

EDILSON HIROSHI TAMAI

ESTUDO DO PROBLEMA DE CONTROLE DA SUSPENSÃO DE TRENS DE
ALTA VELOCIDADE LEVITADOS MAGNETICAMENTE

Tese apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para obtenção
do título de Doutor em Engenharia

São Paulo

1995

EDILSON HIROSHI TAMAI

ESTUDO DO PROBLEMA DE CONTROLE DA SUSPENSÃO DE TRENS DE
ALTA VELOCIDADE LEVITADOS MAGNETICAMENTE

Tese apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para obtenção
do título de Doutor em Engenharia

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

Orientador:
José Sotelo Júnior

1995

OK

DEDALUS - Acervo - EPMN



31600010360

Aos meus pais.

AGRADECIMENTOS

Ao orientador Prof. Dr. José Sotelo Júnior, pelo incentivo e apoio.

A todos os colegas e funcionários da Escola Politécnica que direta ou indiretamente colaboraram na execução deste trabalho.

Este trabalho foi parcialmente apoiado pela FAPESP por meio de uma bolsa de doutorado.

SUMÁRIO

Lista de Figuras	vii
Lista de Tabelas	xii
Lista de Símbolos	xiii
Resumo	xxiv
“Abstract”	xxv
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Introdução	1
1.2 Objetivos	2
1.3 Organização do Texto	2
2 REVISÃO DA LITERATURA	4
2.1 Introdução	4
2.2 Levitação Magnética	4
2.2.1 Conceito e Aplicações	4
2.2.2 Técnicas de Levitação e Suspensão	5
2.2.3 Veículos Levitados Magneticamente	12
2.2.3.1 Histórico	12
2.2.3.2 Características	17
2.2.3.3 Veículos Maglevs de Alta Velocidade	22
2.3 O Sistema Veículo-Via	29
2.3.1 Introdução	29
2.3.2 Modelagem do Sistema Veículo-Via	30
2.3.3 Interação Dinâmica Entre o Veículo e a Via	34
2.4 Suspensão de Veículos	38
2.4.1 Introdução	38

2.4.2	Suspensão Ativa	39
2.4.2.1	Introdução	39
2.4.2.2	Concepções de Controle de Suspensões Ativas	41
2.4.2.3	Comentários	48
2.5	Controle da Suspensão Eletromagnética	50
2.5.1	Controle dos Eletroímãs	50
2.5.2	Controle da Suspensão de Veículos Levitados Magneticamente	56
2.6	Comentários	60
3	ESTUDO DO PROBLEMA DE CONTROLE - MODELO DE 1/4	
	DE CARRO	61
3.1	Introdução	61
3.2	Modelo de 1/4 de Carro	62
3.3	Controle da Suspensão Secundária Ativa	67
3.4	Projeto dos Sistemas de Controle - Suspensão Magnética	73
3.4.1	Introdução	73
3.4.2	Método LQG/LTR	74
3.4.3	Método IMC	77
3.4.4	Resultados	85
3.4.5	Comentários	93
3.5	Simulações	94
4	ESTUDO DO PROBLEMA DE CONTROLE - MODELO DE 1/2	
	DO CARRO	129
4.1	Descrição do Sistema	129
4.2	Projeto dos Compensadores	130
4.3	Resultados	134
4.4	Comentários	139
5	CONCLUSÕES	140
5.1	Conclusões	140

5.2	Contribuições do Trabalho	143
5.3	Sugestões para Futuras Pesquisas	145
	ANEXO	147
	A GRAFOS DE LIGAÇÕES	147
	B VIBRAÇÕES ELÁSTICAS TRANSVERSAIS DE UMA VIGA	150
	C SISTEMA HIDRÁULICO	160
C.1	Modelagem	160
C.2	Linearização do Modelo do Sistema Hidráulico	165
C.3	Modelagem do Amortecedor	169
	D MODELAGEM DOS ELETROÍMÃS DE SUSPENSÃO	172
D.1	Modelagem	172
D.2	Linearização e Simplificação	186
	E ESTRUTURAS DE CONTROLE: LQG/LTR E IMC	191
E.1	LQG/LTR	191
E.2	IMC	193
	F MODELAGEM DO SISTEMA	196
F.1	Descrição do Sistema	196
F.2	Relações Cinemáticas	198
F.3	Cabine e Carga	203
F.4	Truque e Suspensão Primária	206
F.5	Dinâmica Horizontal	208
F.6	Via Elevada	212
F.7	Suspensão Secundária	217
F.8	Suspensão Magnética	222
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	225

LISTA DE FIGURAS

2.1	Relação entre a força magnética e a distância (JAYAWANT, 1982): a) corrente contínua (CC); b) corrente alternada (CA) com capacitor em série.	9
2.2	Suspensão de objetos com eletroímã de corrente contínua controlado (JAYAWANT, 1982): a) esquema; b) relação entre força e distância, para malha aberta (linhas contínuas) e malha fechada (linha tracejada).	10
2.3	Esquema de suspensão eletromagnética estabilizada por gradiente alternante (HULL, 1989).	11
2.4	Esquema de um motor linear síncrono.	25
2.5	Esquema longitudinal do veículo.	25
2.6	Esquema da seção transversal do veículo (BROWN; HAMILTON, III, 1984).	26
2.7	Proposta de uma configuração comercial do Transrapid (BROWN; HAMILTON, III, 1984).	27
2.8	Esquema do método de levitação por fluxo nulo (TANAKA, 1990).	28
2.9	Esquema da via em forma de U mostrando as bobinas de levitação, guiamento e propulsão (TANAKA, 1990).	28
2.10	Protótipo proposto para operar na via de teste de Yamanashi, entre Tóquio e Osaka (TANAKA, 1990).	29
2.11	Tipos de irregularidades: a) desalinhamento vertical, b) desalinhamento angular, c) deformações do perfil, d) rugosidade da superfície.	31
2.12	Configurações da via: vão simples, múltiplo e contínuo.	33
2.13	Veículo com suspensão de três estágios (BIGGERS; WILSON, 1973).	36
2.14	Esquema de suspensão (um grau de liberdade).	40
2.15	Esquema do modelo de 1/4 de carro com dois graus de liberdade.	43
2.16	Esquema do modelo de 1/4 de carro, onde as forças de suspensão não são iguais.	45
2.17	Suspensão com o uso de absorvedor dinâmico.	45
2.18	Atuador em série com uma mola.	49
2.19	Esquema de um sistema de suspensão eletromagnética.	50
2.20	Esquema de um veículo com múltiplos magnetos, onde se pode ver a disposição dos eletroímãs de sustentação (1,2,3,4,9,10,11,12) e guiamento (5,6,7,8) - (GOTTZEIN; LANGE, 1975).	56
2.21	Esquemas de controle: a) controle local; b) controle integrado (SINHA, 1978).	57
2.22	Esquema de um sistema de suspensão magnética com levitação e guiamento simultâneos através de eletroímãs escalonados (GARG; BARROWS, 1981).	58
2.23	Esquema de um sistema de suspensão magnética com levitação e guiamento simultâneos através de eletroímãs inclinados (GOODALL; KORTÜM, 1983).	58
3.1	Esquema do modelo de 1/4 de carro.	62
3.2	Grafo de ligação do modelo de 1/4 de carro.	63
3.3	Velocidade vertical convectiva: (a) esquema, (b) grafo de ligação.	64
3.4	Módulo da função de transferência da malha aberta (recuperação da malha) dos sistemas Ia (esquerda), Ib (direita), e malha alvo (linha contínua).	70
3.5	Módulo da função de transferência da malha aberta (recuperação da malha) dos sistemas IIa (esquerda), IIb (direita) e malha alvo (linha contínua).	70
3.6	Função densidade espectral de potência da aceleração vertical da massa suspensa (suspensão passiva - linha contínua, suspensão ativa sem integrador - linha tracejada, e com integrador - linha pontilhada).	71

3.7	Função densidade espectral de potência da aceleração vertical da massa suspensa da suspensão passiva (linha contínua) e da suspensão ativa com observador (sem integrador à esquerda, e com integrador à direita).	72
3.8	Módulo da função de transferência da malha aberta (recuperação da malha) dos sistemas Ia (esquerda), Ib (direita). e malha alvo (linha contínua).	72
3.9	Módulo da função de transferência da malha aberta (recuperação da malha) dos sistemas IIa (esquerda), IIb (direita) e malha alvo (linha contínua).	72
3.10	Função densidade espectral de potência da aceleração vertical da massa suspensa da suspensão passiva (linha contínua) e da suspensão ativa com observador (sem integrador à esquerda, e com integrador à direita).	73
3.11	Resultado de simulação (entreferro em mm versus tempo): massa m , aumentada de 3.000 kg para 3.750 kg . Esquerda - compensador LQR, direita - compensador LQR com integrador.	88
3.12	Condição de robustez da estabilidade: erro de modelagem - linha contínua, função de transferência - linha tracejada. Esquerda - compensador sem integrador, direita - com integrador.	89
3.13	Recuperação da malha: linha contínua - sem observador, outras linhas - com observador. Esquerda - compensador sem integrador, direita - com integrador.	89
3.14	Resultado de simulação (entreferro em mm versus tempo): massa m , aumentada de 3.000 kg para 3.750 kg . Esquerda - compensador sem integrador, direita - com integrador.	90
3.15	Recuperação da malha: linha contínua - sem observador, outras linhas - com observador (esquerda). Entreferro (em mm versus tempo): massa m , aumentada de 3.000 kg para 3.750 kg . Sistema com integrador para o sinal do entreferro.	90
3.16	Condição para a robustez da estabilidade, entreferro como saída. Esquerda - filtro tipo I, direita - filtro tipo II.	91
3.17	Condição para a robustez da estabilidade, corrente elétrica como saída. Esquerda - filtro tipo I, direita - filtro tipo II.	92
3.18	Resultado de simulação (entreferro em mm versus tempo), entreferro como saída: massa m , aumentada de 3.000 kg para 3.750 kg . Esquerda - compensador com filtro tipo I, direita - com filtro tipo II.	92
3.19	Resultado de simulação (entreferro em mm versus tempo), corrente como saída: massa m , aumentada de 3.000 kg para 3.750 kg . Esquerda - compensador com filtro tipo I, direita - com filtro tipo II.	93
3.20	Resultado de simulação (corrente elétrica versus tempo), corrente como saída: massa m , aumentada de 3.000 kg para 3.750 kg . Esquerda - compensador com filtro tipo I, direita - com filtro tipo II.	94
3.21	Deflexões das suspensões secundárias, supondo o veículo percorrendo uma via rígida com rampa.	96
3.22	Aceleração da massa suspensa e deflexão da suspensão secundária para (a) - $EI = 2 \times 10^9\text{ N.m}^2$, (b) - $EI = 4 \times 10^9\text{ N.m}^2$, (c) - $EI = 8 \times 10^9\text{ N.m}^2$.	97
3.23	Aceleração do truque e deflexão da suspensão primária para (a) - $EI = 2 \times 10^9\text{ N.m}^2$, (b) - $EI = 4 \times 10^9\text{ N.m}^2$, (c) - $EI = 8 \times 10^9\text{ N.m}^2$.	98
3.24	Deslocamento vertical do ponto central do primeiro e terceiro vãos da via para (a) - $EI = 2 \times 10^9\text{ N.m}^2$, (b) - $EI = 4 \times 10^9\text{ N.m}^2$, (c) - $EI = 8 \times 10^9\text{ N.m}^2$.	99
3.25	Aceleração da massa suspensa e deflexão da suspensão secundária para (a) - $v_F(0) = 125\text{ m/s}$, (b) - $v_F(0) = 75\text{ m/s}$.	100
3.26	Aceleração do truque e deflexão da suspensão primária para (a) - $v_F(0) = 125\text{ m/s}$, (b) - $v_F(0) = 75\text{ m/s}$.	101
3.27	Deslocamento vertical do ponto central do primeiro e terceiro vãos da via (a) - $v_F(0) = 125\text{ m/s}$, (b) - $v_F(0) = 75\text{ m/s}$.	102

3.28	Velocidade longitudinal do veículo. No gráfico superior temos $v_F(0) = 125 \text{ m/s}$, (a) - $EI = 2 \times 10^9 \text{ N.m}^2$, (b) - $EI = 4 \times 10^9 \text{ N.m}^2$, (c) - $EI = 8 \times 10^9 \text{ N.m}^2$. No gráfico inferior, $v_F(0) = 75 \text{ m/s}$ e (b) - $EI = 4 \times 10^9 \text{ N.m}^2$	103
3.29	Aceleração da massa suspensa e deflexão da suspensão secundária para (a) - suspensão passiva, (b) - suspensão ativa.	105
3.30	Aceleração do truque e deflexão da suspensão primária para (a) - suspensão passiva, (b) - suspensão ativa.	106
3.31	Deslocamento vertical do ponto central do primeiro vão da via, (a) - suspensão passiva, (b) - suspensão ativa, (c) - força vertical constante.	107
3.32	Deslocamento vertical do ponto central do primeiro vão (gráfico superior) e aceleração vertical da massa suspensa (gráfico inferior). (a) - suspensão ativa com compensador estendido, (b) - suspensão passiva, (c) - suspensão ativa com compensador IIb.	109
3.33	Aceleração da massa suspensa e deflexão da suspensão secundária para (a) - suspensão passiva, (b) - suspensão ativa.	110
3.34	Aceleração do truque e deflexão da suspensão primária para (a) - suspensão passiva, (b) - suspensão ativa.	111
3.35	Deslocamento vertical do ponto central do primeiro vão (gráfico superior) e velocidade longitudinal do veículo (gráfico inferior). (a) - suspensão passiva, (b) - suspensão ativa.	112
3.36	Aceleração da massa suspensa e deflexão da suspensão secundária para (a) - suspensão passiva, (b) - suspensão ativa.	113
3.37	Aceleração do truque e deflexão da suspensão primária para (a) - suspensão passiva, (b) - suspensão ativa.	114
3.38	Deslocamento vertical do ponto central do primeiro vão (gráfico superior) e velocidade longitudinal do veículo (gráfico inferior). (a) - suspensão passiva, (b) - suspensão ativa.	115
3.39	Deslocamento vertical do ponto central do primeiro vão.	117
3.40	Deslocamento vertical do ponto central do primeiro vão.	118
3.41	Deslocamento vertical do ponto central do primeiro vão.	119
3.42	Entreferro para uma via com $EI = 2 \times 10^9 \text{ Nm}^2$, considerando que a tensão limite seja 600 V (gráfico superior) e 2.000 V (gráfico inferior).	120
3.43	Entreferro para uma via com $EI = 4 \times 10^9 \text{ Nm}^2$, considerando suspensão passiva, suspensão ativa e suspensão ativa e limite de tensão de 2.000 V (de cima para baixo).	121
3.44	Aceleração da massa suspensa e deflexão da suspensão secundária para (a) - sistema sem sistema de levitação magnética, (b) - sistema com sistema de levitação magnética.	122
3.45	Aceleração da massa suspensa e deflexão da suspensão secundária para (a) - suspensão passiva, (b) - suspensão ativa.	123
3.46	Aceleração da massa suspensa e deflexão da suspensão secundária para (a) - suspensão passiva, (b) - suspensão ativa.	124
3.47	Entreferro para uma via com $EI = 4 \times 10^9 \text{ Nm}^2$, rampa e considerando suspensão passiva (gráfico superior) e suspensão ativa (gráfico inferior).	125
3.48	Entreferro de um eletroímã de um veículo que percorre uma via previamente excitada por outro veículo, adiante um vão, considerando suspensão passiva, suspensão ativa e suspensão ativa com limite de tensão de 2.000 V (de cima para baixo).	126
3.49	Entreferro de um eletroímã (gráfico superior) de um veículo que percorre uma via previamente excitada por outro veículo, adiante um vão, e a aceleração de sua massa suspensa (gráfico inferior), considerando suspensão passiva (a) e suspensão ativa (b).	127
4.1	Esquema do veículo e grafo de ligação.	130

4.2	Funções densidade espectral de potência das acelerações do ponto central da cabine.	135
4.3	Funções densidade espectral de potência das acelerações da extremidade frontal da cabine.	135
4.4	Funções densidade espectral de potência das acelerações da extremidade traseira da cabine.	136
4.5	Valores singulares da matriz de transferência de malha aberta do sistema A.	136
4.6	Valores singulares da matriz de transferência de malha aberta do sistema B ₁	137
4.7	Valores singulares da matriz de transferência de malha aberta do sistema B ₂	137
4.8	Funções densidade espectral de potência das acelerações do ponto central da cabine.	138
4.9	Funções densidade espectral de potência das acelerações da extremidade frontal da cabine.	138
4.10	Funções densidade espectral de potência das acelerações da extremidade traseira da cabine.	139
A.1	Representação da causalidade	149
B.1	a) viga submetida a forças concentradas F_m , aplicadas em x_m , e momentos fletores M_p , aplicados em x_p . b) elemento da viga.	150
C.1	Esquema do circuito hidráulico.	160
C.2	Esquema de válvula tipo carretel deslizante.	161
C.3	Esquema do cilindro hidráulico.	161
C.4	Grafo de ligações que modela o pistão controlado por válvula.	161
C.5	Esquema de um amortecedor	169
C.6	Amortecedor representado por grafo de ligações.	170
D.1	Transdutor magnetomecânico. a) esquema. b) grafo de ligações.	172
D.2	Desenho do eletroímã.	174
D.3	Desenho de parte do núcleo do eletroímã que constitui uma "unidade".	175
D.4	Esquema de um sexto do eletroímã mostrando linhas representativas do fluxo magnético.	175
D.5	Esquema de um sexto do eletroímã: grafo de ligações.	175
D.6	Alargamento do fluxo magnético no entreferro.	177
D.7	Grafo de ligações simplificado	179
D.8	Grafo de ligações de um eletroímã.	182
D.9	Grafo de ligação.	185
E.1	Sistema com compensador baseado em modelo.	192
E.2	Estrutura IMC para sistemas instáveis.	193
F.1	Esquema do veículo.	197
F.2	Esquema geométrico da suspensão.	198
F.3	Esquema geométrico da suspensão considerando apenas a cabine e os truques.	199
F.4	Esquema geométrico do truque j e eletroímãs.	202
F.5	Esquema da cabine.	204
F.6	Grafo de ligação representando a cabine.	204
F.7	Esquema do truque e suspensão primária.	207
F.8	Grafo de ligação que representa o truque j e a suspensão primária.	207
F.9	Grafo de ligação que modela a dinâmica horizontal.	209
F.10	Esquema da via elevada.	213
F.11	Grafo de ligação que representa a via elevada.	214
F.12	Esquema mostrando a componente convectiva da velocidade vertical.	215
F.13	Esquema da suspensão secundária.	218
F.14	Esquema do atuador hidráulico.	218
F.15	Esquema do amortecedor.	219

F.16	Esquema da servoválvula do tipo carretel deslizante.	219
F.17	Grafo de ligação que representa a suspensão secundária.	220
F.18	Esquema do eletroímã.	223
F.19	Grafo de ligação que representa o modelo do eletroímã.	223

LISTA DE TABELAS

2.1	Características de Veículos Levitados Magneticamente	23
2.2	Características de Alguns Trens de Alta Velocidade	24
3.1	Valores dos parâmetros da suspensão.	68
3.2	Valores dos parâmetros do modelo nominal	75
3.3	Valores dos parâmetros da suspensão magnética.	86
3.4	Valores dos parâmetros da suspensão.	95
4.1	Valores dos parâmetros.	132
A.1	Elementos Multiportos Primitivos	148
D.1	Variáveis correspondentes aos domínios de energia elétrica e magnética. .	172
F.1	Denominação das velocidades da cabine e truques.	201
F.2	Denominação das velocidades do truque e eletroímãs.	202

LISTA DE SÍMBOLOS

Capítulo 2

Seção 2.3

$S_y(\omega)$ - densidade espectral de potência das irregularidades da via.
 A - parâmetro que depende da via e de sua geometria; área transversal de uma viga.
 v_v - velocidade com que o veículo percorre a via.
 α - parâmetro que depende das irregularidades da via.
 σ_G^2 - variância das irregularidades.
 y - deformação normal ao plano de flexão de uma viga.
 E - módulo de elasticidade do material da viga.
 I - momento de inércia da viga.
 ρ - densidade de massa do material da viga.
 T - tensão axial existente na viga.
 b - constante de amortecimento.
 k - constante elástica.
 x - posição ao longo da viga.
 t - tempo.
 $p(x, t)$ - distribuição de pressão sobre a viga.
 V_c - parâmetro adimensional de velocidade.
 l - comprimento do vão.
 f - frequência natural do primeiro modo de vibração elástica da viga, expressa em Hz.

Seção 2.4

m - massa do corpo do veículo; massa não suspensa, no caso de um veículo com dois graus de liberdade.
 k - constante elástica da mola.
 b - constante de amortecimento.
 z_1 - deslocamento do corpo em relação ao ponto de equilíbrio.
 h_{GT} - deslocamento do ponto de contato com o solo.
 z_e - deflexão estática da suspensão.
 g - aceleração da gravidade.
 F_k - força da mola.
 Z_1 - transformada de Laplace de z_1 .
 H_{GT} - transformada de Laplace de h_{GT} .
 ω_n - frequência natural da suspensão.
 M - Massa suspensa do veículo (acima da suspensão secundária).
 S - símbolo representando a suspensão secundária.
 F_{ss} - força de suspensão.
 z_s - deflexão da suspensão secundária.
 z_m - deflexão da suspensão primária.
 v_1 - velocidade vertical da massa suspensa.
 J - critério de desempenho.
 ρ_1 - peso da deflexão da suspensão secundária no critério de desempenho.
 ρ_2 - peso da deflexão da suspensão primária no critério de desempenho.
 v_1 - velocidade vertical da massa suspensa.
 v_2 - velocidade vertical da massa não suspensa.
 k_{sp} - constante de mola da suspensão primária.
 z_2 - deslocamento da massa não suspensa em relação ao ponto de equilíbrio estático.
 v_{GT} - velocidade vertical do ponto de contato com o solo.
 ω_{np} - frequência natural da massa não suspensa.
 F_{a2} - força ativa do absorvedor dinâmico.
 m_1 - massa não suspensa.

Seção 2.5

x - entreferro.

- b, l - dimensões da face do pólo do eletroímã.
 v_G - velocidade vertical do trilho.
 v - velocidade vertical do eletroímã.
 F - força externa de perturbação que atua no eletroímã.
 N - número de espiras da bobina do eletroímã.
 R - resistência elétrica da bobina.
 I - corrente elétrica que circula pela bobina.
 ϕ - fluxo magnético no eletroímã.
 V_m - força magnetomotriz.
 R_g - relutância devido ao entreferro.
 μ_0 - permeabilidade magnética no vácuo.
 A - área da face do pólo.
 L - indutância do circuito elétrico.
 F_m - força de atração magnética entre o eletroímã e o trilho.
 C - constante ligada aos aspectos construtivos do eletroímã.
 V - tensão aplicada entre os terminais da bobina.
 m - massa levitada.
 g - aceleração da gravidade.
 k_x - "rigidez" da suspensão magnética (relação entre força e deslocamento) no modelo linearizado.
 k_I - relação entre força e corrente elétrica no modelo linearizado.
 I_e - valor da corrente no equilíbrio (ponto de operação).
 x_e - valor do entreferro no equilíbrio (ponto de operação).
 L_e - valor da indutância no equilíbrio (ponto de operação).
 u - variável de controle.
 K_g - ganho de realimentação do entreferro.
 K_r - ganho de realimentação da taxa de variação do entreferro.
 k_1/k_2 - razão entre parâmetros com importância na determinação do sistema de controle da levitação eletromagnética, segundo FABIEN (1993).

Capítulo 3

Seção 3.2

- m_s - massa suspensa (massa da cabine e da carga útil).
 m_p - massa do truque.
 m_a - massa do eletroímã.
 v_s - velocidade vertical da massa suspensa.
 v_p - velocidade vertical do truque.
 v_a - velocidade vertical do eletroímã.
 x - entreferro.
 k_s - rigidez da mola da suspensão secundária.
 b_s - constante de amortecimento da suspensão secundária.
 k_p - rigidez da mola da suspensão primária.
 b_p - constante de amortecimento da suspensão primária.
 y_s - deflexão da suspensão secundária.
 y_p - deflexão da suspensão primária.
 F_s - força da suspensão secundária.
 F_p - força da suspensão primária.
 F_{atv} - força ativa da suspensão secundária.
 v_{GT} - velocidade vertical da via.
 F_m - força de atração magnética.
 ϕ_c - fluxo magnético no eletroímã.
 V - tensão de alimentação do eletroímã.
 R - resistência da bobina do eletroímã.
 I - corrente elétrica na bobina do eletroímã.
 R_l - relutância relativa ao caminho do fluxo perdido.
 R_q - relutância combinada do entreferro, do núcleo do eletroímã e do trilho.
 R_d - parâmetro que modela a perda devido a correntes parasitas.

N - número de espiras em duas "pernas" do eletroímã.
 A_c, f_0, f_1, k_{mag} - parâmetros que dependem da geometria e do material do eletroímã.
 R_{qe} - relutância R_q no ponto de equilíbrio.
 β_F - parâmetro usado para modelar a diminuição da força de atração magnética devido à velocidade do veículo.
 ϕ_l - fluxo magnético perdido.
 ϕ - fluxo magnético total.
 ϕ_{le} - fluxo magnético perdido, no ponto de equilíbrio.
 ϕ_e - fluxo magnético total, no ponto de equilíbrio.
 x_F - posição do veículo ao longo da via.
 F_F - força horizontal devido à inclinação da via.
 $k_F.v_F$ - termo que modela a perda de força de propulsão devido ao comprimento limitado do eletroímã.
 $k_{ar}.v_F|v_F|$ - termo que modela o arasto aerodinâmico.
 F_{MS} - força de propulsão gerada pelo motor linear.
 I_{MS} - corrente elétrica no estator do motor linear.
 V_{MS} - tensão no estator do motor linear.
 R_{MS} - resistência do enrolamento de estator do motor linear.
 L_{MS} - indutância do enrolamento do estator do motor linear.
 k_{MS} - constante do motor.
 y_{kGT} - deslocamento vertical da via devido aos modos de vibração elásticos.
 Φ_{kn} - função de forma modal do n -ésimo modo da viga k .
 q_{kn} - variável dependente do tempo que compõe o deslocamento vertical da via.
 v_{qkn} - derivada de q_{kn} .
 κ_{kn} - rigidez modal.
 b_{kn} - amortecimento modal.
 C_{Tk} - variável que verifica a localização do veículo na via.
 μ_{kn} - massa modal.
 v_{kGT} - velocidade vertical da via (vão k).
 F_{kF} - força horizontal do vão k sobre o veículo.
 x_k - posição do veículo em relação ao início do vão.
 x_s - variável independente de deslocamento.

Seção 3.4

x_1 - desvio do entreferro em relação ao valor no ponto de equilíbrio (variável de estado do modelo nominal).
 x_e - entreferro no ponto de equilíbrio.
 x_2 - variável de estado do modelo nominal (velocidade vertical do eletroímã).
 x_3 - desvio da corrente elétrica em relação ao valor no ponto de equilíbrio (variável de estado do modelo nominal).
 I_e - corrente elétrica, no ponto de equilíbrio.
 u - desvio da tensão aplicada na bobina em relação ao valor no ponto de equilíbrio.
 V_e - tensão aplicada na bobina, no ponto de equilíbrio.
 f - desvio da força exercida pela suspensão primária, em relação ao valor no ponto de equilíbrio.
 F_{pe} - valor da força da suspensão primária, no ponto de equilíbrio.
 k_x - relação entre o deslocamento e a força no modelo linear.
 k_I - relação entre corrente e força no modelo linear.
 L_0 - indutância do circuito elétrico (para $f_2 = 0$).
 J - índice de desempenho.
 Q - matriz de pesos dos estados no índice de desempenho.
 R - peso da entrada no índice de desempenho.
 K_c - matriz de ganhos de realimentação.
 P - matriz solução da equação algébrica de Riccati.
 k_0, k_1, k_2, k_3 - ganhos de realimentação de estados.
 X_1 - transformada de Laplace de x_1 .
 F - transformada de Laplace de f .
 A - transformada de Laplace da aceleração vertical de eletroímã.
 W - transformada de Laplace da velocidade vertical do trilho.

X_3 - transformada de Laplace de x_3
 U - transformada de Laplace de u .
 n_x/d_x - representação da função de transferência x como a razão entre os polinômios n_x e d_x .
 λ - constante de tempo do filtro IMC f .
 k - ordem do filtro IMC f .
 n_{qa} - numerador do resultado da operação $\{.\}$ no caso da realimentação da corrente elétrica (compensador IMC).

Capítulo 4

u_f, u_r - forças ativas das suspensões secundárias frontal e traseira, respectivamente.
 w_f, w_r - velocidades induzidas pelas irregularidades da via, nos pontos de contato das suspensões secundárias frontal e traseira, respectivamente.
 v_v - velocidade do veículo.
 ω_n - freqüências naturais de vibração elástica do enésimo modo de vibração da estrutura do veículo.
 Φ_n - função de forma do enésimo modo de vibração elástica.
 q_n - variável, função do tempo, componente do deslocamento causado pelas vibrações elásticas.
 v_{q_n} - derivada de q_n .
 y_{sf}, y_{sr} - deflexões das suspensões secundárias frontal e traseira, respectivamente.
 y_{pf}, y_{pr} - deflexões das suspensões primárias frontal e traseira, respectivamente.
 v_c - velocidade do centro de massa da cabine.
 ω_c - velocidade angular da cabine.
 a_i - coordenada, ao longo da cabine, dos pontos de apoio da suspensão secundária i .
 f_{sf}, f_{sr} - forças das suspensões secundárias frontal e traseira, respectivamente.
 m_i - massa do truque i .
 k_i - rigidez da mola da suspensão secundária i .
 b_i - constante de amortecimento da suspensão secundária i .
 k_{pi} - rigidez da mola da suspensão primária i .
 y_1, y_2 - vetores de saídas do sistema.
 v_f, v_r - velocidades verticais das extremidades frontal e traseira da cabine, respectivamente.
 v_{pf}, v_{pr} - velocidades verticais dos truques frontal e traseiro, respectivamente.
 T - matriz de transformação para normalizar as variáveis de estado.
 x_r - vetor de estados do modelo reduzido.
 y_{r1}, y_{r2} - vetores de saída do modelo reduzido.
 A_r, B_r, C_r - matrizes de parâmetros do modelo reduzido.
 Y_A, Y_{B1}, Y_{B2} - saídas propostas para o modelo modificado.
 I_c - produto entre a matriz identidade e a constante k_w .
 k_w - parâmetro para ajuste da saída.
 a_{vc} - aceleração vertical do ponto central da cabine.
 a_{vf} - aceleração vertical da extremidade frontal da cabine.
 a_{vr} - aceleração vertical da extremidade traseira da cabine.
 v_f, v_r - entradas do sistema modificado.
 $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4$ - pesos de ponderação dos termos do índice de desempenho.
 Q, N, R - matrizes de ponderação do índice de desempenho.
 S_y - função densidade espectral de potência da rugosidade da via.
 S_v - matriz de densidade espectral de potência da velocidade induzida pelas irregularidades da via.

Anexo E

Observação: símbolos em negrito: vetores (letras minúsculas) e matrizes (letras maiúsculas).

x - vetor de estados.
 A - matriz do sistema.
 B - matriz do sistema (entradas).

u - vetor de entradas.
 B_d - matriz do sistema (perturbações).
 w - vetor de perturbações.
 y - vetor de saídas.
 C - matriz do sistema (saídas).
 n - dimensão do vetor de estados.
 p - dimensão do vetor de saídas.
 m - dimensão do vetor de entradas.
 l - dimensão do vetor de perturbações; números de pólos na origem.
 K_c - matriz de ganhos de realimentação.
 L - matriz de transferência de malha aberta.
 L_σ - matriz de transferência de malha aberta com a incorporação do observador de estado.
 H - matriz de transferência do compensador.
 K_f - matriz de ganhos do observador de estado.
 G - matriz de transferência da planta nominal.
 $E(.)$ - expectância de uma variável.
 Q_w - matriz que caracteriza a expectância do ruído.
 δ - função impulso.
 G_p - matriz de transferência da planta.
 L_e - erro de modelagem multiplicativo.
 $\underline{\sigma}$ - menor valor singular.
 $\overline{\sigma}$ - maior valor singular.
 T - matriz de transferência de malha aberta (incluindo o compensador).
 q - função de transferência do compensador IMC.
 \tilde{p} - função de transferência do modelo nominal do sistema.
 p - função de transferência da planta.
 v - perturbação que age na saída da planta.
 c - função de transferência do compensador "clássico" de realimentação.
 b_p - filtro passa-tudo que contém os pólos instáveis da planta nominal como zeros.
 π_i - pólos instáveis da planta nominal.
 x^* - conjugado de x .
 q_0 - compensador IMC que estabiliza o sistema nominal.
 q_1 - função de transferência estável qualquer.
 p_A - fator passa-tudo da planta nominal.
 p_M - fator de fase mínima da planta nominal.
 v_A - fator passa-tudo da perturbação.
 v_M - fator de fase mínima da perturbação.
 b_v - filtro passa-tudo que contém os pólos instáveis da perturbação como zeros.
 e - erro.
 $\{.\}$ - operador que elimina as parcelas relativas aos pólos de p_A^{-1} , após a expansão em frações parciais do operando.
 f - filtro IMC.
 l_m - erro de modelagem multiplicativa.

Anexo F

Seção F.2

θ_c - deslocamento angular da cabine.
 θ_f - deslocamento angular do truque frontal.
 θ_r - deslocamento angular do truque traseiro.
 r_f - extensão da suspensão secundária frontal.
 r_r - extensão da suspensão secundária traseira.
 l_{af} - ver figura F.3.
 l_{ar} - ver figura F.3.
 x_F - coordenada horizontal do centro de massa do truque frontal.
 x_C - coordenada horizontal do centro de massa da cabine.
 l_f - ver figura F.3.
 l_{CG} - ver figura F.3.

α_{sf} - ver figura F.3.
 l_{Tcf} - ver figura F.3.
 l_{cf} - ver figura F.3.
 l_{CGf} - ver figura F.3.
 α_f - ver figura F.3.
 l_{sCGf} - ver figura F.3.
 l_{Tf} - ver figura F.3.
 y_F - coordenada vertical do centro de massa do truque frontal.
 y_C - coordenada vertical do centro de massa da cabine.
 v_F - componente horizontal da velocidade do centro de massa da cabine.
 v_c - componente vertical da velocidade do centro de massa da cabine.
 ω_c - velocidade angular da cabine.
 v_{Ff} - componente horizontal da velocidade do centro de massa do truque frontal.
 v_{yscf} - componente vertical da velocidade do centro de massa do truque frontal.
 ω_f - velocidade angular do truque frontal.
 v_{Fr} - componente horizontal da velocidade do centro de massa do truque traseiro.
 v_{yscr} - componente vertical da velocidade do centro de massa do truque traseiro.
 ω_r - velocidade angular do truque traseiro.
 ω_{sf} - velocidade angular (ver figura F.3).
 ω_{sr} - velocidade angular (ver figura F.3).
 l_{CGr} - ver figura F.3.
 l_{sCGr} - ver figura F.3.
 l_{Tcr} - ver figura F.3.
 l_{CGr} - ver figura F.3.
 l_{sCGr} - ver figura F.3.
 l_r - ver figura F.3.
 x_{Cj} - coordenada horizontal do centro de massa do eletroímã dianteiro do truque j (ver figura F.4).
 x_{Aj} - coordenada horizontal do centro de massa do truque j .
 l_{CGjf} - ver figura F.4.
 θ_j - posição angular do truque j .
 l_{pjf} - ver figura F.4.
 r_{jf} - extensão da suspensão primária, eletroímã frontal do truque j .
 y_{Cj} - coordenada vertical do centro de massa do eletroímã dianteiro do truque j .
 y_{Aj} - coordenada vertical do centro de massa do truque j .
 v_{Fj} - componente horizontal da velocidade do centro de massa do truque j .
 v_{yscj} - componente vertical da velocidade do centro de massa do truque j .
 v_{Fjff} - componente horizontal da velocidade do centro de massa do eletroímã dianteiro do truque j .
 v_{ymjff} - componente vertical da velocidade do centro de massa do eletroímã dianteiro do truque j .
 v_{Fjfr} - componente horizontal da velocidade do centro de massa do eletroímã traseiro do truque j .
 v_{ymjfr} - componente vertical da velocidade do centro de massa do eletroímã traseiro do truque j .
 ω_j - velocidade angular do truque j .

Seção F.3

m_{li} - massa da parcela i da carga útil.
 v_{li} - velocidade vertical absoluta da parcela i da carga.
 k_{li} - rigidez da mola que sustenta a parcela i da carga.
 b_{li} - constante de amortecimento (parcela i da carga).
 v_{lli} - componente vertical da velocidade da cabine no ponto de apoio da parcela i da carga.
 v_{yr} - componente vertical da velocidade da cabine no ponto de apoio da suspensão traseira.

v_{yf} - componente vertical da velocidade da cabine no ponto de apoio da suspensão dianteira.

M - massa da cabine.

J - momento de inércia da cabine.

μ_n - massa modal (enésimo modo de vibração elástica da cabine).

κ_n - rigidez modal (enésimo modo de vibração elástica da cabine).

b_n - amortecimento modal (enésimo modo de vibração elástica da cabine).

g - aceleração da gravidade.

F_{sra} - força vertical aplicada no ponto de apoio da suspensão traseira na cabine devido à força de suspensão secundária e devido à interação com o movimento horizontal.

F_{sfa} - força vertical aplicada no ponto de apoio da suspensão dianteira na cabine devido à força de suspensão secundária e devido à interação com o movimento horizontal.

M_{Far} - momento aplicado à cabine devido ao acoplamento entre os movimentos vertical e arfagem com o movimento horizontal (parte traseira).

M_{Faf} - momento aplicado à cabine devido ao acoplamento entre os movimentos vertical e arfagem com o movimento horizontal (parte dianteira).

F_{li} - força de suspensão da parcela i da carga.

l_i - posição, ao longo da cabine, da parcela i da carga.

$\phi_n(x)$ - função de forma do enésimo modo de vibração elástica da cabine.

ϕ_n^I - derivada da função de forma do enésimo modo de vibração elástica da cabine em função de x .

l_{nli} - comprimento natural da mola da suspensão terciária (que sustenta a parcela i da carga).

k_{an}, k_{bn}, β_n - parâmetros usados para definir a função de forma do enésimo modo de vibração elástica da cabine.

l - comprimento total da cabine.

$q_n(t)$ - variável dependente do tempo usada para descrever os deslocamentos devido às vibrações elásticas da cabine.

v_{qn} - derivada no tempo de q_n .

x - coordenada no sentido longitudinal da cabine.

l_{sf} - coordenada do ponto de apoio, na cabine, da suspensão secundária frontal.

l_{sr} - coordenada do ponto de apoio, na cabine, da suspensão secundária traseira.

ω_{cf} - velocidade angular da cabine no ponto de apoio da suspensão secundária frontal, incluindo os efeitos das deformações elásticas.

ω_{cr} - velocidade angular da cabine no ponto de apoio da suspensão secundária traseira, incluindo os efeitos das deformações elásticas.

Seção F.4

v_{ymjr} - componente vertical da velocidade do ponto de apoio da suspensão primária no lado dos eletroímãs, do truque j , para o eletroímã traseiro.

v_{ymjf} - componente vertical da velocidade do ponto de apoio da suspensão primária no lado dos eletroímãs, do truque j , para o eletroímã dianteiro.

M_{sj} - massa do truque j .

J_{sj} - momento de inércia do truque j .

k_{pjf} - rigidez da mola da suspensão primária, truque j , eletroímã dianteiro.

k_{pjr} - rigidez da mola da suspensão primária, truque j , eletroímã traseiro.

b_{pjf} - constante de amortecimento da suspensão primária, truque j , eletroímã dianteiro.

b_{pjr} - constante de amortecimento da suspensão primária, truque j , eletroímã traseiro.

v_{djf} - taxa de deformação da suspensão primária, truque j , eletroímã dianteiro.

v_{djr} - taxa de deformação da suspensão primária, truque j , eletroímã traseiro.

l_{njf} - comprimento natural da mola da suspensão primária, truque j , eletroímã dianteiro.

l_{njr} - comprimento natural da mola da suspensão primária, truque j , eletroímã traseiro.

Seção F.5

M_c - massa da cabine somada à massa da carga.

m_{rr} - massa do eletroímã traseiro do truque traseiro.

m_{rf} - massa do eletroímã dianteiro do truque traseiro.

m_{fr} - massa do eletroímã traseiro do truque dianteiro

m_{ff} - massa do eletroímã dianteiro do truque dianteiro.

F_{ar} - força de arrasto aerodinâmico.

F_{Frrc} - força de propulsão exercidas pelo motor linear síncrono, secundário traseiro do truque traseiro.

F_{Frfc} - força de propulsão exercidas pelo motor linear síncrono, secundário dianteiro do truque traseiro.

F_{Fffc} - força de propulsão exercidas pelo motor linear síncrono, secundário traseiro do truque dianteiro.

F_{Fffc} - força de propulsão exercidas pelo motor linear síncrono, secundário dianteiro do truque dianteiro.

F_{Far} - força horizontal transmitida à cabine pela suspensão traseira.

F_{Faf} - força horizontal transmitida à cabine pela suspensão dianteira.

F_{Trr} - força horizontal devido ao acoplamento do veículo com a via, eletroímã traseiro, truque traseiro.

F_{Trf} - força horizontal devido ao acoplamento do veículo com a via, eletroímã dianteiro, truque traseiro.

F_{Tfr} - força horizontal devido ao acoplamento do veículo com a via, eletroímã traseiro, truque dianteiro.

F_{Tff} - força horizontal devido ao acoplamento do veículo com a via, eletroímã dianteiro, truque dianteiro.

C_{ar} - parâmetro para o cálculo da força de arrasto aerodinâmico.

R_F - resultante de todas as forças horizontais externas que atuam no veículo.

M_T - massa total do veículo.

M_{Tr} - massa total do truque traseiro (incluindo os eletroímãs).

M_{Tf} - massa total do truque frontal (incluindo os eletroímãs).

I_{MLS} - corrente elétrica no motor linear síncrono (estator).

Φ_{cj} - fluxo magnético no eletroímã j .

k_{MLSj} - constante do motor linear síncrono, secundário j .

R_{Fj} - parâmetro para cálculo da perda de força de propulsão devido à velocidade horizontal.

V_{MLS} - tensão aplicada no motor linear síncrono (estator).

R_{MLS} - resistência elétrica no estator do motor linear síncrono.

L_{MLS} - indutância do motor linear síncrono.

M_{Fr} , M_{Ff} - momentos, ver figura F.9.

T_{Fir} , T_{Fif} , T_{Fcj} - braços para cálculo de momentos, ver figura F.9.

Seção F.6

M_{Gk} - massa da viga k da via elevada.

J_{Gk} - momento de inércia da viga k da via elevada.

μ_{Gkn} , b_{Gkn} , κ_{Gkn} - parâmetros do enésimo modo de vibração elástica transversal da viga k .

$k_{Td(k,k+1)}$ - rigidez da mola de torção que une duas as vigas k e $k + 1$.

$k_{d(k,k+1)}$ - rigidez da mola linear que une duas as vigas k e $k + 1$.

v_{yGi} - velocidade vertical do ponto da via sobre o qual o eletroímã i está passando.

v_{Gic} - componente convectiva de v_{yGi} .

v_{conv} - componente convectiva da velocidade (ver figura F.12).

$y(x)$ - coordenada vertical do perfil da via ao longo de seu comprimento (ver figura F.12).

- F_F - força horizontal produzida pela inclinação da via (ver figura F.12).
 F_s - força de suspensão (ver figura F.12).
 v_{yGck} - velocidade vertical do centro de massa da viga k .
 F_{Gfk} - força vertical que sustenta a parte anterior da viga k .
 F_{Grk} - força vertical que sustenta a parte posterior da viga k .
 $F_{G(k-1,k)}$ - força da mola linear que une as vigas $k - 1$ e k .
 F_{mgi} - componente vertical da força de atração magnética do eletroímã i .
 C_{Tki} - variável que indica a presença do eletroímã i sobre a viga k .
 ω_{Gck} - velocidade angular da viga k .
 L_{Gk} - comprimento da viga k .
 M_{Tki} - braço para cálculo do momento exercido pela força magnética de atração do eletroímã i sobre a viga k .
 y_{Grk} - deformação da mola que sustenta a parte posterior da viga k .
 y_{Gfk} - deformação da mola que sustenta a parte anterior da viga k .
 v_{yGrk} - componente vertical da velocidade da extremidade posterior da viga k .
 v_{yGfk} - componente vertical da velocidade da extremidade anterior da viga k .
 θ_{Gck} - deslocamento angular da viga k .
 ω_{Gck} - velocidade angular da viga k .
 v_{qGkn} - derivada da variável, função do tempo, usada para descrever o deslocamento causado pela deformação elástica da viga k , modo n .
 ϕ_{Gkn} - função de forma do enésimo modo de vibração elástica da viga k .
 q_{Gkn} - variável, função do tempo, usada para descrever o deslocamento causado pela deformação elástica da viga k , modo n .
 ϕ_{Gkn}^I - derivada da função de forma do enésimo modo de vibração elástica da viga k .
 $M_{G(k-1,k)}$ - momento da mola de torção que une as vigas $k - 1$ e k .
 C_{Qkni} - função de forma do enésimo modo de vibração elástica da viga k no ponto onde o eletroímã i se encontra.
 k_{Gfk} - constante da mola que sustenta a extremidade anterior da viga k .
 b_{Gfk} - constante de amortecimento da suspensão que sustenta a extremidade anterior da viga k .
 k_{Grk} - constante da mola que sustenta a extremidade posterior da viga k .
 b_{Grk} - constante de amortecimento da suspensão que sustenta a extremidade posterior da viga k .
 $y_{d(k,k+1)}$ - deformação da mola linear que une as vigas k e $k + 1$.
 $\theta_{d(k,k+1)}$ - deformação da mola de torção que une as vigas k e $k + 1$.
 R_{Tki} - inclinação da viga k no ponto onde se encontra o eletroímã i .
 v_{Gik} - velocidade vertical da viga k no ponto onde se encontra o eletroímã i .
 x_{ik} - posição do eletroímã i em relação à viga k .
 x_F - deslocamento do veículo sobre a via.
 x_{ffF} - posição do eletroímã dianteiro do truque dianteiro sobre a via.
 x_{frF} - posição do eletroímã traseiro do truque dianteiro sobre a via.
 x_{rfF} - posição do eletroímã dianteiro do truque traseiro sobre a via.
 x_{rrF} - posição do eletroímã traseiro do truque traseiro sobre a via.

Seção F.7

- \dot{r}_j - velocidade de excursão da suspensão secundária j .
 k_{sj} - rigidez da mola da suspensão secundária j .
 k_{ssj} - rigidez da mola da suspensão ligada em série com o atuador hidráulico j .
 b_{ssj} - constante de amortecimento da suspensão ligada em série com o atuador hidráulico j .
 \dot{y}_{dsj} - velocidade de excursão a suspensão ligada em série com o atuador hidráulico j .
 x_{uj} - deslocamento do carretel da servoválvula que controla o atuador hidráulico j .
 P_{Rj} - pressão na saída da servoválvula que controla o atuador hidráulico j .
 P_{Hj} - pressão na entrada da servoválvula que controla o atuador hidráulico j .

- P_{1j} - pressão na câmara 1 do cilindro hidráulico j (ver figura F.14 e F.16).
 P_{2j} - pressão na câmara 2 do cilindro hidráulico j (ver figuras F.14 e F.16).
 Q_{aj} , Q_{bj} , Q_{cj} e Q_{dj} - vazões através da servoválvula (ver figura F.16).
 C_{1j} - capacitância da câmara 1 e tubulações correspondentes do cilindro j .
 C_{2j} - capacitância da câmara 2 e tubulações correspondentes do cilindro j .
 F_{sj} - força imposta pela suspensão secundária j .
 F_{Fa_j} - força devido à dinâmica horizontal transmitida pela suspensão secundária j .
 F_{sja} - força vertical total aplicada na cabine pela suspensão secundária j .
 y_{dj} - deformação da suspensão secundária j .
 $v_{y_{dj}}$ - derivada de y_{dj} .
 y_{dsj} - deformação da suspensão em série com o atuador hidráulico j .
 $v_{y_{dsj}}$ - derivada de y_{dsj} .
 v_{clj} - velocidade de extensão do cilindro hidráulico j .
 $F_{c,lj}$ - força exercida pelo cilindro hidráulico j .
 y_{clj} - deslocamento do pistão j .
 A_{1j} - área do pistão j no lado sem haste.
 A_{2j} - área do pistão j no lado com haste.
 Q_{v1j} - vazão para a câmara 1 do cilindro j .
 Q_{v2j} - vazão para a câmara 2 do cilindro j .
 $k_{Q_{vj}}$ - parâmetro para o cálculo do vazamento entre as câmaras 1 e 2 do cilindro j .
 V_{10j} - volume inicial da câmara 1 do cilindro j .
 $\beta_{c,lj}$ - módulo de compressibilidade do fluido no cilindro j .
 V_{20j} - volume inicial da câmara 2 do cilindro j .
 F_{amj} - força exercida pelo amortecedor.
 R_{AaTj} - constante que relaciona vazão e pressão na câmara 2 do amortecedor j .
 A_{2aTj} - área do pistão no lado da câmara 2 do amortecedor j .
 R_{BaTj} - constante que relaciona vazão e pressão na câmara 1 do amortecedor j .
 A_{1aTj} - área do pistão no lado da câmara 1 do amortecedor j .
 x_{vmax} - limite superior do deslocamento do carretel da servoválvula.
 x_{v0} - limite a partir do qual o fluxo deixa de ser laminar na passagem abertura da válvula.
 $k_{z_{cj}}$ - parâmetro para o cálculo da vazão (suposta laminar) entre as regiões de pressão alta e baixa na válvula j .
 k_{vj} - parâmetro para o cálculo da vazão devido à abertura da válvula.

Seção F.8

- m_j - massa do eletroímã j .
 v_{ymj} - componente vertical da velocidade do eletroímã j .
 V_j - tensão aplicada entre os terminais da bobina do eletroímã j .
 R_j - resistência da bobina do eletroímã j .
 I_j - corrente elétrica na bobina do eletroímã j .
 N_j - número de espiras em uma "perna" do eletroímã j .
 $1/R_{lj}$ - capacitância que modela o fluxo magnético perdido no eletroímã j .
 R_{dj} - parâmetro que modela a perda devido às correntes parasitas no eletroímã j .
 R_{qj} - relutância usada para modelar a conversão de energia magnética em mecânica no eletroímã j .
 y_j - entreferro no eletroímã j .
 Φ_{cj} - fluxo magnético através do eletroímã j .
 F_{Rj} - diminuição da força eletromagnética de atração causada pelo movimento do eletroímã j pela via.
 F_{mgj} - força de atração magnética efetivamente exercida pelo eletroímã j sobre o sistema.
 F_{pj} - força vertical exercida pela suspensão primária sobre o eletroímã j .
 μ_0 - permeabilidade magnética no vácuo.
 A_{cj} - área da face de um dos pólos do eletroímã j .

f_{0j}, f_{1j} - parâmetros que dependem da geometria do eletroímã j .

β_j - parâmetro que relaciona a perda de força de atração com a velocidade do veículo.

k_{mgj} - parâmetro que depende dos materiais e da geometria do eletroímã j .

RESUMO

Uma das tendências na área de transporte é a valorização de sistemas de transporte terrestre de alta velocidade. Uma das alternativas é o uso da levitação magnética, que elimina o contato entre o veículo e a via. A presente pesquisa tem por objetivo estudar o problema de controle da suspensão de trens de alta velocidade levitados magneticamente, considerando aspectos pouco abordados na literatura, como a inclusão de suspensão secundária ativa, os efeitos da aceleração e frenamento do veículo, e os efeitos das vibrações elásticas da via e do veículo. Para que o problema seja tratável, o controle da levitação magnética e o controle da suspensão secundária ativa são feitos separadamente. Os sistemas de controle foram aplicados em um modelo de um quarto de carro e via, e as simulações mostraram que em algumas condições as vibrações da via podiam instabilizar o sistema de levitação magnética. Verificou-se ainda a possibilidade da suspensão ativa controlar também as vibrações elásticas da via, porém isto não é possível sem afetar o conforto dos passageiros. Considerando a suspensão secundária ativa para o modelo de metade do carro, estudou-se apenas a realimentação de estados estimados por observadores e, neste caso, a inclusão de integradores nas entradas do sistema revelou-se necessária para que o desempenho, avaliado pela função densidade espectral de potência da aceleração vertical da cabine, fosse satisfatório.

ABSTRACT

One of the trends in transportation field is the increasing importance of high speed ground transport systems. Magnetic levitation, which avoids contact between vehicle and guideway, has been proposed as one of the alternatives. The objective of this work is the study of the control problem of the suspension of magnetically levitated high speed trains, considering aspects that have not received much attention in the literature, as the use of active secondary suspension, effects of vehicle acceleration and braking, and effects of guideway and vehicle elastic vibrations. In order to make the problem more tractable, the magnetic suspension and the active secondary suspension are treated as if they are independent. The control systems were applied in a quarter car model and guideway model, and the simulations showed that, in some conditions, the guideway vibrations may turn unstable the magnetic levitation system. The capacity of the active suspension in controlling the guideway vibrations was also studied, and it was verified that it can not be performed without affect the ride comfort. The study of active secondary suspension for the half car model has considered the use of state feedback and observers. A good performance, evaluated by power spectral density function of the cabin vertical acceleration, is obtained if integrators are applied at plant inputs.

1. INTRODUÇÃO

1.1 Introdução

Uma das tendências atuais na área de transporte é a valorização dos sistemas ferroviários, procurando-se elevar a velocidade das composições e tornar tais sistemas mais atraentes em relação aos transportes aéreos e rodoviários, para distâncias entre 400 e 640 km. Apesar do desenvolvimento de sistemas de alta velocidade usando a tecnologia de rodas sobre trilhos (como o Shinkansen - o trem-bala japonês, e o TGV - *Train a Grande Vitesse*, em operação na França), alguns grupos de pesquisa estão desenvolvendo sistemas eletromagnético de atração e eletrodinâmico de repulsão, que têm a função de sustentar a composição, evitando o contato físico entre o veículo e a via, e, conseqüentemente, diminuindo os problemas resultantes deste contato, como o atrito, o desgaste, o ruído e a vibração. Entretanto, sistemas magnéticos não possuem, inerentemente, o amortecimento necessário para a estabilidade do trem, havendo ainda outros problemas, como manter uma distância mínima entre o trem e a via, diminuir a influência das irregularidades da via sobre o trem, as vibrações devido à flexibilidade da estrutura do veículo, as excitações induzidas pela flexibilidade da via (que passa a ser importante em altas velocidades), a influência de fatores aerodinâmicos, climáticos e de variação da carga transportada. Cabe à suspensão lidar com estes problemas, garantindo os requisitos de estabilidade, segurança e conforto. Nesta pesquisa pretendemos estudar veículos que usam sistemas eletromagnéticos de atração, que são instáveis, e portanto exigem um sistema de controle por realimentação. Esta escolha tem em vista as outras diversas aplicações de sistemas de suspensão eletromagnética, a mais importante sendo, do ponto de vista de economia de energia, mancais eletromagnéticos para sustentação de eixos. Consideramos ainda o estudo do sistema de controle de uma suspensão secundária ativa, que pode ser estendida para aplicações em veículos ferroviários e rodoviários.

1.2 Objetivos

Esta pesquisa tem por objetivo estudar o problema de controle da suspensão magnética e da suspensão secundária ativa de trens de alta velocidade, considerando as vibrações devido à flexibilidade das estruturas do veículo e da via. Dois modelos básicos de veículos serão utilizados, o modelo de 1/4 de carro e o modelo de metade do carro, este último para abordar o problema de veículos com pequena rigidez estrutural. A via não terá curvas, levaremos em conta irregularidades de sua superfície e sua flexibilidade, considerando apenas as vibrações transversais. Para as estruturas de controle estudaremos duas abordagens, LQG-LTR (*Liner Quadratic Gaussian - Loop Transfer Recovery*) e IMC (*Internal Model Control*).

1.3 Organização do Texto

O capítulo 2 apresenta a revisão da literatura, onde, na seção 2.2, um panorama geral sobre levitação magnética é fornecido. A interação dinâmica entre o veículo e a via encontra-se na seção 2.3, mas o tema suspensões é apresentado em uma seção própria (seção 2.4). A revisão sobre o controle da suspensão magnética encontra-se na seção 2.5 e o capítulo termina com a identificação de assuntos ainda pouco discutidos na literatura.

O capítulo 3 trata do problema de controle da suspensão considerando o modelo de 1/4 de carro, passando pela modelagem (seção 3.2), controle da suspensão secundária ativa (seção 3.3), controle do sistema de levitação magnética (seção 3.4) e terminando com uma análise por simulações.

O problema de controle considerando o modelo de metade do veículo e a flexibilidade de sua estrutura é discutido no capítulo 4. Na seção 4.1 apresentamos o modelo utilizado, na seção 4.2 temos o projeto dos sistemas de controle e nas duas seções finais apresentamos os resultados obtidos.

O capítulo 5 apresenta as conclusões e destaca as contribuições do trabalho. Neste capítulo apresentamos também sugestões para futuras pesquisas que o presente tra-

balho sugere. Os anexos contém um detalhamento do processo de modelagem do sistema e informações sobre os métodos LQG-LTR e IMC, para o projeto de sistemas de controle. É apresentado também um modelo bastante completo de metade do carro, que serve de base para os modelos simplificados utilizados no trabalho.

2. REVISÃO DA LITERATURA

2.1 Introdução

Embora o objetivo seja o estudo do problema de controle da suspensão de veículos levitados magneticamente, consideramos importante fornecer um panorama mais geral, incluindo sistemas de suspensão e levitação magnéticas, suas aplicações, vantagens e desvantagens. Esta revisão descreve também alguns veículos levitados magneticamente, e apresenta um histórico sobre o desenvolvimento desta tecnologia. Tratamos a seguir do problema de controle da suspensão propriamente dito, incluindo suspensões ativas, a interação dinâmica entre o veículo e a via, e suspensões eletromagnéticas.

2.2 Levitação Magnética

2.2.1 Conceito e Aplicações

Sistemas de suspensão e levitação tem por objetivo atuar sobre objetos e suspendê-los sem contato físico, diminuindo o atrito, o desgaste, os ruídos e vibrações, a dificuldade de posicionamento preciso causada pelo atrito estático, e as limitações sobre a aplicação de forças, quando esta aplicação depende do atrito. Além disso as forças são aplicadas sobre áreas, diminuindo a tensão nos objetos levitados e nas estruturas que os suspendem. Estas características tornam o uso de levitação e suspensão magnéticas atraentes em diversas aplicações:

- Mancais eletromagnéticos (O'CONNOR, 1992).
- Balanças de alta precisão.
- Atuadores para controle e excitação de eixos flexíveis.
- Suporte de modelos de aeronaves em túneis de vento.
- Posicionamento de peças e instrumentos em máquinas operatrizes (MATSUDA; NAKAGAWA; YAMADA, 1984).

- Plataformas contra vibrações para apoio de instrumentos (JONES; OWEN, 1984).
- Movimentação de materiais e peças em salas limpas e em indústrias (AZUK-IZAWA et al., 1988; MORISHITA et al., 1989; BLEASE; BHATIA; PAI, 1989).
- Transporte terrestre de alta e baixa velocidade.
- Sistemas eletromagnéticos de lançamento, substituindo foguetes (FAIR, 1989; MARK, 1989).
- Movimentação de metal fundido.
- Tracionamento de materiais (tiras, chapas, etc.) para manter a tensão durante o enrolamento de bobinas.

A utilização de sistemas magnéticos apresentam, entretanto, certas desvantagens, como o efeito do campo magnético sobre objetos ferromagnéticos ou condutores, podendo magnetizar objetos, prejudicar gravações magnéticas, induzir correntes parasitas que, entre outros efeitos, dissipam energia gerando calor e podem acentuar problemas de corrosão, interferir em aparelhos eletrônicos e nas telecomunicações (incluindo sistemas de telemetria), etc. Os efeitos de campos eletromagnéticos sobre os seres humanos não são bem conhecidos, e as forças eletromagnéticas são, em geral, inerentemente instáveis, ou apresentam pouco amortecimento e pequena margem de estabilidade, e a tecnologia envolvida é complexa e cara, como, por exemplo, o uso de sistemas criogênicos, no caso de bobinas supercondutoras, e a necessidade de sistemas de controle por realimentação, no caso de sistemas de atração eletromagnética.

2.2.2 Técnicas de Levitação e Suspensão

Estudos para o uso de sistemas de suspensão magnética remontam ao final do século XIX (citado em JAYAWANT, 1982), onde o objetivo era o uso de ímãs permanentes para o alívio parcial, ou total, de carga em eixos motores. Já no início do século

XX, segundo THORNTON (1975), Emile Bachelet propôs e construiu um veículo experimental suspenso eletromagneticamente. Com isso percebe-se que o fenômeno da levitação tem atraído a atenção de pesquisadores já há muito tempo, porém, somente com os avanços em eletrônica de potência e em materiais magnéticos a partir da década de 70, os métodos de suspensão e levitação magnéticas passaram a ser considerados como alternativas viáveis para a eliminação do contato físico.

Existem diversos métodos eletromagnéticos para levitar objetos (JAYAWANT, 1982):

Repulsão ou atração entre ímãs permanentes: a suspensão ou levitação estável com campos magnéticos estáticos não é possível, a menos que parte do sistema contenha materiais diamagnéticos ou um supercondutor. Entretanto, é possível usar ímãs permanentes envoltos por bobinas, onde a corrente é controlada para a obtenção de estabilidade, suspendendo o objeto através de forças de atração. Uma aplicação deste método é o transporte de materiais em salas limpas (MORISHITA et al., 1989). Outra possibilidade é usar as forças de repulsão entre pares de ímãs para levitar o objeto e impor restrições mecânicas para obter a estabilidade. Este método foi sugerido para uso em sistemas de transporte de alta velocidade (FORGACS, 1973), porém a instalação de ímãs permanentes ao longo da via possui um custo proibitivo no momento. Apesar da existência de estudos para a aplicação de ímãs permanentes em sistemas de suspensão e levitação já no final do século XIX, somente a partir da década de 60, com o surgimento de materiais de alta coercividade (bário-ferrite, cobalto-terras-raras), o uso de ímãs permanentes tornou-se viável em certas aplicações, como os mancais magnéticos, por exemplo.

Levitação usando materiais diamagnéticos: a levitação estável em campos magnéticos estáticos é possível com o uso de materiais diamagnéticos, porém, mesmo com os elementos com as propriedades diamagnéticas mais pronunciadas, o bismuto e o grafite, pode-se levitar apenas pequenas massas, e o fenômeno de levitação diamagnética não é empregado em qualquer aplicação prática no momento.

Levitação usando supercondutores: certos materiais e ligas tornam-se supercondutores quando resfriados a temperaturas muito baixas. Além da completa

ausência da resistência elétrica, ocorre também a rejeição do fluxo magnético no corpo supercondutor, ou seja, supercondutores comportam-se como corpos diamagnéticos. Desse modo é possível obter levitação estável usando ímãs permanentes ou eletroímãs nas proximidades de supercondutores. Segundo JAYAWANT (1982), a primeira demonstração prática registrada deste princípio deve-se a Arkadiev em 1945. Entre as aplicações deste princípio temos mancais usados em giroscópios. A levitação através deste método é bastante oscilatória, mas o uso conveniente de metais não supercondutores pode dissipar energia quando estes conduzem as correntes parasitas induzidas pelas oscilações mecânicas, amortecendo-as.

Levitação usando correntes parasitas: é possível levitar objetos condutores quando estes estão próximos de uma bobina que produz um campo magnético variável ou que esteja em movimento relativo, induzindo correntes parasitas no condutor e gerando forças de repulsão. Já na década de 20 foram realizados experimentos para aplicar esta técnica em giroscópios. Outras aplicações possíveis são a levitação de metal fundido, para a preparação de pequenas quantidades de ligas sem a contaminação pelo material que forma o cadinho, e a levitação de veículos de alta velocidade. Neste último caso o campo magnético é gerado por bobinas supercondutoras, uma vez que bobinas construídas com materiais convencionais não conseguiriam suspender o veículo a uma distância conveniente da via face às limitações de peso e aos problemas de aquecimento causado pela elevada corrente elétrica exigida. Uma das primeiras propostas desta técnica em veículos é devida a POWELL; DANBY (1967).

Levitação devido a forças atuando em condutores conduzindo corrente elétrica situados em campos magnéticos: a força F atuando em um condutor de comprimento L , conduzindo uma corrente elétrica I e situado em um campo magnético transversal de densidade B é $F = B.L.I$, com direção normal ao condutor e ao campo magnético. O uso deste fenômeno foi sugerido por Pfan e Haggellberger em 1956 (apud JAYAWANT, 1982) para levitar metal fundido. Powell (1963) apud POWELL; DANBY (1967) propôs um método de levitação de veículos

de alta velocidade usando este método. Bobinas supercondutoras conduzindo corrente elétrica, dispostas no veículo e na via, gerariam a necessária força de repulsão para a levitação. Embora conceitualmente viável, o custo da via composta por bobinas supercondutoras é proibitivo.

Suspensão usando um circuito RLC sintonizado e forças eletrostáticas de atração: o corpo condutor suspenso e um eletrodo fixo formam o capacitor de um circuito RLC sintonizado de forma a entrar em ressonância com valores de capacitância menores que aquele obtido com a desejada distância entre o corpo suspenso e o eletrodo. Embora o sistema seja estável sem a necessidade de um sistema de controle por realimentação, a região de estabilidade é muito pequena (na prática o sistema não é estável dinamicamente) e existe ainda uma elevada diferença de potencial elétrico entre os componentes.

Suspensão usando um circuito RLC sintonizado e forças magnéticas de atração: neste método, sugerido por JAYAWANT e REA (1968), é usada a relação entre a indutância em um eletroímã e a distância deste em relação ao corpo ferromagnético suspenso. O eletroímã é incorporado a um circuito RLC ajustado de tal forma que se o corpo se afasta do eletroímã, a indutância diminui, o circuito entra em ressonância, aumentando a corrente elétrica e, portanto, a força de atração eletromagnética. Por outro lado, a força diminui se a distância diminui (ver figura 2.1). Se a força de atração é igual ao peso do corpo suspenso em alguns pontos, então é possível suspendê-lo de modo estável. Entretanto existem certas desvantagens no uso deste método, como uma região de estabilidade muito pequena, a exigência de que os elementos ferromagnéticos do sistema sejam laminados devido ao uso de corrente alternada, e ao fato da potência reativa de entrada ser elevada, uma vez que o circuito é predominantemente indutivo no ponto de equilíbrio.

Suspensão usando eletroímãs de corrente contínua controlados: é o método cuja tecnologia se encontra no estágio mais avançado no momento, com aplicações em veículos, mancais eletromagnéticos, transporte de materiais em salas limpas, etc. Segundo JAYAWANT (1982), o primeiro sistema de atração magnética controlada

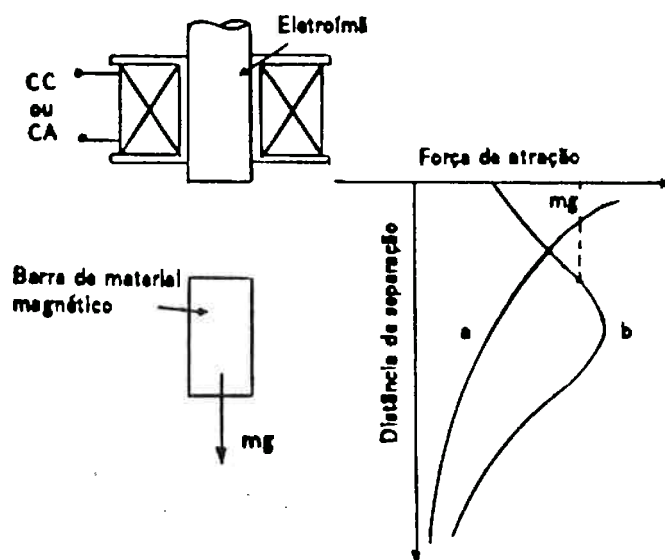


Fig. 2.1: Relação entre a força magnética e a distância (JAYAWANT, 1982): a) corrente contínua (CC); b) corrente alternada (CA) com capacitor em série.

foi, provavelmente, aquele proposto por Graeminger em 1912, e na década de 20, Anschutz-Kaempfe sugeriu o uso desta técnica em giroscópios. Kemper (1937) apud JAYAWANT (1982) propôs um sistema de suspensão por eletroímãs controlados que apresenta todos os elementos presentes nos sistemas atuais. O princípio deste método é modificar a curva que relaciona a força de atração e a distância através de controle por realimentação, de forma a estabilizar o sistema (ver figura 2.2). Considerando as aplicações veiculares, esta método apresenta razoáveis relações entre potência consumida e massa levitada (entre 1 e 2 W/kg), e entre massa levitada e massa dos eletroímãs (maior que 5), mas os eletroímãs devem ter o máximo tamanho permissível em função do veículo e a via (pelo menos 1,5 m de comprimento) para diminuir os efeitos das correntes parasitas em altas velocidades, e portanto o arrasto, e o entreferro deve ser pequeno (10 a 20 mm) para a obtenção das relações favoráveis citadas anteriormente (ATHERTON; EASTHAM, 1974a; BORCHERTS; DAVIS, 1974; YAMAMURA; ITO, 1975).

Sistema de levitação combinando elementos de diferentes permeabilidades magnéticas: um sistema de suspensão usando a força atrativa entre um corpo ferromagnético e um eletroímã também pode ser estabilizado pela adição de ele-

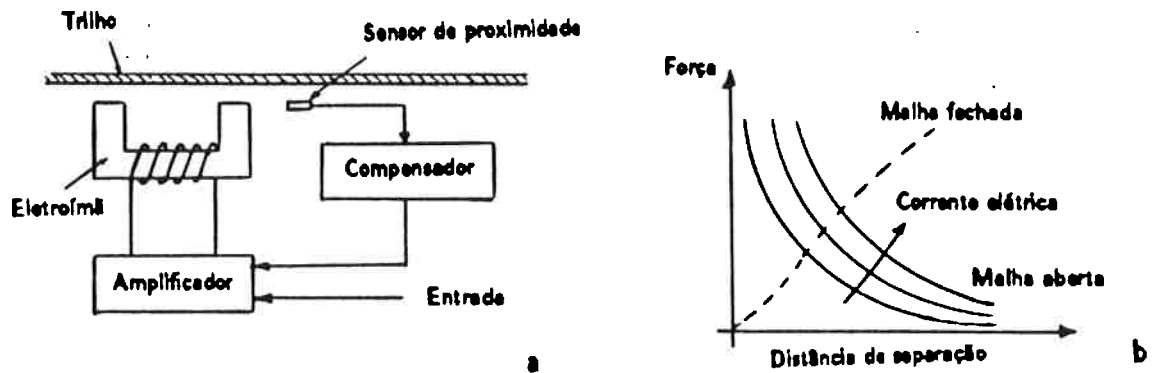


Fig. 2.2: Suspensão de objetos com eletroímã de corrente contínua controlado (JAYAWANT, 1982): a) esquema; b) relação entre força e distância, para malha aberta (linhas contínuas) e malha fechada (linha tracejada).

mentos supercondutores. Bevir (1976) apud JAYAWANT (1982) examinou mais detalhadamente sistemas com elementos de diferentes permeabilidades magnéticas, e mostrou que em alguns poucos casos a levitação estável pode ser obtida. Estas previsões foram demonstradas em experimentos de pequena escala, mas já existem propostas de uso desta técnica em veículos de alta velocidade (MIZARMANI; ASHER; PAUL, 1984).

Suspensão magnética usando gradiente alternante para estabilização: como já foi dito, a suspensão estável de um corpo ferromagnético usando a força de atração provocada por um campo magnético estático não é possível. Entretanto, alterando-se periodicamente e convenientemente a geometria do sistema, é possível obter a estabilidade dinâmica. A figura 2.3 mostra uma possível configuração, tomada como exemplo para explicar o conceito deste método. A figura mostra uma seção transversal onde se vêem os trilhos ferromagnéticos e um par de condutores representativos de uma bobina supercondutora fixa no veículo. Na configuração *A*, o sistema possui um ponto de equilíbrio estável na direção *z*, mas é instável na direção *x*. Na configuração *B*, entretanto, o sistema possui um ponto de equilíbrio estável na direção *x*, e é instável na direção *z*. Desse modo, se os trilhos possuem ao longo de seus comprimentos as configurações *A* e *B* alternadamente, é possível obter a suspensão estável do veículo numa determinada faixa de velocidades. HULL (1989), que idealizou este método, propôs sua utilização em veículos de alta velocidade, uma

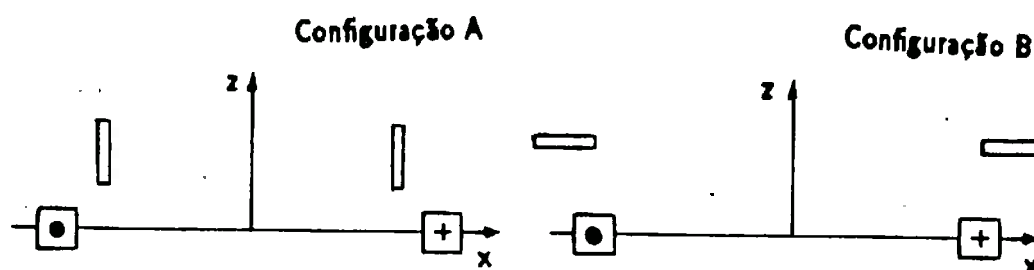


Fig. 2.3: Esquema de suspensão eletromagnética estabilizada por gradiente alternante (HULL, 1989).

vez que permite uma elevada distância entre a via e o veículo, suspensão estável sem o uso de controle por realimentação, e menor arrasto magnético se comparado com sistemas a repulsão. Entretanto o campo magnético necessário é bastante elevado, e pouco se sabe sobre o conforto para o passageiro que é possível obter.

Suspensão usando eletroímãs de corrente alternada: basicamente este método é semelhante àquele com eletroímãs de corrente contínua, também empregando um sistema de controle por realimentação. A força de atração é controlada pela variação da resistência do enrolamento secundário fixo no objeto a ser suspenso e transportado, e a energia é fornecida ao enrolamento primário disposto nos trilhos ferromagnéticos. Como a corrente é alternada, uma corrente é induzida no enrolamento secundário, dispensando o uso de um sistema de captação de energia por contato ou o uso de baterias fixas no objeto suspenso, tornando o sistema particularmente atraente para o transporte de material em salas limpas (TSUKAMOTO; YASUDA; CHEN, 1988).

Sistemas de suspensão e propulsão combinados: devido à existência de forças normais em motores elétricos lineares, é possível suspender ou levitar um objeto ferromagnético ou condutor e, ao mesmo tempo, impulsioná-lo. Segundo JAYAWANT (1982), o primeiro a propor um esquema deste tipo foi, provavelmente, Zehden em 1905, usando um motor linear de indução, onde um trilho de aço convenientemente disposto poderia reduzir a força sobre as rodas exercida pelo peso do veículo. O veículo das indústrias Rohr, ROMAG, (ROSS, 1973), e mais tarde denominado

MagTransit, quando a tecnologia foi comprada pela Boeing (RULE; GILLILAND, 1980), foi o primeiro a usar um motor linear de indução para suspensão plena e propulsão combinadas. Edwards e El-Antably (1977) apud JAYAWANT (1982) propuseram um sistema usando motores lineares de relutância, e Eastham (1977) apud JAYAWANT (1982) sugeriu o uso de máquinas lineares síncronas. BLEASE; BHATIA; PAI (1989) relataram o uso comercial de um sistema de transporte de placas metálicas que usa um motor linear de indução, onde a força é de atração, contrabalançada pelo peso das placas e uma força resultante de um colchão de ar controlado para estabilizar o sistema, sendo que a distância entre as placas e o motor é medida com um sensor indutivo. BARROWS (1980) realizou estudos para comparar estes sistemas de propulsão e suspensão combinados com sistemas que realizam estas tarefas separadamente, mas não chegou a uma conclusão definitiva sobre qual das alternativas é mais econômica.

Observe que, em geral, usa-se o termo suspensão quando as forças são atrativas, e o sistema é dito eletromagnético. Quando as forças são repulsivas, costuma-se usar o termo levitação, e o sistema é dito eletrodinâmico. O livro de BOLDEA e NASAR (1985) é indicado para aqueles interessados em sistemas eletromagnéticos de movimento linear, e inclui artigos dedicados a veículos levitados magneticamente. O artigo de MCLEAN (1988) faz uma revisão de progressos em motores lineares, incluindo uma seção sobre suas aplicações em transporte de passageiros, o artigo de BLEULER (1992) trata de mancais magnéticos, discutindo também os fenômenos que levam à levitação magnética, e o artigo de JAYAWANT (1982) forneceu a base da presente seção.

2.2.3 Veículos Levitados Magneticamente

2.2.3.1 Histórico

Um veículo levitado magneticamente (*MAGLEV - MAGnetically LEVitated vehicle*) é aquele no qual o contato físico entre o veículo e a via é eliminado através de um sistema eletromagnético.

Segundo CHRISTIANSEN (1982) foi, provavelmente, Benjamin Graeminger, um engenheiro suíço, o primeiro a propor em 1911 um veículo totalmente suspenso magneticamente, e, um ano depois, Emile Bachelet, um inventor francês, propôs e construiu o primeiro veículo experimental suspenso e propulsionado eletromagneticamente. Na década de 30, Herman Kemper propôs um sistema de suspensão eletromagnética que é, basicamente, o mesmo adotado nos sistemas atuais. Segundo THORNTON (1975), o Prof. Laithwait (Imperial College, Inglaterra) iniciou, na década de 40, pesquisas sobre motores lineares de indução, e nas décadas de 50 e 60 escreveu diversos artigos propondo várias aplicações, incluindo a propulsão de veículos de alta velocidade. Em 1963 James R. Powel (apud POWELL; DANBY, 1967) propôs um esquema para levitar um veículo onde bobinas supercondutoras conduzindo corrente e dispostas tanto no veículo como na via gerariam a força de repulsão necessária para levitar o veículo. Num esquema posterior, POWELL e DANBY (1967), pesquisadores do Brookhaven National Laboratories, propuseram um sistema de levitação através de bobinas supercondutoras fixas no veículo, sendo a via composta por laços de alumínio que conduziriam a corrente induzida pelo movimento do veículo. Este trabalho inspirou diversos outros nos Estados Unidos, Canadá, Alemanha, Japão, etc, principalmente a partir da década de 70 (BORCHETS, 1973; THORNTON 1973, 1975; URANKAR, 1974; WARD, 1974; YAMAMURA, 1976).

Nos Estados Unidos, entre outras, foram desenvolvidas pesquisas por instituições como: Stanford Research Institute, com apoio da Federal Railroad Administration, desenvolvendo um sistema por repulsão usando bobinas supercondutoras, com a adição de bobinas comuns para introduzir amortecimento passivo e mesmo ativo (COFFEY et al., 1974); General Motors Research Laboratories, onde se desenvolvia um sistema de transporte urbano usando eletroímãs controlados de corrente contínua (atração) e propulsão por motores lineares de indução (FRUECHTE; NELSON; RADOMSKI, 1980); Massachusetts Institute of Technology, Raytheon Corp. e Francis Bitter National Magnet Laboratory, com apoio da National Sci-

ence Foundation, desenvolvendo o Magneplane, um veículo levitado por bobinas supercondutoras que percorria uma via composta de uma canaleta de alumínio (IWASA; HOENIG; KOLM, 1974), sendo inclusive construído um protótipo em escala (IWASA; BROWN; WALLACE, 1975); Boeing Aerospace Company, que comprou os direitos do sistema ROMAG das Indústrias Rohrs, denominando-o Mag-Transit, que é um sistema em que motores lineares de indução são usados para suspensão e propulsão (ROSS, 1973; RULE; GILLILAND, 1980); Ford Motor Co., com apoio da Federal Railroad Administration, que desenvolveu estudos sobre sistemas de suspensão (BORCHERTS; DAVIS, 1974) e levitação (BORCHERTS et al, 1973) magnéticas.

Na Inglaterra existiu o Wolfson Maglev Project, da Wolfson Foundation, que apoiava a Universidade de Sussex, que desenvolvia um sistema eletromagnético de atração para aplicação urbana de baixa velocidade (JAYAWANT et al., 1976) e a Universidade de Warwick, que desenvolvia um sistema eletrodinâmico para aplicações de alta velocidade (RHODES et al., 1974). O Imperial College desenvolvia um projeto que usava motores lineares de indução de fluxo transversal e corrente alternada para propulsão e suspensão simultâneas, conforme o artigo de RHODES et al. (1974). O desenvolvimento mais importante, no entanto, foi feito por um consórcio de companhias inglesas, o People Mover Group, que construiu uma linha com cerca de 620 m de extensão ligando o Aeroporto de Birmingham e a Estação Ferroviária Internacional de Birmingham, onde veículos levitados magneticamente e propulsionados por motores lineares de indução vêm transportando passageiros regularmente desde 1984 (ALSCHER et al., 1983; MCLEAN, 1988), demonstrando que a tecnologia dos veículos *maglevs* é capaz de proporcionar um serviço regular de transporte urbano.

No Canadá as pesquisas sobre veículos *maglevs* se desenvolveram tendo em vista o corredor Toronto-Otawa-Montreal, apoiadas pelo Canadian Institute of Guided Ground Transport, com grupos de pesquisa nas Universidades de McGill, Queen's e Toronto, basicamente estudando um veículo levitado por bobinas supercondutoras (SLEMON, 1975; BURKE; TURTON; SLEMON, 1974). Na Universidade de

Toronto estudou-se a possibilidade de se usar motores síncronos para a propulsão (SLEMON; TURTON; BURKE, 1974); na Universidade de McGill foram feitos estudos sobre a dinâmica da levitação (OOI, 1975); e em Queen's foram feitos estudos sobre a guiagem de veículos levitados eletrodinamicamente (ATHERTON; EASTHAM, 1974b) e sobre motores síncronos lineares com aplicações em transporte de alta velocidade (SEN, 1975).

No Japão duas linhas básicas de pesquisas prosseguem até hoje (1993). Uma, através da Japan Air Lines, com o seu HSST (*High Speed Surface Transport* - NAKAMURA, 1979; HIKASA; TAKEUCHI, 1980; SUZUKI et al., 1984; HOSODA et al., 1987), que usa um sistema de suspensão por eletroímãs controlados e propulsão por motores lineares. Os estudos experimentais iniciaram-se em 1975, sendo que o primeiro veículo, o HSST-01, chegou a 307,8 *km/h* em 1978, com propulsão auxiliada por foguetes, uma vez que a pista era pequena, cerca de Um segundo veículo, o HSST-02, foi construído em 1976 para investigar o conforto da viagem e o efeito da suspensão secundária sobre o sistema de controle da suspensão magnética (HIKASA; TAKEUCHI, 1980). As pesquisas foram abandonadas em 1981, e retomadas pouco depois com a entrada no projeto da Sumitomo Electric Industries, sendo que um terceiro protótipo, com capacidade para 47 passageiros, o HSST-03, foi construído para operar durante a EXPO'85, a Exposição Internacional em Tsukuba, Japão, e durante a EXPO'86, em Vancouver, Canadá (SUZUKI et al., 1984; MCLEAN, 1988), e, aparentemente, um quarto protótipo, com capacidade para 70 passageiros, e com velocidade máxima em testes de 326 *km/h*, foi construído (WELTY, 1990). Existem notícias de que o projeto continua em desenvolvimento pela HSST Development Co., consórcio liderado pela Japan Air Lines (HUGHES, 1993b). Em 1970 a Japanese National Railway (JNR) iniciou um projeto de um veículo levitado por bobinas supercondutoras, onde se estudou a propulsão por motores lineares de indução e motores síncronos lineares (OHTSUKA; KYOTANI, 1979). Um dos protótipos, o ML500, não tripulado, alcançou em 1979 a velocidade de 517 *km/h* com uma via em forma de T (método de fluxo normal), sendo que atualmente (desde 1980) a via

é em forma de U (método de fluxo nulo), segundo relata KYOTANI (1988). Com o desmembramento da JNR em 1987, as pesquisas com levitação magnética ficaram sob a responsabilidade da Japanese Railway Group, que anunciou a construção de uma via de testes com 43 km, longa o bastante para que um protótipo possa atingir e manter por alguma distância uma velocidade de 500 *km/h* (TANAKA, 1990). Os testes devem iniciar-se em 1995. O projeto sofreu um revés em 1991, quando o protótipo MLU002 foi destruído em um incêndio, mas as pesquisas continuam com um novo protótipo, o MLU002N (HUGHES, 1993a)

Na Alemanha as pesquisas também continuam até hoje (1993), concentradas em um sistema eletromagnético de atração, com propulsão por motores lineares síncronos. Os artigos de GUTBERLET (1974) e GLATZEL; KHURDOK; ROGG (1980) apresentam um breve histórico: em 1969 a Krauss Maffei AG apresentou o Transrapid 01, suspenso por eletroímãs controlados e propulsionado por motores lineares de indução, e neste mesmo ano a Messerschmitt-Bölkow-Blohm GmbH iniciou os estudos também sobre veículos suspensos por eletroímãs controlados. Em 1971 um consórcio entre a AEG-Telefunken AG, Brown-Boveri & Cie AG e Siemens AG iniciaram os trabalhos com levitação eletrodinâmica. A Krauss-Maffei AG, através de dois protótipos, o Transrapid 02, com suspensão eletromagnética, e o Transrapid 03, suspenso por colchão de ar, comparou os dois sistemas, terminando por escolher o sistema eletromagnético. As pesquisas sobre o sistema eletrodinâmico de repulsão também foram suspensas em 1977, após alguns anos de teste com um veículo denominado EET, que alcançou 230 *km/h* numa pista circular com 1 *km* de comprimento. A Messerschmitt-Bölkow-Blohm, com o veículo denominado KOMET, não tripulado e propulsionado por foguetes, conduziu experiências onde a suspensão eletromagnética mostrou ser viável em altas velocidades. O veículo KOMET atingiu a velocidade de 401,6 *km/h* em 1976. O consórcio liderado pela Krauss-Maffei e pela Messerschmitt-Bölkow-Blohm (TRANSRAPID) continuou o desenvolvimento do sistema de suspensão por eletroímãs controlados, decidindo-se por um motor síncrono linear para a propulsão. Estas pesquisas resultaram nos veículos Trans-

rapid 04, de 20 toneladas, que iniciou seus testes em 1974, atingindo a velocidade máxima de 253 *km/h* (ALSCHER et al., 1983), Transrapid 05, um protótipo de 36 toneladas apresentado na International Transport Exhibition IVA em Hamburgo, 1979 (KOERV, 1980), onde transportou passageiros operando diariamente, e Transrapid 06, um veículo de cerca de 100 toneladas, testado numa pista fechada com mais de 30 *km* de extensão em Emsland, Alemanha (BOHN; STEINMETZ, 1984; MEINS; MILLER; MAYER, 1988). Este veículo transportou cerca de 16.000 passageiros durante a International Transport Exhibition (IVA'88) em 1988. O Transrapid 07, basicamente uma segunda versão do Transrapid 06, iniciou testes em 1989, ano em que alcançou 435 *km/h* (BOON, 1991), e em 1993 atingiu a marca de 450 *km/h* (HUGHES, 1993d). Um outro consórcio, reunindo Magnetbahn GmbH e AEG-AG, iniciado em 1973, desenvolveu um veículo para transporte urbano (baixa velocidade), o M-Bahn (MCLEAN, 1988; MURPHY, 1989).

Na Romênia BOLDEA et al. (1988) construíram um protótipo denominado Magnibus-01, para aplicações urbanas, suspenso e propulsado por motores lineares de indução.

Na União Soviética também se desenvolviam pesquisas neste campo, tanto em sistemas por atração como por repulsão (MARTENS, 1990).

Um dos mais recentes projetos está se desenvolvendo na Coreia, através do Korea's Electro-Technology Research Institute em cooperação com a Hyundai Precision & Industry. O projeto prevê o desenvolvimento de um veículo *maglev* para 480 *km/h* (VRANICH, 1992).

2.2.3.2 Características

Alguns estudos do Departamento de Transporte dos Estados Unidos (WARD, 1974) e do Comitê sobre Transporte Público (ESTADOS UNIDOS, 1985) mostram que sistemas de transporte terrestre de alta velocidade podem preencher uma lacuna relativa às viagens muito longas para automóveis e muito curtas para aviões, cerca de 400 a 640 *km*, com a vantagem de não depender exclusivamente de combustíveis

fósseis. Quanto à definição do que seja alta velocidade, não existe ainda um consenso, mas é razoável definir 200 *km/h* como um limite mínimo. Considerando-se a elevada resistência do ar próximo ao nível do mar e o problema de ruído aerodinâmico, um limite máximo praticável é por volta de 500 *km/h*. Um problema importante é verificar qual a velocidade que tornaria o sistema de transporte atraente para o usuário. Se esta velocidade estiver próxima do limite inferior, então um sistema de rodas sobre trilhos certamente atende às necessidades. Se esta velocidade estiver próxima do limite superior, então, talvez, seja necessário um sistema levitado magneticamente. É possível ainda que haja espaço para ambos os sistemas. Os sistemas de rodas sobre trilhos podem, tecnicamente, operar em toda essa faixa de velocidades, sendo que apenas o fator econômico determina sua viabilidade. O TGV francês (*Train a Grande Vitesse*) e o *Shinkansen*, o trem bala japonês, operam em velocidades de 300 *km/h* na linha Atlantique (Hanz, 1988) e 270 *km/h*, respectivamente. O TGV já superou algumas vezes, em testes realizados na linha Atlantique, e com veículo, sistema de potência e catenária especialmente preparados, a marca de 500 *km/h*, tendo já percorrido cerca de 2.000 *km* em velocidades superiores a 400 *km/h*. Os testes de alta velocidade foram encerrados com a marca recorde de 515,3 *km/h*, obtida em maio de 1990, com passageiros (HOPE, 1990) e existem planos para que a nova geração de trens possuam velocidades operacionais de 350 *km/h*. Altas velocidades implicam em maior desgaste da via e rodas e a diminuição da aderência entre a roda e o trilho, e conseqüentemente as distâncias de aceleração e frenamento são grandes, as rampas devem ter inclinações pequenas (até 5%) e as curvas devem ter raios grandes (4 a 5 *km*, em altas velocidades - cerca de 300 *km/h*), diminuindo a velocidade média e a flexibilidade na definição de rotas, o que pode aumentar os custos de construção civil da via. Além disso o ruído elevado demanda o uso de sistemas de isolamento acústico e terrenos mais largos, de forma que as construções e moradias ao longo da ferrovia estejam suficientemente afastadas para que as pessoas não sejam excessivamente perturbadas.

Os sistemas de rodas sobre trilhos têm, entretanto, uma grande capacidade para

transporte de carga, são compatíveis com as linhas já existentes, incluindo linhas locais e urbanas de baixa velocidade, podendo ainda compartilhá-las com trens urbanos e de carga, economizando parte dos custos de implantação e aumentando a utilização da via, como demonstram certas rotas operadas pela British Rail, sendo uma solução sugerida para a ligação Rio-São Paulo (HICKMAN, 1988). É claro que a velocidade máxima é menor (por volta de 200 *km/h*), mas a flexibilidade operacional e os custos menores podem ser vantagens decisivas. Observe que, em certas rotas, uma linha exclusiva de alta velocidade torna-se necessária, como no caso de TGV e do trem-bala.

Considerando-se, finalmente, que os sistemas de rodas sobre trilhos de alta velocidade já possuem um longo histórico, desde 1964 e mais de 1 bilhão de passageiros transportados no caso do trem-bala japonês (DICKHART, III; PAVLICK, 1984), com dados e registros consolidados de desempenho, economia, conforto, confiabilidade e segurança, e que ainda existe margem para o aperfeiçoamento dos sistemas com o emprego de novos materiais, novos sistemas de potência, desenvolvimento dos truques e rodas, da aerodinâmica, do sistema de pantógrafo e catenária, a introdução de controle ativo, etc., pode-se perguntar se existe realmente espaço para uma tecnologia nova como a dos veículos *maglevs*. Ainda não se tem uma resposta definitiva a esta questão, mas a seguir são apresentadas as características de veículos levitados magneticamente, informações que podem ajudar a formar uma opinião.

As características específicas dos veículos *maglevs* são (ROGG, 1984):

- Ausência de contato físico entre veículo e a via.
- As forças são aplicadas sobre áreas.
- A propulsão, frenamento e guiamento independem do atrito.

A estas características podem somar-se aquelas que os veículos *maglevs* compartilham com os sistemas de transporte que operam em vias segregadas, como baixo custo operacional e alta eficiência em corredores de tráfego regular, segurança ele-

vada em comparação ao transporte rodoviário, e o fato de não dependerem exclusivamente de combustíveis fósseis.

Estas características levam às seguintes propriedades:

- A não utilização da interface roda-trilho elimina o problema de falta de aderência que ocorre em altas velocidades, permitindo a operação em rampas de inclinação mais elevada (3,5% contra 2%, respectivamente, Transrapid e TGV).
- A ausência de contato físico diminui os problemas de desgaste e ruído (exceto ruído aerodinâmico).
- Como as forças são aplicadas em áreas e independem do atrito, as forças de aceleração, frenamento e guiamento podem ser maiores, e as curvas podem ter raios menores, ou serem percorridas a velocidades maiores.
- Por ser um sistema de via segregada, é adequado para a automação, principalmente no caso de via ativa (motor linear síncrono com estator longo).
- Permite o uso de vias elevadas.

Dessas propriedades seguem-se as seguintes vantagens:

- Vias elevadas podem ser melhor integradas à paisagem, aumenta a segurança (não há passagens de nível) e diminui a área de terras a serem usadas no assentamento da via.
- Quando comparados à mesma velocidade, o veículo *maglev* produz ruído de menor intensidade que sistemas de rodas sobre trilhos.
- O baixo desgaste, um consumo moderado de energia, a independência quanto ao tipo primário de energia, e o alto grau de automação que pode ser obtido permitem esperar custos operacionais apropriados.
- Altas velocidades de operação, e pequenos intervalos entre as composições resultam em elevada eficiência.

- O impacto ambiental é relativamente baixo, principalmente se comparado ao transporte aéreo e rodoviário.

Além dessas vantagens, os sistemas levitados magneticamente não correm o perigo de descarrilar, por motivos construtivos. Os veículos *maglevs*, porém, possuem as desvantagens citadas na seção 2.2.1, às quais pode-se adicionar o fato de que a via é cara, e a redução de custos em sua construção pode resultar em estruturas menos rígidas, aumentando a complexidade do projeto da suspensão, em particular do problema de controle da suspensão eletromagnética.

Note que os sistemas por atração usam eletroímãs convencionais que, devido à limitação de corrente, devem operar a uma pequena distância do trilho, diminuindo a intensidade dos campos magnéticos usados, o mesmo não ocorrendo com os sistemas por repulsão, que podem exigir sistemas para isolar o compartimento dos passageiros (IWASA, 1973; TANAKA, 1990).

Artigos recentes (WELTY, 1990, 1991; VRANICH, 1992) discutem a possibilidade da aplicação de sistemas de transporte terrestre de alta velocidade nos Estados Unidos, tanto de sistemas de rodas sobre trilhos, como veículos *maglevs*. Não existe ainda conclusões definitivas a respeito, embora recentes estudos tenham aconselhado a utilização de sistemas de rodas sobre trilhos, como a tecnologia dos TGV's (HUGHES, 1993c). Por outro lado, parece que o primeiro sistema de transporte terrestre de alta velocidade nos Estados Unidos usará veículos *maglevs*, através de uma linha de 22 km no Aeroporto Internacional de Orlando (Flórida), que poderá entrar em operação em 1997 (DOOLONG, 1993). Além disso existe o interesse em utilizar os veículos *maglevs* para servir linhas que ligam aeroportos às grandes cidades, na medida em que cresce a quantidade de passageiros transportados, e os aeroportos tornam-se mais distantes devido às pressões de moradores com relação ao nível de ruído. O artigo de WAYSON e BOWLEY (1989) faz uma comparação detalhada com relação ao ruído e à poluição do ar, e o artigo de SCHMELZ (1989) estuda técnicas para estimar custos de implantação de sistemas de transporte de alta velocidade, usando como exemplo uma comparação entre um sistema com tecnologia

do TGV e outro com tecnologia do Transrapid, para a linha Philadelphia-Pittsburgh, nos Estados Unidos. Diversos artigos têm, ao longo do tempo, feito um apanhado geral sobre a situação da tecnologia de levitação e suspensão magnéticas: THORNTON (1975), YAMAMURA (1976), ALSCHER (1983), DICKHART, III; PAVLICK (1984), MCLEAN (1988) e WELTY (1990).

Apresentamos a seguir tabelas com dados contidos no artigo de WELTY (1990), ao qual atualizamos certas informações.

Nas tabelas os dados atualizados foram retirados das seguintes referências: (1) - HUGHES, 1993d; (2) - HUGHES, 1993a; (3) - HOPE, 1990.

2.2.3.3 Veículos Maglevs de Alta Velocidade

Descreveremos nesta seção os dois sistemas de transporte de alta velocidade mais representativos e avançados das duas técnicas de levitação magnética de veículos, o Transrapid-07 (TRANSRAPID - Alemanha) e o MLU-002 (JR - Japão).

Transrapid: este projeto vem sendo desenvolvido por um consórcio de sete companhias alemãs lideradas pela Messerschmitt-Bölkow-Blohm, patrocinado pelo governo alemão. A suspensão e propulsão do veículo é feita por um motor linear síncrono de estator longo. O enrolamento primário envolve as ranhuras de um núcleo de aço laminado fixo na via (estator). O secundário do motor é composto por eletroímãs de pólos salientes com núcleo de aço e bobinas alimentadas com corrente contínua. O enrolamento primário do estator, de três fases, é alimentado através de um inversor de frequência variável sincronizado com a posição do secundário, fixo no veículo.

A interação entre o estator e o eletroímã produz uma força ao longo da via, de propulsão, e uma força normal de atração que suspende o veículo de modo estável através do uso de controle por realimentação, que por sua vez usa os sinais provenientes de sensores indutivos de proximidade e acelerômetros (MCLEAN, 1988). A figura 2.4 mostra o esquema de um motor linear síncrono.

Os eletroímãs que compõem o secundário são fixos no truque através de uma suspensão primária de molas e amortecedores. O veículo apóia-se nos truques através

Tabela 2.1: Características de Veículos Levitados Magneticamente

Sistema	JR	HSST	Transrapid
Pessoas por carro	44	70	100
Peso vazio por carro (t)	17	30	45
Velocidade de operação (km/h)	420	326	400
Vel máxima nos testes (km/h)	420	326	450 ¹
Gradiente máximo (%)	-	6	3,5 sugerido 10 admissível
Raio mínimo (m)	6000 a 500 km/h	2500 a 300 km/h	4000 a 400 km/h 6500 a 500 km/h
Consumo de energia (kJ/pass.km)	550 a 420 km/h	180 a 300 km/h	200 a 300 km/h 330 a 420 km/h
Ruído (dbA a 25 m)	-	-	84 a 300 km/h
Qualidade do ar	Hélio líquido	Emissão de usina estac.	Emissão de usina estac.
Impacto na saúde	Campo magn. de 200 G	nenhum	nenhum
Visual	Via na forma de U	Via elevada ou nível do solo	Via elevada ou nível do solo
Nível de desenvolvimento	Disponível em 1997 ² (?)	Disponível em 1995 (?)	Completo
Limites climáticos	-	-	-25°C a 40°C ventos: 80 km/h
Custo de Implantação (US\$ milhões/km)	11,9 a 19,4	-	5,6 a 10,6
Custo de Operação (US\$ cents/pass.km)	-	-	2,5 a 12 (1987)
Terreno exigido (m)	3,7 simples 10,7 dupla	- -	3,7 simples 10 dupla
Dono da Tecnologia	JR Group Japão	HSST Inc. Japão	Transrapid Alemanha

Tabela 2.2: Características de Alguns Trens de Alta Velocidade

Sistema	TGV	ICE	X-2000
Pessoas por carro	38-67	-	29-76
Peso vazio por carro (t)	33	-	48
Velocidade de operação (km/h)	300	300	210-240
Vel máxima nos testes (km/h)	515,3 ³	422	240
Gradiente máximo (%)	2 sugerido 3,5 admissível	5 admissível	5 admissível
Raio mínimo (m)	4000 a 300 km/h	5000	-
Consumo de energia (kJ/pass.km)	260 a 300 km/h	-	165 a 240 km/h
Ruído (dbA a 25 m)	95 a 300 km/h	93 a 300 km/h	70 a 240 km/h
Qualidade do ar	Emissão de usina estac.	Emissão de usina estac.	Emissão de usina estac.
Impacto na saúde	nenhum	nenhum	nenhum
Visual	Nível do solo	Nível do solo	Nível do solo
Nível de Desenvolvimento	Completo	Completo	Completo
Limites Climáticos	-20°C a 84°C	-	-44°C a 38°C
Custo de Implantação (US\$ milhões/km)	3 a 6,2	-	-
Custo de Operação (US\$ cents/pass.km)	3,8 a 18 (1987)	-	-
Terreno exigido (m)	7,9 simples 13,7 dupla	- -	padrão
Dono da Tecnologia	French Nat. Rail SNFC	German Fed. Rail	ABB Traction Suécia

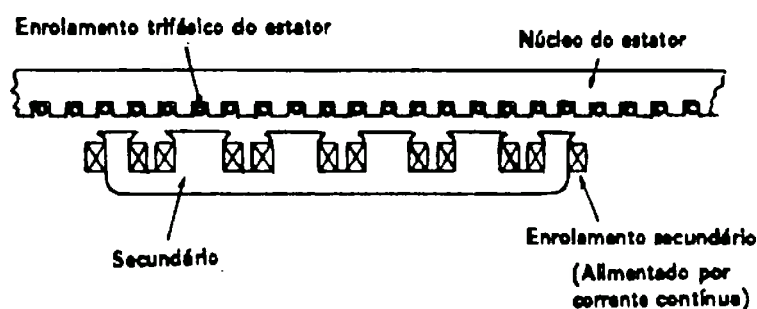


Fig. 2.4: Esquema de um motor linear síncrono.

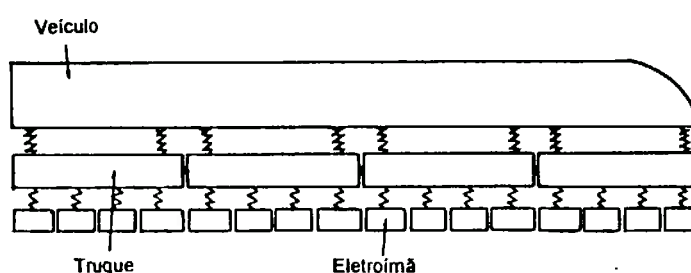


Fig. 2.5: Esquema longitudinal do veículo.

de uma suspensão secundária. A figura 2.5 mostra o esquema do veículo Transrapid, onde se vê que o secundário se estende por todo o comprimento do veículo. A figura 2.6 mostra o esquema da seção transversal, onde se percebe que o veículo é guiado por um outro conjunto de eletroímãs controlados.

Os pólos do eletroímã de suspensão são denteados e um enrolamento contido nas ranhuras formam um gerador linear que fornece a energia consumida a bordo. A tensão é induzida neste enrolamento pelo movimento do veículo, e, somente a partir de uma determinada velocidade (cerca de 150 km/h) o gerador consegue produzir energia suficiente. Acima desta velocidade o excesso é armazenado em baterias que suprem o sistema quando o veículo está em baixas velocidades ou parado nas estações. Este esquema de funcionamento, onde se diz que a via é ativa, permite um veículo de peso menor, uma vez que o enrolamento primário e inversores de frequência variável são estacionários, e, além disso, a coleta de energia também é feita sem contato físico. Acrescentando que a potência de frenamento é através de correntes parasitas, verifica-se que a propulsão, guiamento, suspensão, captação de energia e frenamento são feitas sem contato físico entre o veículo e a via. A via ativa

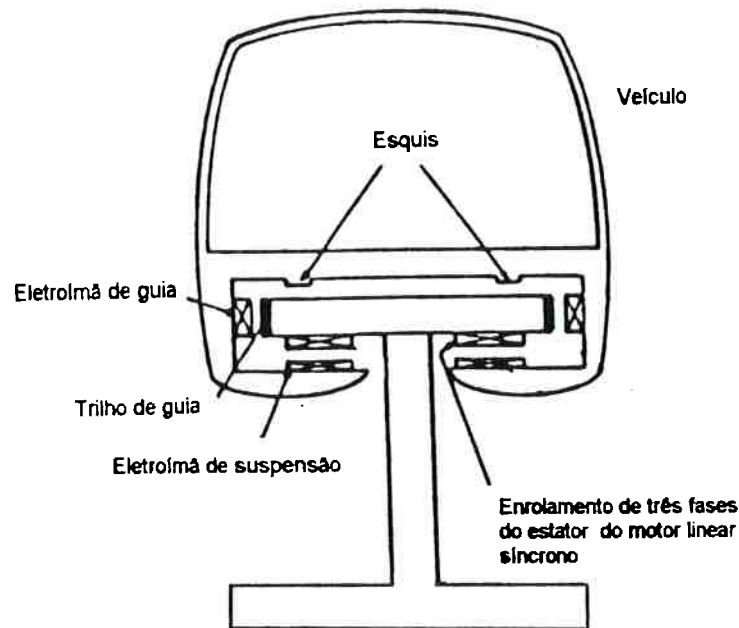


Fig. 2.6: Esquema da seção transversal do veículo (BROWN; HAMILTON, III, 1984).

permite elevada automação do sistema (a posição do veículo é conhecida), mas o seu custo é elevado.

Cada eletroímã, de suspensão ou guiamento, é controlado localmente e constitui uma “roda magnética”. Como o eletroímã é fixo no trilho através de uma suspensão primária, o consumo de energia é menor, uma vez que apenas a massa do eletroímã precisa efetivamente seguir a via com precisão. O número de rodas magnéticas são mais que suficientes para suspender e guiar o veículo, dessa forma o sistema é redundante, evitando que a falha em uma delas impeça a operação do trem.

A figura 2.7 mostra a proposta de uma configuração comercial do Transrapid (BROWN; HAMILTON, III, 1984).

O Transrapid, sob o ponto de vista técnico, já é considerado operacional desde 1991 (BOON, 1991), embora apenas para operação em via simples, sem túneis. Estima-se que o sistema estará preparado para operação comercial, em via dupla e em túneis a partir de 1995.

MLU002: protótipo desenvolvido pela Japanese Railways Group. Trata-se de um veículo levitado e guiado eletrodinamicamente através de bobinas supercondutoras

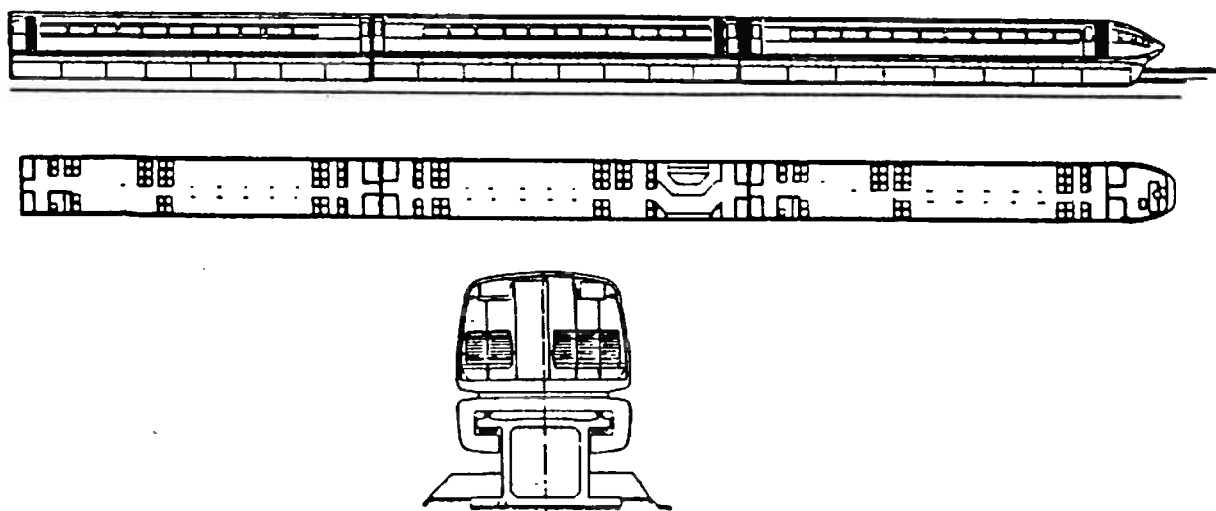


Fig. 2.7: Proposta de uma configuração comercial do Transrapid (BROWN; HAMILTON, III, 1984).

fixas no veículo e enrolamentos na via.

Os eletroímãs supercondutores induzem correntes parasitas nos enrolamentos da via à medida que o veículo se move. Como a força necessária para a levitação é obtida somente a partir de uma certa velocidade (por volta de 100 km/h), o veículo precisa de rodas auxiliares retráteis para suportá-lo e guiá-lo em baixas velocidades.

O sistema de propulsão é basicamente o mesmo usado no veículo Transrapid, ou seja, motor linear síncrono de estator longo (via ativa, sistemas de potência estacionários). Os eletroímãs supercondutores estão instalados em truques que carregam as rodas auxiliares. Os truques estão ligados ao compartimento dos passageiros por uma suspensão secundária que provê o aumento do amortecimento do movimento dos truques, uma vez que a levitação magnética é pouco amortecida. Cada eletroímã é composto por três bobinas em um arranjo de três pólos, cada bobina está inserida em sua própria câmara de vácuo, embora o conjunto divida o mesmo tanque de hélio líquido (KYOTANI, 1988). Uma liga de nióbio-titânio é usada para fabricar os fios que compõe o enrolamento, e um ciclo stirling é utilizado para obter os 4 K necessários para a supercondutividade.

A figura 2.8 mostra um esquema do método de levitação usado: bobinas com a forma de oito (fluxo nulo) na via interagem com as bobinas supercondutoras fixas

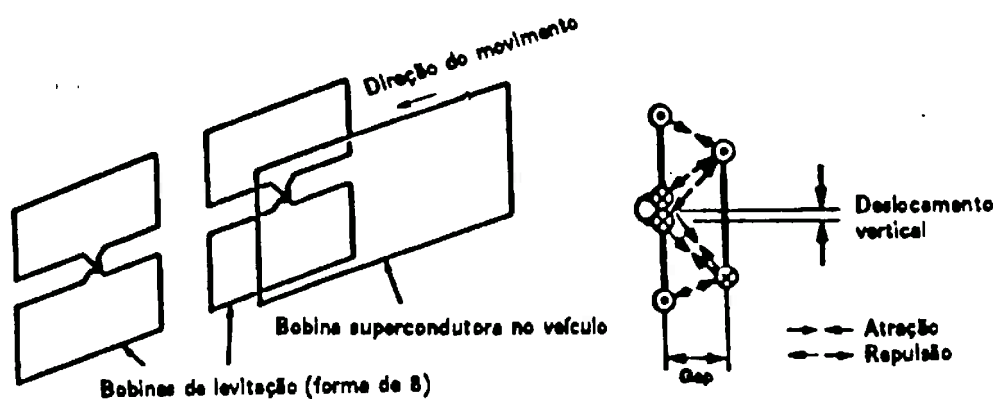


Fig. 2.8: Esquema do método de levitação por fluxo nulo (TANAKA, 1990).

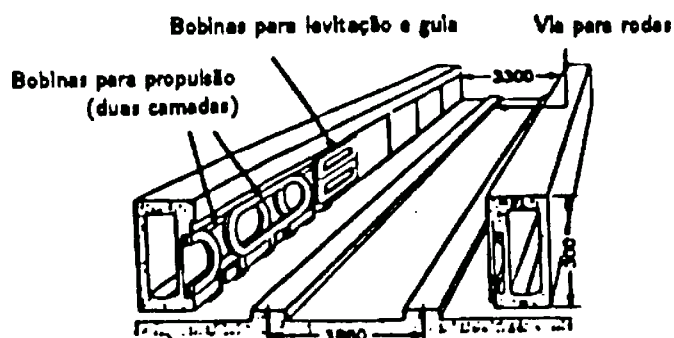


Fig. 2.9: Esquema da via em forma de U mostrando as bobinas de levitação, guiamento e propulsão (TANAKA, 1990).

no veículo, proporcionando a levitação e o guiamento. Na via existem ainda bobinas dispostas em duas camadas atrás das bobinas de levitação, e que possuem enrolamento trifásico para propulsionar o veículo (ver figura 2.9). A bordo a energia é requerida apenas para iluminação, condicionamento de ar e o sistema de refrigeração do hélio, e poderá ser suprida da mesma forma adotada no Transrapid. Entretanto o sistema de fluxo nulo não consegue prover a energia necessária, e alternativas precisam ainda serem desenvolvidas. O sistema de levitação por fluxo nulo é estável, não havendo a necessidade de controle por realimentação, mas o campo magnético é intenso, exigindo algum meio de isolar o compartimento dos passageiros. A figura 2.10 mostra o aspecto de um novo protótipo que percorrerá uma via de testes de 43 *km* que deverá ser construída entre as cidades de Tóquio e Osaka (TANAKA, 1990), sendo que está previsto que esta fase de testes termine em 1997.

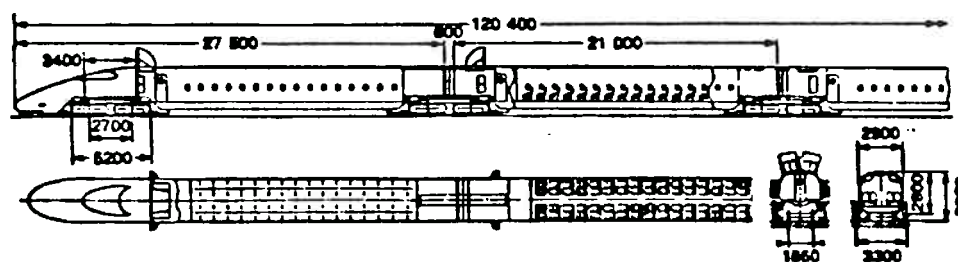


Fig. 2.10: Protótipo proposto para operar na via de teste de Yamanashi, entre Tóquio e Osaka (TANAKA, 1990).

2.3 O Sistema Veículo-Via

2.3.1 Introdução

O desempenho de um sistema de transporte sofre uma grande influência da interação dinâmica entre o veículo e a via. Os custos de construção da via constituem uma parcela considerável do investimento necessário para a implantação de um sistema de transporte terrestre, e são influenciados pelas exigências de terreno, tolerâncias construtivas, necessidade, ou não, de túneis, viadutos e pontes, solicitações mecânicas a que a via é submetida, etc. O desempenho da suspensão é limitado, por exemplo, por aspectos práticos como peso e espaço disponível, logo existe a necessidade de se estabelecer uma solução de compromisso entre a velocidade do veículo, as características da via e o conforto do passageiro. Altas velocidades de operação, e elevado conforto têm sido apontados como os possíveis atrativos de sistemas de transporte terrestre que pretendem competir com os transportes aéreo e rodoviário, mas, neste caso, as tolerâncias construtivas da via tornam-se mais rígidas, elevando o custo de implantação do sistema. Veículos mais leves consomem menos energia, e podem diminuir as solicitações mecânicas da via, mas, por outro lado, se a rigidez diminuir, as vibrações elásticas podem afetar negativamente o conforto da viagem. No caso de vias elevadas, os custos de construção podem diminuir se as exigências quanto à sua rigidez forem menores, mas neste caso também as vibrações elásticas podem comprometer o conforto da viagem, e, eventualmente, as solicitações dinâmicas podem ser elevadas. A suspensão, como interface entre o corpo do veículo e a via,

pode diminuir este conflito, mas os sistemas de suspensão mais complexos, incluídos os sistemas ativos, também têm custos mais elevados. Portanto, para sistemas de transporte terrestre de alta velocidade e eficiência, os projetos e as análises da via e do veículo devem ser realizados considerando-os como dinamicamente acoplados, constituindo um único sistema.

A interação dinâmica entre o veículo e a via é investigada em diversos artigos, entre os quais citamos o artigo de RICHARDSON e WORMLEY (1974), que faz uma revisão do assunto considerando vias elevadas e veículos levitados, e o artigo de KORTÜM e WORMLEY (1981), que também faz uma revisão do assunto, identificando a necessidade de aperfeiçoamento da modelagem, de ensaios experimentais e do desenvolvimento de programas de computador e de métodos de projeto da suspensão, incluindo ferramentas de simulação e análise.

2.3.2 Modelagem do Sistema Veículo-Via

Em praticamente toda a literatura consultada, o sistema veículo-via é modelado da seguinte forma: o modelo da via é a soma de um modelo estocástico das irregularidades de sua superfície e das irregularidades construtivas, considerando-a rígida, e de um modelo determinístico de seu comportamento dinâmico, considerando sua flexibilidade estrutural (POPP, 1982). O veículo é quase sempre considerado como uma força constante, ou uma massa constante que percorre a via (KORTÜM; WORMLEY, 1981). Na primeira situação considera-se que não há forças de inércia associadas ao veículo, o que é razoável quando a suspensão secundária, ligada ao compartimento dos passageiros, é muito pouco rígida (elevado conforto), e a massa não suspensa (em contato com a via) é desprezível. Na segunda situação temos o outro extremo, onde a massa do veículo segue a via com exatidão, significando uma suspensão muito rígida.

As irregularidades da via podem ser representadas pela soma de diversos fatores (SNYDER, III e WORMLEY, 1977):

- desalinhamento vertical,

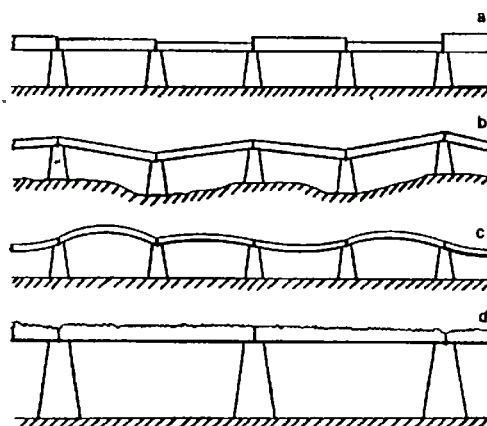


Fig. 2.11: Tipos de irregularidades: a) desalinhamento vertical, b) desalinhamento angular, c) deformações do perfil, d) rugosidade da superfície.

- desalinhamento angular,
- deformações do vão resultantes do peso próprio, efeitos de dilatação térmica ou de pré-tensão intencional,
- rugosidade da superfície.

A figura 2.11 mostra estas irregularidades, onde se percebe que as três primeiras se referem a vias elevadas.

O desalinhamento vertical é caracterizado pelo desvio de um vão em relação a uma linha de referência. O desalinhamento angular do vão é resultante das diferenças de altura e assentamento dos pilares. O terceiro tipo de irregularidade é modelada como uma senóide cuja amplitude varia de vão para vão de forma estocástica, e a rugosidade da superfície é frequentemente modelada diretamente por sua densidade espectral de potência. O artigo de HULLENDER (1975) relaciona modelos analíticos das irregularidades da via ao conforto da viagem, porém considera um veículo com um grau de liberdade apenas. Já o artigo de HEDRICK; RAVERA; ANDERES (1975) usa o modelo de um veículo levitado por colção de ar com 4 graus de liberdade. O modelo da via rígida mais frequentemente usado (veja, por exemplo, HEDRICK; BILLINGTON; DREESBACH, 1974; HULLENDER, 1974; GOTTZEIN; LANGE; OSSENBERG-FRANZES, 1975) expressa diretamente a densidade espectral de potência das irregularidades da via como:

$$S_y(\omega) = \frac{A.v_v}{\omega^2} \quad (2.1)$$

onde A depende da via e de suas irregularidades e v_v é a velocidade com que o veículo a percorre. Esta expressão, no entanto, apresenta o inconveniente de que a variância das irregularidades da via é infinita, pois a função densidade espectral de potência tende para o infinito quando a frequência tende a zero, o que não é realístico. Geralmente utiliza-se uma função truncada (SNYDER, III; WORMLEY, 1977), mas outra possibilidade é usar a expressão a seguir (POPP, 1982; HAĆ, 1986):

$$S_y(\omega) = \frac{2.\alpha.\sigma_G^2.A.v_v}{\omega^2 + (\alpha.v_v)^2} \quad (2.2)$$

onde α depende das irregularidades e σ_G^2 é a variância destas irregularidades. Nas simulações pode-se gerar a variável aleatória relativa às irregularidades da via aplicando-se um ruído branco em um filtro apropriado.

O modelo da via rígida pode ainda ser aperfeiçoado pela inclusão de curvas e declividades, mas, neste caso, trata-se de modificações intencionais da via, seja por motivos topológicos, ou outros, e não de irregularidades estocásticas. Apesar da importância da análise da interação entre o veículo e a via considerando curvas e declividades, poucos são os trabalhos abordando o assunto (KORTÜM; WORMLEY, 1981).

O modelo determinístico da via considera sua flexibilidade estrutural, e admitindo-se que, em geral, no caso de vias elevadas, os elementos da estrutura possuem um comprimento bem maior que sua largura e altura, é comum adotar-se o modelo de uma viga através de da equação a derivadas parciais de Bernoulli-Euler (equação 2.3). Este modelo admite ainda que as seções planas permanecem planas, a deformação y é normal ao plano de flexão e que os efeitos da tensão de corte transversal e inércia de rotação das seções são desprezíveis.

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} - T \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + ky + b \frac{\partial y}{\partial t} + \rho A \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = p(x, t) \quad (2.3)$$

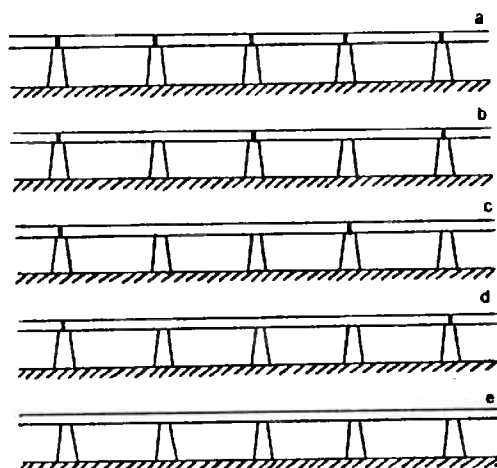


Fig. 2.12: Configurações da via: vão simples, múltiplo e contínuo.

Na equação (2.3) E é o módulo de elasticidade, I é o momento de inércia, ρ é densidade de massa e A é a área transversal. O segundo termo se refere à tensão axial T , se estiver presente. O terceiro termo representa a influência da fundação elástica, e a constante de amortecimento b representa a força dissipativa atuando entre a viga e o solo, e geralmente é usada para aproximar todos os efeitos dissipativos presentes na estrutura. Nesta expressão em particular a força de suspensão (veículo) é representada por uma distribuição de pressão que se move ao longo da via com velocidade constante (RICHARDSON; WORMLEY, 1974; KORTÜM; WORMLEY, 1981). As condições de contorno dependem das características dos suportes das vigas, variando de vão simples (DORAN; MINGORI, 1977), múltiplos e contínuos (SMITH; GILCHRIST; WORMLEY, 1975; SMITH, WORMLEY, 1975), conforme exemplifica a figura 2.12.

Os estudos e as simulações geralmente são feitos a partir da aproximação do modelo através de análise modal, uma vez que esta aproximação é uma boa solução de compromisso entre precisão e esforço computacional (KORTÜM; WORMLEY, 1981).

Quando não se pretende utilizar as simplificações de força constante, ou massa constante para modelar o efeito do veículo sobre a via, é necessário modelar a dinâmica do corpo do veículo e de sua suspensão. O modelo do veículo pode ser desenvolvido à mão se o número de graus de liberdade for pequeno (até três, por exemplo), mas,

caso contrário é necessário adotar-se algum método formal de modelagem, como os grafos de ligação (KARNOPP; ROSENBERG, 1968, 1975). Usando esta técnica MARGOLIS (1976) desenvolveu modelos da interação dinâmica entre vias elevadas e veículos com dois graus de liberdade, enfatizando a necessidade de se acrescentar uma velocidade “convectiva” no ponto da suspensão em contato com a via, igual ao produto da velocidade (de percurso) do veículo e a inclinação instantânea da via. Os modelos podem incluir os modos elásticos do veículo (MARGOLIS, 1978), e as dinâmicas de atuadores e sensores, no caso de suspensões ativas, bem como a descrição do sistema de controle. Quando a descrição da via considera curvas e declividades, o modelo do veículo torna-se dependente do tempo, e a análise fica restrita à simulação numérica.

2.3.3 Interação Dinâmica Entre o Veículo e a Via

Os modelos que representam a interação dinâmica entre o veículo e a via possuem um elevado número de equações não lineares, variantes no tempo, ordinárias e a derivadas parciais. Todavia, em etapas intermediárias de análise e projeto diversas simplificações são feitas, geralmente linearizações, aproximações por análise modal, limitação do número de graus de liberdade, normalmente através da consideração apenas dos movimentos verticais, e vias retas e horizontais.

O artigo de CHIU; SMITH; WORMLEY (1971) examina a influência dos parâmetros do veículo e da via sobre as interações dinâmicas em altas velocidades, concluindo que estas interações devem ser consideradas no projeto da via e do veículo, uma vez que, para velocidades entre 320 e 480 km/h , a razão entre a deflexão dinâmica e a estática pode aproximar-se de 2, o mesmo ocorrendo com a razão entre as tensões dinâmicas e estáticas, e as acelerações verticais podem exceder $0,5 m/s^2$, valor normalmente aceito como o limite para manter o conforto em um nível elevado. SMITH; GILCHRIST; WORMLEY (1975) analisam vias elevadas de vãos múltiplos e contínuos, sendo tais estruturas melhores que as vias de vão simples, em termos de exigência de materiais em sua construção para um mesmo nível de conforto. Este

trabalho considerou veículos levitados por colchão de ar, mas a abordagem utilizada poderia se aplicar a veículos com rodas e veículos *maglevs*. HEDRICK; RAVERA; ANDERES (1975) associaram o conforto de viagem com parâmetros e tolerâncias construtivas da via, em termos familiares às empresas responsáveis pelas obras. Embora os resultados, obtidos numericamente, sejam válidos apenas para o particular sistema veículo-via considerado, concluiu-se que o conforto de viagem pode ser mantido com diferentes combinações entre as diversas tolerâncias construtivas, permitindo ao construtor escolher aquela de menor custo. SNYDER, III; WORMLEY (1977) estudaram o efeito combinado entre as irregularidades da via e seus modos de vibração elásticos. Considerando o critério de conforto do tipo da ISO (aceleração *rms* em função da frequência) as influências devido às irregularidades da via e devido à sua flexibilidade ocorrem em bandas separadas para veículos em baixas velocidades (menores que 26,8 m/s, vão entre 15,2 e 30,5 m), ou seja, são essencialmente independentes. Para veículos de alta velocidade, porém, os dois fatores devem ser considerados simultaneamente. SMITH; WORMLEY (1975) analisam a resposta de vias contínuas suportadas periodicamente usando técnicas de transformada de Fourier, mas a influência do veículo é modelada por forças constantes que viajam em velocidades também constantes. Para os casos onde as forças de suspensão variam muito em função do tempo, é feita uma aproximação por análise modal da via. Definindo uma velocidade não-dimensional $V_c = v_v/l.f$, onde v_v é a velocidade do veículo (m/s), l é o comprimento do vão (m) e f é a frequência natural do primeiro modo de vibração da viga que compõe a via, considerada simplesmente apoiada (Hz), o estudo concluiu que apenas para V_c maior que 1 as solicitações dinâmicas tornam-se importantes, e, para V_c aproximando-se de 2, ocorre ressonância. Mas V_c igual a 2 significa, por exemplo, um veículo a 150 m/s (540 km/h) percorrendo uma via elevada com vão de 25 m e $f = 3$ Hz, ou seja, este fenômeno de ressonância ocorre apenas para veículos de alta velocidade. Porém, no caso de muitos veículos igualmente distânciados percorrendo a via, as solicitações dinâmicas podem ser importantes em velocidades bem inferiores (KORTÜM; WORMLEY, 1981).

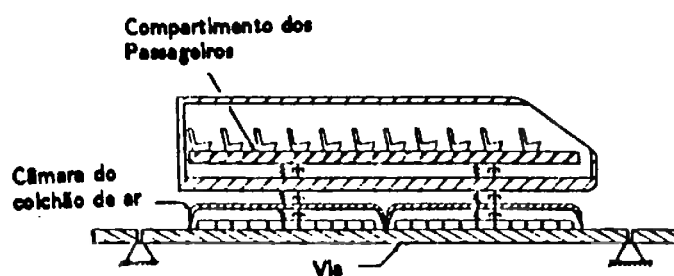


Fig. 2.13: Veículo com suspensão de três estágios (BIGGERS; WILSON, 1973).

No início da década de 70 havia um certo interesse em veículos levitados por colchão de ar, e alguns trabalhos relativos à interação dinâmica entre estes veículos e suas vias foram publicados. O artigo de WILSON; BIGGERS (1971) trata do problema onde o veículo é mais longo que o vão da via, concluindo que para velocidades de 480 km/h o projeto do sistema de suspensão é crítico, exigindo, talvez, a utilização de sistemas ativos. BIGGERS; WILSON (1973a,b) realizaram um estudo paramétrico, sugerindo que as vigas sejam pré curvadas, um pouco além do necessário para compensar a deformação devido ao peso próprio, e que o veículo tenha uma suspensão com três estágios (como mostra o esquema da figura 2.13), como uma alternativa à suspensão ativa.

A interação entre os veículos levitados magneticamente e suas vias também são analisados em diversos artigos: WONG et al. (1976) examinam o desempenho e as características de estabilidade de um veículo levitado eletrodinamicamente (repulsão) percorrendo uma via rígida, porém com fendas, e considerando efeitos aerodinâmicos. KATZ et al. (1974) analisam o desempenho de veículos *maglevs* supondo dois métodos de levitação, através de eletroímãs controlados (incluindo uma suspensão secundária) e através de supercondutores onde o amortecimento é aumentado por controle ativo. O modelo da via considera suas irregularidades e sua flexibilidade. Em ambos os casos o modelo do veículo é unidimensional (apenas movimento vertical), e apresentam um bom desempenho, em termos de conforto de viagem. O artigo, entretanto, sugere um estudo considerando uma via com menor rigidez (menor custo). GARG; BARROWS (1981) realizaram estudos sobre a resposta de veículos *maglevs* (sistema por atração magnética) sujeitos a rajadas de

vento cruzado, usando um modelo de veículo com dois graus de liberdade (guinada - *yaw*, e movimento de translação lateral - *sway*), e via rígida. O efeito das rajadas de vento é reduzido com a realimentação do sinal de aceleração, ou seja, pelo aumento da massa aparente do sistema através de controle ativo. O artigo de CHERCHAS (1979) reporta resultados de simulação dinâmica de um veículo levitado eletrodinamicamente (repulsão) com vários graus de liberdade, incluindo os modos elásticos, via flexível e efeitos aerodinâmicos, porém sem considerar as irregularidades construtivas da via. MEISINGER (1979), através da simulação de um modelo de veículo bem simplificado com um grau de liberdade, percorrendo uma via de vão simples, e outra de vão duplo, incluindo a flexibilidade, concluiu que os requisitos de entreferro pequeno e elevado conforto não podem ser obtidos sem, pelo menos, a inclusão de uma suspensão secundária. HULLENDER (1974) apresentou alguns resultados relativos à mínima distância entre o veículo e a via em função do critério de frequência de contato. O assunto é importante, uma vez que a frequência de contato está relacionado a desgaste, vibração e ruído, e a distância entre o veículo e a via determina o consumo de potência necessário para a levitação. O estudo fornece apenas valores básicos, já que o modelo do veículo é unidimensional, com apenas dois graus de liberdade (suspensão primária e secundária). Por exemplo, para assegurar uma frequência de contato de no máximo $0,001 \text{ rad/s}$, em uma via com $A = 1,92 \times 10^{-7}$, na expressão (2.1), supondo que as irregularidades correspondentes a comprimento de onda inferior a $1,5 \text{ m}$ sejam desprezíveis, e que a velocidade do veículo seja de 480 km/h , a distância entre o veículo e a via precisa ser de apenas $3,3 \text{ mm}$.

Em todos os artigos o veículo se movia a uma velocidade constante, mas, na verdade, esta suposição não permite avaliar a interação entre o sistema de suspensão com o sistema de propulsão e frenamento. Recentemente VU-QUOC; OLSSON (1989, 1991, 1993a,b) propuseram uma nova formulação onde a velocidade não é necessariamente constante. A formulação resulta em um sistema de equações não lineares e com uma estrutura pouco comum, exigindo o desenvolvimento de novos

algoritmos para a resolução numérica.

Outra parte importante do estudo a interação dinâmica entre o veículo e a via refere-se ao conforto da viagem. Uma série de critérios foram desenvolvidos para a avaliação deste conforto, e para o projeto de suspensões veiculares (ativas ou não). O critério sugerido pela ISO (International Standards Organization) baseia-se nos estudos existentes sobre o efeito da vibração em seres humanos, muito dos quais feitos através de movimentos senoidais. Entretanto as vibrações em sistemas de transporte são tipicamente aleatórias, sendo que um dos critérios de conforto mais usados é a densidade espectral de potência da aceleração. O artigo de SMITH (1976) converte os critérios da ISO neste critério, e compara-os com o critério desenvolvido pelo U.S. Department of Transportation para os veículos levitados por colchão de ar (Urban Tracked Air Cushion Vehicle - UTACV), que se revelou mais restritivo. O artigo de DAHLBERG (1980) analisa diversos critérios de conforto usados na otimização de suspensões, o desvio padrão da aceleração do assento do passageiro, o valor máximo desta aceleração, o uso de uma função peso que varia de acordo com a frequência da vibração e a potência absorvida pelo corpo humano. DAHLBERG conclui que todos os critérios são equivalentes, e que é necessário desenvolver mais estudos para obter um melhor entendimento sobre os efeitos da vibração em seres humanos, e por consequência melhores critérios de conforto. Outros comentários sobre o assunto podem ser obtidos no artigo de MÜLLER (1982).

2.4 Suspensão de Veículos

2.4.1 Introdução

O sistema de suspensão de um veículo é responsável, basicamente, pelas seguintes tarefas (GOODALL; KORTÜM, 1983):

- Suportar o peso do veículo e guiá-lo ao longo da via.
- Isolar o compartimento dos passageiros ou da carga de perturbações como, por exemplo, as irregularidades da via.

Um sistema de suspensão que cumpre bem a primeira tarefa é, geralmente, a suspensão de um veículo bastante manobrável, como os automóveis esportivos. É uma suspensão “dura”, com alta frequência de corte e com um curso pequeno. Já um sistema de suspensão que cumpre bem a segunda tarefa é, em geral, a suspensão de um veículo que proporciona muito conforto, como os automóveis de luxo. É uma suspensão “mole”, com baixa frequência de corte, apresentando maiores excursões da suspensão. Verifica-se, portanto, que estas tarefas exigem requisitos conflitantes. Uma forma de diminuir este problema é adotar uma suspensão com dois estágios: uma suspensão primária, “dura”, para seguir a via, e uma suspensão secundária, “mole”, para filtrar as vibrações resultantes das irregularidades da via.

O projeto de suspensões passivas é estudado nos artigos de HEDRICK; BILLINGTON; DREESBACH (1974), que aborda as técnicas usando variáveis de estado, de YOUNG; WORMLEY (1973), limitado a um modelo de veículo com um grau de liberdade, e de BÉLANGER; GUILLEMETTE (1977), onde o assunto é a suspensão secundária de um veículo *maglev*, onde se conclui que o desempenho de suspensões passivas é marginal apenas, exigindo a suplementação por meios ativos.

2.4.2 Suspensão Ativa

2.4.2.1 Introdução

A primeira questão que se coloca é a necessidade, ou não, de suspensões ativas. Karnopp (1978) apud GOODALL; KORTÜM (1983) concluiu que em situações simples, as melhorias obtidas com o uso de suspensão ativa não são cruciais. Em situações mais complexas, entretanto, o desempenho de uma suspensão ativa pode ser bem superior.

Considere o esquema da figura 2.14, um sistema mecânico com um grau de liberdade. O corpo do veículo tem massa m , e a suspensão é composta por uma mola de constante k e um amortecedor de constante b . O deslocamento de corpo em relação ao ponto de equilíbrio estático é z_1 , e o deslocamento do ponto de contato com o solo é h_{GT} .

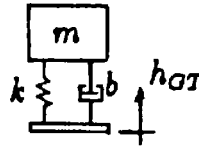


Fig. 2.14: Esquema de suspensão (um grau de liberdade).

A deflexão estática z_e da suspensão pode ser calculada impondo o equilíbrio estático entre o peso $m.g$ do corpo do veículo, onde g é a aceleração da gravidade (constante), e a força F_k da mola:

$$m.g = F_k = k.z_e \quad (2.4)$$

logo:

$$z_e = g \cdot \frac{m}{k} \quad (2.5)$$

A função de transferência entre z_1 e h_{GT} pode ser calculada a partir de:

$$m.\ddot{z}_1 = k(h_{GT} - z_1) + b(\dot{h}_{GT} - \dot{z}_1) \quad (2.6)$$

Aplicando a transformada de Laplace em ambos os membros e considerando condições iniciais nulas obtemos:

$$\frac{Z_1}{H_{GT}} = \frac{b.s + k}{m.s^2 + b.s + k} \quad (2.7)$$

De (2.7) observamos que a frequência natural ω_n da suspensão é:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.8)$$

De um modo geral, o conforto do passageiro (com relação às vibrações induzidas pelas irregularidades da via) exige um baixo valor da frequência natural da suspensão. Por outro lado, devido a restrições de ordem prática, deve-se limitar a

deflexão estática da suspensão. Comparando (2.5) com (2.8) observa-se uma das limitações básicas de uma suspensão passiva: a deflexão estática z_e varia com o inverso do quadrado da frequência natural ω_n da suspensão, havendo, portanto, um conflito em se adotar uma frequência natural baixa (conforto) e uma deflexão estática pequena. Observando a figura 2.14 ou a expressão (2.6) nota-se uma outra limitação fundamental de suspensões passivas: as forças de suspensão correspondem apenas a movimentos relativos entre os pontos ligados pela mola e pelo amortecedor. Finalmente, uma terceira limitação fundamental de suspensões passivas decorre do fato de que, por definição, não existem fontes externas de energia. Suspensões passivas podem apenas dissipar energia ou devolver parte da energia previamente acumulada (devido a movimentos relativos) em, por exemplo, seus componentes elásticos (molas).

A suspensão ativa, por outro lado, compõe-se de atuadores, sensores e controladores, caracterizando um sistema de controle em malha fechada, e dispõe de uma fonte externa de energia. A força de suspensão pode depender não apenas de movimentos relativos entre pontos ligados pela suspensão, mas também de outras variáveis, às vezes medidas em outros pontos do veículo. Desta forma é possível obter uma frequência natural baixa sem que a deflexão estática seja excessiva, e escolher a resposta dinâmica da suspensão. As suspensões ativas, entretanto, são mais complexas, podem exigir um consumo elevado de energia, apresentam custos maiores de produção, operação e manutenção, e menor confiabilidade. Por estas razões, existem concepções de suspensões controladas com menor exigência de potência, geralmente denominadas suspensões semi-ativas (veja, por exemplo, KARNOPP; HEESS, 1991; REDFIELD, 1991).

2.4.2.2 Concepções de Controle de Suspensões Ativas

O sistema apresentado na figura 2.14 é fácil de estudar analiticamente, porém não caracteriza bem suspensões reais, exceto no caso de alguns veículos com suspensão magnética que não possuem suspensão secundária. O esquema mostrado na figura

2.15, um sistema com dois graus de liberdade, denominado modelo de 1/4 de carro, é mais representativo, e é um modelo consagrado na literatura para o estudo de suspensões ativas (KARNOPP, 1986a,b; YUE; BUTSUEN; HEDRICK, 1989; REDFIELD; KARNOPP, 1989; HROVAT, 1990; REDFIELD, 1991). Nesta figura M corresponde à massa suspensa do veículo, podendo representar o compartimento dos passageiros (ou da carga), m corresponde à massa não suspensa, podendo representar as rodas e o eixo de uma automóvel ou os eletroímãs de suspensão de um veículo *maglev*. A suspensão secundária é representada por S , sendo F_{ss} a força de suspensão. A mola de constante k é uma simplificação da suspensão primária, que pode ser o efeito elástico de um pneu ou uma suspensão magnética. Considerando z_s e z_m como os deslocamentos, respectivamente da suspensão secundária e primária, a partir do equilíbrio estático, estas variáveis podem representar, respectivamente, uma medida da excursão da suspensão primária, e a deformação de pneu ou a variação do entreferro, no caso de veículos *maglevs*. A deformação do pneu está relacionada com a força normal de contato entre o pneu e o solo. Neste caso, as forças de atrito, necessárias para frear ou fazer curvas, dependem dessa força, e desse modo, não devem existir grandes variações. Isto significa que z_m deve variar pouco. Por motivos práticos de disponibilidade de espaço, bem como da estabilidade dos modos do corpo rígido, a excursão da suspensão secundária, z_s , também deve ser a menor possível. Finalmente o conforto do passageiro pode, considerando-se apenas as funções da suspensão do veículo, ser associado à aceleração vertical. Assim, o desempenho da suspensão pode ser associado á aceleração vertical \dot{v}_1 , à excursão da suspensão secundária z_s , e à variação da força de contato, que, neste caso, pode ser diretamente relacionada com a deflexão da suspensão primária z_m .

Para a avaliação da suspensão, é comum o uso de resposta em frequência, estudando-se os gráficos de ganho logarítmico das funções de transferência entre a entrada (perturbação) v_{GT} e as variáveis \dot{v}_1 , z_s e z_m (YUE; BUTSUEN; HEDRICK, 1989; REDFIELD; KARNOPP, 1989).

A lei de controle que define a força F_{ss} da suspensão secundária é freqüentemente

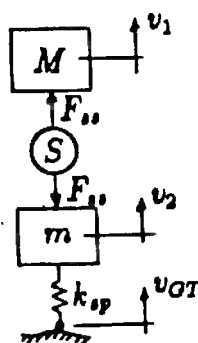


Fig. 2.15: Esquema do modelo de 1/4 de carro com dois graus de liberdade.

obtida pelo uso da teoria de controle ótimo, e o critério de desempenho poderia ser, por exemplo, o seguinte:

$$J = \int_0^{\infty} (\dot{v}_1^2 + \rho_1 z_s^2 + \rho_2 z_m^2) dt \quad (2.9)$$

As constantes ρ_1 e ρ_2 são pesos usados para ajustar a importância relativa entre \dot{v}_1 , z_s e z_m . Este índice de desempenho permite obter uma solução de compromisso entre as três grandezas usadas para avaliar o desempenho da suspensão, conforme sugere KARNOPP (1986b), após examinar os índices de desempenho comumente usados, que consideram apenas o conforto (\dot{v}_1) e a manobrabilidade (z_m) ou o conforto e o controle do movimento do corpo (z_s).

Em outro artigo KARNOPP (1986a) concluiu que o controle usando realimentação de estados pouco pode acrescentar em relação a suspensões semi-ativas, uma vez que existem limitações teóricas para a melhoria de desempenho que se pode obter, pela existência de dinâmica no numerador das funções de transferência do sistema que não podem ser arbitrariamente ajustadas.

Existem ainda “pontos invariantes” limitando o efeito da suspensão ativa. Observe, por exemplo a figura 2.15. Desta figura obtemos:

$$M \cdot \dot{v}_1 = F_{ss} \quad (2.10)$$

$$m \cdot \dot{v}_2 = -F_{ss} - k_{sp} \cdot z_m \quad (2.11)$$

Denominando z_2 como o deslocamento da massa m em relação ao ponto de equilíbrio estático, e h_{GT} o deslocamento do ponto de contato com o solo, temos:

$$\dot{z}_2 = v_2 \quad (2.12)$$

$$\dot{h}_{GT} = v_{GT} \quad (2.13)$$

$$z_m = z_2 - h_{GT} \quad (2.14)$$

logo (2.11) pode ser reescrita como:

$$m.\ddot{z}_2 = -F_{ss} - k_{sp}(z_2 - h_{GT}) \quad (2.15)$$

Somando (2.10) com (2.15):

$$M.\dot{v}_1 + m.\ddot{z}_2 = -k_{sp}.z_2 + k_{sp}.h_{GT} \quad (2.16)$$

Aplicando transformada de Laplace e impondo condições iniciais nulas:

$$M.\dot{v}_1(s) + (m.s^2 + k_{sp})z_2(s) = k_{sp}.\frac{v_{GT}(s)}{s} \quad (2.17)$$

Para o determinado valor de $s^2 = -k_{sp}/m$, obtemos de (2.17):

$$\left. \frac{\dot{v}_1(s)}{v_{GT}(s)} \right|_{s=j\sqrt{k_{sp}/m}} = \frac{\sqrt{k_{sp}.m}}{M} \quad (2.18)$$

Conclui-se que para a frequência igual à frequência natural da massa não suspensa ($\omega_{np} = \sqrt{k_{sp}/m}$), o ganho entre a aceleração vertical (\dot{v}_1) do corpo, que está ligada ao conforto, e a perturbação v_{GT} , causado pelas irregularidades do solo, não depende da posição z_2 da massa não suspensa, na verdade é constante e não é influenciado pelo modo como a força F_{ss} (que inclui a força ativa de suspensão) é gerada.

Um recurso usado para superar a limitação acima é definir uma concepção onde as forças de suspensão não sejam necessariamente iguais (compare a figura 2.15 com a figura 2.16).

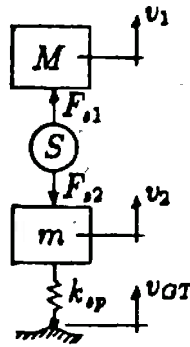


Fig. 2.16: Esquema do modelo de 1/4 de carro, onde as forças de suspensão não são iguais.

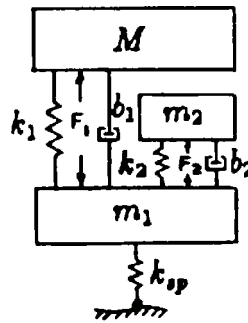


Fig. 2.17: Suspensão com o uso de absorvedor dinâmico.

A implementação de uma suspensão deste tipo exige um sistema com mais um grau de liberdade, obtido pelo uso de um “absorvedor dinâmico” (THOMPSON; DAVIS, 1989; HROVAT, 1990), conforme mostra a figura 2.17.

O absorvedor dinâmico pode ser passivo ($F_{a2} = 0$) ou ativo, sendo que neste último caso a suspensão pode ter uma redução de 10 vezes na aceleração vertical do corpo do veículo (\dot{v}_1), sob as mesmas deflexões da suspensão secundária (z_s) e primária (z_m), segundo HROVAT (1990). Isto é possível porque o absorvedor dinâmico exerce um controle sobre as oscilações da massa não suspensa (m_1), que de outro modo teria que ser feito pela suspensão secundária, que tem a função de manter o conforto. Entretanto este desempenho é obtido à custa de uma suspensão muito mais complexa.

O artigo de GUENTER; LEONDES (1977a,b) trata da síntese da suspensão ativa de veículos de alta velocidade, com uma estrutura de controle que permite dividir o

problema em três partes independentes, sendo que em cada parte não há requisitos conflitantes. Na primeira parte os requisitos são o cancelamento de forças externas e a manutenção da massa nominal e parâmetros inerciais do corpo do veículo (massa suspensa), que é feito através de controle em malha aberta usando as medidas das forças externas e das acelerações do corpo do veículo. Na segunda parte o requisito é o controle do ângulo de rolagem (nas curvas) e guiamento do corpo do veículo (seguir a via “ideal”, e não o valor real instantâneo da posição da via), obtido pela realimentação de valores médios das variáveis de estado. O terceiro grupo de requisitos refere-se ao isolamento do corpo do veículo das irregularidades da via (controle da vibração), manutenção das forças de contato e guiamento do truque (massa não suspensa) e limitação das deflexões das suspensões primária e secundária, considerando as variáveis estocásticas correspondentes às variáveis de estado menos suas médias. O estudo, porém, não considera a flexibilidade da via e do veículo, despreza a dinâmica dos atuadores e sensores, omite certos modos de vibração, e admite que as forças externas (incluindo forças aerodinâmicas e o peso do veículo) são mensuráveis.

O artigo de REDFIELD; KARNOPP (1989) estuda o desempenho de uma suspensão com amortecimento ativo, onde o atuador, que está em paralelo com uma mola e um amortecedor passivo, pode gerar apenas forças proporcionais à velocidade v_1 da massa suspensa. O artigo analisa as alterações de desempenho com relação à variação dos parâmetros da mola, do amortecedor e do ganho do amortecimento ativo, concluindo que existe uma grande potencial para a melhoria do desempenho do sistema.

Três alternativas de leis de controle são analisadas por YUE; BUTSUEN; HEDRICK (1989): a força ativa de suspensão secundária resulta da realimentação de todos os estados; a suspensão ativa apresenta apenas a realimentação da velocidade da massa suspensa (amortecimento ativo); e a realimentação das variáveis de estado reconstruídas por um observador onde a variável medida é a deflexão da suspensão secundária (usando LQG). Das três alternativas, a última apresenta, no geral, o

melhor desempenho, se considerarmos que as duas primeiras apresentam dificuldades na medição das variáveis realimentadas.

Dois critérios são comparados por DE JAGER (1991): LQ, e H_∞ . No caso do LQ, um critério quadrático no domínio do tempo, o controle pode ser de três tipos, realimentação estática das saídas (LQOF), realimentação estática dos estados (LQR), e realimentação dinâmica das saídas, usando filtro de Kalman (LQG). No caso do H_∞ , o critério é um valor supremo no domínio da frequência. O modelo do veículo é de 1/4 de carro, com dois graus de liberdade. O estudo conclui que o método H_∞ apresenta os piores resultados, que podem ser melhorados apenas com compensadores de maior ordem. No caso das alternativas com base no LQ, o LQR apresenta os melhores resultados, mas exige que todas as variáveis de estados sejam medidas. Se os custos de instrumentação são importantes, o LQOF e o LQG têm uma vantagem, mas uma escolha definitiva entre estas três alternativas não é possível, uma vez que nenhum método de projeto supera os outros em todos os aspectos.

O aspecto de robustez não é analisado especificamente nos artigos anteriormente citados. Este estudo é feito por RAY (1992), para modelos de 1/4 de carro e abordagem de projeto de controle fundamentado em LQ e LQG/LTR. O método de avaliação de robustez é a Análise de Robustez Estocástica da Estabilidade. A relação entre os auto-valores de malha fechada, os parâmetros do sistema (que não têm seus valores perfeitamente conhecidos), e suas funções densidade de probabilidade é complicada de se obter, mas é possível estimar a probabilidade de instabilidade através do Método de Monte Carlo. O estudo conclui que, no caso do LQ, a robustez diminui à medida em que o conforto é privilegiado na definição dos pesos do índice de desempenho. O método LQG/LTR mostrou ser efetivo em prover o sistema de robustez, apresentando pouca degradação do desempenho.

KRTOLICA; HROVAT (1992) obtiveram uma solução analítica para o problema de controle ótimo da suspensão ativa de um modelo de metade do carro sem massas não suspensas. O estudo mostra que no desempenho ótimo, as associadas aceleração *rms* e deflexão da suspensão, e os auto-valores de malha fechada são independentes

da massa e momento de inércia do veículo. O coeficiente de amortecimento têm o valor de $\sqrt{2}/2$, o que estende para o modelo de metade do carro os resultados "clássicos" existentes para o modelo de 1/4 de carro com um grau de liberdade. Além disso obteve-se as condições necessárias e suficientes para desacoplar o problema de controle em dois problemas relativos às suspensões frontal e traseira.

Artigos sobre o controle da suspensão ativa considerando a flexibilidade da estrutura do corpo do veículo são raros. HÁĆ (1986) estudou o controle ótimo estocástico de veículos incluindo os modos elásticos de vibração, usando um modelo de metade de carro. As influências do posicionamento e precisão dos sensores no desempenho do sistema foram determinadas, entretanto não houve uma avaliação da robustez da estabilidade do sistema de controle.

Artigos sobre o controle da suspensão ativa considerando o modelo em três dimensões do veículo também são poucos. Além do artigo já citado de GUENTER; LEONDES (1977a,b), ABDEL HADY; CROLLA (1992) estudaram o problema de controle da suspensão usando o modelo de um veículo com quatro rodas, com ênfase na consideração das irregularidades do solo, com particular atenção na correlação cruzada entre os lados esquerdo e direito da via, e a correlação entre as perturbações na dianteira do veículo e a traseira, uma vez que uma é a versão atrasada da outra.

2.4.2.3 Comentários

Suspensões ativas podem melhorar significativamente o desempenho de um sistema de transporte terrestre, mas o seu uso deve restringir-se apenas aos casos onde uma suspensão passiva não é suficiente para atingir o desempenho desejado. Além disso é preciso examinar outras alternativas, como, por exemplo, suspensões semi-ativas, onde a potência exigida é menor. Mesmo nos casos onde suspensões ativas se fazem necessárias, talvez seja conveniente adotar suspensões passivas em paralelo com as ativas, de modo a garantir a segurança do sistema em caso de falhas. Em um caso real diversos outros aspectos devem ser considerados. Um destes aspectos é o atuador, que devido a limitações de peso e potência, não pode ter uma largura de

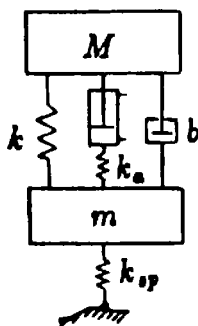


Fig. 2.18: Atuador em série com uma mola.

banda elevada. E, aparentemente, mesmo uma largura de banda elevada se mostra ineficiente para isolar vibrações de alta frequência. Uma possível solução é adotar um atuador com pequena largura de banda, que melhore o desempenho em baixas frequências, colocando o atuador em série com um sistema passivo que o isole de perturbações de alta frequência, como mostra a figura 2.18 (KARNOPP; HEESS, 1991).

Outro aspecto importante são os elementos de medida. Certas variáveis que o sistema de controle usa na realimentação podem ser difíceis de medir, exigir sensores de custo elevado ou, devido a necessidade de tratamento dos sinais, contribuir com um atraso que degrada o desempenho de sistema. Entre os exemplos típicos temos os acelerômetros, a medida da deformação do pneu, sensores que devem medir o perfil das irregularidades da via (usados em sistemas de controle preditivo) e sensores para medir forças externas, como as forças aerodinâmicas.

O artigo de GOODALL; KORTÜM (1983) apresenta uma revisão do estado-da-arte em suspensões ativas, que, apesar de relativamente antiga, fornece um panorama ilustrativo sobre o assunto, incluindo sistemas de levitação magnética. O artigo relata a falta de estudos sobre a robustez da estabilidade e do desempenho de suspensões ativas, sobre sistemas que suportam falhas de atuadores e sensores, sobre suspensões secundárias ativas em veículos levitados magneticamente, e sobre sistemas de direção ativos (controle de atitude da roda), que certamente afetam e são afetados pela suspensão. Outro aspecto importante é que qualquer aplicação prática

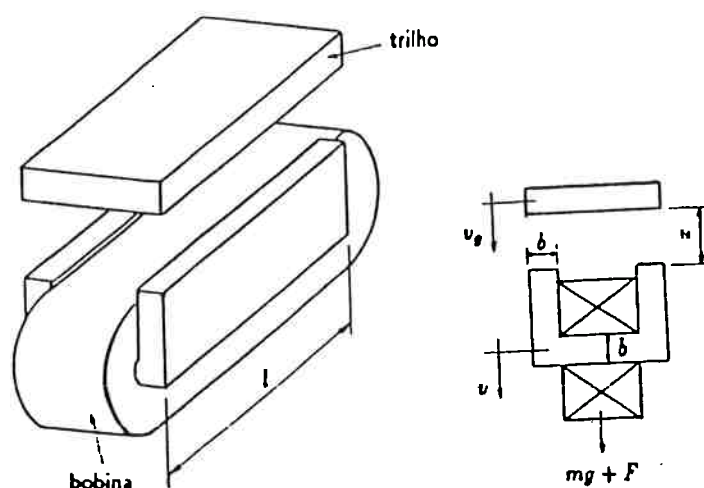


Fig. 2.19: Esquema de um sistema de suspensão eletromagnética.

depende do desenvolvimento de equipamentos (atuadores, sensores, etc.) para a implementação efetiva de tais sistemas, o que, dadas as elevadas forças de suspensão envolvidas, e as restrições de espaço, peso e custo, exige um considerável esforço de engenharia.

2.5 Controle da Suspensão Eletromagnética

2.5.1 Controle dos Eletroímãs

O sistema relativamente simples da figura 2.19 e o equacionamento a seguir apresentam o conceito da levitação magnética através de eletroímãs controlados, bem como parâmetros e variáveis usados na discussão sobre os algoritmos de controle encontrados na literatura. Uma modelagem mais particular é apresentada no anexo F.8.

Na figura 2.19 x é o entreferro, b e l são as dimensões da face do pólo do eletroímã, v_G é a velocidade vertical do trilho, v é a velocidade vertical do eletroímã e F é a força externa de perturbação. A bobina é composta por N espiras, tem resistência elétrica R , e é percorrida por uma corrente elétrica I . De modo simplificado, o fluxo magnético ϕ pode ser expresso por:

$$\phi = \frac{V_m}{R_g} = NI \frac{\mu_0 A}{2x} \quad (2.19)$$

onde V_m é a força magnetomotriz, R_g é a relutância devido ao entreferro (estamos desprezando as relutâncias do núcleo do eletroímã e do trilho), μ_0 é a permeabilidade magnética no vácuo e A é a área da face do pólo. De acordo com FABIEN (1993):

$$L = \frac{N\phi}{I} \quad (2.20)$$

$$F_m = -\frac{1}{2} I^2 \frac{\partial L}{\partial x} \quad (2.21)$$

onde L é a indutância do circuito elétrico e F_m é a força magnética de atração entre o eletroímã e o trilho.

Substituindo (2.19) em (2.20) obtemos:

$$L = \frac{N^2 \mu_0 b l}{2} \frac{1}{x} \quad (2.22)$$

a derivada parcial em relação a x é:

$$\frac{\partial L}{\partial x} = -\frac{N^2 \mu_0 b l}{2} \frac{1}{x^2} \quad (2.23)$$

Substituindo (2.23) em (2.21):

$$F_m = \frac{\mu_0 A N^2}{4} \left(\frac{I}{x}\right)^2 = C \left(\frac{I}{x}\right)^2 \quad (2.24)$$

onde $C = \mu_0 A N^2 / 4$

assim (2.22) pode ser escrita como:

$$L = \frac{2C}{x} \quad (2.25)$$

A equação da dinâmico do circuito elétrico é:

$$\frac{d(LI)}{dt} = V - RI \quad (2.26)$$

e a equação do movimento da massa levitada é expressa por:

$$m\dot{v} = mg - F_m + F \quad (2.27)$$

onde m é a massa levitada, e g é a aceleração da gravidade. A variação do entreferro é dada por:

$$\dot{x} = v - v_G \quad (2.28)$$

A partir destas expressões obtém-se modelos linearizados em torno da posição de equilíbrio $F_m = mg$, para um entreferro pré-selecionado no projeto do sistema de levitação.

Substituindo (2.24) em (2.27) e linearizando temos:

$$m\dot{v} = k_x x - k_I I + F \quad (2.29)$$

com

$$k_x = \frac{2CI_e^2}{x_e^3} \quad (2.30)$$

$$k_I = \frac{2CI_e}{x_e^2} \quad (2.31)$$

onde I_e e x_e são, respectivamente a corrente e o entreferro no equilíbrio.

Para a expressão (2.26), se L for considerado constante igual a L_e (valor no equilíbrio), obtemos:

$$\dot{I} = -\frac{R}{L_e} I + \frac{1}{L_e} V \quad (2.32)$$

caso a expressão (2.25) seja substituída em (2.26), obtemos:

$$\dot{I} = -\frac{R}{L_e}I + \frac{1}{L_e}V + \frac{k_x}{k_I}(v - v_G) \quad (2.33)$$

Na comunidade de controle ligada a mancais magnéticos a variável de controle normalmente escolhida é a corrente elétrica, desprezando-se a dinâmica do circuito elétrico (BLEULER, 1992):

$$\dot{x} = v - v_G \quad (2.34)$$

$$m\dot{v} = k_x x - k_I u + F \quad (2.35)$$

onde u é a variável de controle, no caso a corrente elétrica. Este modelo é bastante simples, de segunda ordem. Usando este modelo, HUMPHRIS et al. (1986) comparou dois algoritmos de controle, com compensador em avanço em série com um controlador onde é calculada a derivada do sinal relativo ao entreferro, permitindo controlar a rigidez e o amortecimento da suspensão magnética, através, respectivamente, da realimentação do entreferro com ganho K_g , e da realimentação da taxa de variação do entreferro com ganho K_r . O artigo conclui que o sistema de controle com maior largura de banda permite uma faixa maior de seleção dos ganhos K_g e K_r , e, por consequência, obter uma suspensão mais rígida. A rigidez é importante pois está ligada à variação do entreferro devido a forças externas, sendo importante que não haja contato físico. Em aplicações veiculares, rigidez maior significa que se pode usar menores entreferros nominais, o que reduz o consumo de energia. A preocupação com o uso eficiente dos amplificadores de potência leva à consideração da dinâmica do circuito elétrico, seja através da equação (2.32) ou da equação (2.33), resultando em um sistema de terceira ordem, onde a variável de controle é a tensão elétrica. No caso de se usar (2.32), a suspensão magnética é modelada pelo seguinte sistema de equações:

$$\dot{x} = v - v_G \quad (2.36)$$

$$m\dot{v} = k_x x - k_I u + F \quad (2.37)$$

$$\dot{I} = -\frac{R}{L_e} I + \frac{1}{L_e} V \quad (2.38)$$

Partindo deste modelo, JAYAWANT; SINHA; AYLWIN (1976) usaram a realimentação do entreferro e da velocidade e aceleração da massa suspensa, e acrescentaram a realimentação do fluxo magnético, que aumenta as margens de ganho e fase do sistema (SINHA, 1978). O método de seleção dos ganhos considera especificações de conforto, rigidez e amortecimento da suspensão, frequência natural da via flexível e sua rugosidade, usando o método dos lugares das raízes. SINHA (1978), em artigo posterior, discutiu métodos de aumentar a rigidez da suspensão, o aumento do ganho de realimentação proporcional ao entreferro, ou a incorporação de uma ação de controle integral. No primeiro método existem limites devido a ruídos e saturação, e no segundo método, embora a rigidez estática seja infinita, a rigidez dinâmica pode diminuir pela redução do amortecimento, piorando a resposta transitória. Em um artigo de 1984, SINHA comenta que um ganho maior de realimentação do entreferro (maior rigidez) pode ser usado se houver a realimentação da aceleração.

Um terceiro modelo muito utilizado resulta da consideração da expressão (2.33):

$$\dot{x} = v - v_G \quad (2.39)$$

$$m\dot{v} = k_x x - k_I u + F \quad (2.40)$$

$$\dot{I} = -\frac{R}{L_e} I + \frac{1}{L_e} V + \frac{k_x}{k_I} (v - v_G) \quad (2.41)$$

Este é o modelo mais usado no projeto de sistemas de controle para suspensões magnéticas para veículos, e o método de projeto mais utilizado é o controle ótimo com a realimentação de estados, ou com a realimentação dinâmica da saída acrescentando um observador de estados.

FABIEN (1993) discutiu a seleção dos ganhos de realimentação, usando (separadamente) dois índices de desempenho, um para a obtenção de isolamento ótima de vibrações, e outro para minimizar a potência dissipada pelo sistema de controle frente

às vibrações externas. O primeiro índice de desempenho atinge o valor mínimo com ganhos que levam o sistema no limite da estabilidade, e o segundo, com ganhos infinitos. Desta forma FABIEN (1993) sugere procedimentos de projeto para a obtenção de desempenhos sub-ótimos, sem a realimentação da corrente elétrica. É demonstrado que boa atenuação de perturbações implica em maior dissipação de energia, e vice-versa. O estudo define também uma razão entre parâmetros (k_1/k_2 , ver expressão 2.42) que se mostra importante na determinação do sistema de controle. Esta razão, quando diminuída, implica na possibilidade de se melhorar a atenuação das vibrações, e diminuir a dissipação de energia.

$$\frac{k_1}{k_2} = \frac{k_x x_e}{k_I I_e} \quad (2.42)$$

Observando a equação (2.42), e recordando as expressões (2.30) e (2.31), verifica-se que k_1/k_2 é igual a 1. Na verdade, as expressões (2.30) e (2.31) são válidas quando as relutâncias do trilho e do núcleo do eletroímã são desprezíveis, o que normalmente ocorre. Uma diminuição de k_1/k_2 implica em aumentar estas relutâncias, sendo que o efeito deste aumento é a diminuição da força magnética de atração, o que aumenta a potência gasta na levitação do objeto, sendo que FABIEN não considerou esta potência em seu estudo.

HOSHINO et al. (1979) propôs um sistema de controle que, a partir da medida do entreferro, é feita uma estimativa dos estados e da variação da massa suspensa, para levar o erro em regime no entreferro a zero para variações de massa (na forma de degrau).

Nos artigos de GOTTZEIN; LANGE (1975); GOTTZEIN et al. (1977); e GOTTZEIN; MEISINGER; MILLER (1980), são estudados diversas alternativas para controlar o sistema descrito pelo sistema de equações (2.41), todas através da realimentação de estados estimados por um observador. Foram considerados diferentes conjuntos de variáveis de estado, e diferentes conjuntos de variáveis medidas. O desempenho das alternativas é semelhante, e uma melhora significativa é obtida com a utilização de observadores estendidos que estimam também as perturbações exter-

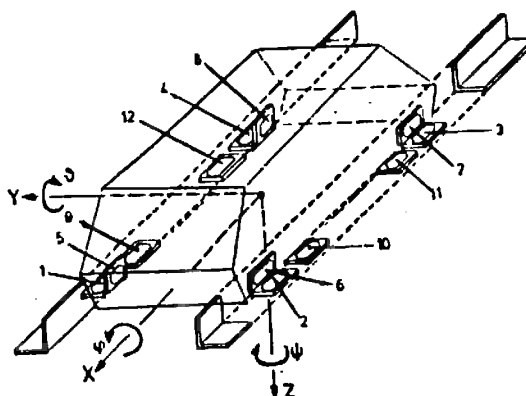


Fig. 2.20: Esquema de um veículo com múltiplos magnetos, onde se pode ver a disposição dos eletroímãs de sustentação (1,2,3,4,9,10,11,12) e guiamento (5,6,7,8) - (GOTTZEIN; LANGE, 1975).

nas, que o controlador realimenta para cancelar seus efeitos na suspensão. O principal conceito apresentado nestes artigos é o de “roda magnética”, onde o eletroímã, ao invés de estar rigidamente fixo no veículo, liga-se a ele através de uma suspensão mecânica primária. Desta forma não é necessário uma suspensão magnética com alta rigidez, uma vez que apenas a massa do eletroímã precisa seguir a via com precisão, diminuindo as cargas dinâmicas. É citado também que a largura de banda ótima do sistema de controle, com relação ao consumo de energia, depende apenas das características dos eletroímãs, sendo, portanto, um parâmetro de projeto.

2.5.2 Controle da Suspensão de Veículos Levitados Magneticamente

Quando se considera o controle da suspensão de veículos ou de um truque ferroviário (como no artigo de YAMAMURA; OHNISHI; MASADA, 1979), se depara com um problema de controle multivariável. O movimento do veículo compreende seis modos: movimento vertical (*heave*), rolagem (*roll*), arfagem (*pitch*), torsão, movimento lateral (*sway*) e guinada (*yaw*). Os quatro primeiros modos podem ser controlados pelos eletroímãs de sustentação, e os dois últimos pelos eletroímãs de guiamento (ver figura 2.20). Em geral, como os movimentos são de pequena amplitude, o sistema de controle dos eletroímãs de sustentação pode ser tratado separadamente dos sistema de controle dos eletroímãs de guiamento, cujo projeto segue o mesmo esquema.

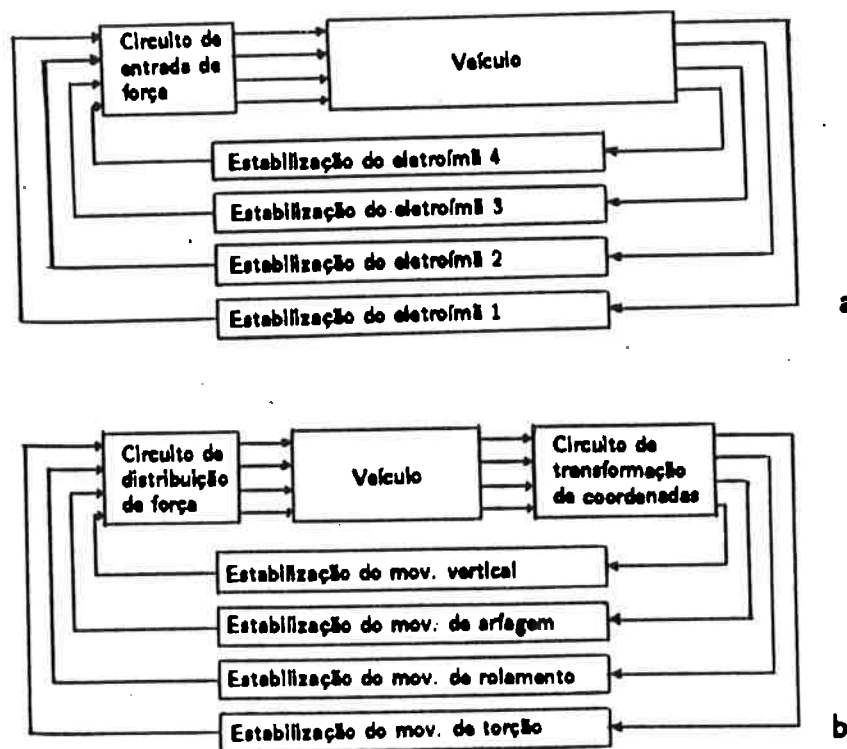


Fig. 2.21: Esquemas de controle: a) controle local; b) controle integrado (SINHA, 1978).

Existem duas alternativas básicas: controle local e controle integrado (SINHA, 1978). Estas alternativas também recebem a denominação de controle independente e controle coletivo (YAMAMURA; ONISHI; NAGAO, 1981). A primeira alternativa consiste em controlar cada eletroímã individualmente, e a segunda consiste em controlar cada grau de liberdade (veja a figura 2.21).

No controle local o projeto dos compensadores é mais simples (veja a seção anterior), desde que se despreze os acoplamentos que existem entre os eletroímãs. Por outro lado, no controle integrado, o acoplamento entre os graus de liberdade é pequeno, e o problema de controle de cada grau é semelhante ao problema de controle de um eletroímã, porém a implementação é mais complexa. É possível diminuir mecânicamente o acoplamento entre os eletroímãs através do uso de uma suspensão primária, e usar o controle local, obtendo-se a já citada roda magnética.

Os artigos de FRUECHTE; NELSON; RADOMSKI (1980) e LIMBERT; RICHARDSON; WORMLEY, (1979) abordam uma disposição de eletroímãs que permite levitação e guiamento simultâneos (ver figura 2.22). Novamente os projetos dos sistemas

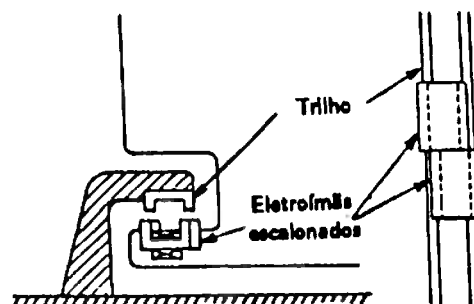


Fig. 2.22: Esquema de um sistema de suspensão magnética com levitação e guiamento simultâneos através de eletroímãs escalonados (GARG; BARROWS, 1981).

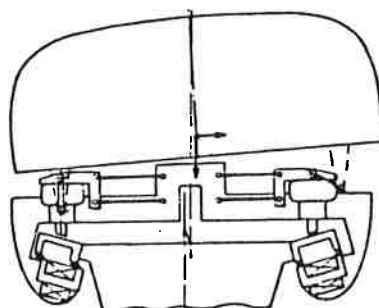


Fig. 2.23: Esquema de um sistema de suspensão magnética com levitação e guiamento simultâneos através de eletroímãs inclinados (GOODALL; KORTÜM, 1983).

de controle da sustentação e guiamento podem ser feitos separadamente. Os artigos, porém, não tratam do problema multivariável.

KORTÜM; UTZT (1984) estudaram o controle de um sistema combinado de levitação e guiamento, mostrado na figura 2.23 mas o projeto do sistema de controle considera apenas o movimento vertical de um eletroímã. As simulações, entretanto, foram feitas para modelos de 1/4 de carro, metade de carro, e tridimensional (todos os graus de liberdade). O sistema de controle local teve um desempenho razoável, considerando-se que o acoplamento entre os eletroímãs não foi considerado. No caso tridimensional o movimento de guinada era instável, mas o problema foi contornado pela realimentação da aceleração relativa a este grau de liberdade.

Os artigos de YOSHIDA; UMINO (1987) e WHITE (1986) tratam do problema de controle envolvendo o uso de motores lineares síncronos para a levitação e propulsão. O desacoplamento entre a levitação e a propulsão é obtida por YOSHIDA; UMINO

(1987) pelo controle adaptativo da corrente do estator, mas o artigo não apresenta o algoritmo de controle. WHITE (1986) realiza o desacoplamento através de um sistema de controle de estrutura variável (VSC - veja UTKIN, 1977).

GOTTZEIN; LANGE; OSSENBERG-FRANZES (1975) apresentam orientações para a seleção de parâmetros de projeto, sem detalhamento, projetam o sistema de controle da suspensão considerando uma suspensão secundária ativa (atuador hidráulico em paralelo com uma suspensão passiva), usando controle ótimo digital. WHIDBORNE (1993) projeta o sistema de controle da suspensão magnética considerando uma suspensão secundária passiva através do método de Zakian, já que se trata de um sistema crítico (entradas e saídas devem permanecer dentro de limites pré-estabelecidos). Em ambos os artigos o modelo utilizado é de 1/4 de carro, via rígida. A flexibilidade da via é tratada em OHNISHI; YAMAMURA; HAYASHI (1978) e NAKAGAWA; YAMAMURA (1985), mas o projeto do sistema de controle considera um modelo de 1/4 de carro, parado sobre a via, que é modelada simplesmente como um sistema de segunda ordem. A simulação feita por NAKAGAWA; YAMAMURA (1985), entretanto, utilizou-se de um modelo da via obtido por análise modal, com o veículo percorrendo-a em diferentes velocidades.

MEISINGER (1975) tratou do problema de controle da suspensão magnética considerando a flexibilidade da via e do veículo através de análise modal e controle ótimo. Os ganhos ótimos são variáveis no tempo, periódicos, sendo que a posição do veículo ao longo da via precisa ser conhecido. Os eletroímãs são rigidamente fixos no veículo, e apenas resultados em regime são apresentados (não há análise de transientes). O artigo conclui que existe a necessidade de uma suspensão secundária, e que a interação dinâmica entre o veículo e a via não pode ser desprezado.

Voltando ao problema de controle multivariável de mancais eletromagnéticos, que de certa forma está relacionado com a suspensão magnética de veículos, YOUCEF-TOUMI; REDDY (1992) utilizam uma estrutura de controle relativamente recente para controlar um eixo rotativo livre no espaço, flexível, através de mancais magnéticos. A estrutura é denominada *Time Delay Controller*, que pode estimar os

efeitos de dinâmicas não modeladas e perturbação externas não previstas. Desta forma o projeto do compensador não exige um modelo rigoroso da dinâmica do sistema controlado (YOUCEF-TOUMI; BOBBETT, 1991). MOHAMED; EMAD (1992) estudaram o problema de controle de um eixo rotativo rígido levitado por eletroímãs cônicos, que permitem o controle na direção radial e axial, idéia semelhante à proposta por KORTÜM; UTZT (1984) para veículos. Porém, neste caso, o sistema de controle é multivariável, e o método empregado é a parametrização Q , sendo que esta estrutura parametriza todos os compensadores que estabilizam a planta em termos de dois parâmetros livres.

2.6 Comentários

Nesta revisão pode-se perceber que alguns pontos têm sido pouco desenvolvidos:

- Há poucos trabalhos sobre suspensão secundária ativa para veículos levitados magneticamente.
- A flexibilidade estrutural do veículo quase sempre é ignorada.
- Existem poucos estudos sobre a robustez da estabilidade envolvendo o controle da suspensão magnética.
- Pouco tem sido estudado sobre o problema da redução do desempenho que ocorre com a introdução de observadores de estado.

Além disso, diversos fenômenos são ignorados no projeto do sistema de controle, como a saturação, histerese, correntes parasitas, etc. Talvez para simplificar a implementação concreta dos controladores, sistemas de controle não lineares como controle adaptativo (ÅSTRÖM, 1987) e controle com estrutura variável (UTKIN, 1977) não são muito utilizados.

3. ESTUDO DO PROBLEMA DE CONTROLE - MODELO DE 1/4 DE CARRO

3.1 Introdução

Este trabalho utiliza dois modelos básicos: 1/4 de carro e 1/2 de carro. O primeiro modelo é usado para estudar a interação dinâmica entre a via flexível e o veículo, considerando principalmente os sistemas de controle, tanto da suspensão secundária ativa como do sistema de levitação magnética. O segundo modelo é usado para estudar o efeito da flexibilidade da estrutura do veículo sobre o sistema de controle da suspensão ativa. Ao modelo de 1/4 de carro são progressivamente acrescentados novos elementos, iniciando por um sistema sem suspensão ativa, incorporando forças ativas de suspensão, e adicionando o sistema de levitação magnética:

- Modelo de 1/4 de carro sem suspensão ativa.
- Modelo de 1/4 de carro com suspensão ativa.
- Modelo de 1/4 de carro com sistema de levitação magnética.
- Modelo de 1/4 de carro com suspensão secundária ativa e sistema de levitação magnética.

Para o modelo de metade do carro estudaremos apenas a flexibilidade de sua estrutura, considerando via rígida, porém com irregularidades, e sem sistema de levitação magnética.

Para desenvolver os sistemas de controle, usaremos modelos simplificados, e, no caso do modelo de 1/4 de carro, usaremos simulações numéricas para a análise. Nestas simulações o movimento longitudinal do veículo não é conhecido "a priori", como nos trabalhos revistos, e, desta forma, o efeito de rampas pode ser estudado.

Nos anexos apresentamos o desenvolvimento de um modelo complexo, de metade do veículo, a partir do qual são extraídos os modelos simplificados usados neste trabalho.

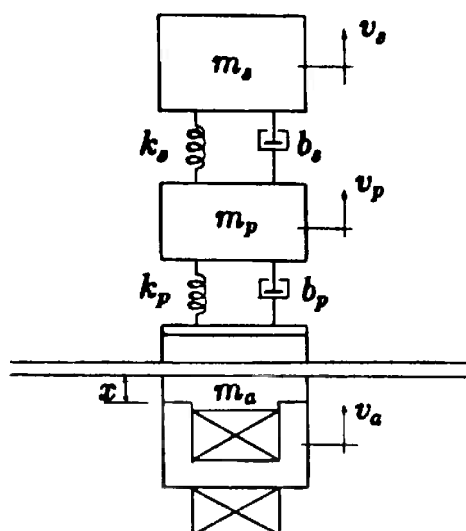


Fig. 3.1: Esquema do modelo de 1/4 de carro.

3.2 Modelo de 1/4 de Carro

O esquema do modelo de 1/4 de carro está na figura 3.1. A massa suspensa é m_s , a massa do truque é m_p , a massa do eletroímã é m_a , k_s e b_s são a rigidez e a constante de amortecimento da suspensão secundária, k_p e b_p são a rigidez e a constante de amortecimento da suspensão primária, a velocidade longitudinal do veículo é v_F , as velocidades verticais da massa suspensa e do truque são v_s e v_p respectivamente, v_a é a velocidade vertical do eletroímã, e x é o entreferro. O veículo percorre uma via elevada composta por vãos simples.

A dinâmica da via é descrito pelos cinco primeiros modos de vibração elástica de vigas simplesmente apoiadas (vãos simples), e nas simulações o veículo percorre até seis vãos. O aative, nas simulações onde é considerado, é descrito por um arco de circunferência. A figura 3.2 mostra o grafo de ligação que representa o sistema. Este grafo mostra ainda o modelo simplificado do motor elétrico linear síncrono que não é apresentado na figura 3.1, e que é caracterizado pelas variáveis com subscrito MS .

As equações a seguir modelam este sistema:

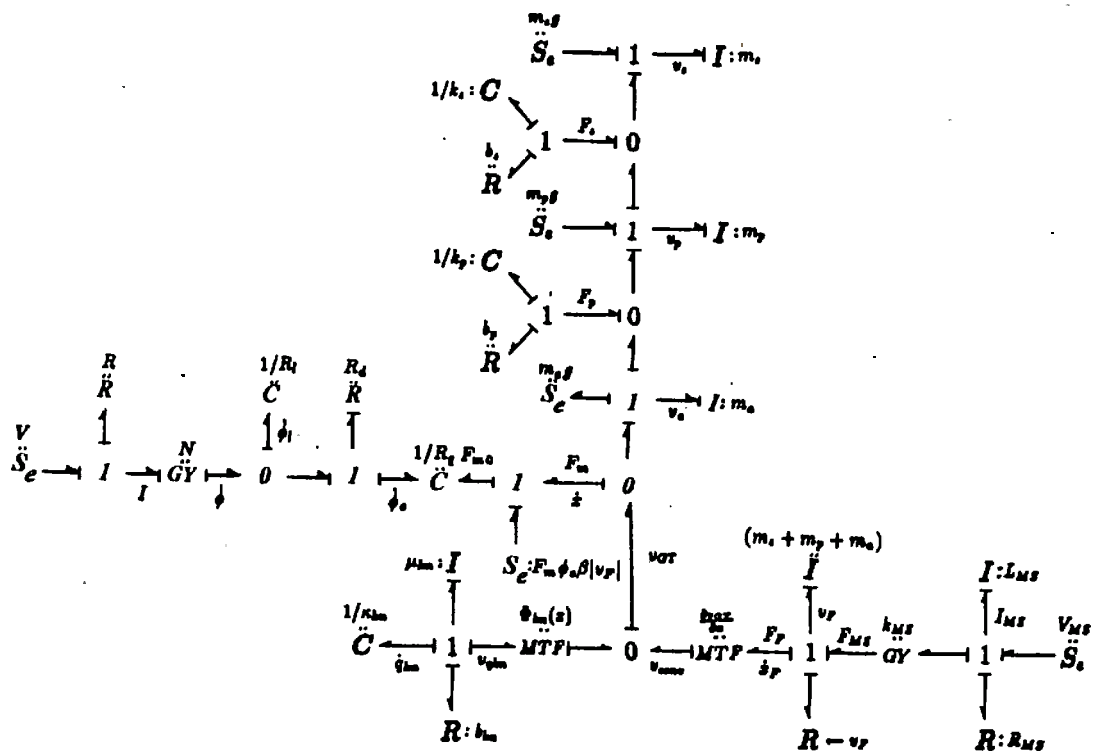


Fig. 3.2: Grafo de ligação do modelo de 1/4 de carro.

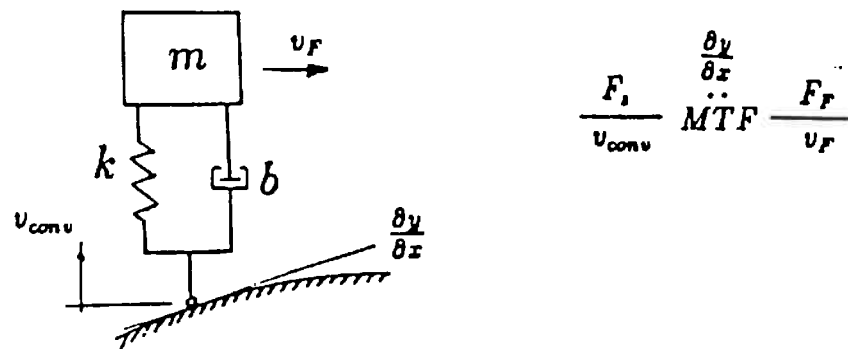


Fig. 3.3: Velocidade vertical convectiva: (a) esquema, (b) grafo de ligação.

$$\dot{v}_s = -g + \frac{F_s}{m_s} \quad (3.1)$$

$$\dot{y}_s = v_s - v_p \quad (3.2)$$

$$\dot{v}_p = -g + \frac{F_p - F_s}{m_p} \quad (3.3)$$

$$\dot{y}_p = v_p - v_{GT} \quad (3.4)$$

$$F_s = -k_s \cdot y_s - b_s \cdot (v_s - v_p) + F_{atu} \quad (3.5)$$

$$F_p = -k_p \cdot y_p - b_p \cdot (v_p - v_{GT}) \quad (3.6)$$

Nestas equações y_s é a deflexão da suspensão secundária, y_p é a deflexão da suspensão primária, F_s é a força da suspensão secundária, F_p é a força da suspensão primária, F_{atu} é a força ativa da suspensão secundária e v_{GT} é a velocidade vertical da via no ponto onde se encontra o veículo. Esta velocidade não é composta apenas da velocidade devido aos modos de vibração, deve-se acrescentar uma componente convectiva que é o resultado do produto da velocidade longitudinal do veículo e da inclinação instantânea da via. A figura 3.3 ilustra esta componente. Como o grafo de ligação mostra, um outro efeito aparece, uma força longitudinal atuando no veículo, que é o produto da força vertical de suspensão e a inclinação da via (ver anexo, seção F.5).

Para a parte magnética:

$$\dot{x} = -v_a + v_{GT} \quad (3.7)$$

$$\dot{v}_a = -g + \frac{F_m - F_p}{m_a} \quad (3.8)$$

$$\dot{\phi}_c = -\frac{R_q}{R_d} \cdot \phi_c + \frac{N}{R_d} \cdot I \quad (3.9)$$

$$\dot{I} = \frac{R_l R_q}{R_d N} \cdot \phi_c - \left(\frac{R_l R}{N^2} + \frac{R_l}{R_d} \right) \cdot I + \frac{R_l}{N^2} \cdot V \quad (3.10)$$

$$F_m = F_{m0} \cdot (1 - \beta_F |v_F|) \quad (3.11)$$

$$F_{m0} = \frac{\phi_c^2}{6\mu_0 A_c f_0 (1 + f_1 x)^2} \quad (3.12)$$

$$R_q = \frac{\gamma_1 + x}{\gamma_0} \quad (3.13)$$

$$\gamma_1 = k_{mag} f_0 (1 + f_1 x) \quad (3.14)$$

$$\gamma_0 = (6/2)\mu_0 A_c f_0 (1 + f_1 x) \quad (3.15)$$

O fluxo magnético perdido é ϕ_l , o fluxo magnético total é ϕ e ϕ_c é o fluxo magnético através do eletroímã. A relutância usada para modelar o caminho do fluxo perdido é R_l , e é determinada em função da relutância do entreferro no ponto de operação nominal (subscrito e):

$$R_l = \frac{1 - f_2}{f_2} \cdot R_{qe} \quad (3.16)$$

onde f_2 relaciona, considerando os valores no ponto de operação nominal, o fluxo total e o fluxo perdido:

$$\phi_{le} = f_2 \cdot \phi_e \quad (3.17)$$

Nestas equações F_m é a força magnética de atração entre o eletroímã e a via, que é o estator do motor elétrico linear síncrono, R_q é a relutância do entreferro, R_d é o parâmetro correspondente à perda causada pelas correntes parasitas, N é o número de espiras da bobina do eletroímã, I é a corrente elétrica que percorre a bobina, V é a tensão aplicada, F_{m0} é a força magnética nominal, β_F é o parâmetro usado

para modelar a diminuição da força de atração devido ao comprimento limitado do eletroímã (“end effect”), a permeabilidade magnética no vácuo é μ_0 , A_c é a área transversal de um pólo do eletroímã (em relação ao fluxo magnético), f_0 e f_1 são parâmetros que dependem da geometria do eletroímã, e k_{mag} depende da geometria e das propriedades magnéticas dos materiais do eletroímã e do estator.

A dinâmica longitudinal do veículo é modelada por:

$$\dot{x}_F = v_F \quad (3.18)$$

$$\dot{v}_F = \frac{-F_F - k_F \cdot v_F - k_{ar} \cdot v_F |v_F| + F_{MS}}{m_s + m_p + m_a} \quad (3.19)$$

Nestas equações x_F é a posição do veículo ao longo da via, F_F é a força devido à inclinação da via; O termo $k_F \cdot v_F$ modela a perda de força de propulsão devido ao comprimento limitado do eletroímã, $k_{ar} \cdot v_F |v_F|$ é o termo correspondente ao arrasto aerodinâmico, e a força de propulsão gerada pelo motor linear é F_{MS} . No modelo do motor elétrico linear abaixo, I_{MS} e V_{MS} são a corrente e a tensão elétricas no estator, R_{MS} e L_{MS} são a resistência e a indutância do enrolamento do estator e k_{MS} é a constante do motor:

$$\dot{I}_{MS} = \frac{V_{MS} - R_{MS} \cdot I_{MS} - k_{MS} \cdot v_F}{L_{MS}} \quad (3.20)$$

$$F_{MS} = k_{MS} \cdot I_{MS} \quad (3.21)$$

O deslocamento vertical da via devido aos modos de vibração é descrito por:

$$y_{kGT} = \sum_{n=1}^5 \Phi_{kn}(x_k) \cdot q_{kn} \quad (3.22)$$

onde:

$$\dot{q}_{kn} = v_{qkn} \quad (3.23)$$

$$\dot{v}_{qkn} = \frac{-\kappa_{kn} \cdot q_{kn} - b_{kn} \cdot v_{qkn} - \Phi_{kn}(x_k) \cdot C_{Tk} \cdot F_m}{\mu_{kn}} \quad (3.24)$$

Nas equações anteriores μ_{kn} , κ_{kn} , b_{kn} e Φ_{kn} são a massa, rigidez, amortecimento e função de forma modais do enésimo modo da viga que compõe o k-ésimo vão da via, e x_k é a posição do veículo em relação ao início do vão k .

Complementando as equações anteriores temos:

$$v_{kGT} = \left(\sum_{n=1}^5 \Phi_{kn}(x_k) \cdot v_{qkn} + \frac{\partial y_{kGT}}{\partial x_s} \cdot v_F \right) \cdot C_{Tk} \quad (3.25)$$

$$F_{kF} = \frac{\partial y_{kGT}}{\partial x_s} \cdot F_m \cdot C_{Tk} \quad (3.26)$$

$$x_k = x_F - l_k \cdot (k - 1) \quad (3.27)$$

$$C_{Tk} = \begin{cases} 1 & \text{se } 0 < x_k < l_k \\ 0 & \text{se } x_k < 0 \quad \text{ou } x_k > l_k \end{cases} \quad (3.28)$$

$$v_{GT} = \sum_{k=1}^6 v_{kGT} \quad (3.29)$$

$$F_F = \sum_{k=1}^6 F_{kF} \quad (3.30)$$

onde F_{kF} é a força horizontal do vão k sobre o veículo, quando ele estiver sobre este vão, e C_{Tk} são variáveis que “verificam” a localização do veículo, assumindo o valor 1 se o veículo se encontra no vão k e o valor 0 se estiver em outro vão.

3.3 Controle da Suspensão Secundária Ativa

Para o projeto do sistema de controle utilizamos um modelo simplificado de quarta ordem, onde desprezamos a dinâmica da via, a dinâmica longitudinal, e a suspensão magnética:

$$\dot{y}_s = v_s - v_p \quad (3.31)$$

$$\dot{v}_s = -\frac{k_s}{m_s} \cdot y_s - \frac{b_s}{m_s} \cdot v_s + \frac{b_s}{m_s} \cdot v_p + \frac{1}{m_s} \cdot F_{atu} \quad (3.32)$$

$$\dot{y}_p = v_p - v_{GT} \quad (3.33)$$

$$\dot{v}_p = \frac{b_p}{m_p} \cdot y_s + \frac{b_s}{m_p} \cdot v_s - \frac{k_p}{m_p} \cdot y_p - \frac{b_s + b_p}{m_p} \cdot v_p - \frac{1}{m_p} \cdot F_{atu} + \frac{b_p}{m_p} \cdot v_{GT} \quad (3.34)$$

O método usado para o projeto do sistema de controle é o LQG-LTR (ver anexo E.1).

Tabela 3.1: Valores dos parâmetros da suspensão.

$m_s = 3.000 \text{ kg}$	$b_s = 18.850 \text{ Ns/m}$	$k_s = 118.435 \text{ N/m}$
$m_p = 850 \text{ kg}$	$b_p = 22.659 \text{ Ns/m}$	$k_p = 302.010 \text{ N/m}$

A tabela 3.1 mostra os valores numéricos utilizados.

O vetor de ganhos de realimentação foi determinado utilizando-se o índice de desempenho que considera a aceleração da massa suspensa, as deflexões das suspensões secundária e primária e a força ativa de controle:

$$J = E[\dot{v}_s^2 + \lambda_1 y_s^2 + \lambda_2 y_p^2 + \lambda_3 F_{ativ}^2] \quad (3.35)$$

Também estudamos a adição de um integrador na entrada da planta, e algumas alternativas de saídas para a realimentação.

Representando o sistema no espaço de estados temos:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{B}_d\mathbf{w} \quad (3.36)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} \quad (3.37)$$

O observador de estados é projetado usando os resultados do filtro de Kalman, e a recuperação da malha preconizada pelo método LQG-LTR é obtida fazendo o parâmetro fictício de ruído tender ao infinito. Este ruído é expresso por:

$$E(\mathbf{w}_f \mathbf{w}_f^T) = [\sigma_p \mathbf{B}_d \mathbf{w} \mathbf{B}_d^T + \sigma \mathbf{B} \mathbf{B}^T] \delta(t - \tau) \quad (3.38)$$

O parâmetro σ_p caracteriza o ruído original e σ caracteriza o parâmetro de projeto. As alternativas estudadas são:

- Sistema sem integrador:
 - (I) - LQR
 - (Ia) - LQG, com a deflexão da suspensão secundária como variável realimentada.

- (Ib) - LQG, com a deflexão da suspensão secundária e a velocidade absoluta da massa suspensa como variáveis realimentadas.
- Sistema com integrador na entrada:
 - (II) - LQR
 - (IIa) - LQG, com a deflexão da suspensão secundária e a força ativa da suspensão secundária como variáveis realimentadas.
 - (IIb) - LQG, com a deflexão da suspensão secundária como variável realimentada.

No caso dos sistemas com integrador na entrada o índice de desempenho é expresso por:

$$J = E[\dot{v}_s^2 + \lambda_1 \cdot y_s^2 + \lambda_2 \cdot y_p^2 + \lambda_3 \cdot F_{ativ}^2 + \lambda_4 \cdot v^2] \quad (3.39)$$

onde v é sinal de controle.

Os pesos usados são, para os compensadores sem integrador, $\lambda_1 = 10^2$, $\lambda_2 = 10^4$ e $\lambda_3 = 10^{-10}$, e para os compensadores com integrador, $\lambda_1 = 10^2$, $\lambda_2 = 10^4$, $\lambda_3 = 10^{-9}$ e $\lambda_4 = 10^{-12}$. O ruído nominal adotado tem como parâmetro $\sigma_p = A_v \cdot v_F$, com $A_v = 1,5 \times 10^{-6} \text{ m}$ e $v_F = 110 \text{ m/s}$. Com estes valores há a recuperação da malha como se pode verificar nas figuras 3.4 e 3.5, que mostram o módulo das funções de transferência da malha aberta na entrada da planta, sem observador (linha cheia) e com observador (linhas tracejada, pontilhada e traço - ponto, para valores crescentes de σ). A figura 3.4 refere-se aos sistemas Ia (esquerda) e Ib (direita), e a figura 3.5 aos sistemas IIa (esquerda) e IIb (direita). Para o sistema IIb não há a recuperação com o valor adotado de σ , de 10^{18} , mas pode-se notar a tendência da malha se aproximar da malha alvo.

Apesar de haver a recuperação da malha, o desempenho não é satisfatório, considerando a função densidade espectral de potência da aceleração vertical da massa

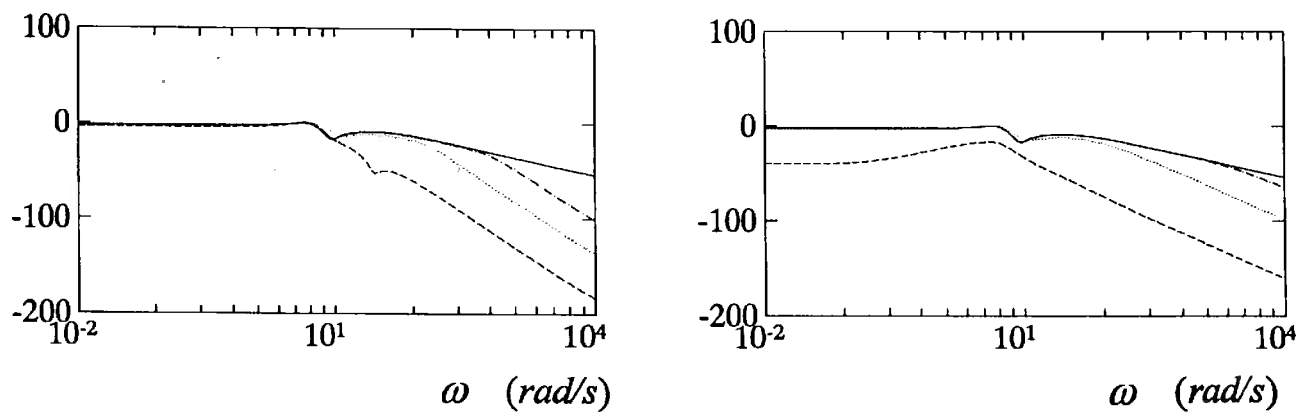


Fig. 3.4: Módulo da função de transferência da malha aberta (recuperação da malha) dos sistemas Ia (esquerda), Ib (direita), e malha alvo (linha contínua).

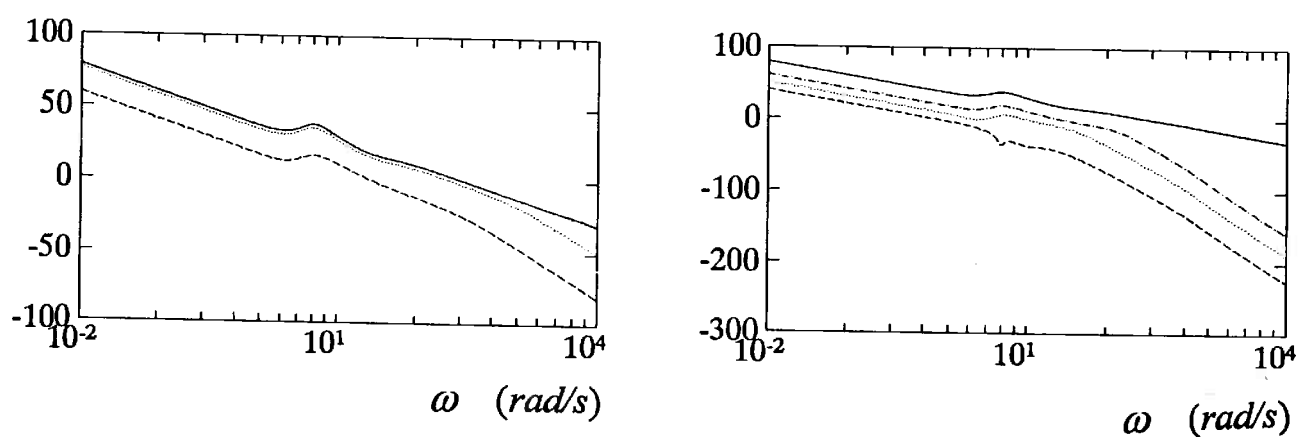


Fig. 3.5: Módulo da função de transferência da malha aberta (recuperação da malha) dos sistemas IIa (esquerda), IIb (direita) e malha alvo (linha contínua).

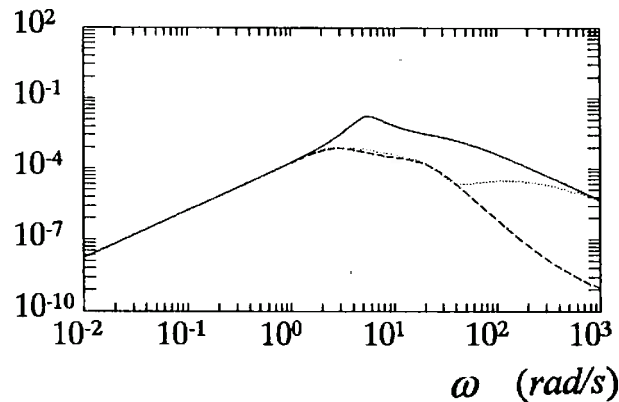


Fig. 3.6: Função densidade espectral de potência da aceleração vertical da massa suspensa (suspensão passiva - linha contínua, suspensão ativa sem integrador - linha tracejada, e com integrador - linha pontilhada).

suspensa como critério de avaliação. A figura 3.6 mostra estas funções para a suspensão passiva (linha contínua), para a suspensão ativa com compensador sem integrador (linha tracejada) e com integrador (linha pontilhada). Pode-se observar uma diminuição nas frequências altas, no caso do sistema sem integrador, e nas frequências intermediárias, no caso do sistema com integrador. Nesta figura não há observador de estado. A figura 3.7 mostra os resultados com a inclusão do observador de estados. À esquerda temos as curvas correspondentes aos sistemas sem integrador (Ia - linha tracejada, e Ib - linha pontilhada), comparadas à curva referente ao sistema passivo (linha contínua). À direita temos as curvas correspondentes aos sistemas com integrador (IIa - linha tracejada, coincidente com a linha contínua, e IIb - linha pontilhada).

Na figura 3.7 verifica-se que o sistema ativo (com observador de estados) não apresenta melhoria em relação ao sistema passivo. Entretanto, quando utilizamos um valor mais elevado do ruído original (σ_p), ocorre a recuperação da malha apenas para o sistema IIa, como se pode observar nas figuras 3.8 e 3.9.

O desempenho é melhor, como mostra a figura 3.10, onde temos a função densidade espectral de potência da aceleração vertical da massa suspensa para o sistema passivo (linha contínua), para o sistema ativo sem integrador (Ia e Ib, linhas tracejada e pontilhada, respectivamente) à esquerda, e para o sistema ativo com integrador (IIa e IIb, linhas tracejada e pontilhada) à direita. Neste caso os observadores ainda têm

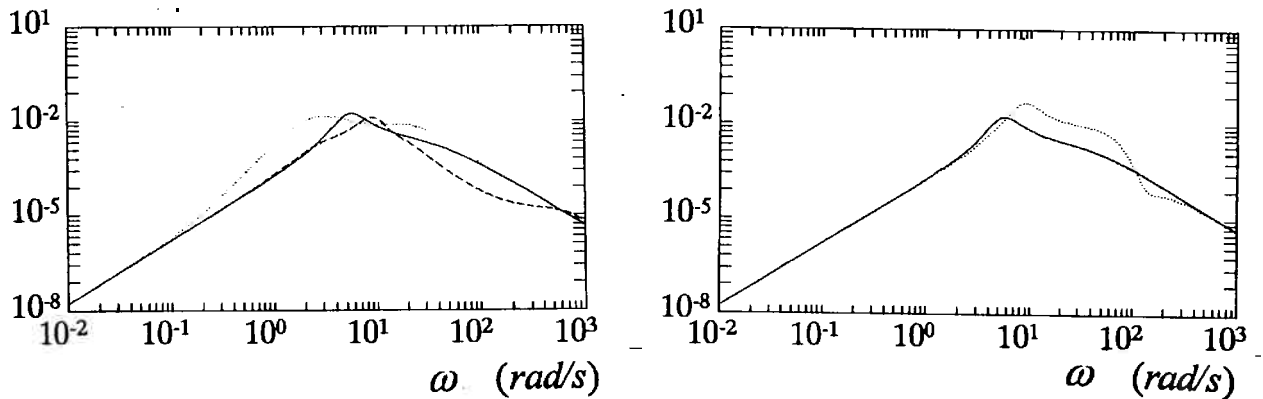


Fig. 3.7: Função densidade espectral de potência da aceleração vertical da massa suspensa da suspensão passiva (linha contínua) e da suspensão ativa com observador (sem integrador à esquerda, e com integrador à direita).

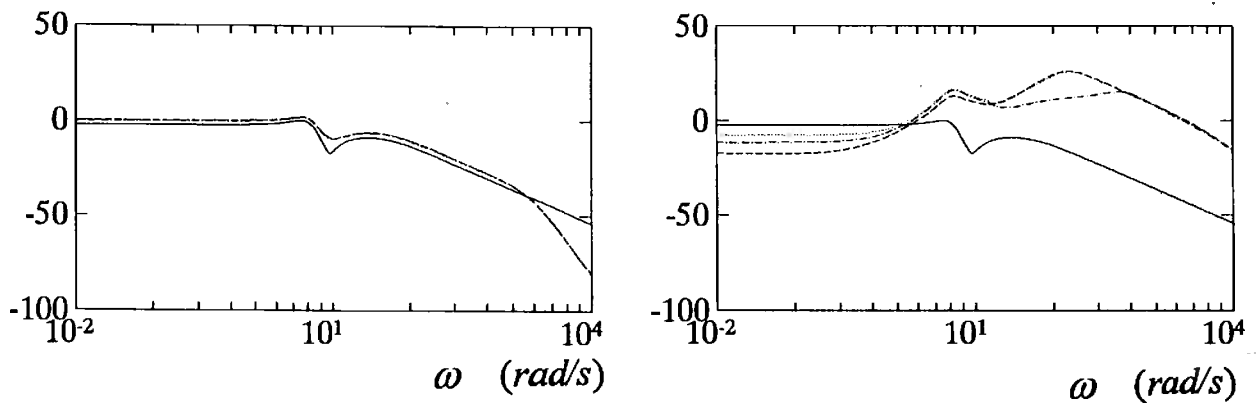


Fig. 3.8: Módulo da função de transferência da malha aberta (recuperação da malha) dos sistemas Ia (esquerda), Ib (direita), e malha alvo (linha contínua).

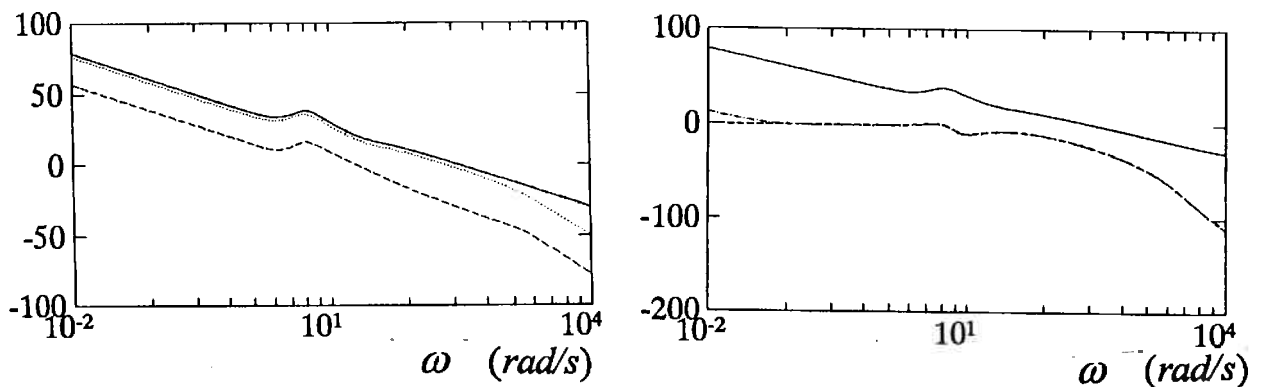


Fig. 3.9: Módulo da função de transferência da malha aberta (recuperação da malha) dos sistemas IIa (esquerda), IIb (direita) e malha alvo (linha contínua).

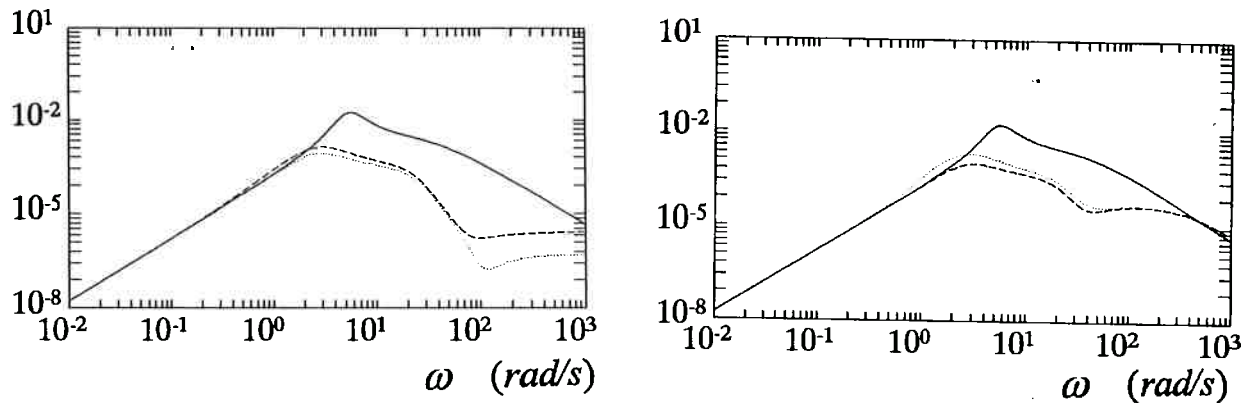


Fig. 3.10: Função densidade espectral de potência da aceleração vertical da massa suspensa da suspensão passiva (linha contínua) e da suspensão ativa com observador (sem integrador à esquerda, e com integrador à direita).

um efeito negativo no desempenho, porém os sistemas ativos ainda são melhores que o sistema passivo.

Aqui ainda não analisamos outros aspectos importantes como as deflexões das suspensões secundária e primária e as forças ativas de suspensão. Estes aspectos serão verificados através de simulações.

3.4 Projeto dos Sistemas de Controle - Suspensão Magnética

3.4.1 Introdução

Para o projeto do sistema de controle usaremos um modelo simplificado e linearizado com apenas três variáveis de estado:

$$\dot{x}_1 = w - x_2 \quad (3.40)$$

$$\dot{x}_2 = -\frac{k_x}{m_a} x_1 + \frac{k_I}{m_a} x_3 - \frac{1}{m_a} f \quad (3.41)$$

$$\dot{x}_3 = (1 - f_2) \left[\frac{k_x}{k_I} x_2 - \frac{R}{L_0} x_3 + \frac{1}{L_0} u + \frac{k_x}{k_I} w \right] \quad (3.42)$$

com:

$$x_1 = x - x_e \quad (3.43)$$

$$x_2 = v_m \quad (3.44)$$

$$x_3 = I - I_e \quad (3.45)$$

$$u = V - V_e \quad (3.46)$$

$$f = F_p - F_{pe} \quad (3.47)$$

$$F_p = k_p y_p + b_p (v_p - v_a) \quad (3.48)$$

$$F_{pe} = (m_s + m_p)g \quad (3.49)$$

$$k_x = \frac{\gamma_{0e}}{(\gamma_{1e} + x_e)^3} N^2 I_e^2 \quad (3.50)$$

$$k_I = \frac{\gamma_{0e}}{(\gamma_{1e} + x_e)^2} N^2 I_e \quad (3.51)$$

$$L_0 = N^2 \frac{\gamma_{0e}}{\gamma_{1e} + x_e} \quad (3.52)$$

onde o subscrito *e* significa valores no ponto de operação.

3.4.2 Método LQG/LTR

Usando o modelo nominal descrito na seção anterior, diversos compensadores são projetados, de acordo com os sinais de saída disponíveis.

O modelo nominal pode ser representado por:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{Ax} + \mathbf{Bu} + \mathbf{B}_d \mathbf{w} \quad (3.53)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{Cx} \quad (3.54)$$

Os estados são o entreferro, a velocidade vertical do eletroímã e a corrente elétrica na bobina. A entrada é a tensão elétrica entre os terminais da bobina e as perturbações são a velocidade vertical devido ao perfil da via e uma força vertical aplicada na massa levitada. Como saídas as possibilidades são:

- a) os três estados estão disponíveis;
- b) apenas o entreferro e a corrente elétrica estão disponíveis;
- c) apenas o entreferro está disponível;

- d) apenas a corrente elétrica está disponível

No caso (a), como os três estados estão disponíveis, podemos projetar um compensador ótimo usando os resultados do LQR. Nos casos (b) e (c) os estados não disponíveis precisam ser estimados por observadores, e os resultados do LQG-LTR podem ser usados. No caso (d) o sistema é de fase não mínima, onde os resultados do LQG-LTR não se aplicam. Os compensadores são aplicados no sistema não linear descrito na seção anterior, que é de ordem superior à ordem do modelo nominal, considerando-se ainda variações em alguns parâmetros.

As matrizes que descrevem o modelo nominal são:

$$\begin{aligned} \mathbf{A} &= \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 \\ -k_x/m_a & 0 & k_I/m_a \\ 0 & -(1-f_2)k_x/k_I & -(1-f_2)R/L_0 \end{bmatrix} & \mathbf{B} &= \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ (1-f_2)/L_0 \end{bmatrix} \\ \mathbf{B}_d &= \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & -1/m_a \\ (1-f_2)k_x/k_I & 0 \end{bmatrix} & & & (3.55) \end{aligned}$$

A tabela 3.2 apresenta os valores numéricos usados.

Tabela 3.2: Valores dos parâmetros do modelo nominal

$f_2 = 0,1$	$m_a = 400\text{kg}$
$k_x = 9,2317 \times 10^6 \text{N/m}$	$R = 3,6\Omega$
$k_I = 4,9560 \times 10^3 \text{N/A}$	$L_0 = 2,6606\text{H}$

A matriz de ganhos de realimentação de estados \mathbf{K}_c é determinada a partir do seguinte índice de desempenho:

$$J = \int_0^{\infty} (\mathbf{x}^T \mathbf{Q} \mathbf{x} + \mathbf{u}^T \mathbf{R} \mathbf{u}) dt \quad (3.56)$$

onde \mathbf{Q} é uma matriz simétrica semi-definida positiva e \mathbf{R} é simétrica definida positiva.

A matriz \mathbf{K}_c que, usada na realimentação de estados, minimiza J é expressa por:

$$\mathbf{K}_c = \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P} \quad (3.57)$$

onde \mathbf{P} é uma matriz simétrica definida positiva que é solução da equação algébrica de Riccati:

$$-\mathbf{PA} - \mathbf{AP}^T - \mathbf{Q} + \mathbf{PBR}^{-1}\mathbf{B}^T\mathbf{P} = \mathbf{0} \quad (3.58)$$

Os observadores de estado são obtidos usando-se os resultados do filtro de Kalman e suas propriedades assintóticas (LQG-LTR).

A realimentação de estados, entretanto, não permite obter erro em regime nulo no entreferro para variações do tipo degrau na carga levitada, conforme se pode notar observando a função de transferência entre o entreferro x_1 e a força vertical f , supondo que a entrada u seja expressa por:

$$u = -k_1x_1 - k_2x_2 - k_3x_3 \quad (3.59)$$

Função de transferência entre x_1 e f :

$$\frac{\frac{1}{m_a}s + \frac{(1-f_2)}{m_a L_0}(R + k_3)}{s^3 + \frac{(1-f_2)}{L_0}(R + k_3)s^2 + \left[(1-f_2)\frac{k_I k_2}{m_a L_0} - f_2\frac{k_x}{m_a}\right]s - \frac{(1-f_2)}{m_a L_0}[k_x(R + k_3) + k_I k_1]} \quad (3.60)$$

Mesmo acrescentando um integrador na entrada do sistema o erro em regime persiste. Neste caso o sistema poderia ser descrito por:

$$\dot{x}_0 = u \quad (3.61)$$

$$\dot{x}_1 = -x_2 \quad (3.62)$$

$$\dot{x}_2 = -\frac{k_x}{m_a}x_1 + \frac{k_I}{m_a}x_3 - \frac{1}{m_a}f \quad (3.63)$$

$$\dot{x}_3 = -(1-f_2)\frac{k_x}{k_I}x_2 - (1-f_2)\frac{R}{L_0}x_3 + (1-f_2)\frac{1}{L_0}x_0 \quad (3.64)$$

$$u = -k_0x_0 - k_1x_1 - k_2x_2 - k_3x_3 \quad (3.65)$$

e a função de transferência seria:

$$\frac{X_1}{F} = \frac{n_x}{d_x} \quad (3.66)$$

com

$$n_x = \frac{1}{m_a} s^2 + \frac{1}{m_a} \left[k_0 + (1 - f_2) \frac{R}{L_0} \right] s + \frac{1}{m_a} \left[\frac{(1 - f_2)}{L_0} (Rk_0 + k_3) \right] \quad (3.67)$$

$$\begin{aligned} d_x = & s^4 + \left[k_0 + (1 - f_2) \frac{R}{L_0} \right] s^3 + \left[\frac{(1 - f_2)}{L_0} (Rk_0 + k_3) - f_2 \frac{k_x}{m_a} \right] s^2 + \\ & + \left[(1 - f_2) \frac{k_I k_2}{m_a L_0} - (1 - f_2) \frac{k_x R}{m_a L_0} - f_2 \frac{k_x k_0}{m_a} \right] s + \\ & + \left[-(1 - f_2) \frac{k_I k_1}{m_a L_0} - (1 - f_2) \frac{k_x}{m_a L_0} (Rk_0 + k_3) \right] \end{aligned} \quad (3.68)$$

Na seção seguinte os compensadores são projetados no domínio da frequência, onde a eliminação do erro em regime no entreferro para variação do tipo degrau na carga levitada, se for requisito de projeto, pode ser obtida de modo relativamente fácil.

3.4.3 Método IMC

Nesta seção desenvolvemos compensadores através do método IMC descrito na seção 4.1.2. Aqui os modelos nominais são descritos por funções de transferência, e consideramos apenas os sistemas com uma saída. As saídas analisadas são:

- a) entreferro;
- b) aceleração;
- c) corrente elétrica.

As funções de transferência do sistema nominal são as seguintes:

para o caso (a):

$$\tilde{p} = \frac{X_1}{U} = \frac{-(1 - f_2) \frac{k_I}{m_a L_0}}{s^3 + (1 - f_2) \frac{R}{L_0} s^2 - f_2 \frac{k_x}{m_a} s - (1 - f_2) \frac{k_x R}{m_a L_0}} \quad (3.69)$$

para o caso (b):

$$\tilde{p} = \frac{A}{U} = \frac{-(1-f_2)\frac{k_I}{m_a L_0} s^2}{s^3 + (1-f_2)\frac{R}{L_0} s^2 - f_2\frac{k_x}{m_a} s - (1-f_2)\frac{k_x R}{m_a L_0}} \quad (3.70)$$

onde A é a transformada de Laplace da variável aceleração vertical a da massa do eletroímã.

para o caso (c):

$$\tilde{p} = \frac{X_3}{U} = \frac{-(1-f_2)\frac{1}{L_0}(s^2 - \frac{k_x}{m_a})}{s^3 + (1-f_2)\frac{R}{L_0} s^2 - f_2\frac{k_x}{m_a} s - (1-f_2)\frac{k_x R}{m_a L_0}} \quad (3.71)$$

No caso (a) o sistema nominal é de fase mínima, o que simplifica a determinação do compensador. No caso (b) o duplo zero na origem precisa ser contornado através da adição de um integrador duplo, e desse modo recai-se no caso (a). No caso (c) o sistema é de fase não mínima, o que, além de aumentar o trabalho para o projeto do compensador, limita o desempenho do sistema.

Seguindo o método IMC é necessário ainda determinar as funções de transferência entre a saída e as perturbações:

Caso (a):

$$\frac{X_1}{W} = \frac{s \left[s + (1-f_2)\frac{R}{L_0} \right]}{s^3 + (1-f_2)\frac{R}{L_0} s^2 - f_2\frac{k_x}{m_a} s - (1-f_2)\frac{k_x R}{m_a L_0}} \quad (3.72)$$

$$\frac{X_1}{F} = \frac{\frac{1}{m_a} \left[s + (1-f_2)\frac{R}{L_0} \right]}{s^3 + (1-f_2)\frac{R}{L_0} s^2 - f_2\frac{k_x}{m_a} s - (1-f_2)\frac{k_x R}{m_a L_0}} \quad (3.73)$$

Caso (c):

$$\frac{X_3}{W} = \frac{(1-f_2)\frac{k_I}{m_a} s^2}{s^3 + (1-f_2)\frac{R}{L_0} s^2 - f_2\frac{k_x}{m_a} s - (1-f_2)\frac{k_x R}{m_a L_0}} \quad (3.74)$$

$$\frac{X_3}{F} = \frac{(1-f_2)\frac{k_x}{m_a} s}{s^3 + (1-f_2)\frac{R}{L_0} s^2 - f_2\frac{k_x}{m_a} s - (1-f_2)\frac{k_x R}{m_a L_0}} \quad (3.75)$$

Projeto dos compensadores:

Caso (a) - entreferro como saída:

$$\tilde{p} = \frac{X_1}{U} = \frac{-(1-f_2)\frac{k_I}{m_a L_0}}{s^3 + (1-f_2)\frac{R}{L_0}s^2 - f_2\frac{k_x}{m_a}s - (1-f_2)\frac{k_x R}{m_a L_0}} \quad (3.76)$$

$$v = \frac{X_1}{W} = \frac{s \left[s + (1-f_2)\frac{R}{L_0} \right] W + \frac{1}{m_a} \left[s + (1-f_2)\frac{R}{L_0} \right] F}{s^3 + (1-f_2)\frac{R}{L_0}s^2 - f_2\frac{k_x}{m_a}s - (1-f_2)\frac{k_x R}{m_a L_0}} \quad (3.77)$$

Com os valores numéricos adotados (ver tabela 3.2), \tilde{p} possui apenas um pólo instável que será denominado Π .

Neste caso (acompanhe o que se segue comparando com o anexo F):

$$b_p = \frac{-s + \Pi}{s + \Pi} \quad (3.78)$$

Fatorando \tilde{p} e v :

$$\tilde{p} = p_A p_M \quad (3.79)$$

$$v = v_A v_M \quad (3.80)$$

Determinando b_v :

$$b_v = \frac{-s + \Pi}{s + \Pi} \quad (3.81)$$

O compensador ótimo IMC \tilde{q} é dado por:

$$\tilde{q} = b_p (p_M b_v v_M)^{-1} \{ (b_p p_A)^{-1} b_v v_M \}_* \quad (3.82)$$

onde o operador $\{.\}_*$ significa que, após a expansão em frações parciais do operando, as parcelas envolvidas com os pólos de p_A^{-1} são omitidas.

Neste caso \tilde{p} é de fase mínima e, portanto:

$$p_M = \tilde{p} \quad (3.83)$$

$$p_A = 1 \quad (3.84)$$

como ainda $b_p = b_v$:

$$\tilde{q} = b_p(p_M b_v v_M)^{-1} \{(b_p p_A)^{-1} b_v v_M\}_* = \quad (3.85)$$

$$= b_p \tilde{p}^{-1} b_p^{-1} v_M^{-1} b_p^{-1} b_p v_M \quad (3.86)$$

logo:

$$\tilde{q} = \tilde{p}^{-1} \quad (3.87)$$

Portanto, quando a planta nominal é de fase mínima, o compensador ótimo é o inverso da planta, e não depende de v .

O filtro IMC f deve ser projetado para que o compensador $q = \tilde{q}f$ seja próprio e, no presente caso, tal que $f(\pi) = 1$. Em seguida, como o sistema é instável, o compensador deve ser implementado de acordo com a estrutura clássica de realimentação usando-se o compensador c . Se uma especificação adicional de desempenho em baixas frequência for necessária, o filtro deve ainda satisfazer a condição $f(0) = 1$.

Para manipular as funções de transferência adotamos a seguinte notação:

$$p = \frac{n_p}{d_p} \quad (3.88)$$

onde p é uma função de transferência representada como a razão entre os polinômios n_p e d_p .

Partindo das estruturas propostas em MORARI; ZAFIRIOU (1989) temos:

Estrutura I:

$$f(s) = \frac{(\lambda\pi + 1)^k}{(\lambda s + 1)^k} \quad (3.89)$$

onde π é o pólo instável da planta, k é um número natural ajustado para que o compensador q seja próprio e λ , que é a constante de tempo do filtro, é ajustada para a obtenção da robustez da estabilidade e a robustez do desempenho.

Esta estrutura satisfaz apenas a condição $f(\pi) = 1$.

Estrutura II:

$$f(s) = \frac{[(\lambda\pi + 1)^k - 1] \frac{s}{\pi} + 1}{(\lambda s + 1)^k} \quad (3.90)$$

O filtro com esta forma satisfaz $f(\pi) = f(0) = 1$.

Estrutura III:

$$f(s) = \frac{(\lambda\pi + 1)^k \left(\frac{s}{\pi}\right)^2 + (\alpha s + 1)(s - \pi)\left(-\frac{1}{\pi}\right)}{(\lambda s + 1)^k} \quad (3.91)$$

com $\alpha = \lambda k + 1/\pi$.

O filtro com esta estrutura satisfaz as seguintes condições:

$$f(\pi) = f(0) = 1 \quad (3.92)$$

$$\left. \frac{df(s)}{ds} \right|_{s=0} = 0 \quad (3.93)$$

Determinação do compensador c :

$$\begin{aligned} c &= \frac{n_c}{d_c} = q(1 - \tilde{p}q)^{-1} = \tilde{q}f(1 - \tilde{p}\tilde{q}f)^{-1} = \tilde{p}^{-1}f(1 - f)^{-1} = \\ &= \frac{d_{\tilde{p}}n_f}{n_{\tilde{p}}d_f} \left[1 - \frac{n_f}{d_f} \right]^{-1} = \frac{d_{\tilde{p}}n_f}{n_{\tilde{p}}d_f} \left[\frac{d_f - n_f}{d_f} \right]^{-1} = \\ &= \frac{d_{\tilde{p}}n_f}{n_{\tilde{p}}(d_f - n_f)} \end{aligned} \quad (3.94)$$

Nos cálculos anteriores usamos o fato de que $\tilde{q} = \tilde{p}^{-1}$.

Além disso temos que:

$$d_{\tilde{p}} = d_{pa}(s - \pi) \quad (3.95)$$

já que π é raiz do polinômio $d_{\bar{p}}$ e ainda que:

$$d_f - n_f = d_{fa}(s - \pi) \quad (3.96)$$

pois

$$f(\pi) = \frac{n_f(\pi)}{d_f(\pi)} = 1 \quad (3.97)$$

logo:

$$d_f(\pi) - n_f(\pi) = 0 \quad (3.98)$$

Assim:

$$c = \frac{n_c}{d_c} = \frac{d_{pa}(s - \pi)n_f}{n_{\bar{p}}d_{fa}(s - \pi)} = \frac{d_{pa}n_f}{n_{\bar{p}}d_{fa}} \quad (3.99)$$

Observe que o compensador c é de ordem $k - 1$, já que o grau do polinômio d_f é k .

Considerando as estruturas II e III do filtro f temos ainda que:

$$f(0) = \frac{n_f(0)}{d_f(0)} = 1 \Rightarrow d_f(0) - n_f(0) = 0 \quad (3.100)$$

ou seja, o polinômio $d_f - n_f$, que é o denominador do compensador c , tem uma raiz na origem.

No caso da estrutura III:

$$\frac{d(f(s))}{ds} \Big|_{s=0} = 0 \Rightarrow \frac{d(n_f/d_f)}{ds} \Big|_{s=0} = 0 \Rightarrow \frac{\frac{d(n_f)}{ds} - \frac{d(d_f)}{ds}}{d_f^2} \Big|_{s=0} = 0 \quad (3.101)$$

ou seja, os coeficientes de s^1 dos polinômios n_f e d_f são iguais, o que, em conjunto com a condição 3.100, significa que o polinômio $d_f - n_f$ possui uma raiz dupla na origem.

Isto significa que o sistema controlado (neste caso particular) será do tipo 0 (com erro em regime para entrada degrau) se o filtro usado tiver a estrutura I, ou do tipo 1 (sem erro em regime para entrada degrau) se o filtro tiver a estrutura II, ou do tipo 2 (sem erro em regime para entrada rampa) se o filtro tiver a estrutura III.

Caso (c) - corrente elétrica como saída:

$$\tilde{p} = \frac{X_3}{U} = \frac{-(1-f_2)\frac{1}{L_0}(s^2 - \frac{k_x}{m_a})}{s^3 + (1-f_2)\frac{R}{L_0}s^2 - f_2\frac{k_x}{m_a}s - (1-f_2)\frac{k_x R}{m_a L_0}} \quad (3.102)$$

$$v = \frac{(1-f_2)\frac{k_x}{k_I}s^2 W + (1-f_2)\frac{k_x}{k_I m_a} s F}{s^3 + (1-f_2)\frac{R}{L_0}s^2 - f_2\frac{k_x}{m_a}s - (1-f_2)\frac{k_x R}{m_a L_0}} \quad (3.103)$$

Neste caso \tilde{p} é de fase não mínima, e o compensador IMC ótimo depende de v . Da mesma forma que no caso anterior, existe um único pólo instável designado por π .

Assim:

$$b_p = \frac{-s + \pi}{s + \pi} \quad (3.104)$$

$$b_v = b_p \quad (3.105)$$

A função de transferência pode ser escrita da seguinte forma:

$$\tilde{p} = \frac{(-1)(1-f_2)\frac{1}{L_0}(-s + \sqrt{k_x/m_a})(s + \sqrt{k_x/m_a})}{s^3 + (1-f_2)\frac{R}{L_0}s^2 - f_2\frac{k_x}{m_a}s - (1-f_2)\frac{k_x R}{m_a L_0}} \quad (3.106)$$

O denominador da função de transferência pode ser expresso pelos seguintes fatores:

$$s^3 + (1-f_2)\frac{R}{L_0}s^2 - f_2\frac{k_x}{m_a}s - (1-f_2)\frac{k_x R}{m_a L_0} = (s^2 + a_1s + a_0)(s - \pi) \quad (3.107)$$

logo:

$$p_A = \frac{-s + \sqrt{k_x/m_a}}{s + \sqrt{k_x/m_a}} \quad (3.108)$$

$$p_M = \frac{-(1-f_2)\frac{1}{L_0}(s + \sqrt{k_x/m_a})^2}{(s^2 + a_1s + a_0)(s - \pi)} \quad (3.109)$$

onde π é o pólo instável e $(s^2 + a_1s + a_0)$ contém os outros dois pólos do sistema.

Como v depende de W_1 e W_2 , expressaremos sua fatoração de forma genérica:

$$v = v_A \cdot v_M = \frac{n_{vA} n_{vM}}{d_{vA} d_{vM}} \quad (3.110)$$

O compensador ótimo é dado por:

$$\tilde{q} = b_p(p_M b_v v_M)^{-1} \{(b_p p_A)^{-1} b_v v_M\}_* \quad (3.111)$$

Usando (3.105), (3.109), (3.108) e (3.110) obtemos:

$$\tilde{q} = \frac{(s^2 + a_1s + a_0)(s - \pi)}{-(1 - f_2)\frac{1}{L_0}(s + \sqrt{k_x/m_a})^2} \cdot \frac{d_{vM}}{n_{vM}} \left\{ \frac{(s + \sqrt{k_x/m_a})}{(-s + \sqrt{k_x/m_a})} \cdot \frac{n_{vM}}{d_{vM}} \right\}_* \quad (3.112)$$

O operador $\{.\}_*$ significa que, após a expansão em frações parciais do operando, as parcelas envolvidas com os pólos de p_A^{-1} são omitidas. Neste caso a expansão depende de v_M , mas, de qualquer forma, o resultado final tem como denominador o polinômio d_{vM} . Representando o denominador por n_{qa} , temos:

$$\tilde{q} = \frac{(s^2 + a_1s + a_0)(s - \pi)}{-(1 - f_2)\frac{1}{L_0}(s + \sqrt{k_x/m_a})^2} \cdot \frac{d_{vM}}{n_{vM}} \cdot \frac{n_{qa}}{d_{vM}} \quad (3.113)$$

$$\tilde{q} = -\frac{n_{qa}}{n_{vM}} \cdot \frac{(s^2 + a_1s + a_0)(s - \pi)}{(1 - f_2)\frac{1}{L_0}(s + \sqrt{k_x/m_a})^2} \quad (3.114)$$

Determinando o compensador c :

A função de transferência da planta nominal pode ser escrita como:

$$\tilde{p} = \frac{(-1)(1 - f_2)\frac{1}{L_0}(-s + \sqrt{k_x/m_a})(s + \sqrt{k_x/m_a})}{(s^2 + a_1s + a_0)(s - \pi)} \quad (3.115)$$

O compensador é expresso por:

$$c = \tilde{q}f(1 - \tilde{p}\tilde{q}f)^{-1} \quad (3.116)$$

Usando as expressões (3.114) e (3.115), descrevendo o filtro como $f = n_f/d_f$, obtemos, após um pequeno trabalho algébrico, o seguinte:

$$c = - \frac{n_{qa}n_f(s^2 + a_1s + a_0)(s - \Pi)}{(1 - f_2)\frac{1}{L_0}(s + \sqrt{\frac{k_x}{m_a}})[(s + \sqrt{\frac{k_x}{m_a}})n_{vM}d_f - (-s + \sqrt{\frac{k_x}{m_a}})n_{qa}n_f]} \quad (3.117)$$

Se desprezarmos os erros de modelagem, a função de transferência de malha fechada do sistema controlado é:

$$m_f = c\tilde{p}(1 + c\tilde{p})^{-1} \quad (3.118)$$

Como

$$c\tilde{p} = \frac{n_{qa}n_f(-s + \sqrt{k_x/m_a})}{(s + \sqrt{k_x/m_a})n_{vM}d_f - (-s + \sqrt{k_x/m_a})n_{qa}n_f} \quad (3.119)$$

a função de transferência m_f pode ser expressa por:

$$m_f = \frac{n_{qa}n_f(-s + \sqrt{k_x/m_a})}{n_{vM}d_f(s + \sqrt{k_x/m_a})} \quad (3.120)$$

Desta expressão verificamos que os pólos de malha fechada são os zeros de v_M , os pólos do filtro IMC e o oposto do zero de fase não mínima da planta nominal.

3.4.4 Resultados

Nas simulações o modelo usado é aquele apresentado no início do capítulo, desprezando a dinâmica da via e a dinâmica longitudinal. Uma versão linearizada desse modelo é usada na verificação das condições de robustez da estabilidade.

Nove compensadores são analisados:

- Compensador LQR (todos os estados disponíveis).
- Compensador LQG-LTR, supondo que apenas o entreferro está disponível (é usado um observador de estados).

Tabela 3.3: Valores dos parâmetros da suspensão magnética.

$m_s = 3.000 \text{ kg}$	$f_0 = 1,175$	$v_F = 0 \text{ m/s}$
$m_p = 850 \text{ kg}$	$f_1 = 12,872 \text{ m}^{-1}$	$k_{v\phi} = 2,7724 \times 10^3 \text{ m/Wb.s}^2$
$m_a = 400 \text{ kg}$	$f_2 = 0.1$	$k_{vx} = 2,3744 \times 10^3 \text{ s}^{-2}$
$k_s = 118.435 \text{ N/m}$	$k_{mag} = 1,3867 \times 10^{-4} \text{ m}$	$k_{\phi\phi} = 1000 \text{ s}^{-1}$
$k_p = 302.010 \text{ N/m}$	$\tau = 0,001 \text{ s}$	$k_{\phi x} = 6,5337 \times 10^3 \text{ Wb/m.s}$
$b_s = 18.850 \text{ Ns/m}$	$\mu_0 = 1,256637 \times 10^{-6} \text{ H/m}$	$k_{\phi I} = 3,9592 \text{ Wb/A.s}$
$b_p = 22.659 \text{ Ns/m}$	$A_c = 0,012 \text{ m}^2$	$k_{I\phi} = 2,2732 \times 10^6 \text{ A/Wb.s}$
$x_e = 0,010 \text{ m}$	$R = 3,6 \text{ } \Omega$	$k_{Ix} = 1,4853 \times 10^7 \text{ A/m.s}$
$I_e = 18,98 \text{ A}$	$V_{max} = 600 \text{ V}$	$k_{II} = 9,0124 \times 10^3 \text{ s}^{-1}$
$g = 9,81 \text{ m/s}^2$	$\phi_{max} = 0,108 \text{ Wb}$	$k_{IV} = 3,3828 \text{ A/V.s}$
$N = 672 \text{ espiras}$	$\beta_F = 0,002$	

- Compensador LQR, com o acréscimo de um integrador na entrada.
- Compensador LQG-LTR, com o acréscimo de um integrador na entrada, supondo que apenas o entreferro está disponível (é usado um observador de estados).
- Compensador LQG-LTR, com o acréscimo de um integrador para o sinal do entreferro (é usado um observador de estados).
- Compensador IMC, entreferro como saída, filtro tipo I.
- Compensador IMC, entreferro como saída, filtro tipo II.
- Compensador IMC, corrente elétrica como saída, filtro tipo I.
- Compensador IMC, corrente elétrica como saída, filtro tipo II.

Observe que não estamos analisando o caso em que o sistema tem dois sinais de saída, o entreferro e a corrente elétrica, apenas porque, nesta situação, o número de entradas e saídas não é igual, impedindo o uso do critério de robustez da estabilidade exposto na seção 4.1.1. Posteriormente este caso será estudado.

As simulações e análises utilizam os valores numéricos presentes na tabela 3.3, exceto quando houver outra indicação no texto.

As simulações são feitas partindo-se da condição de equilíbrio, mas adicionando-se, no instante inicial, 750 kg à massa da cabine (m_s).

Compensadores LQR:

Os compensadores LQR, com ou sem integrador na entrada, apresentam erro em regime no entreferro, conforme revelou a análise feita na seção anterior.

Os ganhos de realimentação foram determinados usando-se os valores constantes na tabela 3.2, com as seguintes matrizes de peso (ver a expressão 3.56):

Compensador sem um integrador na entrada da planta:

$$Q = \begin{bmatrix} 1 \times 10^4 & 0 & 0 \\ 0 & 10 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \times 10^{-8} \end{bmatrix}$$

$$R = 1 \times 10^{-9}$$

Compensador com um integrador na entrada da planta:

$$Q = \begin{bmatrix} 1 \times 10^{-9} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 \times 10^5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \times 10^1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \times 10^1 \end{bmatrix}$$

$$R = 1 \times 10^{-10}$$

Compensador com um integrador para o sinal do entreferro:

$$Q = \begin{bmatrix} 2 \times 10^6 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 \times 10^4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \times 10^1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \times 10^{-8} \end{bmatrix}$$

$$R = 1 \times 10^{-9}$$

A figura 3.11 mostra os resultados da simulação. Como se pode observar, o entreferro (medido em milímetros) não tende ao valor nominal (10 mm), mesmo no caso do sistema com integrador adicional na entrada (gráfico à direita)

Para os sistemas onde há necessidade de observadores de estado, mostramos os gráficos onde se verifica a condição da robustez da estabilidade (ver expressão E.11), e a recuperação da malha.

A figura 3.12 mostra as curvas dos valores singulares correspondentes aos termos da expressão (E.11), e verifica-se que ambos os sistemas (com e sem integrador)

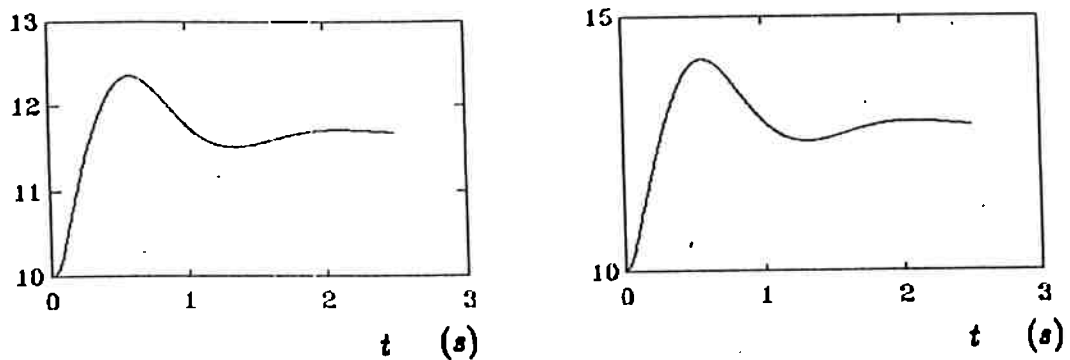


Fig. 3.11: Resultado de simulação (entreferro em mm versus tempo): massa m_s aumentada de 3.000 kg para 3.750 kg . Esquerda - compensador LQR, direita - compensador LQR com integrador.

satisfazem a condição de robustez da estabilidade. Deve-se observar, entretanto, que o erro de modelagem foi determinado utilizando-se a versão linearizada do sistema.

A figura 3.13 mostra os valores singulares da função de transferência de malha aberta, com e sem observadores, onde se pode observar a recuperação da malha à medida em que a intensidade do ruído fictício empregado no projeto dos observadores aumenta. No caso do observador para o sistema com integrador na entrada a recuperação não foi atingida, mas por uma decisão de projeto, para evitar ganhos elevados demais.

Os resultados da simulação encontram-se na figura 3.14. Nesta figura temos as curvas da evolução de entreferro em função do tempo, supondo que a massa m_s é aumentada de 3.000 kg para 3.750 kg . O erro em regime do entreferro é bastante pequeno, e mais do que isso, a amplitude do transitório é bem menor se comparada com os resultados dos sistemas sem observadores de estado. A adição do observador de estado muda o ponto de equilíbrio do sistema, fazendo com que o erro em regime torne-se nulo no caso do sistema com integrador.

A figura 3.15 mostra a recuperação da malha e o resultado de simulação (entreferro), supondo que a massa m_s foi aumentada de 3.000 kg para 3.750 kg . Os sinais realimentados são o entreferro e sua integral, desse modo não existe erro em regime.

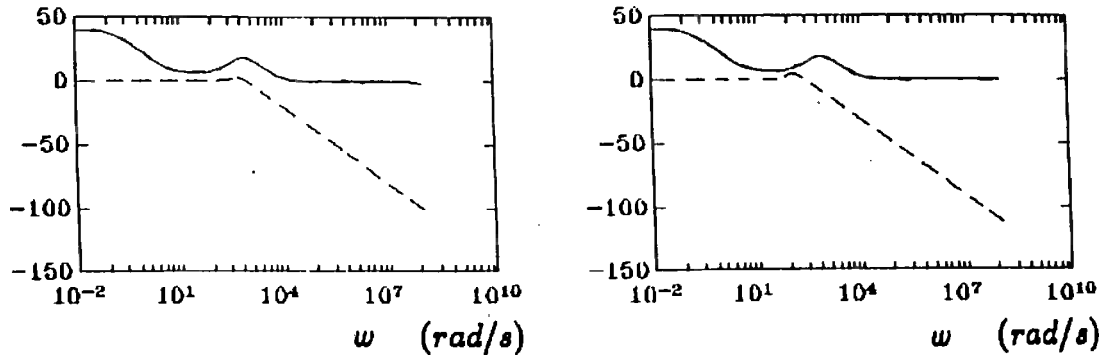


Fig. 3.12: Condição de robustez da estabilidade: erro de modelagem - linha contínua, função de transferência - linha tracejada. Esquerda - compensador sem integrador, direita - com integrador.

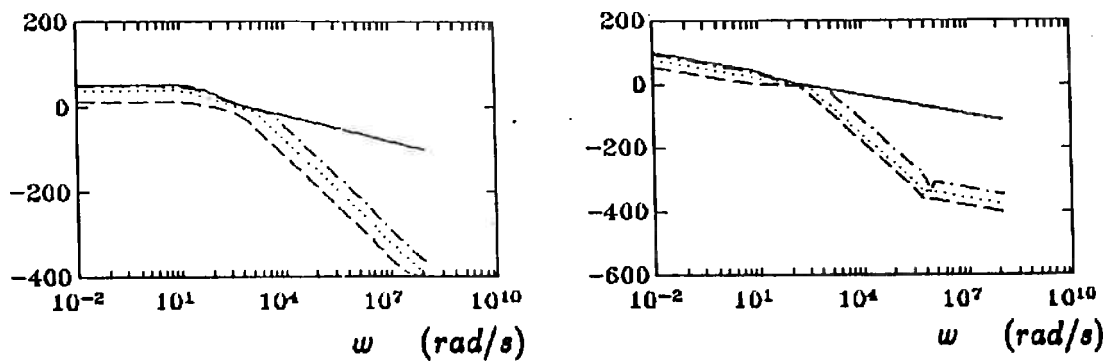


Fig. 3.13: Recuperação da malha: linha contínua - sem observador, outras linhas - com observador. Esquerda - compensador sem integrador, direita - com integrador.

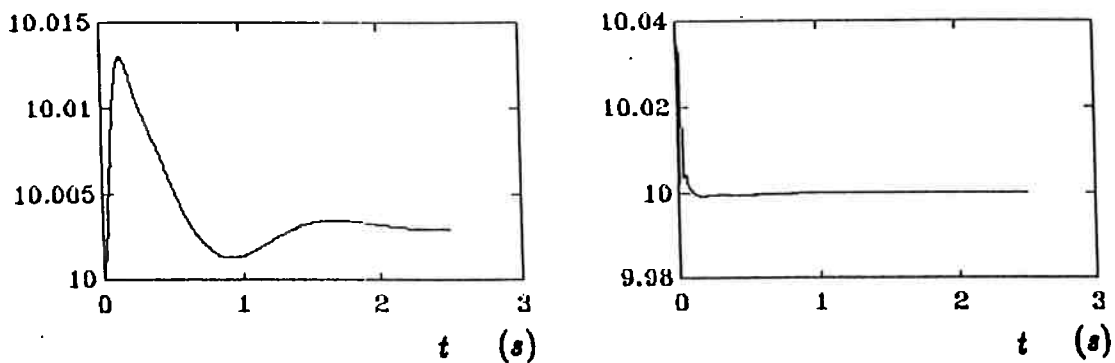


Fig. 3.14: Resultado de simulação (entreferro em mm versus tempo): massa m_s , aumentada de 3.000 kg para 3.750 kg . Esquerda - compensador sem integrador, direita - com integrador.

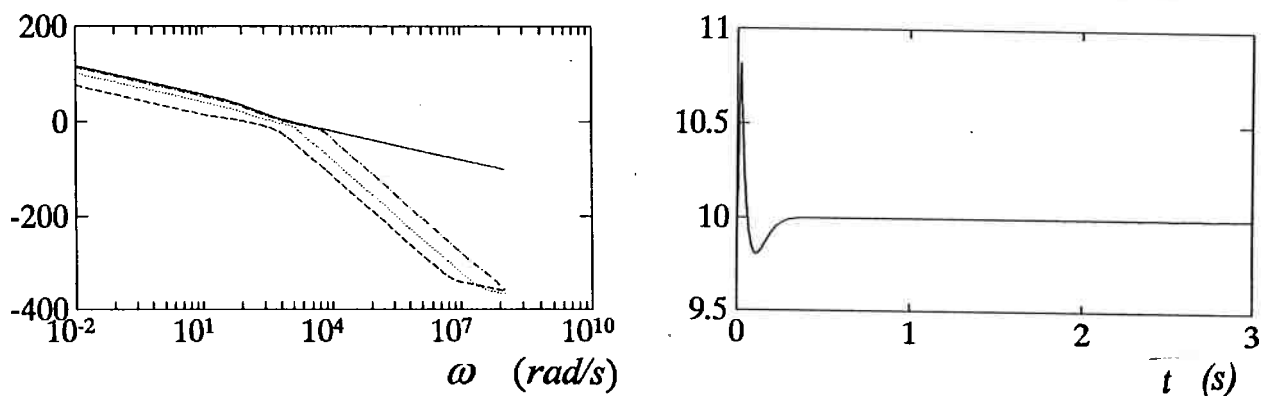


Fig. 3.15: Recuperação da malha: linha contínua - sem observador, outras linhas - com observador (esquerda). Entreferro (em mm versus tempo): massa m_s , aumentada de 3.000 kg para 3.750 kg . Sistema com integrador para o sinal do entreferro.

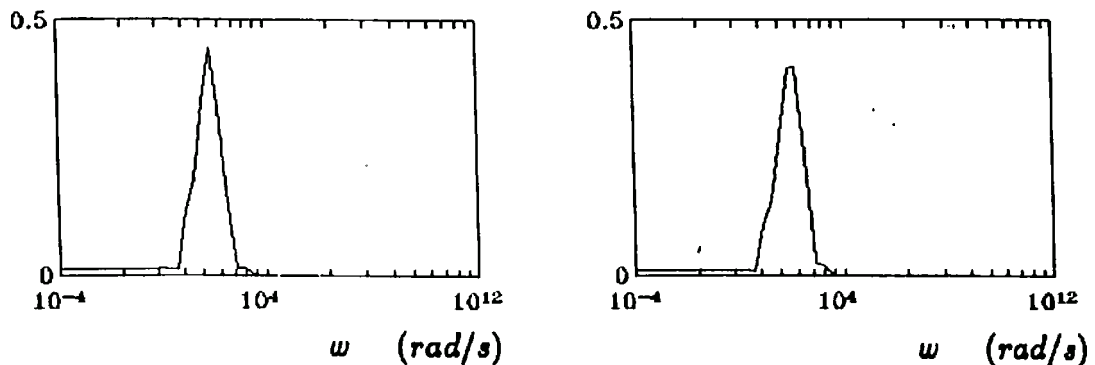


Fig. 3.16: Condição para a robustez da estabilidade, entreferro como saída. Esquerda - filtro tipo I, direita - filtro tipo II.

Compensadores IMC:

Esta abordagem também inclui uma condição para a robustez da estabilidade (ver expressão E.20). Esta condição, no presente caso, é apenas suficiente, ou seja, se violada não implica que o sistema seja necessariamente instável. A figura 3.16 mostra as curvas correspondentes para o compensador que considera o entreferro como saída. Em ambos os casos (à esquerda, filtro tipo I, à direita, filtro tipo II) as curvas não ultrapassam o valor limite de 1. Para o caso dos sistemas cuja saída é a corrente elétrica, as curvas são mostradas na figura 3.17. Neste caso o valor limite é ultrapassado quando se usa o filtro tipo II. Embora seja possível ajustar a constante de tempo do filtro para que a condição seja satisfeita, vemos na simulação que o sistema é estável. Aqui empregamos um valor diferente para f_2 no modelo nominal usado para o projeto dos compensadores. No lugar do valor de 0,1, foi usado o valor 0,19, ou seja, o fluxo perdido é, neste caso, quase o dobro. Com esta mudança foi mais fácil obter um ajuste das constantes de tempo dos filtros IMC que garantissem a estabilidade. Esta mudança aumenta o atraso de fase do modelo nominal, aproximando-o do modelo “real linearizado”.

Os resultados das simulações são mostrados nas figuras 3.18 e 3.19, sob as mesmas circunstâncias usadas na simulação dos sistemas com compensadores tipo LQR e LQG-LTR.

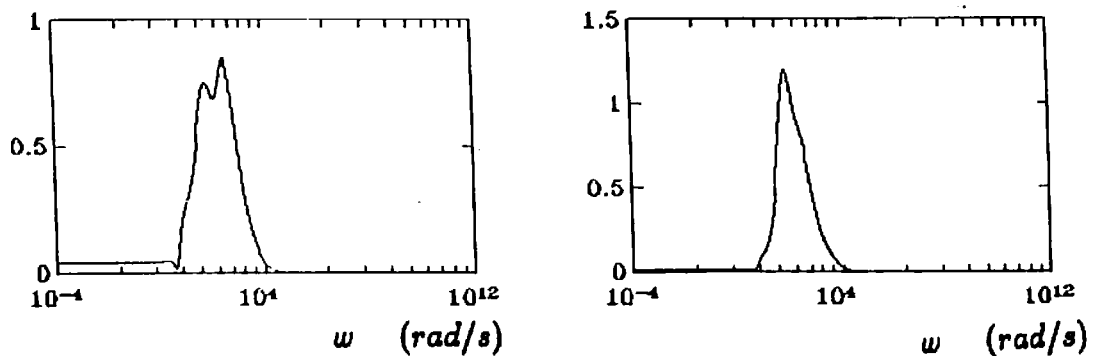


Fig. 3.17: Condição para a robustez da estabilidade, corrente elétrica como saída. Esquerda - filtro tipo I, direita - filtro tipo II.

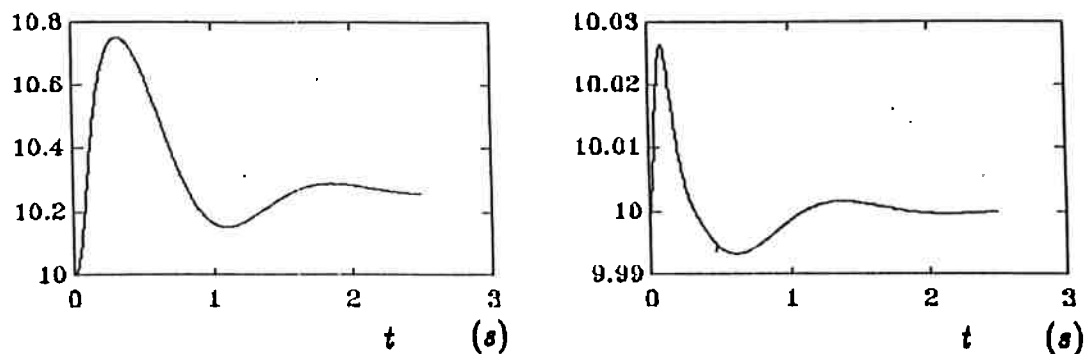


Fig. 3.18: Resultado de simulação (entreferro em mm versus tempo), entreferro como saída: massa m_s aumentada de 3.000 kg para 3.750 kg . Esquerda - compensador com filtro tipo I, direita - com filtro tipo II.

Quando a saída é o entreferro, verificamos que, conforme indicava a análise, o compensador com o filtro tipo I apresenta erro em regime para um valor maior de m_s . Para o compensador com filtro tipo II, o erro em regime é nulo.

Quando a saída é a corrente elétrica, ambos os sistemas apresentam erro em regime, porém com uma particularidade. Ao invés do valor em regime do entreferro aumentar, ele diminui, ou seja o erro é negativo, conforme mostra a figura 3.19. Isto ocorre porque o sistema tende a eliminar o erro na corrente elétrica, e não no entreferro. A figura 3.20 mostra a evolução da corrente elétrica no tempo para os sistemas com

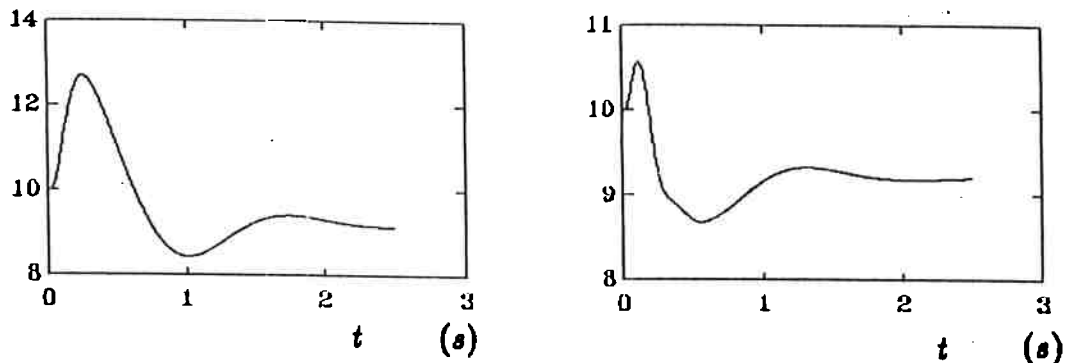


Fig. 3.19: Resultado de simulação (entreferro em mm versus tempo), corrente como saída: massa m_s aumentada de 3.000 kg para 3.750 kg . Esquerda - compensador com filtro tipo I, direita - com filtro tipo II.

filtro tipo I (à esquerda) e tipo II (à direita). Em ambos os casos a corrente tende a voltar para o valor de equilíbrio original (antes do aumento da massa).

3.4.5 Comentários

Duas abordagens diferentes e nove compensadores foram analisados. Verificou-se que a realimentação de estados, mesmo com a inclusão de um integrador na entrada da planta, não leva o erro em regime no entreferro a zero, para uma variação tipo degrau na massa m_s levitada. Entretanto, quando os observadores de estado são utilizados, o erro torna-se nulo porque o ponto de equilíbrio é alterado.

No caso dos compensadores IMC, o modelo com corrente elétrica como saída é um sistema de fase não mínima, dificultando o ajuste do filtro IMC. A resposta transitória é qualitativamente pior, se comparada com os sistemas equivalentes onde a saída é o entreferro. Nesta última situação o erro em regime no entreferro pode ser anulado usando-se o filtro tipo II. Para os compensadores que realimentam a corrente elétrica, o erro em regime no entreferro não é zero, pois o compensador tende a corrigir a corrente elétrica, levando-a ao valor nominal. Assim o valor do entreferro, em regime, é menor que o valor para a massa levitada nominal.

Considerando os valores numéricos adotados, o compensador LQG-LTR, com inte-

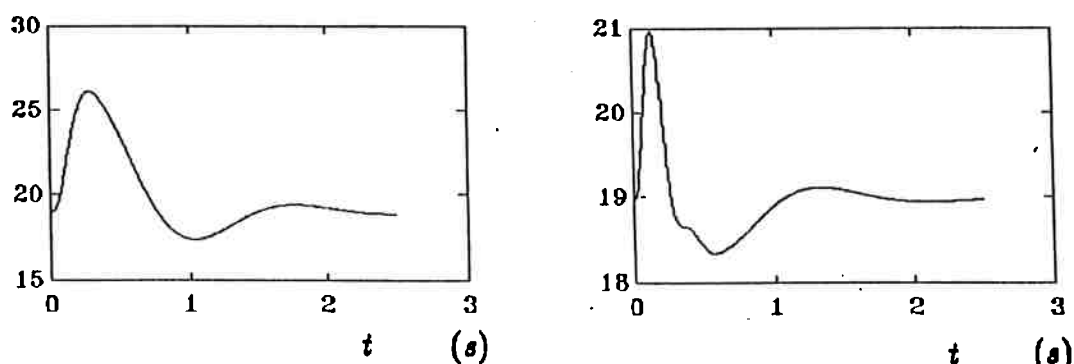


Fig. 3.20: Resultado de simulação (corrente elétrica versus tempo), corrente como saída: massa m_s , aumentada de 3.000 kg para 3.750 kg. Esquerda - compensador com filtro tipo I, direita - com filtro tipo II.

gradador no sinal do entreferro, possui o melhor desempenho, em termos qualitativos, se comparadas as curvas correspondentes da evolução do entreferro no tempo. Em seguida temos o compensador IMC, com o entreferro como saída e filtro tipo II. Dessa forma verificamos que as duas abordagens (LQG-LTR e IMC) são equivalentes, e o melhor sinal para ser realimentado é o do entreferro. Observamos, no entanto, que usar a corrente elétrica também é possível, e evita o uso de um sensor “externo” ao circuito elétrico do sistema.

3.5 Simulações

Os sistemas de controle projetados são simulados considerando:

- Sistema sem levitação magnética, com suspensão secundária passiva e ativa.
- Sistema com levitação magnética, com suspensão secundária passiva e ativa.

Além dos valores constantes na tabela 3.3, adotamos os seguintes valores numéricos nas simulações:

Usando os valores da tabela 3.3 a força vertical exercida pelo veículo sobre a via deve ser multiplicada por 4 para corresponder à força total exercida por um truque,

Tabela 3.4: Valores dos parâmetros da suspensão.

$\rho A = 1.250 \text{ kg/m}$	$L = 25 \text{ m}$	$\zeta_1 = 0,03$
$\zeta_2 = 0.06$	$R_{GT} = 20.000 \text{ m}$	$EI = 4 \times 10^9 \text{ N.m}^2$

supondo que o veículo total esteja suportado por dois truques. Assim a deformação da via ajusta-se melhor à realidade.

O comprimento do vão é L , ρA é a densidade linear da viga que compõe o vão, ζ_1 e ζ_2 são os coeficientes de amortecimento dos dois primeiros modos de vibração elástica, R_{GT} é o raio de circunferência que compõe a rampa (quando ela for considerada nas simulações) e EI está relacionado com a rigidez da viga. A partir dos valores de ζ_1 e ζ_2 calculamos os valores de a_0 e a_1 , e a partir deles os valores de ζ_3 , ζ_4 e ζ_5 , impondo que o amortecimento seja proporcional às propriedades de massa e rigidez:

$$\zeta_i = \frac{a_0}{2 \cdot \omega_{ni}} + \frac{a_1 \cdot \omega_{ni}}{2} \quad (3.121)$$

As funções de forma modais são as de uma viga simplesmente apoiada:

$$\Phi_n = \sqrt{\frac{2}{\rho A \cdot L}} \cdot \text{sen}\left(\frac{n \cdot \pi \cdot x_s}{L}\right) \quad (3.122)$$

Inicialmente simulamos o veículo percorrendo uma via rígida, porém com uma rampa de inclinação crescente, descrita por um arco de circunferência (de raio R_{GT}), até que esta inclinação atinja um certo valor (adotamos 2%), quando se torna constante. Os sistemas de suspensão secundária ativa (sistemas I, Ia, Ib, II, IIa, IIb - ver a seção 3.3) são simulados sem considerar a levitação magnética. A figura 3.21 mostra a deflexão da suspensão secundária, e pode-se observar que, entre os sistemas ativos, apenas para o sistema IIb (sistema com integrador, observador de estado e com a deflexão da suspensão secundária como variável de realimentação) a deflexão não ultrapassa $\pm 0,2 \text{ m}$, sendo portanto este o sistema que adotamos para mais simulações.

Os próximos resultados referem-se ao sistema com suspensão passiva, para verificar a influência de alguns parâmetros. A figura 3.22 mostra a aceleração vertical da massa suspensa (\dot{v}_s) e a deflexão da suspensão secundária (y_s) em função da posição

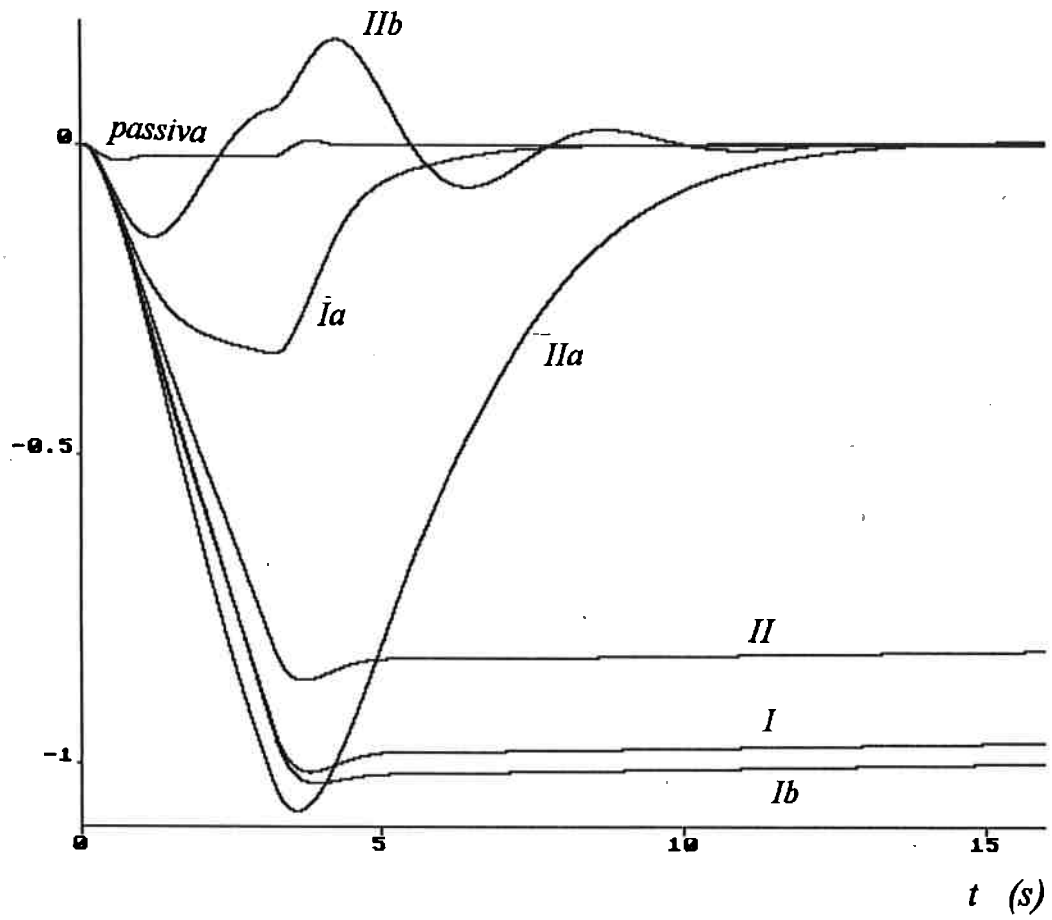


Fig. 3.21: Deflexões das suspensões secundárias, supondo o veículo percorrendo uma via rígida com rampa.

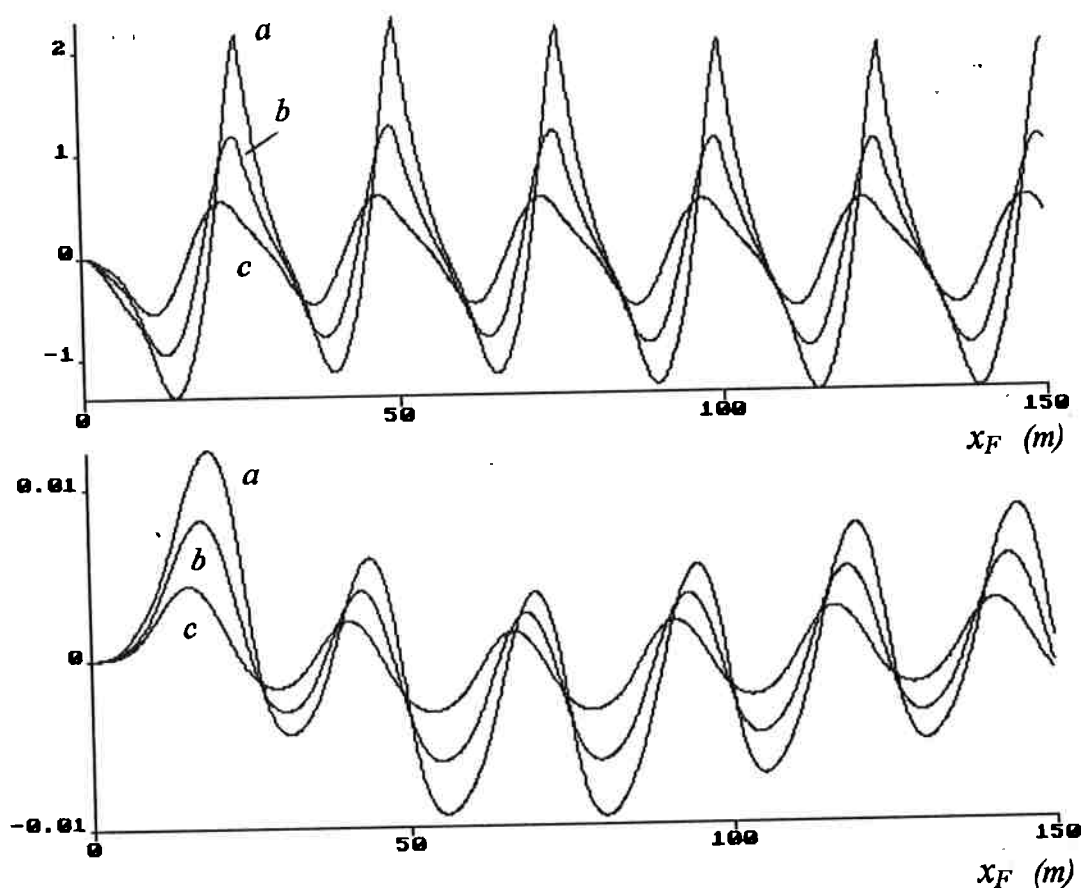


Fig. 3.22: Aceleração da massa suspensa e deflexão da suspensão secundária para (a) - $EI = 2 \times 10^9 \text{ N.m}^2$, (b) - $EI = 4 \times 10^9 \text{ N.m}^2$, (c) - $EI = 8 \times 10^9 \text{ N.m}^2$.

do veículo ao longo da via (x_F), considerando o veículo percorrendo uma via sem rampas, com diferentes valores de EI (a - $EI = 2 \times 10^9 \text{ N.m}^2$, b - $EI = 4 \times 10^9 \text{ N.m}^2$, c - $EI = 8 \times 10^9 \text{ N.m}^2$). A figura 3.23 mostra, nas mesmas condições de simulação, a aceleração vertical do truque (\dot{v}_p) e a deflexão da suspensão primária (y_p), e a figura 3.24 mostra o deslocamento do ponto central do primeiro vão (y_{1GT}) e do terceiro vão (y_{3GT}). Pode-se perceber que a diminuição da rigidez da via afeta negativamente todas estas variáveis.

Estas mesmas variáveis são afetadas pela velocidade com que o veículo percorre a via, como mostram as figura 3.25, 3.26 e 3.27 que mostram os resultados de simulações para $EI = 4 \times 10^9 \text{ N.m}^2$, e duas diferentes velocidades (a - $v_F = 125 \text{ m/s}$, b - $v_F = 75 \text{ m/s}$). A figura 3.25 mostra a aceleração vertical da massa suspensa e a deflexão da suspensão secundária, a figura 3.26 mostra a aceleração vertical do

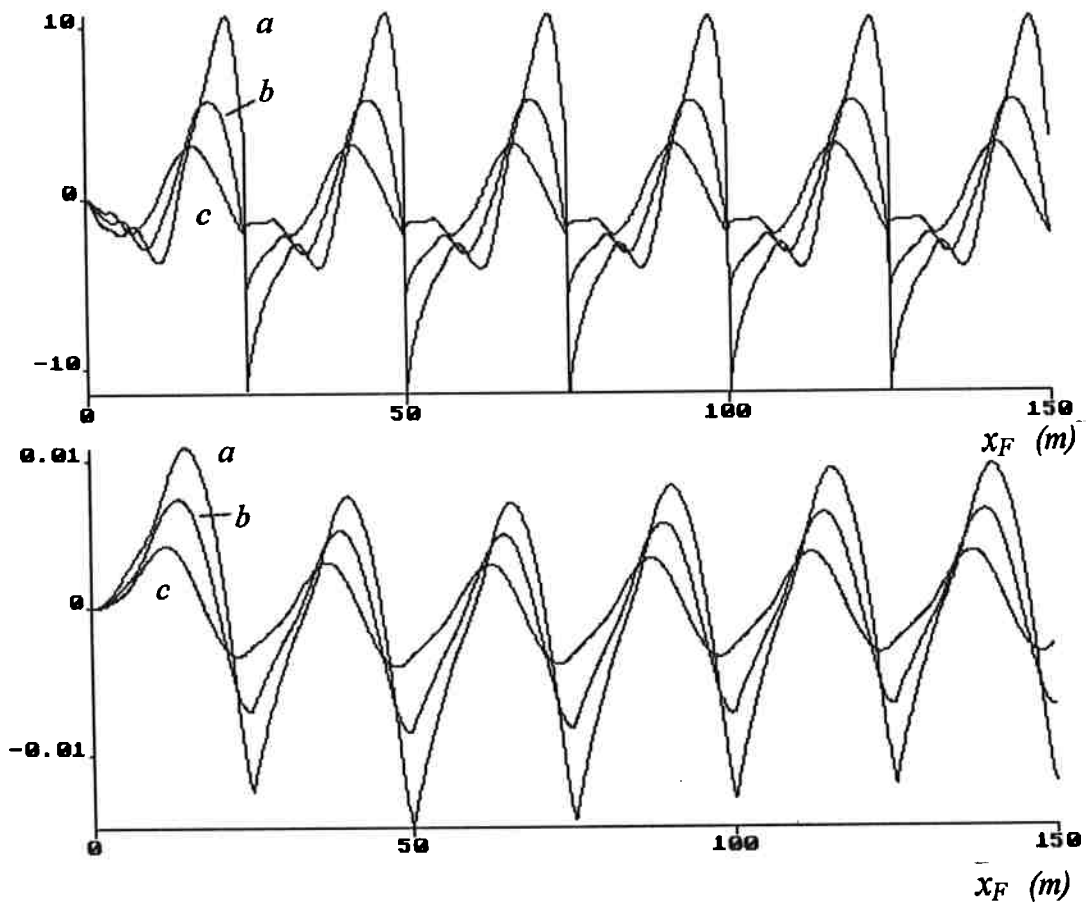


Fig. 3.23: Aceleração do truque e deflexão da suspensão primária para (a) - $EI = 2 \times 10^9 \text{ N.m}^2$, (b) - $EI = 4 \times 10^9 \text{ N.m}^2$, (c) - $EI = 8 \times 10^9 \text{ N.m}^2$.

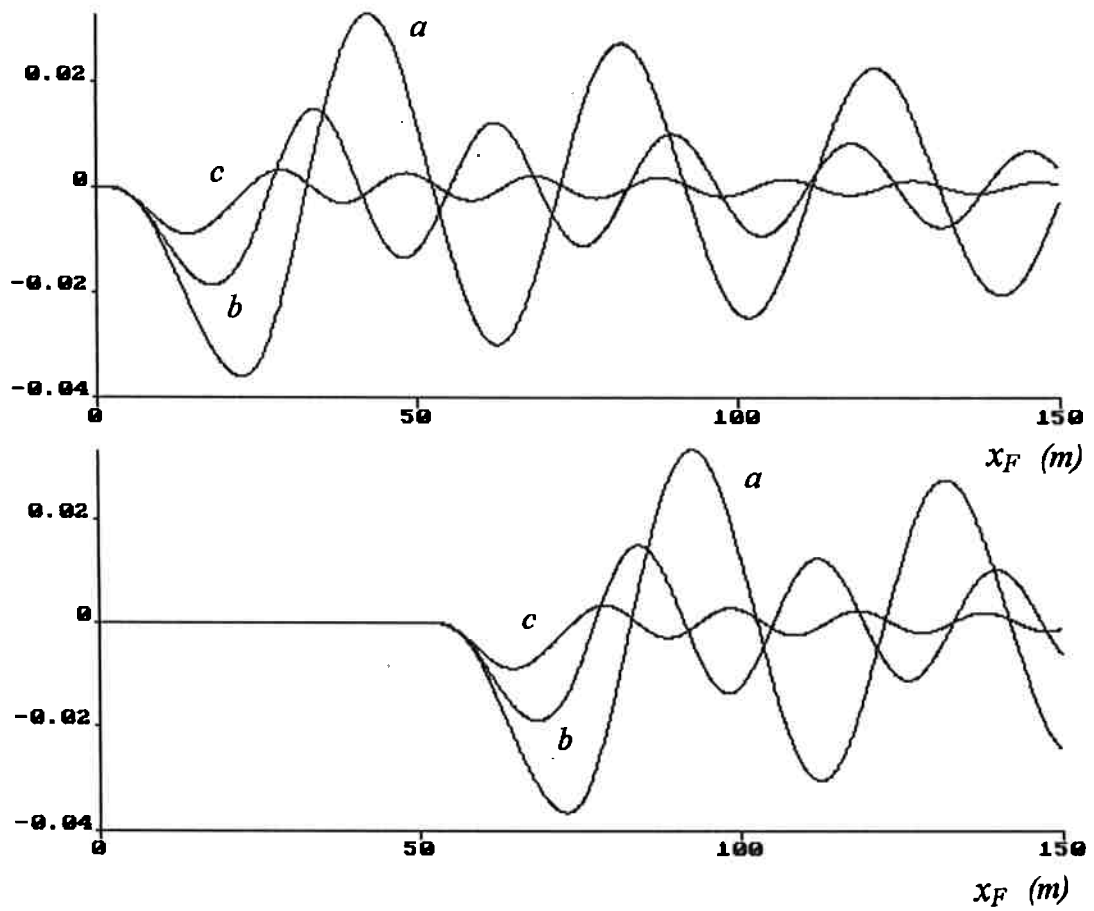


Fig. 3.24: Deslocamento vertical do ponto central do primeiro e terceiro vãos da via para (a) - $EI = 2 \times 10^9 \text{ N.m}^2$, (b) - $EI = 4 \times 10^9 \text{ N.m}^2$, (c) - $EI = 8 \times 10^9 \text{ N.m}^2$.

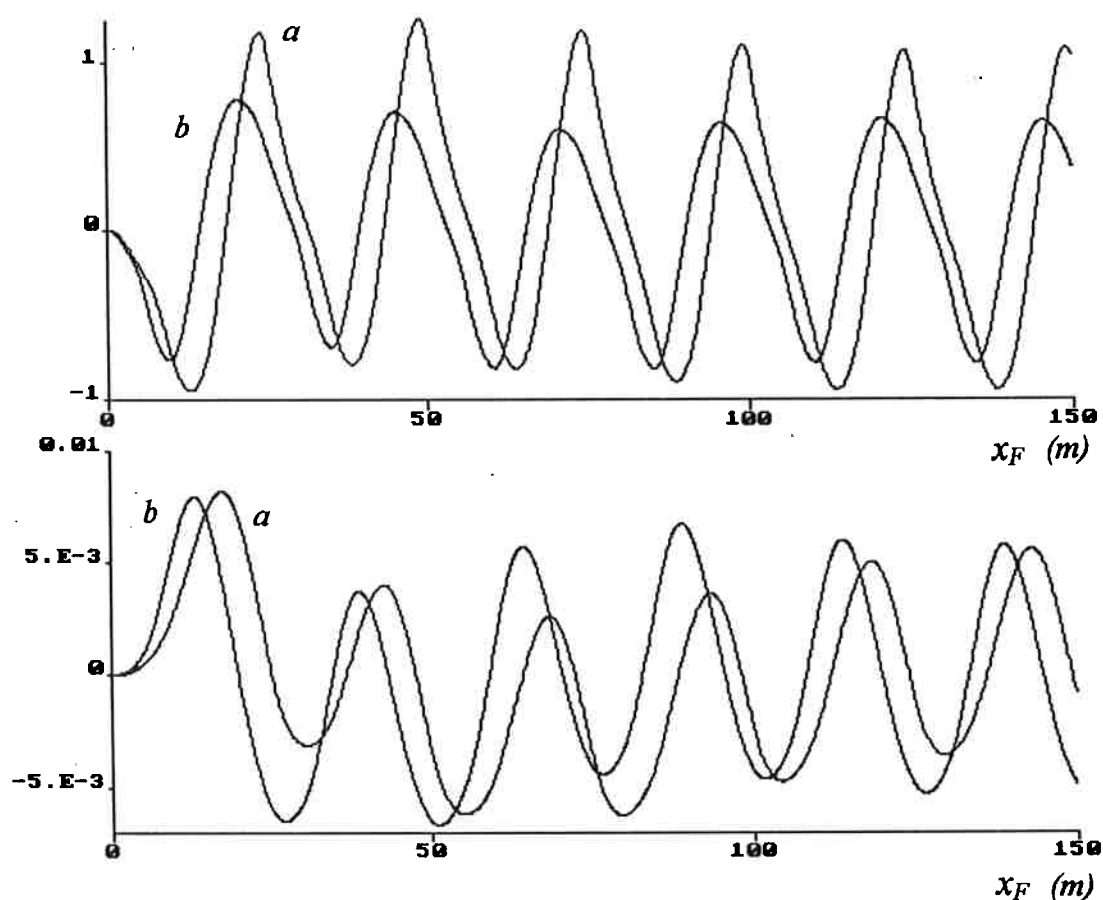


Fig. 3.25: Aceleração da massa suspensa e deflexão da suspensão secundária para (a) - $v_F(0) = 125 \text{ m/s}$, (b) - $v_F(0) = 75 \text{ m/s}$.

truque e a deflexão da suspensão primária, e a figura 3.27 mostra o deslocamento vertical do ponto central do primeiro e terceiro vãos da via.

Como dissemos anteriormente, o modelo utilizado permite verificar a influência da flexibilidade da via sobre a dinâmica longitudinal do veículo. A figura 3.28 mostra, no gráfico superior, a velocidade longitudinal do veículo para diferentes valores de EI , e velocidade inicial $v_F(0) = 125 \text{ m/s}$, e no gráfico inferior a velocidade longitudinal considerando $v_F(0) = 75 \text{ m/s}$ e $EI = 4 \times 10^9 \text{ N.m}^2$. A variação da velocidade longitudinal é bem pequena, mas deve-se levar em consideração que as simulações foram feitas desprezando-se totalmente os efeitos do motor linear, arrasto aerodinâmico e outros fenômenos de dissipação de energia, exceto aquele que é próprio da flexibilidade da via. Pose-se perceber que esta perda de velocidade é mais acentuada quanto menor for a rigidez da via.

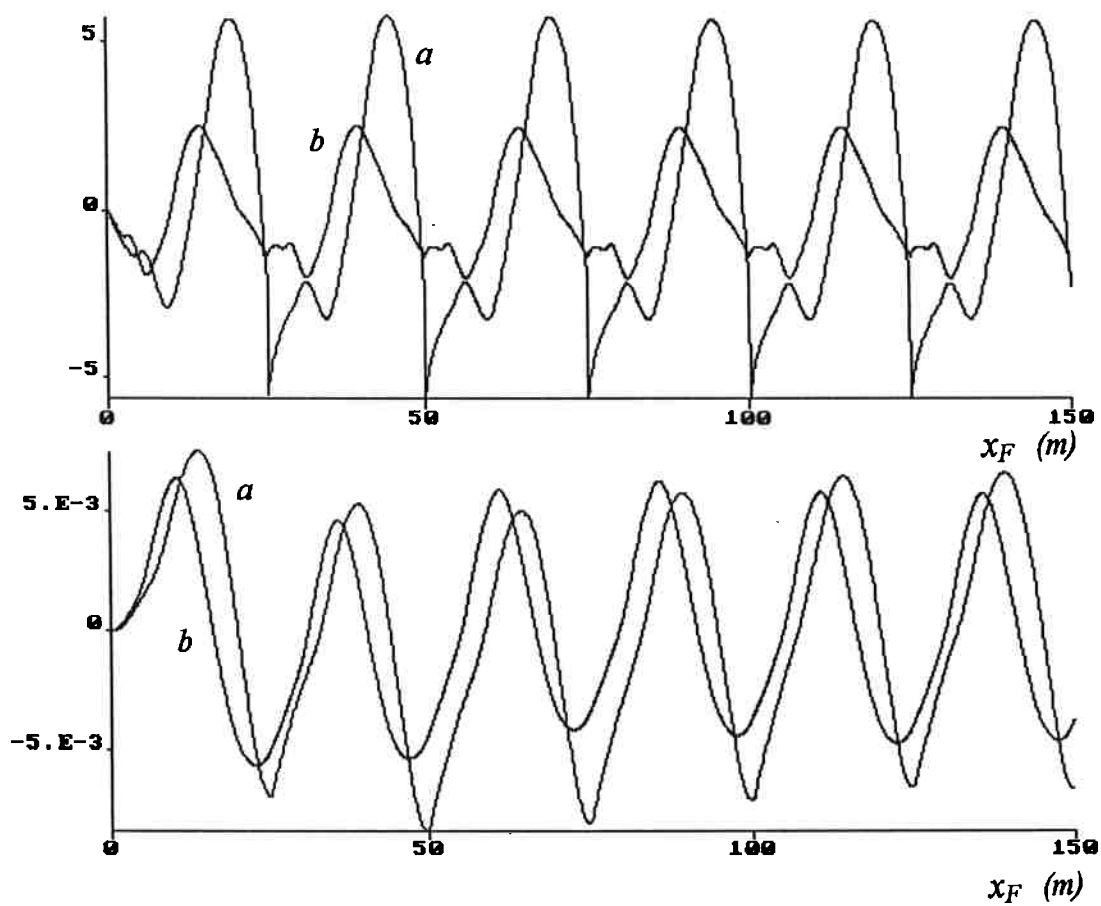


Fig. 3.26: Aceleração do truque e deflexão da suspensão primária para (a) - $v_F(0) = 125 \text{ m/s}$, (b) - $v_F(0) = 75 \text{ m/s}$.

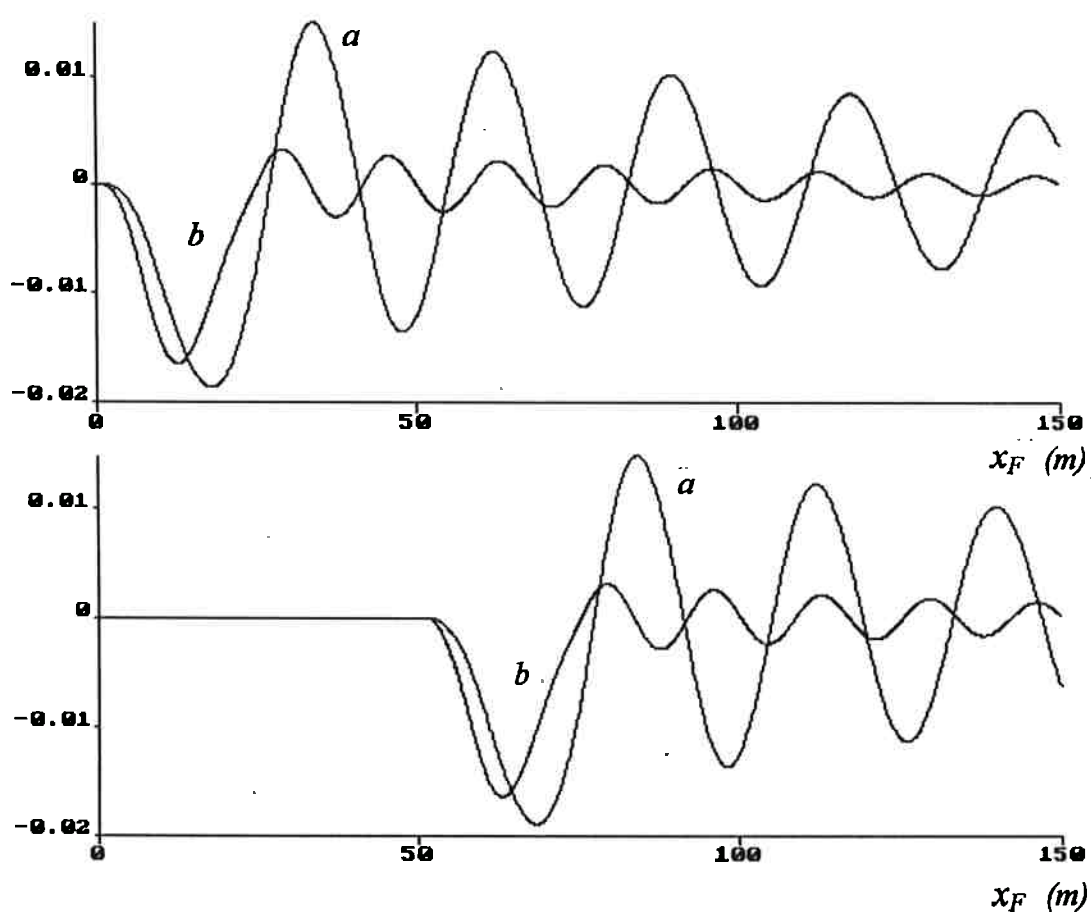


Fig. 3.27: Deslocamento vertical do ponto central do primeiro e terceiro vãos da via
 (a) - $v_F(0) = 125$ m/s, (b) - $v_F(0) = 75$ m/s.

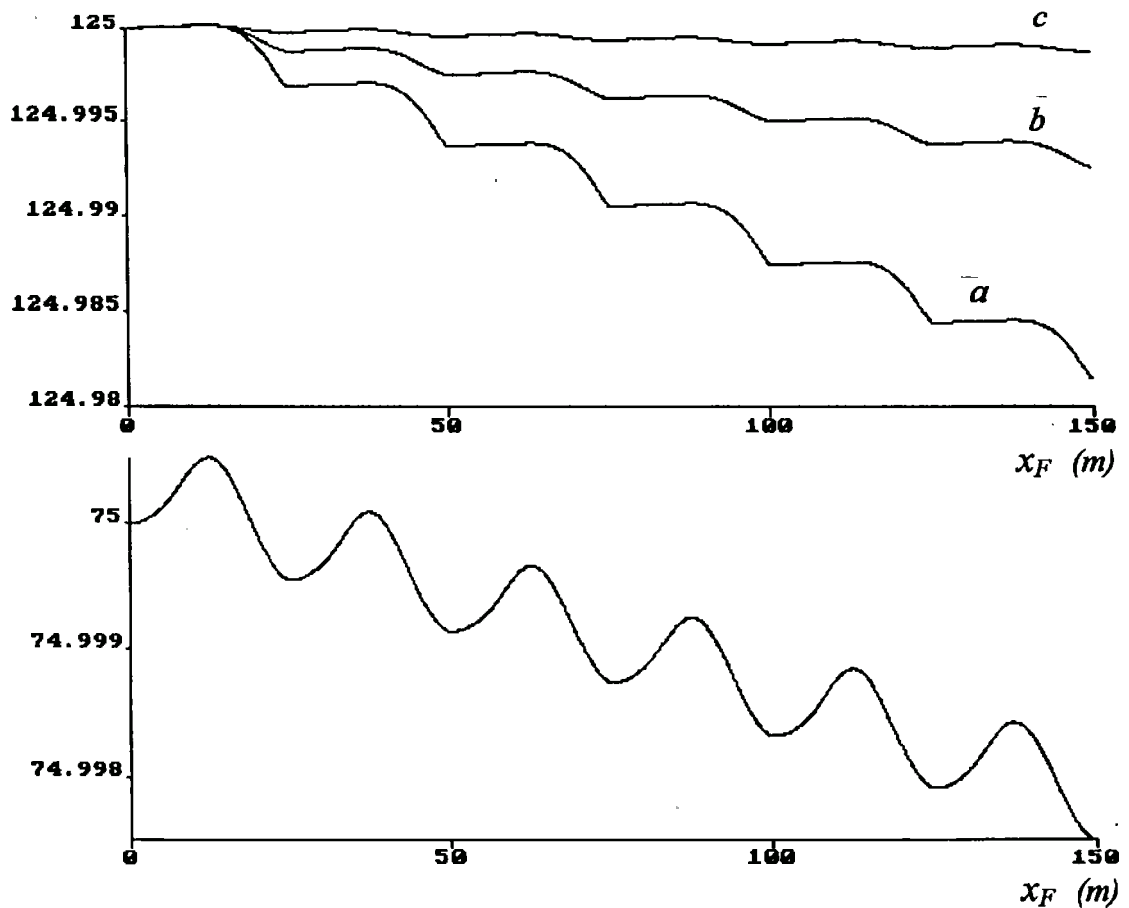


Fig. 3.28: Velocidade longitudinal do veículo. No gráfico superior temos $v_F(0) = 125$ m/s, (a) - $EI = 2 \times 10^9$ N.m², (b) - $EI = 4 \times 10^9$ N.m², (c) - $EI = 8 \times 10^9$ N.m². No gráfico inferior, $v_F(0) = 75$ m/s e (b) - $EI = 4 \times 10^9$ N.m².

As próximas simulações foram feitas para avaliar a suspensão secundária ativa. Nas figuras 3.29 a 3.31 o veículo está parado no ponto central do primeiro vão, e o sistema parte de uma condição inicial onde está em equilíbrio, considerando uma força externa de 16.000 N , e no instante inicial esta força é retirada. O valor de EI é $4 \times 10^9 \text{ N.m}^2$, e comparamos a suspensão passiva com a suspensão ativa com compensador IIb (sistema com integrador, observador de estado e com a deflexão da suspensão secundária como variável de realimentação). A figura 3.29 mostra a aceleração vertical da massa suspensa e a deflexão da suspensão secundária. A figura 3.30 mostra a aceleração vertical do truque e a deflexão da suspensão primária. A figura 3.31 mostra o deslocamento do ponto central do primeiro vão, comparando as suspensões passiva (a) e ativa (b) com a situação onde a dinâmica da suspensão é desprezada, ou melhor, a força vertical é constante (c). A suspensão do veículo, tanto ativa como passiva, atenua a vibração da via.

Para investigar a capacidade da suspensão ativa controlar a vibração da via, estendemos o modelo nominal usado no projeto do sistema de controle em um grau de liberdade correspondente ao primeiro modo de vibração elástica da via:

$$\dot{x}_{gt} = v_{gt} \quad (3.123)$$

$$\dot{v}_{gt} = (-k_{gt} \cdot x_5 - b_{gt} \cdot x_6 + F_p) / m_{gt} \quad (3.124)$$

Nestas equações x_{gt} é o deslocamento do ponto central da via, v_{gt} é a velocidade vertical deste ponto, e k_{gt} , b_{gt} e m_{gt} estão relacionados com as propriedades da viga por:

$$\omega_1 = \left(\frac{\pi}{L}\right)^2 \cdot \sqrt{\frac{EI}{\rho \cdot A}} \quad (3.125)$$

$$\Phi_{1c} = \sqrt{\frac{2}{\rho \cdot A \cdot L}} \cdot \text{sen}\left(\frac{\pi}{2}\right) \quad (3.126)$$

$$m_{gt} = \frac{1}{\Phi_{1c}^2} \quad (3.127)$$

$$k_{gt} = \left(\frac{\omega_1}{\Phi_{1c}}\right)^2 \quad (3.128)$$

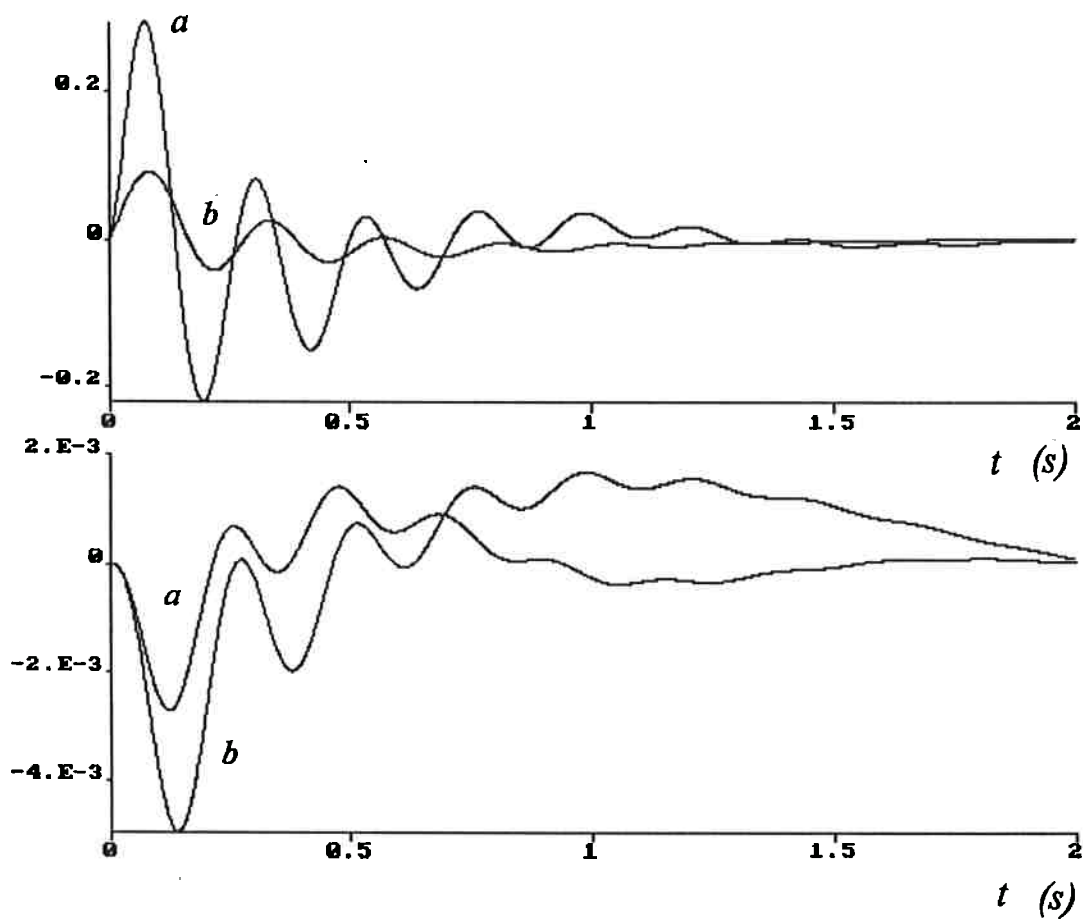


Fig. 3.29: Aceleração da massa suspensa e deflexão da suspensão secundária para (a) - suspensão passiva, (b) - suspensão ativa.

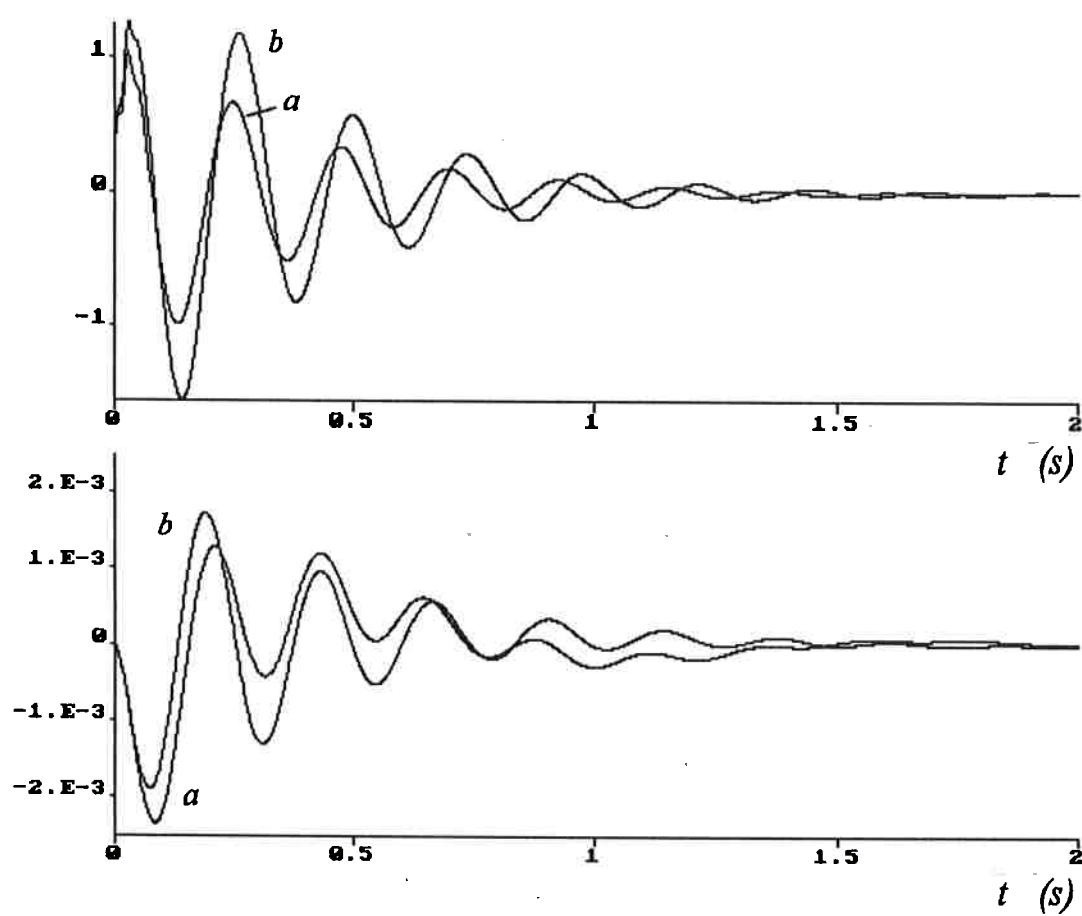


Fig. 3.30: Aceleração do truque e deflexão da suspensão primária para (a) - suspensão passiva, (b) - suspensão ativa.

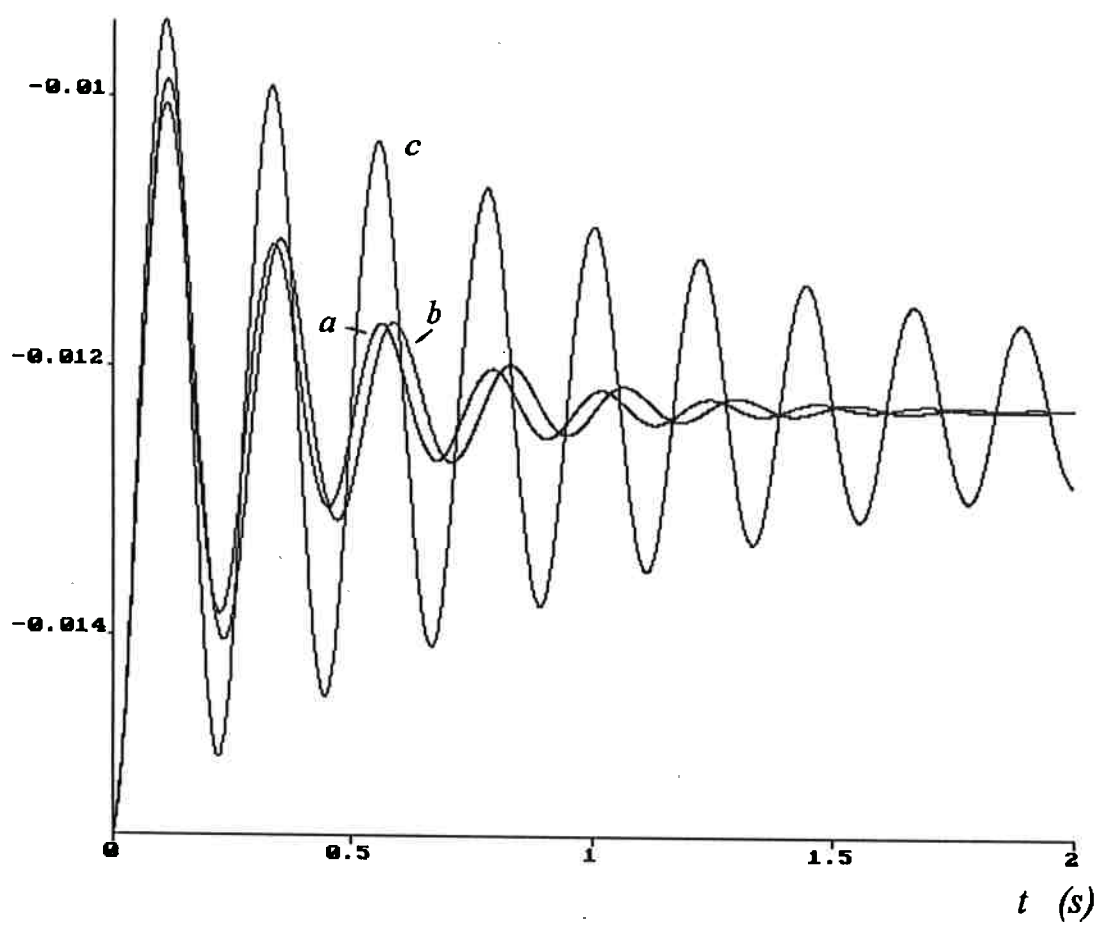


Fig. 3.31: Deslocamento vertical do ponto central do primeiro vão da via, (a) - suspensão passiva, (b) - suspensão ativa, (c) - força vertical constante.

$$b_{gt} = \frac{2 \cdot \zeta_1 \cdot \omega_1}{\Phi_{1c}^2} \quad (3.129)$$

onde Φ_{1c} é o valor da função de forma modal relativo ao primeiro modo, avaliado no ponto central da viga e ω_1 e ζ_1 são a frequência natural e o coeficiente de amortecimento deste modo de vibração. O compensador é projetado usando o mesmo método descrito no anexo E.1, incluindo um integrador na entrada da planta, e usando o índice de desempenho expresso em 3.39, com o acréscimo de um termo de deslocamento da viga (x_{gt}). Os pesos utilizados são os mesmos, e o peso relativo a x_{gt} é 1.

A suspensão ativa com este compensador (a) é comparado com a suspensão passiva (b) e a suspensão IIb (c) na figura 3.32, que mostra o deslocamento vertical do ponto central do primeiro vão e a aceleração da massa suspensa. A figura mostra que este compensador, que considera também a dinâmica da via, pode efetivamente atenuar a vibração da via, mas a aceleração da massa suspensa é aumentada, prejudicando o conforto.

As próximas figuras mostram simulações onde o veículo percorre a via a $v_F = 125 \text{ m/s}$, com $EI = 4 \times 10^9 \text{ N.m}^2$. A figura 3.33 mostra a aceleração da massa suspensa e a deflexão da suspensão secundária, comparando a suspensão passiva com a ativa. A aceleração apresenta picos acentuados causados pelas discontinuidades na passagem do veículo de um vão para outro. No veículo com suspensão ativa esta aceleração vertical é bastante reduzida, porém com o aumento da deflexão da suspensão. A figura 3.34 mostra a aceleração vertical do truque e a deflexão da suspensão primária, e a figura 3.35 mostra o deslocamento vertical do ponto central da via e a velocidade longitudinal do veículo. A redução na aceleração da massa suspensa é obtida às custas de um aumento na aceleração do truque, da deflexão da suspensão primária e da deformação elástica da via. Este aumento na deformação da via resulta ainda em maior redução da velocidade longitudinal do veículo.

Anteriormente mostramos a simulação do veículo percorrendo uma rampa com via rígida. As figuras a seguir mostram os resultados de uma simulação onde o veículo percorre uma via flexível com uma rampa descrita por um arco de circunferência

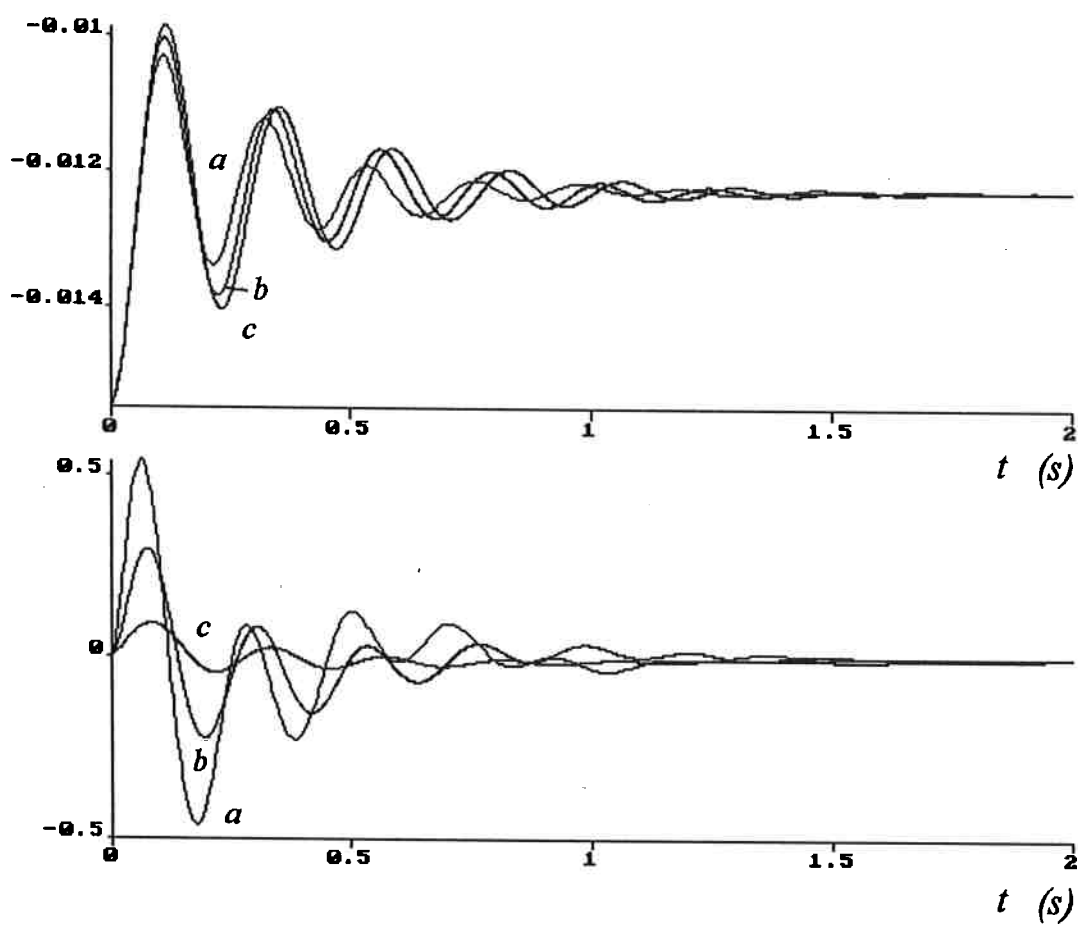


Fig. 3.32: Deslocamento vertical do ponto central do primeiro vão (gráfico superior) e aceleração vertical da massa suspensa (gráfico inferior). (a) - suspensão ativa com compensador estendido, (b) - suspensão passiva, (c) - suspensão ativa com compensador IIb.

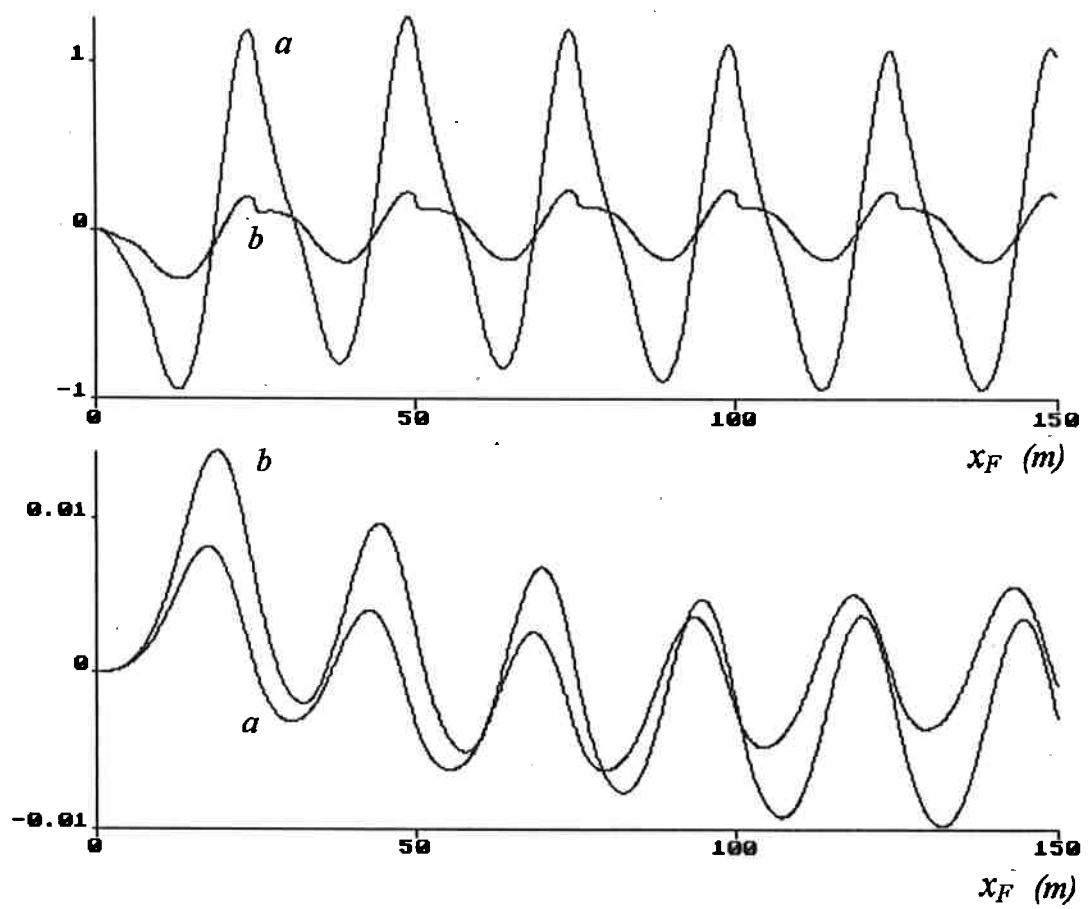


Fig. 3.33: Aceleração da massa suspensa e deflexão da suspensão secundária para (a) - suspensão passiva, (b) - suspensão ativa.

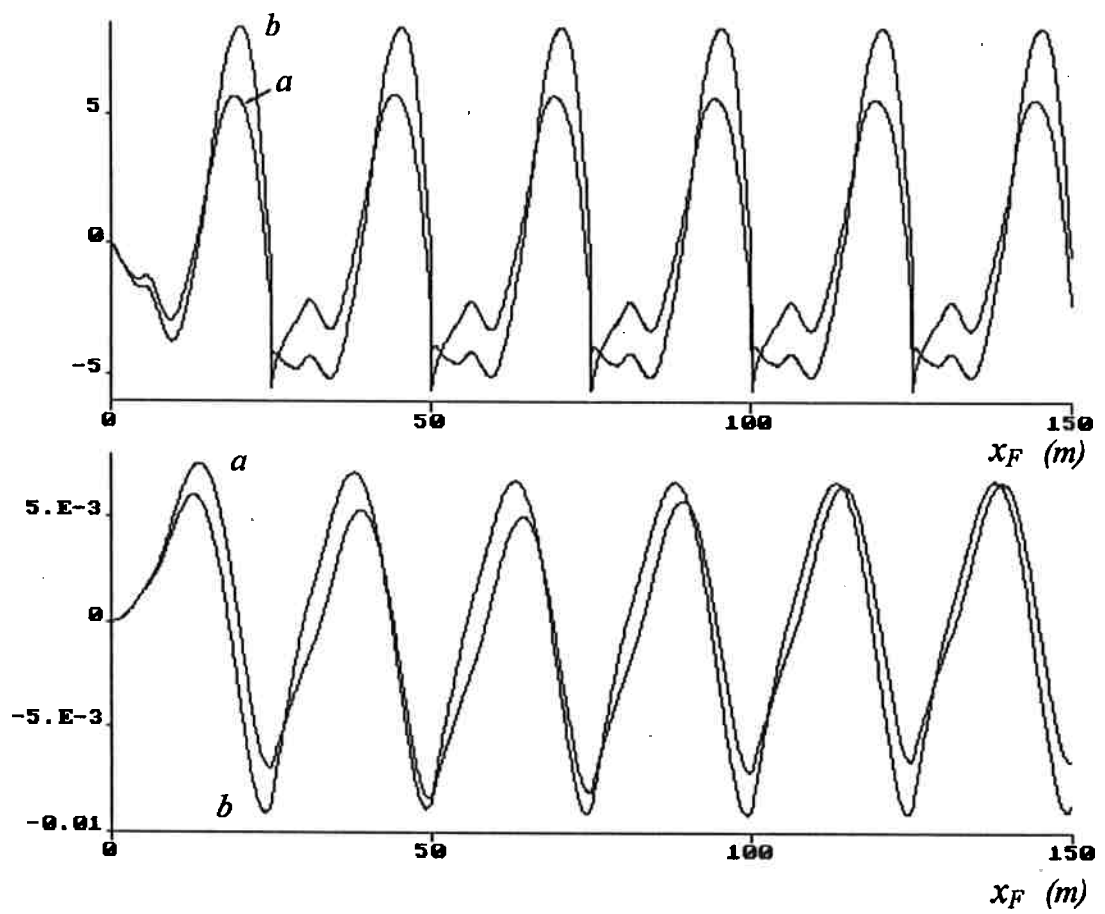


Fig. 3.34: Aceleração do truque e deflexão da suspensão primária para (a) - suspensão passiva, (b) - suspensão ativa.

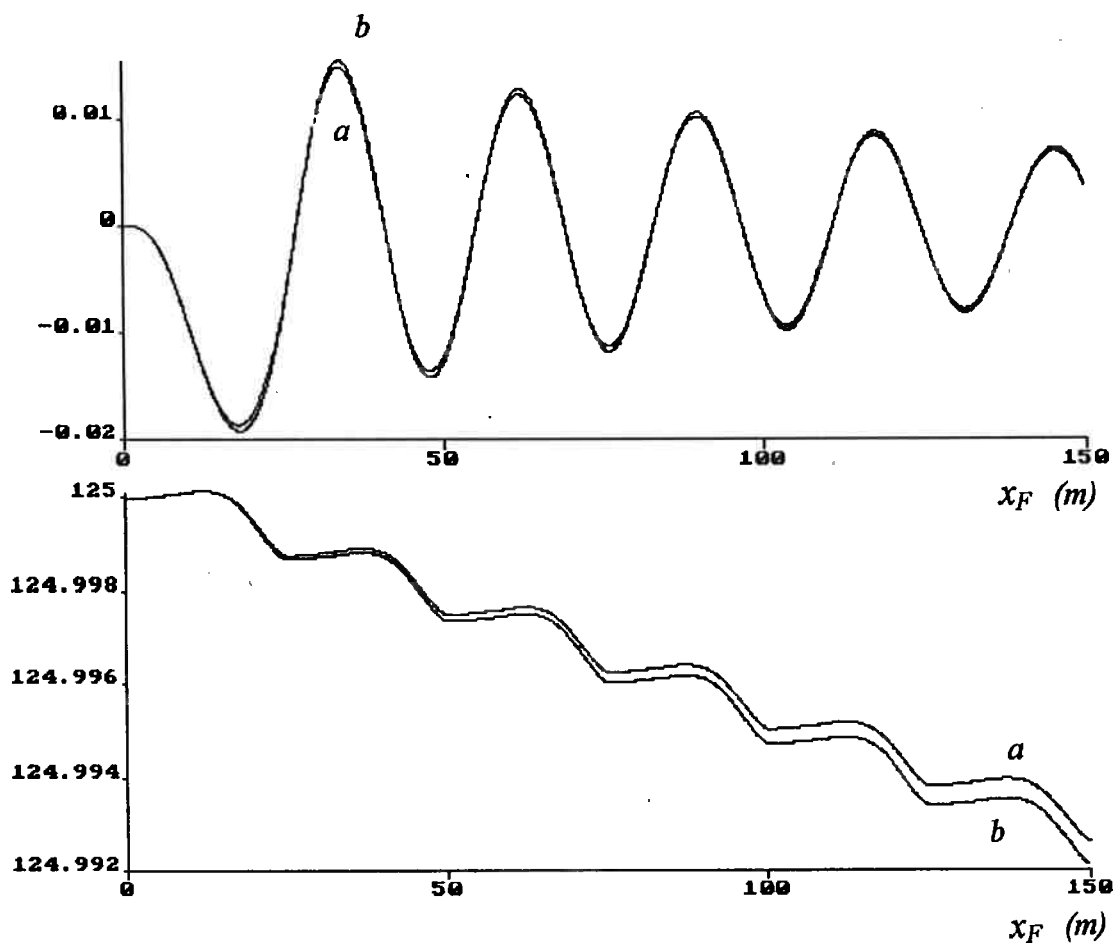


Fig. 3.35: Deslocamento vertical do ponto central do primeiro vão (gráfico superior) e velocidade longitudinal do veículo (gráfico inferior). (a) - suspensão passiva, (b) - suspensão ativa.

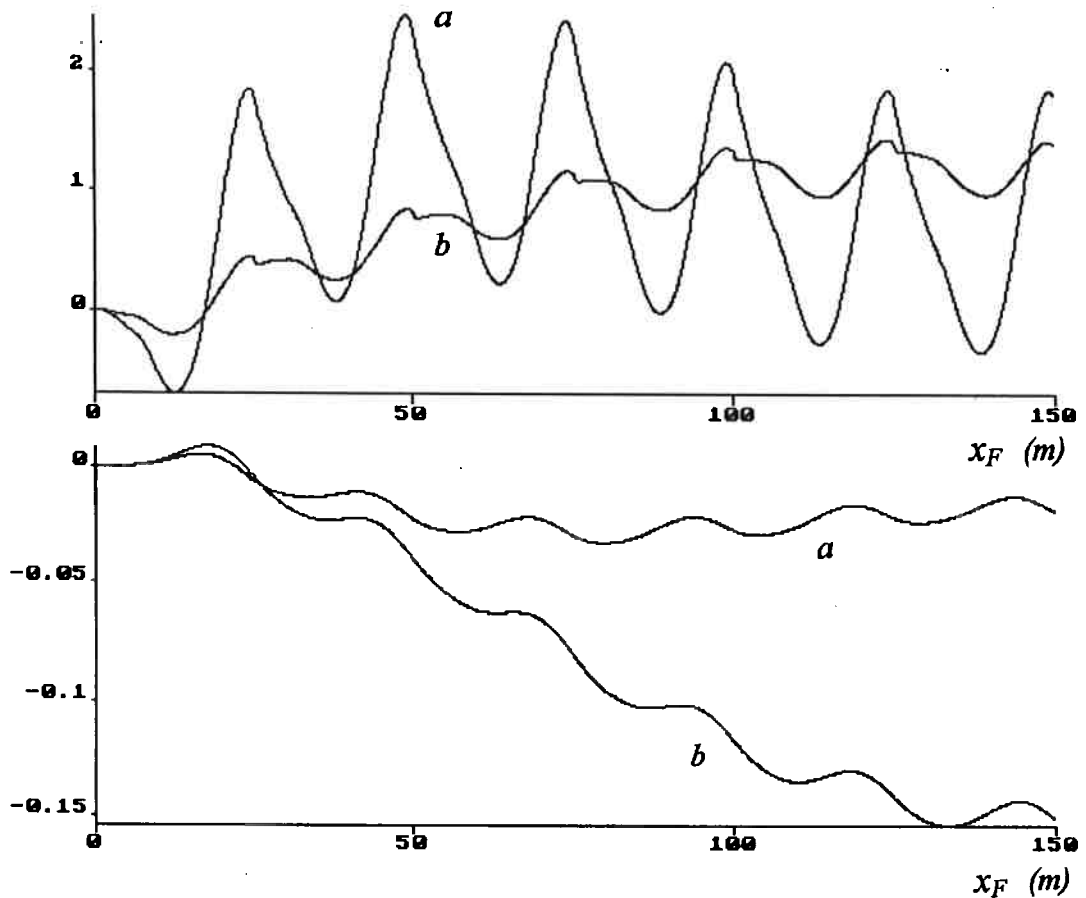


Fig. 3.36: Aceleração da massa suspensa e deflexão da suspensão secundária para (a) - suspensão passiva, (b) - suspensão ativa.

de raio $R = 20.000 \text{ m}$. Novamente podemos ver que a suspensão ativa pode reduzir a aceleração vertical da massa suspensa, porém com aumento na deflexão da suspensão secundária. A figura 3.36 mostra a aceleração da massa suspensa e a deflexão da suspensão secundária, a figura 3.37 mostra a aceleração vertical do truque e a deflexão da suspensão primária, e a figura 3.38 mostra o deslocamento vertical do ponto central da primeiro vão e a velocidade logitudinal.

Foram feitas ainda simulações para estudar do passagem de um segundo veículo sobre a via previamente excitada pela passagem de um primeiro veículo. As simulações mostram apenas a passagem sobre um vão, considerando $EI = 4 \times 10^9 \text{ N.m}^2$, e $v_F(0) = 125 \text{ m/s}$. As simulações consideram diferentes distâncias entre os veículos:

- a - $\Delta L = L$

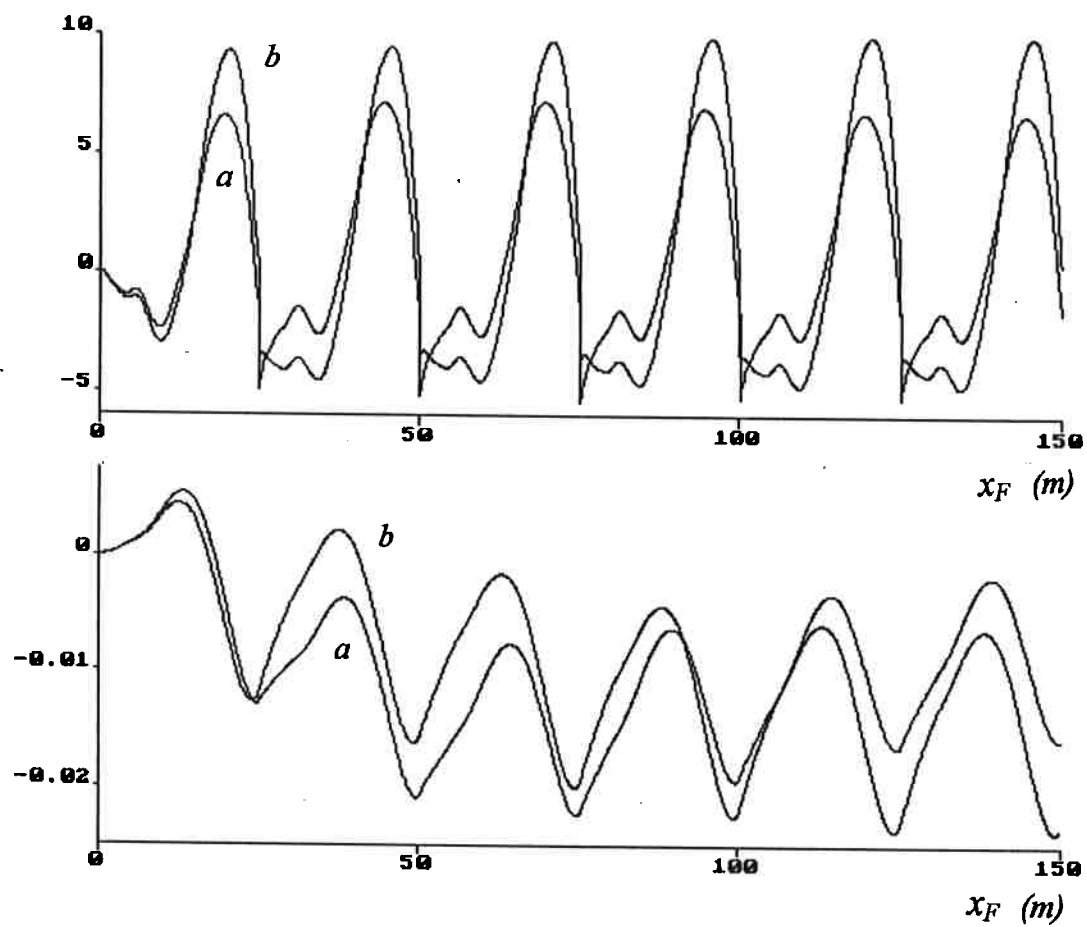


Fig. 3.37: Aceleração do truque e deflexão da suspensão primária para (a) - suspensão passiva, (b) - suspensão ativa.

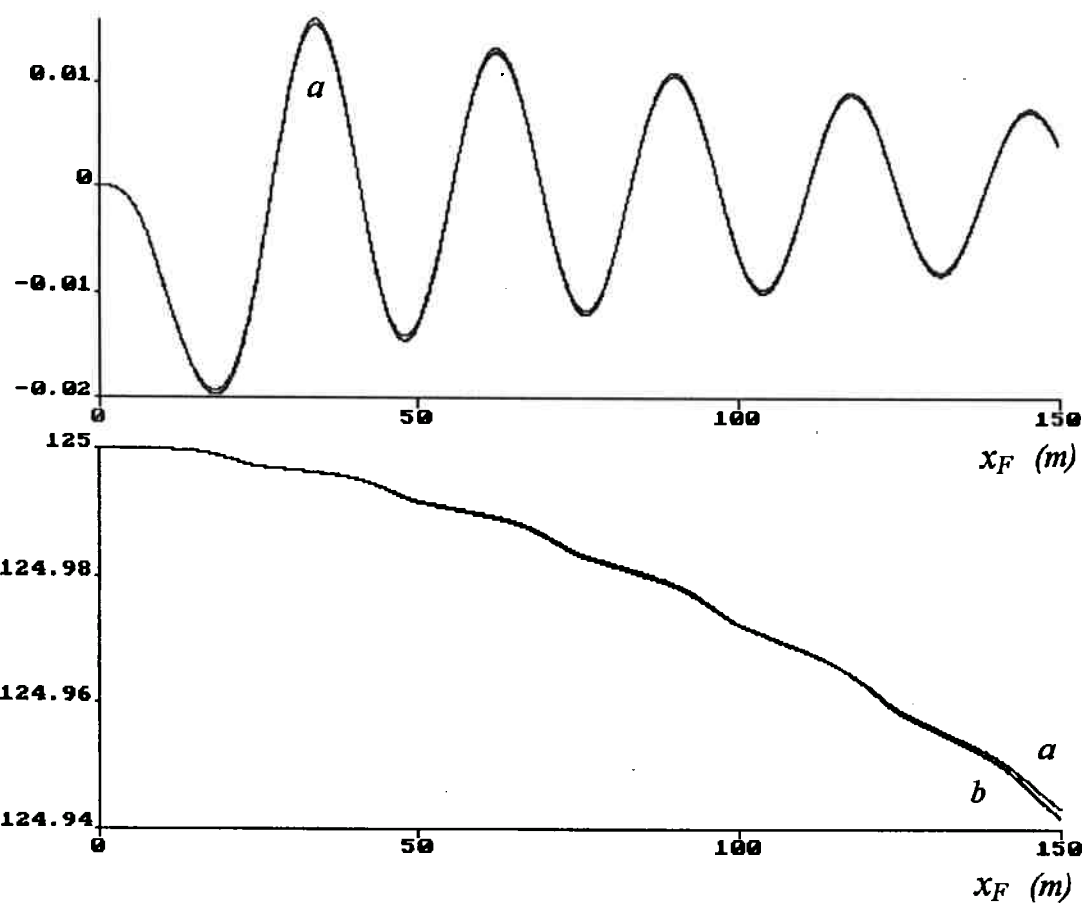


Fig. 3.38: Deslocamento vertical do ponto central do primeiro vão (gráfico superior) e velocidade longitudinal do veículo (gráfico inferior). (a) - suspensão passiva, (b) - suspensão ativa.

- b - $\Delta L = \frac{v_F}{f_{n1}}$
- c - $\Delta L = \left(1 + \frac{1}{4}\right) \cdot L$
- d - $\Delta L = \left(1 + \frac{1}{3}\right) \cdot L$
- e - $\Delta L = \left(1 + \frac{1}{2}\right) \cdot L$
- f - $\Delta L = \left(1 + \frac{2}{3}\right) \cdot L$
- g - $\Delta L = \left(1 + \frac{3}{4}\right) \cdot L$

O valor $\Delta L = \frac{v_F}{f_{n1}}$ corresponde à distância que o veículo percorre em um período de vibração do primeiro modo da via (f_{n1} é a frequência natural do primeiro modo em Hertz).

As figuras 3.39, 3.40 e 3.41 mostram o deslocamento vertical do ponto central do primeiro vão em função da distância percorrida pelo veículo. A figura 3.39 mostra as curvas correspondentes às situações (a), (b) e (e), a figura 3.40 mostra as situações (b), (c) e (d) e a figura 3.41 mostra as situações (b), (f) e (g). A curva (b) é repetida para fins de comparação. Pode-se verificar que (b) é a situação em que a via termina com a maior amplitude de vibração após a passagem do veículo. Se múltiplos veículos percorrerem a via equidistantes entre si de $\frac{v_F}{f_{n1}}$, ocorrem condições para a ressonância (RICHARDSON; WORMLEY, 1974). A suspensão ativa não pode alterar esta situação sem afetar o conforto da viagem, logo a determinação da velocidade de operação e da distância entre os veículos deve considerar os parâmetros construtivos da via.

Os resultados das simulações considerando a levitação magnética são apresentadas nas figuras a seguir.

A flexibilidade da via tem uma influência negativa sobre a estabilidade do sistema de levitação magnética. A figura 3.42 mostra o entreferro em função da distância percorrida pelo veículo, considerando uma via com $EI = 2 \times 10^9 \text{ Nm}^2$. Nestas condições o sistema de levitação magnética é instável, e o gráfico superior mostra

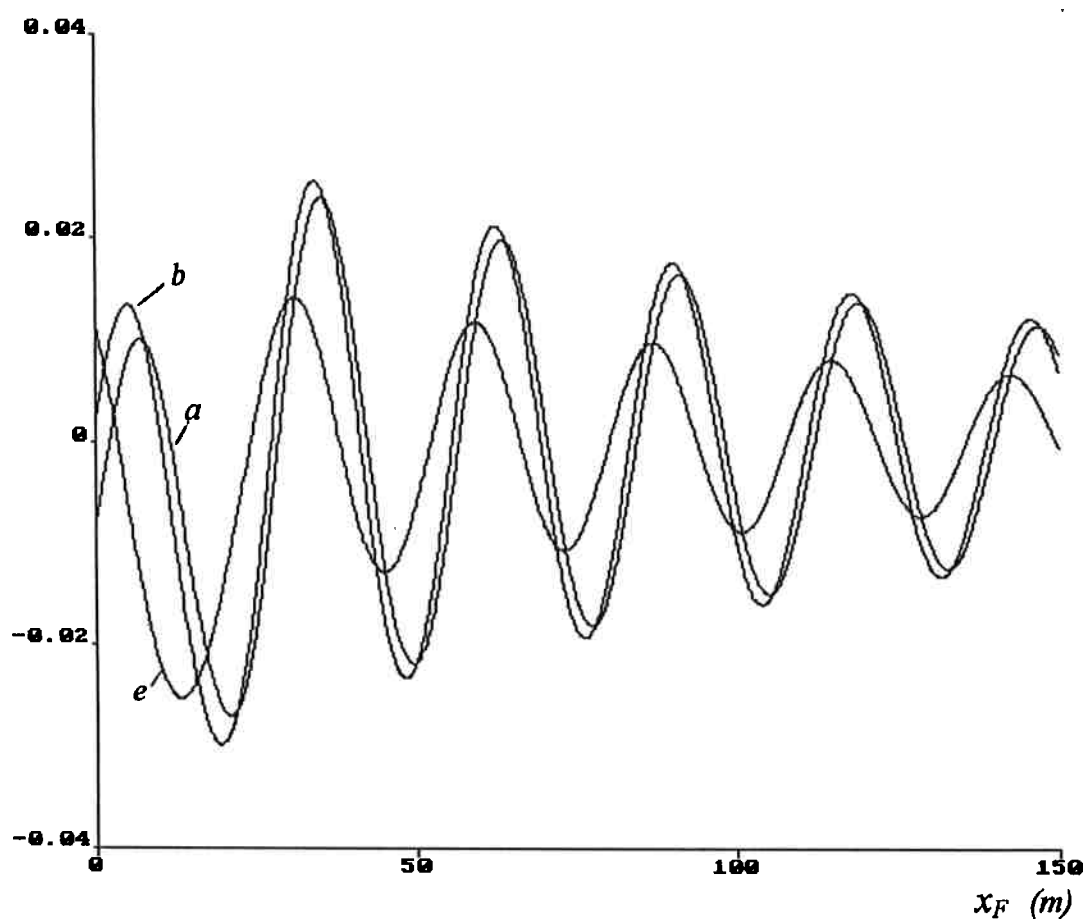


Fig. 3.39: Deslocamento vertical do ponto central do primeiro vão.

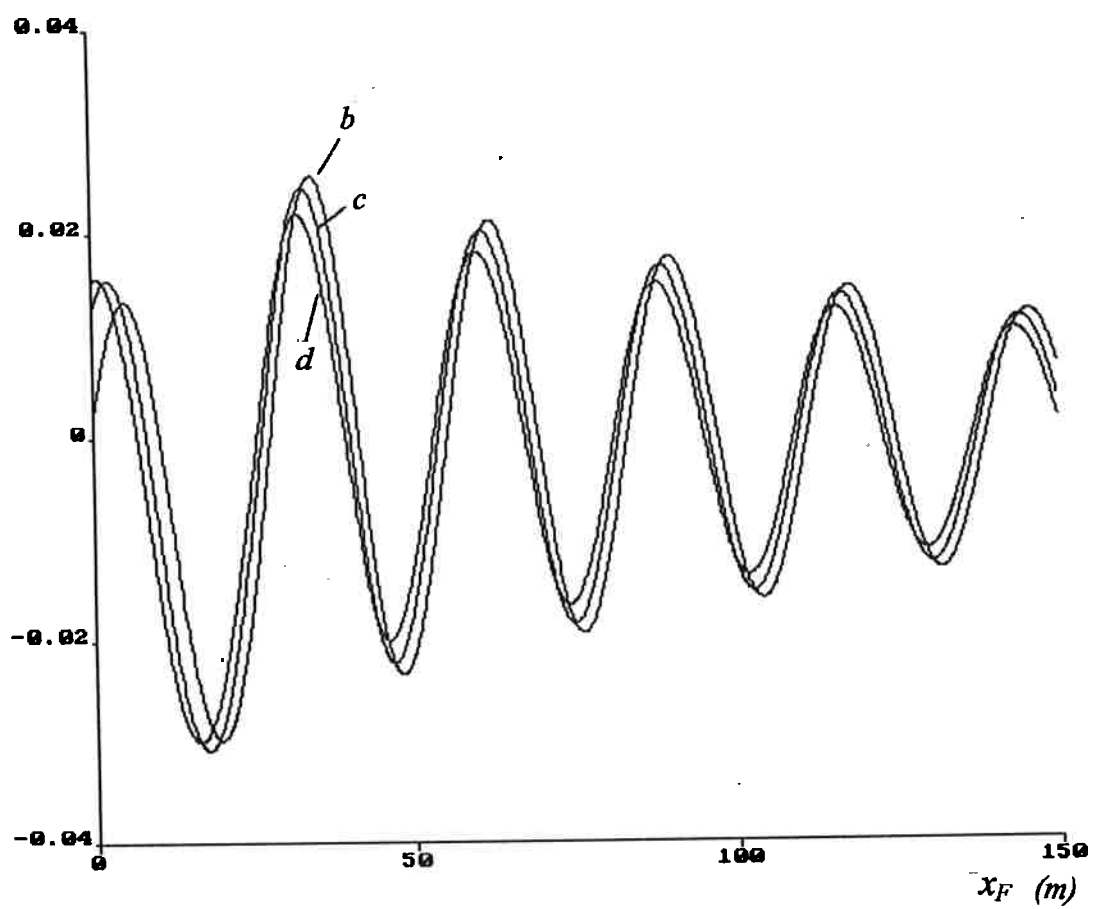


Fig. 3.40: Deslocamento vertical do ponto central do primeiro vão.

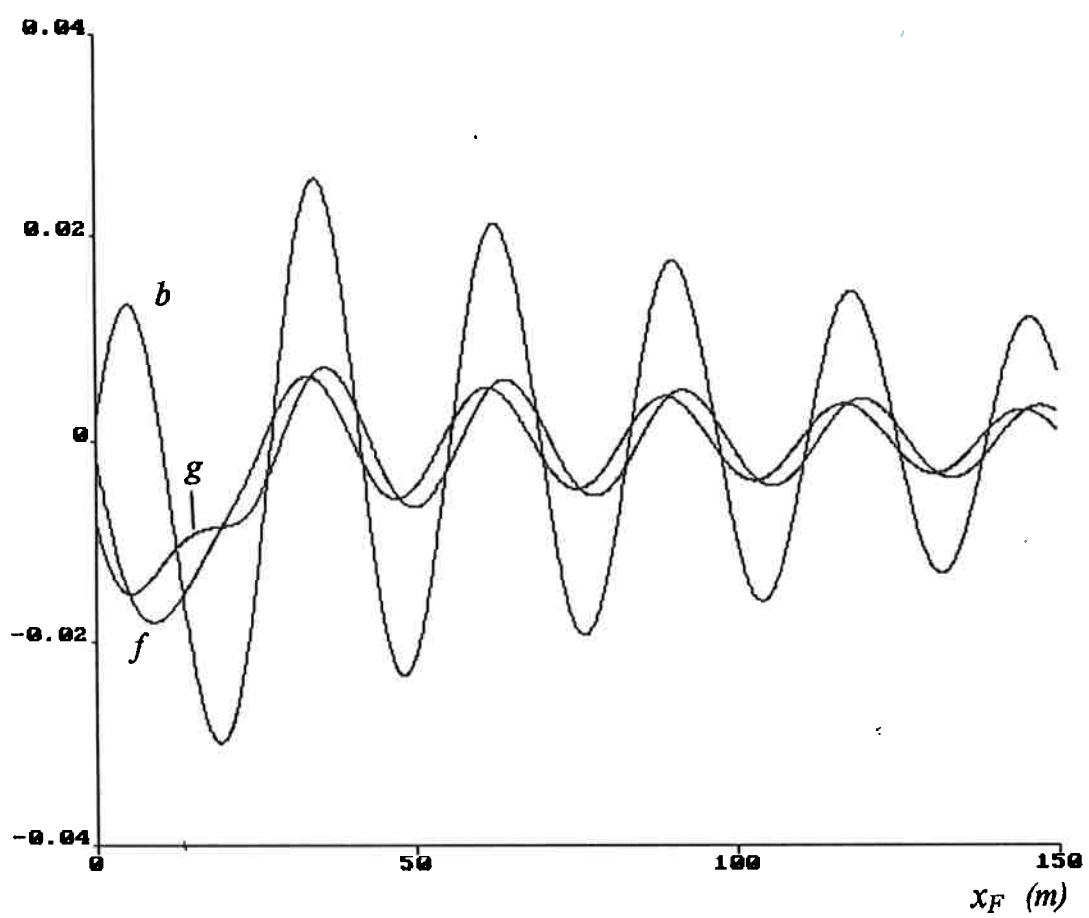


Fig. 3.41: Deslocamento vertical do ponto central do primeiro vão.

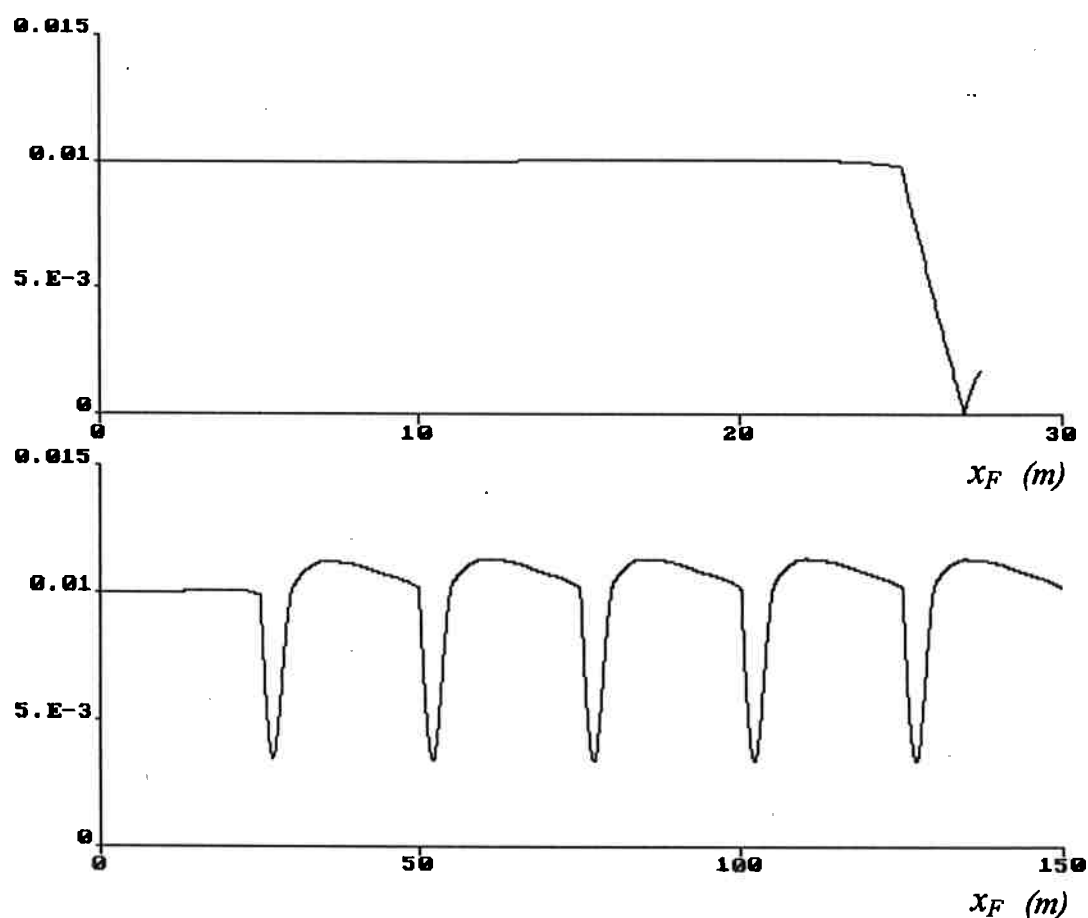


Fig. 3.42: Entreferro para uma via com $EI = 2 \times 10^9 \text{ Nm}^2$, considerando que a tensão limite seja 600 V (gráfico superior) e 2.000 V (gráfico inferior).

o eletroímã colidindo com o trilho (entreferro igual a zero). Entretanto, se aumentarmos o valor limite da tensão que pode ser aplicada na bobina do eletroímã de 600 V para 2.000 V, o sistema torna-se estável. Este valor limite tem por função modelar a saturação do sistema de potência.

A figura 3.43 mostra o entreferro para o veículo percorrendo uma via com $EI = 4 \times 10^9 \text{ Nm}^2$ a 125 m/s. São três as situações: com suspensão secundária passiva, com suspensão secundária ativa, e com suspensão ativa e um limite de tensão de 2.000 V. O efeito da suspensão ativa não é acentuado, mas tende a aumentar a variação do entreferro.

O efeito da suspensão magnética sobre a suspensão ativa também não é acentuado, como mostra a figura 3.44. A rigor a comparação não pode ser feita, pois nos modelos usados nas simulações o veículo sem o sistema de levitação magnética é mais leve, já

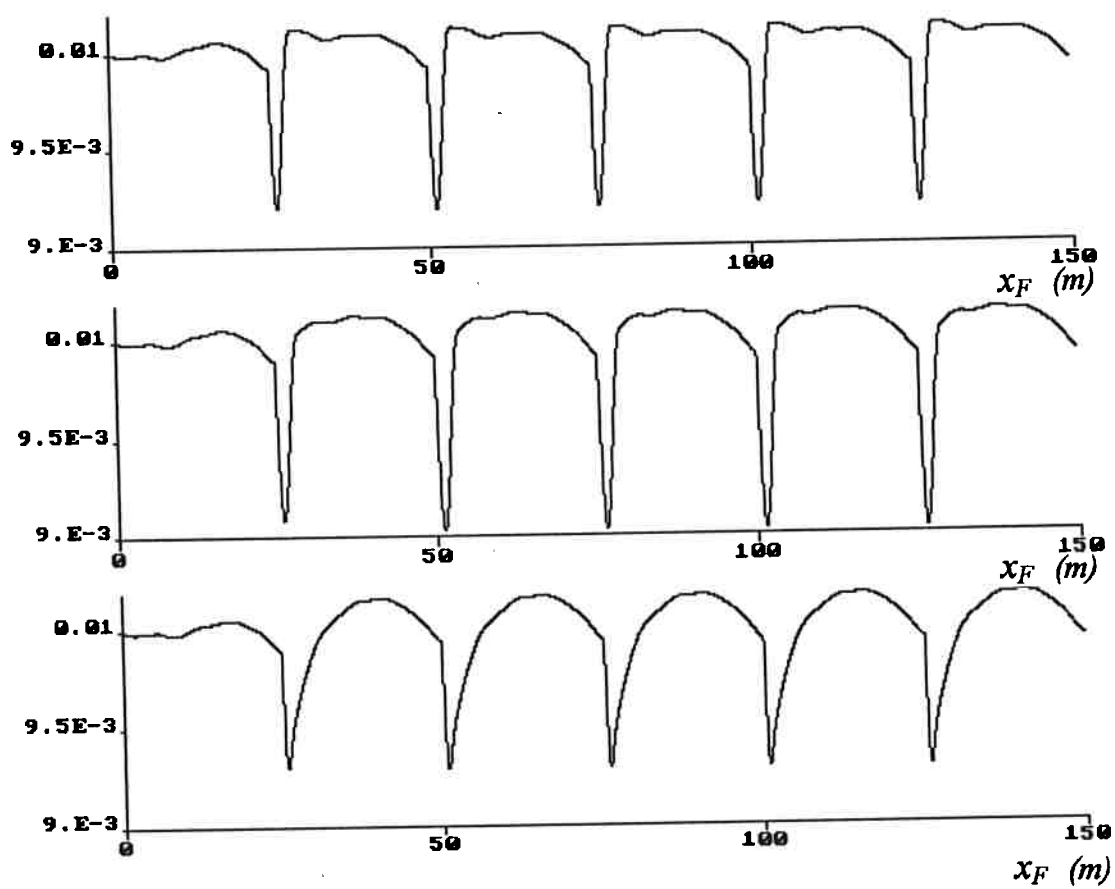


Fig. 3.43: Entreferro para uma via com $EI = 4 \times 10^9 \text{ Nm}^2$, considerando suspensão passiva, suspensão ativa e suspensão ativa e limite de tensão de 2.000 V (de cima para baixo).

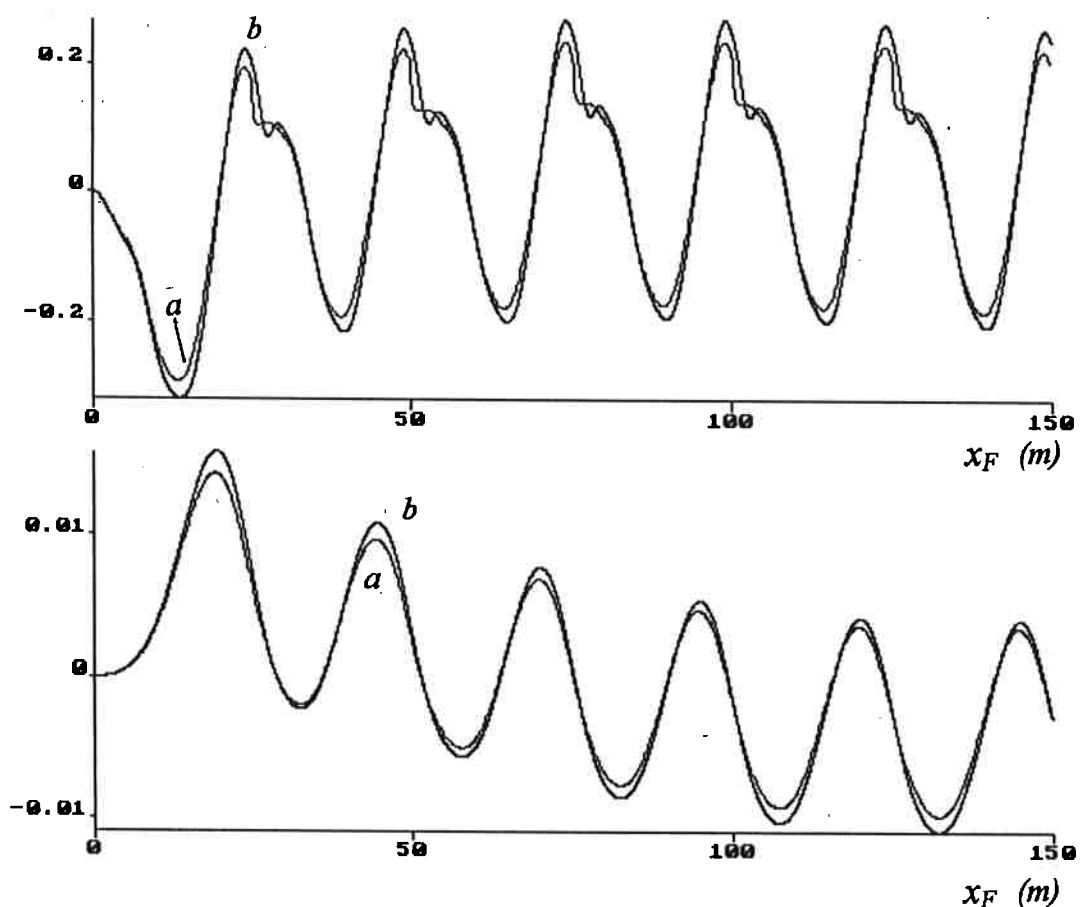


Fig. 3.44: Aceleração da massa suspensa e deflexão da suspensão secundária para (a) - sistema sem sistema de levitação magnética, (b) - sistema com sistema de levitação magnética.

que não possui a massa do eletroímã, e este pode ser um dos fatores que alteram os resultados. A figura 3.44 mostra a aceleração da massa suspensa (gráfico superior) e a deflexão da suspensão secundária (gráfico inferior). O veículo percorre uma via com $EI = 4 \times 10^9 \text{ Nm}^2$ a 125 m/s .

A figura 3.45 também mostra a aceleração da massa suspensa e a deflexão da suspensão secundária, mas considerando veículo com suspensão passiva (a) e ativa (b).

As figuras 3.46 e 3.47 mostram os resultados para o veículo percorrendo uma via flexível e com uma rampa modelada por um arco de circunferência de raio igual a 20.000 m . A figura 3.46 mostra a aceleração da massa suspensa e a deflexão da suspensão secundária, considerando suspensão passiva (a) e ativa (b). A figura 3.47 mostra o entreferro para veículo com suspensão passiva e ativa. Novamente o

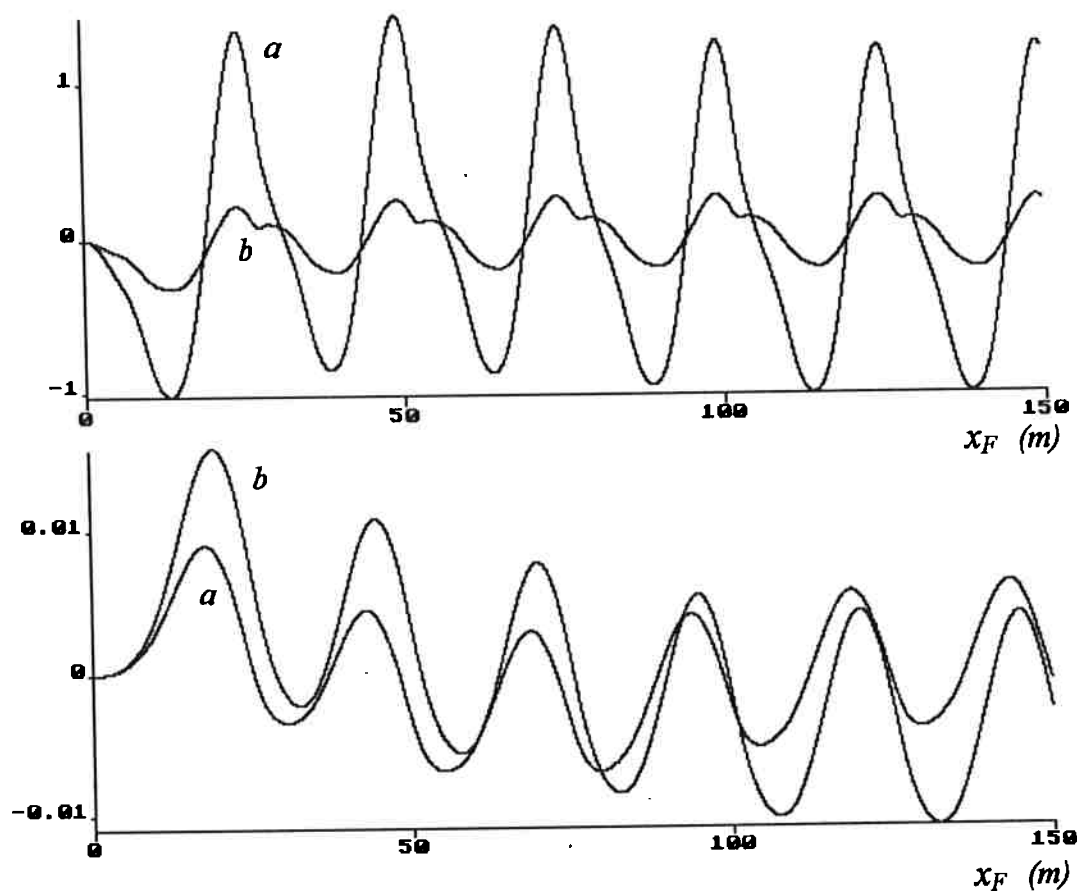


Fig. 3.45: Aceleração da massa suspensa e deflexão da suspensão secundária para (a) - suspensão passiva, (b) - suspensão ativa.

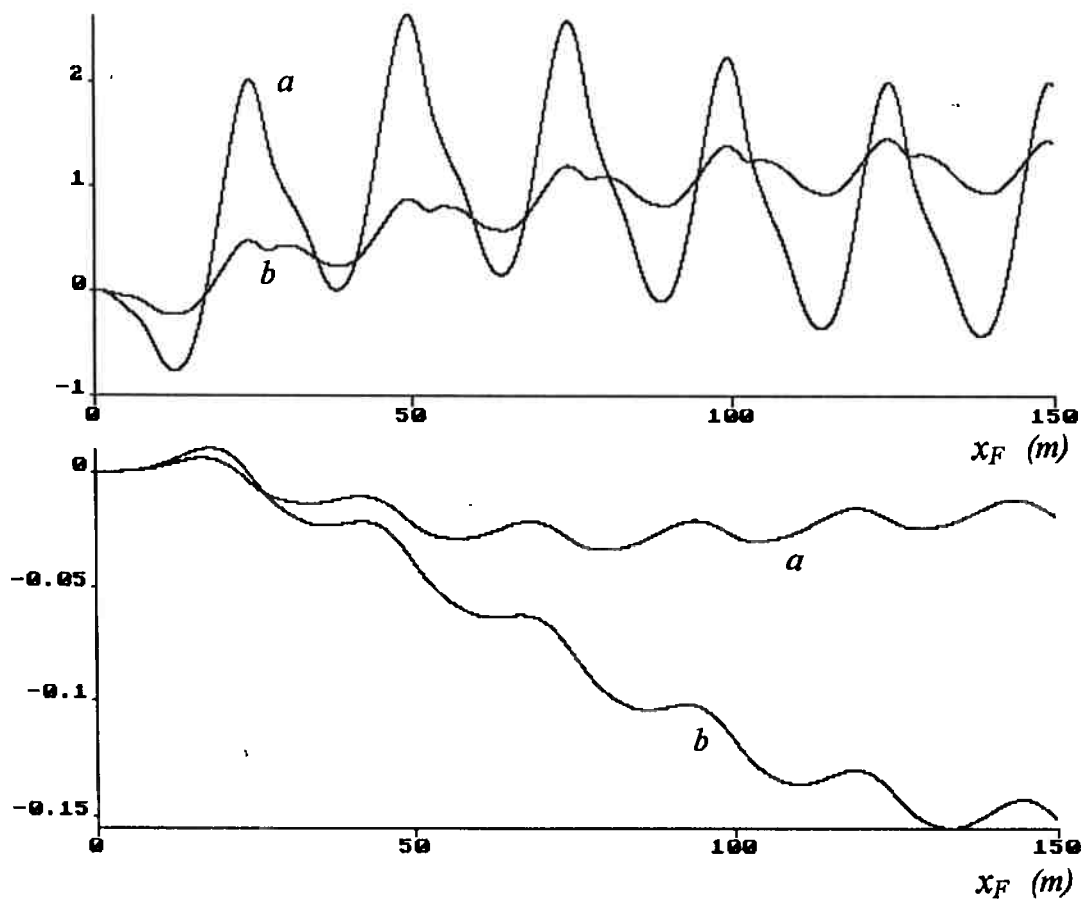


Fig. 3.46: Aceleração da massa suspensa e deflexão da suspensão secundária para (a) - suspensão passiva, (b) - suspensão ativa.

efeito da suspensão ativa não é pronunciado, aumentando levemente a variação do entreferro. A rampa também não afetou muito o sistema de levitação magnética:

Se o veículo percorre uma via previamente excitada pela passagem de outro veículo, as perturbações podem desestabilizar o sistema de levitação magnética. A figura 3.48 mostra o entreferro do eletroímã de um veículo distante de 25 m de outro que passou pelo primeiro vão. A vibração da via faz com que o eletroímã colida com o trilho, seja com suspensão secundária passiva ou ativa. Se o limite da tensão que pode ser aplicada no eletroímã for aumentado de 600 V para 2.000 V , o sistema de levitação magnética permanece estável.

Se a velocidade do veículo for menor, por exemplo $v_F = 75$ m/s , o sistema de levitação magnética não é desestabilizado pelas vibrações da via induzidos por outro veículo, como mostra a figura 3.49. Esta figura mostra o entreferro e a aceleração

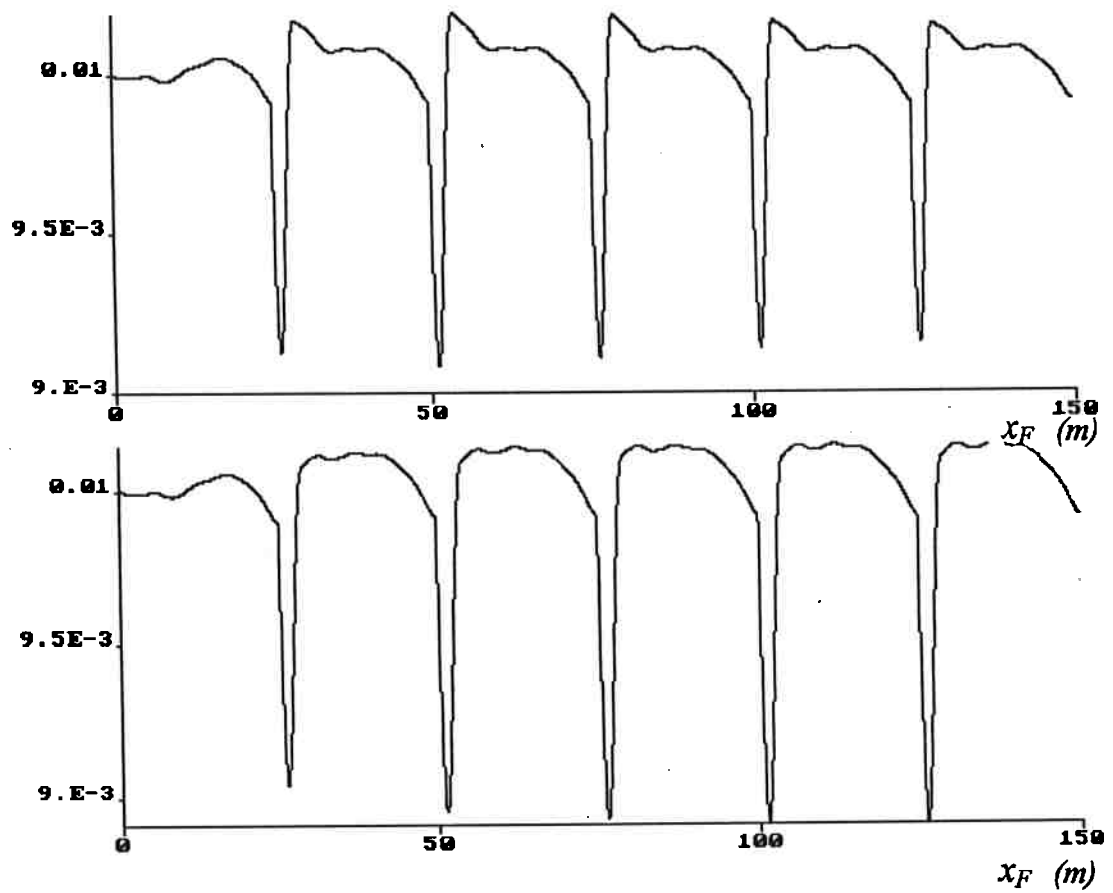


Fig. 3.47: Entreferro para uma via com $EI = 4 \times 10^9 \text{ Nm}^2$, rampa e considerando suspensão passiva (gráfico superior) e suspensão ativa (gráfico inferior).

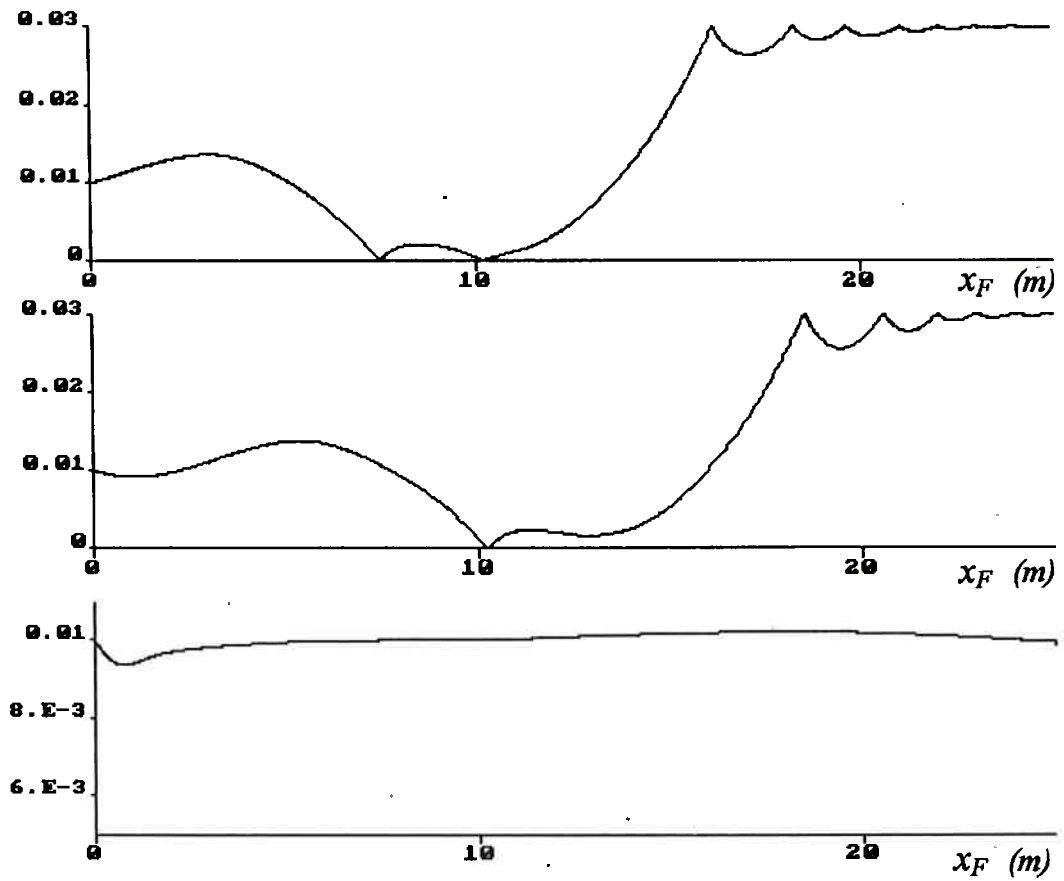


Fig. 3.48: Entreferro de um eletroímã de um veículo que percorre uma via previamente excitada por outro veículo, adiante um vão, considerando suspensão passiva, suspensão ativa e suspensão ativa com limite de tensão de 2.000 V (de cima para baixo).

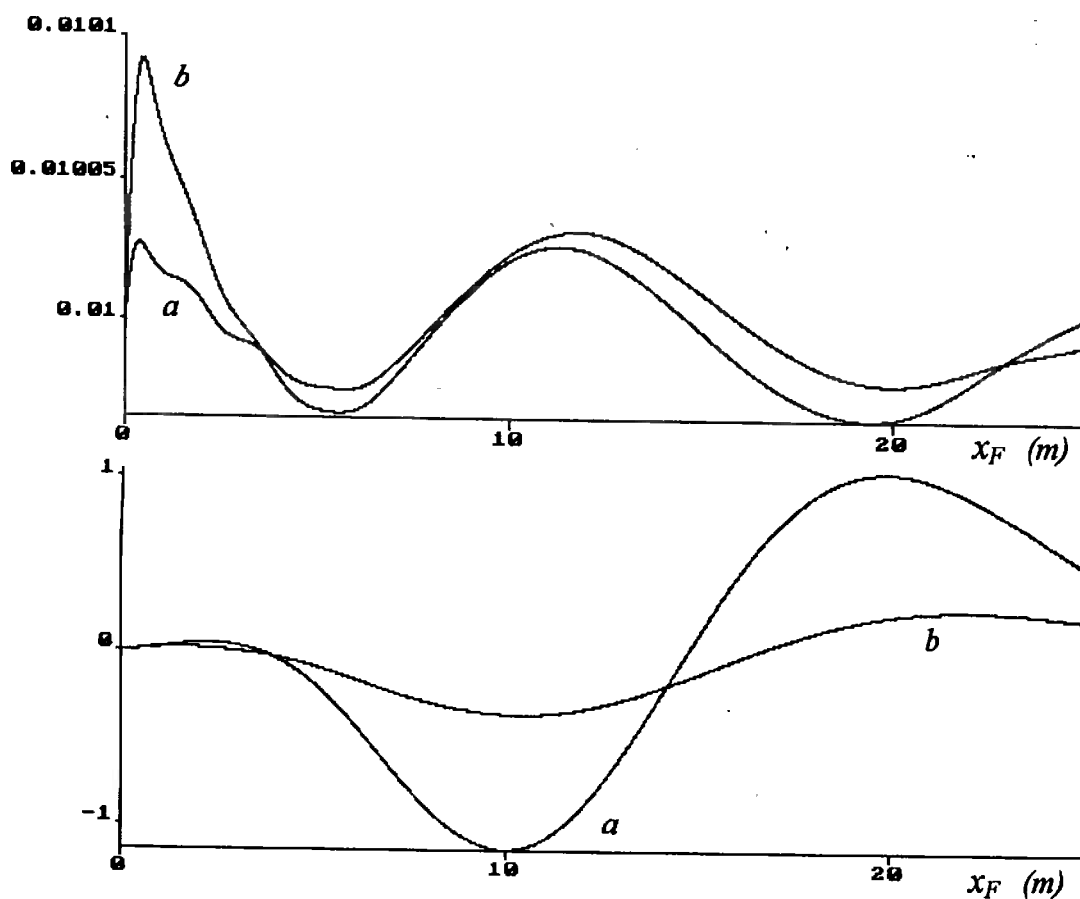


Fig. 3.49: Entreferro de um eletroímã (gráfico superior) de um veículo que percorre uma via previamente excitada por outro veículo, adiante um vão, e a aceleração de sua massa suspensa (gráfico inferior), considerando suspensão passiva (a) e suspensão ativa (b).

da massa suspensa, considerando suspensão passiva (a) e ativa (b). Nesta simulação a distância entre os veículos é de 25 m. A suspensão secundária ativa reduz a aceleração da massa suspensa, causando um pequeno incremento na variação do entreferro.

As simulações mostram que os projetos dos sistemas de controle da suspensão secundária ativa e do sistema de levitação magnética podem ser feitos separadamente sem que a estabilidade seja comprometida. Deve-se notar que as simulações foram feitas usando-se um sistema bem mais complexo que os modelos utilizados no projeto dos compensadores. O sistema de levitação magnética, devido ao pequeno valor do entreferro nominal (10 mm), e por ser altamente não-linear, pode ser levado para fora da região de estabilidade pelas perturbações induzidas pelas vibrações da via,

principalmente nas descontinuidades na passagem do veículo de um vão para outro. Estas descontinuidades são maiores quanto menor for a rigidez da via, e de fato as simulações mostraram que se a via não for suficientemente rígida o sistema de levitação se instabiliza. As vibrações da via também podem ser provocadas pela passagem de outro veículo que segue mais à frente, e aqui também pode ocorrer a instabilização do sistema de levitação magnética. Nas simulações realizadas, quando o sistema de levitação magnética dispõe de uma fonte de potência capaz de fornecer maiores tensões (de 600 V para 2.000 V, no presente caso) o sistema mantém-se estável. Entretanto existem limites práticos para esta tensão, logo o projeto do sistema veículo-via deve resultar em uma solução de compromisso entre o custo da via e o custo dos sistemas ativos de controle dos veículos que a percorrerão.

4. ESTUDO DO PROBLEMA DE CONTROLE - MODELO DE 1/2 DO CARRO

4.1 Descrição do Sistema

Nesta seção apresentamos um estudo sobre a aplicação do método LQG-LTR no projeto do sistema de controle da suspensão secundária ativa. Usamos o modelo de metade do carro, incluindo a inércia dos truques, suspensão primária e a flexibilidade da estrutura do veículo. Dois conjuntos diferentes de variáveis medidas são estudadas, as excursões da suspensão secundária e as velocidades verticais absolutas dos truques e de dois pontos do corpo do veículo (sua extremidades).

A figura 4.1 mostra o esquema do veículo e sua representação através da técnica dos grafos de ligação. O modelo considera dois modos rígidos, vertical e arfagem, e os três primeiros modos de vibração elástica do corpo do veículo. Inclui também os movimentos verticais dos truques traseiro e frontal. As forças ativas da suspensão secundária são representadas por u_f e u_r , as velocidades induzidas pelas irregularidades da via são designadas por w_f e w_r , e a velocidade do veículo é v_v . As frequências naturais ω_n e as funções de forma Φ_n dos modos de vibração elástica são supostas conhecidas. As deformações elásticas do corpo do veículo são expressas por $\sum_n q_n \Phi_n$, e μ_n , κ_n e b_n são a massa, a rigidez e o amortecimento modais do n ésimo modo. As deflexões das suspensões secundárias frontal e traseira são y_{sf} e y_{sr} respectivamente, e as deflexões das suspensões primárias são y_{pf} e y_{pr} . Outras variáveis e parâmetros podem ser identificados na figura 4.1.

Nas equações seguintes o índice i pode significar f ou r , conforme se refira à suspensão frontal ou traseira.

$$\dot{y}_{si} = v_c \pm l_i \omega_c - v_{pi} + \sum_n v_{qn} \Phi_n(a_i) \quad (4.1)$$

$$M \dot{v}_c = f_{sf} + f_{sr} \quad (4.2)$$

$$J_c \dot{\omega}_c = f_{sf} l_f - f_{sr} l_r \quad (4.3)$$

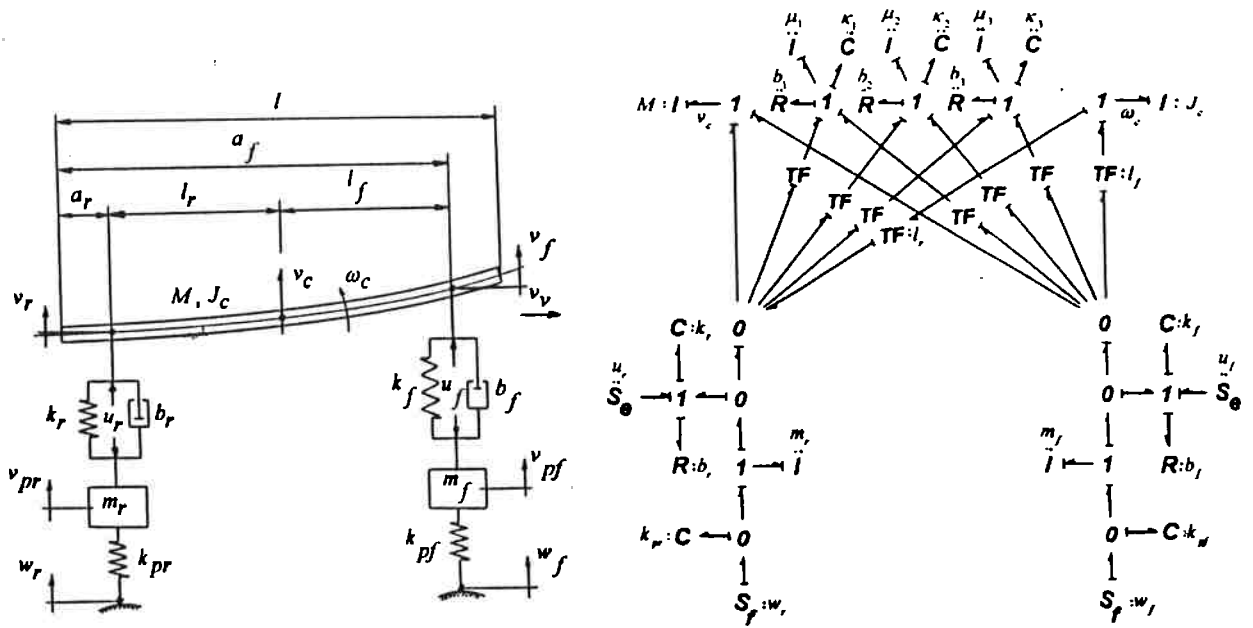


Fig. 4.1: Esquema do veículo e grafo de ligação.

$$\dot{y}_{pi} = v_{pi} - w_i \tag{4.4}$$

$$m_i \dot{v}_{pi} = -f_{si} - k_{pi} y_{pi} \tag{4.5}$$

$$\dot{q}_n = v_{qn} \tag{4.6}$$

$$\mu_n \dot{v}_{qn} = -b_n v_{qn} - \kappa_n q_n + f_{sf} \Phi_n(a_f) + f_{sr} \Phi_n(a_r) \tag{4.7}$$

$$f_{si} = u_i - k_i y_{si} - b_i \left[v_c \pm l_i \omega_c - v_{pi} + \sum_n v_{qn} \Phi_n(a_i) \right] \tag{4.8}$$

onde, nas equações (4.1) e (4.8) usa-se o sinal (+) para $i = f$ e o sinal (-) para $i = r$.

4.2 Projeto dos Compensadores

Representando o sistema no espaço de estados temos:

$$\dot{x} = Ax + Bu + B_d w \tag{4.9}$$

$$y = Cx \tag{4.10}$$

As variáveis de estados escolhidas são:

$$\mathbf{x}^T = [\dot{y}_{sf} \quad y_{sr} \quad v_c \quad \omega_c \quad y_{pf} \quad v_{pf} \quad y_{pr} \quad v_{pr} \quad q_1 \quad v_{q1} \quad q_2 \quad v_{q2} \quad q_3 \quad v_{q3}]$$

As entradas manipuláveis (as forças ativas da suspensão secundária) são representadas pelo vetor \mathbf{u} :

$$\mathbf{u}^T = [u_f \quad u_r]$$

O vetor \mathbf{w} representa as perturbações (velocidade induzidas pelas irregularidades da via):

$$\mathbf{w}^T = [w_f \quad w_r]$$

As saídas (variáveis medidas por sensores) são:

$$\mathbf{y}_1^T = [y_{sf} \quad y_{sr}]$$

ou

$$\mathbf{y}_2^T = [v_{fe} \quad v_{re} \quad v_{pf} \quad v_{pr}]$$

onde v_{fe} e v_{re} são as velocidades nas extremidades da cabine.

O vetor de entradas \mathbf{u} é suposto conhecido ou pode ser medido.

Os valores numéricos adotados encontram-se na tabela 4.1.

As variáveis são normalizadas pela seguinte transformação:

$$\mathbf{x} = \mathbf{T}\bar{\mathbf{x}} \tag{4.11}$$

onde

Tabela 4.1: Valores dos parâmetros.

$M = 18.000kg$	$k_f = 473740N/m$	$\kappa_1 = 4,1584 \times 10^{10}N/m$
$J_c = 6 \times 10^5 kgm^2$	$k_r = 473740N/m$	$\kappa_2 = 1,5690 \times 10^{14}$
$l = 20m$	$b_f = 75400Ns/m$	$\kappa_3 = 3,2451 \times 10^{17}$
$l_f = 6,5m$	$b_r = 75400Ns/m$	$b_1 = 6,3085 \times 10^7 Ns/m$
$l_r = 6,5m$	$k_{pf} = 1,208 \times 10^6 N/m$	$b_2 = 2,1587 \times 10^{11} Ns/m$
$a_r = 3,5m$	$k_{pr} = 1,208 \times 10^6 N/m$	$b_3 = 4,5550 \times 10^{14} Ns/m$
$a_f = 16,5m$	$\mu_1 = 3323.Mkg$	$EI = 2 \times 10^8 Nm^2$
$m_r = 3400kg$	$\mu_2 = 1,65 \times 10^6 .Mkg$	$\rho A = 900kg/m$
$m_f = 3400kg$	$\mu_3 = 8,88 \times 10^8 .Mkg$	

$$T = diag \left[\begin{array}{ccc} \frac{1}{6} & \frac{1}{6} & \frac{1}{1,3} & \frac{1}{9,1} \\ 0,04 & 1 & 0,04 & 1 \\ \frac{1}{3 \times 10^3} & \frac{1}{95,5} & \frac{1}{3 \times 10^5} & \frac{1}{5,824 \times 10^3} \\ \frac{1}{6,116 \times 10^6} & \frac{1}{4,31 \times 10^6} & & \end{array} \right]$$

Usando qualquer um dos vetores de saída definidos anteriormente (y_1 - deflexões ou y_2 - velocidades), o sistema possui zeros de transmissão sobre o eixo imaginário, e, portanto, para se usar o método LQG-LTR (tal como proposto na seção 4.1.1) é necessário alterar o sistema. O único modo fundamental de mudar os zeros de transmissão é adotar outros meios de se tomar as variáveis medidas ou outros modos de se aplicar as entradas (MACFARLENE; KARCANIAS, 1976). A modificação proposta consiste em acrescentar integradores nas entradas do sistema e incluir u_f e u_r no vetor de saída.

Considerando um sistema reduzido, isto é, sem os quatro últimos estados, que se referem aos dois modos de vibração elástica desprezados, temos:

$$\dot{x}_r = A_r x_r + B_r u \quad (4.12)$$

$$y_{r1} = C_{r1} x_r \quad (4.13)$$

ou

$$y_{r2} = C_{r2} x_r \quad (4.14)$$

Acrescentando os integradores nas entradas temos:

$$\begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{x}_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{B}_r & \mathbf{A}_r \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u \\ x_r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{I} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \cdot v \quad (4.15)$$

Três diferentes saídas são propostas:

$$y_A = \begin{bmatrix} \mathbf{I}_c & \mathbf{C}_{r1} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u \\ x_r \end{bmatrix} \quad (\text{Sistema } A) \quad (4.16)$$

$$y_{B1} = \begin{bmatrix} \mathbf{I}_c & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{C}_{r1} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u \\ x_r \end{bmatrix} \quad (\text{Sistema } B_1) \quad (4.17)$$

$$y_{B2} = \begin{bmatrix} \mathbf{I}_c & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{C}_{r2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u \\ x_r \end{bmatrix} \quad (\text{Sistema } B_2) \quad (4.18)$$

onde y_{r1} é o vetor de saída cujos elementos são as deflexões da suspensão secundária, y_{r2} é o vetor de saída cujos elementos são as velocidades verticais dos truques e das extremidades da cabine, e \mathbf{I}_c é a matriz identidade multiplicada por uma constante k_w .

A matriz de ganho do compensador, que é a mesma para os três sistemas, é calculada usando-se o seguinte índice de desempenho:

$$J = E[(a_{vc}^2 + a_{vf}^2 + a_{vr}^2) + \lambda_1(y_{sf}^2 + y_{sr}^2) + \lambda_2(y_{pf}^2 + y_{pr}^2) + \lambda_3(u_f^2 + u_r^2) + \lambda_4(v_f^2 + v_r^2)] \quad (4.19)$$

Este índice considera as acelerações verticais no ponto central (a_{vc}) e nas extremidades (a_{vf} e a_{vr}) da cabine do veículo, as deflexões das suspensões secundárias (y_{sf} e y_{sr}) e primária (y_{pf} e y_{pr}), as forças ativas da suspensão secundária (u_f e u_r) e as entradas v_f e v_r . Os parâmetros λ_1 , λ_2 , λ_3 , e λ_4 são pesos usados para definir a contribuição de cada parcela.

O índice J pode ser reescrito como:

$$J = E \left\{ \begin{bmatrix} u^T & x_r^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{Q} & \mathbf{N} \\ \mathbf{N}^T & \mathbf{R} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ x_r \end{bmatrix} + v^T \mathbf{R}_v v \right\} \quad (4.20)$$

Nesta forma é possível usar a equação algébrica de Riccati para obter a matriz de ganhos K_c do controlador.

A matriz de ganhos K_f do observador é calculada através dos resultados do filtro de Kalman, usando-se um ruído fictício na planta, conforme o método LQG-LTR.

4.3 Resultados

Para avaliar os compensadores usamos a função densidade espectral de potência da aceleração vertical da cabine no ponto central e nas extremidades. A aceleração é consequência das irregularidades da via, sendo que estamos admitindo que a função densidade espectral de potência da rugosidade da via é:

$$S_y = \frac{A_v v_v}{\omega^2} \quad (4.21)$$

onde $A_v = 1,5 \times 10^{-6}m$ e $v_v = 110m/s$. As velocidades induzidas no veículo nos pontos de contatos com a via possuem a seguinte matriz de densidade espectral de potência:

$$S_v = \begin{bmatrix} A_v v_v & 0 \\ 0 & A_v v_v \end{bmatrix} \quad (4.22)$$

Observe que estamos desprezando a correlação existente entre os processos (um é uma versão atrasada do outro), mas os resultados não são significativamente afetados (HEDRICK; BILLINGTON; DREESBACH, 1978).

A matriz de ganhos do compensador é obtida usando-se os seguintes pesos no índice de desempenho J :

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= 1 \times 10^{-4} & \lambda_2 &= 1 \times 10^{-2} \\ \lambda_3 &= 1 \times 10^{-10} & \lambda_4 &= 5 \times 10^{-14} \end{aligned}$$

Para comparação, um compensador sem integradores nas entradas da planta foi calculado com $\lambda_1 = 1 \times 10^{-4}$, $\lambda_2 = 1 \times 10^{-2}$ e $\lambda_3 = 1 \times 10^{-8}$ (λ_4 não existe pois não há integradores).

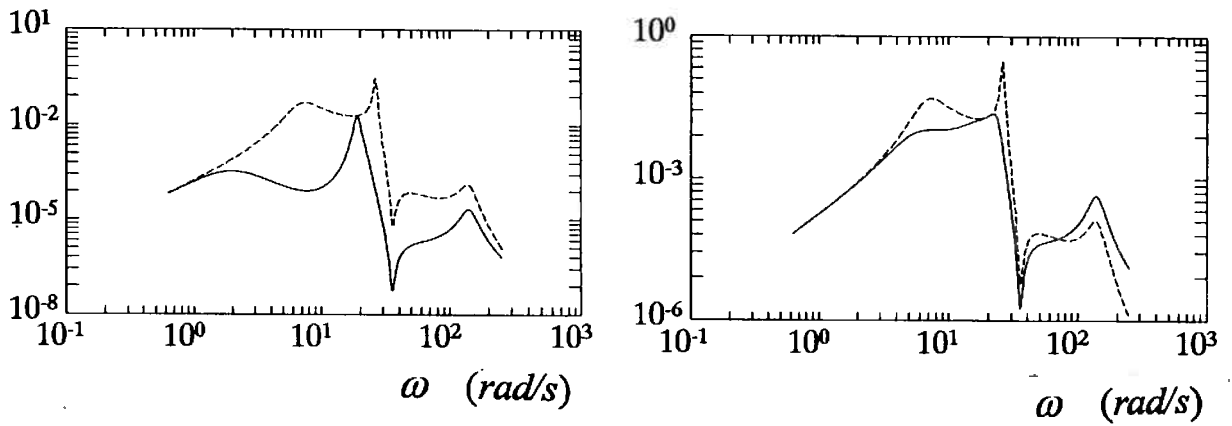


Fig. 4.2: Funções densidade espectral de potência das acelerações do ponto central da cabine.

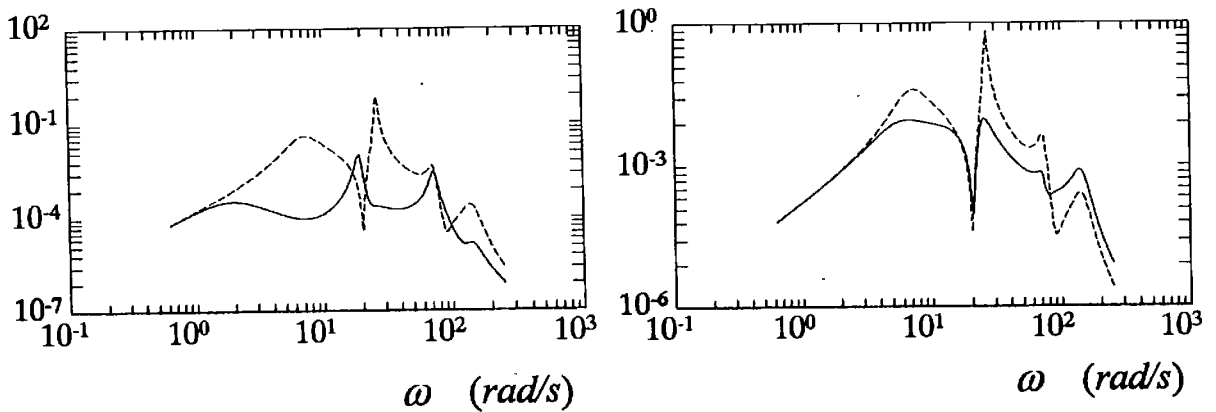


Fig. 4.3: Funções densidade espectral de potência das acelerações da extremidade frontal da cabine.

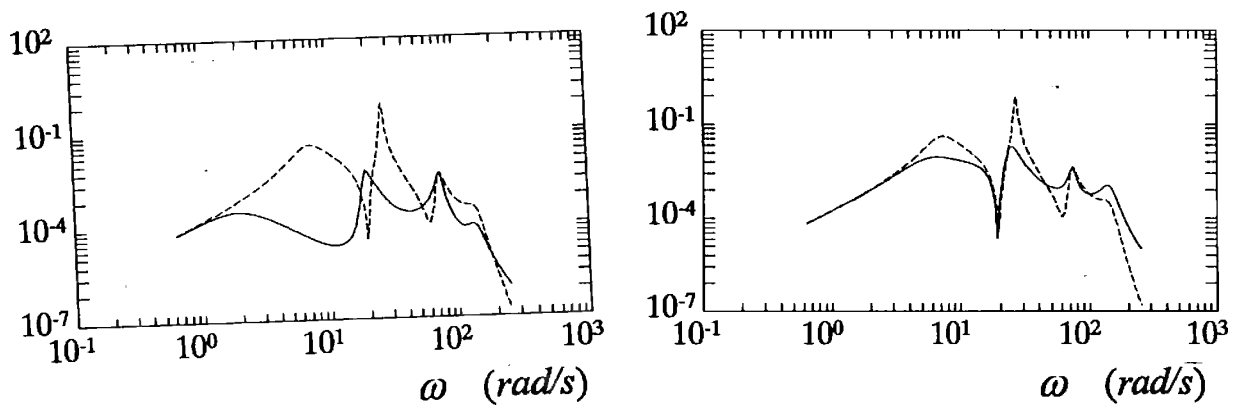


Fig. 4.4: Funções densidade espectral de potência das acelerações da extremidade traseira da cabine.

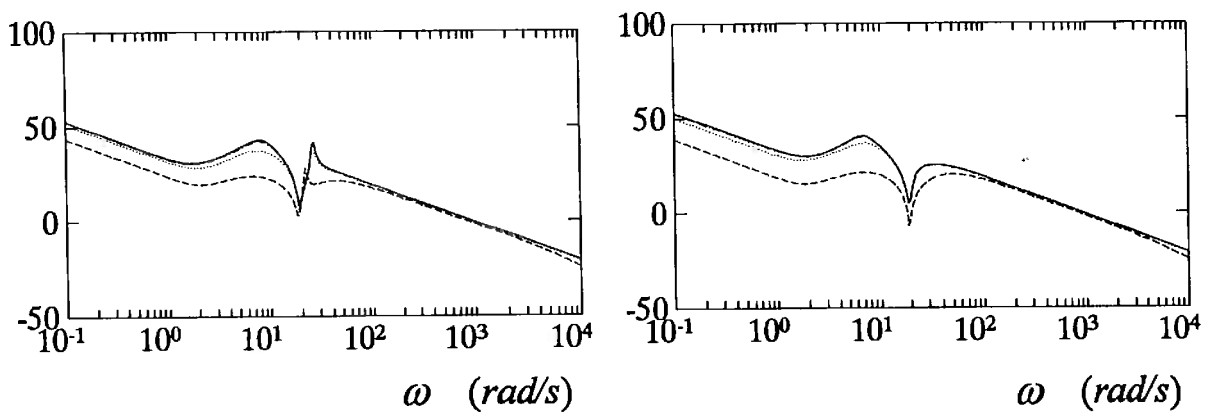


Fig. 4.5: Valores singulares da matriz de transferência de malha aberta do sistema A.

A figura 4.2 mostra, à esquerda, as funções densidade espectral de potência da aceleração vertical do ponto central da cabine para a suspensão passiva (linha tracejada) e ativa com integradores (linha contínua). À direita temos as curvas para a suspensão passiva (linha tracejada) e ativa sem integradores (linha contínua).

As figuras 4.3 e 4.4 mostram as curvas para extremidade frontal e traseira, respectivamente. Pode-se perceber que o sistema com integradores possui um desempenho melhor. Nestas figuras os resultados para o sistema com suspensão ativa considera que todos os estados estão disponíveis para a realimentação. Quando se inclui os observadores de estado, os resultados dependem da saída utilizada.

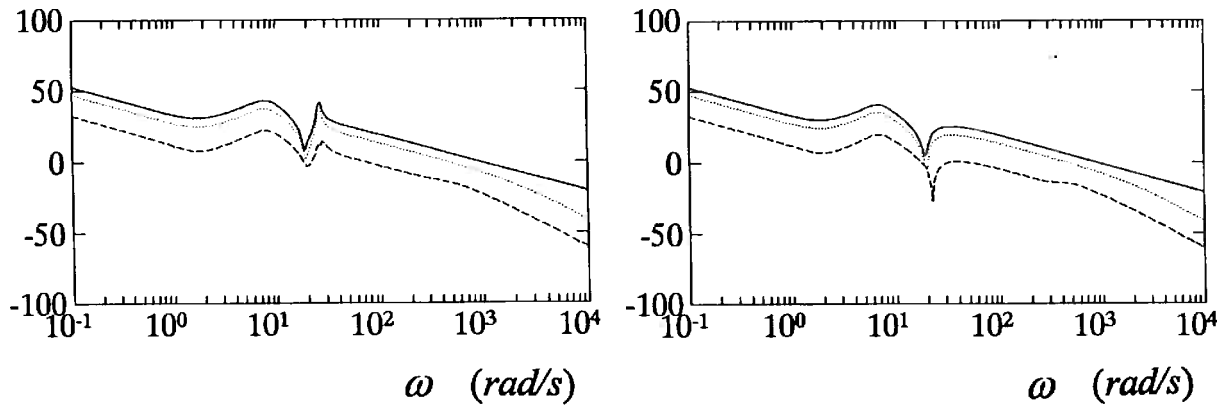


Fig. 4.6: Valores singulares da matriz de transferência de malha aberta do sistema B_1 .

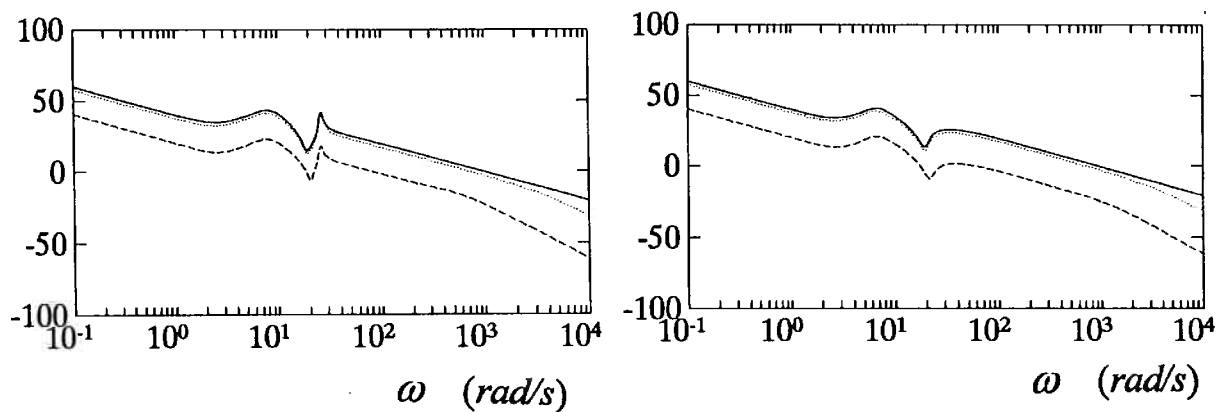


Fig. 4.7: Valores singulares da matriz de transferência de malha aberta do sistema B_2 .

Todos os sistemas (A , B_1 e B_2) são controláveis, observáveis e de fase mínima. Para todos os três ocorre a recuperação da malha preconizada pela abordagem LQG-LTR conforme mostram as figuras 4.5, 4.6 e 4.7.

Estas figuras mostram o valores singulares da matriz de transferência de malha aberta dos sistemas A , B_1 e B_2 , respectivamente, para diferentes intensidades do ruído fictício usado no projeto dos compensadores. À medida que a intensidade do ruído aumenta, ocorre a recuperação da malha. Nestas figuras a linha contínua é a curva correspondente à malha alvo.

Entretanto os desempenhos não são idênticos. Para o sistema A o desempenho do

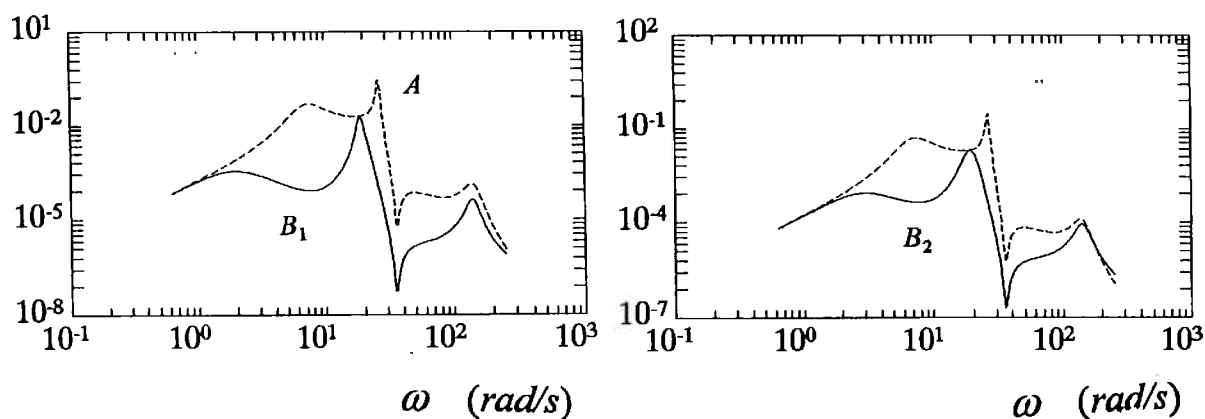


Fig. 4.8: Funções densidade espectral de potência das acelerações do ponto central da cabine.

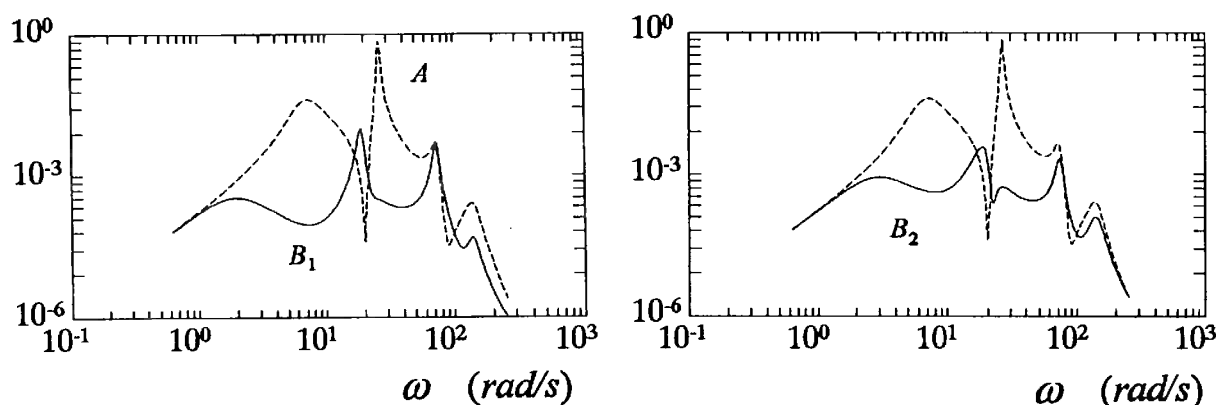


Fig. 4.9: Funções densidade espectral de potência das acelerações da extremidade frontal da cabine.

sistema ativo com observador de estados é praticamente o idêntico ao desempenho de um sistema passivo, como mostra a figura 4.8, à esquerda. Já para os sistemas B_1 e B_2 , a inclusão dos observadores de estado praticamente não alteram as funções densidade espectral de potência das acelerações verticais do ponto central da cabine do sistema ativo.

As curvas referentes às extremidades do veículo são apresentadas nas figuras 4.9 (extremidade frontal) e 4.10 (extremidade traseira).

O problema com o sistema A ocorre provavelmente porque os zeros de transmissão e os pólos de malha aberta são quase coincidentes, e, usando o LQG-LTR, parte dos

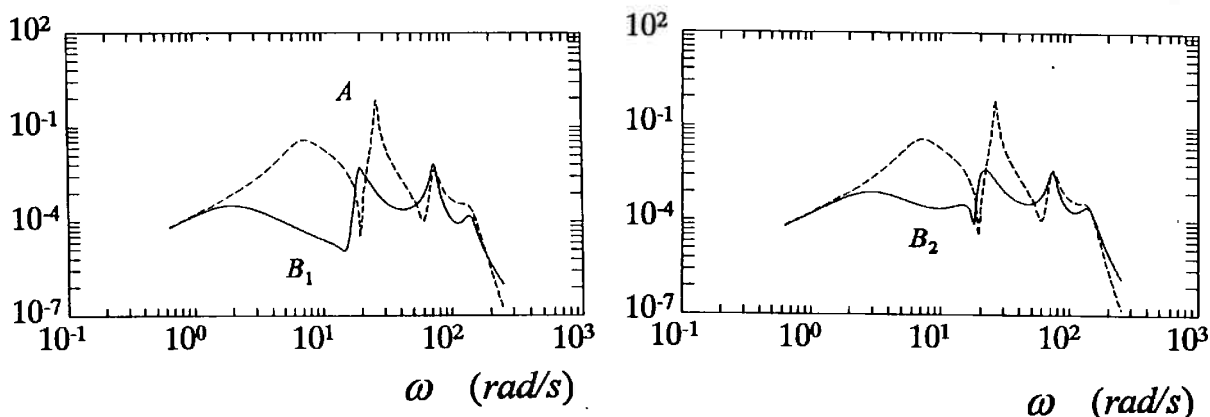


Fig. 4.10: Funções densidade espectral de potência das acelerações da extremidade traseira da cabine.

pólos de malha fechada tendem a ir para os zeros de transmissão.

4.4 Comentários

Neste exemplo particular três diferentes modos de se tomar as saídas do sistema foram estudados. A combinação das forças ativas da suspensão e as excursões da suspensão secundária, de dois modos diferentes (sistema A e B_1), e a combinação das forças ativas com as velocidades verticais absolutas dos truques e dos dois pontos extremos da cabine (sistema B_2): O sistema A , apesar de satisfazer as condições exigidas pelo método LQG-LTR, não apresentou um bom desempenho (não houve melhoras em relação ao sistema passivo). Os outros dois sistemas apresentaram um bom desempenho, sendo que o sistema B_1 necessita de menos sensores.

Além disso, verificou-se que a aplicação de integradores nas entradas da planta, proposta inicialmente para alterar a posição dos zeros de transmissão, também contribuiu para melhorar o desempenho dos sistemas controlados.

O estudo não abordou temas como a potência exigida pela suspensão ativa, dinâmica dos atuadores, e as excursões das suspensões, que deverão ser analisados em trabalhos futuros.

5. CONCLUSÕES

5.1 Conclusões

Foi feita uma revisão ampla sobre o problema da suspensão de veículos, incluindo aqueles levitados magneticamente. A revisão trata também da interação entre o veículo e a via elevada, dos sistemas de controle da suspensão ativa e da suspensão magnética. Verificamos que existem poucos trabalhos sobre o uso de suspensão secundária ativa em veículos levitados magneticamente, sobre o efeito dos modos elásticos de vibração e da introdução de observadores de estado, e sobre a robustez da estabilidade.

Desenvolvemos um modelo para simulação de metade do carro, que inclui estes diversos fenômenos, a dinâmica dos atuadores hidráulicos e eletromagnéticos, e a interação com a dinâmica horizontal (efeitos do frenamento e aceleração do veículo sobre a suspensão) e com a dinâmica da via flexível.

Tratamos o problema de controle da suspensão usando o modelo de um quarto de carro para permitir a análise do sistema com as ferramentas disponíveis, porém incluindo neste modelo diversos fenômenos normalmente desprezados. O problema de controle da suspensão foi dividido em duas partes, o controle da suspensão secundária ativa e o controle dos eletroímãs de suspensão.

O controle da suspensão magnética considerou apenas um eletroímã, tornando-se um sistema com uma entrada. Verificamos que a realimentação dos estados não permite que se obtenha erro em regime nulo no entreferro para variações do tipo degrau no valor da massa levitada, mesmo com a inclusão de um integrador na entrada da planta. A realimentação do entreferro através da função de transferência do observador permite obter erro em regime nulo simplesmente acrescentando um integrador na entrada da planta ou realimentando a integral do sinal do entreferro. Os observadores de estado foram projetados segundo o método LQG-LTR, usando o entreferro como saída. Usando este método, do modo como foi exposto no trabalho, a corrente elétrica não pode ser usada como única saída, já que, neste caso, o modelo

nominal é de fase não mínima. O método IMC, de realimentação dinâmica da saída, foi usado em duas situações, supondo o entreferro como saída e supondo que a corrente elétrica seja a saída. A aceleração também pode ser usada, mas requer a inclusão de integradores para evitar os zeros na origem, recaindo no caso em que a saída é o entreferro. Verificamos que a realimentação do entreferro e o uso do filtro com estrutura do tipo II permite a obtenção de erro em regime nulo do entreferro para um aumento da massa levitada. No caso da realimentação da corrente elétrica, o que ocorre é a ausência de erro neste sinal, fazendo com que o entreferro fique menor, em regime, para um aumento da massa levitada. Além de evitar o uso de sensores extras, a realimentação da corrente elétrica consome menos energia, já que o valor da corrente elétrica, no equilíbrio, não se altera mesmo com aumento da carga levitada. Entretanto, é mais difícil obter uma boa sintonia do compensador, devido à existência do zero de fase não mínima. Em termos de resultados, as duas abordagens são equivalentes, e o entreferro é o melhor sinal para a realimentação, evitando o uso de um modelo de fase não mínima. Como o entreferro nominal já é um valor pequeno (10 mm), a realimentação da corrente elétrica, embora permita a economia de energia, esta economia é obtida através da diminuição do valor de equilíbrio de entreferro, o que não é recomendável para a aplicação veicular. Já a inclusão de integradores para anular o erro em regime no entreferro permite uma certa economia de energia, sem a correspondente diminuição do valor de operação do entreferro.

As simulações realizadas permitiram avaliar os sistemas de controle da suspensão secundária ativa e do sistema de levitação magnética em diversas condições que não são estudadas na literatura, pelo menos simultaneamente. A suspensão ativa mostrou-se capaz de reduzir efetivamente a aceleração vertical da massa suspensa, variável que adotamos para “medir” o conforto da viagem, porém com um aumento nas deflexões das suspensões secundária e primária. Outro efeito foi a ampliação também das variações do entreferro. O sistema de controle da levitação magnética continuou estável, mesmo com a inclusão da suspensão ativa, da dinâmica da via

e de rampas descritas por arcos de circunferência. Observe que o projeto deste sistema de controle usou um modelo nominal de terceira ordem apenas. Algumas condições, porém, instabilizaram o sistema de levitação magnética: redução da rigidez da via, e vibrações elásticas da via induzidas pela passagem de outro veículo à frente. O sistema pode ser estabilizado nestas situações se a tensão de alimentação dos eletroímãs tiver um limite maior (nas simulações feitas estudamos dois valores: 600 V e 2.000 V).

Verificamos ainda se a suspensão secundária ativa pode aumentar o amortecimento das vibrações elásticas da via. De fato, as simulações feitas mostram que a suspensão (mesmo passiva), atenua as vibrações da via, mas isto pode acarretar um aumento das acelerações da massa suspensa. Quando a velocidade longitudinal do veículo aumenta, aumenta também a deflexão da via. A circulação de mais veículos sobre a via pode ainda levar a condições de ressonância, que a suspensão ativa não pode evitar. Desse modo o planejamento das operações dos veículos deve considerar o parâmetros físicos da via.

Para a suspensão secundária ativa do modelo de metade do carro, onde incluímos os modos de vibração elástica no modelo, verificamos que é necessário modificar as entradas e saídas do sistema para evitar os zeros de transmissão sobre o eixo imaginário. A modificação proposta é a inclusão de integradores nas entradas do sistema, e usar as forças ativas de suspensão também como sinal de realimentação. As saídas nominais estudadas foram as excursões da suspensão secundária, e as velocidades verticais absolutas dos truques e das extremidades frontal e traseira da cabine. A combinação inadequada destes sinais pode levar a um desempenho ruim do sistema controlado, quando o observador de estado é considerado. Isto ocorreu quando se realimentou a soma dos sinais das forças ativas com as excursões das suspensões. Neste caso os zeros de transmissão, embora satisfazendo as condições exigidas pelo método LQG-LTR, coincidem com pólos de malha aberta. Como os pólos de malha fechada tendem para os zeros de transmissão, os desempenhos da suspensão ativa e da suspensão passiva eram praticamente os mesmos. Usando outra combinação,

onde os sinais eram realimentados individualmente, os observadores projetados não alteravam significativamente o desempenho dos sistemas ativos onde todos os estados eram realimentados. Verificamos ainda que a inclusão dos integradores possui uma vantagem adicional, ao permitir a obtenção de melhores resultados. O desempenho aqui é avaliado através das funções densidade espectral de potência das acelerações verticais (tomadas uma a uma) em três pontos da cabine, o ponto central e as extremidades.

5.2 Contribuições do Trabalho

Para estabelecer os modelos utilizados nos projetos dos sistemas de controle, foi desenvolvido um modelo bastante detalhado de metade do carro, que inclui a flexibilidade da estrutura do veículo, a dinâmica dos truques, modelos não lineares da suspensão, dos atuadores hidráulicos, do sistema de levitação magnética, modelo do motor elétrico linear, a dinâmica da via, considerada flexível, e com rampas, a dinâmica longitudinal e as interações entre estas diversas dinâmicas.

Foi estudado a aplicação do método LQG-LTR no projeto dos sistemas de controle da suspensão secundária e da levitação magnética, no caso do modelo de 1/4 de carro, verificando-se que são adequados para este particular problema. Além do método LQG-LTR, estudamos a aplicação do método IMC ("Internal Model Control") no projeto do sistema de controle da levitação magnética. Este método permite tratar de sistemas de fase não mínima, que ocorre neste caso se a corrente elétrica for a única variável realimentada. Em ambos os casos (suspensão secundária ativa e sistema de levitação magnética) a inclusão de integradores levou a resultados mais satisfatórios, principalmente na limitação das excursões da suspensão secundária e para anular o erro em regime do entreferro. Neste último caso, o erro em regime nulo é obtido se o sinal do entreferro não é combinado com outros na realimentação antes de passar pelo integrador.

As simulações feitas mostraram que a suspensão secundária ativa pode reduzir bastante as acelerações verticais da massa suspensa, ou seja, aumentar o conforto, e pode

ainda atenuar as vibrações de uma via elástica. Entretanto a tarefa de atenuar as vibrações da via é conflitante com tarefa de manter o conforto dos passageiros, e, além disso, verificou-se que a suspensão ativa não influi significativamente na atenuação das vibrações induzidas na via pela circulação de múltiplos veículos. Neste caso as frequências naturais dos modos de vibração da via, a velocidade longitudinal do veículo e as distâncias entre os veículos são fatores mais importantes. As vibrações da via, se necessário, devem ser atenuadas por outros meios, ativos ou passivos, que não as suspensões dos veículos.

Foram feitas simulações de um modelo de 1/4 de carro que incluem simultaneamente a suspensão secundária ativa, sistema de levitação magnética, a dinâmica da via, rampas e a dinâmica longitudinal do veículo. Verificou-se o efeito da flexibilidade da via sobre a velocidade longitudinal do veículo, embora seja um efeito muito pouco pronunciado.

Foi desenvolvido o projeto do sistema de controle da suspensão secundária ativa para o modelo de metade do carro, incluindo a flexibilidade de sua estrutura, utilizando-se o método LQG-LTR, verificando-se que os zeros de transmissão podem ser evitados com a inclusão de integradores nas entradas da planta e realimentando os sinais das forças ativas da suspensão. Diversas combinações foram estudadas, verificando-se que uma escolha inadequada da estrutura das saídas que serão realimentadas pode afetar significativamente o desempenho do sistema.

Os objetivos do trabalho, estudar o problema de controle da suspensão magnética e da suspensão secundária ativa considerando a flexibilidade das estruturas do veículo e da via, foram atingidos. Entretanto este assunto é extenso demais, e esta pesquisa certamente não tinha o objetivo de esgotá-lo, e nem mesmo de levantar todos os problemas envolvidos no projeto de sistemas de controle de suspensões ativas. Assim uma vasta gama de temas para pesquisas surgiu durante o trabalho, e alguns deles são citados na próxima seção deste capítulo.

5.3 Sugestões para Futuras Pesquisas

Este trabalho abriu uma série de sugestões para novas pesquisas envolvendo a dinâmica do sistema veículo-via, os sistemas de controle, e a modelagem de sistemas.

As pesquisas podem continuar em diversas frentes:

- Modelagem do veículo considerando outros graus de liberdade, principalmente movimentos laterais e torção da estrutura.
- Modelagem de veículos compostos de vários vagões.
- Estudos sobre sistemas que possam aumentar o amortecimento das vibrações elásticas da via elevada.
- Modelagem da dinâmica dos pilares que sustentam a via elevada, para considerar forças laterais, principalmente em curvas, e longitudinais.
- No caso de vias compostas por uma viga contínua, pode-se estudar a propagação da energia ao longo dela.
- Projeto do sistema de controle da propulsão, que afeta também a suspensão do sistema.
- Pesquisas sobre o próprio sistema de levitação magnética, já que neste trabalho não consideramos o desenvolvimento do eletroímã de levitação, como a geometria, materiais, etc.
- Modelagem detalhada de efeitos aerodinâmicos, principalmente quando veículos passam próximos entre si em sentidos opostos, ou quando passam em túneis.
- Pesquisas sobre medidas de conforto da viagem que possam orientar o projeto dos sistemas de controle da suspensão ativa.

Um das tendências atuais na área de controle de sistemas é o aumento do interesse em aplicações práticas, e o controle de veículos representa um desafio muito interessante, já que se deve controlar todos os seus movimentos através da suspensão e da propulsão, que interagem entre si. Esta área, portanto, representa uma fonte quase inesgotável de temas de pesquisas em dinâmica de sistemas e controle.

A. GRAFOS DE LIGAÇÕES

Grafos de ligações têm seu fundamento no conceito de fluxo de energia e elementos multiportos. Inicialmente deve-se isolar os componentes do sistema, identificando os pontos (físicos ou conceituais) onde o fluxo de energia possa ocorrer. Estes pontos são denominados portos, e são representados por um traço ao qual são associadas variáveis de “esforço” ($e(t)$) e “vazão” ($f(t)$). A potência em um porto é o produto entre as variáveis de esforço e vazão associadas a ele, e a direção do fluxo de energia para potência positiva é indicado por uma meia seta. Força, tensão elétrica e pressão são exemplos de variáveis de esforço. Velocidade, corrente elétrica e vazão em volume são exemplos de variáveis de vazão. Duas outras variáveis definidas através das anteriores são o momento generalizado ($p(t)$) e o deslocamento generalizado ($q(t)$):

$$p(t) = p(t_0) + \int_{t_0}^t e(t)dt$$

$$q(t) = q(t_0) + \int_{t_0}^t f(t)dt$$

Os elementos multiportos podem ser conectados entre si para formar o modelo de um sistema. Existem nove elementos multiportos primitivos:

Fontes. São elementos com um porto que podem especificar uma das variáveis de um porto independentemente da outra. Existem dois tipos de fontes, a fonte de esforço (S_e), que impõe a variável de esforço, e a fonte de vazão (S_f), que impõe a variável de vazão.

Transformadores. São elementos com dois portos onde a energia na entrada é sempre igual à energia na saída. Os transformadores classificam-se em direto e inverso. O primeiro estabelece uma relação entre variáveis de mesmo tipo, por exemplo alavancas, engrenagens e transformadores elétricos. O segundo estabelece uma relação entre variáveis de tipos diferentes, por exemplo motores elétricos, eletroímãs e giroscópios (em determinadas condições).

Junções. São elementos com basicamente três portos, mas podem possuir qualquer quantidade, desde que superior a um porto. As junções não geram, dissipam ou

armazenam energia. Existem dois tipos de junções, a junção 0 (zero) e a junção 1 (um). A junção 0 é uma junção de esforço comum, ou seja, para todos os portos ligados a uma junção 0, a variável de esforço é a mesma, como, por exemplo, no caso de resistores ligados em paralelo. A junção 1 é uma junção de vazão comum, como ocorre em ligações em série de resistores.

Resistência. É um elemento uniporto que estabelece uma relação algébrica entre as variáveis de esforço e vazão. Em geral modela dissipação de energia, como, por exemplo, resistores, atrito, perda de carga em válvulas, etc.

Capacitância. Elemento uniporto que armazena energia, estabelecendo uma relação algébrica entre as variáveis de esforço e deslocamento. Molas e capacitores são exemplos de elementos que podem ser modelados pela capacitância.

Inertância. Elemento uniporto que armazena energia, estabelecendo uma relação algébrica entre as variáveis de vazão e momento. Indutores e inércias são exemplos de elementos que podem ser modelados pela inertância.

A tabela A.1 mostra as definições dos elementos primitivos:

Tabela A.1: Elementos Multiportos Primitivos

Elemento	Símbolo	Definição
Fonte de esforço	$S_e \rightarrow$	$e = e(t)$
Fonte de vazão	$S_f \rightarrow$	$f = f(t)$
Resistência	$R \leftarrow$	$\Phi(e, f) = 0$
Capacitância	$C \leftarrow$	$e = \Phi(q)$
Inertância	$I \leftarrow$	$f = \Phi(p)$
Transformador direto	$\begin{matrix} m \\ \underline{1} T \underline{2} \end{matrix}$	$e_1 = m.e_2$ $f_2 = m.f_1$
Transformador inverso	$\begin{matrix} r \\ \underline{1} G \underline{2} \end{matrix}$	$e_1 = r.f_2$ $e_2 = r.f_1$
Junção 0	$\begin{matrix} 2 \uparrow \\ \underline{1} 0 \underline{3} \end{matrix}$	$e_1 = e_2 = e_3$ $f_1 - f_2 - f_3 = 0$
Junção 1	$\begin{matrix} 2 \uparrow \\ \underline{1} 1 \underline{3} \end{matrix}$	$f_1 = f_2 = f_3$ $e_1 - e_2 - e_3 = 0$

Causalidade. Este é um conceito muito importante, uma vez que está relacionado com a definição de entradas (causas) e saídas (efeitos). Esta informação sobre entradas e saídas é representada por uma marca numa das extremidades do porto,

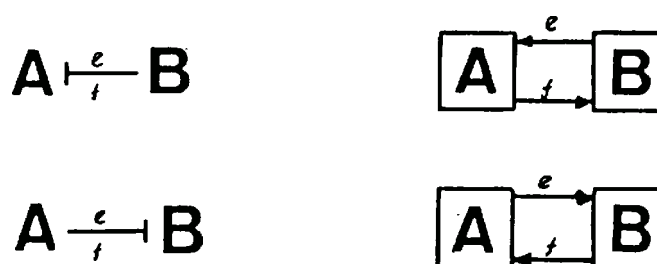


Fig. A.1: Representação da causalidade

como mostra a figura A.1. Analisando as definições dos elementos primitivos, pode-se perceber que existem elementos com restritas combinações de indicação de causalidade, como, por exemplo, as fontes. Estas restrições permitem verificar a consistência do modelo, pois se violadas indicam erro na modelagem.

Outras e mais detalhadas informações sobre grafos de ligações podem ser encontradas nas referências KARNOPP; ROSENBERG (1968, 1975) e ROSENBERG; KARNOPP (1972, 1983). Nestas referências é demonstrado que os grafos de ligações são dispositivos práticos e metódicos para a geração de equações diferenciais, diagramas de blocos, gráficos de fluxo de sinal, funções de transferência, etc., de sistemas físicos.

B. VIBRAÇÕES ELÁSTICAS TRANSVERSAIS DE UMA VIGA

Para modelar as vibrações transversais elásticas da cabine e da via admitiremos que elas possam ser representadas por uma viga uniforme. Assim, usando análise modal, os modos de vibração elástica do elemento (cabine ou via elevada) serão os mesmos de uma viga de Bernoulli-Euler de parâmetros convenientes. Em um caso prático os modos obtidos pelo método dos elementos finitos, ou experimentalmente, ou outro método, podem ser usados.

Vamos considerar que o comprimento é muito maior que a altura e a largura da viga, de forma que se possa usar a teoria de viga simples (MEIROVITCH, 1986). Neste caso a rotação de um elemento da barra é desprezível em comparação com o deslocamento vertical e as deformações causadas pelas forças cortantes são pequenas em relação às deformações causadas pelos momentos fletores.

A figura B.1 mostra uma viga submetida a forças concentradas e momentos, bem como um elemento da viga. Considerando a equação do movimento deste elemento temos:

$$\left[Q(x,t) + \frac{\partial Q(x,t)}{\partial x} dx \right] - Q(x,t) = m(x) dx \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} \quad (\text{B.1})$$

Desprezando o momento de inércia do elemento:

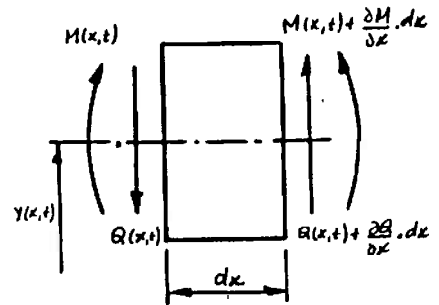
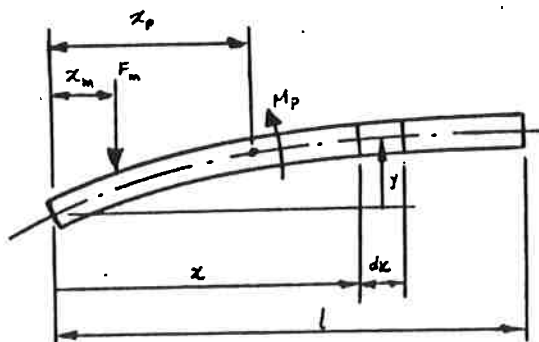


Fig. B.1: a) viga submetida a forças concentradas F_m , aplicadas em x_m , e momentos fletores M_p , aplicados em x_p . b) elemento da viga.

$$\left[\dot{M}(x, t) + \frac{\partial M(x, t)}{\partial x} dx \right] - M(x, t) + \left[Q(x, t) + \frac{\partial Q(x, t)}{\partial x} dx \right] dx = 0 \quad (\text{B.2})$$

Desprezando os termos de segunda ordem, a equação (B.2) torna-se:

$$\frac{\partial M(x, t)}{\partial x} + Q(x, t) = 0 \quad (\text{B.3})$$

Considerando a expressão (B.3), (B.1) torna-se, para $m(x) = \rho A$, constante:

$$-\frac{\partial^2 M(x, t)}{\partial x^2} = \rho A \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial t^2} \quad (\text{B.4})$$

que deve ser satisfeita no domínio $0 < x < l$.

A relação entre o momento fletor e a flexão é dada por:

$$M(x, t) = EI(x) \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial x^2} \quad (\text{B.5})$$

Substituindo a expressão (B.5) em (B.4):

$$-\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[EI(x) \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial x^2} \right] = \rho A \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial t^2} \quad (\text{B.6})$$

Supondo $EI(x)$ constante:

$$EI \frac{\partial^4 y(x, t)}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial t^2} = 0, \quad 0 < x < l \quad (\text{B.7})$$

Nestas equações E e ρ são respectivamente o módulo de elasticidade e a densidade de massa do material da viga, I e A são respectivamente o momento de inércia e a área da seção transversal, l é o comprimento da viga, x é a coordenada ao longo do comprimento, $y(x, t)$ é o deslocamento vertical, M e Q são o momento e a força cortante em uma dada seção.

A equação (B.7) pode ser complementada com o carregamento externo:

$$EI \frac{\partial^4 y(x, t)}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial x^2} = \sum_{m=1}^{m_T} F_m \delta(x - x_m) + \sum_{p=1}^{p_T} M_p \left[\frac{\delta(x - \Delta x - x_p) - \delta(x - x_p)}{\Delta x} \right] \quad (\text{B.8})$$

onde os momentos fletores estão representados por um par de forças de módulo igual e sentidos opostos, separadas entre si por Δx , sendo que Δx é um valor suficientemente pequeno. A função impulso está sendo representada por $\delta(x)$.

Observe que desprezamos os efeitos da tensão axial e os termos de amortecimento no desenvolvimento feito até aqui.

Adotando uma solução com variáveis separáveis:

$$y(x, t) = \phi(x) \cdot q(t) \quad (\text{B.9})$$

Substituindo (B.9) na expressão (B.7):

$$EI q(t) \frac{d^4 \phi(x)}{dx^4} + \rho A \phi(x) \frac{d^2 q(t)}{dt^2} = 0 \quad (\text{B.10})$$

Usando uma notação simplificada:

$$EI q(t) \phi^{iv}(x) + \rho A \phi(x) \ddot{q}(t) = 0 \quad (\text{B.11})$$

Dividindo (B.11) por $EI \phi(x) q(t)$:

$$\frac{\phi^{iv}(x)}{\phi(x)} + \frac{\rho A \ddot{q}(t)}{EI q(t)} = 0 \quad (\text{B.12})$$

Como o primeiro termo é função de x apenas, e o segundo termo é função de t apenas, a equação (B.12) só pode ser satisfeita para arbitrários x e t se:

$$\frac{\phi^{iv}(x)}{\phi(x)} = \beta^4 = -\frac{\rho A \ddot{q}(t)}{EI q(t)} \quad (\text{B.13})$$

Adotando:

$$\omega^2 = \beta^4 \frac{EI}{\rho A} \quad (\text{B.14})$$

obtemos as seguintes equações a partir de (B.13):

$$\phi^4(x) - \beta^4 \phi(x) = 0 \quad (\text{B.15})$$

$$\ddot{q}(t) + \omega^2 q(t) = 0 \quad (\text{B.16})$$

De (B.15), supondo uma solução do tipo:

$$\phi(x) = C e^{\lambda x} \quad (\text{B.17})$$

obtemos:

$$\phi^{iv}(x) = \lambda^4 C e^{\lambda x} \quad (\text{B.18})$$

De (B.15) e (B.18):

$$(\lambda^4 - \beta^4) C e^{\lambda x} = 0$$

Desprezando a solução trivial ($C = 0$), obtemos:

$$\lambda^4 - \beta^4 = 0$$

resultando em:

$$\phi(x) = C_1 e^{j\beta x} + C_2 e^{-j\beta x} + C_3 e^{\beta x} + C_4 e^{-\beta x}$$

que pode ser reescrita como:

$$\phi(x) = A_1 \cosh \beta x + A_2 \sinh \beta x + A_3 \cos \beta x + A_4 \sin \beta x \quad (\text{B.19})$$

Seguindo as idéias contidas no artigo de MARGOLIS (1976), adotaremos as condições de contorno de uma viga livre no espaço, ou seja, força cortante e momento fletor nulos nas extremidades:

$$\frac{d^3\phi(x)}{dx^3} = 0 \quad \text{para } x = 0 \text{ e } x = l \quad (\text{B.20})$$

$$\frac{d^2\phi(x)}{dx^2} = 0 \quad \text{para } x = 0 \text{ e } x = l \quad (\text{B.21})$$

Substituindo (B.19) em (B.15) e impondo as condições de contorno obtemos:

$$\begin{bmatrix} \cosh\beta l - \cos\beta l & \sinh\beta l - \sin\beta l \\ \sinh\beta l + \sin\beta l & \cosh\beta l - \cos\beta l \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (\text{B.22})$$

$$A_3 = A_1 \quad (\text{B.23})$$

$$A_4 = A_2 \quad (\text{B.24})$$

Para que A_1 e A_2 sejam diferentes de zero, o determinante da matriz na equação (B.22) deve ser nulo:

$$\cosh^2\beta l - 2.\cosh\beta l.\cos\beta l + \cos^2\beta l - \sinh^2\beta l + \sin^2\beta l = 0 \quad (\text{B.25})$$

lembrando que:

$$\cosh^2 x - \sinh^2 x = 1$$

$$\cos^2 x + \sin^2 = 1$$

obtemos:

$$\cosh\beta l.\cos\beta l = 1 \quad (\text{B.26})$$

A equação (B.26) fornece o valor de β , que é usado para se determinar as frequências naturais dos modos de vibração do viga através da equação (B.14). A solução de (B.22) pode ser expressa por:

$$A_2 = A_1 \frac{\cosh\beta l - \cos\beta l}{\sinh\beta l - \sin\beta l}, \quad \beta l \neq 0 \quad (\text{B.27})$$

Substituindo (B.23), (B.24) e (B.27) em (B.19) obtemos:

$$\phi(x) = A_1(\cosh\beta x + \cos\beta x) - \frac{(\cosh\beta l - \cos\beta l)}{\sinh\beta l - \sin\beta l} A_1(\sinh\beta x + \sin\beta x) \quad (\text{B.28})$$

adotando:

$$C_r = \frac{A_1}{\sinh\beta l - \sin\beta l}, \quad \beta l \neq 0$$

podemos reescrever (B.28):

$$\phi(x) = C_r [(\sinh\beta l - \sin\beta l)(\cosh\beta x + \cos\beta x) - (\cosh\beta l - \cos\beta l)(\sinh\beta x + \sin\beta x)] \quad (\text{B.29})$$

Para cada solução $\beta_n \neq 0$ de (B.26), a equação (B.29) fornece a forma de um modo de vibração transversal da viga:

$$\phi_n(x) = C_r [(\sinh\beta_n l - \sin\beta_n l)(\cosh\beta_n x + \cos\beta_n x) - (\cosh\beta_n l - \cos\beta_n l)(\sinh\beta_n x + \sin\beta_n x)] \quad (\text{B.30})$$

Assumindo a seguinte forma para a solução:

$$y(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} \phi_i(x) q_i(t) \quad (\text{B.31})$$

e substituindo em (B.8):

$$EI \sum_i \phi_i^{iv} q_i + \rho A \sum_i \phi_i \ddot{q}_i = \sum_m F_m \delta(x - x_m) + \sum_p M_p \left[\frac{\delta(x - \Delta x - x_p) - \delta(x - x_p)}{\Delta x} \right] \quad (\text{B.32})$$

Multiplicando por $\phi_n(x)$ e integrando no domínio de $x = 0$ a $x = l$:

$$EI \int_0^l \phi_n \sum_i \phi_i^{iv} q_i dx + \rho A \int_0^l \phi_n \ddot{q}_i dx = \int_0^l \phi_n \sum_m F_m \delta(x - x_m) dx + \int_0^l \phi_n \sum_p M_p \left[\frac{\delta(x - \Delta x - x_p) - \delta(x - x_p)}{\Delta x} \right] dx \quad (\text{B.33})$$

usando (B.15) e (B.14) obtemos:

$$EI \int_0^l \phi_n \sum_i \frac{\rho A}{EI} \omega^2 \phi_i q_i dx + \rho A \int_0^l \phi_n \ddot{q}_i dx = \int_0^l \phi_n \sum_m F_m \delta(x - x_m) dx + \int_0^l \phi_n \sum_p M_p \left[\frac{\delta(x - \Delta x - x_p) - \delta(x - x_p)}{\Delta x} \right] dx \quad (\text{B.34})$$

Como os modos são ortogonais, e usando as propriedades da função impulso, temos:

$$\left[\rho A \int_0^l \phi_n^2(x) dx \right] \ddot{q}_n(t) + \left[\rho A \int_0^l \phi_n^2(x) dx \right] \omega_n^2 q_n(t) = \sum_m F_m \phi_n(x_m) + \sum_p M_p \frac{d\phi_n(x_p)}{dx} \quad (\text{B.35})$$

definindo:

$$\mu_n = \rho A \int_0^l \phi_n^2(x) dx \quad (\text{B.36})$$

resulta em:

$$\mu_n \ddot{q}_n + \mu_n \omega_n^2 q_n = \sum_m F_m \phi_n(x_m) + \sum_p M_p \frac{d\phi_n(x_p)}{dx} \quad (\text{B.37})$$

A esta equação acrescentamos um termo de amortecimento, aproximando o modelo da realidade:

$$\begin{aligned} \mu_n \ddot{q}_n + \mu_n 2\zeta \omega_n \dot{q}_n + \mu_n \omega_n^2 q_n \\ = \sum_m F_m \phi_n(x_m) + \sum_p M_p \frac{d\phi_n(x_p)}{dx} \end{aligned} \quad (\text{B.38})$$

MORRIS; VIDYASAGAR (1990) mostram que o modelo da viga flexível desenvolvida com a hipótese de não haver amortecimento, ou supondo amortecimento viscoso, não são controláveis por um compensador finito, ou seja, os pólos relativos aos modos de vibração não podem ser realocados a uma distância arbitrária do eixo imaginário. Esta limitação é relativa ao modelo teórico, e não ao problema real de controle. O modelo incluindo o amortecimento de Rayleigh, entretanto, é controlável.

Considerando então o amortecimento de Rayleigh temos:

$$\begin{aligned} EI \frac{\partial^4 y(x,t)}{\partial x^4} + C_d I \frac{\partial^5 y(x,t)}{\partial x^4 \partial t} + C_v \frac{\partial y(x,t)}{\partial t} + \rho A \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial x^2} \\ = \sum_{m=1}^{m_T} F_m \delta(x - x_m) + \sum_{p=1}^{p_T} M_p \left[\frac{\delta(x - \Delta x - x_p) - \delta(x - x_p)}{\Delta x} \right] \end{aligned} \quad (\text{B.39})$$

onde C_d e C_v são os parâmetros de amortecimento.

Assumindo novamente que a forma da solução é dada por (B.31) obtemos:

$$\begin{aligned} EI \sum_i \phi_i^{iv} q_i + \sum_{i=1}^{\infty} C_d I \phi_i^{iv} \dot{q}_i + \sum_{i=1}^{\infty} C_v \phi_i \dot{q}_i + \rho A \sum_i \phi_i \ddot{q}_i \\ = \sum_m F_m \delta(x - x_m) + \sum_p M_p \left[\frac{\delta(x - \Delta x - x_p) - \delta(x - x_p)}{\Delta x} \right] \end{aligned} \quad (\text{B.40})$$

multiplicando por $\phi_n(x)$, integrando sobre o domínio de $x = 0$ a $x = l$, aplicando a ortogonalidade dos modos, e definindo:

$$C_v = a_0 \rho A \quad (\text{B.41})$$

$$C_d = a_1 E \quad (\text{B.42})$$

temos:

$$\begin{aligned}
 & EI \int_0^l \phi_n \sum_i \phi_i^{iv} q_i dx + a_1 EI \int_0^l \phi_n \sum_i \phi_i^{iv} \dot{q}_i dx + a_0 \rho A \int_0^l \phi_n \sum_i \phi_i \dot{q}_i dx \\
 & + \rho A \int_0^l \phi_n \sum_i \phi_i \ddot{q}_i dx = \int_0^l \phi_n \sum_m F_m \delta(x - x_m) dx \\
 & + \int_0^l \phi_n \sum_p M_p \left[\frac{\delta(x - \Delta x - x_p) - \delta(x - x_p)}{\Delta x} \right] dx \quad (B.43)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & EI \int_0^l \phi_n \sum_i \frac{\rho A}{EI} \omega^2 \phi_i q_i dx + a_1 EI \int_0^l \phi_n \sum_i \frac{\rho A}{EI} \omega^2 \phi_i \dot{q}_i dx + a_0 \rho A \int_0^l \phi_n \sum_i \phi_i \dot{q}_i dx \\
 & + \rho A \int_0^l \phi_n \sum_i \phi_i \ddot{q}_i dx = \int_0^l \phi_n \sum_m F_m \delta(x - x_m) dx \\
 & + \int_0^l \phi_n \sum_p M_p \left[\frac{\delta(x - \Delta x - x_p) - \delta(x - x_p)}{\Delta x} \right] dx \quad (B.44)
 \end{aligned}$$

Como os modos são ortogonais, e usando as propriedades da função impulso, temos:

$$\begin{aligned}
 & \left[\rho A \int_0^l \phi_n^2(x) dx \right] \ddot{q}_n + a_1 \left[\rho A \int_0^l \phi_n^2(x) dx \right] \omega_n^2 \dot{q}_n + a_0 \left[\rho A \int_0^l \phi_n^2(x) dx \right] \dot{q}_n \\
 & + \left[\rho A \int_0^l \phi_n^2(x) dx \right] \omega_n^2 q_n = \sum_m F_m \phi_n(x_m) + \sum_p M_p \frac{d\phi_n(x_p)}{dx} \quad (B.45)
 \end{aligned}$$

usando (B.36):

$$\mu_n \ddot{q}_n + \mu_n (a_1 \omega_n^2 + a_0) \dot{q}_n + \mu_n \omega_n^2 q_n = \sum_m F_m \phi_n(x_m) + \sum_p M_p \frac{d\phi_n(x_p)}{dx} \quad (B.46)$$

definindo:

$$a_1 \omega_n^2 + a_0 = 2\zeta \omega_n \quad (B.47)$$

obtemos:

$$\mu_n \ddot{q}_n + \mu_n 2\zeta \omega_n \dot{q}_n + \mu_n \omega_n^2 q_n = \sum_m F_m \phi_n(x_m) + \sum_p M_p \frac{d\phi_n(x_p)}{dx} \quad (B.48)$$

Com isso verificamos que a adoção do termo de amortecimento resultando na equação (B.38) pode ser feito sem que a ortogonalidade dos modos seja afetada, sendo que o coeficiente de amortecimento ζ deve satisfazer a seguinte expressão:

$$\zeta = \frac{a_1 \omega_n}{2} + \frac{a_0}{2\omega_n} \quad (\text{B.49})$$

C. SISTEMA HIDRÁULICO

C.1 Modelagem

O sistema hidráulico é composto basicamente pelo atuador hidráulico e pela servoválvula. A figura C.1 mostra esquematicamente o sistema:

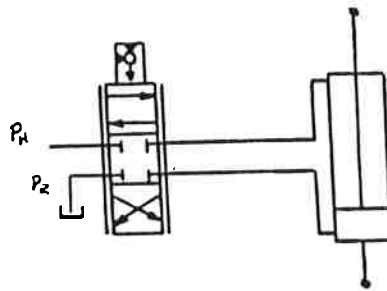


Fig. C.1: Esquema do circuito hidráulico.

O circuito hidráulico é na verdade bem mais complexo, pois deve manter constantes as pressões na entrada (P_H) e na saída (P_R) da válvula. A pressão P_R deve ser maior que a pressão atmosférica para evitar a cavitação e a entrada de ar no circuito, o que diminuiria a velocidade de resposta do cilindro hidráulico. O circuito hidráulico deve ainda filtrar o óleo, resfriá-lo e prover a quantidade perdida em vazamentos, e deve conter dispositivos de segurança. Para não aumentar demais a ordem do modelo do veículo, vamos considerar apenas a dinâmica da servoválvula e do atuador, desprezando ainda a dinâmica do acionamento da servoválvula.

A figura C.2 mostra o esquema da válvula de carretel deslizante.

No esquema x_v é o deslocamento do carretel, e $x_v > 0$ significa que a pressão P_H é dirigida para a via 1. A figura C.3 mostra o esquema do atuador, onde se pode observar que a via 1 está ligada ao lado sem haste do pistão.

A área do pistão no lado sem haste é A_1 , a área transversal da haste é A_h , e a área do pistão no lado com haste é $A_2 = A_1 - A_h$. A pressão na câmara do cilindro no lado sem haste é P_1 , e na outra câmara é P_2 . O pistão tem velocidade v , e F é a força nele aplicada.

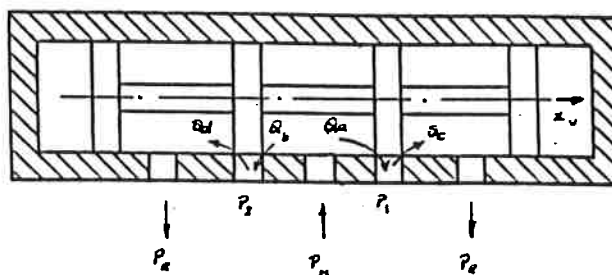


Fig. C.2: Esquema de válvula tipo carretel deslizante.

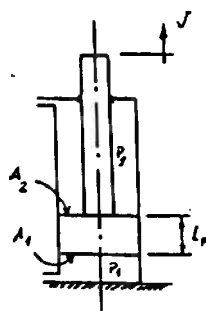


Fig. C.3: Esquema do cilindro hidráulico.

A figura C.4 mostra o grafo de ligações que representa o pistão controlado por válvula.

As equações diferenciais em P_1 e P_2 são (observando a figura C.4):

$$\frac{d}{dt}(C_1 P_1) = Q_{c1} = Q_{v1} - Q_v - Q_1 \quad (C.1)$$

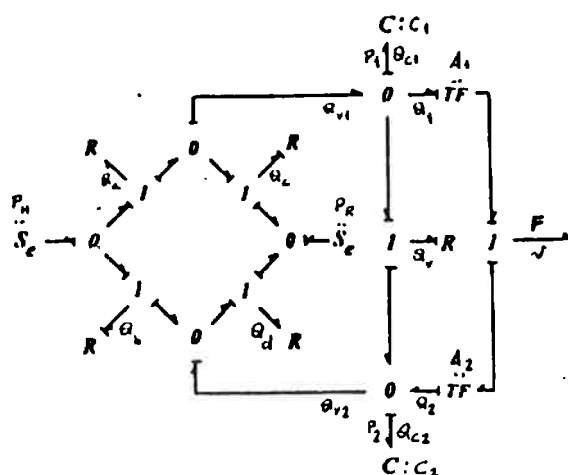


Fig. C.4: Grafo de ligações que modela o pistão controlado por válvula.

$$\frac{d}{dt}(C_2 P_2) = Q_{c2} = Q_2 + Q_v - Q_{v2} \quad (\text{C.2})$$

As vazões Q_1 e Q_2 são causadas pelo movimento do pistão:

$$Q_1 = A_1 \cdot v \quad (\text{C.3})$$

$$Q_2 = A_2 \cdot v \quad (\text{C.4})$$

A vazão Q_v é relativa ao vazamento entre uma câmara e outra, causado por uma folga entre o cilindro e o pistão. Supondo fluxo laminar, a vazão Q_v pode ser calculada por (MERRIT, 1967):

$$Q_v = k_{Q_v}(P_1 - p_2) \quad (\text{C.5})$$

onde

$$k_{Q_v} = \frac{\pi R r_c^3}{6 \mu l_p} \left[1 + \frac{3}{2} \left(\frac{e}{r_c} \right)^2 \right] \quad (\text{C.6})$$

onde R é o raio do cilindro, r_c é a folga radial, l_p é o comprimento do pistão, e é a excentricidade do pistão em relação ao cilindro, μ é a viscosidade do fluido.

As vazões Q_{v1} e Q_{v2} são determinadas por:

$$Q_{v1} = Q_a - Q_c \quad (\text{C.7})$$

$$Q_{v2} = Q_d - Q_b \quad (\text{C.8})$$

As vazões Q_a , Q_b , Q_c e Q_d são funções da abertura x_v da válvula, e das pressões P_H , P_R , P_1 e P_2 :

Para $-x_{vmax} \leq x_v < -x_{v0}$:

$$Q_a = 0 \quad (\text{C.9})$$

$$Q_d = 0 \quad (C.10)$$

$$Q_b = \frac{K_{zc} \cdot (P_H - P_2) + K_v \cdot (-x_v - x_{v0}) \cdot \text{sign}(P_H - P_2)}{\sqrt{|P_H - P_2|}} \quad (C.11)$$

$$Q_c = \frac{K_{zc} \cdot (P_1 - P_R) + K_v \cdot (-x_v - x_{v0}) \cdot \text{sign}(P_1 - P_R)}{\sqrt{|P_1 - P_R|}} \quad (C.12)$$

Para $-x_{v0} \leq x_v \leq x_{v0}$:

$$Q_a = K_{zc} \cdot (P_H - P_1) \quad (C.13)$$

$$Q_d = K_{zc} \cdot (P_2 - P_R) \quad (C.14)$$

$$Q_b = K_{zc} \cdot (P_H - P_2) \quad (C.15)$$

$$Q_c = K_{zc} \cdot (P_1 - P_R) \quad (C.16)$$

Para $x_{v0} \leq x_v < x_{vmax}$:

$$Q_b = 0 \quad (C.17)$$

$$Q_c = 0 \quad (C.18)$$

$$Q_a = \frac{K_{zc} \cdot (P_H - P_1) + K_v \cdot (x_v - x_{v0}) \cdot \text{sign}(P_H - P_1)}{\sqrt{|P_H - P_1|}} \quad (C.19)$$

$$Q_d = \frac{K_{zc} \cdot (P_2 - P_R) + K_v \cdot (x_v - x_{v0}) \cdot \text{sign}(P_2 - P_R)}{\sqrt{|P_2 - P_R|}} \quad (C.20)$$

Estamos supondo fluxo laminar na situação $-x_{v0} < x_v < x_{v0}$, e, de acordo com MERRIT (1967):

$$K_{zc} = \frac{\pi \omega r_c^2}{32\mu} \quad (C.21)$$

onde r_c é a folga radial entre o carretel da válvula e seu assento, e ω é o gradiente de área da válvula.

Na situação $x_v > x_{v0}$, no caso de Q_a e Q_d , e $x_v < -x_{v0}$, no caso de Q_c e Q_b , estamos admitindo fluxo turbulento e:

$$K_v = C_d w \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (\text{C.22})$$

onde C_d é o coeficiente de descarga e ρ é a densidade de massa do fluido.

As capacitâncias das câmaras do cilindro são:

$$C_1 = \frac{V_{10} + A_1 x}{\beta_H} \quad (\text{C.23})$$

$$C_2 = \frac{V_{20} + A_2 x}{\beta_H} \quad (\text{C.24})$$

onde V_{10} e V_{20} são os volumes iniciais das câmaras, considerando o fluido nas tubulações que ligam a válvula e o cilindro, x é o deslocamento do pistão e β_H é o módulo de compressibilidade do fluido. Estamos considerando que as paredes do cilindro e da tubulação são rígidas.

Desenvolvendo os primeiros termos das equações (C.1) e (C.2) temos:

$$\frac{d}{dt}(CP) = \dot{C}P + C\dot{P} \quad (\text{C.25})$$

de (C.23) ou (C.24):

$$\dot{C} = \frac{d(V_0 + A.x)}{dt \beta_H} = \frac{A}{\beta_H} \dot{x} = \frac{A}{\beta_H} v \quad (\text{C.26})$$

logo:

$$\frac{d}{dt}(CP) = \frac{A}{\beta_H} v P + C\dot{P} \quad (\text{C.27})$$

Normalmente a pressão na entrada da válvula está na faixa de 7 a 21 MPa, e β_H é aproximadamente 700 MPa (MERRIT, 1967). Logo:

$$\frac{P}{\beta_H} \ll 1 \quad (\text{C.28})$$

$$Av \frac{P}{\beta_H} \ll Av \quad (\text{C.29})$$

e, portanto:

$$\frac{d}{dt}(CP) \approx C \frac{d}{dt}P \quad (\text{C.30})$$

Esta aproximação, no entanto, pode ficar distante da realidade se houver entrada de ar no sistema, pois neste caso o valor de β diminui de modo significativo.

C.2 Linearização do Modelo do Sistema Hidráulico

Admitiremos as seguintes simplificações:

$$C_1 \approx C_2 \approx \frac{V_0}{2\beta_H} \quad (\text{C.31})$$

onde V_0 é o volume total de fluido dentro do cilindro, válvula e a tubulação entre ambos.

$$A_1 \approx A_2 \approx \frac{A_1 + A_2}{2} \quad (\text{C.32})$$

e adotaremos as seguintes variáveis:

$$\bar{P}_1 = P_1 - P_R \quad (\text{C.33})$$

$$\bar{P}_2 = P_2 - P_R \quad (\text{C.34})$$

$$\bar{P}_H = P_H - P_R \quad (\text{C.35})$$

$$\bar{P}_R = 0 \quad (\text{C.36})$$

As equações diferenciais tornam-se:

para $x_v > 0$

$$\begin{aligned} C\dot{P}_1 &= -Av - K_{vz}(P_1 - P_2) + K_v x_v \cdot \text{sign}(P_H - P_1) \sqrt{|P_H - P_1|} \\ &\quad - K_{zc}(P_1 - P_R) \end{aligned} \quad (\text{C.37})$$

$$\begin{aligned} C\dot{P}_2 &= Av + K_{vz}(P_1 - P_2) - K_v x_v \cdot \text{sign}(P_2 - P_R) \sqrt{|P_2 - P_R|} \\ &\quad + K_{zc}(P_H - P_2) \end{aligned} \quad (\text{C.38})$$

para $x_v < 0$:

$$\begin{aligned} C\dot{P}_1 &= -Av - K_{vz}(P_1 - P_2) + K_v x_v \cdot \text{sign}(P_1 - P_R) \sqrt{|P_1 - P_R|} \\ &\quad + K_{zc}(P_H - P_1) \end{aligned} \quad (\text{C.39})$$

$$\begin{aligned} C\dot{P}_2 &= Av + K_{vz}(P_1 - P_2) - K_v x_v \cdot \text{sign}(P_H - P_2) \sqrt{|P_H - P_2|} \\ &\quad - K_{zc}(P_2 - P_R) \end{aligned} \quad (\text{C.40})$$

Observando a expressão (C.5) temos:

$$K_{vz} = \frac{\pi R r_c^3}{6\mu l_p} \left[1 + \frac{3}{2} \left(\frac{e}{r_c} \right)^2 \right]$$

Para $x_v > 0$, e usando as pressões relativas a P_R :

$$\begin{aligned} C\dot{\bar{P}}_1 &= C \frac{d}{dt} (\bar{P}_1 + P_R) = C\dot{\bar{P}}_1 = -Av - K_{vz}(\bar{P}_1 + P_R - \bar{P}_2 - P_R) \\ &\quad - K_{zc}(\bar{P}_1 + P_R - \bar{P}_R - P_R) \\ &\quad + K_v x_v \cdot \text{sign}(\bar{P}_H + P_R - \bar{P}_1 - P_R) \sqrt{|\bar{P}_H + P_R - \bar{P}_1 - P_R|} \\ C\dot{\bar{P}}_2 &= -Av - K_{vz}(\bar{P}_1 - \bar{P}_2) + K_v x_v \cdot \text{sign}(\bar{P}_H - \bar{P}_1) \sqrt{|\bar{P}_H - \bar{P}_1|} \\ &\quad - K_{zc}\bar{P}_1 \end{aligned} \quad (\text{C.41})$$

Analogamente:

$$\begin{aligned} C\dot{\bar{P}}_2 &= Av + K_{vz}(\bar{P}_1 - \bar{P}_2) - K_v x_v \cdot \text{sign}(\bar{P}_2) \sqrt{|\bar{P}_2|} \\ &\quad + K_{zc}(\bar{P}_H - \bar{P}_2) \end{aligned} \quad (\text{C.42})$$

Subtraindo (C.42) de (C.41):

$$\begin{aligned}
 C\dot{\bar{P}}_1 - C\dot{\bar{P}}_2 &= -2Av - 2K_{vz}(\bar{P}_1 - \bar{P}_2) - K_{zc}\bar{P}_1 - K_{zc}(\bar{P}_H - \bar{P}_2) \\
 &+ K_v x_v \cdot \text{sign}(\bar{P}_H - \bar{P}_1) \sqrt{|\bar{P}_H - \bar{P}_1|} \\
 &+ K_v x_v \cdot \text{sign}(\bar{P}_2) \sqrt{|\bar{P}_2|}
 \end{aligned} \tag{C.43}$$

Admitindo que a vazão que entra na válvula é aproximadamente igual à vazão de saída:

$$K_v x_v \cdot \text{sign}(\bar{P}_H - \bar{P}_1) \sqrt{|\bar{P}_H - \bar{P}_1|} \approx K_v x_v \cdot \text{sign}(\bar{P}_2) \sqrt{|\bar{P}_2|} \tag{C.44}$$

logo:

$$\bar{P}_H - \bar{P}_1 \approx \bar{P}_2 \tag{C.45}$$

definindo:

$$P = \bar{P}_1 - \bar{P}_2 \tag{C.46}$$

Usando (C.45) e (C.46) verificamos que:

$$\bar{P}_H - P = \bar{P}_H - \bar{P}_1 + \bar{P}_2 \approx 2(\bar{P}_H - \bar{P}_1) \tag{C.47}$$

Assim:

$$\begin{aligned}
 K_v x_v \cdot \text{sign}(\bar{P}_H - P) \sqrt{|\bar{P}_H - P|} &= K_v x_v \cdot \text{sign}[2(\bar{P}_H - \bar{P}_1)] \cdot \sqrt{|\bar{P}_H - \bar{P}_1|} \\
 &= \sqrt{2} K_v x_v \cdot \text{sign}(\bar{P}_H - \bar{P}_1) \cdot \sqrt{|\bar{P}_H - \bar{P}_1|}
 \end{aligned} \tag{C.48}$$

Substituindo (C.46) e (C.48) em (C.43) obtemos:

$$C\dot{P} = -2Av - 2K_{vz}P - K_{zc}(\bar{P}_H + P) + \sqrt{2}K_v x_v \cdot \text{sign}(\bar{P}_H - P) \sqrt{\bar{P}_H - P} \quad (\text{C.49})$$

$$\frac{C}{2}\dot{P} = -Av - K_{vz}P - \frac{K_{zc}}{2}(\bar{P}_H + P) + \frac{\sqrt{2}}{2}K_v x_v \cdot \text{sign}(\bar{P}_H - P) \sqrt{\bar{P}_H - P} \quad (\text{C.50})$$

Analogamente, para $x_v < 0$ obtemos:

$$\frac{C}{2}\dot{P} = -Av - K_{vz}P - \frac{K_{zc}}{2}(\bar{P}_H + P) + \frac{\sqrt{2}}{2}K_v x_v \cdot \text{sign}(\bar{P}_H + P) \sqrt{\bar{P}_H + P} \quad (\text{C.51})$$

ou seja:

$$\begin{aligned} \frac{C}{2}\dot{P} &= -Av - K_{vz}P - \frac{K_{zc}}{2}(\bar{P}_H + P) \\ &+ \frac{\sqrt{2}}{2}K_v x_v \cdot \text{sign}(\bar{P}_H - \text{sign}(x_v)P) \sqrt{\bar{P}_H - \text{sign}(x_v)P} \end{aligned} \quad (\text{C.52})$$

Vamos supor que, em condições normais, $\bar{P}_H > |P| > 0$. Assim, para $x_v > 0$:

$$\frac{C}{2}\dot{P} = -Av + Q_L \quad (\text{C.53})$$

$$Q_L = -K_{vz}P - \frac{K_{zc}}{2}(\bar{P}_H + P) + \frac{\sqrt{2}}{2}K_v x_v \sqrt{\bar{P}_H - P} \quad (\text{C.54})$$

Linearizando Q_L no ponto $x_v = 0$ e $P = 0$:

$$Q_L = K_x \cdot x_v - K_P \cdot P \quad (\text{C.55})$$

com:

$$K_x = \left. \frac{\partial Q_L}{\partial x_v} \right|_{x_v=0, P=0} = \frac{\sqrt{2}}{2}K_v \sqrt{\bar{P}_H} \quad (\text{C.56})$$

$$\begin{aligned} K_P &= - \left. \frac{\partial Q_L}{\partial P} \right|_{x_v=0, P=0} = - \left[- \left(K_{vz} + \frac{K_{zc}}{2} \right) - \frac{\sqrt{2}}{4} x_v (\bar{P}_H - P)^{-1/2} \right]_{x_v=0, P=0} \\ &= K_{vz} + \frac{K_{zc}}{2} \end{aligned} \quad (\text{C.57})$$

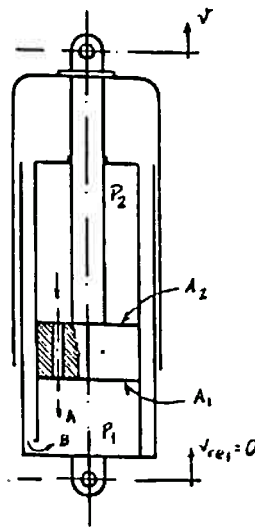


Fig. C.5: Esquema de um amortecedor

Para $x_v < 0$ obtemos a mesma expressão, logo:

$$\frac{C}{2}\dot{P} = -Av + \frac{\sqrt{2}}{2}K_v \cdot x_v \sqrt{P_H} - \left(K_{vz} + \frac{K_{zc}}{2}\right)P \quad (\text{C.58})$$

ou

$$\bar{C}\dot{P} = -Av + K_x \cdot x_v - K_P \cdot P \quad (\text{C.59})$$

C.3 Modelagem do Amortecedor

Embora o modelo linear para o amortecimento seja muito utilizado, para as simulações desenvolveremos um modelo um pouco mais próximo da realidade. A figura C.5 mostra o esquema de um amortecedor:

Na figura C.5 a pressão na câmara de compressão é P_1 , e a área do pistão neste lado é A_1 . Na câmara de tração a área do pistão diminuída da área da haste é A_2 , e a pressão é P_2 . O tubo reservatório providencia, quando necessário, o óleo referente ao volume ocupado pela haste. As passagens de óleo por A e B são controladas por válvulas tais que a força de amortecimento é proporcional à velocidade relativa v entre o pistão e o cilindro, mas a constante de proporcionalidade para $v > 0$

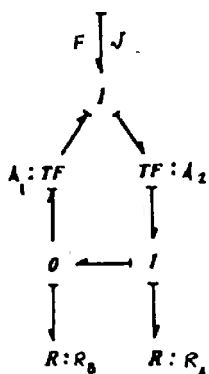


Fig. C.6: Amortecedor representado por grafo de ligações.

é, normalmente, maior que a constante para $v < 0$. Isto ocorre porque é mais conveniente que a maior parte de energia seja dissipada no movimento de extensão, uma vez que a compressão é em geral causada por uma irregularidade da via, e se a força de amortecimento for menor, menor será o efeito sobre a massa suspensa.

A figura C.6 mostra o grafo de ligação que representa o modelo do amortecedor.

As válvulas oferecem resistências diferentes ao fluxo, conforme o sinal da velocidade, e, aproximadamente, temos:

para $v > 0$:

$$P_2 = R_A Q_2 = R_A A_2 v \quad (\text{C.60})$$

$$P_1 \approx 0 \quad (\text{C.61})$$

para $v < 0$:

$$P_1 = R_B (Q_2 - Q_1) = R_B (A_2 - A_1) v \quad (\text{C.62})$$

$$P_2 \approx 0 \quad (\text{C.63})$$

A força de amortecimento é expressa por:

$$F = \begin{cases} F_T = A_2 P_2 = R_A A_2^2 v & \text{se } v > 0 \\ F_C = -A_1 P_1 = -R_B (A_1 A_2 - A_1^2) v & \text{se } v < 0 \end{cases} \quad (\text{C.64})$$

Como, normalmente a força de tração é $k > 1$ vezes maior que a força de compressão:

$$\frac{R_A}{R_B} = \frac{k(A_1^2 - A_1 A_2)}{A_2^2} \quad (\text{C.65})$$

D. MODELAGEM DOS ELETROÍMÃS DE SUSPENSÃO

D.1 Modelagem

A modelagem do sistema magnético usando o método dos grafos de ligações terá como base a seguinte correspondência entre as variáveis:

Tabela D.1: Variáveis correspondentes aos domínios de energia elétrica e magnética.

Grafo de Ligações	Sistema Elétrico	Sistema Magnético
esforço e	força eletromotriz V	força magnetomotriz V_m
vazão f	corrente I	variação de fluxo $\dot{\phi}$
deslocamento q	carga q	fluxo magnético ϕ
capacitância C	capacitância C	permeância P
rigidez $1/C$		relutância R

Seguindo o desenvolvimento exposto na referência KARNOPP; ROSENBERG (1975), o entreferro variável em um circuito magnético pode ser modelado por um campo C , como mostra a figura D.1.

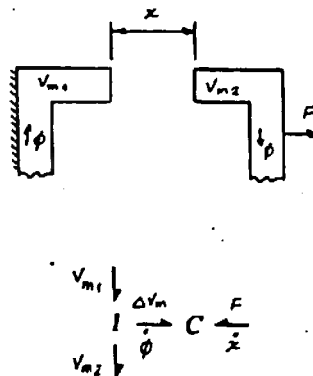


Fig. D.1: Transdutor magnetomecânico. a) esquema. b) grafo de ligações.

Nesta figura x é o entreferro, F é a força aplicada no pólo móvel, ϕ é o fluxo magnético, V_{m1} e V_{m2} são as forças magnetomotrizes nos pólos, R é a relutância do elemento, e $V_m = V_{m1} - V_{m2}$.

O campo C estabelece as seguintes relações:

$$V_m = V_m(\phi, x) \quad (D.1)$$

$$F = F(\phi, x) \quad (\text{D.2})$$

Usando a teoria contida em GEHMLICH; HAMMOND (1967), iremos desenvolver estas expressões.

A energia acumulada no campo capacitivo pode ser calculada pela seguinte integral:

$$E = \int^t (F \cdot \dot{x} + V_m \cdot \dot{\phi}) dt = \int^{\phi, x} F(\phi, x) dx + V_m(\phi, x) d\phi \quad (\text{D.3})$$

Por definição, o campo é conservativo, logo:

$$V_m = \frac{\partial E}{\partial \phi} \quad (\text{D.4})$$

$$F = \frac{\partial E}{\partial x} \quad (\text{D.5})$$

$$\frac{\partial F}{\partial \phi} = \frac{\partial^2 E}{\partial \phi \partial x} = \frac{\partial V_m}{\partial x} \quad (\text{D.6})$$

Observe que se V_m e ϕ forem nulos, F também será, e, assim, para calcular a energia E pode-se fixar o entreferro em um valor x , com $\phi = 0$, sem realizar trabalho, e, depois, mantendo x constante, levar ϕ até um certo valor final. Durante este processo $dx = 0$, logo apenas a energia magnética é armazenada:

$$E = \int^{\phi} V_m(\phi, x) d\phi \quad (\text{D.7})$$

A força magnetomotriz pode ser expressa por:

$$V_m = R \cdot \phi \quad (\text{D.8})$$

A relutância R é função do comprimento das linhas de fluxo, da permeabilidade magnética do meio e da área da seção transversal perpendicular ao fluxo. Considerando que apenas o entreferro x possa variar:

$$R = R(x) \quad (\text{D.9})$$

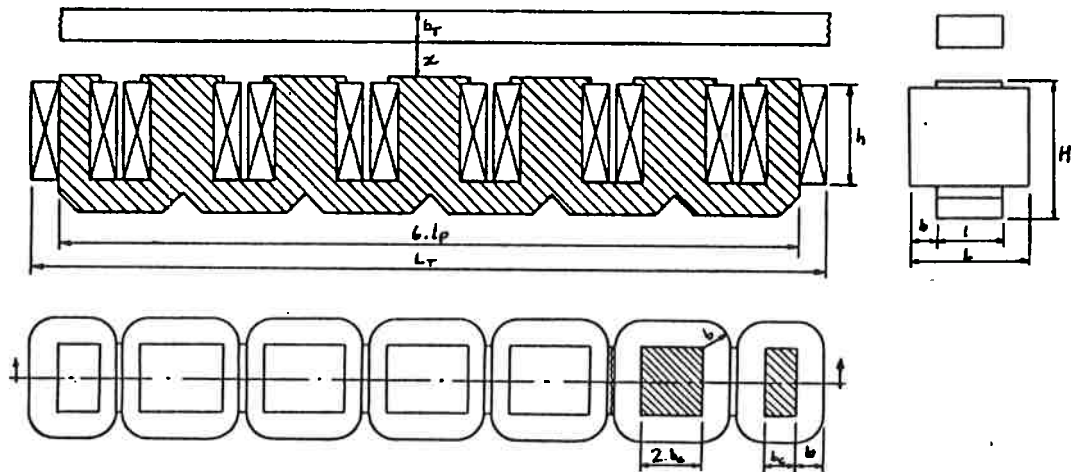


Fig. D.2: Desenho do eletroímã.

logo:

$$V_m = R(x) \cdot \phi \quad (\text{D.10})$$

e

$$E = \int^{\phi} R(x) \phi d\phi = \frac{1}{2} R(x) \phi^2 \quad (\text{D.11})$$

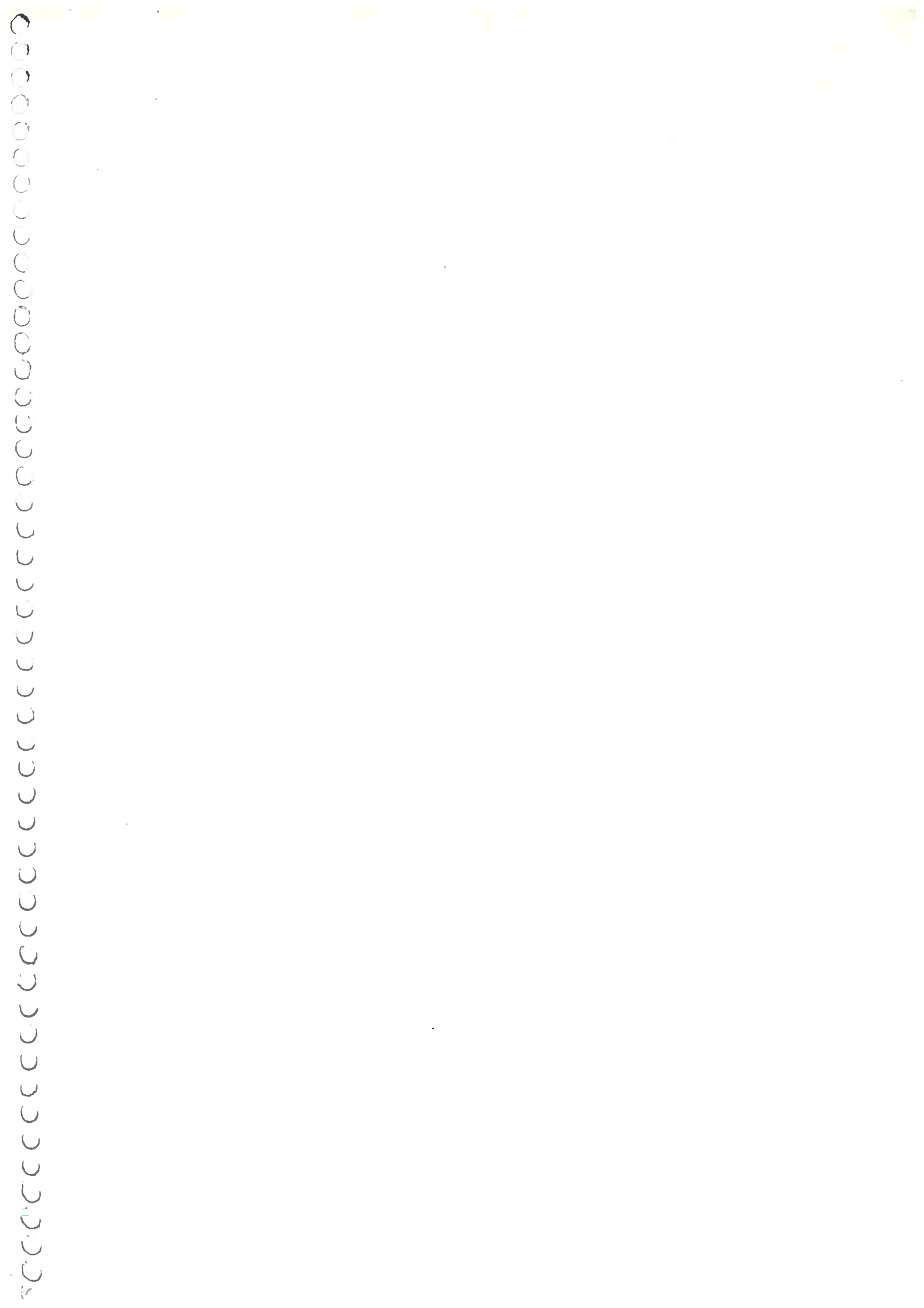
Usando (D.5) obtemos:

$$F = \frac{\partial E(\phi, x)}{\partial x} = \frac{\partial [\frac{1}{2} R(x) \phi^2]}{\partial x} = \frac{1}{2} \frac{dR(x)}{dx} \phi^2 \quad (\text{D.12})$$

Para prosseguir a modelagem é necessário definir a geometria do sistema. A figura D.2 mostra o desenho do eletroímã, que é do tipo de pólos salientes. Na figura D.3 temos representada uma parte do núcleo que constitui uma “unidade”.

Admitindo que o entreferro x é o mesmo em toda a extensão do eletroímã, que as bobinas têm o mesmo número de espiras e estão ligadas em série, a modelagem será desenvolvida apenas para uma “unidade”, e o resultado será estendido para o eletroímã como um todo.

A figura D.4 mostra o comprimento médio das linhas de fluxo e a figura D.5 mostra o grafo de ligações que representa uma “unidade”.



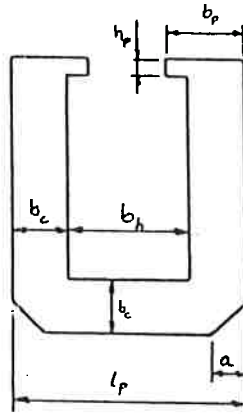


Fig. D.3: Desenho de parte do núcleo do eletroímã que constitui uma “unidade”.

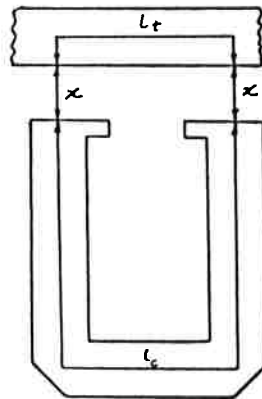


Fig. D.4: Esquema de um sexto do eletroímã mostrando linhas representativas do fluxo magnético.

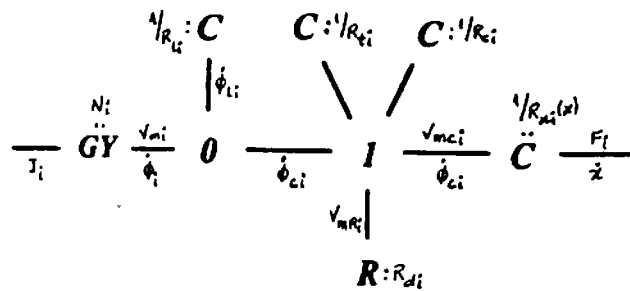


Fig. D.5: Esquema de um sexto do eletroímã: grafo de ligações.

Na figura D.5 I_i é a corrente elétrica que circula pela bobina, que é composta por dois enrolamentos ligados em série, um em cada “perna” do núcleo, N_i é a soma do número de espiras dos dois enrolamentos, V_{mi} é a força magnetomotriz, ϕ_i é o fluxo magnético total, ϕ_{li} é o fluxo magnético perdido, R_{li} é a relutância usada para modelar o fluxo perdido, ϕ_{ci} é o fluxo magnético no circuito, R_{ci} é a relutância relativa ao trilho, R_{ci} é a relutância do núcleo, $R_{xi}(x)$ é a relutância do entreferro, R_{di} é um parâmetro usado para modelar a perda devido a correntes parasitas, V_{mRi} é a queda de força magnetomotriz devido às correntes parasitas, V_{mci} é a força magnetomotriz no entreferro, x é o entreferro, e F_i é a força de atração magnética. As relutâncias podem ser calculadas pela seguinte expressão:

$$R = \frac{l}{\mu A} \quad (\text{D.13})$$

onde l é o comprimento médio das linhas de fluxo, μ é a permeabilidade magnética do meio, e A é a área da seção transversal perpendicular ao fluxo. Assim:

$$R_{ti} = \frac{l_t}{\mu_t A_t} \quad (\text{D.14})$$

$$R_{ci} = \frac{l_c}{\mu_c A_c} \quad (\text{D.15})$$

$$R_{xi} = \frac{2x}{\mu_0 A_x} \quad (\text{D.16})$$

Comparando as figuras D.2, D.3e D.4 temos:

$$l_t = b_T + (l_p - b_c) \quad (\text{D.17})$$

$$l_c = 2(H - b_c/2) + (l_p - b_c) \quad (\text{D.18})$$

$$A_c = b_c \cdot l \quad (\text{D.19})$$

$$A_t \approx A_c \quad (\text{D.20})$$

Para a determinação da área ocupada pelo fluxo magnético no entreferro, é necessário considerar o alargamento do fluxo, conforme mostra a figura D.6.

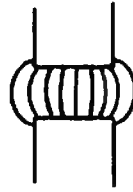


Fig. D.6: Alargamento do fluxo magnético no entreferro.

A área efetiva da seção transversal no entreferro pode ser aproximada pela área resultante ao se adicionar o valor do entreferro a cada dimensão da face do pólo. Da figura D.2 observamos que existem 5 pólos de dimensões $2b_p$ por l e 2 pólos de dimensões b_p por l , portanto a área A_x média é:

$$A_x = \frac{2(b_p + x)(l + x) + 5(2b_p + x)(l + x)}{12} \quad (\text{D.21})$$

Vamos simplificar esta expressão e estabelecer uma relação com a área A_c :

$$A_x = \frac{12b_p l + (12b_p + 7l)x + 7x^2}{12} = b_c l f(x) = A_c f(x)$$

Desprezando o termo quadrático:

$$\begin{aligned} b_c l f(x) &= b_p l + \left(b_p + \frac{7}{12}l\right)x \\ f(x) &= \frac{b_p}{b_c} \left[1 + \frac{\left(b_p + \frac{7}{12}l\right)x}{b_p l}\right] \end{aligned}$$

ou:

$$f(x) = f_0(1 + f_1 x) \quad (\text{D.22})$$

com:

$$f_0 = \frac{b_p}{b_c} \quad (\text{D.23})$$

$$f_1 = \frac{b_p + \frac{7}{12}l}{b_p l} \quad (\text{D.24})$$

Supondo que não haja saturação, as permeabilidades magnéticas podem ser expressas como:

$$\mu_t = \mu_0 \mu_{Rt} \quad (D.25)$$

$$\mu_c = \mu_0 \mu_{Rc} \quad (D.26)$$

onde μ_0 é a permeabilidade magnética no vácuo, e μ_{Rt} e μ_{Rc} são respectivamente as permeabilidade relativas dos materiais do trilho e do núcleo do eletroímã. Na verdade μ_t e μ_c dependem de V_m , mas como a relutância do entreferro é predominante (se não houver saturação), o erro cometido é pequeno.

Observando o grafo de ligações na figura D.5, verifica-se que as relutâncias do trilho, núcleo e entreferro podem ser combinadas em uma única relutância equivalente $R_{qi}(x)$:

$$\begin{aligned} R_{qi}(x) &= R_{ti} + R_{li} + R_{xi}(x) = \frac{l_t}{\mu_t A_t} + \frac{l_c}{\mu_c A_c} + \frac{2x}{\mu_0 A_x} \\ &= \frac{l_t}{\mu_0 \mu_{Rt} A_c} + \frac{l_c}{\mu_0 \mu_{Rc} A_c} + \frac{2x}{\mu_0 A_c f(x)} \end{aligned} \quad (D.27)$$

ou:

$$R_{qi}(x) = \frac{\gamma_1(x) + x}{\gamma_r(x)} \quad (D.28)$$

com:

$$\gamma_1(x) = \frac{(l_t \mu_{Rc} + l_c \mu_{Rt}) f_0 (1 + f_1 x)}{2 \mu_{Rc} \mu_{Rt}} = k_{mg} \cdot f_0 \cdot (1 + f_1 x) \quad (D.29)$$

$$\gamma_r(x) = \frac{\mu_0 A_c f_0 (1 + f_1 x)}{2} \quad (D.30)$$

O grafo de ligações pode ser simplificado, conforme mostra a figura D.7

O valor de R_{li} será determinado em função do valor do fluxo magnético perdido ϕ_{li} . De acordo com YAMAMURA; YAMAGUSHI (1990), o fluxo magnético perdido

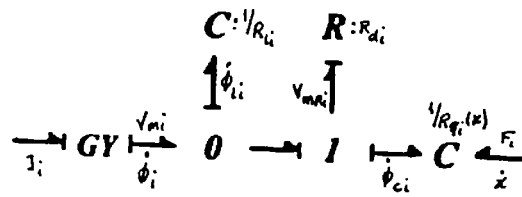


Fig. D.7: Grafo de ligações simplificado

pode ser de 10% do fluxo total para eletroímãs de pólos salientes, e chegar a 50% se o eletroímã tiver a forma de U . Vamos supor, entretanto, que R_{li} seja independente do entreferro, e que a relação entre o fluxo perdido e o fluxo total citada anteriormente seja válida no ponto de operação nominal. Assim:

$$\phi_{li} = f_2 \phi_i \quad (\text{D.31})$$

$$\phi_i = \phi_{ci} + \phi_{li} \rightarrow \phi_{ci} = \frac{1 - f_2}{f_2} \phi_{li} \quad (\text{D.32})$$

Da figura D.7 obtemos as seguintes relações:

$$V_{mi} = V_{mRi} + V_{mqi} = R_{li} \phi_{li} \quad (\text{D.33})$$

$$V_{mRi} = R_{di} \dot{\phi}_{ci} \quad (\text{D.34})$$

$$V_{mqi} = R_{qi}(x) \phi_{ci} \quad (\text{D.35})$$

Supondo o sistema em regime, com fluxos constantes:

$$\dot{\phi}_{ci} = 0 \rightarrow V_{mRi} = 0 \rightarrow V_{mi} = V_{mqi} \quad (\text{D.36})$$

Das equações (D.33) e (D.35), considerando a igualdade expressa por (D.36) e usando a expressão (D.32) obtemos:

$$\frac{V_{mi}}{R_{qi}(x_e)} = \frac{(1 - f_2) V_{mi}}{f_2 R_{li}} \quad (\text{D.37})$$

logo:

$$R_{li} = \frac{(1 - f_2)}{f_2} R_{qi}(x_e) \quad (D.38)$$

onde x_e é o valor do entreferro no ponto de operação nominal.

Pela dificuldade de se determinar os efeitos das correntes parasitas, o valor do parâmetro R_{di} será considerado simplesmente como proporcional ao valor de $R_{qi}(x_e)$:

$$R_{di} = \tau R_{qi}(x_e) \quad (D.39)$$

Um efeito que deve ser considerado é a diminuição da força magnética de atração causada pelo movimento do veículo ao longo da via. Este movimento induz correntes parasitas responsáveis pela diminuição da força. Este efeito é reduzido se o comprimento do eletroímã for suficientemente grande, ou se os materiais do trilho e do núcleo do eletroímã forem laminados. Como a modelagem deste fenômeno é complexa, usaremos a sugestão contida em BOLDEA; NASAR (1985), onde se considera que a força de atração diminui linearmente com a velocidade:

$$F_{mi} = F_i(1 - \beta v_F) \quad (D.40)$$

onde F_{mi} é a força magnética efetiva de atração, v_F é a velocidade do veículo ao longo da via e β é uma constante.

A saturação será considerada através da limitação do valor do fluxo magnético no núcleo do eletroímã.

O modelo desenvolvido aqui refere-se a um sexto do eletroímã. Para o eletroímã como um todo os parâmetros devem ser modificados, bem como as variáveis. O entreferro x é o mesmo para todas as unidades, bem como a corrente elétrica I_i , já que as bobinas estão todas ligadas em série. A força magnética de atração F é a soma das forças em cada unidade:

$$F = 6.F_i \quad (D.41)$$

A densidade de fluxo magnético B é a mesma em todas as unidades, logo os fluxos magnéticos do eletroímã são o sêxtuplo dos fluxos em cada unidade:

$$\phi = 6\phi_i \quad (\text{D.42})$$

$$\phi_l = 6\phi_{li} \quad (\text{D.43})$$

$$\phi_c = 6\phi_{ci} \quad (\text{D.44})$$

A força magnetomotriz entre o trilho e todo o eletroímã é a mesma entre o trilho e uma unidade. Considerando este fato, e as equações (D.35) e (D.44) obtemos:

$$R_q(x) = \frac{R_{qi}(x)}{6} \quad (\text{D.45})$$

Uma vez que consideramos V_{mq} inalterado, vamos adotar:

$$V_{mR} = V_{mRi} \quad (\text{D.46})$$

$$V_m = V_{mi} \quad (\text{D.47})$$

e, portanto:

$$R_l = R_{li}/6 \quad (\text{D.48})$$

$$R_d = R_{di}/6 \quad (\text{D.49})$$

$$N = N_i \quad (\text{D.50})$$

A figura D.8 mostra o grafo de ligações de um eletroímã, incluindo o sistema de acionamento (fonte de energia elétrica).

Para o término da modelagem e para o dimensionamento do eletroímã é necessário ainda calcular a resistência elétrica R referente a todas as bobinas ligadas em série, determinar a massa do eletroímã, e obter expressões para a densidade de corrente J e para a potência dissipada P .

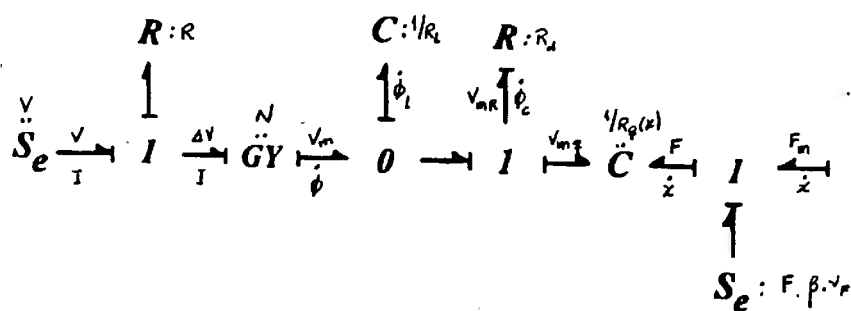


Fig. D.8: Grafo de ligações de um eletroímã.

Observando a figura D.2 temos que o comprimento médio l_x de uma espira da bobina da extremidade do eletroímã é:

$$l_x = 2b_c + 2l + 2\pi \frac{b}{2} \quad (\text{D.51})$$

Para as 5 bobinas centrais o comprimento médio l_c da espira é:

$$l_c = 4b_c + 2l + 2\pi \frac{b}{2} \quad (\text{D.52})$$

Portanto o comprimento médio de uma espira do eletroímã é:

$$l_e = \frac{2l_x + 5l_c}{7} \quad (\text{D.53})$$

A área transversal total de fio em uma bobina é expressa por:

$$A_f = bhk \quad (\text{D.54})$$

onde k é o fator de compactação.

A massa M_f de fio pode ser então calculada por:

$$M_f = 7A_f l_e \rho_f \quad (\text{D.55})$$

onde ρ_f é a densidade de massa do material que compõe o fio.

Se o número de espiras em cada bobina é N_b , a área da seção transversal de um fio é:

$$S_o = \frac{A_f}{N_b} \quad (\text{D.56})$$

e a resistência elétrica total é:

$$R = \frac{\rho l N_b l_e}{S_o} \quad (\text{D.57})$$

onde ρ é a resistividade elétrica do material do fio.

Observando a figura D.2 verifica-se que a massa do núcleo do eletroímã pode ser calculada por:

$$M_c = 12(b_p h_p + h b_c + \frac{l_p b_c}{2} - \frac{a^2}{2}) l \rho_c \quad (\text{D.58})$$

onde ρ_c é a densidade de massa do material do núcleo.

A potência elétrica dissipada é:

$$P = RI^2 = R(JS_o)^2 = \frac{\rho l N_b l_e}{S_o} J^2 S_o^2$$

Usando (D.56):

$$P = \frac{\rho l A_f l_e}{S_o} J^2 S_o^2$$

usando agora a equação (D.54) obtemos:

$$P = \rho l b h k l_e J^2 \quad (\text{D.59})$$

O parâmetro J , que é a densidade de corrente, é definido por:

$$J = \frac{I}{S_o} \quad (\text{D.60})$$

O dimensionamento do eletroímã deve ainda obedecer a certas relações se ele for utilizado também como o secundário de um motor linear síncrono de estator longo. Segundo BOLDEA; NASAR (1985), o comprimento b_p do pólo e o passo l_p devem satisfazer, aproximadamente, a relação:

$$b_p = \frac{l_p}{3} \quad (\text{D.61})$$

O passo l_p (em m) é definido em função da velocidade máxima de operação do veículo (v_{Fmax} , em m/s) e da frequência máxima (f_{max} , em Hz) do inversor do motor síncrono:

$$l_p = \frac{v_{Fmax}}{2f_{max}} \quad (\text{D.62})$$

O comprimento do eletroímã não deve ser muito grande (menor que $3m$), ou torna-se difícil manter o entreferro uniforme ao longo do eletroímã. A largura l também deve ser limitada, pois influi diretamente no custo da via. Em geral l não deve ultrapassar $0,3m$.

Devem ser considerados ainda a densidade de corrente J , que deve estar em torno de $1A/mm^2$ no caso da ausência de refrigeração forçada, a densidade B de fluxo magnético, que, no ponto de operação, deve ser bem menor que o limite de saturação, a relação entre a força magnética de atração e o peso próprio do eletroímã, que deve ser, obviamente, maior que 1, sendo adequado um valor próximo ou superior a 10, e a relação entre a potência consumida e a massa levitada, cujo valor deve ser próximo ou inferior a $1W/kg$, no ponto de operação nominal.

Considerando a inércia do eletroímã, forças externas e variações externas do entreferro, o grafo de ligações assume a forma apresentada na figura D.9. As equações de estado são obtidas como se segue:

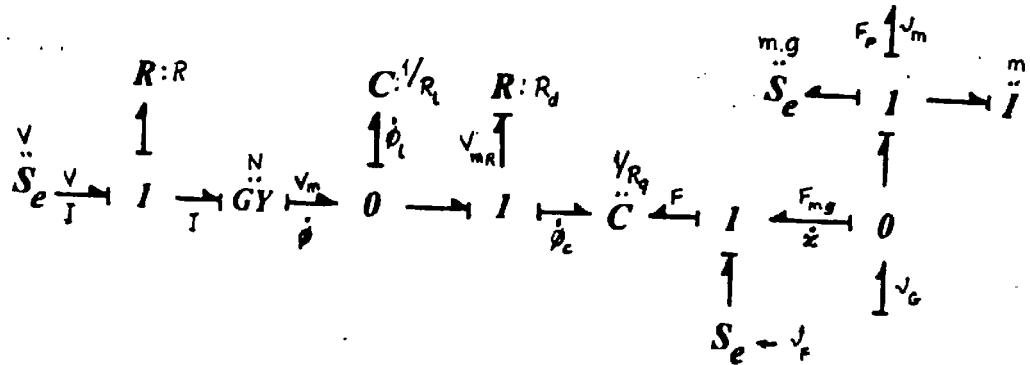


Fig. D.9: Grafo de ligação.

$$\begin{aligned}
 I &= \frac{V_m}{N} = \frac{R_l}{N} \cdot \phi_l \Rightarrow \dot{I} = \frac{R_l}{N} \cdot \dot{\phi}_l \\
 \dot{\phi}_l &= \dot{\phi} - \dot{\phi}_c = \frac{\Delta V_r}{N} - \frac{V_{mR}}{R_d} = \frac{(V - R \cdot I)}{N} - \frac{(V_m - V_{mq})}{R_d} = \\
 &= \frac{V - R \cdot I}{N} - \frac{(R_l \cdot \phi_l - R_q \cdot \phi_c)}{R_d} = \\
 &= \frac{V - R \cdot I}{N} - \frac{(R_l \cdot \frac{N}{R_l} \cdot I - R_q \cdot \phi_c)}{R_d} \\
 \dot{I} &= \frac{R_l}{N} \left[\frac{V - R \cdot I}{N} - \frac{(N \cdot I - R_q \cdot \phi_c)}{R_d} \right] \\
 \dot{I} &= \frac{R_l \cdot R_q}{N \cdot R_d} \cdot \phi_c - \left(\frac{R_l \cdot R}{N^2} + \frac{R_l}{R_d} \right) \cdot I + \frac{R_l}{N^2} \cdot V \quad (D.63)
 \end{aligned}$$

$$\dot{\phi}_c = \frac{V_{mR}}{R_d} = -\frac{R_q}{R_d} \cdot \phi_c + \frac{N}{R_d} \cdot I \quad (D.64)$$

$$\dot{x} = v_G - v_m \quad (D.65)$$

$$\dot{v}_m = -g + (F_{mg} - F_p)/m \quad (D.66)$$

$$F_{mg} = (1 - \beta \cdot |v_F|) \cdot F \quad (D.67)$$

$$F = \frac{1}{2} \frac{dR_q}{dx} \cdot \phi_c^2$$

onde F_p é uma força externa e v_G é a velocidade vertical do ponto do trilho onde se localiza o eletroímã. Como:

$$R_q = \frac{\gamma_1 + x}{6 \cdot \gamma_r} \quad (D.68)$$

$$\gamma_1 = k_{mg} \cdot f_0 \cdot (1 + f_1 \cdot x) \quad (D.69)$$

$$\gamma_r = \mu_0 \cdot A_c \cdot f_0 \cdot (1 + f_1 \cdot x) / 2 \quad (\text{D.70})$$

então:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \frac{dR_q}{dx} &= \frac{1}{2} \frac{d}{dt} \left(\frac{k_{mg} \cdot f_0 \cdot (1 + f_1 \cdot x) + x}{6 \cdot \mu_0 \cdot A_c \cdot f_0 \cdot (1 + f_1 \cdot x) / 2} \right) = \\ &= \frac{1}{2} \frac{(1 + k_{mg} \cdot f_0 \cdot f_1) \cdot (6/2) \cdot \mu_0 \cdot A_c \cdot f_0 \cdot (1 + f_1 \cdot x)}{[(6/2) \cdot \mu_0 \cdot A_c \cdot f_0 \cdot (1 + f_1 \cdot x)]^2} - \\ &- \frac{1}{2} \frac{(6/2) \cdot \mu_0 \cdot A_c \cdot f_0 \cdot f_1 [k_{mg} \cdot f_0 \cdot (1 + f_1 \cdot x) + x]}{[(6/2) \cdot \mu_0 \cdot A_c \cdot f_0 \cdot (1 + f_1 \cdot x)]^2} \\ &= \frac{1}{2} \frac{(6/2) \cdot \mu_0 \cdot A_c \cdot f_0}{[(6/2) \cdot \mu_0 \cdot A_c \cdot f_0 \cdot (1 + f_1 \cdot x)]^2} = \frac{1}{6 \cdot \mu_0 \cdot A_c \cdot f_0 \cdot (1 + f_1 \cdot x)^2} \end{aligned}$$

Resultando em:

$$F = \frac{\phi_c^2}{6 \cdot \mu_0 \cdot A_c \cdot f_0 \cdot (1 + f_1 \cdot x)^2} \quad (\text{D.71})$$

D.2 Linearização e Simplificação

Observando as equações (D.63) a (D.68), e usando o subscrito e para designar os valores das variáveis no ponto de equilíbrio, temos:

$$\dot{x} = 0$$

$$\dot{v}_m = 0 \implies F_{mge} = F_{pe} + mg \quad (\text{D.72})$$

$$\dot{\phi}_c = 0 \implies NI_e = R_g(x_e) \cdot \phi_{ce} \quad (\text{D.73})$$

$$\dot{I} = 0 \implies V_e = RI_e \quad (\text{D.74})$$

A segunda parte da expressão (D.74) é obtida usando-se a expressão (D.73). Expandindo em série de Taylor, e tomando-se apenas os termos iniciais obtemos:

$$\dot{x}_1 = v_G - x_2 \quad (\text{D.75})$$

$$\dot{x}_2 = k_{v\phi} \cdot x_3 - k_{vx} \cdot x_1 - (1/m) \cdot \Delta F_p - k_{vvF} \cdot \Delta v_F \quad (\text{D.76})$$

$$\dot{x}_3 = -k_{\phi\phi} \cdot x_3 - k_{\phi x} \cdot x_1 + k_{\phi I} \cdot x_4 \quad (\text{D.77})$$

$$\dot{x}_4 = k_{I\phi} \cdot x_3 + k_{Ix} \cdot x_1 - k_{II} \cdot x_4 + k_{IV} \cdot \Delta V \quad (\text{D.78})$$

onde:

$$x_1 = x - x_e \quad (D.79)$$

$$x_2 = v_m - v_{me} \quad (D.80)$$

$$x_3 = \phi_c - \phi_{ce} \quad (D.81)$$

$$x_4 = I - I_e \quad (D.82)$$

$$\Delta V = V - V_e \quad (D.83)$$

$$\Delta F_p = F_p - F_{pe} \quad (D.84)$$

$$\Delta v_F = v_F - v_{Fe} \quad (D.85)$$

e

$$k_{v\phi} = \frac{2\phi_{ce}}{6 \cdot \mu_0 \cdot A_c \cdot f_0 \cdot (1 + f_1 \cdot x_e)^2 m} \quad (D.86)$$

$$k_{vx} = \frac{2\phi_{ce}^2 \cdot f_1}{6 \cdot \mu_0 \cdot A_c \cdot f_0 \cdot (1 + f_1 \cdot x_e)^3 m} \quad (D.87)$$

$$k_{vv_F} = \frac{\beta \phi_{ce}^2}{6 \cdot \mu_0 \cdot A_c \cdot f_0 \cdot (1 + f_1 \cdot x_e)^2} \quad (D.88)$$

$$k_{\phi x} = \frac{2 \cdot \phi_{ce}}{R_d \cdot 6 \cdot \mu_0 \cdot A_c \cdot f_0 \cdot (1 + f_1 \cdot x_e)^2} \quad (D.89)$$

$$k_{\phi I} = \frac{N}{R_d} \quad (D.90)$$

$$k_{I\phi} = \frac{R_l \cdot R_q(x_e)}{N \cdot R_d} \quad (D.91)$$

$$k_{Ix} = \frac{2 \cdot R_l \cdot \phi_{ce}}{N \cdot R_d \cdot 6 \cdot \mu_0 \cdot A_c \cdot f_0 \cdot (1 + f_1 \cdot x_e)^2} \quad (D.92)$$

$$k_{II} = \frac{R_l \cdot R}{N^2} + \frac{R_l}{R_d} \quad (D.93)$$

$$k_{IV} = \frac{R_l}{N^2} \quad (D.94)$$

Para o projeto do sistema de controle utilizaremos um modelo simplificado que será desenvolvido a seguir.

Desprezando o efeito causado pelas correntes parasitas, a ordem do sistema cai para três, pois, neste caso, todas as relutâncias podem ser agrupadas em uma única relutância equivalente:

$$\beta = 0 \implies F_{mg} = F \quad (D.95)$$

$$V_{mR} = 0 \implies V_m = V_{mq} \quad (D.96)$$

Do grafo de ligação mostrado na figura D.9 temos:

$$V_m = R_l \cdot \phi_l \implies \phi_l = \frac{V_m}{R_l} \quad (D.97)$$

$$V_{mq} = R_q \cdot \phi_c \implies \phi_c = \frac{V_{mq}}{R_q} \quad (D.98)$$

$$\phi_l + \phi_c = \phi \quad (D.99)$$

De (D.97), (D.98) e (D.99) obtemos:

$$\phi_l + \phi_c = V_m \cdot \left(\frac{1}{R_l} + \frac{1}{R_q} \right) = \phi \quad (D.100)$$

ou

$$V_m = R_x \cdot \phi \quad (D.101)$$

com

$$R_x = \left(\frac{1}{R_l} + \frac{1}{R_q} \right)^{-1} \quad (D.102)$$

onde R_x é a relutância equivalente.

Definindo $\gamma_0 = 6 \cdot \gamma_r$, (D.68) torna-se:

$$R_q = \frac{\gamma_1 + x}{\gamma_0} \quad (D.103)$$

e

$$\frac{1}{R_x} = \frac{1}{R_l} + \frac{\gamma_0}{\gamma_1 + x} \quad (D.104)$$

Também da figura D.9 temos, com as condições expressas por (D.95) e (D.96):

$$I = \frac{V_m}{N} = \frac{R_x \cdot \phi}{N} \Rightarrow \frac{1}{R_x} \cdot I = \frac{\phi}{N} \quad (\text{D.105})$$

Derivando:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{1}{R_x} \cdot I \right) = \frac{1}{N} \cdot \dot{\phi} = \frac{1}{N} \cdot \frac{\Delta V}{N} = \frac{1}{N^2} \cdot (V - R \cdot I)$$

ou seja:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{1}{R_x} \right) \cdot I + \frac{1}{R_x} \cdot \frac{d}{dt} (I) = \frac{1}{N^2} \cdot (V - R \cdot I)$$

Neste ponto introduziremos outra simplificação, considerando γ_0 e γ_1 como constantes. Desta forma:

$$\frac{d}{dt} \frac{1}{R_x} = \frac{d}{dt} \left[\frac{1}{R_l} + \frac{\gamma_0}{\gamma_1 + x} \right] = -\frac{\gamma_0}{\gamma_1 + x} \dot{x} \quad (\text{D.106})$$

Resultando em:

$$\dot{I} = \frac{R_x}{N^2} \cdot (V - R I) + R_x \frac{\gamma_0}{(\gamma_1 + x)^2} \cdot \dot{x} I \quad (\text{D.107})$$

A força de atração magnética é dada por:

$$F = \frac{1}{2} \frac{dR_x(x)}{dx} \phi^2$$

Usando (D.105) obtemos:

$$\begin{aligned} F &= \frac{1}{2} \frac{dR_x(x)}{dx} \phi^2 = \frac{1}{2} \frac{dR_x(x)}{dx} \cdot \frac{N^2 \cdot I^2}{R_x^2} = -\frac{1}{2} \frac{d}{dx} \left[\frac{1}{R_x} \right] \cdot N^2 \cdot I^2 \\ F &= \frac{1}{2} \frac{\gamma_0}{(\gamma_1 + x)^2} \cdot N^2 \cdot I^2 \end{aligned}$$

As equações de estado são, portanto:

$$\dot{x} = v_G - v_m \quad (\text{D.108})$$

$$\dot{v}_m = -g + (F - F_p)/m \quad (\text{D.109})$$

$$\dot{I} = \frac{R_x}{N^2} \cdot (V - RI) + R_x \frac{\gamma_0}{(\gamma_1 + x)^2} \cdot (v_G - v_m) I \quad (\text{D.110})$$

Linearizando em torno do ponto de equilíbrio:

$$\dot{x}_1 = v_G - x_2 \quad (\text{D.111})$$

$$\dot{x}_2 = -\frac{k_x}{m} \cdot x_1 + \frac{k_I}{m} \cdot x_3 - \frac{1}{m} \cdot \Delta F_p \quad (\text{D.112})$$

$$\dot{x}_3 = (1 - f_2) \left[-\frac{k_x}{k_I} \cdot x_2 - \frac{R}{L_0} \cdot x_3 + \frac{1}{L_0} \cdot \Delta V + \frac{k_x}{k_I} \cdot v_G \right] \quad (\text{D.113})$$

com:

$$x_1 = x - x_e \quad (\text{D.114})$$

$$x_2 = v_m - v_{me} \quad (\text{D.115})$$

$$x_3 = I - I_e \quad (\text{D.116})$$

$$\Delta V = V - V_e \quad (\text{D.117})$$

$$\Delta F_p = F_p - F_{pe} \quad (\text{D.118})$$

$$(\text{D.119})$$

e

$$k_x = \frac{\gamma_0}{(\gamma_1 + x)^3} N^2 I^2 \quad (\text{D.120})$$

$$k_I = \frac{\gamma_0}{(\gamma_1 + x)^2} N^2 I \quad (\text{D.121})$$

$$L_0 = N^2 \frac{\gamma_0}{(\gamma_1 + x_e)} \quad (\text{D.122})$$

E. ESTRUTURAS DE CONTROLE: LQG/LTR E IMC

E.1 LQG/LTR

Esta seção tem por base o artigo de DOYLE; STEIN (1981). Considere o sistema representado pelas seguintes equações:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{B}_d\mathbf{w} \quad (\text{E.1})$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} \quad (\text{E.2})$$

onde \mathbf{x} , \mathbf{y} , \mathbf{u} e \mathbf{w} são os vetores de estado (dimensão n), saída (dimensão p), entrada (dimensão m) e perturbação (dimensão l), respectivamente. É suposto que o sistema seja estabilizável e detectável, e que a matriz de ganhos \mathbf{K}_c de realimentação de estados seja tal que o sistema seja assintoticamente estável e tenha o desempenho especificado.

Desta forma temos:

Realimentação de estados:

$$\mathbf{u} = -\mathbf{K}_c\mathbf{x} \quad (\text{E.3})$$

Função de transferência de malha aberta:

$$\mathbf{L}(s) = \mathbf{K}_c(s\mathbf{I} - \mathbf{A})^{-1}\mathbf{B} \quad (\text{E.4})$$

Usando um observador que reconstrua os estados a partir da saída \mathbf{y} , a função se torna:

$$\mathbf{L}_\sigma(s) = \mathbf{H}(s)\mathbf{G}(s) = [\mathbf{K}_c(s\mathbf{I} - \mathbf{A} + \mathbf{B}\mathbf{K}_c + \mathbf{K}_f\mathbf{C})^{-1}\mathbf{K}_f]\mathbf{G}(s) \quad (\text{E.5})$$

onde \mathbf{K}_f é a matriz de ganhos do observador, $\mathbf{H}(s)$ é a função de transferência do compensador e $\mathbf{G}(s)$ é a função de transferência da planta:

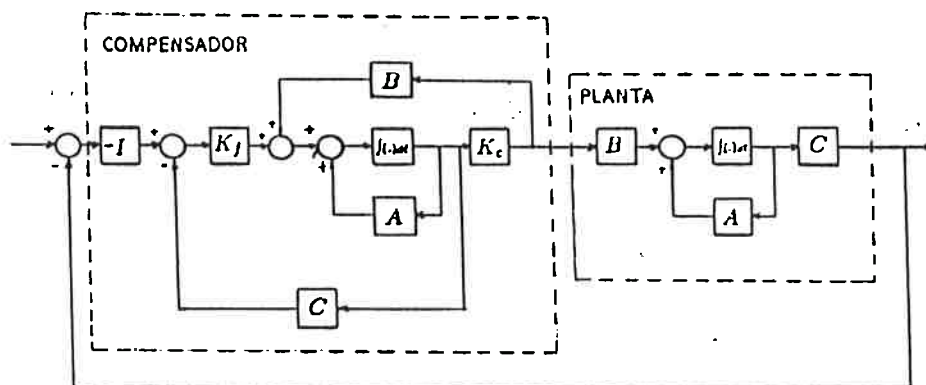


Fig. E.1: Sistema com compensador baseado em modelo.

$$G(s) = C(sI - A)^{-1}B \quad (\text{E.6})$$

A figura E.1 mostra um diagrama do sistema controlado pela realimentação dinâmica da saída.

Se o observador de estados é obtido usando-se os resultados do filtro de Kalman, a função $L(s)$ é recuperada adotando-se um ruído fictício (ruído na planta) com parâmetro de intensidade σ , e fazendo-o tender para o infinito:

$$\lim_{\sigma \rightarrow \infty} L_\sigma(j\omega) = L(j\omega) \quad (\text{E.7})$$

onde o ruído é caracterizado por:

$$E(\mathbf{w}\mathbf{w}^T) = [\mathbf{B}_d \mathbf{Q}_w \mathbf{B}_d^T] \delta(t - \tau) \quad (\text{E.8})$$

e o ruído fictício usado é caracterizado por:

$$E(\mathbf{w}_f \mathbf{w}_f^T) = [\mathbf{B}_d \mathbf{Q}_w \mathbf{B}_d^T + \sigma \mathbf{B} \mathbf{B}^T] \delta(t - \tau) \quad (\text{E.9})$$

Este resultado é obtido se $G(s)$ for de fase mínima, e $p \geq m$.

Nesta abordagem, certos tipos de erros de modelagem podem ser considerados no projeto do compensador. Supondo que a função de transferência $G(s)$ da planta

nominal possua o mesmo número de pólos instáveis que a função $G_p(s)$ da planta, e que estejam relacionadas por:

$$G_p(j\omega) = [I + L_e(j\omega)]G(j\omega) \quad (\text{E.10})$$

o sistema controlado será estável se:

$$\underline{\sigma}[L_e^{-1}(j\omega)] > \bar{\sigma}[T(j\omega)[I + T(j\omega)]^{-1}] \quad (\text{E.11})$$

onde $\underline{\sigma}$ é o menor valor singular, $\bar{\sigma}$ é o maior valor singular, e $T(s)$ é a função de transferência de malha aberta:

$$T(s) = H(s)G(s) \quad (\text{E.12})$$

E.2 IMC

A figura E.2 mostra o esquema correspondente à estrutura IMC, para sistemas instáveis (MORARI; ZAFIRIOU, 1989).

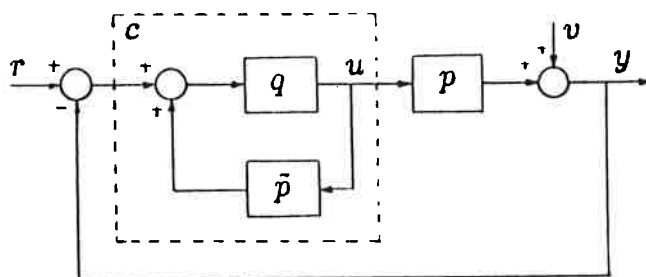


Fig. E.2: Estrutura IMC para sistemas instáveis.

Na figura E.2, q é o controlador, \tilde{p} é o modelo nominal da planta, p é a planta, v é a perturbação que age na saída da planta, e c é o compensador composto por q e \tilde{p} . Definindo o filtro passa-tudo b_p :

$$b_p(s) = \prod_{i=1}^k \frac{-s + \pi_i}{s + \pi_i^*} \quad (\text{E.13})$$

onde π_i são os k pólos com parte real estritamente positiva de \tilde{p} , e supondo que \tilde{p} tenha l pólos na origem e que exista q_0 tal que $c = q_0(1 - \tilde{p}q_0)^{-1}$ estabiliza \tilde{p} , então todos os controladores c que estabilizam \tilde{p} são parametrizados por:

$$c = q(1 - \tilde{p}q)^{-1} \quad (\text{E.14})$$

$$q = q_0 + b_p^2 s^{2l} q_1 \quad (\text{E.15})$$

onde q_1 é uma função de transferência estável qualquer.

A determinação de q_0 não é trivial, mas usando os resultados de controle ótimo H_2 temos:

Fatorando \tilde{p} em uma parcela de fase mínima p_M e outra passa-tudo p_A

$$\tilde{p} = p_A p_M$$

fatorando a perturbação v da mesma forma:

$$v = v_A v_M$$

com v possuindo pelo menos l pólos na origem, e tendo apenas k' pólos instáveis que pertençam ao conjunto de pólos instáveis da planta \tilde{p} e definindo:

$$b_v(s) = \prod_{i=1}^{k'} \frac{-s + \pi_i}{s + \pi_i^*} \quad (\text{E.16})$$

o controlador que minimiza o índice de desempenho:

$$\|e\|_2^2 = \int_0^\infty e^2 dt = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^\infty |e|^2 d\omega = \|(1 - \tilde{p}\tilde{q})v\|_2^2$$

é dado por:

$$\tilde{q} = b_p(p_M b_v v_M)^{-1} \{(b_p p_A)^{-1} b_v v_M\}_* \quad (\text{E.17})$$

onde o operador $\{.\}_*$ significa que, após a expansão em frações parciais do operando, as parcelas envolvidas com os pólos de p_A^{-1} são omitidas.

Para determinar o controlador q , é necessário ainda determinar um filtro f , denominado filtro IMC, tal que $q = \tilde{q}f$ seja próprio e, no caso de pólos instáveis distintos:

$$f(s) = 1 \quad \text{para } s = \pi_1, \pi_2, \dots, \pi_k \quad (\text{E.18})$$

no caso de pólos de multiplicidade l , além da condição anterior, $f(s)$ deve satisfazer as seguintes condições:

$$\left. \frac{d^j f(s)}{ds^j} \right|_{s=\pi_i} = 0 \quad \text{para } j = 1, 2, \dots, l \quad (\text{E.19})$$

A estabilidade é garantida se a planta nominal \tilde{p} tiver o mesmo número de pólos instáveis que a planta real p , e:

$$|\tilde{p}\tilde{q}f l_m| < 1 \quad \forall \omega \quad (\text{E.20})$$

onde

$$\left| \frac{p(i\omega) - \tilde{p}(i\omega)}{\tilde{p}(i\omega)} \right| < l_m(\omega) \quad (\text{E.21})$$

F. MODELAGEM DO SISTEMA

F.1 Descrição do Sistema

A figura F.1 mostra, esquematicamente, o sistema que serve de base para o desenvolvimento de modelos simplificados que são usados no trabalho. Trata-se de um modelo de metade do veículo, onde todos os movimentos ocorrem em um plano vertical, sendo que a via é elevada.

O veículo consiste em uma cabine apoiada através de suspensões secundárias em dois truques. Cada truque é sustentado por quatro eletroímãs, representados por dois eletroímãs neste modelo de metade do veículo. Os eletroímãs estão ligados ao truque por uma suspensão primária que permite apenas um único movimento relativo de translação. A carga útil é modelada por massas apoiadas na cabine por uma suspensão terciária. A via é elevada, de vão simples, mas vias de vão múltiplo também podem ser representadas pelo esquema da figura F.1. Para a cabine consideramos os movimentos vertical, de arfagem e as vibrações elásticas transversais. A carga pode mover-se na vertical, e acompanha a cabine em seu movimento horizontal. Os truques possuem os movimentos horizontal, vertical e de arfagem. Cada viga que compõe a via elevada tem movimentos vertical e de arfagem, e as vibrações elásticas transversais. Os pilares que sustentam a via são rígidos. Observe que a via será de vão simples se as molas que unem as vigas tiverem rigidez nula, e aumentando a rigidez de conjuntos convenientes de molas, o sistema pode representar uma via elevada de vãos múltiplos. A suspensão secundária é composta por um conjunto mola e amortecedor em paralelo com um atuador hidráulico que está em série com outro conjunto mola e amortecedor, que pode modelar uma suspensão propositadamente disposta no local para atenuar as vibrações de alta frequência, ou modelar apenas a elasticidade do acoplamento. O atuador hidráulico é controlado por servoválvula, e o circuito hidráulico completo, que não será modelado, deve manter constantes as pressões na entrada e na saída da servoválvula. O eletroímã é do tipo de pólos salientes, que também faz o papel de indutor de um motor linear síncrono de estator

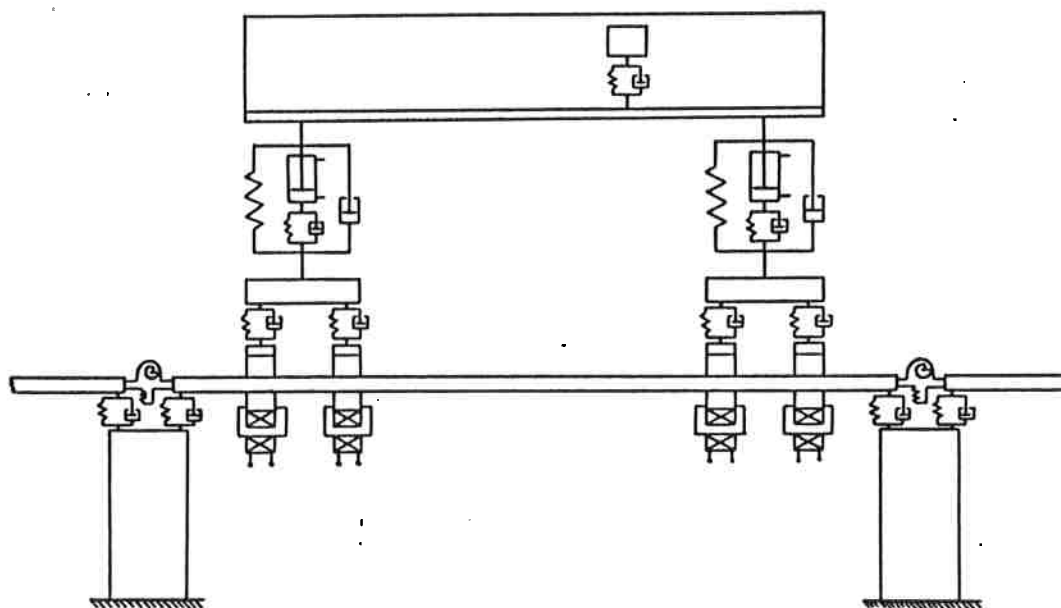


Fig. F.1: Esquema do veículo.

longo (via ativa):

As vibrações elásticas serão modeladas através de análise modal, e as forças magnéticas, embora distribuídas, serão consideradas como cargas concentradas.

Usaremos a abordagem de elementos multiportos e a associada representação denominada grafos de ligação para realizar a modelagem. O modelo não linear resultante será usado em simulações. Modelos simplificados e linearizados serão desenvolvidos para a análise e projeto dos compensadores. Para facilitar o desenvolvimento dos modelos seguiremos as seguintes etapas:

- estabelecimento da geometria da suspensão e desenvolvimento das relações cinemáticas, considerando elementos rígidos;
- divisão do sistema em:
 - cabine, incluindo a carga;
 - truque e suspensão primária;
 - dinâmica horizontal;
 - via elevada;

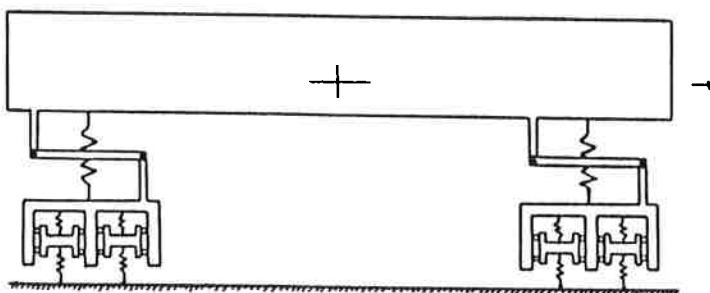


Fig. F.2: Esquema geométrico da suspensão.

- suspensão secundária, incluindo o atuador hidráulico;
- suspensão magnética;
- desenvolvimento das equações;
- desenvolvimento dos modelos simplificados e linearizados.

Estas etapas são apresentadas a seguir, e no anexo encontram-se mais detalhes.

F.2 Relações Cinemáticas

O esquema geométrico da suspensão está representado na figura F.2. A cabine, os dois truques e os quatro eletroímãs estão representados no esquema, a seta à direita da figura indica a direção do movimento horizontal do veículo. As molas estão representando as suspensões secundária, primária e magnética. A transmissão das forças de propulsão dos eletroímãs, onde se originam, para os truques e destes para a cabine afeta as suspensões, e vice-versa, e é exatamente esta interação que se quer modelar.

Considerando inicialmente apenas a cabine e os truques, temos a figura F.3, onde os pontos principais são os centros de massa da cabine (C), do truque frontal (F) e do truque traseiro (R). Os deslocamentos angulares da cabine e dos truques frontal e traseiro são respectivamente θ_c , θ_f e θ_r . A distância entre os pontos E e B é r_f , e a distância entre os pontos D e A é r_r . A variação destas distâncias representa a excursão das suspensões secundárias. As dimensões l_{ar} e l_{af} são constantes, e correspondem às distâncias entre os pontos D_1 e A_1 , e entre E_1 e B_1 respectivamente.

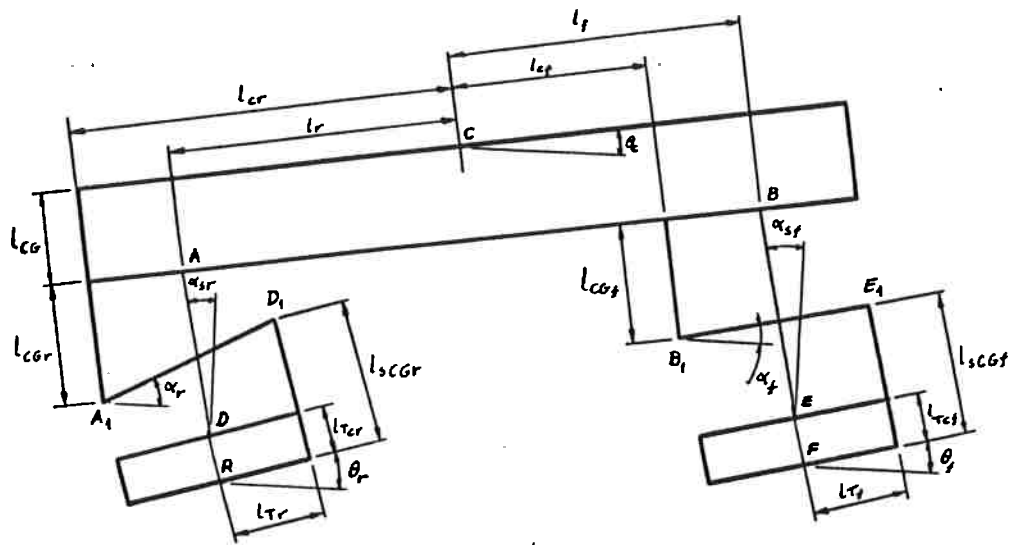


Fig. F.3: Esquema geométrico da suspensão considerando apenas a cabine e os truques.

Observando a figura F.3 temos:

$$x_F = x_C + l_f \cdot \cos \theta_c + l_{CG} \cdot \text{sen} \theta_c + r_f \cdot \text{sen} \alpha_{sf} + l_{Tcf} \cdot \text{sen} \theta_f \quad (\text{F.1})$$

mas podemos expressar x_F também por:

$$\begin{aligned} x_F = & x_C + l_{cf} \cdot \cos \theta_c + (l_{CG} + l_{CGf}) \text{sen} \theta_c + l_{af} \cdot \cos \alpha_f + l_{sCGf} \cdot \text{sen} \theta_f \\ & - l_{Tf} \cdot \cos \theta_f \end{aligned} \quad (\text{F.2})$$

de (F.1) e (F.2) obtemos:

$$\begin{aligned} r_f \cdot \text{sen} \alpha_{sf} = & l_{CGf} \cdot \text{sen} \theta_c - (l_f - l_{cf}) \cdot \cos \theta_c + (l_{sCGf} - l_{Tcf}) \cdot \text{sen} \theta_f - l_{Tf} \cdot \cos \theta_f \\ & + l_{af} \cdot \cos \alpha_f \end{aligned} \quad (\text{F.3})$$

Para a coordenada y_F temos:

$$y_F = y_C + l_f \cdot \text{sen} \theta_c - l_{CG} \cdot \cos \theta_c - r_f \cdot \cos \alpha_{sf} - l_{Tcf} \cdot \cos \theta_f \quad (\text{F.4})$$

$$y_F = y_C + l_{cf} \cdot \text{sen}\theta_c - (l_{CG} + l_{CGf}) \cdot \text{cos}\theta_c + l_{af} \cdot \text{sen}\alpha_f - l_{sCGf} \cdot \text{cos}\theta_f - l_{Tf} \cdot \text{sen}\theta_f \quad (\text{F.5})$$

resultando em:

$$r_f \cdot \text{cos}\alpha_{sf} = l_{CGf} \cdot \text{cos}\theta_c + (l_f - l_{cf}) \cdot \text{sen}\theta_c + (l_{sCGf} - l_{Tcf}) \cdot \text{cos}\theta_f + l_{Tf} \cdot \text{sen}\theta_f - l_{af} \cdot \text{sen}\alpha_f \quad (\text{F.6})$$

Diferenciando (em relação ao tempo) as expressões (F.3) e (F.6), e combinando os resultados obtemos:

$$r_f \cdot \dot{\alpha}_{sf} = l_{CGf} \cdot \dot{\theta}_c + (l_{sCGf} - l_{Tcf}) \cdot \dot{\theta}_f \quad (\text{F.7})$$

Diferenciando (F.1) obtemos:

$$\dot{x}_F = \dot{x}_C - l_f \cdot \dot{\theta}_c \cdot \text{sen}\theta_c + l_{CG} \dot{\theta}_c \cdot \text{cos}\theta_c + (\dot{r}_f \cdot \text{sen}\alpha_{sf} + r_f \cdot \dot{\alpha}_{sf} \cdot \text{cos}\alpha_{sf}) + l_{Tcf} \cdot \dot{\theta}_f \cdot \text{cos}\theta_f \quad (\text{F.8})$$

Como todos os deslocamentos angulares são muito pequenos, faremos a seguinte aproximação:

$$\dot{x}_F \approx \dot{x}_C + (l_{CG} - l_f \theta_c) \cdot \dot{\theta}_c + l_{Tcf} \cdot \dot{\theta}_f + \dot{r}_f \cdot \alpha_{sf} + r_f \cdot \dot{\alpha}_{sf} \quad (\text{F.9})$$

Substituindo (F.7) em (F.9) obtemos:

$$\dot{x}_F \approx \dot{x}_C + (l_{CG} + l_{CGf} - l_f \theta_c) \dot{\theta}_c + \dot{r}_f \cdot \alpha_{sf} \quad (\text{F.10})$$

Seguindo o mesmo desenvolvimento:

$$\dot{y}_F = \dot{y}_C - \dot{r}_f + (l_f + l_{CG} \cdot \theta_c + l_{CGf} \cdot \alpha_{sf}) \cdot \dot{\theta}_c + [(l_{Tcf} - l_{sCGf} \cdot \alpha_{sf}) \cdot \dot{\theta}_f + l_{Tcf} \cdot \dot{\theta}_f] \quad (\text{F.11})$$

Tabela F.1: Denominação das velocidades da cabine e truques.

$\dot{x}_C = v_F$	$\dot{y}_C = v_c$
$\dot{\theta}_c = \omega_c$	$\dot{x}_{Ff} = v_{Ff}$
$\dot{y}_F = v_{y_{scf}}$	$\dot{\theta}_f = \omega_f$
$\dot{x}_R = v_{Fr}$	$\dot{y}_R = v_{y_{scr}}$
$\dot{\theta}_r = \omega_r$	$\dot{\alpha}_{sf} = \omega_{sf}$
$\dot{\alpha}_{sr} = \omega_{sr}$	

Usando a seguinte nomenclatura:

resulta em:

$$\omega_{sf} = [l_{CGf}.\omega_c + (l_{sCGf} - l_{Tcf}).\omega_f].r_f^{-1} \quad (F.12)$$

$$v_{Ff} = v_F + (l_{CG} + l_{CGf} - l_f.\theta_c).\omega_c + l_{sCGf}.\omega_f + \dot{r}_f.\alpha_{sf} \quad (F.13)$$

$$v_{y_{scf}} = v_c - \dot{r}_f + (l_f + l_{CG}.\theta_c + l_{CGf}.\alpha_{sf}).\omega_c + [(\theta_f - \alpha_{sf}).l_{Tcf} + l_{sCGf}.\alpha_{sf}].\omega_f \quad (F.14)$$

Para a parte traseira obtemos, através de procedimento análogo, as seguintes expressões:

$$\omega_{sr} = [l_{CGr}.\omega_c + (l_{sCGr} - l_{Tcr}).\omega_r].r_r^{-1} \quad (F.15)$$

$$v_{Fr} = v_F + (l_{CG} + l_{CGr} - l_r.\theta_c).\omega_c + l_{sCGr}.\omega_r + \dot{r}_r.\alpha_{sr} \quad (F.16)$$

$$v_{y_{scr}} = v_c - \dot{r}_r + (-l_r + l_{CG}.\theta_c + l_{CGr}.\alpha_{sr}).\omega_c + [(\theta_r - \alpha_{sr}).l_{Tcr} + l_{sCGr}.\alpha_{sr}].\omega_r \quad (F.17)$$

Vamos agora estabelecer as relações cinemáticas entre os truques e os eletroímãs. A figura F.4 mostra, de forma esquemática, um truque e dois eletroímãs. O ponto A_j é o centro de massa do truque j , e os pontos C_j e B_j são os centros de massa dos eletroímãs dianteiro e traseiro, respectivamente. Observe que o movimento relativo entre o eletroímã dianteiro e o truque se dá apenas na direção do vetor $E_j\vec{C}_j$, e para o eletroímã traseiro, na direção $D_j\vec{B}_j$.

Observando a figura:

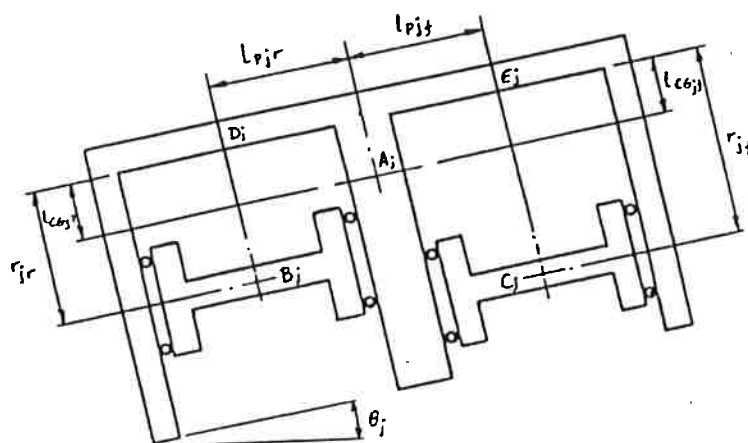
Fig. F.4: Esquema geométrico do truque j e eletroímãs.

Tabela F.2: Denominação das velocidades do truque e eletroímãs.

$\dot{x}_{A_j} = v_{F_j}$	$\dot{y}_{A_j} = v_{y_{scj}}$
$\dot{x}_{C_j} = v_{F_{jf}}$	$\dot{y}_{C_j} = v_{y_{mjf}}$
$\dot{x}_{B_j} = v_{F_{jr}}$	$\dot{y}_{B_j} = v_{y_{mjr}}$
$\dot{\theta}_j = \omega_j$	

$$x_{C_j} = x_{A_j} - l_{CGjf} \cdot \text{sen}\theta_j + l_{pjf} \cdot \text{cos}\theta_j + r_{jf} \cdot \text{sen}\theta_j \quad (\text{F.18})$$

$$y_{C_j} = y_{A_j} + l_{CGjf} \cdot \text{cos}\theta_j + l_{pjf} \cdot \text{sen}\theta_j - r_{jf} \cdot \text{cos}\theta_j \quad (\text{F.19})$$

logo:

$$\dot{x}_{C_j} = \dot{x}_{A_j} - l_{CGjf} \cdot \dot{\theta}_j \cdot \text{cos}\theta_j - l_{pjf} \cdot \dot{\theta}_j \cdot \text{sen}\theta_j + \dot{r}_{jf} \cdot \text{sen}\theta_j + r_{jf} \cdot \dot{\theta}_j \cdot \text{cos}\theta_j \quad (\text{F.20})$$

$$\dot{y}_{C_j} = \dot{y}_{A_j} - l_{CGjf} \cdot \dot{\theta}_j \cdot \text{sen}\theta_j + l_{pjf} \cdot \dot{\theta}_j \cdot \text{cos}\theta_j - \dot{r}_{jf} \cdot \text{cos}\theta_j + r_{jf} \cdot \dot{\theta}_j \cdot \text{sen}\theta_j \quad (\text{F.21})$$

Como o deslocamento angular é pequeno:

$$\dot{x}_{C_j} = \dot{x}_{A_j} - l_{CGjf} \cdot \dot{\theta}_j - l_{pjf} \cdot \dot{\theta}_j + \dot{r}_{jf} \cdot \theta_j + r_{jf} \cdot \dot{\theta}_j \quad (\text{F.22})$$

$$\dot{y}_{C_j} = \dot{y}_{A_j} - l_{CGjf} \cdot \dot{\theta}_j + l_{pjf} \cdot \dot{\theta}_j - \dot{r}_{jf} + r_{jf} \cdot \dot{\theta}_j \quad (\text{F.23})$$

Usando a seguinte nomenclatura:

obtemos:

$$v_{Fjf} = v_{Fj} + [r_{jf} - l_{CGjf} - l_{pjf} \cdot \theta_j] \cdot \omega_j + \dot{r}_{jf} \cdot \theta_j \quad (F.24)$$

$$v_{ymjf} = v_{yscj} - \dot{r}_{jf} + [(r_{jf} - l_{CGjf}) \cdot \theta_j + l_{pjf}] \cdot \omega_j \quad (F.25)$$

Analogamente:

$$v_{Fjr} = v_{Fj} + [r_{jr} - l_{CGjr} - l_{pjr} \cdot \theta_j] \cdot \omega_j + \dot{r}_{jr} \cdot \theta_j \quad (F.26)$$

$$v_{ymjr} = v_{yscj} - \dot{r}_{jr} + [(r_{jr} - l_{CGjr}) \cdot \theta_j + l_{pjr}] \cdot \omega_j \quad (F.27)$$

Nas expressões (F.18) a (F.27) j está substituindo r , no caso do truque traseiro, ou f , no caso do truque dianteiro.

Para o desenvolvimento dos grafos de ligação usaremos as expressões (F.12) a (F.17) e (F.24) a (F.27).

F.3 Cabine e Carga

A figura F.5 mostra um esquema da cabine. O grafo de ligação, mostrado na figura F.6, apresenta apenas os movimentos vertical e de arfagem, mas inclui os modos elásticos de vibração.

Na figura F.5 m_{li} representa a massa de uma parte da carga, v_{li} é a sua velocidade vertical absoluta, k_{li} é a rigidez da mola e b_{li} é a constante de amortecimento e v_{li} é a velocidade da cabine (apenas componente vertical) no ponto de apoio da carga. As velocidades v_{yr} , v_{yf} e v_c são as componentes verticais das velocidades dos pontos de apoio da suspensão secundária traseira e dianteira na cabine e do centro de massa, respectivamente. A velocidade angular da cabine é ω_c .

Na figura F.6 M é a massa da cabine, J é o seu momento de inércia (em relação ao centro de massa), μ_n , κ_n e b_n são a massa, a rigidez e o amortecimento relativos ao modo n de vibração elástica. As forças atuando nesta parte do sistema representada pela figura F.6 são as forças peso (g é a aceleração da gravidade) e as forças F_{sra} e F_{sfa} , devido à suspensão e ao movimento horizontal. Os momentos M_{Far} e M_{Faf} são

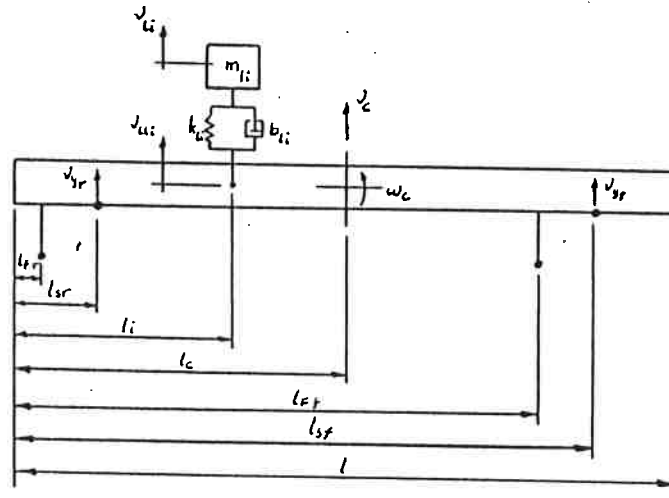


Fig. F.5: Esquema da cabine.

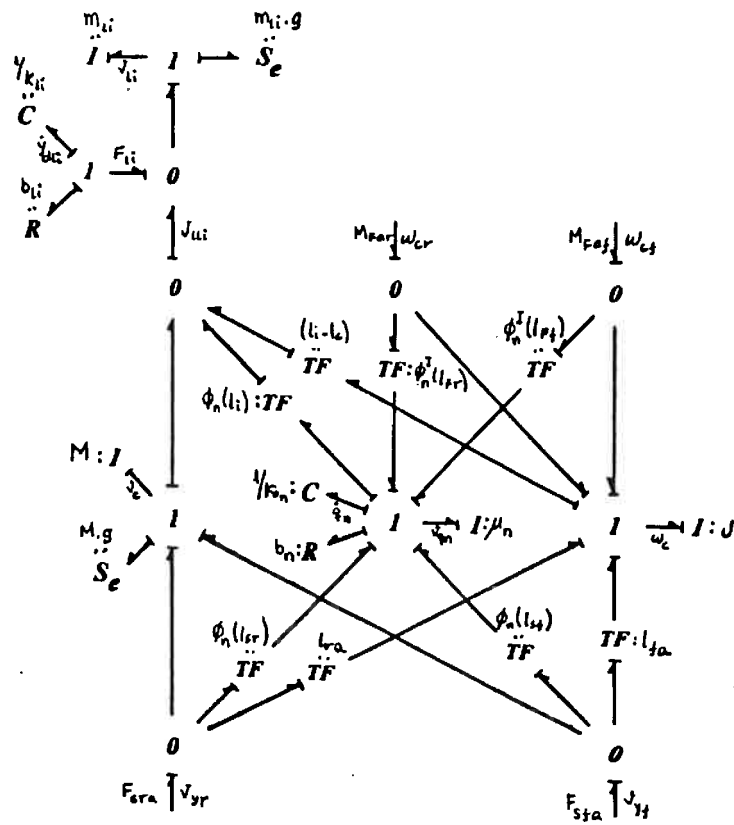


Fig. F.6: Grafo de ligação representando a cabine.

causados pelo acoplamento entre os movimento vertical e arfagem com o movimento horizontal. Nesta figura l_{ra} e l_{fa} são expressos por:

$$l_{ra} = -l_r + l_{CG} \cdot \theta_c + l_{CGr} \cdot \alpha_{sr} \quad (\text{F.28})$$

$$l_{fa} = l_f + l_{CG} \cdot \theta_c + l_{CGf} \cdot \alpha_{sf} \quad (\text{F.29})$$

As equações que modelam esta parte do sistema são:

$$\dot{v}_c = -g + (F_{sfa} + F_{sra} - \sum_i F_{li})/M \quad (\text{F.30})$$

$$\dot{\omega}_c = [F_{sfa} \cdot (l_f + l_{CG} \cdot \theta_c + l_{CGf} \cdot \alpha_{sf}) + F_{sra} \cdot (-l_r + l_{CG} \cdot \theta_c + l_{CGr} \cdot \alpha_{sr}) - \sum_i F_{li} \cdot (l_i - l_c) + M_{Faf} + M_{Far}] / J \quad (\text{F.31})$$

$$\dot{y}_{dli} = v_{li} - v_{lli} \quad (\text{F.32})$$

$$\dot{v}_{li} = -g + F_{li}/m_{li} \quad (\text{F.33})$$

$$\dot{q}_n = v_{qn} \quad (\text{F.34})$$

$$\dot{v}_{qn} = \left[-b_n \cdot v_{qn} - \kappa_n \cdot q_n + F_{sfa} \cdot \phi_n(l_{sf}) + F_{sra} \cdot \phi_n(l_{sr}) - \sum_i F_{li} \cdot \phi_n(l_i) + M_{Faf} \cdot \phi_n^I(l_{Ff}) + M_{Far} \cdot \phi_n^I(l_{Fr}) \right] / \mu_n \quad (\text{F.35})$$

onde

$$v_{lli} = v_c + \omega_c \cdot (l_i - l_c) + \sum_n v_{qn} \cdot \phi_n(l_i) \quad (\text{F.36})$$

$$F_{li} = -k_{li} \cdot (y_{dli} - l_{nli}) - b_{li} \cdot (v_{li} - v_{lli}) \quad (\text{F.37})$$

$$\phi_n(x) = k_{an} \cdot (\cosh \beta_n x + \cos \beta_n x) - k_{bn} \cdot (\sinh \beta_n x + \sin \beta_n x) \quad (\text{F.38})$$

$$\phi_n^I(x) = \beta_n \cdot [k_{an} \cdot (\sinh \beta_n x - \sin \beta_n x) - k_{bn} \cdot (\cosh \beta_n x + \cos \beta_n x)] \quad (\text{F.39})$$

$$k_{an} = \sinh \beta_n l - \sin \beta_n l \quad (\text{F.40})$$

$$k_{bn} = \cosh \beta_n l - \cos \beta_n l \quad (\text{F.41})$$

Em (F.37) l_{nli} é o comprimento natural da mola da suspensão terciária.

As equações (F.32) e (F.33) modelam a dinâmica da carga, e as equações (F.34) e (F.35) representam os modos de vibração elástica. A equação (F.38) expressa a

função de forma dos modos de vibração e (F.39) é a derivada em relação a x , que é a coordenada no sentido longitudinal da cabine. Para se obter estas funções de forma adotamos as condições de contorno de uma viga livre no espaço, resultando na seguinte equação:

$$\cosh\beta_n l \cdot \cos\beta_n l = 1 \quad (\text{F.42})$$

de onde se determinam as constantes β_n .

As velocidades v_{yr} e v_{yf} são expressas por:

$$v_{yr} = v_c + \omega_c \cdot (-l_r + l_{CG} \cdot \theta_c + l_{CGr} \cdot \alpha_{sr}) + \sum_n \phi_n(l_{sr}) \cdot v_{qn} \quad (\text{F.43})$$

$$v_{yf} = v_c + \omega_c \cdot (l_f + l_{CG} \cdot \theta_c + l_{CGf} \cdot \alpha_{sf}) + \sum_n \phi_n(l_{sf}) \cdot v_{qn} \quad (\text{F.44})$$

As velocidades angulares ω_{cr} e ω_{cf} são expressas por:

$$\omega_{cr} = \omega_c + \sum_n v_{qn} \cdot \phi_n^I(l_{sr}) \quad (\text{F.45})$$

$$\omega_{cf} = \omega_c + \sum_n v_{qn} \cdot \phi_n^I(l_{sf}) \quad (\text{F.46})$$

F.4 Truque e Suspensão Primária

A figura F.7 mostra um esquema do truque, incluindo suspensão primária, onde o índice j pode ser substituído por r ou f , caso esteja relacionado com o truque traseiro ou dianteiro, respectivamente. Nesta figura v_{yscj} é a componente vertical da velocidade do centro de massa, ω_j é a velocidade angular, v_{ymjr} e v_{ymjf} são, respectivamente, as componentes verticais das velocidades dos pontos de apoio da suspensão primária, no lado ligado aos eletroímãs.

O grafo de ligação correspondente está representado na figura F.8. Nesta figura $M_{s,j}$ é a massa do truque, $J_{s,j}$ é o momento de inércia combinado do truque e eletroímãs e k_{pjf} , k_{pjr} , b_{pjf} e b_{pjr} são os parâmetros da suspensão primária.

As equações que modelam este sistema são:

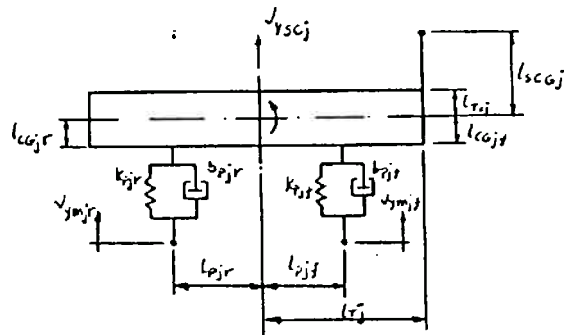


Fig. F.7: Esquema do truque e suspensão primária.

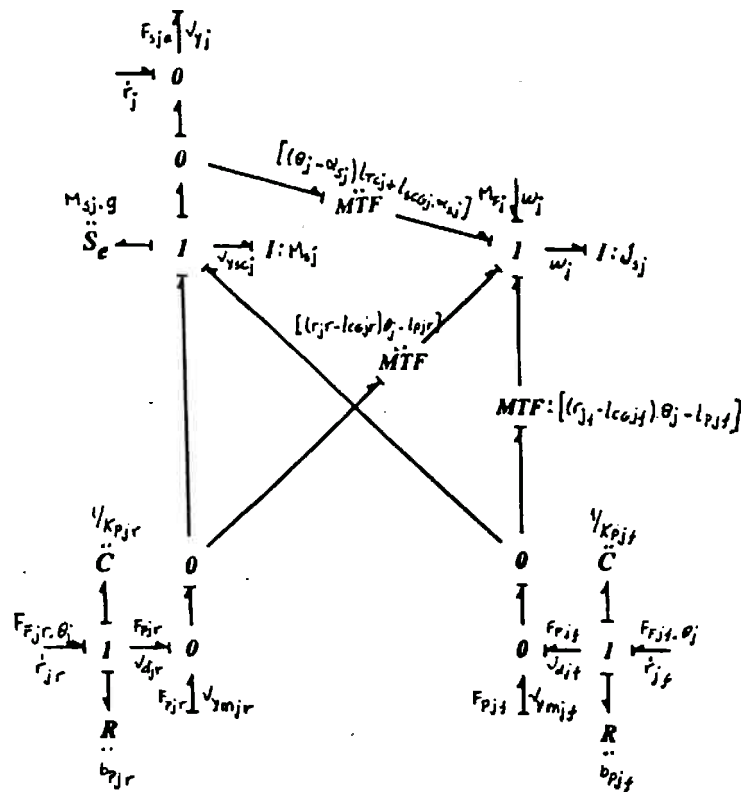


Fig. F.8: Grafo de ligação que representa o truque j e a suspensão primária.

$$\dot{v}_{yscj} = -g + (-F_{sja} + F_{pjf} + F_{pjr})/M_{sj} \quad (\text{F.47})$$

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_j = & [F_{pjf} \cdot ((r_{jf} - l_{CGjf}) \cdot \theta_j + l_{pjf}) + F_{pjr} \cdot ((r_{jr} - l_{CGjr}) \cdot \theta_j - l_{pjr}) \\ & + ((\theta_j - \alpha_{sj}) \cdot l_{Tcj} + l_{sCGj} \cdot \alpha_{sj}) \cdot F_{sj} + M_{Fj}] / J_{sj} \end{aligned} \quad (\text{F.48})$$

$$\dot{r}_{jf} = v_{djf} \quad (\text{F.49})$$

$$\dot{r}_{jr} = v_{djr} \quad (\text{F.50})$$

onde

$$F_{pjf} = -k_{pjf} \cdot (r_{jf} - l_{lnjf}) - b_{pjf} \cdot v_{djf} + F_{Fjf} \cdot \theta_j \quad (\text{F.51})$$

$$F_{pjr} = -k_{pjr} \cdot (r_{jr} - l_{lnjr}) - b_{pjr} \cdot v_{djr} + F_{Fjr} \cdot \theta_j \quad (\text{F.52})$$

$$v_{djf} = v_{yscj} - v_{ymjf} + [(r_{jf} - l_{CGjf}) \cdot \theta_j + l_{pjf}] \cdot \omega_j \quad (\text{F.53})$$

$$v_{djr} = v_{yscj} - v_{ymjr} + [(r_{jr} - l_{CGjr}) \cdot \theta_j - l_{pjr}] \cdot \omega_j \quad (\text{F.54})$$

As constantes l_{lnjf} e l_{lnjr} são os comprimentos naturais das molas da suspensão primária.

A velocidade de excursão da suspensão secundária é:

$$\dot{r}_j = v_{yj} - v_{yscj} + [(\theta_j - \alpha_{sj}) \cdot l_{Tcj} + l_{sCGj} \cdot \alpha_{sj}] \cdot \omega_j \quad (\text{F.55})$$

F.5 Dinâmica Horizontal

O grafo de ligação mostrado na figura F.9 modela a dinâmica horizontal. Nesta figura M_c é a massa da cabine somada à massa da carga, m_{rr} , m_{rf} , m_{fr} e m_{ff} são as massas dos eletroímãs, F_{ar} é a força de arrasto aerodinâmico, F_{Frrc} , F_{Frfc} , F_{Fffc} e F_{Fffr} são as forças de propulsão exercidas pelo motor linear síncrono de estator longo.

A equação do movimento horizontal é expressa por:

$$\dot{v}_F = (F_{Far} + F_{Faf} - F_{ar})/M_c \quad (\text{F.56})$$

onde:

$$F_{Far} = F_{Frr} + F_{Frf} - M_{sr} \cdot \dot{v}_{Fr} \quad (\text{F.57})$$

$$F_{Frr} = F_{Frrc} - F_{Trr} - m_{rr} \cdot \dot{v}_{Frr} \quad (\text{F.58})$$

$$F_{Frf} = F_{Frfc} - F_{Trf} - m_{rf} \cdot \dot{v}_{Frf} \quad (\text{F.59})$$

$$F_{Faf} = F_{Ffr} + F_{Fff} - M_{sf} \cdot \dot{v}_{Ff} \quad (\text{F.60})$$

$$F_{Ffr} = F_{Ffrc} - F_{Tfr} - m_{fr} \cdot \dot{v}_{Ffr} \quad (\text{F.61})$$

$$F_{Fff} = F_{Fffc} - F_{Tff} - m_{ff} \cdot \dot{v}_{Fff} \quad (\text{F.62})$$

$$F_{ar} = C_{ar} \cdot v_F \cdot |v_F| \quad (\text{F.63})$$

Para simplificar admitiremos que:

$$\dot{v}_{Fff} = \dot{v}_{Ffr} = \dot{v}_{Frf} = \dot{v}_{Frr} = \dot{v}_{Ff} = \dot{v}_{Fr} = \dot{v}_F \quad (\text{F.64})$$

logo:

$$\begin{aligned} \dot{v}_F = & (F_{Fffc} + F_{Ffrc} + F_{Frfc} + F_{Frrc} - F_{Tff} - F_{Tfr} - F_{Trf} - F_{Trr} \\ & - F_{ar})/M_T = \mathbf{R}_F/M_T \end{aligned} \quad (\text{F.65})$$

onde

$$M_T = M_c + M_{sr} + M_{sf} + m_{ff} + m_{fr} + m_{rf} + m_{rr} \quad (\text{F.66})$$

Assim:

$$F_{Far} = F_{Frrc} + F_{Frfc} - F_{Trr} - F_{Trf} - \frac{M_{Tr}}{M_T} \cdot \mathbf{R}_F \quad (\text{F.67})$$

$$F_{Faf} = F_{Fffc} + F_{Ffrc} - F_{Tff} - F_{Tfr} - \frac{M_{Tf}}{M_T} \cdot \mathbf{R}_F \quad (\text{F.68})$$

onde:

$$M_{Tr} = M_{sr} + m_{rf} + m_{rr} \quad (\text{F.69})$$

$$M_{Tf} = M_{sf} + m_{ff} + m_{fr} \quad (\text{F.70})$$

e

$$F_{Frr} = F_{Frrc} - F_{Trr} - \frac{m_{rr}}{M_T} \cdot \mathbf{R}_F \quad (\text{F.71})$$

$$F_{Frf} = F_{Frfc} - F_{Trf} - \frac{m_{rf}}{M_T} \cdot \mathbf{R}_F \quad (\text{F.72})$$

$$F_{Ffr} = F_{Ffrc} - F_{Tfr} - \frac{m_{fr}}{M_T} \cdot \mathbf{R}_F \quad (\text{F.73})$$

$$F_{Fff} = F_{Fffc} - F_{Tff} - \frac{m_{ff}}{M_T} \cdot \mathbf{R}_F \quad (\text{F.74})$$

$$(\text{F.75})$$

onde:

$$F_{Fjc} = I_{MLS} \cdot \Phi_{cj} \cdot k_{MLSj} - R_{Fj} \cdot v_{Fj} \quad \text{com } j = rr, rf, fr, ff \quad (\text{F.76})$$

$$\dot{I}_{MLS} = (V_{MLS} - R_{MLS} \cdot I_{MSL} - \sum_j k_{MLSj} \cdot \Phi_{cj} \cdot v_{Fj}) / L_{MLS} \quad (\text{F.77})$$

Na figura F.9 temos ainda:

$$M_{Fr} = F_{Frr} \cdot T_{Frr} + F_{Frf} \cdot T_{Frf} + F_{Far} \cdot l_{sCGr} \quad (\text{F.78})$$

$$M_{Ff} = F_{Fff} \cdot T_{Fff} + F_{Ffr} \cdot T_{Ffr} + F_{Faf} \cdot l_{sCGf} \quad (\text{F.79})$$

$$M_{Far} = F_{Far} \cdot T_{Fcr} \quad (\text{F.80})$$

$$M_{Faf} = F_{Faf} \cdot T_{Fcf} \quad (\text{F.81})$$

$$T_{Fjr} = r_{jr} - l_{CGjr} + l_{pjr} \cdot \theta_j \quad (\text{F.82})$$

$$T_{Fif} = r_{jf} - l_{CGjf} + l_{pjf} \cdot \theta_j \quad (\text{F.83})$$

$$T_{Fcj} = l_{CG} + l_{CGj} + (l_{sj} - l_c) \cdot \theta_c \quad (\text{F.84})$$

Embora as massas que compõem o sistema “veículo” não estejam rigidamente acopladas na direção horizontal, usamos esta hipótese no estabelecimento da expressão (F.64). Entretanto não usamos esta simplificação na determinação das componentes horizontais das velocidades que são expressas pelas equações (F.13), (F.16), (F.24) e (F.26).

As equações (F.76) e (F.77) modelam o motor linear síncrono. Nestas equações I_{MLS} é a corrente elétrica, V_{MLS} é a tensão aplicada nos enrolamentos do estator, R_{MLS} é a resistência elétrica, L_{MLS} é a indutância, Φ_{cj} é o fluxo magnético no núcleo do eletroímã, K_{MLSj} é a constante do motor (depende do eletroímã) e R_{Fj} é um parâmetro que se refere à diminuição da força de propulsão devido às correntes parasitas. Os parâmetros R_{MLS} e L_{MLS} referem-se ao trecho da via que está ativada para atuar sobre o veículo. As forças de propulsão F_{Fjc} expressas por (F.76) dependem das dinâmicas vertical e de arfagem, já que estas afetam o fluxo magnético nos eletroímãs.

Os termos F_{Tff} , F_{Tfr} , F_{Trf} e F_{Trr} referem-se ao acoplamento com a via, o que será explicado na seção que apresenta o modelo da via elevada.

F.6 Via Elevada

A via elevada constitui-se de vigas apoiadas em pilares através de uma suspensão, e conectadas entre si por molas, conforme mostra a figura F.10. Assim as mesmas funções de forma desenvolvidas durante a análise modal feita para a cabine podem ser usadas, já que as condições de contorno são as mesmas. Se as suspensões que sustentam uma viga sobre seus pilares forem suficientemente rígidas, esta se comportará como uma viga bi-apoiada. Se as molas que unem duas vigas forem bastante rígidas,

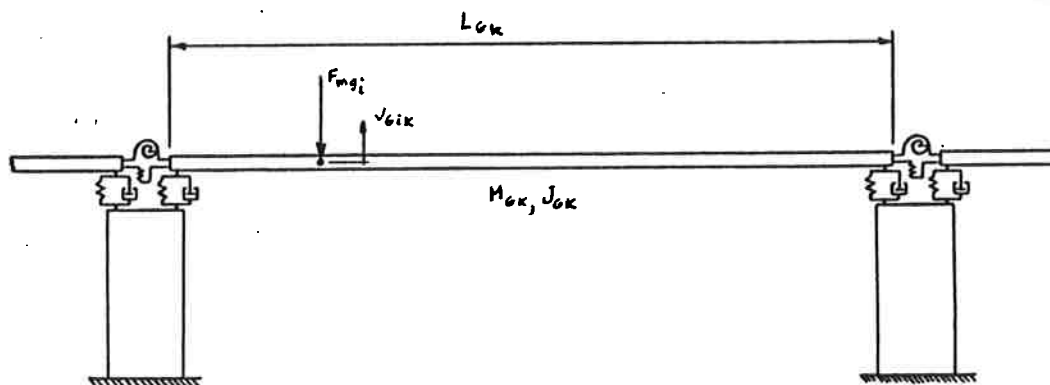


Fig. F.10: Esquema da via elevada.

o momento fletor e a força cortante serão transmitidas quase que integralmente, e o comportamento será o de uma viga com o dobro do comprimento. Assim, com o ajuste conveniente da rigidez das molas, será possível simular diferentes condições de contorno. Desprezando os movimentos horizontais, e portanto os efeitos das forças de propulsão sobre a via, o grafo de ligação toma a forma apresentada na figura F.11, que corresponde a duas vigas apenas.

Nestas figuras o índice k indica os parâmetros associados à viga k . M_{Gk} , J_{Gk} são a massa e o momento de inércia, μ_{Gkn} , b_{Gkn} e κ_{Gkn} são os parâmetros do n ésimo modo elástico de vibração transversal, $k_{Td(k,k+1)}$ é a rigidez da mola de torção que une duas vigas, e $k_d(k,k+1)$ é a rigidez da mola linear. Para maior clareza apenas uma força de suspensão está representada nas figuras, mas na verdade são quatro as forças que sustentam o veículo, correspondentes aos quatro eletroímãs. A velocidade vertical v_{yGi} , que se refere à velocidade do ponto da via sobre o qual o eletroímã i ($i = rr, rf, fr, ff$) está passando é composta de uma componente devido ao movimento da viga mais uma componente convectiva (designada por v_{Gic} na figura F.11). Para entender melhor a origem desta componente convectiva, observe a figura F.12 onde a via, está imóvel, e é rígida. O ponto de apoio da suspensão sobre a viga tem uma velocidade vertical v_{conv} expressa por:

$$v_{conv} = v_F \frac{\partial y(x)}{\partial x} \quad (\text{F.85})$$

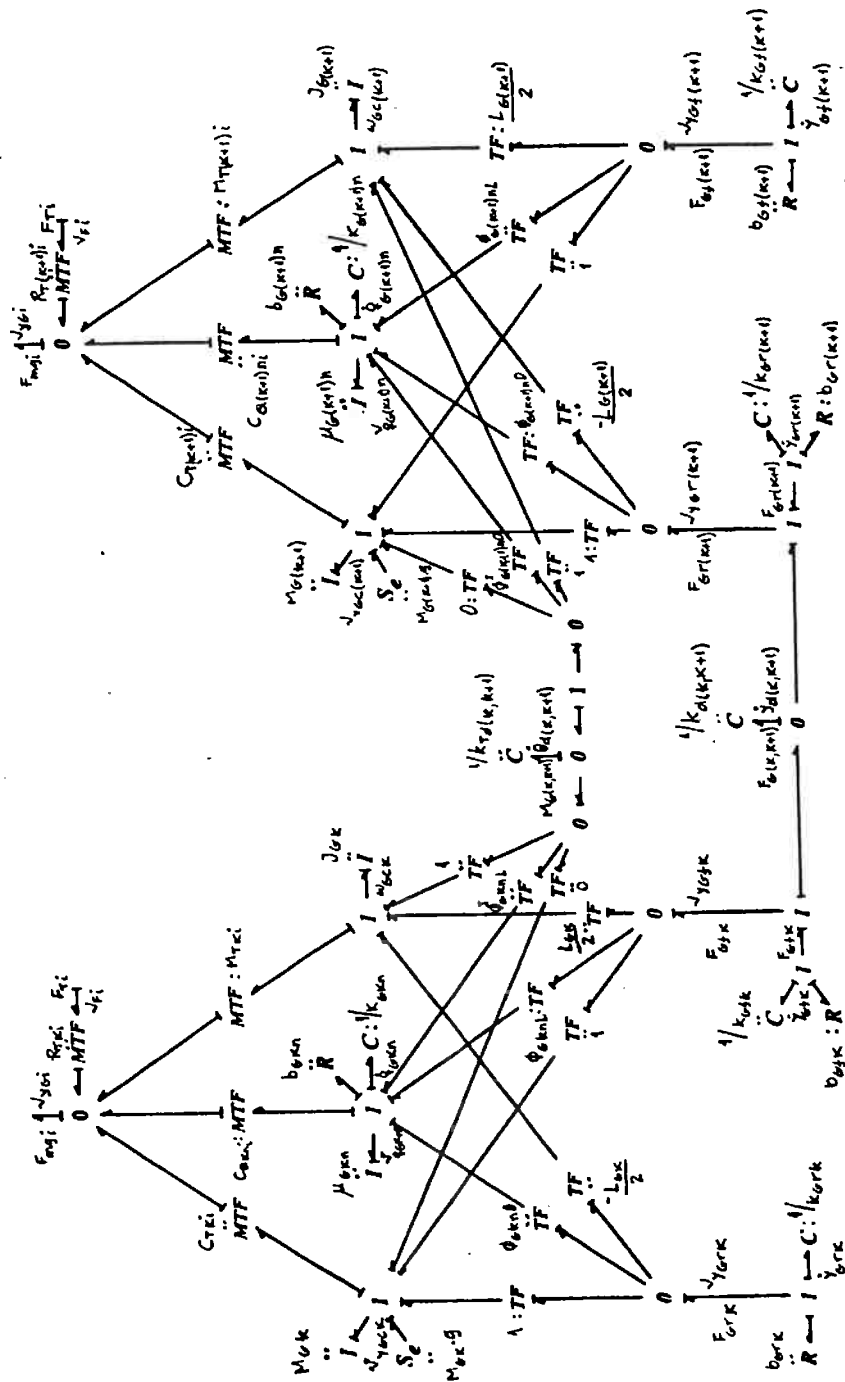


Fig. F.11: Grafo de ligação que representa a via elevada.

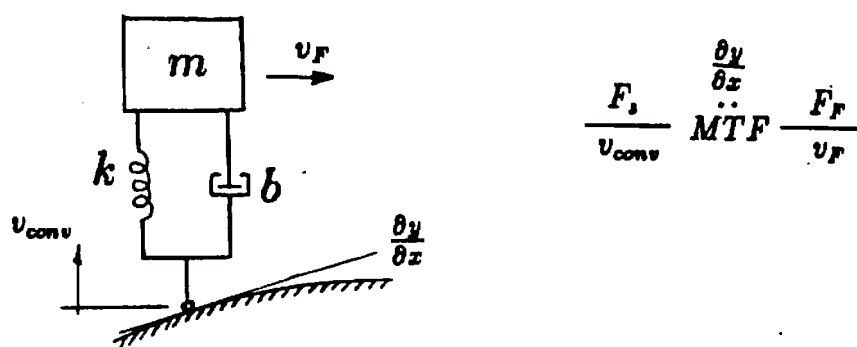


Fig. F.12: Esquema mostrando a componente convectiva da velocidade vertical.

onde $y(x)$ é a coordenada vertical da via ao longo de seu comprimento.

Pelo grafo de ligação mostrada na figura F.12, esta componente convectiva da velocidade não é o único efeito. Existe também uma força horizontal F_F que afeta a propulsão do do veículo:

$$F_F = F_s \frac{\partial y(x)}{\partial x} \quad (\text{F.86})$$

As equações que modelam a dinâmica de uma viga k da via elevada são ($i = rr, rf, fr, ff$, refere-se ao particular eletroímã, e n refere-se ao modo de vibração elástica):

$$\dot{v}_{yGck} = (F_{Gfk} + F_{Grk} + F_{G(k-1,k)} - F_{G(k,k+1)} - \sum_i F_{mgi} \cdot C_{Tki}) / M_{Gk} \quad (\text{F.87})$$

$$\dot{\omega}_{Gck} = \left[-(F_{Grk} + F_{G(k-1,k)}) \cdot L_{Gk} / 2 + (F_{Gfk} - F_{G(k-1,k)}) \cdot L_{Gk} / 2 - M_{G(k-1,k)} + M_{G(k,k+1)} + \sum_i F_{mgi} \cdot M_{Tki} \right] / J_{Gk} \quad (\text{F.88})$$

$$\dot{y}_{Grk} = v_{yGrk} \quad (\text{F.89})$$

$$\dot{y}_{Gfk} = v_{yGfk} \quad (\text{F.90})$$

$$\dot{\theta}_{Gck} = \omega_{Gck} \quad (\text{F.91})$$

$$v_{yGrk} = v_{yGck} - \omega_{Gck} \cdot L_{Gk} / 2 + \sum_n v_{qGkn} \cdot \phi_{Gkn}(0) \quad (\text{F.92})$$

$$v_{yGfk} = v_{yGck} + \omega_{Gck} \cdot L_{Gk} / 2 + \sum_n v_{qGkn} \cdot \phi_{Gkn}(L_{Gk}) \quad (\text{F.93})$$

$$\dot{q}_{Gkn} = v_{qGkn} \quad (\text{F.94})$$

$$\begin{aligned} \dot{v}_{qGkn} = & \left[-b_{Gkn} \cdot v_{qGkn} - \kappa_{Gkn} \cdot q_{Gkn} + (F_{Gfk} - F_{G(k-1, k)}) \cdot \phi_{Gkn}(L_{Gk}) + (F_{Grk} \right. \\ & + F_{G(k-1, k)}) \cdot \phi_{Gkn}(0) + M_{G(k-1, k)} \cdot \phi_{Gkn}^I(0) + M_{G(k, k+1)} \cdot \phi_{Gkn}^I(L_{Gk}) \\ & \left. - \sum_i F_{mgi} \cdot C_{Qkni} \right] / \mu_{Gkn} \end{aligned} \quad (F.95)$$

$$F_{Gfk} = -k_{Gfk} \cdot y_{Gfk} - b_{Gfk} \cdot v_{yGfk} \quad (F.96)$$

$$F_{Grk} = -k_{Grk} \cdot y_{Grk} - b_{Grk} \cdot v_{yGrk} \quad (F.97)$$

$$\dot{y}_d(k, k+1) = v_{yGfk} - v_{yGr(k+1)} \quad (F.98)$$

$$\begin{aligned} \dot{\theta}_d(k, k+1) = & \omega_{Gc(k+1)} + \sum_n v_{qG(k+1)n} \cdot \phi_{G(k+1)n}^I(0) - [\omega_{Gck} \\ & + \sum_n v_{qGkn} \cdot \phi_{qGkn}^I(L_{Gk})] \end{aligned} \quad (F.99)$$

$$F_G(k, k+1) = k_d(k, k+1) \cdot y_d(k, k+1) \quad (F.100)$$

$$M_G(k, k+1) = k_{Td}(k, k+1) \cdot \theta_d(k, k+1) \quad (F.101)$$

$$F_{Ti} = F_{mgi} \cdot \sum_k R_{Tki} \quad (F.102)$$

$$\begin{aligned} v_{Gik} = & v_{yGck} + \omega_{Gck} \cdot (x_{ik} - L_{Gk}/2) + \sum_n v_{qGkn} \cdot \phi_{Gkn}(x_{ik} + R_{Tki} \cdot v_{Fi} \\ & + v_{yal k}(v_{Fi}) \end{aligned} \quad (F.103)$$

$$v_{yGi} = \sum_k v_{Gik} \cdot C_{Tki} \quad (F.104)$$

A velocidade do centro de massa de uma viga (localizado no centro geométrico) é v_{yGck} , a velocidade angular da viga é ω_{Gck} , v_{yGrk} e v_{yGfk} são as velocidades das extremidades da viga, as equações (F.94) e (F.95) modelam as vibrações elásticas transversais, F_{Gfk} e F_{Grk} são as forças que sustentam a viga sobre os pilares, $y_d(k, k+1)$ e $\theta_d(k, k+1)$ são, respectivamente, o deslocamento relativo vertical e angular entre as vigas k e $k+1$, e $F_G(k, k+1)$ e $M_G(k, k+1)$ são a força e o momento entre estas vigas. A velocidade vertical do ponto da viga sobre o qual o eletroímã está passando é v_{Gik} . As variáveis C_{Tki} , M_{Tki} , C_{Qkni} e R_{Tki} estão relacionadas com a passagem do veículo sobre a via. Denominando a posição do eletroímã i em relação à viga k por x_{ik} temos:

$$\dot{x}_F = v_F \quad (F.105)$$

$$x_{ffF} = x_F \quad (\text{F.106})$$

$$x_{frF} = x_{ffF} - (l_{pff} + l_{pfr}) \quad (\text{F.107})$$

$$x_{rfF} = x_{frF} + (l_{pfr} - l_{sf} - l_{sr} + l_{prf}) \quad (\text{F.108})$$

$$x_{rrF} = x_{rfF} - (l_{prf} + l_{prr}) \quad (\text{F.109})$$

$$x_{ik} = x_{iF} - \sum_{j=1}^{k-1} L_{Gj} \quad (\text{F.110})$$

$$C_{Tki} = \begin{cases} 1 & \text{se } 0 < x_{ik} < L_{Gk} \\ 0 & \text{se } x_{ik} < 0 \text{ ou } x_{ik} > L_{Gk} \end{cases} \quad (\text{F.111})$$

$$M_{Tki} = x_{ik} \cdot C_{Tki} \quad (\text{F.112})$$

$$C_{Qkni} = \phi_{Gkn}(x_{ik}) \cdot C_{Tki} \quad (\text{F.113})$$

$$R_{Tki} = \left[\theta_{Gck} + \sum_n q_{Gkn} \cdot \phi_{Gkn}^I(x_{ik}) \right] \cdot C_{Tki} \quad (\text{F.114})$$

Pode-se perceber que a cada viga incluída na análise existe um aumento significativo no número de variáveis de estado do sistema, aumentando muito a complexidade do modelo.

F.7 Suspensão Secundária

A suspensão secundária é composta de molas, amortecedores e um atuador hidráulico, dispostos conforme mostra a figura F.13. Como já foi dito, a suspensão em série com o atuador tanto pode representar o acoplamento que não é perfeitamente rígido como um sistema projetado para amortecer vibrações de alta frequência, evitando que o atuador as transmita ao corpo do veículo. O cilindro hidráulico é controlado por servoválvula, onde as pressões na entrada e saída são constantes. A figura F.14 mostra o esquema do atuador hidráulico, e a figura F.15 mostra um esquema do amortecedor principal. A servoválvula é mostrada na figura F.16, de forma esquemática. É uma válvula do tipo carretel deslizante com centro fechado. O grafo de ligação que modela este subsistema é apresentado na figura F.17.

Nas figuras o índice j representa r , no caso da suspensão traseira, e f , no caso da suspensão dianteira. A velocidade de excursão da suspensão é \dot{r}_j , k_{sj} é a rigidez da

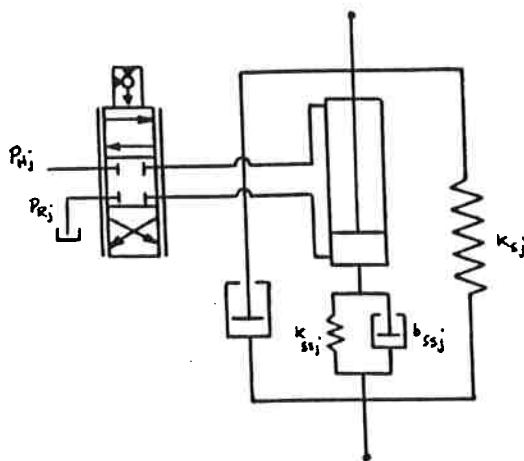


Fig. F.13: Esquema da suspensão secundária.

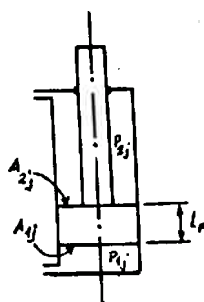


Fig. F.14: Esquema do atuador hidráulico.

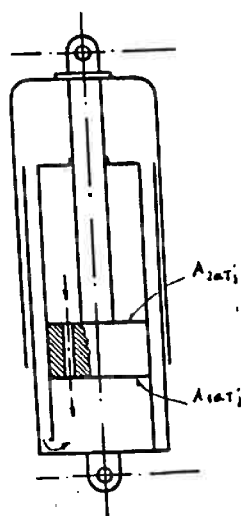


Fig. F.15: Esquema do amortecedor.

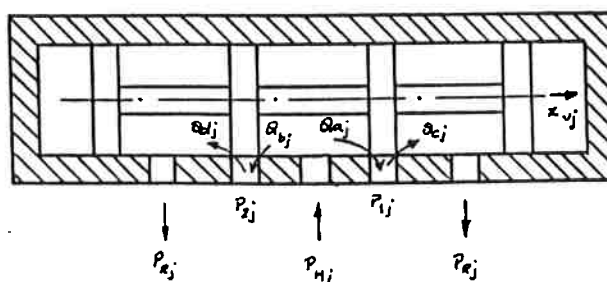


Fig. F.16: Esquema da servoválvula do tipo carretel deslizante.

mola, k_{ssj} e b_{ssj} são os parâmetros da suspensão em série com o atuador, sendo \dot{y}_{dsj} a velocidade de excursão deste subsistema. O cilindro hidráulico é de dupla ação, e o amortecedor atua de forma diferenciada, onde a força para estendê-lo é maior que para comprimí-lo.

Na figura F.16 x_{vj} é o deslocamento do carretel, P_{Rj} é a pressão na saída da servoválvula, P_{Hj} é a pressão na entrada, P_{1j} é a pressão na câmara 1 do cilindro, e P_{2j} é a pressão na câmara 2. As vazões Q_{aj} , Q_{bj} , Q_{cj} e Q_{dj} estão indicadas na figura.

Na figura F.17 C_{1j} e C_{2j} representam os efeitos elásticos nas câmaras do cilindro e tubulações e os efeitos de compressibilidade do fluido. Pode-se observar a inclusão de um vazamento entre as câmaras do cilindro. A força F_{sj} é imposta pela suspensão secundária, e F_{Fa_j} é devido à dinâmica horizontal. A força total aplicada na cabine na direção vertical é F_{sja} . O grafo de ligação já está considerando a aproximação

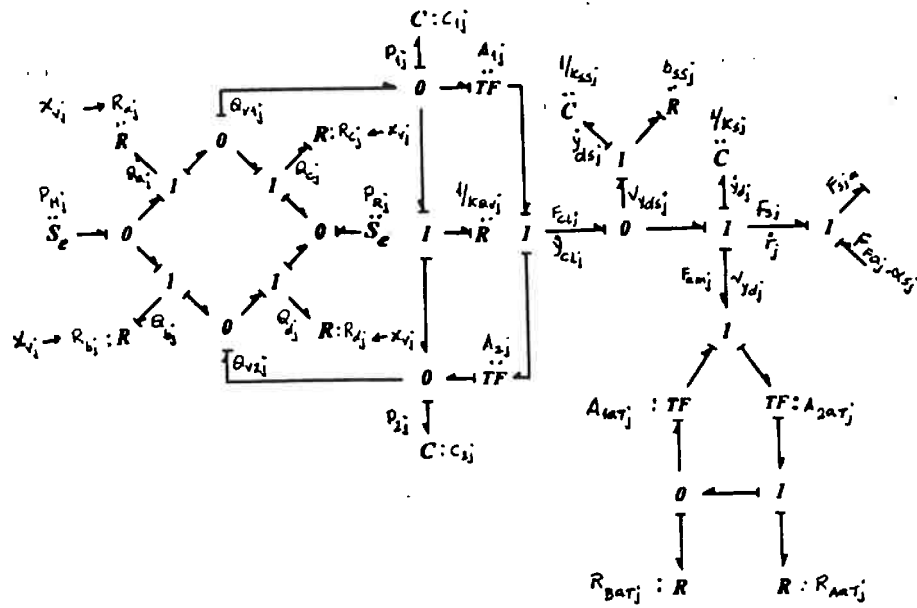


Fig. F.17: Grafo de ligação que representa a suspensão secundária.

devido aos pequenos deslocamentos angulares ($\cos x \approx 1$, $\sin x \approx x$). As equações que modelam este subsistema são:

$$\dot{y}_{dj} = v_{y_{dj}} \quad (\text{F.115})$$

$$\dot{y}_{dsj} = v_{y_{dsj}} \quad (\text{F.116})$$

$$v_{c_{1j}} = v_{y_{dj}} - v_{y_{dsj}} \quad (\text{F.117})$$

$$v_{y_{dj}} = \dot{r}_j \quad (\text{F.118})$$

$$v_{y_{dsj}} = (-k_{ssj} \cdot y_{dsj} - F_{c_{1j}}) / b_{ssj} \quad (\text{F.119})$$

$$y_{c_{1j}} = y_{dj} - y_{dsj} + y_{c_{1j}}(0) \quad (\text{F.120})$$

$$\dot{P}_{1j} = [-A_{1j} \cdot v_{c_{1j}} - k_{Q_{v1j}} \cdot (P_{1j} - P_{2j}) + Q_{v1j}] / C_{1j} \quad (\text{F.121})$$

$$\dot{P}_{2j} = [A_{2j} \cdot v_{c_{1j}} + k_{Q_{v2j}} \cdot (P_{1j} - P_{2j}) + Q_{v2j}] / C_{2j} \quad (\text{F.122})$$

$$F_{c_{1j}} = P_{1j} \cdot A_{1j} - P_{2j} \cdot A_{2j} \quad (\text{F.123})$$

$$Q_{v1j} = Q_{a_j} - Q_{c_j} \quad (\text{F.124})$$

$$Q_{v2j} = Q_{d_j} - Q_{b_j} \quad (\text{F.125})$$

$$C_{1j} = (V_{10j} + A_{1j} \cdot y_{c_{1j}}) / \beta_{c_{1j}} \quad (\text{F.126})$$

$$C_{2j} = [V_{20j} + A_{2j} \cdot (l_{c1j} - l_{pj} - y_{c1j})] / \beta_{c1j} \quad (\text{F.127})$$

$$F_{amj} = \begin{cases} R_{AaTj} \cdot A_{2aTj}^2 \cdot v_{ydj} & \text{se } v_{ydj} \geq 0 \\ -R_{BaTj} \cdot (A_{1aTj} \cdot A_{2aTj} - A_{1aTj}^2) \cdot v_{ydj} & \text{se } v_{ydj} < 0 \end{cases} \quad (\text{F.128})$$

$$F_{sj} = F_{c1j} - k_{sj} \cdot y_{dj} - F_{amj} \quad (\text{F.129})$$

As vazões na válvula podem ser expressas por:

Para $-x_{vmax} \leq x_{vj} < -x_{vo}$:

$$Q_{aj} = 0 \quad (\text{F.130})$$

$$Q_{dj} = 0 \quad (\text{F.131})$$

$$Q_{bj} = k_{zcyj} \cdot (P_{Hj} - P_{2j}) + k_{vj} \cdot (-x_{vj} - x_{vo}) \cdot \text{sign}(P_{Hj} - P_{2j}) \cdot \sqrt{|P_{Hj} - P_{2j}|} \quad (\text{F.132})$$

$$Q_{cj} = k_{zcyj} \cdot (P_{1j} - P_{Rj}) + k_{vj} \cdot (-x_{vj} - x_{vo}) \cdot \text{sign}(P_{1j} - P_{Rj}) \cdot \sqrt{|P_{1j} - P_{Rj}|} \quad (\text{F.133})$$

Para $-x_{vo} \leq x_{vj} \leq x_{vo}$:

$$Q_{aj} = k_{zcyj} \cdot (P_{Hj} - P_{1j}) \quad (\text{F.134})$$

$$Q_{dj} = k_{zcyj} \cdot (P_{2j} - P_{Rj}) \quad (\text{F.135})$$

$$Q_{bj} = k_{zcyj} \cdot (P_{Hj} - P_{2j}) \quad (\text{F.136})$$

$$Q_{cj} = k_{zcyj} \cdot (P_{1j} - P_{Rj}) \quad (\text{F.137})$$

Para $x_{vo} \leq x_{vj} < x_{vmax}$:

$$Q_{bj} = 0 \quad (\text{F.138})$$

$$Q_{cj} = 0 \quad (\text{F.139})$$

$$Q_{aj} = k_{zcyj} \cdot (P_{Hj} - P_{1j}) + k_{vj} \cdot (x_{vj} - x_{vo}) \cdot \text{sign}(P_{Hj} - P_{1j}) \cdot \sqrt{|P_{Hj} - P_{1j}|} \quad (\text{F.140})$$

$$Q_{dj} = k_{zcyj} \cdot (P_{2j} - P_{Rj}) + k_{vj} \cdot (x_{vj} - x_{vo}) \cdot \text{sign}(P_{2j} - P_{Rj}) \cdot \sqrt{|P_{2j} - P_{Rj}|} \quad (\text{F.141})$$

A velocidade relativa entre o pistão e o cilindro é v_{clj} , e na equação (F.119) v_{ydsj} é a velocidade de excursão da suspensão em série com o atuador. As equações (F.121) e (F.122) modelam as pressões no cilindro hidráulico, e F_{clj} na equação (F.123) é a força exercida pelo atuador. As equações (F.124) e (F.125) referem-se às vazões que entram (ou saem) das câmaras do cilindro pela servoválvula. A equação (F.128) expressa a força do amortecedor. As equações (F.130) a (F.141) expressam as vazões na servoválvula em função das pressões e do deslocamento do carretel.

F.8 Suspensão Magnética

As figuras F.18 e F.19 mostram respectivamente o esquema do eletroímã e o grafo de ligação que modela a dinâmica da suspensão magnética. Nestas figuras o índice j pode ser ff , fr , rf , rr , conforme o eletroímã que esteja sendo considerado. A massa do eletroímã é m_j , e v_{ymj} é a sua velocidade vertical. A velocidade v_{yGj} é a velocidade vertical do ponto da via elevada em que o eletroímã se localiza. O circuito elétrico compõe-se de uma fonte de tensão que aplica V_j no enrolamento do eletroímã, e da resistência elétrica R_j deste enrolamento, percorrido pela corrente I_j . O transformador inverso (GY) modela a transformação de energia elétrica em magnética, sendo N_j o número de espiras em uma perna do eletroímã. O fluxo magnético perdido está modelado pela capacitância de parâmetro $1/R_{lj}$, e R_{dj} modela a perda devido às correntes parasitas. O campo C (relutância R_{qj}) modela a conversão de energia magnética em mecânica. O entreferro é representado pela variável y_j , o fluxo magnético por Φ_{cj} , e a diminuição da força de atração causada pelo movimento do eletroímã sobre a via é modelada pela fonte S_e e esta diminuição é representada por F_{Rj} , e depende da velocidade com que o eletroímã percorre a via. A força de atração efetivamente exercida sobre o sistema é F_{mgj} , e F_{pj} é a força vertical exercida pela suspensão primária.

As equações que modelam este subsistema são:

$$\dot{y}_j = v_{yGj} - v_{ymj} \quad (\text{F.142})$$

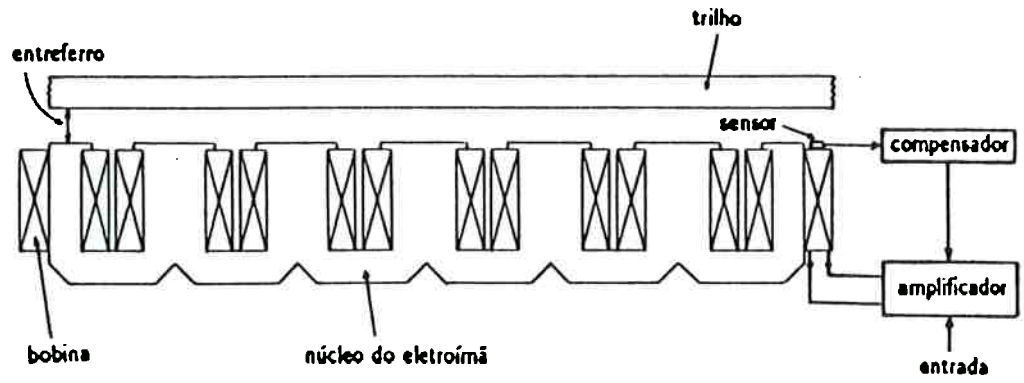


Fig. F.18: Esquema do eletroímã.

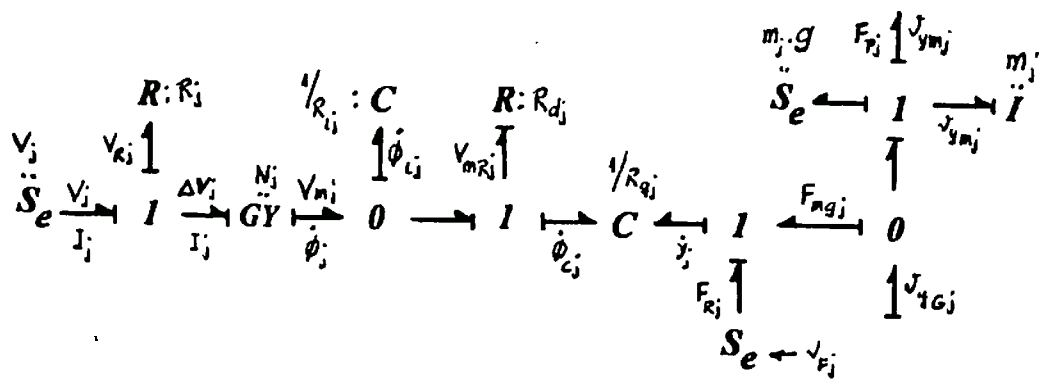


Fig. F.19: Grafo de ligação que representa o modelo do eletroímã.

$$\dot{v}_{ymj} = -g + (F_{mgj} - F_{pj})/m_j \quad (\text{F.143})$$

$$\dot{I}_j = \frac{R_{lj} \cdot R_{qj}}{N_j \cdot R_{dj}} \cdot \Phi_{cj} - \left(\frac{R_{lj} \cdot R_j}{N_j^2} + \frac{R_{lj}}{R_{dj}} \right) \cdot I_j + \frac{R_{lj}}{N_j^2} \cdot V_j \quad (\text{F.144})$$

$$\dot{\Phi}_{cj} = -\frac{R_{qj}}{R_{dj}} \cdot \Phi_{cj} + \frac{N_j}{R_{dj}} \cdot I_j \quad (\text{F.145})$$

$$|\Phi_{cj}| < \Phi_{cmax} \quad (\text{F.146})$$

$$F_{mgj} = \frac{\Phi_{cj}^2}{6 \cdot \mu_0 \cdot A_{cj} \cdot f_{0j} \cdot (1 + f_{1j} \cdot y_j)^2} - F_{Rj} \quad (\text{F.147})$$

$$F_{Rj} = \beta_j \cdot |v_{Fj}| \cdot \frac{\Phi_{cj}^2}{6 \cdot \mu_0 \cdot A_{cj} \cdot f_{0j} \cdot (1 + f_{1j} \cdot y_j)^2} \quad (\text{F.148})$$

$$R_{qj} = \frac{\gamma_{lj} + y_j}{6 \cdot \gamma_{rj}} \quad (\text{F.149})$$

$$\gamma_{lj} = k_{mgj} \cdot f_{0j} \cdot (1 + f_{1j} \cdot y_j) \quad (\text{F.150})$$

$$\gamma_{rj} = [\mu_0 \cdot A_{cj} \cdot f_{0j} \cdot (1 + f_{1j} \cdot y_j)] / 2 \quad (\text{F.151})$$

A saturação do núcleo do eletroímã é considerado pela equação (F.146), e as equações (F.149) a (F.151) expressam a relutância R_{qj} do eletroímã em função do entreferro y_j . Nestas equações μ_0 é a permeabilidade magnética no vácuo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABDEL HADY, M.B.A. Active Suspension Control Algorithms for a Four Wheel Vehicle Model **International Journal of Vehicle Design**, v.13, n.2, p.144-58, 1992.
- ALSCHER, H. et al. Non-Contact Suspension and Propulsion Technology. **Vehicle System Dynamics**, v.12, p.259-89, 1983.
- ÅSTRÖM, K.J. Adaptive Feedback Control. **Proceedings of the IEEE**, v.72, n.2, p.185-217, Feb. 1987.
- ATHERTON, D.L.; EASTHAM, A.R. Limitations of Levitation by Iron-Cored Electromagnets. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.MAG-10, n.3, p.410-2, Sept. 1974a.
- _____. Guidance of a High Speed Vehicle with Electrodynamic Suspension. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.MAG-10, n.3, p.413-6, Sept. 1974b.
- AZUKIZAWA, T. et al. A Linear Induction Motor Control System for Magnetically Levitated Carrier System. **IEEE Transactions on Vehicular Technology**, v.38, n.2, p.102-8, May 1988.
- BARROWS, T.M. Comparison of Combined Versus Separate Lift/Propulsion Systems. **IEEE Transactions on Vehicular Technology**, v.VT-29, n.1, p.71-80, Feb. 1980.
- BÉLANGER, P.R.; GUILLEMETTE, R. Passive Suspension Design for a Magnetically Levitated Vehicle. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.99, n.4, p.277-83, Dec. 1977.
- BIGGERS, S.B.; WILSON, J.F. Dynamic Interactions of High Speed Tracked Air Cushion Vehicles with Their Guideways. Part I of a Parametric Study. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.95, n.1, p.76-85, Mar. 1973a.
- BIGGERS, S.B.; WILSON, J.F. Dynamic Interactions of High Speed Tracked Air Cushion Vehicles with Their Guideways. Part II of a Parametric Study. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.95, n.1, p.86-91, Mar. 1973b.
- BLEASE, I.; BHATIA, R.; PAI, R.M. Applying Linear Motors in Material Handling. **Machine Design**, v.61, n.2, p.91-6, Jan. 1989.
- BLEULER, H. Survey of Magnetic Levitation and Magnetic Bearing Types. **JSME, International Journal Series III**, v.35, n.3, p.335-42, Sept. 1992.
- BOHN, G.; STEINMETZ, G. The Electromagnetic Levitation and Guidance Technology of the "Transrapid" Test Facility Emsland. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.MAG-20, n.5, p.1666-71, Sept. 1984.
- BOLDEA, I.; NASAR, S.A. **Linear Motion Electromagnetic Systems**. New York, Wiley Interscience, 1985, 482p.
- BOLDEA, I. et al. Field Tests on a Maglev with Passive Guideway Linear Inductive Motor Transportation System. **IEEE Transactions on Vehicular Technology**, v.37, n.4, p.213-9, Nov. 1988.
- BOON, R. Transrapid Safe to Operate on a Single Guideway. **Railway Gazette International**, v.147, n.7, p.479-80, Jul. 1991.

- BORCHERTS, R.H.; DAVIS, L.C. Lift and Drag Forces for the Attractive Electromagnetic Suspension System. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.MAG-10, n.3, p.425-8, Sept. 1974.
- BORCHERTS, R.H. et al. Baseline Specifications for a Magnetically Suspended High-Speed Vehicle. **Proceedings of the IEEE**, v.61, n.5, p.569-78, May 1973.
- BROWN, D.R.; HAMILTON III, E.P. **Electromechanical Energy Conversion**. New York, Macmillan Publishing Company, 1984.
- BURKE, P.E.; TURTON, R.A.; SLEMON, G.R. The Calculation of Eddy Losses in Guideway and Structural Members of High Speed Vehicles. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.MAG-10, n.3, p.462-5, Sept. 1974.
- CHERCHAS, D.B. A Dynamic Simulation for a High Spded Magnetically Levitated Guided Ground Vehicle. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.101, n.3, p.223-9, Sept. 1979.
- CHIU, W.S.; SMITH, R.G.; WORMLEY, D.N. Influence of Vehicle and Distributed Guideway Parameters on High Speed Vehicle-Guideway Dynamic Interactions. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.93, n.1, p.25-34, Mar. 1971.
- CHRISTANSEN, D. Whatever Happened to MAGLEV? **IEEE Spectrum**, v.19, n.8, p.17, Aug. 1982.
- COFFEY, H.T. et al. Dynamic Performance of the SRI Maglev Vehicle. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.MAG-10, n.3, p.451-7, Sept. 1974.
- DAHLBERG, T. Comparison of Ride Comfort Criteria for Computer Optimization of Vehicles Travelling on Randomly Profiled Roads. **Vehicle System Dynamics**, v.9, p.291-307, 1980.
- De JAGER, A.G. Comparison of Two Methods for the Design of Active Suspension Systems. **Optimal Control Applications and Methods**, v.12, n.3, p.173-88, Jul./Sept. 1991.
- DICKHART III, W.W.; PAVLICK, M.J. Maglev Sky Train. **Mechanical Engineering**, v.106, n.1, p.26-34, Jan. 1984.
- DOOLING, D. Getting a Lift. **IEEE Spectrum**, v.30, n.1, p.70, Jan. 1993.
- DORAN, A.L.; MINGORI, R.L. Periodic Motion of Vehicles on Flexible Guideways. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.99, n.4, p.268-76, Dec. 1977.
- DOYLE, J.C.; STEIN, G. Multivariable Feedback Design: Concepts for a Classical/Modern Synthesis. **IEEE Transactions on Automatic Control**, v.AC-26, n.1, p.4-16, Feb. 1981.
- ESTADOS UNIDOS. Committee on Public Transport of the Urban Transportation Division. Subcommittee on High-Speed Rail System. High-Speed Rail Systems in the United States. **Journal of Transportation Engineering**, v.111, n.2, p.79-94, Mar. 1985.
- FABIEN, B.C. Controller Gain Selection for an Electromagnetic Suspension Under Random Excitation. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.115, n.1, p.156-65, Mar. 1993.
- FAIR, H.D. et al. Electromagnetic Earth-to-Space Launch. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.25, n.1, p.9-16, Jan. 1989.

- FORGACS, R.L. Evacuated Tube Vehicles Versus Jet Aircraft for High-Speed Transportation **Proceedings of the IEEE**, v.61, n.5, p.604-16, May 1973.
- FRUECHTE, R.D.; NELSON, R.H.; RADOMSKY, T.A. Power Conditioning Systems for a Magnetically Levitated Test Vehicle. **IEEE Transaction on Vehicular Technology**, v.VT-29, n.1, p.50-60, Feb. 1980.
- GARG, D.P.; BARROWS, T.M. Modeling and Dynamic Response of Maglev Vehicles Subjected to Crosswind Gusts. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.103, n.3, p.251-8, Sept. 1981.
- GEHMLICH, D.K.; HAMMOND, S.B. **Electromechanics Systems**. New York, McGraw-Hill, 1967, 469p.
- GLATZEL, K.; KHURDOK, G.; ROGG, D. The Development of the Magnetically Suspended Transportation System in the Federal Republic of Germany. **IEEE Transactions on Vehicular Technology**, v.VT-29, n.1, p.3-17, Feb. 1980.
- GOODALL, R.M.; KORTUM, W. Active Controls in Ground Transportation - A Review of the State-of-the-Art and Future Potentials. **Vehicle System Dynamics**, v.12, p.225-57, 1983.
- GOTTZEIN, E. et al. Control Aspects of a Tracked Magnetic Levitation High Speed Test Vehicle. **Automatica**, v.13, n.3, p.205-23, May 1977.
- GOTTZEIN, E.; LANGE, B. Magnetic Suspension Control Systems for the MBB High Speed Train. **Automatica**, v.11, n.3, p.271-84, May 1975.
- GOTTZEIN, E.; LANGE, B.; OSSENBERG-FRANZES, F. Control System Concept for a Passenger Carrying Maglev Vehicle. **High Speed Ground Transportation Journal**, v.9, n.1, p.435-47, 1975.
- GOTTZEIN, E.; MEISINGER, R.; MILLER, L. The "Magnetic Wheel" in the Suspension of High-Speed Ground Transportation Vehicles. **IEEE Transactions on Vehicular Technology**, v.VT-29, n.1, p.17-23, Feb. 1980.
- GUENTER, C.R.; LEONDES, C.T. Synthesis of a High-Speed Tracked Vehicle Suspension - Part I: Problem Statement, Suspension Structure, and Decomposition. **IEEE Transactions on Automatic Control**, v.AC-22, n.2, p.158-65, Apr. 1977.
- . Synthesis of a High-Speed Tracked Vehicle Suspension - Part II: Definition and Solution of the Control Problem. **IEEE Transactions on Automatic Control**, v.AC-22, n.2, p.165-172, Apr. 1977.
- GUTBERLET, H.G. The German Magnetic Transportation Program. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.MAG-10, n.3, p.417-20, Sept. 1974.
- HAĆ, A. Stochastic Optimal Control of Vehicles with Elastic Body and Active Suspension. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.108, n.2, p.106-10, Jun. 1986.
- HANZ, Y. Le Projet TGV-Atlantique. In: **Simpósio Nacional de Transporte Ferroviário. História e Urbanização. Problemas e Perspectivas**, I, São Paulo, 1988. **Anais**. v.II, p.466-88.
- HEDRICK, J.K.; BILLINGTON, G.F.; DREESBACH, D.A. Analysis, Design, and Optimization of High Speed Suspensions Using State Variable Techniques. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.96, n.2, p.193-203, Jun. 1974.

- HEDRICK, J.K.; RAVERA, R.J.; ANDERES, J.R. The Effect of Elevated Guideway Construction Tolerances on Vehicle Ride Quality. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.97, n.4, p.408-16, Dec. 1975.
- HICKMAN, T. Rio-São Paulo Railway - High Speed Link. In: **Simpósio Nacional de Transporte Ferroviário. História e Urbanização. Problemas e Perspectivas, I**, São Paulo, 1988. **Anais**. v.II, p.489-501.
- HIKASA, Y.; TAKEUCHI, Y. Detail and Experimental Results of Ferromagnetic Levitation System of Japan Air Lines HSST-01/02 Vehicles. **IEEE Transactions on Vehicular Technology**, v.VT-29, n.1, p.35-41, Feb. 1980.
- HOPE, R., ed. Record-Smashing Run Completes TGV Speed Trials. **Railway Gazette International**, v.146, n.7, p.515-7, Jul. 1990.
- HOSHINO, T. et al. An Application of the Observer to the Attractive Type Magnetic Levitation. **Electrical Engineering in Japan**, v.99, n.4, p.107-15, 1979.
- HOSODA, Y. et al. Curvature Running Test Results of HSST Vehicle. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.MAG-23, n.5, p.2344-6, Sept. 1987.
- HROVAT, D. Optimal Active Suspension Structures for Quarter-Car Vehicle Models. **Automatica**, v.26, n.5, p.845-60, Sept. 1990.
- HUGHES, M. ed. In Brief. /seção/. **Railway Gazette International**, v. 149, n.3, p.122, Mar. 1993a.
- . Intelligence. /seção/. **Railway Gazette International**, v. 149, n.3, p.128, Mar. 1993b.
- . Support Sinking. **Railway Gazette International**, v. 149, n.4, p.212, Apr. 1993c.
- . No State Cushion. **Railway Gazette International**, v. 149, n.7, p.453, Jul. 1993d.
- HULL, J.R. Attractive Levitation for High-Speed Ground Transport with Large Guideway Clearance and Alternating-Gradient Stabilization. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.25, n.5, p.3272-4, Sept. 1989.
- HULLENDER, D.A. Minimum Vehicle-Guideway Clearances Based on a Contact Frequency Criterion. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.96, n.2, p. 213-7, Jun. 1974.
- . Analytical Models for Certain Guideway Irregularities. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.97, n.4, p.417-23, Dec. 1975.
- HUMPHRIS, R.R. et al. Effect of Control Algorithms on Magnetic Journal Bearing Properties. **Transactions of ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v.108, n.4, p.624-32, Oct. 1986.
- IWASA, Y. Magnetic Shielding for Magnetically Levitated Vehicles. **Proceedings of the IEEE**, v.61, n.5, p.598-603, May 1973.
- IWASA, Y.; BROWN, W.S.; WALLACE, C.B. An Operational 1/25-Scale Magneplane System with Superconducting Coils. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.MAG-11, n.5, p.1490-2, Sept. 1975.
- IWASA, Y.; HOENIG, M.O.; KOLM, H.H. Design of Full-Scale Magneplane Vehicle. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.MAG-10, n.3, p.402-5, Sept. 1974.

- JAYAWANT, B.V. Electromagnetic Suspension and Levitation. **IEE Proceedings - Part A**, v.129, n.8, p.549-81, Nov. 1982.
- JAYAWANT, B.V. et al. Development of 1-ton Magnetically Suspended Vehicle Using Controlled D.C. Electromagnets. **Proceedings of the IEE**, v.123, n.9, p.941-8, Sept. 1976.
- JAYAWANT, B.V.; REA, D.P. New Electromagnetic Suspension and its Stabilization. **Proceedings of the IEE**, v.115, n.4, p.549-54, Apr. 1968.
- JAYAWANT, B.V.; SINHA, P.K.; AYLWIN, D.G. Feedback Control Systems for D.C. Electromagnets in Passenger-Carrying Vehicles. **International Journal of Control**, v.24, n.5, p.627-39, Nov. 1976.
- JONES, D.I.; OWEN, R.G. A Magnetically Levitated Anti-Vibration Mount. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.MAG-20, n.5, p.1687-9, Sept. 1984.
- KARNOPP, D.C. Theoretical Limitations in Active Vehicle Suspensions. **Vehicle System Dynamics**, v.15, p.41-54, 1986a.
- . Two Contrasting Versions of the Optimal Active Vehicle Suspension. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.108, n.3, p.264-8, Sept. 1986b.
- KARNOPP, D.C.; HEESS, G. Electronically Controlled Vehicle Suspensions. **Vehicle System Dynamics**, v.20, n.3-4, p.207-17, 1991.
- KARNOPP, D.C.; ROSENBERG, R.C. **Analysis and Simulation of Multiport Systems**. Cambridge, MIT Press, 1968, 221p.
- . **System Dynamics: A Unified Approach**. New York, John Wiley & Sons, 1975, 402p.
- KATZ, R.M. et al. Performance of Magnetic Suspensions for High Speed Vehicles Operating Over Flexible Guideways. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.96, n.2, p.204-12, Jun. 1974.
- KOERV, P.A.A. Control Systems for Operating the Long Stator Maglev Vehicle TR-05. **IEEE Transactions on Vehicular Technology**, v.VT-29, n.1, p.23-34, Feb. 1980.
- KORTÜM, W.; UTZT, A. Control Law Design and Dynamic Evaluations for a Maglev Vehicle with a Combined Lift and Guidance Suspension System. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.106, n.4, p.286-292, Dec. 1984.
- KORTÜM, W.; WORMLEY, D.N. Dynamic Interactions Between Travelling Vehicles and Guideway Systems. **Vehicle System Dynamics**, v.10, p.285-317, 1981.
- KRTOLICA, R.; HROVAT, D. Optimal Active Suspension Control Based on a Half Car Model: An Analytical Solution. **IEEE Transactions on Automatic Control**, v.37, n.4, p.528-532, Apr. 1992.
- KYOTANY, Y. Recent Progress by JNR on Maglev. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.MAG-24, n.2, p.804-7, Mar. 1988.
- LIMBERT, D.A.; RICHARDSON, H.H.; WORMLEY, D.N. Controlled Dynamic Characteristics of Ferromagnetic Vehicle Suspensions Providing Simultaneous Lift and Guidance. **Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.101, n.3, p.217-22, Sept. 1979.

- MARGOLIS, D.L. Finite Mode Bond Graph Representation of Vehicle Guideway Interaction Problems. **Journal of the Franklin Institute**, v.302, n.1, p.1-17, Jul. 1976.
- . Bond Graphs, Normal Modes and Vehicular Structures. **Vehicle System Dynamics**, v.7, p.49-63, 1978.
- MARK, H. Electromagnetic Launch Technology: The Promise and the Problems. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.25, n.1, p.17-9, Jan. 1989.
- MARTENS, Jr., A. URSS The "Flying" Train, News Section. **Rail International**, v.21, n.3, p.24-5, Mar. 1990.
- MATSUDA, R.; NAKAGAWA, M.; YAMADA, I. Multi Input-Output Control of Magnetically Suspended Linear Guide. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.MAG-20, n.5, p.1690-2, Sept. 1984.
- MCLEAN, G.W. Review of Recent Progress In Linear Motors. **IEE Proceedings**, v.135B, n.6, p.380-416, Nov. 1988.
- MEINS, J.; MILLER, L.; MAYER, W.J. The High Speed Maglev Transportation System Transrapid. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.MAG-24, n.2, p.808-11, Mar. 1988.
- MEIROVITCH, L. **Elements of Vibration Analysis**. 2.ed. New York, McGraw-Hill, 1986, 560p.
- MEISINGER, R. Control Systems for Flexible Maglev Vehicles Riding Over Flexible Guideways. In: IUTAM Symposium on the Dynamics of Vehicles on Roads and Railway Tracks. Delft, 1975. **Proceedings**. p.531-54.
- . Simulation of Maglev Vehicles Riding Over Single and Double Span Guideways. **Mathematics and Computers in Simulations**, v.XXI, p.197-206, 1979.
- MERRIT, H.E. **Hydraulic Control Systems**. New York, John Wiley & Sons Inc., 1967, 358p.
- MIZARMANI, S.J.O.; ASHER, G.H.; PAUL, R.J.A. Feasibility of Passive Damping From Mixed-Mu Levitation. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.MAG-20, n.5, p.1681-3, Sept. 1984.
- MOHAMED, A.H.; EMAD, F.P. Conical Magnetic Bearings with Radial and Thrust Control. **IEEE Transactions on Automatic Control**, v.37, n.12, p.1859-68, Dec. 1992.
- MORARI, M. ZAFIRIOU, E. **Robust Process Control**. Englewood Cliffs, Prentice-Hall, 1989, 488p.
- MORISHITA, M. et al. A New Maglev System for Magnetically Levitated Carrier System. **IEEE Transactions on Vehicular Technology**, v.38, n.4, p.230-6, Nov. 1989.
- MORRIS, K.A.; VIDYASAGAR, M. A Comparison of Diferent Models for Beam Vibrations from the Standpoint of Control Design. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.112, n.2, p.349-56, Sept. 1990.
- MÜLLER, P.C. Mathematical Methods in Vehicle Dynamics. In: SCHIEHLEN, W.O. **Dynamics of High Speed Vehicles**, Stuttgart, 1982.
- MURPHY, E.E. Technology'89 - Transportation - Maglev: Attracting Attention. **IEEE Spectrum**, v.26, n.1, p.62-3, Jan. 1989.

- NAKAGAWA, T.; YAMAMURA, S. Electromagnetically Levitated Vehicle on Rails Considering Rail Oscillation. **Electrical Engineering in Japan**, v.105B, n.1, p.55-61, Jan. 1985.
- NAKAMURA, S. Development of High Speed Surface Transport System (HSST). **IEEE Transactions on Magnetics**, v.MAG-15, n.6, p.1428-33, Nov. 1979.
- O'CONNOR, L. Active Magnetic Bearings Give Systems a Lift. **Mechanical Engineering**, v.114, n.7, p.52-7, Jul. 1992.
- OHNISHI, K.; YAMAMURA, S.; HAYASHI, T. Optimal Control of Electromagnetic Levitation Systems. **Electrical Engineering in Japan**, v.98, n.2, p.122-30, 1978.
- OHTSUKA, T.; KYOTANI, Y. Superconducting Maglev Tests. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.MAG-15, n.6, p.1416-21, Nov. 1979.
- OOI, B.T. Electromechanical Dynamics in Superconducting Levitation Systems. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.MAG-11, n.5, p.1495-7, Sept. 1975.
- POPP, K. Stochastic and Elastic Guideways Models. In: SCHIEHLEN, W.O. **Dynamics of High Speed Vehicles**, Stuttgart, 1982.
- POWELL, J.R.; DANBY, G.R. A 300-mph Magnetically Suspended Train. **Mechanical Engineering**, v.108, n.2, p.30-5, Nov. 1967.
- RAY, L.R. Robust Linear-Optimal Control Laws for Active Suspension Systems. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.114, n.4, p.592-598, Dec. 1992.
- REDFIELD, R.C. Performance of Low-Bandwidth, Semi-Active Damping Concepts for Suspension Control. **Vehicle System Dynamics**, v.20, n.5, p.245-67, 1991.
- REDFIELD, R.C.; KARNOPP, D.C. Performance Sensitivity of an Actively Damped Vehicle Suspension to Feedback Variation. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.111, n.1, p.51-60, Mar. 1989.
- RHODES, R.G. et al. The Wolfson Maglev Project. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.MAG-10, n.3, p.398-401, Sept. 1974.
- RICHARDSON, H.H.; WORMLEY, D.N. Transportation Vehicle/Beam-Elevated Guideway Dynamic Interactions: A State-of-the-Art Review. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.96, n.2, p.169-79, Jun. 1974.
- ROGG, D. General Survey of the Possible Applications and Development Tendencies of Magnetic Levitation Technology. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.MAG-20, n.5, p.1696-701, Sept. 1984.
- ROSENBERG, R.C.; KARNOPP, D.C. A Definition of the Bond Graph Language. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.94, n.3, p.179-82, Sept. 1972.
- . **Introduction to Physical Systems Dynamics**. New York, McGraw-Hill, 1983, 429p.
- ROSS, J.A. ROMAG Transportation System. **Proceedings of the IEEE**, v.61, n.5, p.617-20, May, 1973.
- RULE, R.G.; GILLILAND, R.G. Combined Magnetic Levitation and Propulsion: The Mag-Transit Concept. **IEEE Transactions on Vehicular Technology**, v.VT-29, n.1, p.41-9, Feb. 1980.

- SCHMELZ, R.E. HSR Cost Estimating Techniques in Pennsylvania. **Journal of Transportation Engineering**, v.115, n.1, p.84-94, Jan. 1989.
- SEN, P.C. On Linear Synchronous Motor (LSM) for High Speed Propulsion. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.MAG-11, n.5, p.1484-6, Sept. 1975.
- SINHA, P.K. Magnetic Suspension for Low-Speed Vehicles. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.100, n.4, p.333-42, Dec. 1978.
- . Design of a Magnetically Levitated Vehicle. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.MAG-20, n.5, p.1672-4, Sept. 1984.
- SLEMON, G.R. The Canadian Maglev Project on High-Speed Interurban Transportation. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.MAG-11, n.5, p.1478-83, Sept. 1975.
- SLEMON, G.R.; TURTON, R.A.; BURKE, P.E. A Linear Synchronous Motor for High-Speed Ground Transport. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.MAG-10, n.3, p.435-8, Sept. 1974.
- SMITH, C.C. On Using the ISO Standard to Evaluate the Ride Quality of Broad-Band Vibration Spectra in Transportation Vehicles. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.98, n.4, p.440-3, Dec. 1976.
- SMITH, C.C.; GILCHRIST, A.J.; WORMLEY, D.N. Multiple and Continuous Span Elevated Guideway-Vehicle Dynamic Performance. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.97, n.1, p.30-40, Mar. 1975.
- SMITH, C.C.; WORMLEY, D.N. Response of Continuous Periodically Supported Guideway Beams to Traveling Vehicle Loads. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.97, n.1, p.21-9, Mar. 1975.
- SNYDER, III, J.E.; WORMLEY, D.N. Dynamic Interactions Between Vehicles and Elevated, Flexible Randomly Irregular Guideways. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.99, n.1, p.23-33, Mar. 1977.
- SUZUKI, S. et al. HSST-03 System. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.MAG-20, n.5, p.1675-7, Sept. 1984.
- TANAKA, H. JR Group Probes Maglev Frontiers. **Railway Gazette International**, v.146, n.7, p.537-9, Jul. 1990.
- THOMPSON, A.G.; DAVIS, B.R. Optimal Linear Active Suspensions with Vibration Absorbers and Integral Output Feedback Control. **Vehicle System Dynamics**, v.18, p.321-44, 1989.
- THORNTON, R.D. Design Principles for Magnetic Levitation. **Proceedings of the IEEE**, v.61, n.5, p.586-98, May 1973.
- . Magnetic Levitation and Propulsion, 1975. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.MAG-11, n.4, p.981-95, Jul. 1975.
- TSUKAMOTO, O.; YASUDA, K. CHEN, J.Z. A New Magnetic Levitation System with AC Magnets. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.MAG-24, n.2, p.1497-500, Mar. 1988.
- URANKAR, L. Survey of Basic Magnetic Levitation Research in Erlagen. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.MAG-10, n.3, p.421-4, Sept. 1974.

- UTKIN, V.I. Variable Structure Systems with Sliding Modes. **IEEE Transactions on Automatic Control**, v.AC-22, n.2, p.212-22, Apr. 1977.
- VRANICH, J. High Speed Hopes Soar. **Railway Age**, v.193, n.5, May 1992.
- VU-QUOQ, L.; OLSSON, M. Formulation of a Basic Building Block Model for Interaction of High Speed Vehicles on Flexible Structures. **Transactions of ASME, Journal of Applied Mechanics**, v.56, n.2, p.451-8, 1989.
- . New Predictor/Corrector Algorithms with Improved Energy Balance for a Recent Formulation of Dynamic Vehicle/Structure Interaction. **International Journal for Numerical Methods in Engineering**, v.32, n.2, p.223-53, Aug. 1991.
- . High-Speed Vehicle Models Based on a New Concept of Vehicle/Structure Interaction Component: Part I - Formulation. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.115, n.1, p.140-7, Mar. 1993.
- . High-Speed Vehicle Models Based on a New Concept of Vehicle/Structure Interaction Component: Part II - Algorithmic Treatment and Results for Multi-span Guideways. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.115, n.1, p.148-55, Mar. 1993.
- WARD, J.D. The Future Roles for Tracked Levitated Vehicles Systems. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.96, n.2, p.117-27, Jun. 1974.
- WAYSON, R.L.; BOWLLEY, W. Noise and Air Pollution of High-Speed Rail Systems. **Journal of Transportation Engineering**, v.115, n.1, p.20-36, Jan. 1989.
- WELTY, G. High Speed Race Heats Up. **Railway Age**, v.191, n.5, p.70-80, May 1990.
- . High Speed Rail Planner's Guide - Stop. Look. Listen. **Railway Age**, v.192, n.4, p.47-57, Apr. 1991.
- WHIDBORNE, J.F. EMS Control System Design for a Maglev Vehicle - A Critical System. **Automatica**, v. 29, n.5, p.1345-9, Sept. 1993.
- WHITE, B.A. Variable Structure Control of a Levitated Vehicle. **Control and Computers**, v.14, n.3, p.79-83, 1986.
- WILSON, J.F.; BIGGERS, S.B. Dynamic Interactions Between Long, High Speed Trains of Air Cushion Vehicles and Their Guideways. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.93, n.1, p.16-24, Mar. 1971.
- WONG, J.Y. et al. Performance and Stability Characteristics of an Electrodynamically Levitated Vehicle Over a Split Guideway. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.98, n.3, p.277-85, Sept. 1976.
- YAMAMURA, S. Magnetic Levitation Technology of Tracked Vehicles: Present Status and Prospects. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.MAG-12, n.6, p.874-8, Nov. 1976.
- YAMAMURA, S.; ITO, T. Analysis of Speed Characteristics of Attracting Magnet for Magnetic Levitation of Vehicles. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.MAG-11, n.5, p.1504-7, Sept. 1975.

- YAMAMURA, S.; OHNISHI, K.; MASADA, E. Theory of Control System of Electromagnetically Levitated Bogie Truck. **Electrical Engineering in Japan**, v.99B, n.11, p.752-9, Nov. 1979.
- YAMAMURA, S.; OHNISHI, K.; NAGAO, T. Collective Control and Independent Control of Electromagnetically Levitated Trucks. **Electrical Engineering in Japan**, v.101B, n.2, p.109-169, Feb. 1981.
- YAMAMURA, S.; YAMAGUCHI, H. Electromagnetic Levitation System by Means of Salient-Pole Type Magnets Coupled with Laminated Slotless Rails. **IEEE Transactions on Vehicular Technology**, v.39, n.1, p.83-7, Feb. 1990.
- YOSHIDA, K.; UMINO, T. Dynamics of the Propulsion and Levitation Systems in the Controlled-PM LSM Maglev Vehicle. **IEEE Transactions on Magnetics**, v.MAG-23, n.5, p.2353-5, Sept. 1987.
- YOUCEF-TOUMI, K.; BOBBETT, J. Stability of Uncertain Linear Systems with Time Delay. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.113, n.4, p.558-67, Dec. 1991.
- YOUCEF-TOUMI, K.; REDDY, S. Dynamic Analysis and Control of High Speed and High Precision Active Magnetic Bearings. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.114, n.4, p.623-33, Dec. 1992.
- YOUNG, J.W.; WORMLEY, D.N. Optimization of Linear Vehicle Suspensions Subjected to Simultaneous Guideway and External Forces Disturbances. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.95, n.2, p.213-19, Jun. 1973.
- YUE, C.; BUTSUEN, T.; HEDRICK, J.K. Alternative Control Laws for Automobile Active Suspensions. **Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v.111, n.2, p.286-91, Jun. 1989.