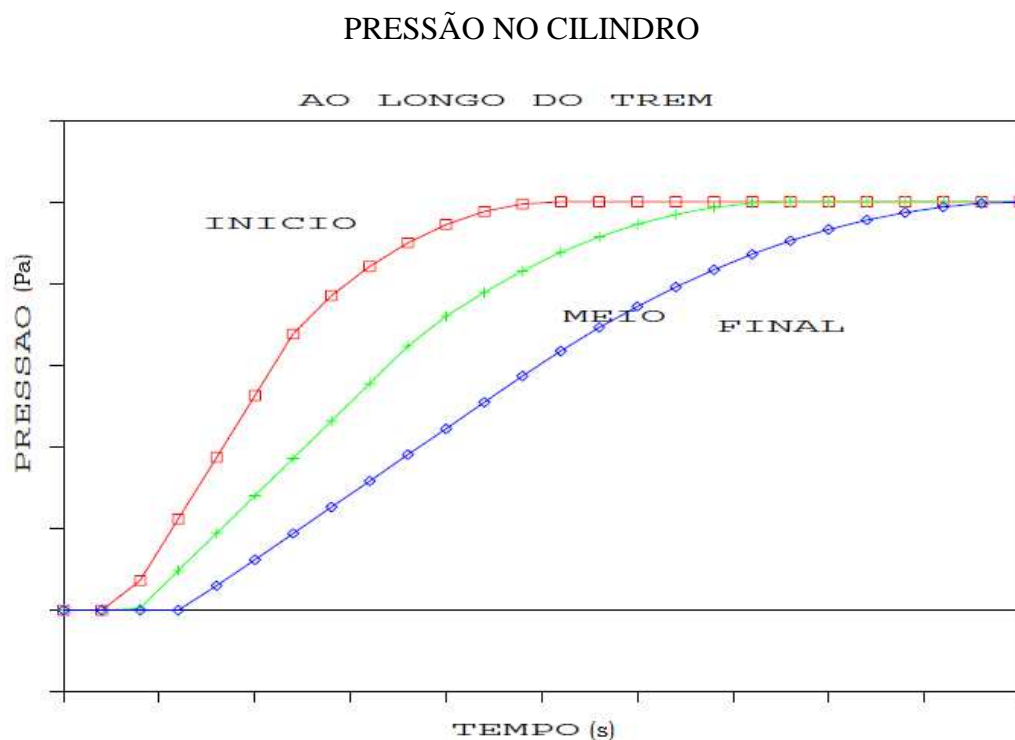


Figura 12 – Curva de Pressão no Cilindro de Freio (Fonte: Barbosa, 1993)

A pressão final P_3 é obtida a partir de uma relação linear dependente da pressão de redução da tubulação geral (termo denominado P_{rd}).

O trecho IV, no qual a pressão final é constante, inicia-se após o enchimento total do cilindro (coeficiente para enchimento total t_3). Este ponto caracteriza-se pelo lugar geométrico da intersecção da pressão final P_3 com as rectas geradas a partir do eixo dos tempos num instante de tempo t_K) com um coeficiente angular Af_2 função do número do veículo.

Dois trechos intermediários foram introduzidos para ajustar melhor, empiricamente, as curvas de crescimento. O trecho II, de crescimento da pressão linear, envolve a maior parte da aplicação da pressão. O seu coeficiente angular (Af_1) é dependente da posição do veículo no comboio.

O trecho III é ajustado por um polinômio de segundo grau que liga os trechos II e IV com derivada contínua (tangente no ponto P_3).

A Figura 13 apresenta a localização dos quatro trechos da curva de pressão em função do tempo.

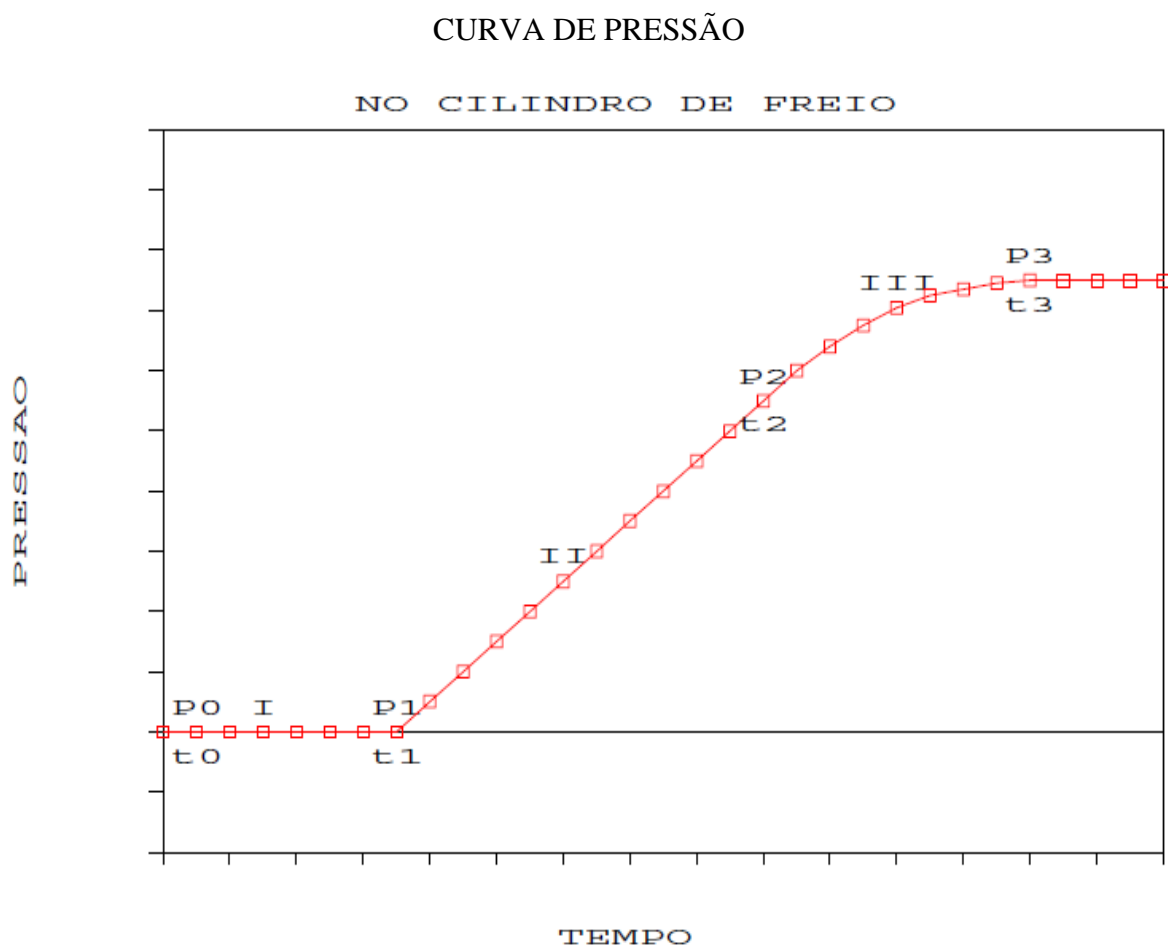


Figura 13 – Representação dos Trechos (Fonte: Barbosa, 1993)

3.3.1 Cálculo das Forças de Retardamento

A força de retardamento do veículo produzida pela aplicação do sistema de freio pode ser obtida para qualquer veículo da composição com auxílio das equações obtidas pelo método descrito no item anterior.

Então para o i -ésimo veículo ter-se-á a força de retardamento dada pela seguinte expressão:

$$ff_i = \mu \cdot fn_i \quad (2)$$

$$fn_i = (Pcf_i - Pm) \cdot n_c \cdot r_i \cdot r_m \cdot \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} \right) \quad (3)$$

onde:

ff_i - força de retardamento do i -ésimo veículo,

fn_i - força normal de aplicação da sapata de freio,

μ - coeficiente de atrito entre a roda e a sapata de freio,

D - diâmetro útil do cilindro de freio,

Pcf_i - pressão no cilindro de freio do i -ésimo veículo,

Pm - pressão equivalente da mola de retorno,

n_c - quantidade de cilindros de freio no veículo,

r_t - relação de redução do movimento na timoneria,

r_m - rendimento mecânico do timoneria (função da pressão no cilindro).

A força normal aplicada à sapata de freio é minorada devido à resistência passiva da timoneria (eficiência). A expressão que calcula este valor é função da pressão de aplicação do freio.

Essas equações serão utilizadas para cálculo somente nas seguintes condições:

- a) Se $(Pcf_i - Pm)$ for positivo,
- b) Se ffi for menor ou igual à máxima força de atrito entre a roda e o trilho,
- c) Se a velocidade do i -ésimo veículo for positiva.

3.4 Resistência ao Movimento

Neste item serão descritas as forças que contribuem para causar resistência ao movimento longitudinal dos veículos. É conveniente salientar que estas forças são sempre contrárias à direcção do movimento devendo receber um tratamento adequado para serem introduzidas com as demais forças aplicadas sobre os veículos.

A força total de resistência ao movimento do i -ésimo veículo é dada pela somatória de três tipos de resistências:

- a) Resistência ao Rolamento;
- b) Resistência Devido à Inclinação da Via;
- c) Resistência de Curvas.

$$fr_{m_i} = fr_{r_i} + fr_{g_i} + fr_{c_i} \quad (4)$$

3.4.1 Resistência ao Rolamento

As forças de resistência ao rolamento dos veículos, proporcionais à carga transportada, são formadas basicamente de três parcelas distintas que compõem um polinômio de segunda ordem dependente da velocidade do tipo:

$$fr_{r_i} = A + B \cdot \dot{u}_i + C \dot{u}_i^2 \quad (5)$$

Os termos do polinômio podem ser descritos e quantificados da seguinte forma:

- a) O termo constante "A" do polinômio correspondente à resistência ao rolamento da roda sobre o trilho ferroviário e depende basicamente do peso sobre roda, do rolamento (ou deslizamento), do número de eixos no veículo e desalinhamento entre rodados do veículo e a via;
- b) O termo linear "B" dependente da velocidade \dot{u}_i corresponde à energia dissipada nos movimentos laterais da suspensão do veículo e da rigidez estrutural da via segundo Garg (1984);
- c) O termo quadrático "C" do polinômio correspondente ao arraste aerodinâmico dependente da velocidade elevada ao quadrado. É produzido pelo formato e área frontal da locomotiva, pelo arraste devido à rugosidade lateral dos vagões e da interface entre dois veículos consecutivos.

Portanto, a composição destes três factores resulta em uma equação polinomial de segundo grau, dependente da velocidade da composição, que permite calcular a força de resistência ao movimento longitudinal do comboio.

3.4.2 Resistência Devido à Via

Para uma composição ferroviária subindo um trecho de via inclinado, a componente da força gravitacional na direcção longitudinal é dada pela expressão:

$$fr_{g_i} = g \cdot m_i \cdot \sin(\beta) \quad (6)$$

Onde:

fr_{g_i} - força de resistência devido à inclinação,
 g - aceleração da gravidade

m_i - massa do i -ésimo veículo.

β - ângulo de inclinação da via em relação ao plano horizontal.

3.4.3 Resistência de Curvas

Durante a inscrição de curvas, um bom veículo ferroviário, deve ajustar-se de maneira a oferecer a menor resistência possível. Como o truque, que é a estrutura metálica que suporta o veículo sobre a suspensão, são geralmente compostos de peças rígidas ou de difícil articulação, o alinhamento entre os rodados e o centro da curvatura da via torna-se restrito e difícil.

Isto provoca atritos entre o friso da roda e o boleto do trilho, produzindo forças de resistência ao movimento. Truques de projecto moderno possuem adequada concepção da suspensão primária, especialmente na direcção longitudinal, o que proporciona melhores condições de alinhamento dos rodados em relação ao raio da curva da via, reduzindo assim as forças de resistência. Portanto a força de resistência de curva da via ao movimento fica:

$$fr_{c_i} = \frac{m_i \cdot g \cdot k}{R} \quad (7)$$

Onde:

fr_{c_i} - Força de Resistência de Curva;

m_i - Peso do i -ésimo Veículo;

g - Aceleração da Gravidade;

R - Raio da Curva;

k - Constante de Proporcionalidade.

Estas forças sempre foram tratadas como proporcionais ao raio de curvatura. Estudos mais recentes mostram formulações que contemplam também o tipo do truque e condições de contaminação dos trilhos (seco ou lubrificado).

3.4.4 Resistência à Partida

Os valores de resistência ao rolamento para velocidades nulas apresentam valores maiores do que os apresentados na equação (5) pela necessidade de vencer os atritos estáticos dos

mancais. No instante em que a composição tenta sair do repouso, existe uma parcela adicional da resistência ao movimento que é chamada de resistência de partida.

Portanto, para velocidades nulas as equações das forças de resistência ao rolamento são substituídas por uma equação onde a força de resistência à partida é exclusivamente proporcional à massa do veículo:

$$fr_{p_i} = m_i \cdot r_p \quad (8)$$

Onde:

fr_{p_i} - força de resistência de partida do i-ésimo veículo;

m_i - massa do i-ésimo veículo;

r_p - constante de proporcionalidade.

Este valor deve cair abruptamente para o valor de regime tão logo o veículo abandone o repouso e inicie o movimento. Este valor é fornecido pela fórmula de Davis de resistência ao movimento (equação (5)).

3.5 Modelo baseado no processo de integração numérica

Para este modelo, os vários componentes do sistema ferroviário apresentam características não lineares. A realização da solução através de um processo de integração numérica, é requerida devido à inclusão das propriedades não lineares no equacionamento do sistema dinâmico de veículos interligados.

Um exemplo típico de não linearidade pode ser observado no comportamento do ACT que apresenta histerese durante um ciclo de carga e descarga. Esta propriedade é adequada para dissipar energia sendo característica intrínseca deste equipamento.

No equacionamento será isolado o esforço transferido através dos ACT o que permite o uso directo da curva característica de força x deslocamento. Serão obtidas as equações de movimento aplicando-se a 2ª lei de Newton e descrito o processo de integração numérica.

3.5.1 Equações de Movimento

Para compreensão da constituição do acoplamento entre dois veículos consecutivos, é necessário observar a Figura 14. São mostrados dois engates conectados entre si, cercados por dois ACT instalados um em cada veículo. Esta disposição apresenta uma massa intermediária (m_j) entre dois ACT correspondente aos engates desta ligação e mais as partes móveis do ACT.

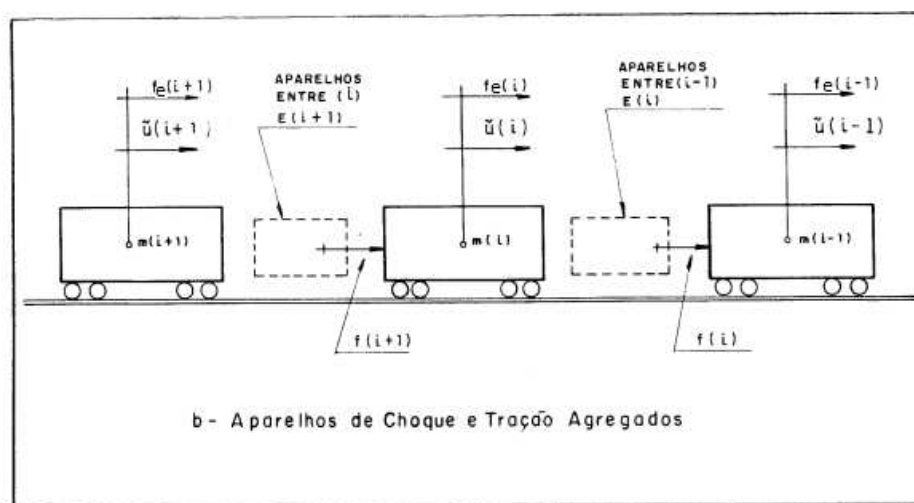


Figura 14 – Detalhe da Força nos Engates (Fonte: Barbosa, 1993)

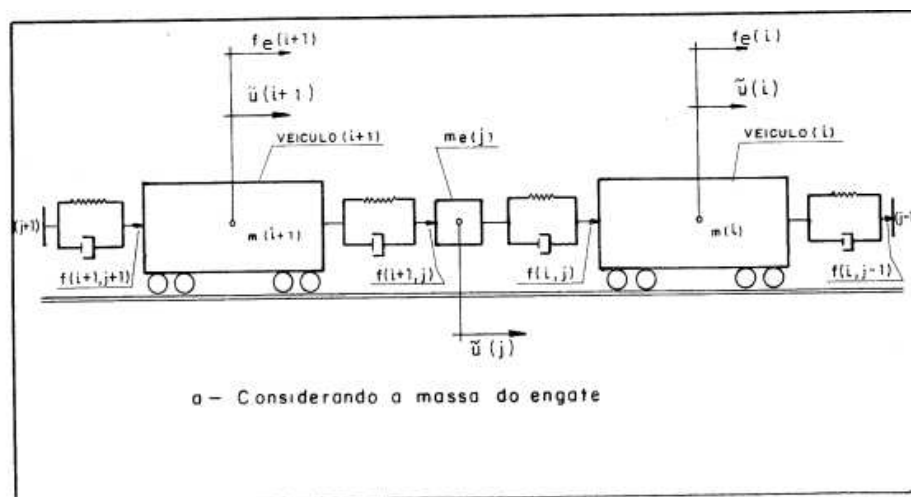


Figura 15 – Forças Agrupadas dos Engates (Fonte: Barbosa, 1993)

A força entre o veículo "i+1" até o engate "j" é identificada por $f_{i+1,j}$. Para o i-ésimo veículo e o engate "j" a força é $f_{i,j}$.

Utilizando a 2ª lei de Newton ao veículo "i" e ao engate "j", conforme proposto por Felício, (1984) obtém-se as equações:

$$(m_i + m_r) \cdot \ddot{u}_i(t) = f_{i,j}(t) - f_{i,j-1}(t) + f_{e_i}(t) \quad (9)$$

$$m_{e_j} \cdot \ddot{u}_j(t) = f_{i+1,j}(t) - f_{i,j}(t) \quad (10)$$

onde:

i - índice do veículo (vagão ou locomotiva $i=1, 2, \dots, n$);

j - índice dos engates ($j=n+1, \dots, 2*n-1$);

n - número total de veículos no comboio;

m_i - massa do i-ésimo veículo;

m_r - massa translacional equivalente às inércias de rotação dos rodados do veículo;

m_{e_j} - massa móvel do engate j;

$\ddot{u}_i(t)$ - aceleração do veículo i;

$\ddot{u}_j(t)$ - aceleração do engate j;

$f_{i,j}(t)$ - força aplicada ao veículo i devido ao engate j;

$f_{e_i}(t)$ - somatório das forças externas sobre o i-ésimo veículo.

A força externa $f_{e_i}(t)$ como mostrado na Figura 15 tem valor positivo para o sentido da esquerda para direita e corresponde ao somatório de todas as forças externas aplicadas ao veículo "i" (força de accionamento da locomotiva, resistência ao rolamento, forças de frenagem, força gravitacional, etc.).

As inércias das massas girantes dos rodados são transformadas em valores equivalentes de massa de translação obtidas pela divisão da inercia rotacional do rodado pelo quadrado do raio da roda.

Como a massa dos engates é pequena quando comparada com a massa do veículo (entre 200 e 300 vezes menor), seus efeitos de ordem dinâmica são desprezíveis em relação aos movimentos do veículo.

Portanto o modelo detalhado descrito acima, permite algumas simplificações sem prejuízo da representatividade do sistema mecânico. Então migrando-se massa do engate para junto da massa do respectivo veículo obtém-se a massa total do veículo mt_i :

$$mt_i = m_i + m_r + me_j \quad (11)$$

Considerando que a massa intermediária entre os ACT passa a ser nula, a equação (10) fica reduzida a:

$$f_{i+1,j}(t) = f_{i,j}(t) \quad (12)$$

Considerando que os ACT dispostos em série ligando dois veículos sejam todos idênticos, os ACT entre os veículos "i" e "i+1" podem ser agrupados como se fossem um só mas com a metade da rigidez. Portanto pode-se definir a força f_{i+1} entre os veículos "i" e "i+1" como sendo:

$f_{i+1}(t)$ - Força agente sobre o veículo "i", na direção positiva de $u_i(t)$, causada pelos ACT entre os veículos "i" e o veículo "i+1".

Observando-se as condições de contorno para a equação (12) pode-se escrever que para o primeiro veículo: $f_1 = 0$ devido ao facto deste acoplamento ser a extremidade do comboio, portanto sem esforço por ele transmitido.

Assim conforme mostrado pela Figura 16 onde se visualiza o sentido das forças, a equação (9) pode ser rescrita de forma reduzida considerando o aglutinamento da massa dos engates à do veículo:

$$mt_i \cdot \ddot{u}_i(t) = f_{i+1}(t) - f_i(t) + fe_i(t) \quad (13)$$

Onde:

mt_i - massa total do veículo i;

$f_i(t)$ - força entre os veículos "i-1" e "i";

$f_{i+1}(t)$ - força entre os veículos "i" e "i+1";

$fe_i(t)$ - somatório das forças externas agindo sobre o i-ésimo veículo.

Obs: O sentido das forças e deslocamentos é considerado positivo para a direita como pode ser observando na Figura 16.

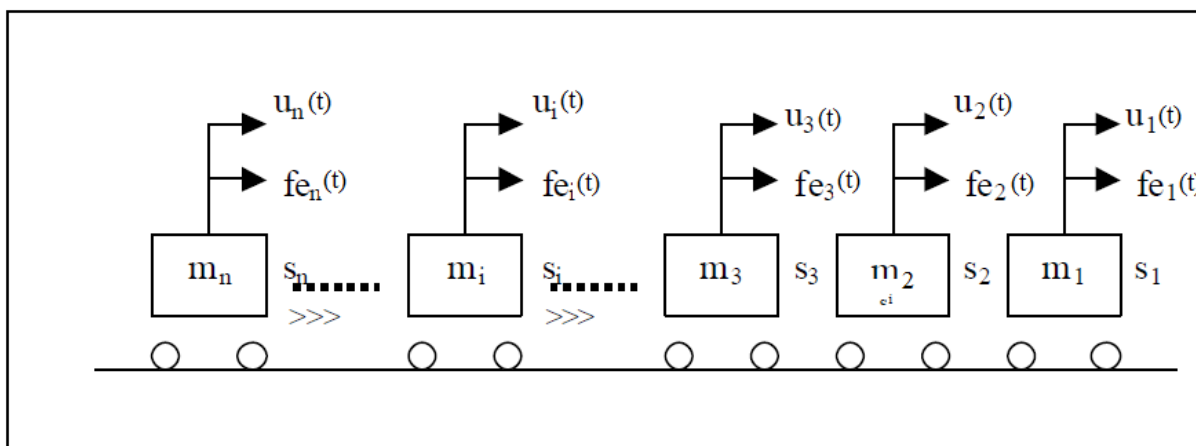


Figura 16 – Modelo do Conjunto de Veículos (Adaptado de Barbosa, 1993)

Sendo que os termos da Figura 16 são definidos para $i = 1, 2, \dots, n$ como:

s_i - representa a rigidez do acoplamento.

m_i - representa a massa pontual de cada veículo.

$u_i(t)$ - deslocamento longitudinal, associado à massa m_i .

$fe_i(t)$ - somatório das forças externas aplicada à massa pontual do veículo i .

Detalhando a equação para os vários veículos tem-se:

$$\begin{aligned}
 m_{t_1} \cdot \ddot{u}_1 &= f_2 - f_1 + fe_1 \\
 m_{t_2} \cdot \ddot{u}_2 &= f_3 - f_2 + fe_2 \\
 &\dots\dots\dots \\
 m_{t_i} \cdot \ddot{u}_i &= f_{i+1} - f_i + fe_i \\
 &\dots\dots\dots \\
 m_{t_n} \cdot \ddot{u}_n &= f_{n+1} - f_n + fe_n
 \end{aligned} \tag{14}$$

Considerando que todas as forças agentes sobre o veículo "i" como sendo $ft_i = f_{i+1} - f_i + fe_i$ e rearranjando na forma matricial obtém-se:

$$\begin{bmatrix} mt_1 & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 \\ 0 & mt_2 & \dots & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \dots & \vdots & \dots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & mt_i & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \dots & \vdots & \dots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & 0 & \dots & mt_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{u}_1(t) \\ \ddot{u}_2(t) \\ \vdots \\ \ddot{u}_i(t) \\ \vdots \\ \ddot{u}_n(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} ft_1 \\ ft_2 \\ \vdots \\ ft_i \\ \vdots \\ ft_n \end{bmatrix} \quad (15)$$

Ou simplesmente:

$$[\mathbf{M}] \{\ddot{\mathbf{u}}(t)\} = \{\mathbf{f}t\} \quad (16)$$

As forças externas que agem sobre cada veículo ou seja as componentes do termo " f_{e_i} " da equação (9) podem ser resumidos da seguinte lista:

- a) força devido à resistência ao rolamento;
- b) força devido à rampas (força gravitacional);
- c) força devido à resistência de inscrição em curvas;
- d) força de acionamento produzida pela locomotiva;
- e) força de frenagem.

3.6 Processo de Integração Numérica

Em linhas gerais um método de integração numérica é realizado passo-a-passo com pequeno intervalo de tempo " h " entre cada integração, sendo que a solução da equação no passo " $i+1$ ", é obtida a partir do conhecimento das condições das variáveis de estado do passo " i ". Neste caso particular as variáveis de estado são a velocidade e deslocamento de cada veículo.

Portanto é necessário o conhecimento da curva característica dos elementos não lineares e das condições iniciais de estado do sistema para iniciar o processo de integração.

Como já foi mencionado anteriormente o comportamento dinâmico dos veículos que compõem um comboio possui uma parcela de não linearidade devido à característica própria dos elementos de ligação entre cada veículo. O equacionamento deste tipo de característica (mola com fricção de Coulomb proporcional e unidirecional) pode ser feita através da linearização por trechos.

O tamanho do intervalo de tempo "h" entre cada passo de integração, depende do método utilizado. Em geral o intervalo de tempo "h" entre cada passo é fixo, excepto para os métodos onde é feita uma avaliação do erro cometido e o intervalo é reduzido até que o erro seja confinado à limites pré-estabelecidos.

A sistemática básica para a solução do sistema de equações de movimento do sistema dinâmico de veículos, é a transformação do conjunto de equações diferenciais em um conjunto de equações algébricas simultâneas, acompanhadas de uma relação entre o deslocamento, velocidade e aceleração.

Para a solução das equações de movimento não lineares foi adoptado o método de integração numérica do tipo Runge-Kutta de 4ª ordem, preciso e de boa estabilidade, que permite fácil implementação computacional.

A ideia básica destes métodos é aproveitar as qualidades dos métodos de série de Taylor e, ao mesmo tempo, eliminar sua maior dificuldade de implementação: o cálculo das derivadas de $f(x,y)$.

Apresenta-se a seguir, as características dos Métodos de Runge-Kutta de ordem "n":

- 1) São métodos de passo simples;
- 2) Não exigem o cálculo de qualquer derivada de $f(x,y)$; por esse motivo, calculam $f(x,y)$ em vários pontos;
- 3) Após expandir $f(x,y)$ por Taylor para função de duas variáveis em torno de (x_i, y_i) e agrupar os termos semelhantes, sua expressão coincide com a do método de série de Taylor de ordem "n".

O Método de Euler (equivalente ao método de série de Taylor de 1ª ordem) é um Método de Runge-Kutta de 1ª ordem, e o Método de Euler Aperfeiçoado é um Método de Runge-Kutta de 2ª ordem.

Evidentemente, é possível obter fórmulas de Runge-Kutta de ordens superiores à 5ª ordem, mas, de modo geral, o ganho em precisão não compensa o esforço computacional exigido nesses cálculos. Além disso, vimos que o Método de Runge-Kutta de ordem "n" se baseia na série de Taylor de mesma ordem: despreza termos de $O(h^{n+1})$, mas com multiplicadores de valor desconhecido $(y^{(n+1)}(\xi))$.

3.7 Condições Iniciais

Para que seja possível iniciar o processo de integração numérica, é necessário o conhecimento de variáveis de estado nas condições iniciais, permitindo a solução do sistema de equações diferenciais. As condições iniciais podem ser classificadas em duas categorias:

- a) Condições iniciais fundamentais,
- b) Condições iniciais secundárias.

As condições iniciais fundamentais são a posição e velocidade iniciais de cada veículo.

As condições iniciais secundárias são todas as demais condições necessárias para a inicialização, tais como: força de accionamento, força nos engates e forças de resistência ao movimento (forças de resistência ao rolamento, força devido à inclinação da via e forças devido as curvas).

3.7.1 Determinação das Condições de Estado

Para a determinação das variáveis de estado (deslocamento e velocidade) é necessário o estabelecimento de uma situação típica para o início dos cálculos. Pode-se caracterizar duas situações típicas como:

- a) Comboio em equilíbrio com aceleração nula;
- b) Comboio em equilíbrio com aceleração constante.

Para o caso dos veículos com aceleração nula é necessário que as forças actuantes sobre estes sejam iguais a zero. Neste caso é necessário que a força total de tracção desenvolvida pela locomotiva seja suficiente para contrabalançar as forças de resistência ao movimento de todos os veículos da composição. Então, voltando às equações fundamentais deduzidas no item anterior, tem-se para o i -ésimo veículo:

$$f_{i+1} - f_i + fe_i = 0 \quad (17)$$

Onde:

f_{i+1} - força aplicadas no i -ésimo veículo pelo $(i+1)$ -ésimo;

f_i - forças aplicadas no (i-1)-ésimo veículo pelo i-ésimo;

f_{e_i} - forças externas aplicadas no i-ésimo veículo.

A determinação da força total de accionamento das locomotivas "fl" para produzir aceleração nula no comboio contrabalançando as resistências produzidas pela resistência ao rolamento " frr_i ", forças devido a inclinação da via " frg_i ", forças de resistência de curva " frc_i ", é expressa por:

$$fl = \frac{frr_i + frg_i + frc_i}{nl} \quad (18)$$

onde:

fl - força total da locomotiva necessária para manter o equilíbrio do comboio (aceleração nula);

frr_i - força de resistência ao rolamento do i-ésimo veículo;

frg_i - força gravitacional devido à rampa do i-ésimo veículo;

frc_i - força de resistência de curva do i-ésimo veículo;

nl - número de locomotivas da composição.

Assim pode-se determinar as forças de todos os engates a partir do último veículo considerando que $f(n+1)$ é nula. Em ambas as condições de equilíbrio é necessário estabelecer o valor inicial da velocidade que pode assumir duas situações:

- Velocidade nula (comboio em repouso)
- Velocidade diferente de zero (comboio em movimento)

A tabela 5 permite visualizar as várias combinações de condições iniciais.

Tabela 5 – Condições Iniciais do Problema

Aceleração	Velocidade	Estado dos Veículos	Força Resist.	Locomotiva	Freio pneumático	Folgas engates
$\ddot{u}=0$	$\dot{u}=0$	Repouso	$frr=0$	$fl=0$	Aliv.	A/F
			$frr<>0$	$fl=0$	Aplic.	A/F
	$\dot{u}>0$	Equilibrio	$frr>0$	$fl=frr$	Aliv.	A/F

Aceleração	Velocidade	Estado dos Veículos	Força Resist.	Locomotiva	Freio pneumático	Folgas engates
			$f_{rr} < 0$	$f_l = 0$	$A_{pli} = f_r$	A/F
$\ddot{u} > 0$	$\dot{u} = 0$	Demarragem	$f_{rr} = 0$	$f_l > f_{rr}$	Aliv.	Calc
			$f_{rg} > f_{rr}$	$f_l = 0$	Aliv.	A/F
	$\dot{u} > 0$	Acelerando	$f_{rr} > 0$	$f_l > f_{rr}$	Aliv.	Calc
			$f_{rg} > f_{rr}$	$f_l = 0$	Aliv.	Calc
$\ddot{u} < 0$	$\dot{u} = 0$	Reversão	$f_{rr} = 0$	$f_l < f_{rr}$	Aliv.	Calc
			$f_{rg} < f_{rr}$	$f_l = 0$	Aliv.	A/F
	$\dot{u} > 0$	Frenagem	$f_{rr} < 0$	$f_{din} > f_{rg}$	Aliv.	Calc
			$f_{rg} > 0$	$f_{din} = 0$	$A_{pli} > f_g$	Calc
			$f_{rr} > f_{rg}$	$f_{din} = 0$	Aliv.	Calc

Onde:

\ddot{u} - Aceleração inicial dos veículos;

\dot{u} - Velocidade inicial dos veículos;

f_{rr} - Forças de resistência ao movimento dos veículos;

f_{rg} - Força gravitacional devido a via dos veículos;

f_l - Força de tracção das locomotivas;

f_{din} - Força do freio dinâmico das locomotivas;

Aliv - Freio pneumático aliviado;

A_{pli} - Freio pneumático aplicado;

A/F - Folga dos engates estabelecida aberta ou fechada;

Calc - Folga dos engates e posição dos ACT consideradas.

Deve-se considerar que nesta análise supõe-se que todos os veículos estejam sujeitos às mesmas condições de freio pneumático (força estabilizada).

No caso dos veículos em repouso a folga dos engates entre os vagões fica indeterminada e pode ser definida como condição inicial. Neste caso podem ocorrer duas situações conhecidas como "comboio esticado", onde todos os veículos estão afastados entre si no máximo da folga, ou "comboio comprimido" onde os veículos estão com as folgas entre os engates totalmente comprimidas.

CAPÍTULO 4 - METODOLOGIA DE RESOLUÇÃO DO PROBLEMA E APRESENTAÇÃO DE RESULTADOS

Este capítulo apresenta a simulação matemática da operação (aceleração e frenagem) de um comboio unitário de carga contendo vinte vagões, em um trecho da linha de Ressano Garcia, com a introdução do coeficiente de velhice para as molas. Apresenta também os resultados da simulação matemática, mas não apresenta as conclusões, sendo elas apresentadas no capítulo seguinte.

4.1. Caso de Estudo

Para o estudo de caso, simulou-se o movimento de um comboio unitário de carga, utilizando o método de integração numérica de Runge-Kutta de 4ª ordem, com auxílio de ferramentas computacionais.

O programa computacional que foi utilizado é o Scilab, versão 5.5.0 onde fez-se a utilização do aplicativo Xcos, para a resolução das equações diferenciais de movimento.

O Scilab é um *software* de código aberto com um ambiente computacional ideal para aplicações científicas e de Engenharia. Desenvolvido inicialmente pelo INRIA (*Institut National de la Recherche Informatique et Automatic*) (<http://www.inria.fr/>), actualmente o Scilab é mantido e desenvolvido pelo Scilab Enterprises (<http://www.scilab-enterprises.com/>). O *download* da versão mais recente deste *software* pode ser feito através do site <http://www.scilab.org/>.

O Xcos (antigo *Scicos - Scilab Connected Object Simulator*) configura-se como um *toolbox* do *software* Scilab que permite a simulação de sistemas dinâmicos tanto de natureza contínua ou discreta. Possui também recursos de pós-processamento gráfico que permite ao utilizador realizar a apresentação da resposta dinâmica do sistema de equações de movimento. Trata-se de um ambiente de programação em comandos de alto nível onde a simulação se desenvolve através da utilização de blocos contendo rotinas numéricas, armazenados em bibliotecas do Xcos.

Generalizando, a simulação do comportamento dinâmico de um sistema mecânico descrito por equações diferenciais utilizando o programa Xcos, pode ser realizada em 7 etapas principais:

- Inicialização de um novo Diagrama de Blocos;
- Acesso a Bibliotecas de Blocos (palletes);
- Seleção dos blocos de interesse para o Diagrama criado;
- Definição dos parâmetros de cada bloco;
- Conexão entre os blocos;
- Compilação e Simulação do Diagrama criado;
- Gravação do Diagrama.

4.1.1 Caracterização do Veículo

Para iniciar a simulação do sistema dinâmico define-se as características do sistema dinâmico de veículos a serem introduzidos no programa. As principais características já foram descritas nos capítulos anteriores, como características do ACT, tipos de amortecedores, tipos de veículos ligados, que formam o sistema dinâmico de veículos.

Os dados da locomotiva e do vagão são apresentados nas tabelas abaixo:

Tabela 6 – Características técnicas da locomotiva

Locomotiva GE U20C	Série 73/117
Potência Total	2150 hp / 2180 cv
Potência contínua	2000 hp / 2028 cv
Peso bruto total	180 ton
Classif. Quanto ao nº de rodados	0-C-C-0
Altura máxima	3,67 m
Largura máxima	2,70 m
Velocidade máxima	103 km/h
Velocidade mínima	15 km/h
Capacid. Reservatório combustível	6625 litros

Tabela 7 – Características técnicas do vagão

Vagão Tipo Boxcar	
Tara	17 ton
Lotação	13 ton

Nº de eixos	4
Área frontal	8 m ²
Comprimento	12,2 m

4.1.2 Caracterização da Via

Outra informação de grande importância, a ser inserida na colocação do problema e no programa computacional, é a característica da via. A via escolhida foi a linha de Ressano Garcia, uma linha de 88-km de comprimento que liga o porto de Maputo à rede Sul Africana dos Caminhos de Ferro, que se encontra totalmente operacional.

A linha de Ressano Garcia faz parte da rede CFM-Sul que é composta das seguintes linhas, linha de Limpopo (520-km), linha de Goba (74 km), linha de Ressano Garcia (88 km), Ramal de Salamanga (61 km), linha da Machava-Matola (10 km), Moamba-Xinavane (93 km), Xai-Xai Chicome (90 km), Manjacaze-Maraó (50 km), Inhambane-Inharrime (90 km), totalizando 1,076 km.

Tabela 8 – Características das linhas ferroviárias do país (2003)

Linha	Total (km)	Operacional (km)	Peso (kg/m)	Carga Máxima por eixo do veículo (toneladas)
Sul	1,061	738	54	
Ressano Garcia	88	88	45	20
Goba	74	74	45	20
Salamanga	61	61	45	20
Limpopo	520	520	45	20
Machava- Matola	10	10	45	20
Moamba - Xinavane	93	Inoperacional		
Xai-Xai- Chicomo	90	Inoperacional		
Manjacaze - Maraó	50	Inoperacional		
Inhambane- Inharime	90	Inoperacional		

Fonte: Jacobs Consultancy, (2005), pag. 102.

4.1.3 Condições de Simulação

As condições adoptadas para realização da simulação são as seguintes:

- Três veículos, sendo dois veículos com massas idênticas de 30.000 [kg] e um veículo com massa de 180.000 [kg];
- Ligação entre veículos ACT não linear (Tipo Mark-50);
- Velocidade Inicial de 16,7 [m/s] (60 [km/h]);
- Rigidez do par de ACT: 10,5 E+6 [N/m].
- Amortecimento do par de ACT: 80,0 E+3 [Ns/m].
- Sistema de Freio: ABD (*Air Brake by Diaphragm*).

4.1.4 Simulação por Integração Numérica

Para o estudo de aceleração do comboio, é utilizado o modelo não linear, cuja solução é obtida com processo de integração numérica do tipo Runge-Kutta de 4ª Ordem com passo de integração de 0,01 segundos. Esta actividade foi realizada com auxílio de programa Scilab, onde foram desenvolvidas pelo autor as rotinas de simulação do sistema dinâmico de veículos, como pode se ver na Figura 17. Estas rotinas têm a propriedade de permitir o cálculo das resistências ao movimento, e dos valores das variáveis de estado para variadas magnitudes de aplicação de força tractora, com accionamentos de intensidade da força tractora decrescente.

Em relação ao cálculo das variáveis de estado (deslocamento e velocidade) utilizando os blocos integradores, integrou-se as equações das acelerações duas vezes de modo a obter as velocidades e os deslocamentos de cada veículo em função do tempo, respectivamente.

Em cada bloco integrador, definiu-se as condições iniciais de cada veículo para a determinação da aceleração de cada veículo no instante inicial ($t = 0$ s).

Nesta etapa foram consideradas molas lineares cujo processo de linearização foi devidamente detalhada no Anexo A.

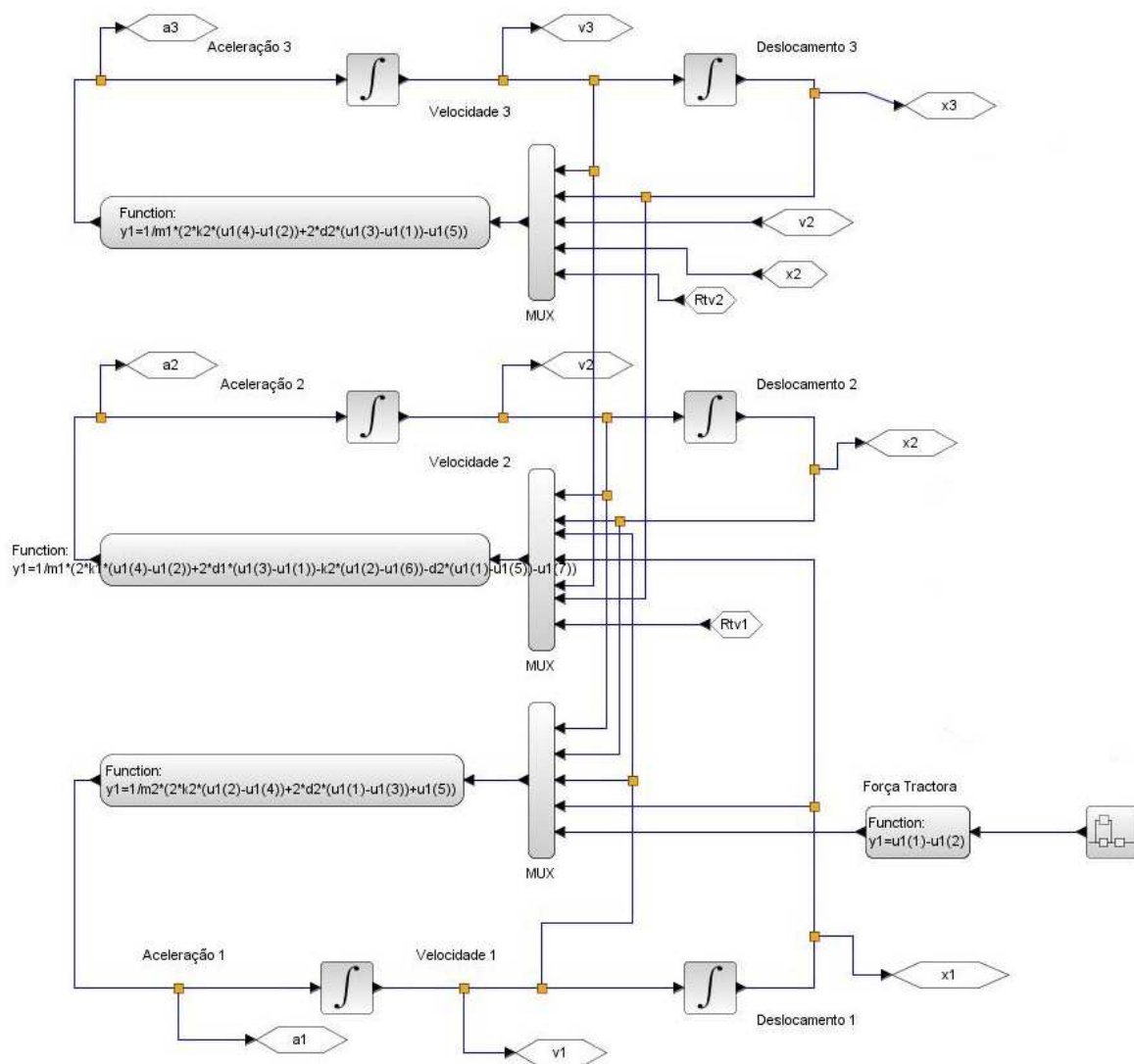


Figura 17. Diagrama de Blocos do Programa

Pode se ver na Figura 17, que as equações de aceleração introduzidas nos blocos de funções são resultantes da combinação das equações da força elástica da mola linear, equação (A.10); a força de amortecimento viscoso, equação (C.3); e da equação de movimento, equação (13).

Neste processo as folgas entre os veículos "a" não foram consideradas ($a = 0$ m), por forma a reduzir a complexidade do modelo computarizado, uma vez que não tem grande influência sobre os resultados da simulação.

Nas equações introduzidas no programa computacional, não foram utilizados constantes elásticas e de viscosidade diferentes, por exemplo, k_1 , k_2 e k_3 , e d_1 , d_2 e d_3 , devido ao facto de todos ACT's serem iguais e por isso têm o mesmo valor de "k" e "d".

Para o primeiro veículo:

$$\ddot{u}_1 = \frac{1}{m_1} [2k_1(u_2 - u_1) + 2d_1(\dot{u}_2 - \dot{u}_1) + ft_1] \quad (19)$$

A equação (20) abaixo representa a forma como a equação (19) foi introduzida no programa computacional.

$$y1 = 1/m1 * (2*k2*(u1(4)-u1(2)) + 2*d2*(u1(3)-u1(1)) - u1(5)) \quad (20)$$

Para o veículo intermediário:

$$\ddot{u}_2 = \frac{1}{m_2} [2k_2(u_2 - u_1) + 2k_1(u_1 - u_2) + 2d_2(\dot{u}_2 - \dot{u}_1) + 2d_1(\dot{u}_1 - \dot{u}_2) + ft_2] \quad (21)$$

$$y1 = 1/m1 * (2*k1*(u1(4)-u1(2)) + 2*d1*(u1(3)-u1(1)) - k2*(u1(2)-u1(6)) - d2*(u1(1)-u1(5)) - u1(7)) \quad (22)$$

Para o último veículo do comboio:

$$\ddot{u}_3 = \frac{1}{m_3} [2k_2(u_2 - u_3) + 2d_2(\dot{u}_2 - \dot{u}_3) + ft_3] \quad (23)$$

$$y1 = 1/m1 * (2*k2*(u1(4)-u1(2)) + 2*d2*(u1(3)-u1(1)) - u1(5)) \quad (24)$$

Entretanto, para o cálculo das resistências totais de cada veículo (Figura 18), foram utilizados super blocos que calculam as resistências de cada veículo para cada instante da simulação, e mandam os resultados para as equações de aceleração, acima descritas. As resistências totais são representadas como "ft", que representam o somatório de todas as forças externas que agem sobre cada veículo, em cada instante dos seus movimentos.

Cácculo da Resitência total da locomotiva



Cácculo da Resitência total de 1 vagão

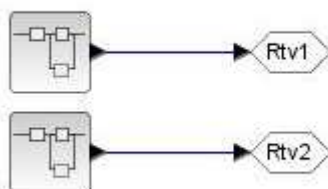
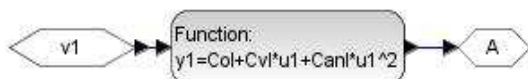


Figura 18. Diagrama de Blocos para Cálculo das Resistências Totais dos Veículos

Para o cálculo das resistências ao movimento de cada veículo foram utilizadas as equações apresentadas no ponto 3.4, que apresenta os detalhes sobre o cálculo da resistência ao movimento dos veículos em cada instante do movimento do comboio, como mostra a Figura 19. E em seguida são somadas todas as resistências calculadas e armazenadas nos super blocos mostrados na Figura 18.

Cálculo das Forças de Resistência ao Rolamento



Cálculo das Forças de Resistência devido à Via



Cálculo das Forças de Resistência à Curvas

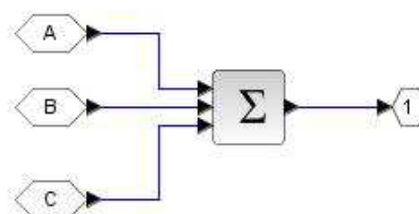


Figura 19. Blocos para Cálculo das Resistências dos Veículos

A força tratora do comboio é calculada a partir de um super bloco que calcula recebe os valores da resistência total da locomotiva e subtrai ao valor da força gerada pela locomotiva em cada instante do movimento do comboio, conforme mostra a Figura 20.

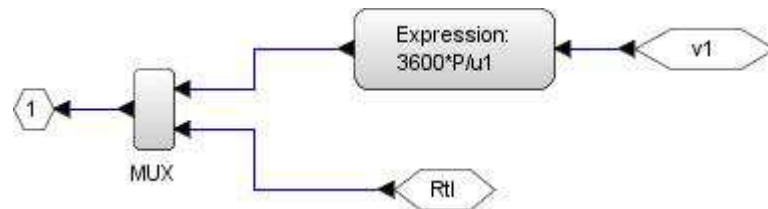


Figura 20. Cálculo da Força Tractora da Locomotiva

Para o cálculo das forças nos engates, são utilizados super blocos (ver Figura 21) que combinam a equação (A.10) e a equação (C.3), relativas a força elástica e força de amortecimento viscoso, respectivamente.

Desta forma, a força entre veículos é expressa pela seguinte fórmula:

Para o primeiro ACT:

$$Fe_{12} = 2k_1(u_1 - u_2) + 2d_1(\dot{u}_1 - \dot{u}_2) \quad (25)$$

$$y1 = (2*k2*(u1(1)-u1(2)) + 2*d2*(u1(3)-u1(4))) \quad (26)$$

Para o segundo ACT:

$$Fe_{23} = 2k_2(u_2 - u_3) + 2d_2(\dot{u}_2 - \dot{u}_3) \quad (27)$$

$$y1 = (2*k2*(u1(1)-u1(2)) + 2*d2*(u1(3)-u1(4))) \quad (28)$$

Onde as equações (26) e (28) representam a forma como as equações (25) e (27) foram introduzidas no programa computacional.

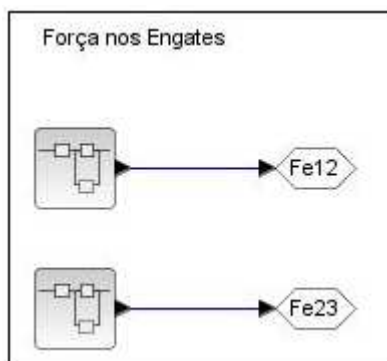


Figura 21. Blocos para o Cálculo das Forças nos Engates

Depois de se calcular todas as variáveis de estado fundamentais (deslocamento e velocidade e aceleração) e as variáveis de estado secundárias, que são todas as demais variáveis de estado, tais como: força de accionamento, força nos engates e forças de resistência ao movimento (forças de resistência ao rolamento, força devido à inclinação da via e forças devido as curvas). E em seguida, os blocos geradores de gráficos (ver Figura 21), recebem os valores de cada variável e constroem os gráficos que são apresentados no subcapítulo seguinte, referente à análise de resultados apresentados na forma de gráficos.

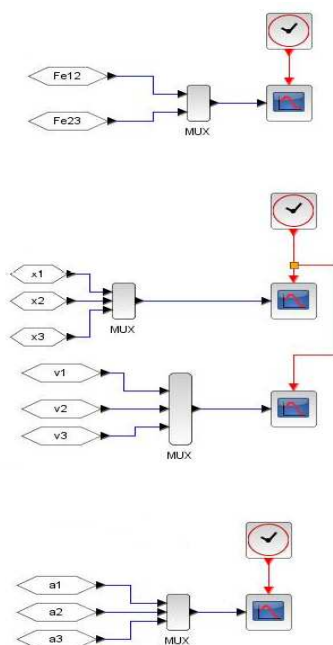


Figura 22. Blocos Geradores de Gráficos

Onde os termos da Figura 22 são definidos para $i = 1, 2$ e 3 , como:

x_i – representa deslocamento absoluto do veículo;

v_i – representa velocidade de cada veículo;

a_i – representa aceleração de cada veículo;

F_{e12} – representa a força nos engates entre os veículos 1 e 2;

F_{e23} – representa a força nos engates entre os veículos 2 e 3.

4.1.5 Apresentação e Discussão dos Resultados da simulação

Observando os gráficos das forças nos engates, nota-se claramente que a força entre os veículos 1 e 2 é maior que a força entre os veículos 2 e 3 ($F_{e12} > F_{e23}$) (ver Gráfico 2).

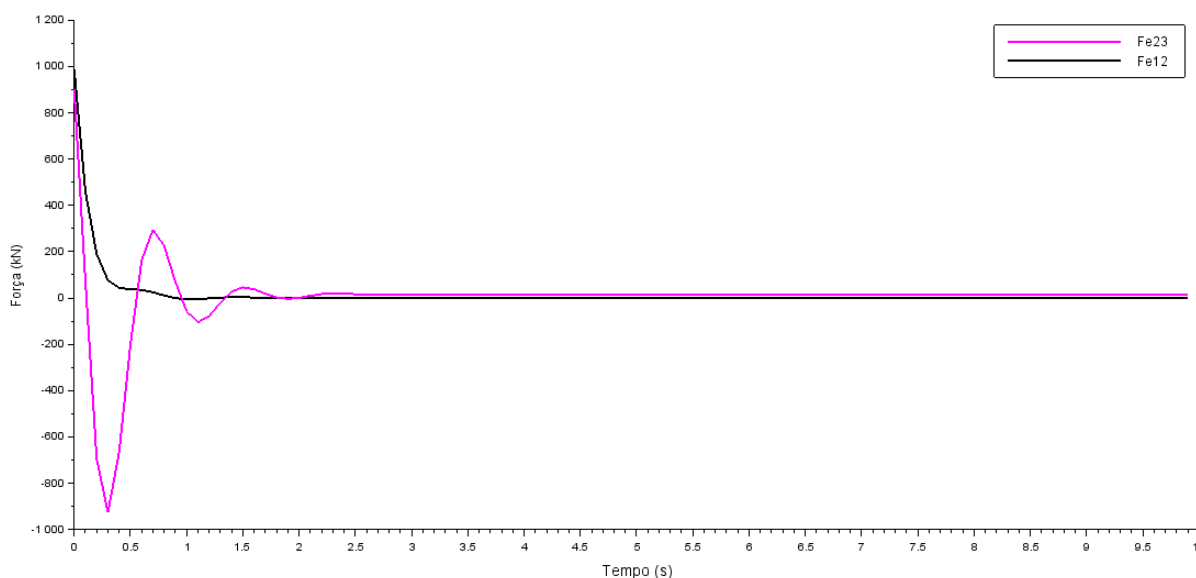


Gráfico 2 – Força x Tempo

Contudo, quando o sistema entra em equilíbrio, a velocidade fica constante, isto é, comboio com aceleração nula ($\ddot{u} = 0 \text{ m/s}^2$), nota-se que F_{e12} torna-se menor que F_{e23} ($F_{e12} < F_{e23}$), isto acontece porque a velocidade de todos os veículos fica constante ($\dot{u} = 3 \text{ m/s}$), aos 4,5 segundos após o início do movimento, neste momento o primeiro ACT está distendido, enquanto o segundo ACT não se encontra distendido (ver Gráfico 3 e 4).

A explicação para este fenómeno encontra-se descrita com maior detalhe no ponto 2.5.5 do presente trabalho.

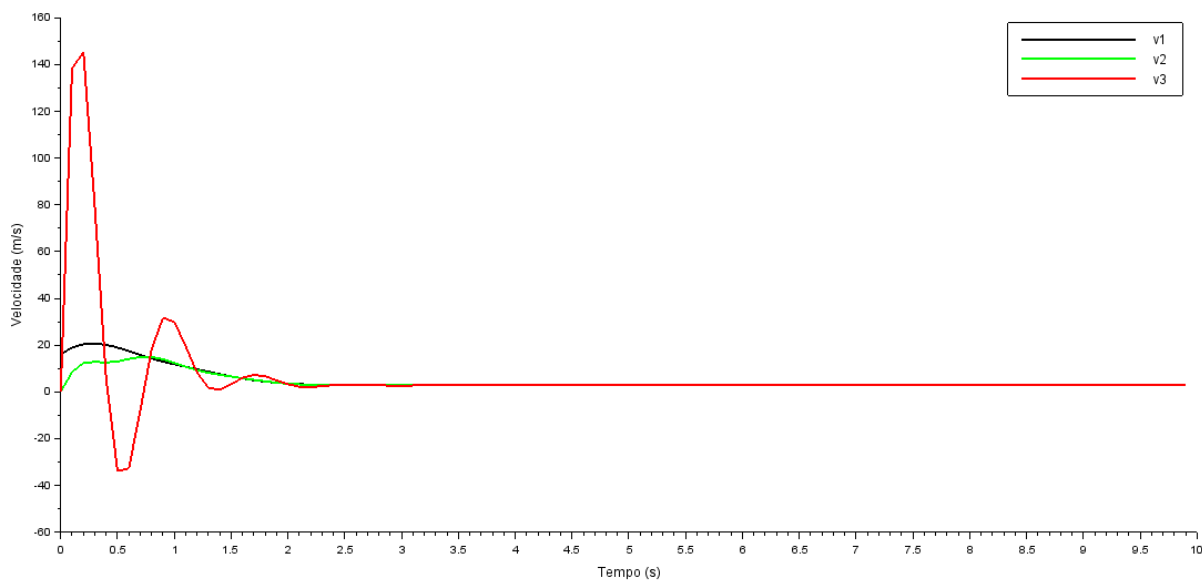


Gráfico 3 – Velocidade x Tempo

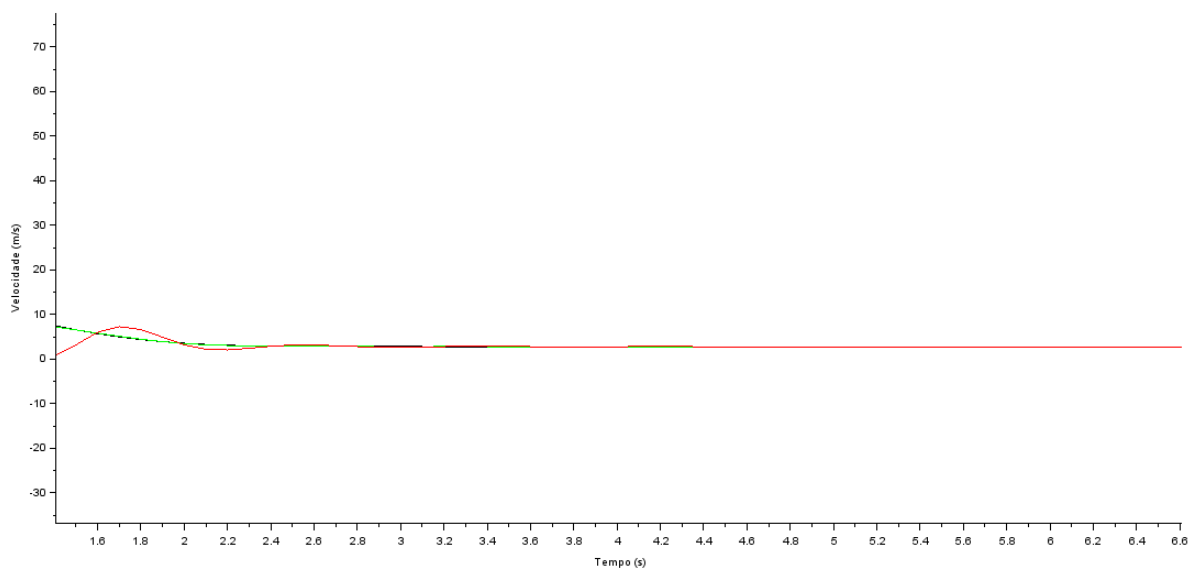


Gráfico 4. Detalhes do não visíveis no gráfico 3

Devido às forças de tracção que actuam na locomotiva, a aceleração "a1" é maior, de forma a vencer as forças de resistência à partida, como pode se ver no Gráfico 4. Esta particularidade ocorre durante os primeiros instantes do movimento, isto é, no intervalo de tempo entre 0 e 2,92 segundos.

Para o segundo e terceiro veículo, que correspondem á primeiro e segundo vagões respectivamente, há uma ligeira diferença de aceleração, que é maior à medida que o comparamos com a aceleração do veículo anterior.

Isto ocorre devido à interdependência entre as variáveis de estado já referenciadas nos capítulos anteriores que são o deslocamento, a velocidade e a aceleração dos veículos, como pode se ver no diagrama de blocos do programa computacional (Figura 17).

As variáveis de estado acima citadas, são dependentes umas das outras à medida que a integração da equação da aceleração do primeiro veículo, para além de gerar a velocidade do mesmo veículo, depende da equação da aceleração do segundo veículo.

Contudo, a integração da velocidade do primeiro veículo gera o deslocamento do mesmo. Esta relação ocorre entre as variáveis de estado de todos os veículos do comboio, mas também entre os veículos consecutivamente ligados.

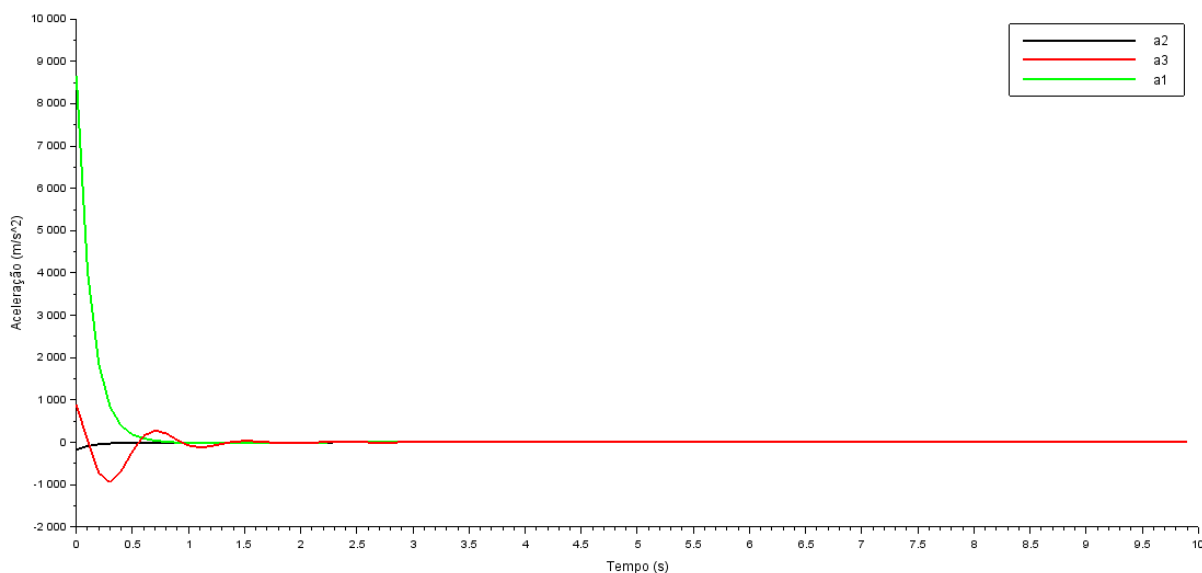


Gráfico 5 – Aceleração x Tempo

Devido à acção do Aparelho de Choque e Tracção (ACT), os gráficos apresentam um comportamento amortecido nos primeiros 4,5 segundos do movimento (ver Gráficos 2, 3, 4 e 5). Este comportamento permite que não ocorram golpes e contragolpes que possam danificar a estrutura dos veículos e da via-férrea, e permitem maior conforto (caso o comboio seja de passageiros) e segurança ao veículo.

A amplitude do amortecimento do último veículo é aproximadamente 12 vezes maior do que a dos veículos anteriores, devido à acumulação do amortecimento dos veículos anteriores, durante o primeiro segundo do movimento, dos veículos.

Analisando o deslocamento do comboio, nota-se que a partir do instante $t = 3,5$ segundos, o sistema dinâmico de veículos entra em equilíbrio ($\ddot{u} = 0$ m/s), os gráficos dos deslocamentos de cada veículo passam a coincidir, o que não deveria acontecer já que entre os veículos existe uma distância (ver Gráfico 5).

Isto foi possível devido ao facto de o modelo considerar as massas de cada veículo como sendo concentrada e pontual (não considera os parâmetros geométricos dos veículos como comprimento, largura e altura), aliado à dificuldade de incorporar as folgas entre os veículos "a" ao diagrama de blocos desenvolvido. Entretanto, estas folgas não alteram os deslocamentos absolutos dos veículos, mas sim os deslocamentos relativos entre os mesmos, que resultariam em um salto entre os gráficos, quando projectados no mesmo sistema de coordenadas.

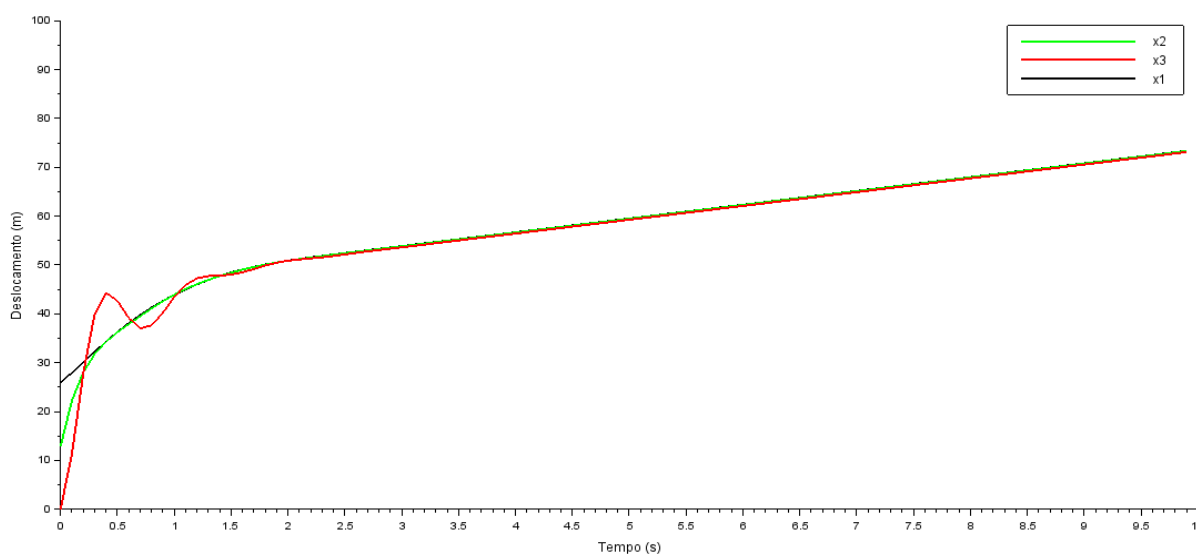


Gráfico 6 – Deslocamento do veículo x Tempo

4.2. Análise das oscilações das molas lineares pela experiência laboratorial

Esta experiência foi elaborada com objectivo de comprovar o grau de aproximação entre os resultados experimentais e os resultados analíticos da análise da dinâmica do sistema massa-mola, isto é, gerados pelo modelo matemático.

4.2.1 Material utilizado

- Duas massas de 10 gramas;
- Três suportes, sendo 2 com 10 g e 1 com 11,73 gramas;
- Duas molas espirais de 6,46 gramas;
- Régua;
- Suporte com fixador.

4.2.2 Descrição da execução do experimento

Ao suporte com fixador foi montado uma mola espiral de 6,46 gramas e à mola ligou-se um suporte de 10 gramas a onde foi colocado uma massa de 10 gramas.

Em seguida, deu-se manualmente ao sistema um deslocamento de 8 cm (0,08 m) e depois largou-se a massa, permitindo que o sistema oscilasse livremente até atingir o equilíbrio.

Do exercício efectuado, resulta uma oscilação com dissipação de energia conforme mostra o vídeo em anexo.

Esta oscilação é comparada á oscilação gerada pelo Scilab, para um sistema idêntico. A rigidez da mola é $k=1,9$ [N/m] aproximadamente, e a força aplicada para o deslocamento acima referido foi $F=0,2$ [N].

4.2.3 Apresentação e discussão de resultados da experiência laboratorial

A Tabela 7 mostra resumidamente o comportamento do sistema observado, durante um período de 152 segundos. Nesta tabela, nota-se que após cessação da força externa que causa a maior deformação na mola, as deformações subsequentes ocorrem devido à força de gravidade, e isso justifica a grande diferença entre a deformação no início do movimento e as deformações subsequentes.

Tabela 9 – Resumo de deslocamentos do sistema massa-mola

ID	Intervalo de tempo [s]	Força sobre a mola F_n [N]	Deformação da mola $ \Delta X_n = X_f - X_i $ [m]
1	0 – 2	$F_1=0,2000$	0,16
2	20 – 22	$F_2=0,1962$	0,06
3	50 – 52	$F_3=0,1962$	0,04
4	70 – 72	$F_4=0,1962$	0,04
5	90 – 92	$F_5=0,1962$	0,03
6	110 – 112	$F_6=0,1962$	0,02
7	130 – 132	$F_7=0,1962$	0,02
8	150 – 152	$F_8=0,1962$	0,01

Nota-se tanto a partir da observação directa, como do gráfico de deslocamento gerado no programa computacional, que o sistema leva um tempo relativamente grande para que atinja o equilíbrio, e este fenómeno está ligado ao facto de não existir um amortecimento viscoso, e também ao facto de a mola ser linear, isto é, não apresentar histerese (ver Gráfico 7).

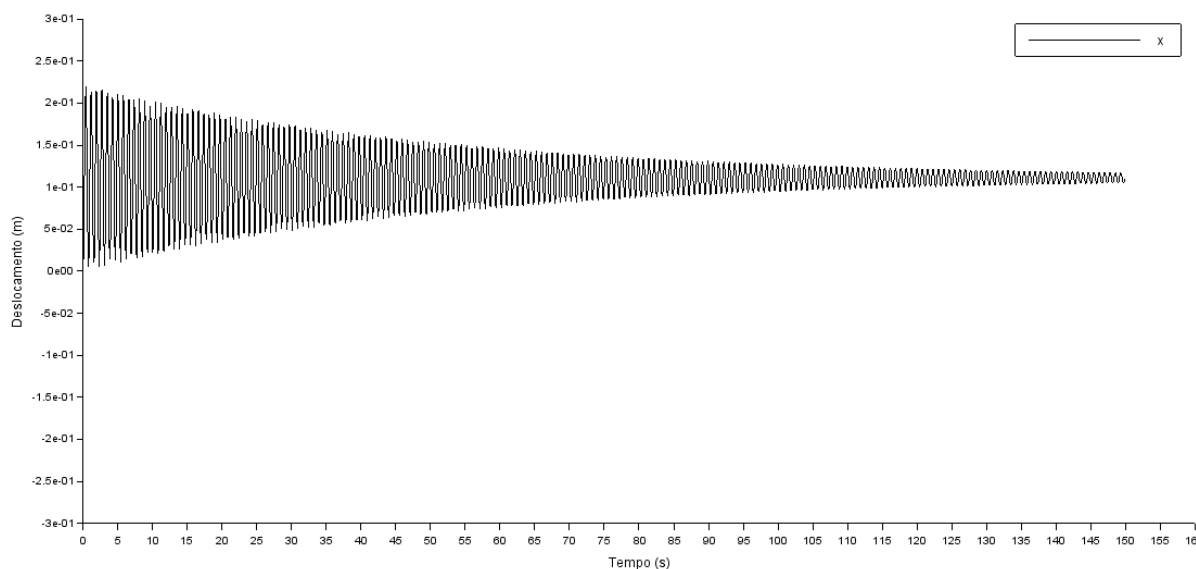


Gráfico 7. Deslocamento x Tempo

Tabela 10 – Resumo de deslocamentos do sistema massa-mola simulado

ID	Intervalo de tempo [s]	Força sobre a mola F_n [N]	Deformação da mola $ \Delta X_n = X_f - X_i $ [m]
1	0 – 2	$F_1=0,1962$	0,22
2	20 – 22	$F_2=0,1962$	0,14
3	50 – 52	$F_3=0,1962$	0,08
4	70 – 72	$F_4=0,1962$	0,06
5	90 – 92	$F_5=0,1962$	0,04
6	110 – 112	$F_6=0,1962$	0,02
7	130 – 132	$F_7=0,1962$	0,02
8	150 – 152	$F_8=0,1962$	0,01

A partir do Gráfico 6, pode-se observar que embora haja tendência de redução na amplitude do gráfico de deslocamento, ocorrem em vários momentos o aumento da memsa. Este comportamento pode ser visto no vídeo da experiência, que ele ocorreu durante o experimento.

Entretanto, embora haja semelhanças entre o comportamento do sistema experimental e do sistema simulado, há diferenças nos valores dos resultados, apesar dos mesmos serem próximos.

Estas diferenças entre os resultados advêm do facto de no sistema simulado, considerarmos condições ideais, de modo a simplificar a sua implementação computacional.

O tempo da gravação do vídeo (162 segundos) não foi suficiente para que o sistema entrasse em equilíbrio, isto é, entrar em repouso, sendo que nesse aspecto a simulação também ilustra a partir do gráfico gerado.

CAPÍTULO 5 - CONCLUSÕES E RECOMENDACÕES

5.1 Conclusões

Este trabalho apresentou o desenvolvimento de ferramentas de cálculo para determinar o comportamento longitudinal do comboio.

Para isso, foram descritos e modelados todos os componentes relevantes do sistema dinâmico de veículos com objectivo de obter as equações de movimento e as equações diferenciais do sistema dinâmico de veículos.

O estudo do comportamento longitudinal do comboio durante um processo de aceleração do movimento foi realizado através de um modelo matemático baseado num sistema de equações diferenciais que foi resolvido pelo método de Runge-Kutta de 4ª Ordem, com auxílio do programa computacional Scilab. Para isso, foi feita a linearização do ACT, de modo que fosse possível introduzir as equações no programa como sendo lineares.

A partir da simulação obteve-se os seguintes resultados:

- a) Força máxima entre acoplamentos: entre 973.372 e 919.347 [N];
- b) Velocidade quando o veículo entra em equilíbrio com aceleração nula: 2,83 [m/s].

Foi ensaiado um sistema massa-mola no laboratório de física do ISUTC e em seguida representou-se matematicamente o mesmo sistema e introduzido no Scilab, donde conclui-se que os resultados obtidos na simulação são aproximados aos resultados do ensaio experimental.

Em relação ao estudo do sistema de freio, observa-se, entretanto, o crescimento da pressão, nos dados experimentais no início da aplicação do freio. Numa análise detalhada do funcionamento do sistema de freio, observou-se que a pressão cresce até atingir o valor suficiente para vencer duas resistências internas devido à:

- a) Os atritos internos dos mancais de suporte da timoneira de freio;
- b) Força da mola de retorno existente dentro do cilindro de freio.

Somente após superar o somatório destas duas forças é que o êmbolo inicia o seu deslocamento. Então a pressão permanece estável por tempo suficiente para movimentar as sapatas de freio até que entrem em contacto com as rodas. Neste instante a timoneira enrijece

e a pressão volta a crescer. Portanto a linearização adoptada para o trecho II de curva de pressão é representativa quando vista sob o aspecto do cálculo da efetiva força de frenagem.

Os resultados obtidos com a simulação do modelo matemático são encorajadores, embora a simulação do problema pode ser feita com maior profundidade e detalhamento.

É necessário a realização de investigações de campo com medidas experimentais para a comparação e validação dos cálculos apresentados.

5.2 Recomendações para estudos futuros

Para estudos futuros pode-se destacar os seguintes tópicos:

Realizar o estudo para maior grau de liberdade do comboio e com diferentes excitações externas.

Realizar estudo do comportamento do sistema com diferentes métodos de análise.

Comparação e validação dos resultados no campo e/ou no laboratório.

Investigação mais profunda do comportamento do sistema dinâmico de veículos para diferentes condições de aceleração do comboio.

Investigação do comportamento do sistema para diferentes condições de frenagem.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Barbosa, R. S. *Estudo da Dinâmica Longitudinal do Trem*. Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas. São Paulo, Brasil, 1993. <<http://www.bibliotecadigital.unicamp.br/document/?code=vtls000069888&opt=4>>.

Bates, L. F. *Sir Alfred Ewing: A Pioneer in Physics and Engineering*. ISBN 1114517046. 1946.

Bettazzi, G. C. *Análise da Força Longitudinal Devida à Frenagem Considerada Pela NBR7187 (2003) Através de Estudo de Caso*. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal da Bahia. Salvador, Brasil, 2013.

Dubbeldam, J. W. & Pater, A. D. *The Longitudinal Vibrations of Long Trains Composed of Identical Cars, Caused by Braking Forces*. In: IUTAM Symposium, The Dynamics of Vehicles on Roads and Railway Tracks. Proceedings. Holanda, 1975.

Francisco, C. *Estratégia para Escoamento do Carvão de Tete*. Palestra proferida pelos 10 anos do Instituto Superior de Transportes e Comunicações. Maputo, Moçambique, 2010.

Felício, L. C. *Modelagem e Simulação do Comportamento Dinâmico de uma Composição Ferroviária*. Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo S/A IPT, Centro de Desenvolvimento Ferroviário; Relatório Técnico nº 20.311, 1984.

Garg, V. K. & Dukkipati, R. V., *Dynamics of Railway Vehicle Systems*. USA, Academic Press, 1984.

Hoeve, G. T. *et alii*, *Theoretical Studies of the Development of Longitudinal Forces in Goods Trains Equipped with Conventional Elastic Elements (Force a function of stroke only)*. Office for Research and Experiments of the International Union of Railways (ORE). Question B-36 Report 9, Bélgica, April 1972.

Jacobs Consultancy. *Estudo de Custos de Transporte*. Anexo Técnico. Maputo, Moçambique, 2005. <<http://www.transcom.co.mz/Divulgacao-do-ECT>>.

Raul Gonzalez Lima. *Tutorial para Integrar Equações de Movimento Utilizando o Scilab*. 2008.

Site da Disciplina Mecânica B - <http://www.poli.usp.br/d/pme2200/>

Viganico, C. E. H. *Avaliação Dinâmica de Veículos Ferroviários Através de um Sistema Multicorpos*. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, Brasil, 2010.

BIBLIOGRAFIA

Bettazzi, G. C. *Análise da Força Longitudinal Devida à Frenagem Considerada Pela NBR7187 (2003) Através de Estudo de Caso*. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal da Bahia. Salvador, Brasil, 2013.

Ewing, J. A. *Magnetic Induction in Iron and Other Metals*. Van Nostrand, Londres, 1891.

Guimarães, C. A. B. *Análise das solicitações dinâmicas na via férrea através da simulação da interação entre o veículo ea via*. Dissertação de mestrado, Universidade Estadual de Campinas. São Paulo, Brasil. 1999.

Site oficial dos Caminhos de Ferro de Moçambique (CFM) - <http://www.cfm.co.mz>.

Faria, J. *Tecnologia de Transporte Ferroviário*. Texto de Apoio, Instituto Superior de Transportes e Comunicações. Programa Editorial, 3ª Edição. Maputo, Moçambique, 2009.

Martins, S. R. *Simulação da Frenagem de Trem Unitário de Carga*. Dissertação de mestrado, Universidade Estadual de Campinas. São Paulo, Brasil, 1999.

Santos, S. *Um Estudo Sobre a Participação do Modal Ferroviário no Transporte de Cargas no Brasil*. Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, Brasil, Dezembro, 2005.

Vale. *Operação de Equipamentos Ferroviários*. Trilha Técnica Operação Ferroviária, Valer – Educação Vale. Brasil, 2008.

ANEXO A

A. Características do Aparelho de Choque e Tracção

Neste anexo são apresentadas as características do Aparelho de Choque e Tracção (ACT). Também são usados polinómios interpoladores para a representação matemática das equações estáticas de equilíbrio de esforços internos e externos do ACT.

A.1 Característica do ACT

O ACT é caracterizado pela curva de resposta do ensaio de impacto no martelo de queda livre (Drop Hammer). Os dados utilizados para descrever as curvas de força x deslocamento apresentadas no Gráfico A1 foram retirados de modelos desenvolvidos pela AAR e os valores de energia absorvida durante o ensaio de impacto calculados pela integração desta curva ao longo do deslocamento (Gráfico A2).

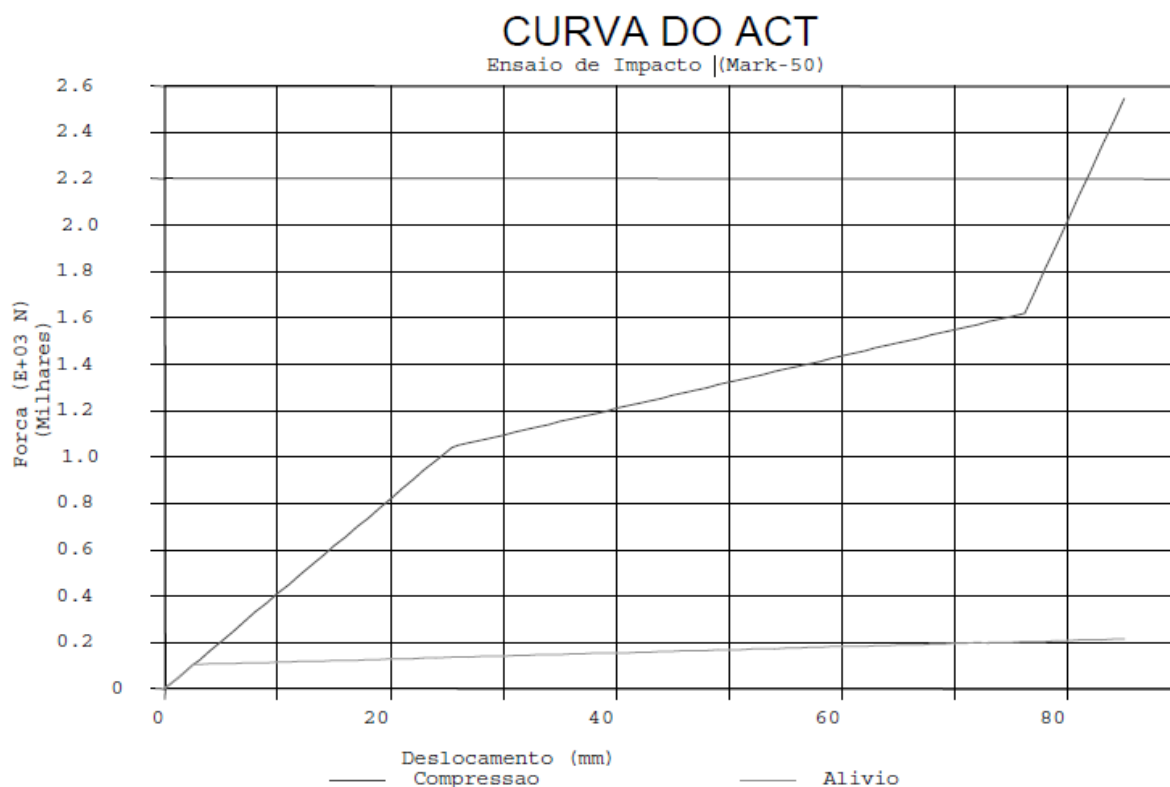


Gráfico A1 - Curva Típica do ACT (Mark-50)

Observa-se no Gráfico A1 que os valores de rigidez do ACT foram linearizados por trecho de forma a aproximarem o melhor possível da curva real de ensaio fornecida pelo fabricante. Os valores de rigidez são:

- a) $K_{ACT} = 41,0 \text{ E}+06 \text{ [N/m]}$ (Primeiro Trecho)
- b) $K_{ACT} = 11,0 \text{ E}+06 \text{ [N/m]}$ (Segundo Trecho)
- c) $K_{ACT} = 107,0 \text{ E}+06 \text{ [N/m]}$ (Terceiro Trecho)
- d) $K_{mr} = 1,33 \text{ E}+06 \text{ [N/m]}$ (Rigidez da Mola de Retorno)

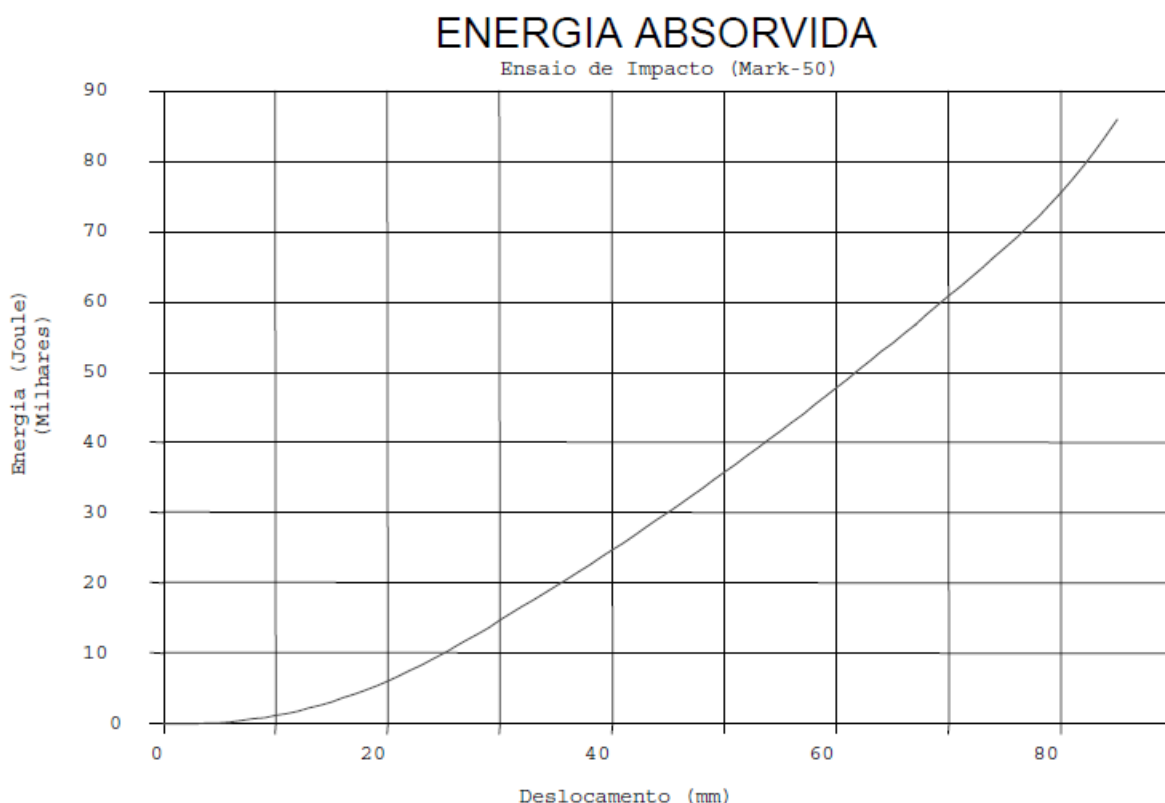


Gráfico A2 - Curva de Dissipação de Energia do ACT

Devido a falta de condições suficientes para o ensaio do ACT utilizado pelos CFM, foram tomados os dados e resultados do ensaio do estudo de Barbosa como sendo os do ACT utilizados na composição estudada.

Entretanto, os valores apresentados são de um ACT do tipo Mark-50 com cunha de fricção.

A.2 Ajuste de Polinômio

Para a utilização no processo de estudo numérico, a curva característica (modificada) do ACT foi ajustada com auxílio de polinômios de primeiro e segundo graus independentes, para cada trecho. Para alguns tipos de ACT é possível utilizar um único polinômio de terceiro grau para representá-los.

Os polinômios que descrevem as características do ACT de alta capacidade e normalmente utilizados em trens longos são da seguinte forma:

Os trechos da curva (A) de subida para deslocamento u_{ACT} são os seguintes:

Trecho 1 (linear) para $0 < (u_{ACT}-a) < 0,02159$

$$F_1 = 39,1E+6 (u_{ACT}-a) \quad (A.1)$$

Trecho 2 (parabólico) para $0,02159 < (u_{ACT}-a) < 0,04064$

$$F_2 = 0,845E+6 + 38,119E+6((u_{ACT}-a)-0,02159) - 909,760E+6((u_{ACT}-a)-0,02159)^2 \quad (A.2)$$

Trecho 3 (linear) para $0,04064 < (u_{ACT}-a) < 0,07048$

$$F_3 = 1,241E+6 + 8,796E+6 ((u_{ACT}-a) - 0,04064) \quad (A.3)$$

Trecho 4 (parabólico) para $0,07048 < (u_{ACT}-a) < 0,08001$

$$F_4 = 0,845E+6 + 38,119E+6((u_{ACT}-a)-0,07048) - 909,760E+6((u_{ACT}-a)-0,07048)^2 \quad (A.4)$$

Trecho 5 (linear) para $0,08001 < (u_{ACT}-a) < 0,08255$

$$F_5 = 1,913E+6 + 131,389E+6 ((u_{ACT}-a) - 0,08001) \quad (A.5)$$

Trecho 6 (correspondente à rigidez do veículo) para $(u_{ACT}-a) > 0,08255$

$$F_6 = 2,247E+6 + 196,200E+6 ((u_{ACT}-a) - 0,08255) \quad (A.6)$$

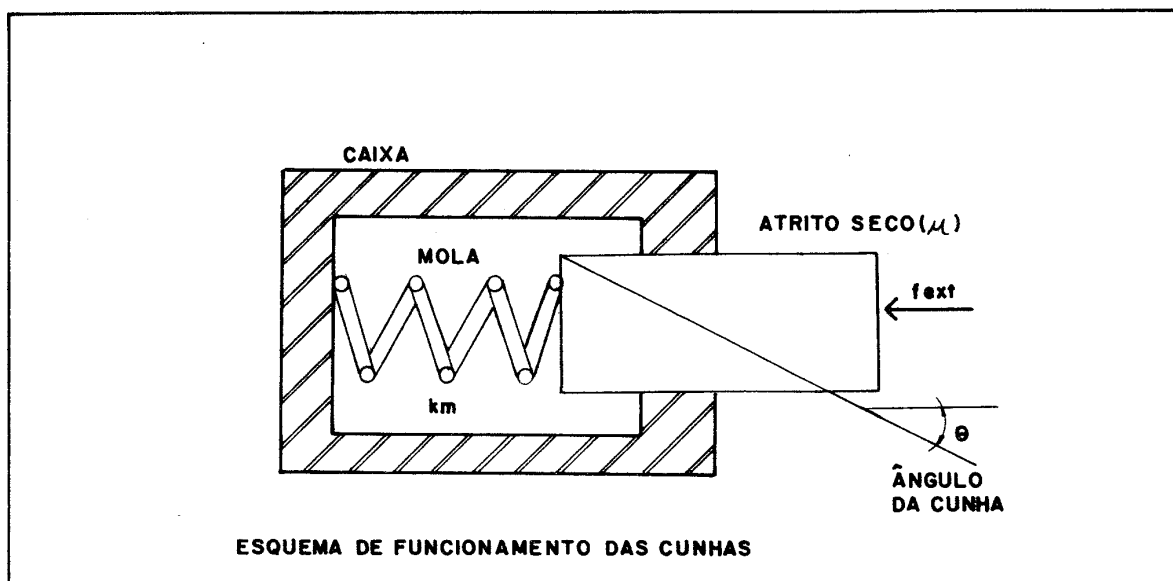


Figura A1 – Esquema de funcionamento das cunhas

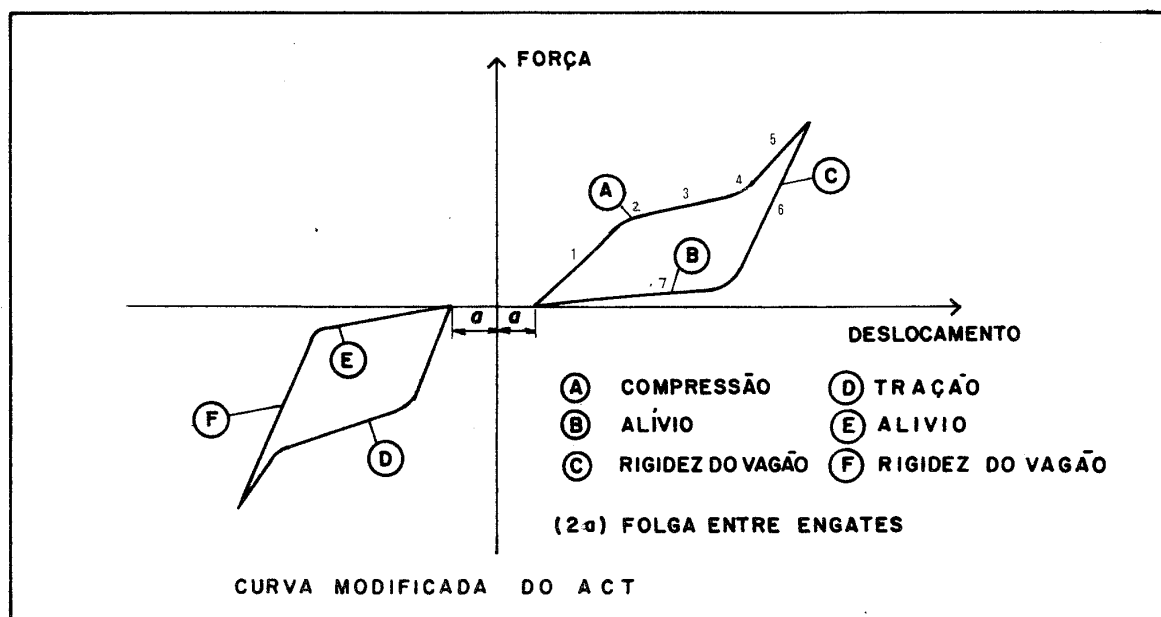


Figura A.2 – Curva do ACT

A equação utilizada para descrever o trecho (C) correspondente à rigidez do veículo é a seguinte:

Curva (C) - para $(u_{ACT}-a) > 0.08255$

$$F_6 = 2,247E+6 + 196,200E+6 ((u_{ACT}-a) - 0.08255) \quad (A.7)$$

A equação utilizada para descrever a curva (B) correspondente ao retorno produzido pela rigidez da mola principal é a seguinte:

Curva (B) para $0 < (u_{ACT}-a) < 0.08255$

$$F_7 = 4,41E+06 (u_{ACT}-a) \quad (A.8)$$

Obs.: A letra u_{ACT} corresponde ao deslocamento do ACT identificado na Figura A.2 no eixo das ordenadas. Os deslocamentos são em metros e as forças em Newton.

Então, para um choque intenso entre veículos, a força no ACT será calculada com auxílio da curva (A) em seus respectivos trechos e quando a força no ACT for aliviada será calculado com auxílio da curva (C) correspondente a rigidez do veículo e depois com a curva (B) correspondente a mola principal.

Como a curva de crescimento da força é diferente da curva de alívio (efeito de histerese), é necessária uma maior atenção no momento de determinação da força no ACT para deslocamentos que variam sem atingir o extremo das curvas (A), (B) ou (C).

A.3 Dedução da Equação Cinemática

A dedução da equação cinemáticas que representa a resposta do ACT em função da força externa a ele aplicada, é expressa abaixo:

$$f_{ext} = f_{mola} + f_{cunha} \quad (A.9)$$

$$f_{mola} = K_m u_{ACT} \quad (A.10)$$

$$f_{normal} = f_{ext} \tan \theta \quad (A.11)$$

$$f_{cunha} = f_{normal} \mu \quad (A.12)$$

$$f_{ext} = K_m u_{ACT} + f_{ext} \tan \theta \mu \quad (A.13)$$

$$f_{ext} (1 - \tan \theta \mu) = K_m u_{ACT} \quad (A.14)$$

$$f_{ext} = K_m u_{ACT} / (1 - \tan \theta \mu) \quad (A.15)$$

que resulta em

$$f_{ext} = K_m (1 + \mu (\tan \theta + \mu / (1 + \mu \tan \theta))) u_{ACT} \quad (A.16)$$

onde:

u_{ACT} - Deslocamento da cunha de fricção do ACT;

f_{ext} - Força externa aplicada no ACT;

f_{mola} - Força na mola principal (ou mola de retorno);

f_{cunha} - Força produzida pela cunha;

f_{normal} - Força transversal, normal à caixa do ACT;

K_m - Rigidez da mola principal do ACT (ou mola de retorno);

μ - Coeficiente de atrito entre as superfícies das cunhas;

$\tan \theta$ - Tangente do ângulo θ ;

θ - Ângulo de inclinação das cunhas de fricção em relação a posição da caixa do ACT.

ANEXO B

B. Sistema de Freio

O sistema de freio como modelado neste trabalho pode ser utilizado para a simulação de aplicações individuais de freio de serviço ou freio de emergência dos vagões. Há possibilidade de aplicação sucessiva de freio desde que a aplicação anterior tenha sido completamente terminada. Os casos intermediários ou sobrepostos de aplicação de freio só podem ser analisados com auxílio da modelagem fluido dinâmica do sistema pneumático do freio.

O instante inicial de aplicação da força de frenagem é ligeiramente defasado no tempo em relação à pressão. Isto se deve à necessidade de se produzir um deslocamento do cilindro de freio suficiente para vencer as folgas das alavancas de transmissão de força (timoneria) e a distância entre a sapata de freio e a roda.

Com efeito de produzir um equacionamento representativo da pressão no cilindro de freio, foi adoptada uma curva de pressão dividida em quatro trechos. A Figura B.1 apresenta a pressão em função do tempo e os quatro trechos adoptados.

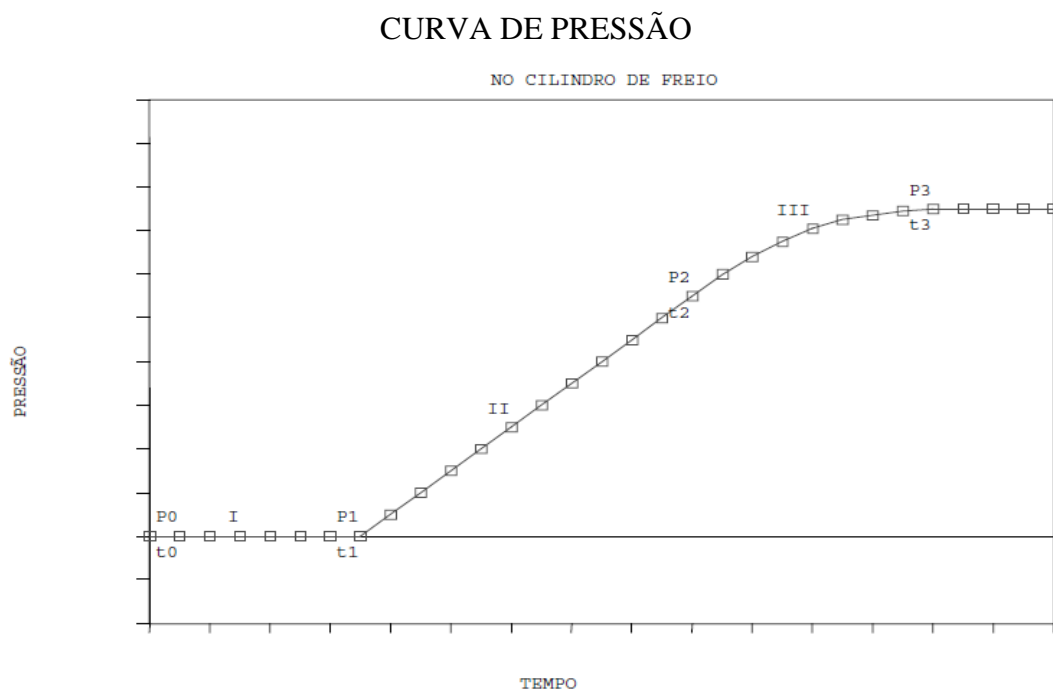


Figura B.1 - Representação dos Trechos

Diversas evoluções foram introduzidas nas válvulas de freio com o intuito de aprimorar seu funcionamento. Por exemplo, as válvulas tradicionais mais utilizadas, chamadas AB, foram aprimoradas para permitir um alívio mais rápido e foram denominadas válvulas ABD.

As equações para determinação dos pontos de cada uma das curvas para o i-ésimo veículo (válvulas do tipo ABD) são:

$$t_1 = 2,5 + 0,003 * Leg_i + 2,25 E-08 * Leg_i^2$$

$$t_2 = (P_3 * \%t_2 / Af_1) + t_1$$

$$t_3 = (P_3 / Af_2) + k$$

$$\%t_2 = 80 - 0,00435 * Leg_i$$

$$P_1 = 0$$

$$P_2 = P_3 * \%t_2$$

$$P_3 = 0,8 * Prd + 4$$

$$Af_1 = -0,1316 * \ln (Leg_i) + 7,659$$

$$Af_2 = -0,3300 * \ln (Leg_i) + 6,945$$

$$Teta = (P_3 - P_2) / (t_3 - t_2)^2$$

$$A = P_3 - (Teta * t_3^2)$$

$$B = Teta * 2 * t_3$$

$$C = -Teta$$

$$Pcf_i = 0 \text{ para } t < t_1$$

$$Pcf_i = Af_1 (t - t_1) \quad \text{para} \quad t_1 < t < t_2$$

$$Pcf_i = A + Bt + Ct^2 \quad \text{para} \quad t_2 < t < t_3$$

$$Pcf_i = P_3 = \text{cte} \quad \text{para} \quad t > t_3$$

Obs.: Os valores aqui apresentados correspondem à válvula ABD para aplicação de serviço. Estes termos utilizados são definidos abaixo:

i - número do veículo;

t – tempo [s];

t₀ - instante da aplicação da redução de pressão pelo maquinista;

t₁ - tempo em que a pressão do i-ésimo veículo inicia o crescimento;

t₂ - tempo intermediário durante o qual a pressão cresce aproximadamente de modo linear;

t_3 - tempo em que a pressão do i -ésimo veículo termina o crescimento;
 $\%t_2$ - proporção da pressão P_2 em relação à P_3 ;
 P_1 - pressão até o tempo t_1 (valor nulo) [Pa];
 P_2 - pressão no tempo intermediário t_2 [Pa];
 P_3 - pressão final que o cilindro dos veículos deve atingir (todas são idênticas) [s];
 P_{no} - pressão nominal da tubulação geral [Pa];
 P_{rd} - pressão de redução a ser aplicada na pressão nominal [Pa];
 P_{cf_i} - pressão no cilindro de freio do i -ésimo veículo [Pa];
 Leg_i - comprimento da tubulação geral até o i -ésimo veículo [m];
 Af_1 - coeficiente angular da equação do trecho II;
 Af_2 - coeficiente angular da equação que localiza o ponto t_3 ;
 k - constante auxiliar (valor estimado em 12 segundos);
Teta - constante auxiliar;
 A - constante auxiliar;
 B - constante auxiliar;
 C - constante auxiliar.

A conveniência da colocação desta estrutura está na facilidade de alteração dos parâmetros para representação de diferentes tipos de válvulas de freio (AB, ABD, ABDW) e também no facto dos termos das equações serem parametrizados em função da pressão final " P_3 ", do comprimento do veículo " Leg " e da quantidade " n " de veículos do comboio. Isto permite fácil geração das curvas e que estas se auto ajustem para qualquer nível de aplicação de pressão do sistema de freio.

No caso deste estudo o controle e alimentação do sistema pneumático de freio serão realizados pela locomotiva líder embora isto possa ser feito em trens longos com unidade remota (grupo de locomotivas posicionadas em outro ponto do comboio) no meio ou final do comoio. Isto porque foi escolhido para o estudo um modelo de composição que concentra a força tractora numa extremidade do comboio.

O trecho II foi modelado linearmente em toda sua extensão. Observa-se, entretanto, que nos dados experimentais no início da aplicação a existência de um degrau no crescimento da pressão. Se for feita uma análise detalhada do funcionamento do sistema de freio, poderá ser

observado que nesta região a pressão cresce até atingir o valor suficiente para vencer duas resistências internas devido à:

- a) os atritos internos dos mancais de suporte da timoneria de freio;
- b) força da mola de retorno existente dentro do cilindro de freio.

Somente após superar o somatório destas duas forças é que o êmbolo inicia o seu deslocamento. Então a pressão permanece estável por tempo suficiente para movimentar as sapatas de freio até que entrem em contacto com as rodas. Neste instante a timoneria enrijece e a pressão volta a crescer. Portanto a linearização adoptada para o trecho II de curva de pressão é representativa quando vista sob o aspecto do cálculo da efetiva força de frenagem.

Para a resolução numérica do problema, no cálculo da força de frenagem foi considerado a curva completa de eficiência do conjunto de alavancas de aplicação do freio (timoneria) que é função exponencial da pressão do cilindro de freio.

ANEXO C

C. Determinação das Características Equivalentes do ACT

O método utilizado, consiste na determinação da frequência natural decorrente do movimento relativo entre uma locomotiva e um vagão calculada a partir do programa de integração numérica. Associado a rigidez, obtém-se um amortecimento equivalente pela lei da conservação da energia.

C.1. Determinação das Características do ACT

Rigidez Equivalente

Para a determinação da rigidez equivalente foi utilizado o programa de integração numérica para calcular os movimentos relativos entre dois veículos ligados por um ACT. Com a conhecida força de interação entre os veículos, foi calculada a frequência natural com análise no domínio da frequência, baseada na Transformada Discreta de Fourier (DFT) e algoritmo para cálculo da Transformada Rápida de Fourier (FFT).

Estes resultados podem ser observados nos Gráfico C1 (a, b, c, d) que apresentam, para uma excitação externa aplicada através de uma aceleração no primeiro veículo, respectivamente, Velocidade, Aceleração, Pressão do Sistema de Freio e Força no Acoplamento. O Gráfico C2 mostra o detalhe da Força no Acoplamento (C2.a) e Densidade do Espectro em Frequência da Força no Acoplamento (C2.b).

Observa-se no Gráfico C2.b a existência de uma frequência dominante em torno de 1,9 Hz (11,94 rd/s). A Figura C1 apresenta a disposição utilizada nesta simulação.

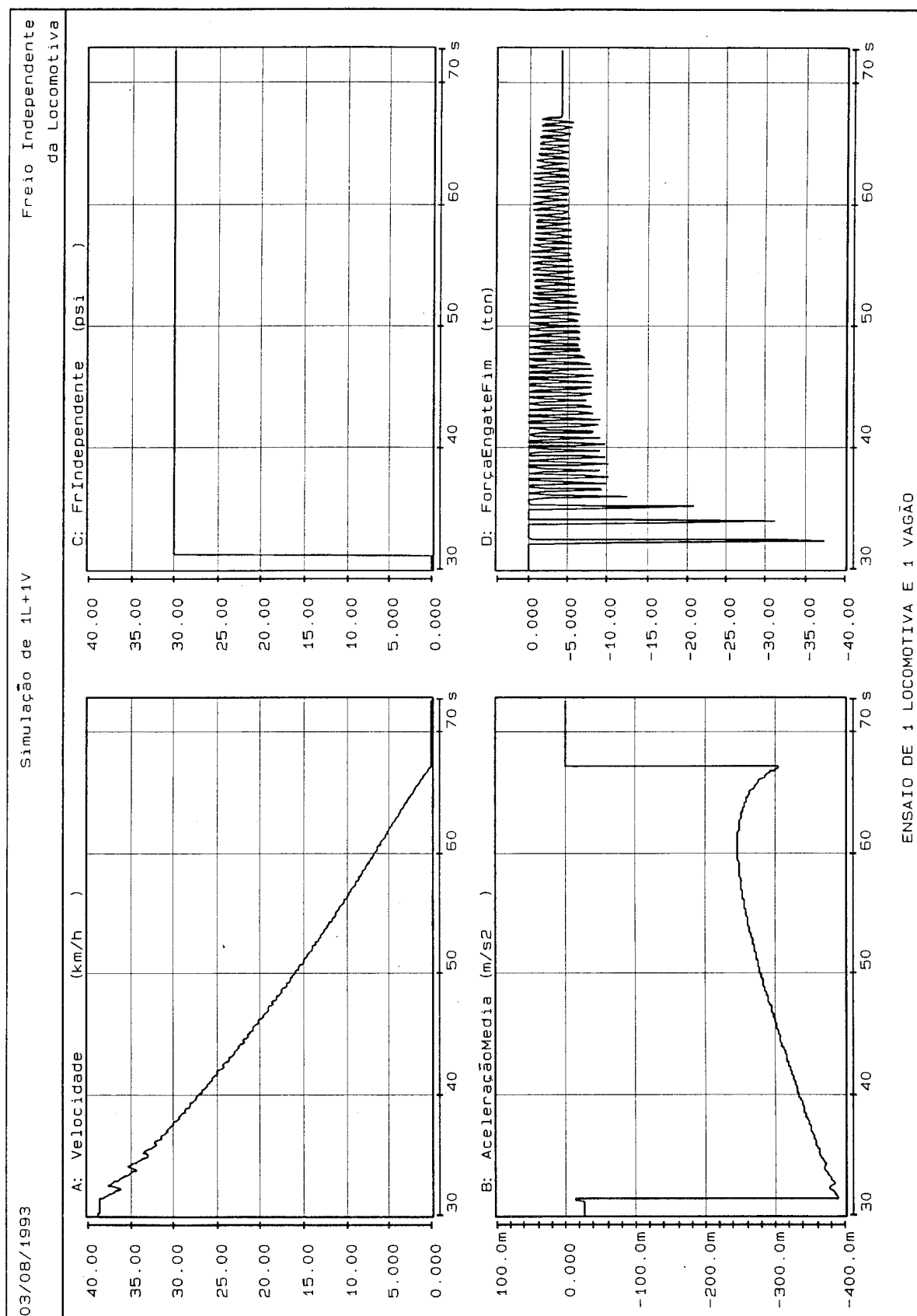


Gráfico C1 – Simulação de Dois Veículos

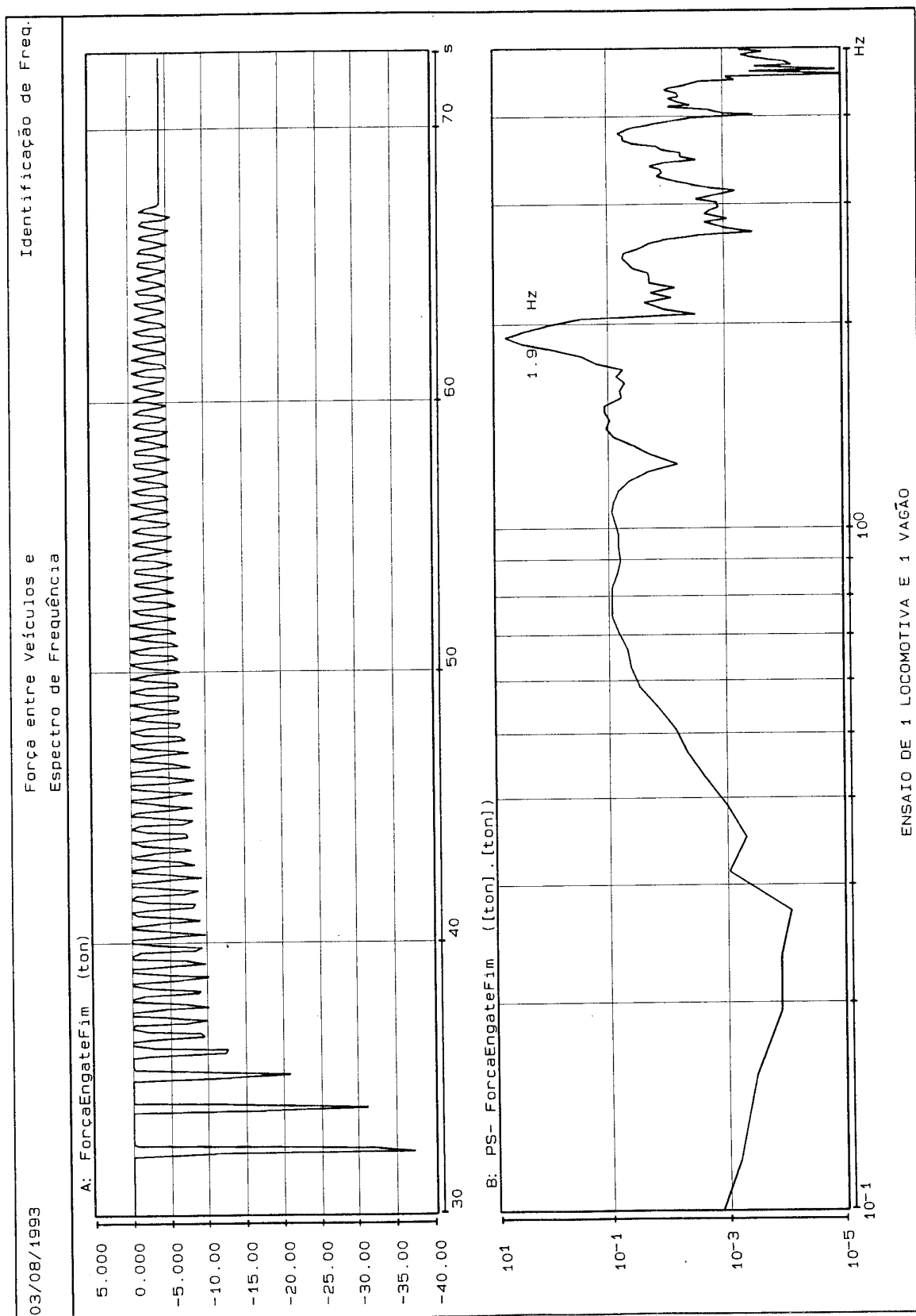


Gráfico C2 – Espectro de Frequência da Força entre Veículos

O sistema esquematizado na Figura C1 com dois graus de liberdade apresenta duas frequências naturais. Uma correspondente ao modo rígido ou movimento de translação e outra frequência natural amortecida (w_d). Considerando que o sistema é simétrico, a frequência pode ser expressa por:

$$w_d^2 = k/m - (d/2m)^2 \quad (C.1)$$

$$k = (w_d^2 + (d/2m)^2) m \quad (C.2)$$

que corresponde a metade do sistema descrito.

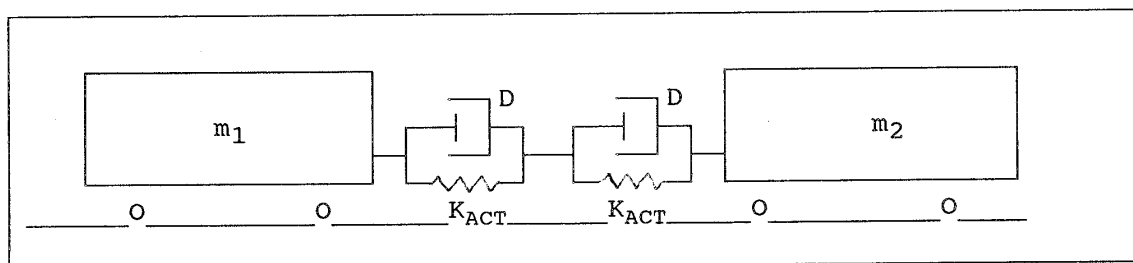


Figura C1 - Disposição do Sistema de Dois Graus de Liberdade

Portanto para o caso em questão, considerando como valor de amortecimento (d) de 80.000 [Ns/m], frequência natural amortecida (w_d) de 11,94 [rd/s] e massa (m) de 30.000 [kg], tem-se um valor da rigidez equivalente para um ACT da ordem de:

$$K_{act} = 4,33 \text{ E}+6 \text{ [N/m]}$$

Amortecimento Equivalente

O amortecedor do tipo viscoso geralmente utilizado na composição de modelos matemáticos de representação de sistemas mecânicos produz força, proporcional à velocidade, oposta ao movimento e expressa por:

$$f_{visc} = D \cdot \dot{u} \quad (C.3)$$

Onde:

D - Coeficiente de amortecimento viscoso;

\dot{u} - velocidade.

O Aparelho de Choque e Tração do tipo cunha de fricção possui amortecimento do tipo atrito seco (ou atrito de Coulomb), proporcional e unidirecional (ou seja, o amortecimento aumenta em função do seu curso e só actua no sentido de compressão).

Adoptando o processo de Equivalência por Energia, buscar-se-á determinar o grau de amortecimento viscoso equivalente que possa absorver a mesma energia por ciclo de actuação que o ACT.

Desta maneira, buscando preservar o mesmo comportamento do equipamento original, será identificado um amortecimento viscoso equivalente do ACT para utilização nos cálculos com o modelo linearizado.

A solução de uma equação de movimento de um sistema linear em geral resulta em movimentos harmônicos de frequência "w" que pode ser simplifadamente exposto por:

$$u(t) = u_0 \cos wt \quad (C.4)$$

A energia absorvida por um sistema mecânico com amortecimento viscoso, considerando as simplificações da equação C.3, é dada por:

$$E_v = \int_0^u f_{visc} du = \int_0^u D \dot{u}(t) du = \int_0^t D (\dot{u}(t))^2 dt \quad (C.5)$$

onde $du = \dot{u} dt$.

Derivando a equação C.4 e substituindo em C.5 e integrando, obtém-se:

$$E_v = 0.5 D u_0^2 w (wt - \sin wt \cos wt) \quad (C.6)$$

Considerando um intervalo de tempo idêntico a um ciclo de excitação, ou seja, $t = T$ e portanto $wt = wT = 2\pi$, obtém-se que a energia em um ciclo de excitação é dada pela expressão:

$$E_v = D u_0^2 w \pi \quad (C.7)$$

O ACT, como descrito anteriormente, possui uma curva característica com elevada histerese. No ANEXO A foi apresentada a curva completa do ACT. Considerando rigidez linearizada para o trecho de até 76 [mm] de alongamento do ACT, pode-se escrever para compressão que:

$$f_{ACT} = k_{ACT} u \quad (C.8)$$

Onde k_{ACT} é a rigidez do par de ACT.

Entretanto para alívio a força é directamente proporcional à rigidez da mola de retorno então $f_{ACT} = k_{mr} u$ e a curva simplificada do ciclo de histerese, desprezando as folgas dos engates, é representado por:

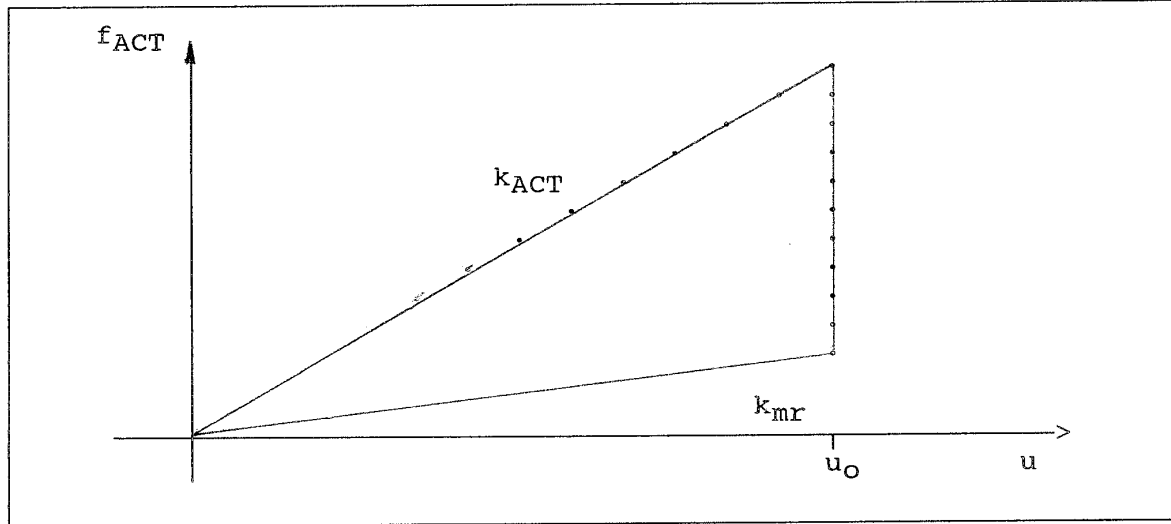


Figura C2 - Diagrama Força x Deslocamento

Portanto, a energia absorvida durante 1 ciclo completo de compressão entre dois veículos é dada por:

$$E_{ACT} = \int f_{ACT} du - \int f_{mr} du \quad (C.9)$$

onde f_{mr} é a força da mola de retorno igual a $k_{mr} u(t)$ substituindo fica:

$$E_{ACT} = \int k_{ACT} u(t) du - \int k_{mr} u(t) du \quad (C.10)$$

$$E_{ACT} = 0.5 k_{ACT} u_o^2 - 0.5 k_{mr} u_o^2 \quad (C.11)$$

$$E_{ACT} = 0.5 (k_{ACT} - k_{mr}) u_o^2 \quad (C.12)$$

Considerando que a energia absorvida pelo amortecimento viscoso ideal seja igual ao amortecimento real aproximado do ACT pode-se igualar as expressões C.5 e C.12, tendo-se $E_v = E_{ACT}$, o que resulta em:

$$\pi D u_o^2 w = 0.5 (k_{ACT} - k_{mr}) u_o^2 \quad (C.13)$$

de onde se pode tirar o amortecimento equivalente para o ACT. Lembrando-se que $w = 2\pi f_d$, tem-se:

$$D_e = (k_{ACT} - k_{mr}) / 4 \pi^2 f_d \quad (C.14)$$

Observa-se na expressão acima que o amortecimento equivalente " D_e ", depende basicamente da frequência do movimento. Na análise realizada no item anterior identificou-se a frequência dominante dos movimentos entre dois veículos que será utilizada neste cálculo.

Os valores necessários para o cálculo do amortecimento equivalente são:

- a) $f_d = 1,9$ [Hz] (frequência amortecida $w = 11,94$ [rd/s])
- b) $K_{ACT} = 8,55 \text{ E}+06$ [N/m] (rigidez do par de ACT)
- c) $K_{mr} = 0,665 \text{ E}+06$ [N/m] (rigidez da mola de retorno do par de ACT)
- d) $D_e = 105,1 \text{ E}+03$ [N s/m] (amortecimento equivalente do par)

ANEXO D

D. Métodos de Integração Numérica

Existem diversos grupos de métodos de integração numérica de equações. Entre eles pode-se citar os métodos de estágio único, métodos de múltiplos estágios, métodos de passo variável, etc.

Os métodos de um estágio utilizam informação sobre a função no ponto inicial e não há iteração na solução. A solução por série de Taylor fornece um método fundamentalmente deste tipo. Entretanto, este método não é usualmente prático.

Há muitas técnicas deste tipo inclusive os métodos de Runge-Kutta, que são métodos directos (sem iteração). A séria desvantagem deste grupo é a dificuldade em estimar o erro de aproximação além de exigir cálculos mais frequentes do valor da função que está a ser integrada.

Os métodos de multiestágios são aqueles onde o próximo ponto da curva pode ser estimado com menor número de cálculos do valor da função, mas que exigem iterações para chegar a valor suficientemente preciso. Muitos métodos deste tipo são chamados de previsão-correção. Neste grupo de métodos a estimativa do erro de aproximação é obtida como um subproduto do cálculo do valor da função tendo, entretanto, alguma dificuldade para iniciar a solução pois necessitam de mais informações além daquelas disponíveis para iniciar o processo.

Existem diversos métodos disponíveis de integração numérica. Serão descritos alguns dos tipos principais:

- a) Método de Euler;
- b) Método de Runge-Kutta;
- c) Método Adams-Bashforth.

D.1. Método de Euler

É um método elementar de integração directa que considera aceleração linear no trecho e pode ser representado pela seguinte equação:

Seja uma equação diferencial de primeira ordem, da forma:

$$\frac{dy}{dx} = f(x, y) \quad (\text{D.1})$$

e deseja-se obter a solução de $y(x)$, num intervalo $[a, b]$

$$y_{n+1} = y_n + h f'(x_n, y_n) \quad (\text{D.2})$$

que projecta a solução da função " f " do ponto x_n para $x_{n+1} = x_n + h$, onde $h = (b - a)/n$ e $x_i = x_0 + ih$, para $i = 0, 1, \dots, n$.

Esta fórmula é assimétrica pois projecta a solução através do intervalo " h ", mas usa o valor da derivada somente no início do intervalo. Isto significa que o erro de aproximação obtido em cada intervalo é somente uma ordem menor de h que o valor correcto (por exemplo $O(h^2)$ onde o símbolo O representa *de ordem superior em relação a h^2*).

Entretanto esta formulação pode ser melhorada com a aplicação da derivada num ponto intermediário do intervalo. Este método é chamado de ponto médio (*mid point*) sendo expresso pela formulação:

$$k_1 = h f'(x_n, y_n) \quad (\text{D.3})$$

$$k_2 = h f'(x_n + 0.5 h, y_n + 0.5 k_1) \quad (\text{D.4})$$

$$y_{n+1} = y_n + k_2 + O(h^3) \quad (\text{D.5})$$

Como pode ser visto no termo do erro, essa simetrização faz o cancelamento do erro na primeira ordem, fazendo com que o método passe a ser da segunda ordem. De facto este método também é chamado de Runge-Kutta da segunda ordem.

D.2. Método Runge-Kutta

A solução de uma equação diferencial por expansão directa através da série de Taylor da função objecto, geralmente não é prático se as derivadas de ordem superior e as primeiras forem necessárias.

É possível utilizar métodos de primeiro grau que necessitam apenas de derivadas de primeira ordem e que produzem resultados de precisão equivalente às formulas de Taylor.

Estes métodos são conhecidos como métodos de Runge-Kutta. Para a solução de equações diferenciais, o mais conhecido e largamente utilizado é método de Runge-Kutta de quarta ordem, cujas expressões são apresentadas a seguir:

$$k_1 = f(x_i, y_i) \quad (D.6)$$

$$k_2 = f(x_i + h/2, y_i + k_1 h/2) \quad (D.7)$$

$$k_3 = f(x_i + h/2, y_i + k_2 h/2) \quad (D.8)$$

$$k_4 = f(x_i + h, y_i + k_3 h) \quad (D.9)$$

$$y_{i+1} = y_i + h/6 (k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4) \quad (D.10)$$

D.3. Método Adams-Bashforth

O método Adams-Bashforth aproxima a solução da equação diferencial pela substituição de $f(t, y(t))$ por uma interpolação polinomial para obter os valores da derivada, f_i , e então realizar a integração do polinômio.

Este método pode ser tão efectivo como qualquer um em uso actualmente e tem a vantagem de ser suficientemente simples na sua forma o que permite ser bem compreendido.

A formulação do método Adams-Bashforth de ordem k em x_n usa o polinômio $p_{k,n}(x)$ para interpolar as derivadas da função nos " k " pontos anteriores:

$$p_{k,n}(x_{n+1-j}) = f_{n+1-j} \quad (D.11)$$

para $j = 1, 2, \dots, k$.

Estas derivadas e y_n dos passos anteriores são então armazenadas. Uma aproximação da solução em x_{n+1} é obtida a partir de:

$$y_{n+1} = y_n + \int_{x_n}^{x_{n+1}} p_{k,n}(t) dt \quad (D.12)$$