

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**ESTUDO DA FREAGEM DE AUTOVEÍCULOS
RODOVIÁRIOS ARTICULADOS PESADOS**

DIRCEU LAVOISIER GRACI FERNANDES

Dissertação apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos, da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para a obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

ORIENTADOR: Prof. Dr. Antônio Carlos Canale

DEDALUS - Acervo - EESC



31100013396

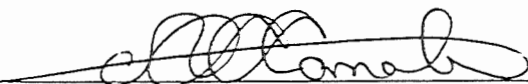
São Carlos

1994



FOLHA DE APROVAÇÃO

Dissertação defendida e aprovada em 16/12/1994
pela Comissão Julgadora:



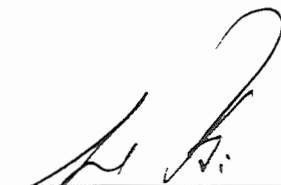
Prof.Dr. ANTONIO CARLOS CANALE (Orientador)
(Escola de Engenharia de São Carlos - USP)



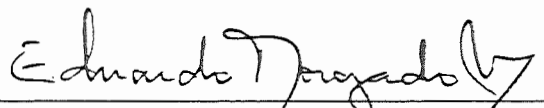
Prof. Dr. ROSALVO TIAGO RUFFINO
(Escola de Engenharia de São Carlos - USP)



Prof. Dr. FERDINAND HERBERT PANIK
(Mercedes-Benz S/A)



Prof.Dr. JURANDYR POVINELLI
Presidente da CPG



Prof.Dr. EDUARDO MORGADO BELO
Coordenador da Área

Dedico este trabalho:

À minha esposa Valnice,
pelo amor e compreensão.

À meus pais, Dirceu e Carmen,
pela solidariedade e apoio.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Antônio Carlos Canale, pela amizade, pela excelente orientação e colaboração neste trabalho.

Ao Conselho Nacional de Pesquisa - CNPq, pela bolsa de estudo concedida.

Ao Prof. Dr. Mário Franceschini, pela revisão da linguagem.

À Sra. Helena M. Peres, pela orientação na organização bibliográfica.

Aos amigos Luís Camolesi Jr., Rildo R. dos Santos, Richard T. L. Saez, Alexandre M. Abrão e Ladislav Albert Jr., pelo incentivo e amizade.

Ao amigo Prof. Hélio Aparecido Navarro, pela amizade e valiosa colaboração na elaboração deste trabalho.

Aos colegas e professores do Laboratório de Aeronaves, pelo incentivo.

Aos funcionários do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia de São Carlos, pela contribuição na realização deste trabalho.

À Camilo A. Adas, Bráulio Junqueira da Fonseca, Oswaldir Torres, Edmilson e demais colegas da Mercedes Benz do Brasil, pela imprescindível colaboração neste trabalho e amizade.

À Mercedes Benz do Brasil, pelo auxílio na aquisição dos dados experimentais, pelo incentivo e pela oportunidade de realizar este trabalho.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	i
LISTA DE TABELAS	ii
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	iii
LISTA DE SÍMBOLOS	v
RESUMO	xiii
ABSTRACT	xiv
1 INTRODUÇÃO	1
2 SISTEMA DE FREIOS	5
2.1 Subsistemas instalados no veículo.....	6
2.2 Fonte de energia dos sistemas de freios.....	6
2.3 Transmissão de energia nos sistemas de freios.....	7
2.4 Aplicação das superfícies de atrito.....	8
2.5 Forma construtiva dos freios por expansão.....	9
2.5.1 Freio a tambor.....	9
2.5.2 Freio a disco.....	13
2.6 . Vantagens do freio a disco e do freio a tambor.....	14
2.7 . Materiais das lonas, das pastilhas, dos tambores e discos.....	17
2.7.1 Materiais das lonas e pastilhas.....	17
2.7.2 Materiais dos tambores e discos.....	19
2.8 Sistemas de freios auxiliares.....	20
2.9 Sistemas automáticos.....	21
3 ESTUDO DO CENTRO DE GRAVIDADE	27
3.1 Introdução.....	27
3.2 Levantamento do centro de gravidade.....	27
3.2.1 Centro de gravidade do cavalo.....	29
3.2.2 Centro de gravidade do semi-reboque.....	29
3.3 Passeio do centro de gravidade.....	30
4 ESTUDO DA FREAGEM	48
4.1 Introdução.....	48
4.2 Fenômeno físico.....	48
4.3 Forças de resistência ao movimento do veículo.....	50
4.3.1 Resistência ao rolamento.....	50

4.3.2 Resistência do ar.....	52
4.4 Balanceamento do sistema de freios	54
4.5 Desempenho da freagem	55
4.5.1 Desempenho cinemático.....	55
4.5.2 Desempenho térmico.....	58
4.6 Estabilidade na freagem.....	59
4.7 Metodologia aplicada.....	62
4.7.1 Introdução	62
4.7.2 Principais hipóteses adotadas no modelo matemático	63
4.7.3 Freagem no trecho retilíneo	66
4.7.4 Freagem no trecho curvilíneo	67
4.7.5 Estacionamento em auge e declive	69
5 SISTEMA COMPUTACIONAL.....	72
5.1 Introdução.....	72
5.2 Diagrama e funcionamento do sistema.....	72
5.3 Possibilidades de estudo.....	76
5.4 Características computacionais	83
5.5 Aplicações do sistema computacional.....	83
6 RESULTADOS	85
6.1 Introdução.....	85
6.2 Resultados da aplicação do trabalho.....	85
7 CONCLUSÕES.....	122
8 PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS.....	127
ANEXO A - Equações.....	129
ANEXO B - Figuras.....	138
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	139
BIBLIOGRAFIA RECOMENDADA.....	146
GLOSSÁRIO.....	153

LISTA DE FIGURAS

Figura 01 - Fator de freio versus coeficiente de atrito	14
Figura 02 - Coeficientes μ_B e μ_L versus λ	22
Figura 03 - Estações de carga para o passeio do c.g. do cavalo.....	31
Figura 04 - Passeio do c.g. longitudinal do cavalo	32
Figura 05 - Passeio do c.g. transversal do cavalo.....	34
Figura 06 - Passeio do c.g. vertical do cavalo.....	36
Figura 07 - Estações de carga para o passeio do c.g. do semi-reboque	39
Figura 08 - Passeio do c.g. longitudinal do semi-reboque.....	40
Figura 09 - Passeio do c.g. transversal do semi-reboque	42
Figura 10 - Passeio do c.g. vertical do semi-reboque	44
Figura 11 - Coeficientes de arrasto aerodinâmico de diversos veículos comerciais.....	53
Figura 12 - Número de escorregamentos por ano versus eficiência de freagem	57
Figura 13 - Eixos de tombamento do semi-reboque.....	69
Figura 14 - Diagrama de blocos do sistema computacional	73
Figura 15 - Diagrama das possibilidades de estudo do cavalo sem o SR.....	76
Figura 16 - Diagrama das possibilidades de estudo do C-SR	79
Figura 17 - Coeficientes de adesão utilizados por eixo do veículo combinado vazio.....	93
Figura 18 - Coeficientes de adesão utilizados por eixo do veículo combinado.....	95
Figura 19 - Forças de freagem nos eixos do cavalo-semi-reboque	97
Figura 20 - Forças de freagem percentuais por eixo do cavalo-semi-reboque.....	99
Figura 21 - Forças de reação normal por eixo do cavalo-semi-reboque vazio	101
Figura 22 - Forças de reação normal por eixo do cavalo-semi-reboque carregado.....	102
Figura 23 - Forças de reação normal percentuais por eixo do C-SR vazio	103
Figura 24 - Forças de reação normal percentuais por eixo do C-SR carregado	105
Figura 25 - Valores teórico-experimentais de pressão e desaceleração do veículo	106
Figura 26 - Desempenho do cavalo-semi-reboque com o passeio do c.g.	108
Figura 27 - Coeficientes de adesão utilizados por eixo do cavalo	113
Figura 28 - Velocidades de tombamento do cavalo-semi-reboque carregado.....	115
Figura 29 - Velocidades de tombamento do cavalo-semi-reboque vazio.....	117
Figura 30 - Velocidades de tombamento do cavalo sem o semi-reboque	119
Figura 31 - Forças no cavalo-semi-reboque.....	138

LISTA DE TABELAS

Tabela 01 - Distribuição de cargas por diferentes meios de transporte no Brasil.....	1
Tabela 02 - Passeio do c.g. longitudinal do cavalo.....	32
Tabela 03 - Passeio do c.g. transversal do cavalo.....	34
Tabela 04 - Passeio do c.g. vertical do cavalo.....	37
Tabela 05 - Passeio do c.g. longitudinal do SR.....	41
Tabela 06 - Passeio do c.g. transversal do SR.....	42
Tabela 07 - Passeio do c.g. vertical do semi-reboque.....	45
Tabela 08 - Força longitudinal na QR.....	91
Tabela 09 - Força vertical na QR.....	92
Tabela 10 - Coeficientes de adesão utilizados por eixo do veículo combinado vazio.....	94
Tabela 11 - Coeficientes de adesão utilizados por eixo do veículo combinado carregado.....	96
Tabela 12 - Forças de freagem nos eixos do cavalo-semi-reboque.....	98
Tabela 13 - Forças de freagem percentuais por eixo do C-SR.....	100
Tabela 14 - Forças de reação normal por eixo do C-SR vazio.....	101
Tabela 15 - Forças de reação normal por eixo do C-SR carregado.....	102
Tabela 16 - Forças de reação normal percentuais por eixo do C-SR.....	104
Tabela 17 - Forças de reação normal percentuais por eixo do C-SR.....	105
Tabela 18 - Valores teórico-experimentais de pressão e desaceleração do veículo.....	107
Tabela 19 - Desempenho do cavalo-semi-reboque com o passeio do c.g.....	108
Tabela 20 - Valores teórico-experimentais de desempenho do C-SR.....	112
Tabela 21 - Coeficientes de adesão utilizados por eixo do cavalo.....	114
Tabela 22 - Velocidades de tombamento do cavalo-semi-reboque carregado.....	116
Tabela 23 - Velocidades de tombamento do cavalo-semi-reboque vazio.....	117
Tabela 24 - Velocidades de tombamento do cavalo sem o SR.....	120
Tabela 25 - Limites de inclinação máxima suportados pelo cavalo-semi-reboque.....	121

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	- Associação Brasileira de Normas Técnicas
ABS	- Antilock Brake System
ACcar	- Área dos cilindros de roda dos freios dos eixos da carreta
ACcav	- Área dos cilindros de roda dos freios dos eixos do cavalo
c.g.	- Centro de gravidade
CG	- Centro de gravidade
C-SR	- Cavalo-semi-reboque
DNER	- Departamento Nacional de Estradas de Rodagem
esc.eixo _p	- escorregamento de eixo do veículo na freagem, com o passeio do c.g.
ECAR	- Eixos da carreta
ECE	- Economic Commission for Europe
ED	- Eixo dianteiro do cavalo
EEC	- European Economic Community
ET	- Eixo traseiro do cavalo
FD/c.g.	- Fronteira direita do passeio do c.g. longitudinal do semi-reboque
FE/c.g.	- Fronteira esquerda do passeio do c.g. longitudinal do semi-reboque
FMVSS	- Federal Motor Vehicle Safety Standards
ld	- Lado direito
le	- Lado esquerdo
LD	- Lado direito
LE	- Lado esquerdo
QR	- Quinta-roda do veículo
SAE	- Society of Automotive Engineers
Sideal Freagem	- Espaço de freagem com desaceleração ideal aplicada no veículo

- SmaxFreagem** - Espaço máximo de freagem com desaceleração produzida pelo sistema de freios instalado e passeio do c.g.
- SR** - Semi-reboque
- Vel.Tomb.LE CAV** - Velocidade de tombamento para o lado esquerdo do cavalo
- Vel.Tomb.LD CAV** - Velocidade de tombamento para o lado direito do cavalo
- Vel.Tomb.LE CAR** - Velocidade de tombamento para o lado esquerdo do SR
- Vel.Tomb.LD CAR** - Velocidade de tombamento para o lado direito do SR

LISTA DE SÍMBOLOS

A	- área frontal do veículo
AC_i	- área dos cilindros de roda dos freios do eixo i , pol^2 ou m^2
b	- desaceleração, m/s^2
$b\%$	- desaceleração, %
b_{ideal}	- desaceleração ideal, m/s^2
b_{max_p}	- desaceleração máxima do cavalo-semi-reboque com passeio do c.g., m/s^2
$b_{méd_p}$	- desaceleração média do cavalo-semi-reboque com o passeio do c.g., m/s^2
B_i	- força de freagem produzida pelos freios das rodas do eixo i , N
B_{f_1}	- força de freagem nas rodas do eixo dianteiro do cavalo, N
$B\%f_1$	- força de freagem percentual nas rodas do eixo dianteiro do cavalo, %
BF_i	- fator de freio dos freios das rodas do eixo i
Br_1	- força de freagem nas rodas do eixo traseiro do cavalo, N
$B\%r_1$	- força de freagem percentual nas rodas do eixo traseiro do cavalo, %
Br_2	- força de freagem nas rodas dos eixos do semi-reboque, N
$B\%r_2$	- força de freagem percentual nas rodas dos eixos do semireboque, %
B_t	- força de freagem total nas rodas do veículo, N
$B\%t$	- força de freagem total percentual nas rodas do veículo, %
C_D	- coeficiente de arrasto aerodinâmico
C_h	- coeficiente do tipo de pavimento
D_A	- arrasto aerodinâmico
Dcs_i	- diâmetro efetivo dos cames "S" dos freios das rodas do eixo i , mm
Dt_i	- diâmetro interno dos tambores dos freios das rodas do eixo i , mm ou m
f_r	- coeficiente de rolamento em X
g	- aceleração da gravidade local, m/s^2
G_{max_ea}	- limite de inclinação máxima do pavimento suportado pelo cavalo-semi-reboque estacionado em active, considerando o limite de escorregamento das rodas, %

G_{maxe_d}	- limite de inclinação máxima do pavimento suportado pelo cavalo-semi-reboque estacionado em declive, considerando o limite de escorregamento das rodas, %
G_{maxr_a}	- limite de inclinação máxima do pavimento suportado pelo cavalo-semi-reboque estacionado em active, considerando o limite de rolamento das rodas, %
G_{maxr_d}	- limite de inclinação máxima do pavimento suportado pelo cavalo-semi-reboque estacionado em declive, considerando o limite de rolamento das rodas, %
h_{1ED}	- altura de levantamento do eixo dianteiro do cavalo, mm ou m
h_{2QR}	- altura de levantamento da quinta-rodinha do semi-reboque, mm ou m
H_1	- altura do c.g. do cavalo em relação ao pavimento, mm ou m
H_{1i}	- altura do c.g. do cavalo em relação ao pavimento, considerando o peso da carga colocada na estação i , mm ou m
H_{11}	- altura do c.g. do cavalo em relação ao pavimento, considerando o peso da carga colocada na estação 1, mm ou m
H_{12}	- altura do c.g. do cavalo em relação ao pavimento, considerando o peso da carga colocada na estação 2, mm ou m
H_{q1i}	- altura da estação i do cavalo em relação ao pavimento, mm ou m
H_{q11}	- altura da estação 1 do cavalo em relação ao pavimento, mm ou m
H_{q12}	- altura da estação 2 do cavalo em relação ao pavimento, mm ou m
H_2	- altura do c.g. do semi-reboque em relação ao pavimento, mm ou m
H_2^*	- altura do c.g. do semi-reboque em relação ao pavimento com o semi-reboque sem as rodas do primeiro e segundo eixos, mm ou m
H_{2i}	- altura do c.g. do semi-reboque em relação ao pavimento, considerando o peso da carga colocada na estação i , mm ou m
H_{21}	- altura do c.g. do SR em relação ao pavimento, considerando o peso da carga colocada na estação 1, mm ou m
H_{22}	- altura do c.g. do SR em relação ao pavimento, considerando o peso da carga colocada na estação 2, mm ou m
H_{q2i}	- altura da estação i do SR em relação ao pavimento, mm ou m

- Hq₂₁ - altura da estação 1 do SR em relação ao pavimento, mm ou m
- Hq₂₂ - altura da estação 2 do SR em relação ao pavimento, mm ou m
- H₅ - altura da QR em relação ao pavimento, mm ou m
- Lajf_i - comprimento das alavancas de ajuste de folga dos freios instalados nas rodas do eixo i, mm ou m
- L₁ - distância entre eixos do cavalo, mm ou m
- L₂ - distância entre a QR e o segundo eixo do semi-reboque, mm ou m
- Lf₁ - distância do c.g. do cavalo ao eixo dianteiro em X, mm ou m
- Lf_{1i} - distância do c.g. do cavalo ao eixo dianteiro em X, considerando o peso da carga colocada na estação i, mm ou m
- Lf₁₁ - distância do c.g. do cavalo ao eixo dianteiro em X, considerando o peso da carga colocada na estação 1, mm ou m
- Lf₁₂ - distância do c.g. do cavalo ao eixo dianteiro em X, considerando o peso da carga colocada na estação 2, mm ou m
- Lf_{1f} - distância do c.g. do cavalo ao eixo dianteiro em X, considerando o limite de peso estático sobre o eixo dianteiro deste, mm ou m
- Lf_{1r} - distância do c.g. do cavalo ao eixo dianteiro em X, considerando o limite de peso estático sobre o eixo traseiro deste, mm ou m
- Lf₂ - distância do c.g. do semi-reboque a quinta-roda em X, mm ou m
- Lf_{2*} - distância do c.g. do semi-reboque a quinta-roda em X com o semi-reboque sem as rodas do primeiro e segundo eixos, mm ou m
- Lf_{2i} - distância do c.g. do semi-reboque a quinta-roda em X, considerando o peso da carga colocada na estação i, mm ou m
- Lf₂₁ - distância do c.g. do semi-reboque a quinta-roda em X, considerando o peso da carga colocada na estação 1, mm ou m
- Lf₂₂ - distância do c.g. do semi-reboque a quinta-roda em X, considerando o peso da carga colocada na estação 2, mm ou m
- Lf_{2QR} - distância do c.g. do semi-reboque a quinta-roda em X, considerando o limite de peso estático sobre a quinta-roda do cavalo, mm ou m
- Lf_{2r} - distância do c.g. do semi-reboque a quinta-roda em X, considerando o limite de peso estático sobre os eixos do semi-reboque, mm ou m

Lf_5	- distância da quinta-rodinha ao eixo dianteiro do cavalo em X, mm ou m
Lp_2	- distância da QR ao primeiro eixo do semi-reboque em X, mm ou m
Lqf_{1i}	- distância da estação i ao eixo dianteiro do cavalo em X, mm ou m
Lqf_{11}	- distância da estação 1 ao eixo dianteiro do cavalo em X, mm ou m
Lqf_{12}	- distância da estação 2 ao eixo dianteiro do cavalo em X, mm ou m
$Lq5_{2i}$	- distância da estação i a quinta-rodinha do semi-reboque em X, mm ou m
$Lq5_{21}$	- distância da estação 1 a quinta-rodinha do semi-reboque em X, mm ou m
$Lq5_{22}$	- distância da estação 2 a quinta-rodinha do semi-reboque em X, mm ou m
Lr_1	- distância do c.g. do cavalo ao eixo traseiro em X, mm ou m
Lr_2	- distância do c.g. do semi-reboque ao segundo eixo deste em X, mm ou m
Lr_5	- distância da QR ao eixo traseiro do cavalo em X, mm ou m
Ls_2	- distância da QR ao segundo eixo do semi-reboque em X, mm ou m
Lt_2	- distância da QR ao terceiro eixo do semi-reboque em X, mm ou m
ne_2	- número de eixos do semi-reboque
$nrod_2$	- número de rodas por eixo do semi-reboque
$Oxyz$	- sistema de coordenadas
p	- pressão no sistema de freios, bar ou kPa
Q_p	- carga colocada na estação i com o passeio do c.g., N
R_x	- resistência ao rolamento
$Rdin_i$	- raio dinâmico das rodas do eixo i, mm ou m
$Rdin_1$	- raio dinâmico das rodas dos eixos do cavalo, mm ou m
$Rdin_2$	- raio dinâmico das rodas dos eixos do semi-reboque, mm ou m
$Rd5_{1X}$	- força na quinta-rodinha do cavalo em X, N
$Rd5_{1Z}$	- força na quinta-rodinha do cavalo em Z, N
$Rd5_{2X}$	- força na quinta-rodinha do semi-reboque em X, N
$Rd5_{2Z}$	- força na quinta-rodinha do semi-reboque em Z, N
Ri_1	- força de inércia do cavalo, N
Ri_2	- força de inércia do semi-reboque, N
S_1	- bitola do eixo dianteiro do cavalo, mm ou m
S_2	- bitola dos eixos do semi-reboque, mm ou m
Sle_1	- distância do c.g. do cavalo ao lado esquerdo deste em Y, mm ou m

- Sle_{1i} - distância do c.g. do cavalo ao lado esquerdo deste em Y, considerando o peso da carga colocada na estação i, mm ou m
- Sle₁₁ - distância do c.g. do cavalo ao lado esquerdo deste em Y, considerando o peso da carga colocada na estação 1, mm ou m
- Sle₁₂ - distância do c.g. do cavalo ao lado esquerdo deste em Y, considerando o peso da carga colocada na estação 2, mm ou m
- Sle₁₃ - distância do c.g. do cavalo ao lado esquerdo deste em Y, considerando o peso da carga colocada na estação 3, mm ou m
- Sle_{11e} - distância do c.g. do cavalo ao lado esquerdo deste em Y, considerando o limite de peso estático nas rodas do lado esquerdo do cavalo, m
- Sle_{11d} - distância do c.g. do cavalo ao lado esquerdo deste em Y, considerando o limite de peso estático nas rodas do lado direito do cavalo, m
- Sle₂ - distância do c.g. do semi-reboque ao lado esquerdo deste em Y, mm ou m
- Sle_{2i} - distância do c.g. do semi-reboque ao lado esquerdo deste em Y, considerando o peso da carga colocada na estação i, mm ou m
- Sle₂₁ - distância do c.g. do semi-reboque ao lado esquerdo deste em Y, considerando o peso da carga colocada na estação 1, mm ou m
- Sle₂₂ - distância do c.g. do semi-reboque ao lado esquerdo deste em Y, considerando o peso da carga colocada na estação 2, mm ou m
- Sle_{21e} - distância do c.g. do semi-reboque ao lado esquerdo deste em Y, considerando o limite de peso estático nas rodas do lado esquerdo do semi-reboque, m
- Sle_{21d} - distância do c.g. do semi-reboque ao lado esquerdo deste em Y, considerando o limite de peso estático nas rodas do lado direito do semi-reboque, m
- SmaxFre_p - espaço máximo de freagem com desaceleração produzida pelos freios instalados e considerando o passeio do c.g., m
- Sqle_{1i} - distância da estação i ao lado esquerdo do cavalo em Y, mm ou m
- Sqle₁₁ - distância da estação 1 ao lado esquerdo do cavalo em Y, mm ou m
- Sqle₁₂ - distância da estação 2 ao lado esquerdo do cavalo em Y, mm ou m
- Sqle₁₃ - distância da estação 3 ao lado esquerdo do cavalo em Y, mm ou m

$Sqle_{2i}$	- distância da estação i ao lado esquerdo do semi-reboque em Y , mm ou m
Ta	- tempo de resposta do sistema de freios instalado no veículo, s
Tb	- tempo para o sistema de freios proporcionar a desaceleração máxima, s
V	- velocidade do veículo, km/h, m/s ou mph
W	- peso do veículo
W_1	- peso do cavalo, kgf ou N
W_{1p}	- peso do cavalo com o passeio do c.g. do cavalo, kgf ou N
W_2	- peso do semi-reboque, kgf ou N
W_{2p}	- peso do semi-reboque com o passeio do c.g. do semi-reboque, kgf ou N
W_2^*	- peso do SR sem as rodas do primeiro e segundo eixos deste, kgf ou N
Wdf_1	- peso dinâmico no eixo dianteiro do cavalo, N
$Wd\%f_1$	- peso dinâmico percentual no eixo dianteiro do cavalo, %
Wdr_1	- peso dinâmico no eixo traseiro do cavalo, N
$Wd\%r_1$	- peso dinâmico percentual no eixo traseiro do cavalo, %
Wdr_2	- peso dinâmico nos eixos do semi-reboque, N
$Wd\%r_2$	- peso dinâmico percentual nos eixos do semi-reboque, %
Wdt	- peso dinâmico total nos eixos do cavalo-semi-reboque, N
$Wd\%t$	- peso dinâmico total percentual nos eixos do cavalo-semi-reboque, N
Wld_1	- peso estático nas rodas do lado direito do cavalo, kgf ou N
Wld_2	- peso estático nas rodas do lado direito do semi-reboque, kgf ou N
Wlf_1	- limite de peso estático no eixo dianteiro do cavalo, kgf ou N
$Wlle_1$	- limite de peso estático nas rodas do lado esquerdo do cavalo, kgf ou N
$Wlld_1$	- limite de peso estático nas rodas do lado direito do cavalo, kgf ou N
Wlr_1	- limite de peso estático no eixo traseiro do cavalo, kgf ou N
Wlr_2	- limite de peso estático nos eixos do semi-reboque, kgf ou N
$Wl5_1$	- limite de peso estático na quinta-rodinha do cavalo, kgf ou N
Wq	- peso da carga colocada no cavalo, kgf ou N
Wq_i	- peso da carga colocada na estação i do cavalo, kgf ou N
Wr_1	- peso estático no ET do cavalo, kgf ou N
Wr_{1ED}	- peso estático no ET do cavalo com levantamento do ED deste, kgf ou N

$W_{r_2}^*$	- peso estático no terceiro eixo do SR sem as rodas do primeiro e segundo eixos, N
$W_{r_{2QR}}$	- peso estático no terceiro eixo do SR com o levantamento da QR deste, N
W_{rod_2}	- peso de cada roda do semi-reboque, kgf ou N
W_{t_p}	- peso total do veículo com o passeio do c.g., kgf ou N
X	- eixo X do sistema de coordenadas Oxyz
XZ	- plano que contém os eixos X e Z do sistema de coordenadas Oxyz
Y	- eixo Y do sistema de coordenadas Oxyz
Z	- eixo Z do sistema de coordenadas Oxyz
α_{maxe_a}	- limite de inclinação máxima do pavimento suportado pelo cavalo-semi-reboque estacionado em aclave, considerando o limite de escorregamento das rodas, graus
α_{maxe_d}	- limite de inclinação máxima do pavimento suportado pelo cavalo-semi-reboque estacionado em declive, considerando o limite de escorregamento das rodas, graus
α_{maxr_a}	- limite de inclinação máxima do pavimento suportado pelo cavalo-semi-reboque estacionado em aclave, considerando o limite de rolamento das rodas, graus
α_{maxr_d}	- limite de inclinação máxima do pavimento suportado pelo cavalo-semi-reboque estacionado em declive, considerando o limite de rolamento das rodas, graus
Δp_i	- diferencial de pressão no sistema de freios, bar ou kPa
η_{b_p}	- eficiência da freagem com o passeio do c.g., %
$\eta_{b_s_i}$	- eficiência do sistema de freios instalado no eixo i do veículo, %
λ	- escorregamento percentual na freagem, %
μ_0	- coeficiente de adesão máximo entre pneumáticos e pavimento
μ_B	- coeficiente de adesão lateral
μ_{f_1}	- coeficiente de adesão utilizado pelo eixo dianteiro do cavalo na freagem
μ_L	- coeficiente de adesão longitudinal
μ_{r_1}	- coeficiente de adesão utilizado pelo eixo traseiro do cavalo na freagem

μr_2	- coeficiente de adesão utilizado pelos eixos do semi-reboque na freagem
ρ	- densidade do ar
ΣF_x	- somatório de forças em X
ΣF_z	- somatório de forças em Z
ΣM_A	- somatório de torques no ponto A
ΣM_B	- somatório de torques no ponto B
ΣM_C	- somatório de torques no ponto C
ΣM_D	- somatório de torques no ponto D

RESUMO

Este trabalho traz um estudo de autoveículos rodoviários articulados pesados durante o processo de freagem incluindo uma abordagem dos sistemas de freios utilizados nestes e em autoveículos em geral, uma descrição da obtenção do centro de gravidade do cavalo-semi-reboque usado como veículo exemplo, a obtenção do desempenho e da estabilidade deste veículo em trecho retilíneo e curvilíneo e a obtenção da máxima inclinação do aclive e do declive suportada por este quando estacionado.

O desempenho e a estabilidade durante a freagem em trecho retilíneo são obtidos com a aplicação da técnica do “passeio do centro de gravidade”, obedecendo as restrições geométricas do cavalo-semi-reboque e as restrições impostas pela legislação vigente e pelos seus fabricantes.

O modelo matemático adotado e o sistema computacional desenvolvido nestes estudos são descritos neste trabalho. Os resultados teórico-experimentais que validaram o modelo matemático adotado são também mostrados aqui.

Este trabalho foi desenvolvido com o apoio da Mercedes-Benz do Brasil, resultando numa integração entre Empresa e Universidade que trouxe uma contribuição efetiva para o uso do cavalo-semi-reboque com maior eficiência, racionalidade e segurança.

Finalmente, propostas de trabalhos futuros estão contidas neste trabalho, de forma a ampliar os esforços da Empresa e da Universidade em prol da segurança veicular e do desenvolvimento tecnológico do Brasil.

ABSTRACT

This work describes a study of the braking process of articulated heavy vehicles including the consideration of the brake systems used these vehicles and on vehicles in general, a description of the obtention of the vehicle performance and stability in a straight line and in a curved path and the obtention of the maximum possible ground slope used by the vehicle when parked.

The vehicle performance and stability during the braking process in a straight line path is obtained with the application of the “centre of gravity range” technique, obeying the geometrical restrictions of the tractor-semi-trailer and the legal and maker’s restrictions.

The mathematical model adopted and the computer program developed for these studies are described in this work. The theoretical-experimental results that validated the mathematical model adopted are also shown in this work.

This work was developed with the support of Mercedes Benz of Brazil, resulting in a Company and University integration that brought an effective contribution for the more efficient, rational and safe use of tractor-semi-trailer.

Finally, future proposition of work is included in this dissertation, with the intention of enlarging the Company and University efforts to the benefit of vehicle safety and technological development in Brazil.

1. INTRODUÇÃO

A considerável extensão territorial brasileira faz com que o transporte de cargas dentro do país assumam elevada importância, pois contribui para a integração das várias regiões do país.

BRASIL (1993) avalia que a distribuição de cargas pelo meio de transporte rodovia está em torno de 70 %. Isto mostra que a modalidade rodoviária de transporte de cargas tem participação destacada em relação às modalidades ferroviária e hidroviária. A Tabela 1 mostra a distribuição de cargas através dos diferentes meios de transporte, segundo informações do BRASIL (1993):

TABELA 1 - Distribuição de cargas por diferentes meios de transporte no Brasil

meio de transporte	participação na distribuição de cargas (%)
hidrovia	2
ferrovia	28
rodovia	70

OBS: Nesta distribuição não estão incluídas a cabotagem, a dutovia e a aerovia.

Os veículos mais utilizados para realizar o transporte de cargas são os caminhões, onde a categoria dos pesados tem uso tipicamente rodoviário.

Estes caminhões pesados são acoplados a semi-reboques diversos formando os veículos do tipo “cavalo-semi-reboque” ou “cavalo-carreta”, que apresentam algumas

características importantes, como grande porte, elevada capacidade de carga e maior diversidade de tipos de cargas transportadas.

Em razão de tais características, o envolvimento desse tipo de veículo em acidentes rodoviários pode trazer perdas humanas e materiais proporcionalmente maiores que nos acidentes que envolvem veículos menores.

Em várias ocasiões, a ocorrência de acidentes rodoviários está relacionada com o comportamento do sistema de freios do veículo quando acionado pelo motorista.

O comportamento do sistema de freios, durante o processo de freagem, pode ser avaliado através do desempenho e da estabilidade do veículo.

O desempenho pode ser caracterizado pelo espaço percorrido, pelas desacelerações atingidas (média e máxima) e pela eficiência obtidas durante a freagem.

A estabilidade e a eficiência dependem de qual(is) eixo(s) escorrega(m) através do contato entre os pneumáticos desse(s) eixo(s) e o pavimento e qual a seqüência de escorregamento dos eixos do veículo.

Os estudos do desempenho e da estabilidade do veículo durante a freagem podem ser realizados por métodos experimentais e teóricos.

Estes estudos, quando realizados apenas por métodos experimentais, podem ser dificultados pelo grande número de testes de campo que deveriam ser realizados. Este tipo de veículo admite diversas configurações e condições operacionais, como função das características construtivas e funcionais dos diferentes semi-reboques que podem ser acoplados ao cavalo e também dos inúmeros carregamentos admitidos nos mesmos.

Além disso, a grande quantidade de testes e a diversidade de condições operacionais podem gerar riscos maiores de acidentes durante os testes de campo.

Por outro lado, a aplicação exclusiva de métodos teóricos para o estudo do comportamento desses veículos durante a freagem envolve o desenvolvimento de modelos matemáticos com hipóteses adequadas, que somente seriam validadas com comparações teórico-experimentais.

A grande quantidade de operações a serem realizadas dentro do modelo matemático pode exigir demasiado esforço do projetista, o que pode dificultar o uso do método teórico e ampliar a possibilidade de propagação de erros nos cálculos.

Portanto, métodos experimentais ou teóricos aplicados isoladamente podem tornar-se ineficientes na definição de sistemas de freios, devido à demanda de tempo incompatível com a necessidade do projetista dentro da empresa.

A utilização de recursos computacionais pode tornar os métodos teóricos eficientes, desde que o modelo matemático desenvolvido seja aferido por comparações teórico-experimentais que o tornem confiável.

Estes recursos permitem a rápida simulação de várias configurações e condições operacionais do veículo “cavalo-semi-reboque”.

O desenvolvimento de um sistema computacional para o estudo de veículos de transporte de carga articulados do tipo “cavalo-semi-reboque” é um dos objetivos deste trabalho. Tal sistema poderá ser utilizado durante a fase de projeto de sistema de freios e/ou outros sistemas e subsistemas do veículo, bem como para a avaliação de sistemas de freios e/ou outros sistemas e subsistemas de veículos existentes.

Esse trabalho, realizado em conjunto com a Mercedes Benz do Brasil e através do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, pretende proporcionar uma visualização abrangente do processo de freagem de veículos de transporte de carga articulados do tipo “cavalo-semi-reboque” e contribuir para a segurança na utilização desses veículos, segundo os capítulos descritos a seguir.

O Capítulo 2 trata de sistemas de freios de veículos quanto à finalidade e características dos diversos tipos existentes, concentrando-se nos freios típicos dos veículos do tipo “cavalo-semi-reboque”.

No Capítulo 3 obtém-se a posição do centro de gravidade do cavalo e semi-reboque na condição de peso operacional. Obtém-se também todas as posições possíveis e admissíveis do centro de gravidade, através da aplicação da técnica do “balanceamento estático” ou “passeio do centro de gravidade” neste tipo de veículo em estudo.

O Capítulo 4 descreve a freagem do veículo no concernente ao fenômeno físico, forças envolvidas, balanceamento do sistema de freios, desempenho e estabilidade, considerando-o trafegando em trechos retilíneos ou curvilíneos, estacionado em aclive ou em declive. A metodologia aplicada neste estudo está incluída neste capítulo.

O Capítulo 5 contém a descrição do sistema computacional desenvolvido neste trabalho, apresentando o diagrama de blocos do sistema, seu funcionamento, as possibilidades de estudo, as características computacionais e aplicações do mesmo.

O Capítulo 6 revela os resultados obtidos com a aplicação do sistema desenvolvido para um veículo exemplo do tipo “cavalo-semi-reboque”, com comparações teórico-experimentais.

O Capítulo 7 apresenta as conclusões do trabalho e o Capítulo 8, as propostas de trabalhos futuros dentro dessa linha de pesquisa.

2. SISTEMA DE FREIOS

O sistema de freios de um veículo tem por finalidade proporcionar ao motorista uma ação segura de desaceleração, com ou sem a redução da velocidade a zero, conforme as condições de tráfego o requerem e obedecendo aos requisitos preestabelecidos pelo fabricante e pela legislação vigente.

Para a definição de um sistema de freios a ser instalado no veículo, o projetista deve considerar a sua missão e as suas diversas condições operacionais, adotando soluções diferenciadas para cada caso.

A definição de um sistema de freios engloba importantes fatores técnicos, econômicos, legais e outros. Do ponto de vista técnico devem ser considerados aspectos construtivos, funcionais e operacionais do veículo.

O veículo pode:

- trafegar em diferentes condições de carregamento, desde vazio até com plena carga,
- percorrer trajetória retilínea ou curvilínea,
- trafegar em pistas que apresente bom ou precário estado de conservação; de asfalto, concreto, terra e outras; molhadas ou secas,
- ser conduzido por motoristas novatos ou experientes,
- estar com os freios novos ou desgastados,
- trafegar em pistas planas, em aclives ou em declives,
- ser conduzido em tráfego lento ou rápido,
- ser estacionado em locais planos, em aclives ou em declives,
- estar sujeito a falhas parciais ou totais,

Aspectos construtivos dos freios envolvem materiais e processos de fabricação utilizados; montagem dos freios na linha de produção; desmontagem e montagem durante a manutenção e outros.

Do ponto de vista legal devem ser consideradas as normas para as características dos sistemas de freios, quanto à sua construção, componentes e desempenho proporcionado ao veículo, conforme o país em que é produzido e comercializado. Estas normas são revisadas de tempos em tempos adquirindo novas exigências ambientais, de segurança, de construção e de desempenho dos freios, etc.

Os aspectos econômicos estão relacionados com os custos de diversas atividades técnicas e construtivas, computando-se ainda as necessidades de mercado e a concorrência.

Todos estes fatores permitem uma visualização da complexidade da definição de um sistema de freios para cada veículo pelo projetista.

2.1 Subsistemas instalados no veículo

O sistema de freios de um veículo pode ser dividido geralmente em três subsistemas. O freio de serviço, usado na maior parte dos processos de freagem do veículo; o freio de emergência ou secundário, usado quando ocorre falha total ou parcial do freio de serviço; o freio de estacionamento, usado para imobilizar o veículo quando estacionado.

2.2 Fonte de energia dos sistemas de freios

O sistema de freios pode utilizar somente a força muscular humana para acionamento e modulação dos freios. Pode-se citar como exemplo, a aplicação do esforço muscular do motorista no pedal do sistema de freios. Essa fonte era a única utilizada nos primeiros veículos que possuíam menor porte e velocidade que os atuais.

Com o aumento do porte e da velocidade dos veículos a força muscular humana para a aplicação dos freios passou a ser auxiliada por sistemas a vácuo ou

hidrovácuo. Estes sistemas multiplicam o esforço do motorista e mantêm a sensibilidade, quando este aplica os freios através do pedal.

Atualmente, estes freios assistidos são usados em veículos de passeio e nos veículos de transporte de carga leves, permitindo ainda que o motorista consiga freá-lo, apenas com a sua força muscular, no caso de falha do sistema que proporciona essa assistência. Atualmente todas as normas proibem o uso de sistema de freio hidráulico com circuito simples.

Em veículos de grande porte são usados sistemas de potência como os freios pneumáticos. Estes veículos possuem espaço e potência disponível no motor para a instalação deste tipo de freio.

Neste caso, a força muscular humana, aplicada no pedal, serve apenas para modular a energia fornecida pelo sistema de potência para a freagem. Portanto, no caso de falha do sistema de potência o motorista não poderá aplicar os freios de serviço, razão por que, todas as normas sobre freios pneumáticos de veículos exigem que estes freios tenham circuitos duplos, com atuação independente nas rodas dos eixos do veículo.

Os veículos podem também utilizar sistemas elétricos na freagem. Estes sistemas usam dispositivos geradores de forças magnéticas ou elétricas que auxiliam na freagem; estes sistemas elétricos são usados geralmente como freio auxiliar.

Os sistemas que usam molas como fonte geradora de energia para a freagem são utilizados, em geral, nos freios de estacionamento dos veículos. Estes sistemas usam a energia acumulada em molas comprimidas por sistemas mecânicos, hidráulicos ou pneumáticos.

2.3 Transmissão de energia nos sistemas de freios

A transmissão de energia da fonte geradora para os freios pode ser realizada por meio mecânico, hidráulico, pneumático, elétrico ou misto.

A transmissão de energia por meio mecânico envolve apenas o uso de elementos mecânicos como eixos, cames, molas, alavancas, etc. Atualmente, são usados apenas nos freios de estacionamento.

Por meio hidráulico, a transmissão de energia se faz através de fluidos hidráulicos, dutos, cilindros, etc.

A transmissão de energia por meio pneumático envolve o uso de ar comprimido, dutos, cilindros, válvulas, etc.

Por meio elétrico, utilizam-se dispositivos elétricos e corrente elétrica para a transmissão da energia da fonte para os freios.

Quando a transmissão da energia da fonte para os freios é realizada por dois ou mais meios citados anteriormente, o sistema de transmissão é considerado misto. Como exemplo, podem-se citar os freios dos caminhões pesados, que usam came “S” e freios com transmissão pneumático-mecânica.

2.4 Aplicação das superfícies de atrito

A aplicação das superfícies de atrito pode separar os freios em freios de contração e de expansão. A freagem em um freio por contração ocorre quando uma das superfícies de atrito é levada a entrar em contato com a outra por contração. Como exemplo, pode-se citar o freio de fita, que, contraída, entra em contato com a polia rotativa solidária com o eixo em movimento, produzindo a freagem por atrito. Este tipo de freio é mostrado com detalhes por RÓDITCHEV & RÓDITCHEVA (1987).

A freagem por expansão ocorre quando uma das superfícies de atrito do sistema de freio é levada a entrar em contato com a outra por um movimento de expansão. Como exemplo, podem-se citar os freios a tambor e a disco, que são largamente usados em veículos automotores.

As lonas (guarnições) nos freios a tambor são comprimidas radialmente contra a superfície interna do tambor em rotação por expansão; e as pastilhas nos

freios a disco são comprimidas axialmente contra a superfície lateral do disco em rotação por expansão.

2.5 Forma construtiva dos freios por expansão

As principais formas construtivas dos freios por expansão são o freio a tambor e o freio a disco.

2.5.1 Freio a tambor

O freio a tambor é constituído, basicamente, por um tambor solidário ao eixo da roda em rotação. O tambor é freado pela aplicação radial de lonas em sua superfície interna. Geralmente, um freio a tambor é instalado para cada roda ou conjunto de rodas do veículo.

Na construção do freio a tambor são usadas, em geral, duas sapatas com várias possibilidades de arranjo. Sobre as sapatas são fixadas as lonas por diversas maneiras (coladas, rebitadas e outras). As vantagens do uso de duas sapatas são o aproveitamento da maior parte da superfície interna do tambor para frear e o equilíbrio dos esforços nos apoios, o que permite o uso de mancais menores.

Para freio a tambor com duas sapatas têm-se os principais arranjos citados a seguir:

- primária-primária, onde ambas as sapatas atuam como sapatas primárias e possuem fixação própria,
- primária-secundária, onde uma sapata é primária e a outra é secundária com fixação própria para cada uma delas,
- duo-servo, onde uma sapata é primária e a outra secundária, mas existe transmissão de esforços de freagem entre as sapatas; por exemplo, a sapata primária transmite força para a secundária que é a única a ser fixada.

Para melhor entendimento dos freios a tambor considera-se uma sapata como primária, quando o sentido de aplicação da força na sapata coincide com o sentido de

rotação do tambor, surgindo uma tendência da sapata ser puxada contra o tambor, melhorando, assim, o contato da lona com o tambor e aumentando o efeito de freagem.

Uma sapata é considerada secundária quando o sentido de aplicação da força na sapata é contrário ao sentido de rotação do tambor, produzindo uma tendência desta sapata ser afastada do tambor, o que prejudica o contato da lona com o tambor e reduz o efeito de freagem; portanto a sapata primária tem maior efeito que a secundária na freagem.

Com a explicação do funcionamento da sapata, como primária ou como secundária, pode-se visualizar o efeito de arranjos de sapatas sobre a freagem de um veículo de dois eixos. Supondo-se, por exemplo, a instalação de freios a tambor nas rodas destes eixos, pode-se ter as seguintes configurações, segundo LIMPert (1992):

(a) - Arranjo primária-secundária nas rodas de ambos os eixos do veículo: neste caso, na freagem do veículo em movimento para a frente, tem-se a atuação de quatro sapatas primárias e quatro secundárias. A mesma atuação ocorre quando o veículo está em movimento de marcha-à-ré; portanto a atuação dos freios é equilibrada e se mantém a mesma, tanto em marcha à frente como em marcha-à-ré.

(b) - Arranjo primária-secundária nas rodas de um dos eixos e primária-primária nas rodas do outro eixo do veículo: neste caso, quando o veículo é freado em marcha à frente, tem-se a atuação de seis sapatas primárias e duas secundárias, permitindo maior força de freagem que no caso anterior; mas quando o veículo é freado em marcha-à-ré têm-se seis sapatas secundárias e duas primárias, o que resulta em menor força de freagem que no item (a) para a marcha-à-ré.

(c) - Arranjo primária-primária nas rodas de ambos os eixos do veículo: neste caso, quando o veículo trafega para a frente tem-se a atuação de oito sapatas primárias e de nenhuma secundária, resultando em maior força de freagem que nos itens (a) e (b); mas quando o veículo trafega em marcha-à-ré, tem-se a atuação de oito sapatas secundárias e de nenhuma primária resultando na pior atuação em marcha-à-ré.

O arranjo do item (c) não é recomendado, pois proporciona atuações bem diferentes para o veículo em movimento para a frente e em marcha- -ré.

Considerando que o freio de estacionamento venha a ser instalado nas rodas de um dos dois eixos do veículo e que este poderá estacionar em aclive ou em declive, o uso do arranjo de sapatas do item (c) pode tornar-se perigoso para o estacionamento do veículo em aclive.

Por tais motivos o arranjo do item (a) é o mais utilizado, pois permite a mesma atuação dos freios quando o veículo está em marcha- -ré ou em marcha frente.

Quando o freio de estacionamento a tambor é instalado nas rodas de um dos eixos, recomenda-se o uso do arranjo primária-secundária, assim o veículo terá sempre duas sapatas primárias e duas sapatas secundárias, quando estacionado em aclive ou em declive.

Os freios a tambor são sensíveis a variações no fator de freio, definido por LIMPert (1992), que podem ocorrer devido mudança no coeficiente de atrito entre a lona e o tambor. O arranjo primária-secundária é o freio a tambor de menor sensibilidade a variações no fator de freio e portanto mantém o torque de freagem mais estável.

O arranjo duo-servo tem como característica elevado fator de freio e por consequência elevado torque de freagem, mas é o mais sensível a variações no fator de freio.

Os freios a tambor são utilizados normalmente nos freios das rodas traseiras dos veículos de passeio e camionetas, sendo rara a sua utilização nos freios das rodas dianteiras destes veículos. O freio a tambor tem uso predominante nos freios dos caminhões médios e pesados, dos ônibus, dos reboques, dos semi-reboques e dos tratores, onde o freio pneumático também tem amplo uso.

O comando do freio a tambor pode efetuar-se por meio de cilindro hidráulico, de cames, de cunha, de parafuso e por acoplamento mecânico.

Em caminhões pesados, os freios com comando por cames e por cunha são muito empregados por possuírem funcionamento simples e concepção robusta.

O freio a tambor com comando por came “S” usa geralmente o arranjo primária-secundária para as sapatas, que são aplicadas radialmente contra o tambor por rotação adequada do came “S” que atua sobre os roletes das sapatas. O nome deste tipo de came deriva do seu formato que se assemelha a letra “S” do alfabeto.

A forma geométrica do perfil do came “S” define qual sapata será aplicada primeiro e qual a intensidade. Com isto o projetista de freios pode conciliar esforço e desgaste, considerando que a troca das lonas do mesmo freio deve ocorrer sempre simultaneamente.

LIMPERT (1992) cita a facilidade de inspeção e de manutenção como vantagens do freio a tambor com comando por came “S”, mas apresenta desvantagens com relação ao fator de freio limitado e a necessidade de ajuste freqüente, que pode ser solucionado com o emprego de ajuste automático neste tipo de freio.

DAY & HARDING (1983) mostram a variação do desempenho e do torque produzido para freios a tambor operados por came “S”, usando a técnica dos elementos finitos para considerar a flexão da sapata e a distribuição de pressão ao longo da lona.

O freio a tambor com acionamento por cunha usa geralmente os arranjos primária-primária ou primária-secundária de sapatas. Estas são aplicadas radialmente contra o tambor por meio do deslocamento adequado das cunhas que atuam sobre as extremidades das sapatas, sendo comum o uso de uma cunha para cada sapata.

LIMPERT (1992) mostra as vantagens do freio a tambor com comando por cunhas que são: maior fator de freio, menor dimensão, menor peso e melhor ajuste quando comparado com o freio a tambor com comando por came “S”. O ajuste automático das cunhas garante sempre a folga adequada entre lonas e tambor.

LIMPERT (1992) mostra o cálculo de freios a tambor com análise do torque de freagem produzido, do fator de freio e do efeito da rigidez da sapata e do tambor no torque de freagem para diferentes configurações deste tipo de freio, com acionamento hidráulico e pneumático.

Os cálculos desenvolvidos neste trabalho, para a obtenção do desempenho durante o processo de freagem, usam basicamente os equacionamentos apresentados por LIMPERT (1992) e GILLESPIE (1992).

MAMITI (1986b) apresenta o cálculo de freio a tambor, obtendo o torque de freagem e a pressão específica ao longo da lona, considerando-se a rigidez da mesma.

MAMITI (1986a) mostra método de cálculo simplificado de freio a tambor, obtendo os torques de freagem nas sapatas primária e secundária.

2.5.2 Freio a disco

Os freios a disco são constituídos basicamente de um disco solidário com o eixo da roda em rotação, que é freado pela aplicação axial de pastilhas em sua superfície lateral. Em geral é instalado um freio a disco para cada roda ou conjunto de rodas do veículo.

Os freios a disco podem possuir uma ou duas pastilhas. Nos freios a disco com uma pastilha, apenas uma superfície lateral do disco é usada, enquanto nos freios a disco com duas pastilhas, as duas superfícies laterais do disco são usadas para frear.

Em geral são usados os freios a disco com duas pastilhas com as vantagens da utilização de ambas as superfícies laterais do disco para frear, o que proporciona maior área de atrito e geração de calor mais equilibrada no disco, além de se produzirem esforços equilibrados nos apoios, reduzindo as dimensões dos mancais.

Os freios a disco podem ser ainda do tipo fixo ou flutuante, do tipo ventilado ou não ventilado. Atualmente os freios a disco estão substituindo os freios a tambor em diversas aplicações.

Os automóveis modernos possuem freio a disco nas rodas de ambos os eixos; os caminhões leves estão utilizando freio a disco no eixo dianteiro e nos caminhões pesados o predomínio ainda é do freio a tambor, mas no futuro poderão ser equipados com freio a disco.

KARCZEWSKI (1992) mostra que a tendência de utilizar freios a disco no futuro, não é somente devido ao melhor desempenho em relação ao freio a tambor, mas também por apresentar menor custo de manutenção.

TRAVART (1990) mostra parâmetros que devem ser considerados na definição de sistemas de freios para veículos comerciais e vantagens do freio a disco, quanto à confiabilidade, custos de manutenção e segurança na freagem.

2.6 . Vantagens do freio a disco e do freio a tambor

Um dos fatores que tem levado a tendência de utilização dos freios a disco é o comportamento do fator de freio com relação ao coeficiente de atrito entre pastilhas e disco. LIMPert (1992) mostra no gráfico da Figura 1, a seguir, o fator de freio em função do coeficiente de atrito para diversos tipos de freio.

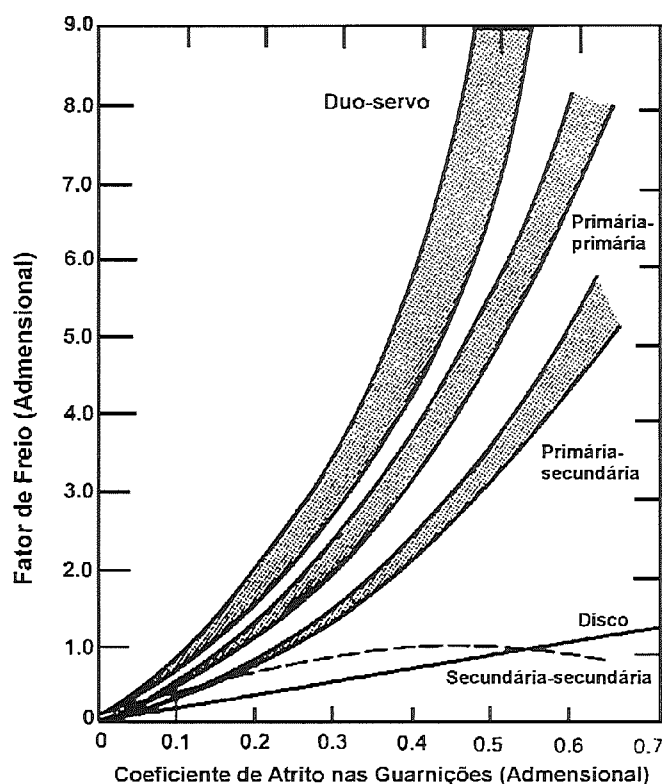


FIGURA 1 - Fator de freio versus coeficiente de atrito

O fator de freio é a razão entre a força de freagem produzida no contato entre lonas e tambor ou pastilhas e disco e a força aplicada para comprimir as lonas contra o tambor ou as pastilhas contra o disco, respectivamente.

Quando esta razão é maior que a unidade, as características construtivas do freio trazem uma vantagem mecânica na produção do esforço de freagem. Assim, o fator de freio indica a capacidade de um tipo de freio de produzir esforço de freagem, consideradas as suas diversas características construtivas e os diferentes coeficientes de atrito entre os materiais usados nos freios a disco e a tambor.

No gráfico da Figura 1 pode-se observar que o freio a disco possui uma relação linear entre o fator de freio e o coeficiente de atrito. O coeficiente angular da reta que representa esta relação é proporcional ao coeficiente de atrito entre pastilha e disco e ao número de pastilhas.

A Figura 1 mostra que o fator de freio do freio a disco é pouco afetado por variações do coeficiente de atrito, quando comparado com os outros tipos de freio a tambor.

O fator de freio, das configurações de freio a tambor mostradas no gráfico da Figura 1, é sensivelmente afetado por alterações no coeficiente de atrito entre lona e tambor. Isto pode provocar alteração indesejável do esforço de freagem nas rodas e prejudicar o desempenho e a estabilidade do veículo na freagem.

O freio do tipo duo-servo é o mais afetado por alterações do coeficiente de atrito entre lona e tambor, sendo seguido pelo freio a tambor com arranjo de sapatas primária-primária e, depois, pelo freio a tambor de arranjo de sapatas primária-secundária.

O freio a tambor de arranjo de sapatas secundária-secundária é o menos afetado por variações no coeficiente de atrito, possuindo comportamento próximo do exibido pelo freio a disco.

A variação no coeficiente de atrito entre lona e tambor ou pastilha e disco pode ser proveniente do aumento de temperatura dos freios, da ação de óleo, graxa, poeira e água nas guarnições e outras causas.

A tendência de utilização dos freios a disco pode ser explicada por este gráfico, que relaciona o fator de freio e o coeficiente de atrito, pois as causas de variação do coeficiente de atrito podem ocorrer com facilidade no uso comum do veículo e por consequência afetar o fator de freio e o comportamento do veículo na freagem.

Cada tipo de freio tem características próprias que devem ser consideradas na escolha dos mesmos. Para a definição do sistema de freios deve-se avaliar quais características são importantes e que vantagens oferece um tipo de freio, quando comparado a outro para determinada aplicação.

A tendência da utilização dos freios a disco tem fundamento em algumas das vantagens que este tipo de freio oferece, quando comparado com o freio a tambor.

Vantagens do freio a disco, segundo LIMPERT (1992):

- possuem maior facilidade de ventilação que os freios a tambor,
- suportam temperaturas maiores que os freios a tambor,
- o fator de freio é pouco afetado pelo coeficiente de atrito entre pastilha e disco, quando comparado com os freios a tambor, o que é interessante para o freio de serviço,
- o aquecimento dos freios não afeta sensivelmente o curso do pedal,
- a variação das dimensões do disco com a temperatura provoca alterações na folga entre pastilha e disco bem menores que as alterações na folga entre lona e tambor provocadas por variações das dimensões do tambor pela temperatura,
- o torque produzido pelo freio a disco praticamente não é afetado pela velocidade e pela temperatura, quando comparado com o torque nos freios a tambor, segundo GILLESPIE (1992).

Vantagens do freio a tambor, segundo LIMPERT (1992):

- possuem elevado fator de freio quando comparado com o freio a disco, exigindo menor esforço de aplicação das lonas contra o tambor comparado com o esforço de aplicação das pastilhas contra o disco, o que é interessante para o freio de serviço de veículos pesados e para o freio de estacionamento de todo o tipo de veículo;
- o freio de estacionamento tem menor complexidade e maior facilidade de instalação que no freio a disco;

2.7 . Materiais das lonas, das pastilhas, dos tambores e discos

2.7.1 Materiais das lonas e pastilhas

As lonas e as pastilhas podem ser classificadas conforme o tipo de material empregado na sua confecção. É possível ter lonas e pastilhas com asbesto, com semi-metais e sem asbesto.

Os componentes básicos das lonas e pastilhas podem ser divididos em quatro grupos, segundo LIMPert (1992):

Fibras (*Fibers*): elemento que proporciona a rigidez, a integridade e a durabilidade, possuindo resistência à tração e à flexão. Também mantém a estabilidade térmica do material de atrito em altas temperaturas. Como exemplos de fibras, tem-se o asbesto, a palha de aço e fibras sintéticas.

Material de preenchimento (*Fillers*): elemento usado para aumentar a vida do material de atrito, preencher espaços vazios e reduzir os custos. São usados como material de preenchimento minerais de baixo custo como o carbonato de cálcio, baritita¹, argila e no caso de material de atrito metálico o pó metálico.

O material de preenchimento pode arranhar ou raspar o tambor ou o disco quando tem especificação incorreta.

Material de ligação (*Binders*): elemento responsável por aglutinar o material de atrito, sendo o fenolformaldeído o material de ligação mais utilizado.

Modificador de atrito (*Friction modifiers*): elemento para alterar o coeficiente de atrito das guarnições, sendo os elastômeros os mais utilizados.

Partículas fenólicas, agentes de secagem de resinas fenólicas e outros aditivos são usados para reduzir os níveis de fricção. Bronze, zinco e outros metais são usados para controlar as propriedades abrasivas e manter limpo o tambor ou disco. Lubrificantes como o grafite são usados para ajudar a modelar o material de atrito.

¹Sulfato de bário.

Atualmente, por motivos ambientais e para preservar a saúde humana, as fibras de asbesto estão sendo substituídas por outras fibras como palha de aço, fibra de vidro e outras.

SCHMITZ (1986) descreve critérios para a especificação de materiais de atrito sem asbesto para lonas e pastilhas, avaliando a influência da temperatura, da pressão e da velocidade no coeficiente de atrito desses materiais. Conclui que estes três fatores devem ser considerados em conjunto, conforme as exigências de cada aplicação, sendo a temperatura o fator mais importante.

O asbesto tem a vantagem de possuir fibras longas e curtas. Como outros materiais usados na fabricação de materiais de atrito não possuem essa morfologia, a substituição do asbesto exige a combinação de materiais com a intenção de conseguir uma combinação adequada do tamanho das fibras, pois essa característica interfere nas propriedades mecânicas e térmicas do material de atrito.

WASHABAUGH (1986) cita os componentes básicos dos materiais de atrito e descreve as características e vantagens do uso de fibras curtas quando adicionadas a fibras longas (como as metálicas) para a substituição do asbesto. Mostra ainda estudos sobre este material combinado em relação à capacidade de riscar o disco ou o tambor, à estabilidade térmica e às características de atrito.

A temperatura é um dos principais fatores que afeta o coeficiente de atrito das lonas e pastilhas, afetando por consequência a eficiência da freagem. O procedimento SAEJ661 é usado para determinar os níveis de coeficiente de atrito para o freio “frio” (temperatura de 366 K) e para o freio “quente” (temperatura de 588 K). Duas letras são usadas para identificar o coeficiente de atrito, sendo a primeira para o freio “frio” e a segunda para o freio “quente”. São os seguintes valores:

- C para coeficiente menor que 0,15
- D para coeficiente entre 0,15 e 0,25
- E para coeficiente entre 0,25 e 0,35
- F para coeficiente entre 0,35 e 0,45
- G para coeficiente entre 0,45 e 0,55

H para coeficiente maior que 0,55

Z para coeficiente não classificado

Para a escolha de uma lona ou pastilha o coeficiente de atrito não deve ser a única variável envolvida. Deve-se considerar também o fator de freio, a temperatura de trabalho, a influência da umidade no desempenho e na vida do material de atrito, a produção de vibração e ruído, a capacidade do material de riscar o tambor ou o disco, a pressão de trabalho, o desgaste e outros fatores.

2.7.2 Materiais dos tambores e discos

Em geral utiliza-se o ferro fundido ou o aço para a fabricação de tambores e discos. Estes metais permitem uma rápida dissipação do calor gerado na freagem, podendo adquirir as características mecânicas desejadas através de tratamentos térmicos e adição de elementos de liga na sua composição.

CHAPMAN & HATCH (1976) descrevem as diferenças consideráveis que podem ocorrer na durabilidade e nas características de atrito de freios, que parecem idênticos, devido apenas à diferente quantidade de titânio no material fundido. Discute também a influência do controle da fundição nas características dos rotores.

Considerando a diversidade de materiais e técnicas empregadas para a fabricação de materiais de atrito, para a fabricação dos tambores e dos discos; considerando que fenômenos complexos do ponto de vista térmico, mecânico e acústico ocorrem quando do contato entre material de atrito e tambores ou discos, pode-se dizer que a definição da combinação de lona e tambor ou pastilha e disco que será usada no freio de um veículo exige conhecimentos diversos por parte do projetista de freios. Por aspectos práticos, o projetista deve trabalhar em conjunto com fornecedores de lonas e pastilhas de freios automotivos.

2.8 Sistemas de freios auxiliares

Os freios auxiliares proporcionam a ação de frear o veículo sem usar as superfícies de atrito dos freios. São divididos em freio motor, freio com eixo retardador, etc.

No caso do freio motor, o torque retardador é transmitido enquanto qualquer marcha estiver engrenada. Para desativar o freio motor, basta desengatar o veículo e colocar o câmbio na posição neutra. No caso do freio auxiliar por eixo retardador, o torque retardador pode ser aplicado e controlado manualmente ou através do pedal de freio pelo motorista.

O freio motor ocorre quando o próprio motor é utilizado como compressor. Usa ainda o atrito entre as partes em movimento no motor e outras perdas mecânicas para reduzir a energia cinética do veículo em movimento.

O freio por eixo retardador pode ser obtido por retardador hidrodinâmico, que usa o amortecimento viscoso de um fluido para frear o veículo em movimento.

O retardador tem a vantagem de operar independente do motor, da embreagem, da transmissão e da fonte elétrica do veículo. Além disso, pode aumentar a vida útil das lonas, pastilhas e caixa de transmissão, funcionando com menor ruído comparado com o freio motor.

O freio por eixo retardador também pode ser obtido por efeito elétrico através da produção de contracorrente em um disco metálico em rotação entre dois eletromagnetos.

O freio elétrico normalmente possui menor peso, mas possui a desvantagem de perder eficiência com o aumento da temperatura do disco magnetizado.

KUWAHARA et al. (1992) analisam o campo magnético produzido em um retardador elétrico, com testes para determinar a construção do disco e a seleção do material do mesmo, procurando obter a máxima força de freagem quando o veículo está em alta velocidade. Mostram ainda a seleção do número de pólos magnéticos e o efeito da temperatura no torque de freagem.

KUWAHARA & ARAKI (1992) mostram o desenvolvimento de um freio retardador elétrico de baixo peso, compacto e de fácil instalação, num trabalho

conjunto da *Isuzu Motors* e da *Sumitomo Metal Industries*. Descrevem também a proposta de desenvolvimento, o desempenho desejado, os princípios de operação e construção e o sistema de controle; concluem, apresentando os bons resultados de desempenho do freio retardador desenvolvido para veículos pesados.

2.9 Sistemas automáticos

Os sistemas de freios automáticos chamados ABS (*Antilock Brake System*) têm crescente uso nos veículos de passageiros e veículos comerciais leves, médios e pesados. Embora este tipo de sistema seja conhecido desde os anos 50 com uso em aviões, essa tecnologia começou a ser empregada em automóveis nos anos 60 e 70. A baixa confiabilidade do sistema, a pequena demanda e o alto custo para o fabricante do veículo nesta época prejudicaram a sua adoção nos veículos em geral.

LIMPERT (1992) traz um breve histórico sobre o uso desses sistemas ABS em autoveículos rodoviários em geral.

O sistema ABS previne o escorregamento de qualquer roda do veículo durante a freagem, numa tentativa de ajustar o seu esforço ao coeficiente de adesão disponível entre os pneumáticos das rodas e o pavimento.

A freagem ideal é conseguida quando todas as rodas do veículo estão na iminência do escorregamento, utilizando a máxima adesão disponível. Isto geralmente não é conseguido com sistemas de freios de balanceamento fixo.

TABOREK (1957) indicava que o máximo coeficiente de adesão ocorre com o pneumático rolando sobre o pavimento, mas com escorregamento parcial entre pneumático e pavimento.

Através de observações do movimento das rodas deformáveis sobre o pavimento, pode-se dizer que o coeficiente de adesão é afetado pelo tipo de pneumático, tipo de pavimento, pela velocidade da roda e pela parcela de escorregamento existente entre pneumáticos e pavimento.

OPPENHEIMER (1988) mostra, no gráfico da Figura 2 a seguir, uma relação entre os coeficientes de adesão longitudinal μ_B e lateral μ_L e a parcela de escorregamento entre pneumático e pavimento λ (em percentagem).

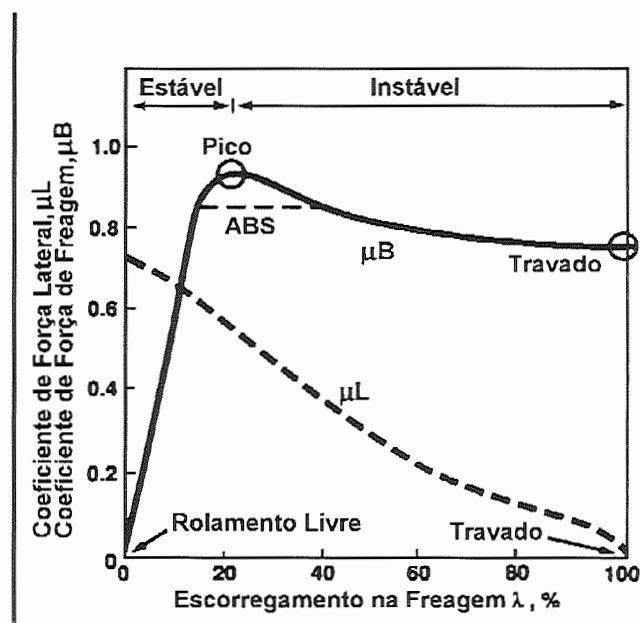


FIGURA 2 - Coeficientes μ_B e μ_L versus λ

No gráfico da Figura 2, observa-se que os melhores valores do coeficiente de adesão longitudinal (coeficiente de força de freagem μ_B) estão entre os valores de 10 a 30% de escorregamento, com os mais altos valores em torno dos 20% de escorregamento.

No mesmo gráfico, observa-se também a relação entre o coeficiente lateral de adesão (coeficiente de força lateral μ_L) e o escorregamento do pneumático em percentagem λ .

O coeficiente de adesão de pico mostrado no gráfico da Figura 2 é o máximo coeficiente de adesão disponível entre pneumático e pavimento na tração e na freagem (esforços longitudinais no pneumático).

Deve-se conciliar o coeficiente de adesão longitudinal, que interfere no desempenho do veículo na freagem e na tração, com o coeficiente de adesão lateral, que interfere na estabilidade direcional do veículo.

CROLLA & SPENCER (1984) propõem um modelo matemático simples para se obter o coeficiente de adesão útil quando o pneumático é solicitado com esforços longitudinais e laterais em pavimento rígido.

Para solos moles, a intensidade da força de freagem ou tração influencia de modo significativo a força lateral disponível. ELLIS (1969) desenvolve, para estes casos, um método aproximado para se determinar a força lateral disponível, para um dado ângulo de escorregamento, quando o pneumático é submetido a forças de tração ou freagem.

O coeficiente de adesão conjugado é importante na previsão dos limites de escorregamento do veículo, freando ou tracionando em trecho curvilíneo.

Os sistemas ABS atuais possuem os avanços da microeletrônica que proporcionam maior confiabilidade e maior velocidade de aquisição de informações necessárias para a modulação da freagem por este sistema.

O ABS opera por meio de controle eletrônico que modifica a velocidade da roda com a atuação ou não do sistema de freios, conforme a mesma esteja se aproximando do limite de escorregamento. Este limite é identificado por comparação da velocidade dessa roda com a velocidade das outras rodas e do veículo.

Basicamente, um sistema ABS é constituído por um sensor colocado junto a uma roda dentada que gira solidária com a roda do veículo. Este sensor obtém a velocidade dessa roda e envia a informação a uma unidade eletrônica controladora, que define se os freios devem ser aplicados ou não, independente da atuação do motorista.

O controle é realizado em intervalo de tempo de poucos milésimos de segundo. Quando existe necessidade de atuação do ABS, uma válvula magnética é acionada para a modulação (com variação da amplitude) da força aplicada no freio dessa roda, permitindo que a mesma gire sem escorregar.

O processo de freagem com o ABS é um processo sucessivo de aplicação e não aplicação dos freios nas rodas, com a finalidade de evitar o escorregamento das mesmas. Em geral, o processo ocorre de três a cinco vezes por segundo dependendo das características do ABS instalado.

Alguns sistemas possuem ação independente nas rodas e outros possuem ação aos pares, podendo atuar em um par de rodas dianteira e traseira de lados diferentes do veículo ou somente nas rodas de um eixo do veículo.

A falha de funcionamento do sistema ABS não deve prejudicar o funcionamento normal dos freios na freagem. É importante que a frequência natural de atuação do sistema ABS não coincida com a frequência natural de oscilação da suspensão do veículo, para que o ABS não interfira na estabilidade do veículo e vice-versa durante a freagem.

Para melhor desempenho do sistema ABS o veículo deve possuir um sistema de freios com balanceamento adequado, pois o sistema ABS contribui efetivamente para a estabilidade do veículo, enquanto o balanceamento apropriado contribui efetivamente para o desempenho do veículo (espaço de freagem, desaceleração e eficiência) durante o processo de freagem.

CULLEN (1993) mostra que a instalação de sistema ABS nos veículos comerciais, acompanhada de balanceamento adequado, deve ser a tendência de projeto de freios adotada pelos fabricantes americanos, para satisfazer os requisitos da legislação americana para a década de 90.

ELGESKOG & BRODD (1976) mostram a influência da dinâmica do controle do escorregamento da roda na estabilidade do veículo durante a freagem. Apresentam também descrição de modelo matemático da roda baseado na dinâmica do pneumático e em testes realizados com um veículo de passageiros em pista de gelo e asfalto. Diferentes princípios de sistemas antiescorregamento são simulados e são formulados requisitos gerais para a estabilidade do veículo com relação ao escorregamento das rodas, indicando para o veículo testado, que o sistema deve controlar escorregamentos diferentes para as rodas do eixo dianteiro e traseiro.

FANCHER & MACADAM (1976) descrevem o uso de simulação por computador para analisar o desempenho de veículos comerciais equipados com sistema de anti-bloqueio. Com delineamento de técnica para a medida da modulação da pressão desse sistema. É feita ainda uma descrição do programa computacional usado para a simulação da freagem de cavalo-semi-reboque e comparações entre os valores calculados e obtidos experimentalmente.

ADAMS & SPENCE (1976) descrevem aspectos práticos de procedimentos de testes e seus resultados para veículos comerciais equipados com sistema ABS, com indicações da ECE 13, para os testes necessários.

REINECKE (1985) trata de sistemas ABS com funções ampliadas de segurança e controle, descrevendo sistema ABS para veículos comerciais com possibilidade de regulagem individual para as rodas do eixo dianteiro, bem como as vantagens dessa regulagem.

IWASAKI et al. (1990) mostram o desenvolvimento e o desempenho de sistema ABS para caminhões médios e ônibus, equipados com sistema de freios pneumático com comando hidráulico, realizado pela *Hino Motors Ltd.*

A existência do sistema ABS no veículo pode estimular o motorista a ultrapassar o seu limite de desempenho. Portanto, informações ao motorista devem ser oferecidas com a finalidade de esclarecer que o ABS só entra em funcionamento quando necessário e não toda a vez que os freios são acionados. Lembrando ainda que a instalação de tal sistema tem por objetivo tornar a condução do veículo mais segura dentro do seu uso normal.

No Brasil os primeiros veículos de passeio com esse sistema foram o Ford Versailles e o Volkswagen Santana em 1992. A Mercedes Benz do Brasil oferece sistema ABS opcional para seus veículos pesados e para os seus ônibus.

O sistema ABS traz as seguintes vantagens em relação a um sistema de freios comum:

- Melhor estabilidade direcional, evitando o escorregamento das rodas em uma freagem de emergência em pista seca e principalmente em pista molhada;
- Permite ao motorista desviar de obstáculos sem perda de dirigibilidade, definida em CANALE (1991).
- Permite o controle na freagem em pistas com coeficiente de adesão diferente para as rodas de cada lado do veículo. Esta situação ocorre, por exemplo, quando o veículo é deslocado para o acostamento de terra em uma pista de asfalto;
- Proporciona o melhor uso da adesão disponível entre pneumáticos e pavimento, quando o veículo é conduzido por um motorista comum, permitindo atingir melhor nível de desaceleração e eficiência e redução do espaço de freagem;

Desta forma o uso de ABS contribui definitivamente para a redução do número de acidentes e para a segurança veicular.

3. ESTUDO DO CENTRO DE GRAVIDADE

3.1 Introdução

A posição do centro de gravidade é uma informação fundamental para o projetista de veículos no dimensionamento do sistema de freios. O centro de gravidade influencia a distribuição dinâmica de pesos sobre os eixos do veículo durante a freagem e, por conseqüência, o desempenho e a estabilidade nesse processo.

Este capítulo traz uma abordagem do levantamento da posição do centro de gravidade e do uso da técnica do “balanceamento estático” ou “passeio do centro de gravidade”, para o veículo do tipo cavalo-semi-reboque. Esta técnica é largamente utilizada na Engenharia Aeronáutica, segundo ROSKAN (1982). CANALE (1991) mostra o desempenho de um veículo de passeio com o emprego desta técnica.

3.2 Levantamento do centro de gravidade

O projetista pode estimar a posição do centro de gravidade do veículo, quando esta não é conhecida. Por exemplo, quando o veículo ainda não foi construído, o centro de gravidade pode ser estimado pelas características de seus componentes principais como chassi, motor, transmissão e outros.

Quando o veículo a ser construído é similar a outro já existente, possuindo praticamente as mesmas características, o centro de gravidade pode ser adotado como idêntico ao desse veículo similar existente.

Quando se tem um protótipo de um veículo a ser construído ou o próprio veículo, o projetista pode obter a posição do centro de gravidade, conforme método descrito em CANALE (1989).

Este método de levantamento do centro de gravidade possui sistema de coordenadas Oxyz mostrado em CANALE (1989), onde o eixo X define a direção longitudinal, o eixo Y define a direção transversal e o eixo Z a direção vertical, todos com origem no centro de gravidade do veículo (c.g.). Este sistema de coordenadas está de acordo com a norma SAE J670e (1976).

O centro de gravidade deve estar em posição que garanta o equilíbrio estático do veículo. No cavalo a projeção do c.g. no pavimento deve estar dentro do polígono definido pelo contato dos pneumáticos com o pavimento, que tem dimensões determinadas pelas bitolas dos eixos e pela distância entre eixos do veículo.

No semi-reboque a projeção do c.g. no pavimento deve estar dentro do polígono definido pelo contato dos pneumáticos com o pavimento e pela projeção da quinta-roda no pavimento, com dimensões determinadas pelas bitolas dos eixos e pela distância entre a quinta-roda e os eixos traseiros do semi-reboque.

Para o levantamento do centro de gravidade do cavalo e do semi-reboque foram realizadas as seguintes etapas:

1. Calibração das balanças utilizadas nas medidas.
2. Determinação dos parâmetros que são importantes na medida do centro de gravidade vertical. Isto levou à obtenção de modelo matemático e desenvolvimento de programa computacional para orientar as medidas do c.g. vertical, no que se refere à escolha da balança e altura da rampa utilizada nestas medidas.
3. Levantamento do centro de gravidade vertical com e sem o travamento da suspensão do veículo, para se avaliar a sua influência nas medidas.
4. Obtenção do centro de gravidade longitudinal, transversal e vertical do cavalo LS 1941 em ordem de marcha (com o motorista, tanques cheios e acessórios de série).
5. Adaptação do método de obtenção do c.g. descrito em CANALE (1989) para obter o c.g. do semi-reboque.

6. Obtenção do centro de gravidade longitudinal, transversal e vertical do semi-reboque FNV CARGA SECA em ordem de marcha (veículo vazio, com estepes e acessórios de série).

A seguir são mostrados o método de obtenção do centro de gravidade e os resultados das medidas realizadas.

3.2.1 Centro de gravidade do cavalo

Para o centro de gravidade do cavalo considerar-se-á:

- c.g. longitudinal (Lf_1) : distância do c.g. ao eixo dianteiro (direção X), obtida através da eq.(1), Anexo A.

- c.g. transversal (S_1) : distância do c.g. ao lado esquerdo (direção Y), obtida através da eq.(2), Anexo A.

- c.g. vertical (H_1) : altura do c.g. em relação ao pavimento (direção Z), obtida através da eq.(3), Anexo A.

- lado esquerdo (le) : lado do cavalo correspondente ao lado do banco do passageiro do cavalo numa vista frontal deste.

- lado direito (ld) : lado do cavalo correspondente ao lado do banco do motorista do cavalo numa vista frontal deste.

Em medidas realizadas com o apoio da Mercedes Benz do Brasil, obteve-se para o veículo LS 1941, em ordem de marcha:

$$Lf_1 = 1.930 \text{ mm (1,930 m)}$$

$$S_{le_1} = 997 \text{ mm (0,997 m)}$$

$$H_1 = 950 \text{ mm (0,950 m)}$$

3.2.2 Centro de gravidade do semi-reboque

Para o centro de gravidade do semi-reboque considerar-se-á:

- c.g. longitudinal (Lf_2) : distância do c.g. a quinta-rodas (direção X), obtida através das equações (4) e (5), Anexo A.

- c.g. transversal (S_2) : distância do c.g. ao lado esquerdo (direção Y), obtida através da eq.(6), Anexo A.

- c.g. vertical (H_2) : altura do c.g. em relação ao pavimento (direção Z), obtida através das equações (7) e (8), Anexo A.

- lado esquerdo (le) : lado do semi-reboque correspondente ao lado esquerdo do cavalo numa vista frontal deste.

- lado direito (ld) : lado do semi-reboque correspondente ao lado direito do cavalo numa vista frontal deste.

Em medidas realizadas com o apoio da Mercedes Benz do Brasil, obteve-se para o semi-reboque FNV CARGA SECA, em ordem de marcha:

$$Lf_2 = 6.133 \text{ mm (6,133 m)}$$

$$Sle_2 = 1.000 \text{ mm (1,0 m)}$$

$$H_2 = 1.400 \text{ mm (1,4 m)}$$

3.3 Passeio do centro de gravidade

Com o “passeio do centro de gravidade” obtêm-se as diversas posições que o c.g. do veículo pode ocupar, respeitando os limites de carregamento impostos pelo fabricante do veículo e pela legislação em vigor.

Para a obtenção do “passeio do centro de gravidade” são consideradas as estações de carga. As estações de carga são posições onde o usuário do veículo poderá carregá-lo, considerando as suas restrições geométricas. As estações de carga são pontos que coincidem com o centro de gravidade da carga colocada no veículo nestas posições. A Figura 3 mostra as estações de carga para o passeio do c.g. do cavalo nas direções longitudinal, transversal e vertical.

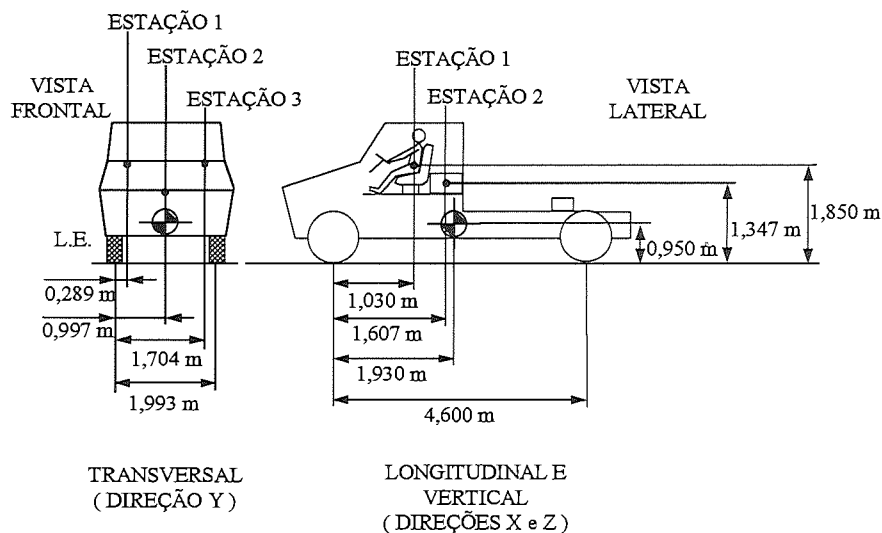


FIGURA 3 - Estações de carga para o passeio do c.g. do cavalo

Para o cavalo tem-se :

Passeio do c.g. longitudinal (DIREÇÃO X):

Primeira estação de carga : bancos dianteiros (ESTAÇÃO 1).

Segunda estação de carga : porta-malas (ESTAÇÃO 2).

Passeio do c.g. transversal (DIREÇÃO Y):

Primeira estação de carga : banco do passageiro (ESTAÇÃO 1).

Segunda estação de carga : porta-malas (ESTAÇÃO 2).

Terceira estação de carga : banco do motorista (ESTAÇÃO 3).

Passeio do c.g. vertical (DIREÇÃO Z):

Primeira estação de carga : bancos dianteiros (ESTAÇÃO 1).

Segunda estação de carga : porta-malas (ESTAÇÃO 2).

Com as equações (9), (10) e (11), no Anexo A, é construído o gráfico do passeio do centro de gravidade longitudinal do cavalo, mostrado na Figura 4.

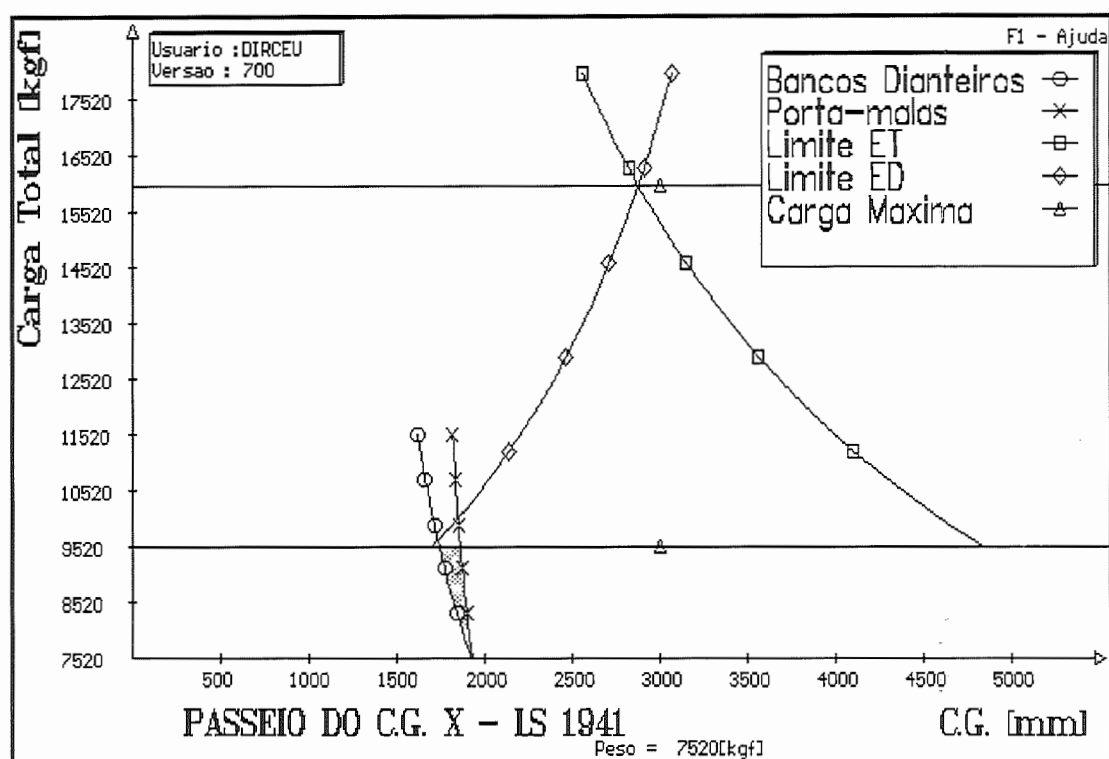


FIGURA 4 - Passeio do c.g. longitudinal do cavalo

TABELA 2 - Passeio do c.g. longitudinal do cavalo.

W_{lp}	L_{f_l}	L_{f_r}	W_{lp}	$L_{f_{l1}}$	$L_{f_{l2}}$
[N] / [kgf]	[mm]	[mm]	[N] / [kgf]	[mm]	[mm]
93.391 / 9.520	1.701	4.832	73.771 / 7.520	1.930	1.930
101.710 / 10.368	1.938	4.437	77.695 / 7.920	1.885	1.914
110.029 / 11.216	2.139	4.101	81.619 / 8.320	1.843	1.899
118.348 / 12.064	2.312	3.813	85.543 / 8.720	1.806	1.886
126.667 / 12.912	2.462	3.563	89.467 / 9.120	1.772	1.873
134.986 / 13.760	2.594	3.343	93.391 / 9.520	1.741	1.862
143.305 / 14.608	2.711	3.149	973.15 / 9.920	1.712	1.852
151.623 / 15.456	2.814	2.976	101.239 / 10.320	1.686	1.842
159.942 / 16.304	2.907	2.821	105.163 / 10.720	1.661	1.834
168.261 / 17.152	2.991	2.682	109.087 / 11.120	1.639	1.825
176.580 / 18.000	3.067	2.556	113.011 / 11.520	1.618	1.818

OBS: Tabela obtida através das equações (9), (10) e (11), Anexo A.

A região sombreada deste gráfico indica as posições que o c.g. longitudinal do cavalo pode ocupar para os carregamentos feitos pelo usuário.

No gráfico da Figura 4 são mostradas as seguintes curvas:

Bancos Dianteiros: são as posições do c.g. longitudinal do cavalo considerando o peso da carga colocada na primeira estação de carga deste, com o passeio do c.g. longitudinal.

$$L_{qf_{11}} = 1.030 \text{ mm (1,030 m)}.$$

Porta-malas: são as posições do c.g. longitudinal do cavalo considerando o peso da carga colocada na segunda estação de carga deste, com o passeio do c.g. longitudinal.

$$L_{qf_{12}} = 1.607 \text{ mm (1,607 m)}.$$

Limite ET: são as posições do c.g. longitudinal do cavalo considerando o limite de peso estático sobre o eixo traseiro deste, admitido pela legislação vigente, que neste caso é de 10.000 kgf (98.100 N).

Limite ED: são as posições do c.g. longitudinal do cavalo considerando o limite de peso estático sobre o eixo dianteiro deste, admitido pela legislação vigente, que neste caso é de 6.000 kgf (58.860 N).

Carga Máxima: são mostrados dois limites de carga máxima; o primeiro de 16.000 kgf (156.960 N) para os eixos do veículo, que é o limite de peso estático sobre as rodas dos eixos do cavalo, admitido pela legislação em vigor; o segundo de 9.520 kgf (93.391 N), que é o limite de carga sobre as estações do cavalo na longitudinal (limite de carga apenas ilustrativo).

Com as equações (12), (13) e (14), no Anexo A, é construído o gráfico do passeio do centro de gravidade transversal do cavalo, mostrado na Figura 5. A região sombreada deste gráfico indica as posições que o c.g. transversal do cavalo pode ocupar para os carregamentos feitos pelo usuário.

As estações de carga para o passeio do centro de gravidade transversal do cavalo (estações 1, 2 e 3) são mostradas na Figura 3.

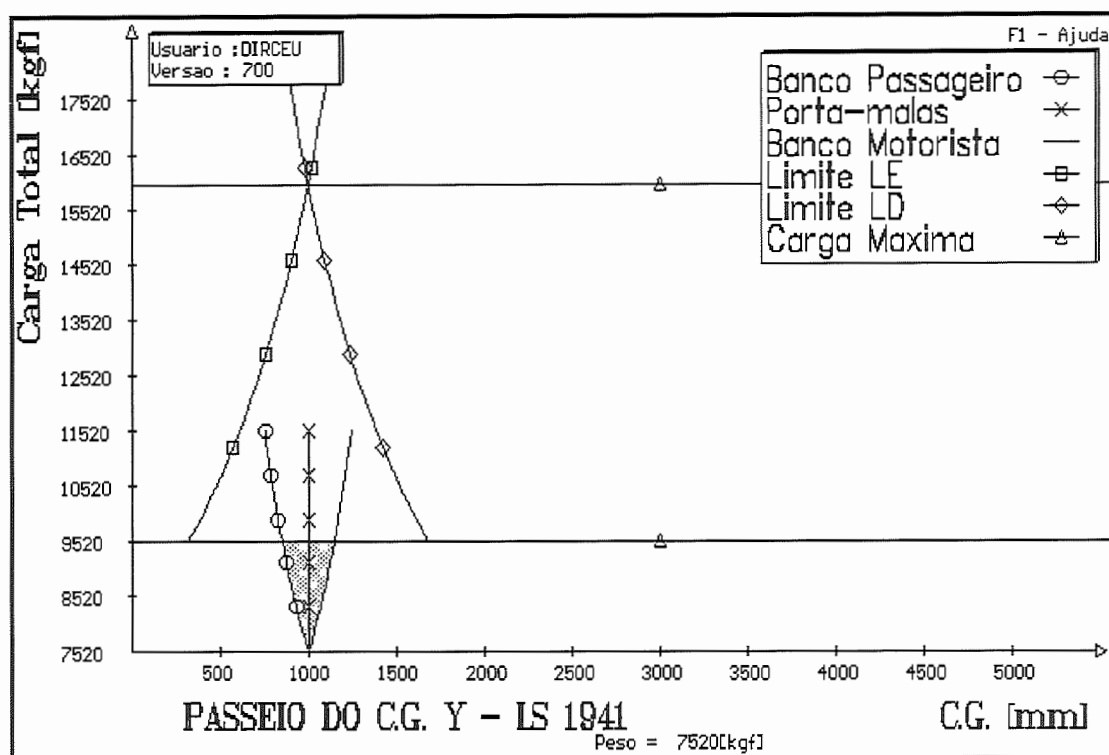


FIGURA 5 - Passeio do c.g. transversal do cavalo

TABELA 3 - Passeio do c.g. transversal do cavalo

W_{1p}	Sle_{11}	Sle_{12}	Sle_{13}	Sle_{11e}	Sle_{11d}
[N] / [kgf]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
73.771 / 7.520	997	997	997	318	1.675
77.695 / 7.920	961	997	1.033	455	1.538
81.619 / 8.320	929	997	1.065	571	1.422
85.543 / 8.720	900	997	1.094	671	1.322
89.467 / 9.120	873	997	1.121	758	1.235
93.391 / 9.520	848	997	1.146	834	1.159
97.315 / 9.920	826	997	1.168	902	1.091
101.239 / 10.320	805	997	1.189	961	1.032
105.163 / 10.720	786	997	1.208	1.015	978
109.087 / 11.120	768	997	1.226	1.063	930
113.011 / 11.520	751	997	1.242	1.107	886

OBS: Tabela obtida através das equações (12), (13) e (14), Anexo A.

No gráfico da Figura 5 são mostradas as seguintes curvas:

Banco Passageiro: são as posições do c.g. transversal do cavalo considerando o peso da carga colocada na primeira estação de carga deste, com o passeio do c.g. transversal.

$$Sql_{e11} = 289 \text{ mm (0,289 m)}.$$

Porta-malas: são as posições do c.g. transversal do cavalo considerando o peso da carga colocada na segunda estação de carga deste, com o passeio do c.g. transversal.

$$Sql_{e12} = 997 \text{ mm (0,997 m)}$$

Banco Motorista: são as posições do c.g. transversal do cavalo considerando o peso da carga colocada na terceira estação de carga deste, com o passeio do c.g. transversal.

$$Sql_{e13} = 1.704 \text{ mm (1,704 m)}.$$

Limite LE: são as posições do c.g. transversal do cavalo considerando o limite de peso estático sobre as rodas do lado esquerdo do cavalo, obtido como a metade do limite de peso estático admitido sobre os eixos do cavalo, conforme a legislação vigente; neste caso foi adotado o limite de peso estático sobre as rodas do lado esquerdo do cavalo de 8.000 kgf (78.480 N).

Limite LD: são as posições do c.g. transversal do cavalo considerando o limite de peso estático sobre as rodas do lado direito do cavalo, obtido como a metade do limite de peso estático admitido sobre os eixos do cavalo, conforme a legislação vigente; neste caso foi adotado o limite de peso estático sobre as rodas do lado esquerdo do cavalo de 8.000 kgf (78.480 N).

Carga Máxima: são mostrados dois limites de carga máxima; o primeiro de 16.000 kgf (156.960 N) para os eixos do veículo, que é o limite de peso estático sobre as rodas dos eixos do cavalo, admitido pela legislação em vigor; o segundo de 9.520 kgf (93.391 N), que é o limite de carga sobre as estações do cavalo na transversal (limite de carga apenas ilustrativo).

Com a eq.(15), no Anexo A, é construído o gráfico do passeio do centro de gravidade vertical do cavalo, mostrado na Figura 6.

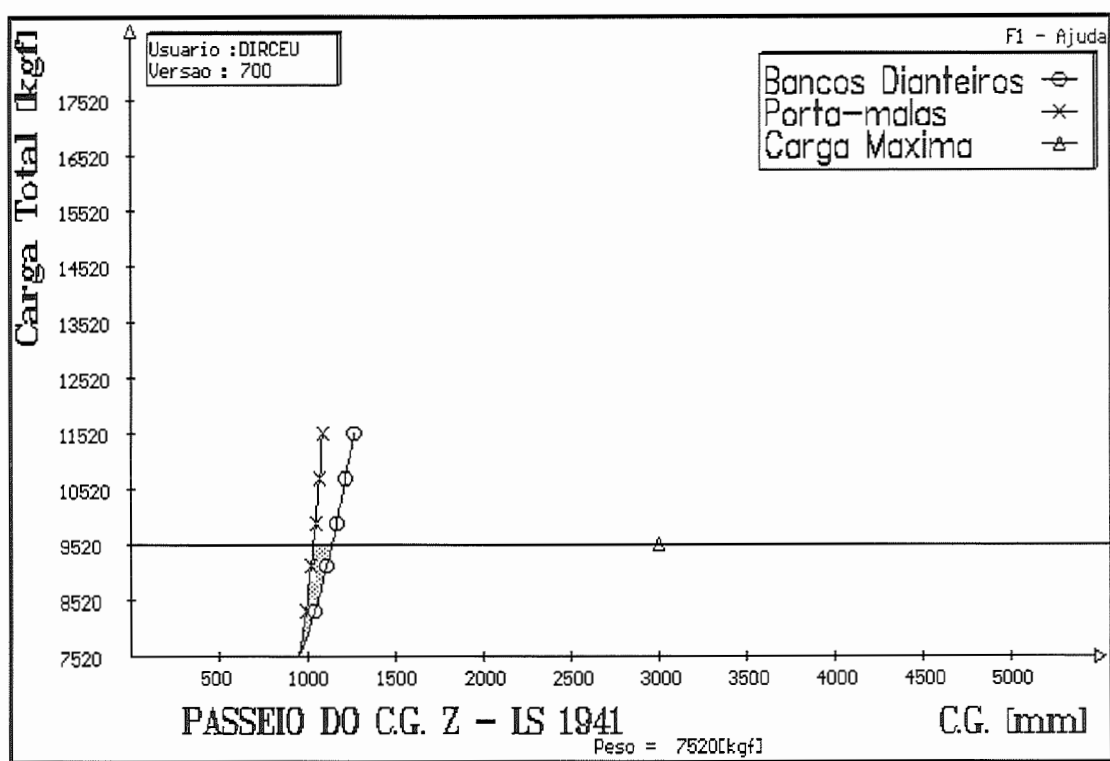


FIGURA 6 - Passeio do c.g. vertical do cavalo

TABELA 4 - Passeio do c.g. vertical
do cavalo

W_{1p}	H_{11}	H_{12}
[N] / [kgf]	[mm]	[mm]
73.771 / 7.520	950	950
77.695 / 7.920	995	970
81.619 / 8.320	1.037	988
85.543 / 8.720	1.074	1.005
89.467 / 9.120	1.108	1.020
93.391 / 9.520	1.139	1.033
97.315 / 9.920	1.168	1.046
101.239 / 10.320	1.194	1.058
105.163 / 10.720	1.219	1.069
109.087 / 11.120	1.241	1.079
113.011 / 11.520	1.263	1.088

OBS: Tabela obtida com a eq.(15), Anexo A.

A região sombreada deste gráfico indica as posições que o c.g. vertical do cavalo pode ocupar para os carregamentos feitos pelo usuário.

As estações de carga para o passeio do centro de gravidade vertical do cavalo são mostradas na Figura 3.

No gráfico da Figura 6 são mostradas as seguintes curvas:

Bancos Dianteiros: são as posições do c.g. vertical do cavalo considerando o peso da carga colocada na primeira estação de carga deste, com o passeio do c.g. vertical.

$$H_{q11} = 1.850 \text{ mm (1,850 m)}.$$

Porta-malas: são as posições do c.g. vertical do cavalo considerando o peso da carga colocada na segunda estação de carga deste, com o passeio do c.g. vertical.

$$H_{q12} = 1.347 \text{ mm (1,347 m)}.$$

Carga Máxima: é o limite de 9.520 kgf (93.391 N) para as estações de carga do cavalo na vertical, este limite é apenas ilustrativo, assim como os limites de carga nas estações longitudinal e transversal do cavalo.

Os valores das posições das estações de carga do cavalo na longitudinal, transversal e vertical foram obtidos conforme informações fornecidas pelo fabricante do cavalo LS 1941.

As estações de carga no semi-reboque não são posições fixas como no cavalo; dependem apenas de onde o usuário concentra o carregamento sobre a plataforma do semi-reboque.

Para o semi-reboque tem-se :

Passeio do c.g. longitudinal:

Primeira estação de carga: posição do c.g. da carga mais próxima da quinta-
roda.

Segunda estação de carga: posição do c.g. da carga mais distante da quinta-
roda.

Passeio do c.g. transversal:

Primeira estação de carga: posição do c.g. da carga mais próxima do lado
esquerdo.

Segunda estação de carga: posição do c.g. da carga mais distante do lado
esquerdo.

Passeio do c.g. vertical:

Primeira estação de carga: posição do c.g. da carga mais próxima do
pavimento (c.g. da carga baixo).

Segunda estação de carga: posição do c.g. da carga mais distante do
pavimento (c.g. da carga alto).

A Figura 7 mostra as estações de carga para o passeio do c.g. do semi-reboque nas direções longitudinal (ESTAÇÃO 1 - X e ESTAÇÃO 2 - X) e vertical (ESTAÇÃO 1 - Z e ESTAÇÃO 2 - Z). A região sombreada da Figura 7 mostra as posições longitudinal e vertical do c.g. da carga colocada no semi-reboque.

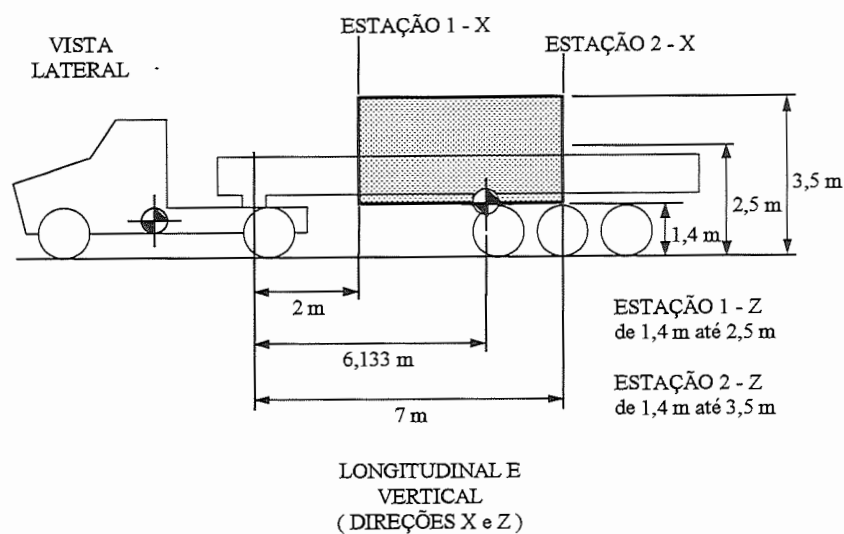


FIGURA 7 - Estações de carga para o passeio do c.g. do semi-reboque

Com as equações (16), (17) e (18), no Anexo A, é construído o gráfico do passeio do centro de gravidade longitudinal do semi-reboque, apresentado na Figura 8. A região sombreada deste gráfico indica as posições que o c.g. longitudinal do semi-reboque pode ocupar para os carregamentos feitos pelo usuário.

As estações de carga para o passeio do centro de gravidade longitudinal do semi-reboque (ESTAÇÃO 1 - X e ESTAÇÃO 2 - X) são apresentadas na Figura 7.

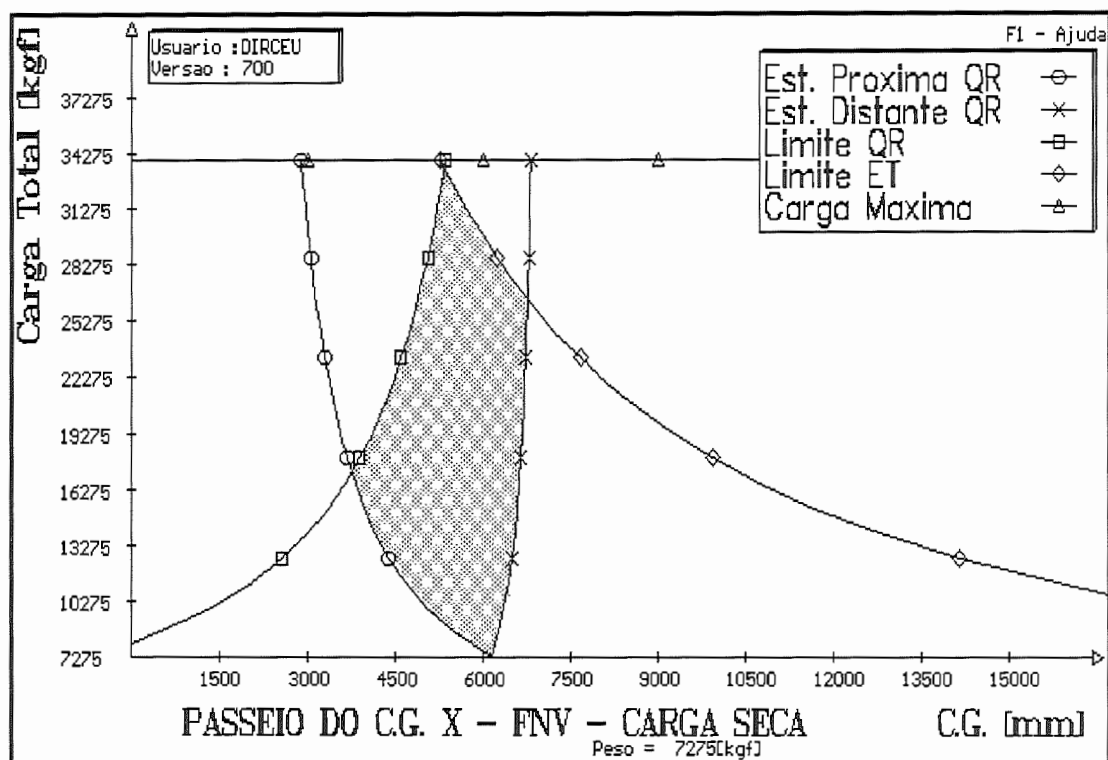


FIGURA 8 - Passeio do c.g. longitudinal do semi-reboque

No gráfico da Figura 8 as curvas que restringem a região sombreada são:

Est. Próxima QR: são as posições do c.g. longitudinal do semi-reboque considerando o peso da carga colocada na primeira estação de carga deste, com o passeio do c.g. longitudinal.

$$Lq5_{21} = 2.000 \text{ mm (2,000 m)}.$$

Est. Distante QR: são as posições do c.g. longitudinal do semi-reboque considerando o peso da carga colocada na segunda estação de carga deste, com o passeio do c.g. longitudinal.

$$Lq5_{22} = 7.000 \text{ mm (7,000 m)}.$$

Estes valores para as estações de carga longitudinais do semi-reboque foram adotados, para posicionar o centro de gravidade da carga na longitudinal, procurando englobar a grande maioria dos carregamentos feitos neste semi-reboque durante o seu uso comum.

TABELA 5 - Passeio do c.g. longitudinal do SR

W_{2p}	Lf_{21}	Lf_{22}	Lf_{2QR}	Lf_{2r}
[N] / [kgf]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
71.368 / 7.275	6.133	6.133	0	24.536
97.560 / 9.945	5.023	6.366	1.383	17.949
123.753 / 12.615	4.383	6.500	2.572	14.150
149.946 / 15.285	3.967	6.587	3.345	11.678
176.139 / 17.955	3.675	6.649	3.889	9.941
202.331 / 20.625	3.458	6.694	4.292	8.655
228.524 / 23.295	3.291	6.729	4.602	7.663
254.717 / 25.965	3.158	6.757	4.849	6.875
280.909 / 28.635	3.050	6.780	5.049	6.234
307.102 / 31.305	2.960	6.799	5.216	5.702
333.295 / 33.975	2.885	6.814	5.356	5.254

OBS: Tabela obtida através das equações (16), (17) e (18), Anexo A.

Limite QR: são as posições do c.g. longitudinal do semi-reboque considerando o limite de peso estático sobre a quinta-rodas do cavalo, admitido pelo seu fabricante, que neste caso é de 7.980 kgf (78.284 N), conforme informação do fabricante do cavalo LS 1941.

Limite ET: são as posições do c.g. longitudinal do semi-reboque considerando-se o limite de peso estático sobre as rodas dos eixos do semi-reboque, admitido pela legislação vigente, que neste caso é de 25.500 kgf (250.155 N).

Carga Máxima: é o limite de peso máximo para o semi-reboque, obtido com o limite de peso estático do cavalo-semi-reboque subtraído do peso do cavalo.

Com as equações (19), (20) e (21), no Anexo A, é construído o gráfico do passeio do centro de gravidade transversal do semi-reboque, apresentado na Figura 9. A região sombreada deste gráfico indica as posições que o c.g. transversal do semi-reboque pode ocupar para os carregamentos feitos pelo usuário.

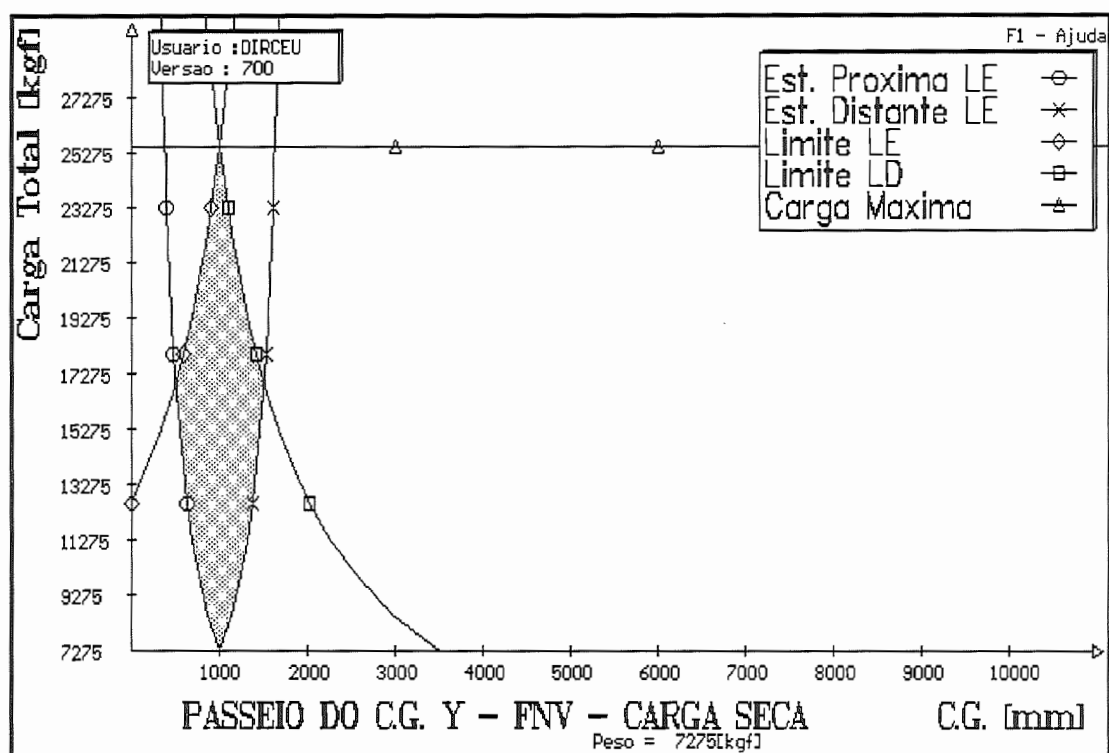


FIGURA 9 - Passeio do c.g. transversal do semi-reboque

TABELA 6 - Passeio do c.g. transversal do SR

W_{2p}	Sle_{21}	Sle_{22}	Sle_{21e}	Sle_{21d}
[N] / [kgf]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
71.368 / 7.275	1.000	1.000	0	3.505
97.560 / 9.945	765	1.235	0	2.564
123.753 / 12.615	629	1.371	0	2.021
149.946 / 15.285	541	1.459	332	1.668
176.139 / 17.955	479	1.521	580	1.420
202.331 / 20.625	433	1.567	764	1.236
228.524 / 23.295	397	1.603	905	1.095
254.717 / 25.965	369	1.631	1.018	982
280.909 / 28.635	346	1.654	1.109	891
307.102 / 31.305	327	1.673	1.185	815
333.295 / 33.975	311	1.689	1.249	751

OBS: Tabela obtida com as equações (19), (20) e (21), Anexo A.

No gráfico da Figura 9 as curvas que restringem a região sombreada são:

Est. Próxima LE: são as posições do c.g. transversal do semi-reboque considerando o peso da carga colocada na primeira estação de carga deste, com o passeio do c.g. transversal.

Est. Distante LE: são as posições do c.g. transversal do semi-reboque considerando o peso da carga colocada na segunda estação de carga deste, com o passeio do c.g. transversal.

Foram adotadas posições das estações de carga transversais do semi-reboque com o objetivo de garantir o seu equilíbrio estático.

Limite LE: são as posições do c.g. transversal do semi-reboque considerando o limite de peso estático sobre as rodas do seu lado esquerdo, obtido como a metade do limite de peso estático admitido sobre os eixos do semi-reboque, conforme a legislação vigente; neste caso foi adotado o limite de peso estático sobre as rodas do lado esquerdo do semi-reboque de 12.750 kgf (125.078 N).

Limite LD: são as posições do c.g. transversal do semi-reboque considerando o limite de peso estático sobre as rodas do seu lado direito, obtido como a metade do limite de peso estático admitido sobre os eixos do semi-reboque, conforme a legislação vigente; neste caso foi adotado o limite de peso estático sobre as rodas do lado direito do semi-reboque de 12.750 kgf (125.078 N).

Carga Máxima: é o limite de peso estático sobre as rodas dos eixos do semi-reboque, que neste caso é de 25.500 kgf (250.155 N), conforme a legislação em vigor.

Com a eq.(22), no Anexo A, é construído o gráfico do passeio do centro de gravidade vertical do semi-reboque, mostrado na Figura 10. A região sombreada deste gráfico indica as posições que o c.g. vertical do semi-reboque pode ocupar para os carregamentos feitos pelo usuário.

As estações de carga para o passeio do centro de gravidade vertical do semi-reboque (ESTAÇÃO 1 - Z e ESTAÇÃO 2 - Z) são mostradas na Figura 7.

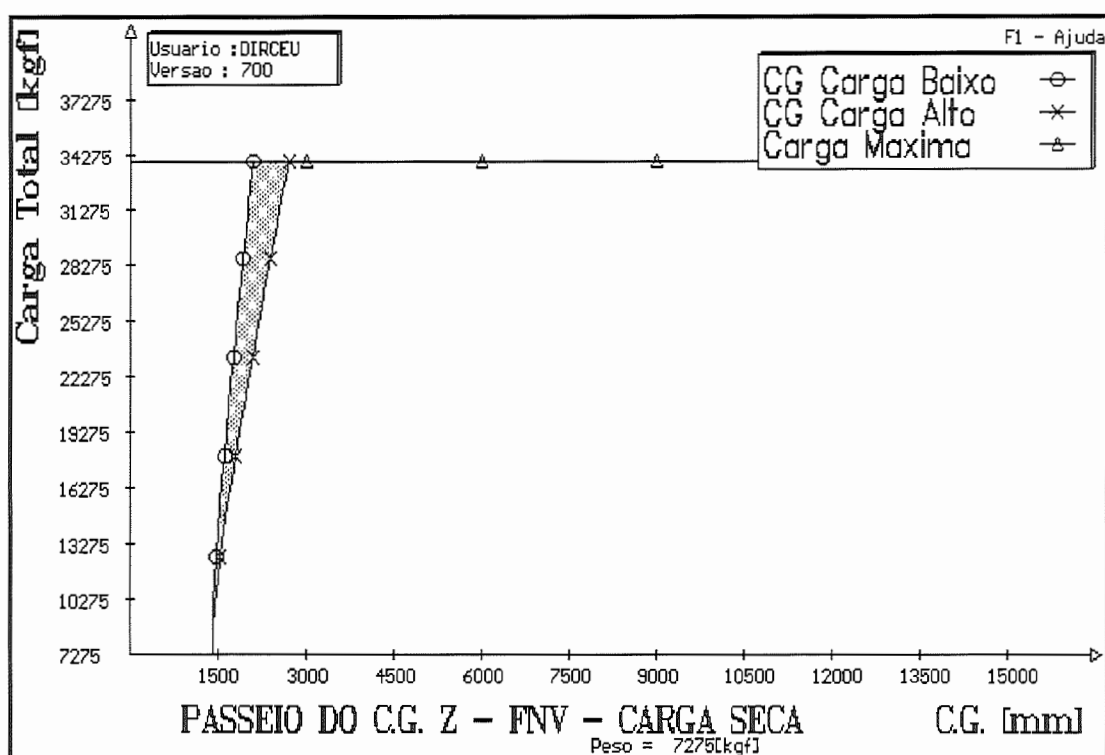


FIGURA 10 - Passeio do c.g vertical do semi-reboque

No gráfico da Figura 10 as curvas que restringem a região sombreada são:

CG Carga Baixo: são as posições do c.g. vertical do semi-reboque considerando o peso da carga colocada na primeira estação de carga deste, com o passeio do c.g. vertical.

$$Hq_{21} = 2.500 \text{ mm (2,500 m)}.$$

CG Carga Alto: são as posições do c.g. vertical do semi-reboque considerando o peso da carga colocada na segunda estação de carga deste, com o passeio do c.g. vertical.

$$Hq_{22} = 3.500 \text{ mm (3,500 m)}.$$

Estes valores das posições das estações de carga do semi-reboque foram adotados para posicionar o centro de gravidade da carga na vertical, procurando englobar a grande maioria dos carregamentos feitos neste semi-reboque durante o seu uso comum e respeitar o limite de altura máxima do veículo exigido pela legislação.

TABELA 7 - Passeio do c.g. vertical
do semi-reboque

W_{2p}	H_{21}	H_{22}
[N] / [kgf]	[mm]	[mm]
71.368 / 7.275	1.400	1.400
97.560 / 9.945	1.423	1.444
123.753 / 12.615	1.473	1.540
149.946 / 15.285	1.536	1.659
176.139 / 17.955	1.606	1.793
202.331 / 20.625	1.680	1.934
228.524 / 23.295	1.757	2.081
254.717 / 25.965	1.836	2.232
280.909 / 28.635	1.916	2.385
307.102 / 31.305	1.997	2.540
333.295 / 33.975	2.079	2.697

OBS: Tabela obtida com a eq.(22), Anexo A.

Carga Máxima: é o limite de peso máximo para o semi-reboque, obtido com o limite de peso estático do cavalo-semi-reboque subtraído do peso do cavalo, neste caso o limite de peso máximo para o semi-reboque é de 33.980 kgf (333.344 N).

A aplicação da técnica do “balanceamento estático” ou “passeio do centro de gravidade” permite uma ampla visualização da influência do carregamento na posição do centro de gravidade do veículo, desde que o carregamento obedeça às restrições impostas pelas características geométricas do veículo, pelo fabricante do veículo e pela legislação vigente.

A região sombreada de cada gráfico do passeio do c.g. do cavalo e do semi-reboque significa as posições do centro de gravidade possíveis e admissíveis, respeitando-se os limites de carregamento impostos pelo fabricante do veículo e pela legislação em vigor.

Para o veículo freando em trajetória retilínea, a posição do c.g. longitudinal e vertical afeta a distribuição dos pesos dinâmicos nos eixos, interferindo no desempenho e na estabilidade do veículo.

Para o veículo em trajetória curvilínea, a posição do c.g. influencia na distribuição dos pesos dinâmicos nos eixos, interferindo na estabilidade com relação ao escorregamento das rodas dos eixos e ao tombamento do veículo.

Observam-se no estudo do passeio do c.g. do cavalo e do semi-reboque algumas informações importantes :

- O passeio do c.g. depende dos limites de peso admitidos nos eixos do veículo, que são determinados pelo fabricante e pela legislação. Limites amplos ou estreitos podem ampliar ou reduzir as possibilidades de carregamento respectivamente, alterando a região sombreada dos gráficos em tamanho e forma.

- As posições das estações de carga também podem ampliar ou reduzir as possibilidades de carregamento e modificar a região sombreada dos gráficos.

- Ampliar os limites de carga e, por conseqüência, a região sombreada dos gráficos de passeio do centro de gravidade, significa permitir maior carregamento e maior liberdade de carregar o veículo.

- O passeio do centro de gravidade mais amplo permite maior variação da posição do c.g., porém pode trazer maiores variações no desempenho do veículo e, por conseqüência, dificuldades para o projetista no balanceamento do sistema de freios do veículo.

- Com o estudo do passeio do c.g. fica conhecida a posição do c.g. do veículo em plena carga, partindo-se da posição do c.g. vazio. Esta informação pode orientar o usuário do veículo no posicionamento da quinta-rodinha no cavalo e no semi-reboque.

- Modificações introduzidas no cavalo ou no semi-reboque podem ser avaliadas com os gráficos de passeio do c.g., que indicam as novas posições do c.g. com essas modificações.

- Fora da região sombreada do gráfico do passeio do centro de gravidade estão indicadas as posições do c.g. que não podem ser obtidas com o respectivo carregamento. Tal fato ocorre devido a restrições nas posições das estações de carga

do veículo ou devido a carregamentos que superam os limites estabelecidos pelo fabricante ou pela legislação.

- A variação do passeio do c.g. do cavalo é pequena, quando comparada com a variação do passeio do c.g. do semi-reboque. Tal fenômeno ocorre porque o semi-reboque admite carregamentos bem superiores aos carregamentos admitidos pelo cavalo nas estações de carga.

4. ESTUDO DA FREAGEM

4.1 Introdução

Este capítulo traz uma abordagem das forças de resistência ao movimento do veículo e do fenômeno físico envolvido no processo de freagem. Trata ainda do balanceamento do sistema de freios, do desempenho e da estabilidade do veículo em trajetória retilínea ou curvilínea e do estacionamento do veículo em aclive ou em declive. Este Capítulo contém também a metodologia deste trabalho.

4.2 Fenômeno físico

Com o início do processo de freagem tem-se o início de um processo de transformação de energia. Quando em movimento, o veículo possui energia cinética proporcional à sua massa e à sua velocidade, essa energia será transformada em energia térmica e acústica no sistema de freios e no contato entre pneumático e pavimento durante a freagem.

Em um declive o veículo possui energia potencial proporcional à sua massa e à sua posição relativa no declive, a qual é transformada em energia cinética durante o movimento do veículo. Portanto, neste caso, existe um acréscimo de energia cinética proveniente da energia potencial que exige maior solicitação dos freios no declive.

Quando um veículo percorre um aclive, ocorre processo semelhante ao descrito para um declive; porém existe um decréscimo da energia cinética que é

transformada em energia potencial levando a uma menor solicitação dos freios no aclive.

Da transformação das energias cinética e potencial em energias térmica e acústica no processo de freagem surgem, respectivamente, o calor gerado por atrito e o ruído pelo contato entre as superfícies responsáveis por frear o veículo.

As superfícies de atrito responsáveis por frear o veículo são o contato entre os pneumáticos e o pavimento e o contato entre as pastilhas e os discos (para freios a disco) ou entre as lonas e os tambores (para os freios a tambor).

O ruído produzido durante a freagem é indesejável e deve ser reduzido o quanto possível. Entre outros motivos, o ruído está relacionado com vibrações não desejadas nos freios devido à irregularidade na superfície de atrito. Esta irregularidade pode ser proveniente de falhas de projeto, de defeitos de fabricação e manutenção, de depósito de material na superfície de atrito, de falhas no processo metalúrgico de obtenção dos tambores e discos, etc.

NISHIWAKI (1990) faz uma revisão dos estudos feitos por vários pesquisadores acerca do ruído nos freios com diferentes abordagens sobre este fenômeno. Após a apresentação do estado da arte é feita uma descrição de métodos analíticos para identificar a fonte de ruído, como análise da superfície de atrito por microscópios eletrônicos e raios X, análise do modo de vibrar do disco de freio e análise da vibração por aplicação da técnica dos elementos finitos.

NORTH (1976) examina em detalhe quatro teorias colocadas desde 1960 para explicar o mecanismo do ruído comparando-as entre si. Também sugere métodos apropriados para futuros estudos nessa área.

MILLNER (1976) mostra uma análise teórica para o ruído em freios a tambor, desenvolvida a partir dos modos de vibrar e da geometria do contato entre lona e tambor, acompanhada de verificação teórico-experimental.

O calor produzido nos freios é dissipado nas formas de radiação, de condução e de convecção. Cada uma dessas formas tem importância relacionada com o tipo de freagem aplicada no veículo.

Uma freagem de emergência é caracterizada por elevada desaceleração e geração de calor em breve intervalo de tempo. Portanto, a convecção forçada

praticamente não existe e a energia gerada é armazenada nos componentes do freio, principalmente nos discos e tambores. Posteriormente, essa energia é dissipada por radiação, condução e convecção. Com o veículo em movimento tem-se dissipação com convecção forçada e com o veículo parado tem-se dissipação por convecção natural.

Uma freagem de longa duração é caracterizada por nível de desaceleração mais baixo que na freagem de emergência e geração de calor em longo intervalo de tempo. Assim, a forma de dissipação de calor por convecção se torna importante em relação à radiação e à condução. Nesse tipo de freagem a ventilação eficiente dos freios exerce papel fundamental.

O calor produzido no contato entre pneumático e pavimento se deve, principalmente, ao escorregamento relativo entre os mesmos. Quanto maior for o escorregamento maior será o calor produzido.

Quando ocorre escorregamento total entre pneumático e pavimento, a geração de calor ocorre somente por atrito entre ambos. Neste caso, não existe a dissipação de calor no sistema de freios, provocando desgaste indesejável dos pneumáticos e prejudicando a eficiência, o desempenho e a estabilidade do veículo na freagem.

4.3 Forças de resistência ao movimento do veículo

Este item será uma abordagem da força de resistência ao rolamento e a força de resistência do ar como forças de resistência ao movimento do veículo. A resistência devido à inclinação da pista não será colocada neste estudo de freagem.

4.3.1 Resistência ao rolamento

A resistência ao rolamento dos pneumáticos está sempre presente no movimento do veículo. Segundo GILLESPIE (1992), a resistência ao rolamento é gerada por mecanismos, como a energia dissipada pela deformação dos pneumáticos e

do pavimento, como a energia dissipada no escorregamento entre pneumáticos e pavimento, como o arrasto aerodinâmico dos lados interno e externo de cada roda, como a energia dissipada pelas ondulações da pista e outros.

GILLESPIE (1992) apresenta a resistência ao rolamento como:

$$R_x = f_r \cdot W$$

Sendo:

R_x : Resistência ao rolamento.

f_r : Coeficiente de resistência ao rolamento.

W : Peso do veículo.

GILLESPIE (1992) apresenta equações para obter o coeficiente de resistência ao rolamento f_r de veículos pesados com pneumáticos radiais ou diagonais, mostradas a seguir:

$$f_r = (0,0041 + 0,000041 \cdot V) \cdot C_h , \text{ para pneumáticos radiais.}$$

$$f_r = (0,0066 + 0,0046 \cdot V) \cdot C_h , \text{ para pneumáticos diagonais.}$$

Sendo:

V : Velocidade do veículo, mph.

C_h : Coeficiente do tipo de pavimento.

Estas equações somente podem ser utilizadas quando o veículo trafega em pavimento rígido.

O coeficiente de resistência ao rolamento é um termo adimensional afetado ainda pela temperatura dos pneumáticos, pela pressão interna dos pneumáticos, pela velocidade do veículo, pelo tipo e material dos pneumáticos, pelo tipo de pavimento e outros.

SANNIKOV (1986) apresenta método baseado na área de contato entre pneumático e pavimento para determinar a resistência ao rolamento de uma roda girando livre.

VIRABOV et al. (1986) investigam o efeito de diversos parâmetros na resistência ao rolamento em pista indeformável (rígida), tais como tipo de pneumático, pressão interna dos pneumáticos, etc.

4.3.2 Resistência do ar

GILLESPIE (1992) apresenta o arrasto aerodinâmico D_A em função de alguns fatores, conforme a expressão a seguir:

$$D_A = (\rho \cdot V^2 \cdot C_D \cdot A) / 2$$

Sendo:

ρ : Densidade do ar.

V : Velocidade do veículo.

C_D : Coeficiente de arrasto aerodinâmico.

A : Área frontal do veículo.

OBS: com ρ , V e A em unidades coerentes.

O coeficiente de arrasto aerodinâmico C_D depende da forma do veículo, das características da superfície do veículo, da forma de utilização do ar para a refrigeração do motor, para refrigeração dos freios e para circulação interna, etc.

GÖTZ (1987) mostra informações a respeito da influência da velocidade e posição do vento em relação ao veículo no arrasto. Mostra também estudo aerodinâmico por modelos teóricos e experimentais, com recomendações quanto à escala dos modelos representativos dos veículos comerciais para análise da aerodinâmica em tunel de vento.

GÖTZ (1987) apresenta a redução do arrasto aerodinâmico através da otimização de detalhes e de uso de diversos dispositivos aerodinâmicos. Trata também das tendências aerodinâmicas futuras em veículos comerciais e das vantagens dos efeitos aerodinâmicos entre os veículos quando em comboios. Mostra ainda a prevenção do acúmulo de água e sujeira nesses veículos por dispositivos aerodinâmicos, providência fundamental para a segurança veicular.

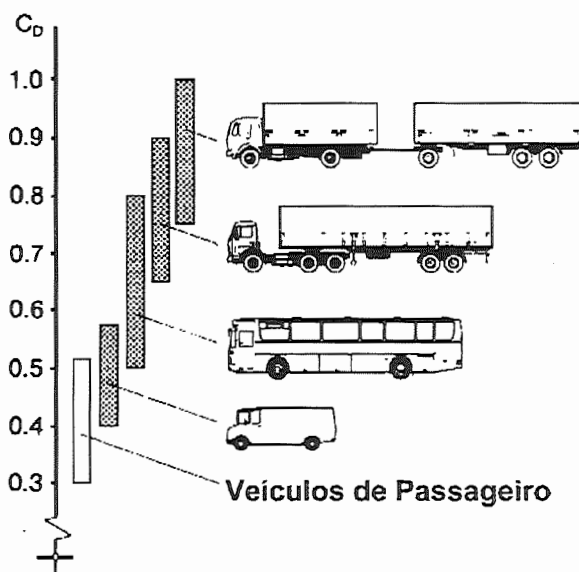


FIGURA 11 - Coeficientes de arrasto aerodinâmico de diversos veículos comerciais

O coeficiente de arrasto aerodinâmico para diversos tipos de veículos comerciais é mostrado por GÖTZ (1987) na Figura 11 acima.

Na Figura 11 observa-se para o cavalo-semi-reboque que o coeficiente de arrasto aerodinâmico situa-se, geralmente, entre 0,65 e 0,90.

SAKAKIBARA & TSUTSUI (1992) mostram a influência do vento lateral e frontal nas características aerodinâmicas de veículos comerciais. Apresentam ainda resultados experimentais para alguns tipos de dispositivos aerodinâmicos, que visam reduzir a formação de vórtices nas bordas frontais do veículo.

4.4 Balanceamento do sistema de freios

As forças de freagem reais são produzidas pelo sistema de freios instalado. Estas forças são transferidas para o contato entre pneumáticos do veículo e o pavimento.

As forças de freagem ideais são produzidas pelo produto entre a força normal de reação e o coeficiente de adesão disponível entre pneumáticos e pavimento para as rodas de cada eixo do veículo.

A relação entre a distribuição das forças reais e a distribuição das forças ideais traduz o comportamento do veículo em relação ao escorregamento de qualquer eixo na freagem.

O balanceamento real coincide com o balanceamento ideal, quando o sistema de freios instalado aproveita durante a freagem todo o coeficiente de adesão disponível entre pneumáticos e pavimento. Este fato proporciona o melhor desempenho e a melhor estabilidade na freagem.

O balanceamento do sistema de freios do cavalo-semi-reboque se torna complexo quando se observa, entre outros fatores, que:

- o cavalo pode trafegar com ou sem o semi-reboque;
- diferentes semi-reboques podem ser acoplados ao cavalo;
- o veículo pode ser utilizado em várias condições operacionais;
- existem várias possibilidades de distribuição da carga no semi-reboque;
- o veículo pode trafegar em diversos pavimentos.

Uma das formas de melhorar o balanceamento do sistema de freios do veículo, levando-se em conta estes fatores, é o uso de válvulas proporcionadoras sensíveis à desaceleração aplicada no veículo ou sensíveis ao carregamento do veículo, com pontos de corte fixo ou variável.

O balanceamento adequado das forças de freagem no veículo é a primeira etapa para que o sistema de freios instalado apresente bons resultados de desempenho nos testes de campo.

ALMEIDA (1989) realiza uma avaliação comparativa entre algumas formas de distribuição da força de freagem para um veículo de dois eixos.

4.5 Desempenho da freagem

Para cumprir a sua finalidade um sistema de freios deve desacelerar o veículo com um compromisso entre o desempenho e a estabilidade.

4.5.1 Desempenho cinemático

O desempenho cinemático na freagem do veículo em trecho retilíneo pode ser avaliado através da desaceleração, do espaço percorrido e da eficiência obtida pelo veículo durante esse processo.

O espaço de freagem é a distância percorrida pelo veículo nas diferentes fases do processo de freagem.

A primeira fase da freagem envolve o tempo decorrido entre a sensibilização visual e/ou auditiva do motorista e a aplicação dos freios pelo mesmo. Esse tempo é considerado como o tempo de reação do motorista e depende das suas condições físicas e do tipo de sinal que o sensibiliza.

McLEAN et al. (1976) mostra como o motorista controla a desaceleração, a velocidade e a posição do veículo durante a freagem a partir de resultados experimentais. Propõe ainda um modelo matemático para o comportamento do motorista durante a freagem, utilizando um programa computacional para a simulação desse comportamento. Realiza ainda comparações entre os resultados teóricos e experimentais.

MORTIMER (1976) mostra a influência de características dos motoristas como comprimento das pernas, sexo, peso, idade e outras no desempenho de sistemas de freios com apresentação de resultados experimentais. Mostra também, as vantagens de treinar o motorista para as situações de emergência e as vantagens do uso de sistemas automáticos.

Durante a primeira fase da freagem não há aplicação dos freios. Nessa fase, o veículo percorre um espaço proporcional ao produto entre a velocidade do veículo e o tempo de resposta do motorista.

A segunda fase da freagem ocorre desde a aplicação dos freios pelo motorista até o início da atuação dos mesmos. Este é o tempo de resposta do sistema de freios; este depende, entre outros fatores, do tipo de acionamento, do tempo de resposta de válvulas, da folga entre lona e tambor ou entre pastilha e disco, do comprimento das tubulações, etc.

A terceira fase do processo de freagem compreende o tempo desde o início da atuação do freio até a imobilização do veículo.

Nessa terceira fase, a desaceleração do veículo cresce até atingir a desaceleração máxima, onde se tem a melhor eficiência.

A eficiência da freagem é definida em LIMPURT (1992) como a razão entre a máxima desaceleração obtida durante o processo de freagem (por unidade da aceleração da gravidade) e o coeficiente de adesão máximo disponível no contato entre pneumáticos e pavimento, sem que ocorra o escorregamento de qualquer eixo.

Em geral, as rodas de cada eixo do veículo utilizam coeficientes de adesão diferentes durante o processo de freagem, com qualquer sistema de freios instalado, produzindo no veículo uma desaceleração real.

Quando todas as rodas utilizam todo o coeficiente de adesão disponível entre pneumáticos e pavimento para frear, todas as rodas estão na iminência do escorregamento, proporcionando a máxima desaceleração ou a desaceleração ideal na freagem, que coincide com a máxima adesão disponível entre pneumáticos e pavimento.

A razão entre a desaceleração real e a desaceleração ideal é a eficiência do processo de freagem. A eficiência indica quanto da adesão disponível se transforma em desaceleração na freagem do veículo.

Quando a eficiência é de 100 % (cem por cento), o freio instalado permite que todas as rodas do veículo usem toda a adesão disponível, sem que ocorra o escorregamento de qualquer roda. Portanto, o veículo tem a desaceleração ideal e o melhor desempenho.

GILLESPIE (1992) mostra que a eficiência é um método útil de avaliar o desempenho de sistemas de freio, especialmente em veículos pesados onde múltiplos eixos estão envolvidos.

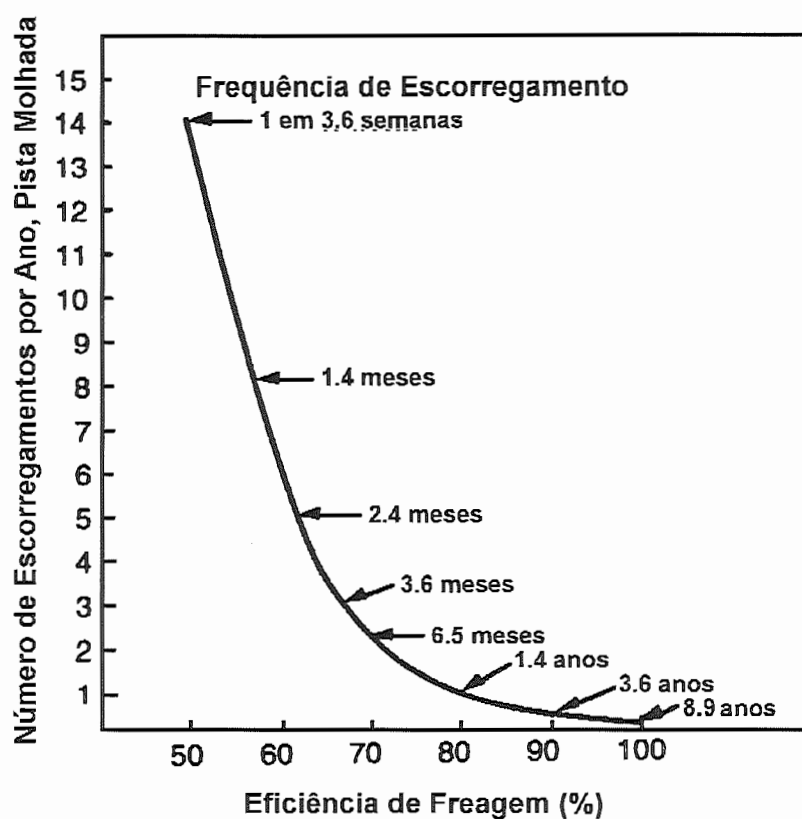


FIGURA 12 - Número de escorregamentos por ano versus eficiência de freagem¹

Na Figura 12 acima, GILLESPIE (1992) mostra a frequência de escorregamento das rodas dos eixos durante a freagem, em superfície molhada, para valores de eficiência da freagem em percentagem. A Figura 12 mostra claramente que a possibilidade de escorregamento das rodas de qualquer eixo durante a freagem está relacionada com a eficiência.

A eficiência está relacionada com o aproveitamento da adesão disponível por cada eixo e, portanto, com o balanceamento de forças de freagem nos eixos.

Duas situações podem ocorrer com o eixo que estiver mais distante do balanceamento adequado:

¹ Critério estatístico: veículo efetuando 1,5 freagem por milha e percorrendo 10.000 milhas por ano

Primeiro, forças de freagem que exigem adesão superior à disponível são aplicadas nas rodas do eixo. Portanto, as rodas deste eixo escorregam na freagem prejudicando o desempenho e a estabilidade.

Segundo, forças de freagem que exigem adesão bem inferior à disponível são aplicadas nas rodas do eixo. Tal fato leva a uma baixa utilização da adesão e a baixa eficiência, o que afeta o desempenho.

A ocorrência de escorregamento de qualquer eixo afeta a dirigibilidade¹ do veículo, definida em CANALE (1991), podendo produzir acidentes que o envolvem.

Melhorar a eficiência da freagem é elevar o desempenho e proporcionar melhor estabilidade. Evitar o escorregamento das rodas dos eixos é reduzir o número de acidentes, o que contribui efetivamente para a segurança veicular.

4.5.2 Desempenho térmico

O desempenho térmico do sistema de freios interfere na capacidade deste de proporcionar o melhor desempenho cinemático para o veículo. Sem a dissipação de calor de forma eficiente pelos freios, a temperatura destes pode elevar-se afetando a eficiência da freagem.

Este fato é observado, principalmente, em veículos com freios a tambor com problemas de refrigeração dos freios.

Para o cálculo do desempenho térmico dos freios deve-se realizar:

- estudo das características geométricas e funcionais do veículo;
- estudo do balanceamento térmico do sistema de freios para vários tipos de percurso em trecho urbano e rodoviário.
- estudo aerodinâmico para melhorar a ventilação do sistema de freios;
- estudo dos materiais empregados na construção dos freios, etc.

O estudo do desempenho térmico deve ser acompanhado de cálculos para os diferentes tipos de freagem, como a freagem de longa duração e de emergência. Nestes cálculos deve-se avaliar a influência da temperatura, da velocidade e de outros termos que podem influenciar no desempenho térmico dos freios.

¹Ver GLOSSÁRIO.

Com os cálculos pode-se obter a potência necessária no sistema de freios para a freagem, a massa adequada dos discos ou tambores, as características geométricas dos componentes dos freios, os melhores materiais a serem usados na construção desses componentes e outras informações importantes.

Testes de campo que comprovem o modelo matemático adotado para o cálculo térmico dos freios devem ser realizados.

LIMPERT (1992) mostra o cálculo térmico de sistemas de freios, considerando a energia e a potência dissipada durante a freagem para diferentes situações de aplicação dos freios.

CANALE (1989) apresenta estudo da dinâmica da freagem para um veículo de dois eixos, incluindo o desempenho cinemático e o desempenho térmico.

4.6 Estabilidade na freagem

A estabilidade¹ do processo de freagem está associada ao escorregamento das rodas de algum eixo do veículo durante a freagem. Em trecho curvilíneo, a estabilidade também está associada à ocorrência de tombamento do veículo.

O escorregamento das rodas do veículo ocorre quando a força de freagem transmitida para o contato entre pneumático e pavimento é maior que o produto entre a força normal nesse eixo e o coeficiente de adesão máximo disponível durante a freagem.

Quando escorregam, as rodas não suportam esforços laterais. Este fato produz efeitos diferentes dependendo das rodas de qual eixo escorregam.

O escorregamento do eixo dianteiro produz a perda de dirigibilidade do veículo pelo motorista, segundo a dirigibilidade, definida em CANALE (1991). O veículo não responde mais à mudança de direção solicitada pelo motorista, através do sistema de direção, porque os pneumáticos não produzem forças laterais.

Com o escorregamento das rodas do eixo dianteiro, o veículo tende a desenvolver uma trajetória retilínea.

¹Ver GLOSSÁRIO.

Em trajetória retilínea, o veículo continua nela sem dirigibilidade. No caso de trajetória curvilínea, o veículo tende a percorrer uma trajetória retilínea tangente à curva, no instante do escorregamento.

Para retomar o controle direcional do veículo, o motorista deve retirar a aplicação dos freios. Esta atitude leva ao desbloqueamento das rodas e permite a retomada do controle do veículo.

O escorregamento das rodas do eixo traseiro faz com que elas não suportem esforços laterais. Portanto, qualquer perturbação pode produzir momento com relação ao eixo dianteiro do veículo, fazendo-o girar sobre o pavimento de forma rápida e praticamente incontrolável pelo motorista.

Esta instabilidade pode ter conseqüências mais perigosas que o escorregamento do eixo dianteiro. O projetista do sistema de freios prefere geralmente que as rodas do eixo dianteiro escorreguem primeiro.

Para o veículo do tipo cavalo-semi-reboque o escorregamento do eixo dianteiro do cavalo produz o mesmo efeito já descrito. Para o veículo combinado, o escorregamento do eixo traseiro do cavalo pode levar ao *jackknife* do veículo.

O escorregamento dos eixos do semi-reboque também produz o *jackknife*, mas este pode ser controlado por um motorista habilidoso, através do alívio do esforço aplicado nos freios.

DORION et al. (1989) definem dois tipos de *jackknife* para veículo combinado: o *jackknife* do cavalo e o *jackknife* do semi-reboque. O primeiro ocorre com o escorregamento do eixo traseiro do cavalo; neste caso, o semi-reboque permanece estável e o cavalo gira de forma rápida e instável sobre o pavimento. O segundo ocorre com o escorregamento das rodas do semi-reboque, neste caso, o cavalo permanece estável e o semi-reboque gira, de forma mais lenta que no primeiro tipo de *jackknife*, sobre o pavimento.

DORION et al. (1989) mostram ainda os benefícios obtidos em recentes estudos, com simulação computacional, através do uso de dispositivos preventivos do *jackknife*.

KRAMER et al. (1987) mostram o que ocorre com o escorregamento de cada um dos eixos do veículo combinado. Apresentam também as vantagens de se utilizar

sistema ABS apenas no eixo traseiro do cavalo, para evitar a perda de controle direcional do veículo com o escorregamento deste eixo. Revelam, ainda, que a instalação do ABS apenas no eixo traseiro é feita de forma simplificada, o que implica em redução de custos e maior praticidade na manutenção do veículo e do sistema ABS.

Em trecho curvilíneo, a estabilidade do veículo pode ser avaliada quanto ao escorregamento das rodas dos eixos e quanto ao tombamento.

WILLIAMS et al. (1976) mostram a influência das características do pneumático e do tipo de pavimento no escorregamento entre ambos, durante a freagem em trecho retilíneo e curvilíneo, em pavimento seco e molhado.

WILLIAMS et al. (1976) mostram os fatores que afetam o coeficiente de adesão máximo disponível entre pneumáticos e pavimento molhado, sendo este um parâmetro importante no desempenho e na estabilidade do veículo durante a freagem.

HALES (1976) trata da influência da ocorrência de escorregamento das rodas dos eixos de veículos combinados, durante a freagem, na estabilidade direcional dos mesmos.

ERVIN (1976) apresenta medidas da capacidade de tração longitudinal e lateral de pneumáticos de veículos comerciais.

Considerar-se-á tombamento do veículo quando pelo menos uma de suas rodas não tiver mais contato com o pavimento, ou seja, quando a força de reação normal nessa roda for nula. Portanto, esta situação pode ocorrer nas rodas do cavalo ou do semi-reboque.

O tombamento pode ocorrer para o lado de fora ou para o lado de dentro da curva; ambas as situações podem ocorrer com o veículo realizando a curva para a esquerda ou para a direita.

A velocidade de tombamento depende do raio de curva da trajetória do veículo, da inclinação lateral da pista e se a curva é para a direita ou para a esquerda. Depende também da posição do centro de gravidade, das características geométricas e da condição operacional do veículo.

FANCHER & MATHEW (1989) mostram fatores que afetam o desempenho de veículos comerciais pesados, como o cavalo-semi-reboque. Apresentam ainda

sugestões para melhorar a segurança desse tipo de veículo, durante a freagem em trecho retilíneo e curvilíneo, mostrando que o tombamento está associado as características da suspensão, da quinta-rodas e da altura do centro de gravidade do veículo.

FANCHER & MATHEW (1989) indicam também que a tecnologia futura no transporte de cargas envolve o desenvolvimento de veículos pesados articulados com níveis de desempenho mensuráveis e previsíveis, durante manobras seguras, incluindo a freagem.

BIRCH (1989) apresenta estudos sobre veículo articulado do tipo cavalo-semi-reboque movendo-se em trecho curvilíneo, com dispositivo que permite que as rodas do eixo traseiro acompanhem o esterçamento das rodas do eixo dianteiro. Este dispositivo procura melhorar o desempenho deste veículo em trecho curvilíneo e facilitar manobras no tráfego urbano.

4.7 Metodologia aplicada

4.7.1 Introdução

O trabalho desenvolvido engloba o estudo da freagem em três situações:

- o veículo freando em trajetória retilínea,
- o veículo freando em trajetória curvilínea,
- o veículo estacionado em aclave ou em declive.

O veículo estudado é o cavalo com ou sem o semi-reboque. O estudo pode ser realizado com o centro de gravidade em posição fixa ou com a aplicação da técnica do “passeio do centro de gravidade”.

Com as hipóteses adotadas e descritas neste capítulo, foi elaborado um modelo matemático e um sistema computacional que permitem amplo estudo da freagem de veículos do tipo cavalo-semi-reboque.

Este sistema computacional será descrito com detalhes no Capítulo 5 deste trabalho.

4.7.2 Principais hipóteses adotadas no modelo matemático

- Sobre o veículo:

O veículo é considerado como um corpo rígido com toda a sua massa concentrada no seu centro de gravidade. A massa da suspensão do veículo também está concentrada no c.g. do veículo. Estas considerações são usadas por GILLESPIE (1992) e CANALE (1991).

- Sobre a suspensão:

A suspensão do veículo é considerada rígida. Os efeitos da flexibilidade da suspensão não interferem significativamente no estudo do desempenho da freagem com o veículo em regime permanente ou *steady state*. O mesmo não se pode dizer quando se estudam os efeitos dos transitórios durante a freagem, conforme CANALE (1991).

- Sobre o sistema de freios:

Consideraram-se neste estudo os tempos de resposta do sistema de freios e a possibilidade de utilização de válvulas que definem a ordem de atuação dos freios instalados nos eixos do veículo. Os efeitos transitórios durante a atuação dos freios não foram considerados no estudo de desempenho e de estabilidade, atitude adotada também por LIMPERT (1992) e GILLESPIE (1992).

O trabalho desenvolvido permite ao projetista utilizar vários tipos de sistemas de freios de serviço e de estacionamento descritos no Capítulo 2, permitindo um estudo comparativo entre estes tipos de sistemas de freios.

Para o veículo com freio a disco pode-se ter freios com uma ou duas pastilhas; com acionamento mecânico, hidráulico, pneumático ou misto.

Para o veículo com freio a tambor pode-se ter freios com duas sapatas, com os diversos arranjos descritos no item 5.1.2 do Capítulo 2; com acionamento mecânico, hidráulico, pneumático ou misto.

Pode-se avaliar a atuação do freio de serviço ou do freio de estacionamento quando o veículo está estacionado em aclive ou em declive, com acionamento mecânico, hidráulico ou pneumático desses freios.

Os sistemas de freios do cavalo e do semi-reboque possuem características fornecidas pelos seus fabricantes.

- Sobre a resistência ao movimento:

A resistência ao rolamento e a resistência do ar não foram consideradas no estudo do desempenho na freagem, pois esta foi realizada em pista com coeficiente de adesão máximo disponível, estimado em 0,7, que oferece alto índice de desaceleração. Para este caso, a influência desses termos é muito pequena, como demonstra CANALE (1991).

O estudo do desempenho na freagem é feito com o veículo desengrenado. Portanto, o efeito de inércia dos elementos em rotação no veículo é pequeno e não considerado, conforme CANALE (1991).

Os testes de campo para desempenho do veículo são realizados em pista plana. Assim, no modelo matemático desenvolvido não foi considerado o efeito da inclinação da pista na direção de movimento do veículo.

- Sobre as forças no veículo

A força de inércia, a força centrífuga e a força do peso do veículo são aplicadas no centro de gravidade do veículo.

As forças normais, laterais e de freagem nos pneumáticos estão concentradas em um ponto dentro da região de contato entre pneumático e pavimento.

As forças normais, laterais e de freagem representam a resultante das forças nas rodas de cada eixo do veículo.

As forças na quinta-roda são concentradas em um ponto da mesma, sendo representadas por componentes vertical, lateral e longitudinal.

O semi-reboque possui apenas uma força normal, uma força lateral e uma de freagem para todos os seus eixos. Estas forças estão concentradas no ponto de contato entre pneumáticos e pavimento, o que pode ser adotado quando a distância entre os eixos é menor que dois metros.

Para o semi-reboque de um eixo, os pontos de contato dos pneumáticos das rodas desse eixo com o pavimento definem os pontos de aplicação das forças normais, laterais e de freagem.

Para o semi-reboque com dois eixos, os pontos de aplicação dessas forças são os pontos intermediários entre os pontos de contato dos pneumáticos dos dois eixos com o pavimento.

Para o semi-reboque com três eixos, os pontos de aplicação dessas forças coincidem com os pontos de contato dos pneumáticos das rodas do eixo intermediário com o pavimento.

Estudos realizados por PERSEGUIM (1994) comprovaram a validade da hipótese de concentrar a aplicação das forças de freagem e normais nos eixos para os semi-reboques com mais de um eixo, com distância entre estes menor que dois metros, nos pontos de contato entre pneumáticos e pavimento definidos nos parágrafos anteriores.

Para o veículo em movimento curvilíneo foi adotado o modelo de Ackermam para o esterçamento das rodas do eixo dianteiro, mostrado em GILLESPIE (1992). O centro de giro está na direção do eixo traseiro do cavalo e dos eixos do semi-reboque, conforme adotado em GILLESPIE (1992).

- Sobre as rodas

As rodas do veículo possuem raio dinâmico constante, o modelo matemático não considera deformação dos pneumáticos na freagem.

- Sobre o movimento

O veículo em movimento retilíneo ou curvilíneo é considerado em regime permanente ou em *steady state*¹.

Tais considerações, simplificam o modelo matemático adotado para o estudo desse tipo de veículo durante a freagem. A partir desse modelo simplificado, podem ser acrescentadas outras considerações que o tornem mais complexo, permitindo a avaliação de cada uma separadamente.

¹Definido por SAE J670e (1976).

4.7.3 Freagem no trecho retilíneo

Para o estudo em trecho retilíneo, foi elaborado um modelo matemático utilizando-se as Leis de Newton, aplicadas através do equilíbrio de forças nos eixos X e Z e do equilíbrio de momentos de forças no plano XZ.

Para o cavalo com o semi-reboque também foi utilizado o equilíbrio de momentos de forças em relação ao ponto definido como quinta-roda.

Através deste modelo matemático, foram obtidas as forças envolvidas no movimento do veículo em trecho retilíneo, as forças normais e a distribuição das mesmas nos eixos, as forças de freagem e a distribuição destas nos eixos.

As forças envolvidas durante a freagem em trecho retilíneo são os pesos e as forças de inércia do cavalo e do semi-reboque, as forças normais nos eixos, as forças de freagem nos eixos e as forças longitudinal e vertical na quinta-roda para o cavalo com o semi-reboque.

Para o cavalo sem o semi-reboque estas forças são o peso e a força de inércia do cavalo, as forças normais e as forças de freagem nos eixos do cavalo.

Para o estudo da freagem do veículo pode-se adotar uma desaceleração ou definir a atuação do sistema de freios instalado, variando-se a pressão de atuação do freio de serviço.

Os casos de freagem analisados são:

- para o cavalo sem o semi-reboque
 - freagem do eixo dianteiro do cavalo,
 - freagem do eixo traseiro do cavalo,
 - freagem de ambos os eixos do cavalo,
- para o cavalo com o semi-reboque
 - freagem do cavalo,
 - freagem do semi-reboque,
 - freagem do cavalo e do semi-reboque,

Pode-se obter o balanceamento de forças de freagem no cavalo com ou sem o semi-reboque.

O balanceamento das forças de freagem no cavalo foi estudado através da obtenção das forças de freagem ideais e reais (fornecidas pelo freio instalado) nos seus eixos dianteiro e traseiro.

O estudo do balanceamento das forças de freagem somente nos eixos do cavalo permite avaliar a influência do acoplamento do semi-reboque ao cavalo.

O desenvolvimento de modelo matemático para o veículo, freando em trecho retilíneo com o uso da técnica do “balanceamento estático” ou “passeio do centro de gravidade”, permite a obtenção do desempenho e da estabilidade do veículo em qualquer condição operacional possível e admissível pelo fabricante e pela legislação, conforme mostrado em CANALE (1991) e CANALE (1992).

O desempenho e a estabilidade durante a freagem do cavalo, sem o semi-reboque, com o “passeio do centro de gravidade” fornece a pressão em que ocorre escorregamento de pelo menos um eixo do cavalo, as desacelerações máxima e média, a eficiência e o espaço de freagem. Fornece ainda, o eixo que escorrega primeiro para qualquer condição operacional do cavalo e em qualquer pavimento.

O desempenho e a estabilidade durante a freagem do cavalo com o semi-reboque, com o “passeio do centro de gravidade” do semi-reboque, fornece a pressão de escorregamento de pelo menos um eixo do veículo, as desacelerações máxima e média, a eficiência e o espaço de freagem. Permite identificar também, qual eixo escorrega primeiro, para qualquer condição operacional do semi-reboque e em qualquer pavimento.

4.7.4 Freagem no trecho curvilíneo

Foi elaborado um modelo matemático para a resolução do estudo da freagem do veículo em trecho curvilíneo através de procedimento gráfico, com posterior resolução analítica, ambas análogas ao modelo mostrado em SHIGLEY (1970), para análise de mecanismos articulados. Obtêm-se assim, as forças envolvidas, o balanceamento das forças normais nos eixos, o balanceamento das forças de freagem

nos eixos e a estabilidade do veículo, com a obtenção da velocidade de tombamento para os seguintes casos de freagem:

- para o cavalo sem o semi-reboque
freagem do eixo dianteiro do cavalo,
freagem do eixo traseiro do cavalo,
freagem de ambos os eixos do cavalo,
- para o cavalo com o semi-reboque
freagem do cavalo,
freagem do semi-reboque,
freagem do cavalo e do semi-reboque.

No veículo, pode ser aplicada uma desaceleração escolhida ou obtida com atuação do freio de serviço instalado.

As forças obtidas durante a freagem do veículo em trecho curvilíneo são as mesmas para o veículo em trecho retilíneo, acrescentando-se as forças centrífugas no cavalo e no semi-reboque, as forças laterais nas rodas dos eixos (eixo dianteiro do cavalo, eixo traseiro do cavalo e eixos do semi-reboque) e a força lateral na quinta-roda.

As forças normais e o limite de tombamento foram obtidos aplicando-se as Leis de Newton.

A obtenção das forças envolvidas na freagem em trecho curvilíneo por processo gráfico, através de polígonos de forças, está apresentada em FERNANDES (1990).

A velocidade de tombamento do veículo foi obtida por equilíbrio de torques, com relação a eixos de tombamento possíveis, durante a freagem na curva.

Os eixos de tombamento possíveis para o cavalo são definidos pelo contato entre pneumáticos e pavimento.

O eixo de tombamento possível do cavalo para o lado de fora da curva ou externo é a reta que passa pelos pontos de contato entre os pneumáticos e pavimento do lado externo da curva.

O eixo de tombamento possível do cavalo para o lado de dentro da curva ou interno é definido pelos pontos de contato entre os pneumáticos e pavimento do lado interno da curva.

Os eixos de tombamento do semi-reboque são mostrados na Figura 13 abaixo:

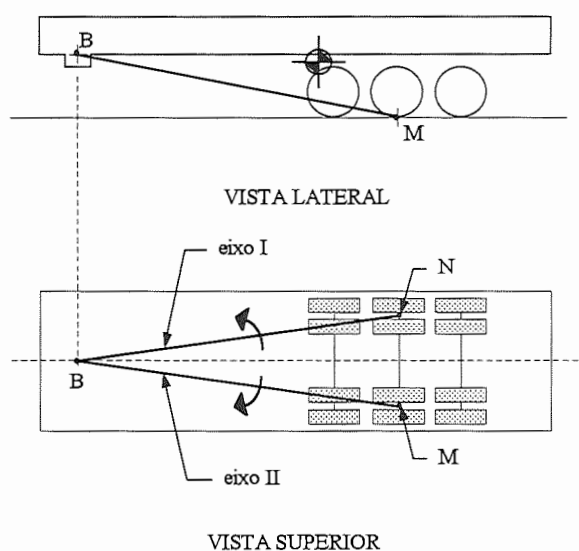


FIGURA 13 - Eixos de tombamento do semi-reboque

OBS: Para o semi-reboque são definidos os eixos I e II de tombamento na Figura 13, como sendo as retas que passam, respectivamente, pelos pontos de contato N e M dos pneumáticos com o pavimento e pelo ponto B, onde são aplicadas as forças na quinta-rodinha.

4.7.5 Estacionamento em aclive e declive

O comportamento do veículo estacionado em aclive ou em declive é uma condição importante a ser avaliada. Este trabalho permite ao projetista de sistemas de freios avaliar o desempenho do freio de estacionamento, conforme as suas características construtivas e funcionais, o que pode ser feito, considerando-se as

diversas possibilidades de eixos do veículo escolhidos para a instalação do mesmo.

Estas possibilidades são:

- para o cavalo sem o semi-reboque:

freio de estacionamento instalado no eixo dianteiro do cavalo,
freio de estacionamento instalado no eixo traseiro do cavalo,
freio de estacionamento instalado em ambos os eixos do cavalo.

- para o cavalo com o semi-reboque:

freio de estacionamento instalado no eixo dianteiro do cavalo,
freio de estacionamento instalado no eixo traseiro do cavalo,
freio de estacionamento instalado em ambos os eixos do cavalo,
freio de estacionamento instalado no eixo dianteiro do cavalo e nos eixos do semi-reboque,
freio de estacionamento instalado no eixo traseiro do cavalo e nos eixos do semi-reboque,
freio de estacionamento instalado nos eixos do semi-reboque,
freio de estacionamento instalado em todos os eixos do veículo.

O estudo destas diversas possibilidades de instalação do freio de estacionamento permite a comparação da instalação atual do freio de estacionamento no veículo com outras possíveis instalações. Permite também avaliar o comportamento do veículo no caso de falha do freio de estacionamento.

Para o veículo estacionado em aclive ou em declive dois limites podem ser avaliados:

1. Limite de escorregamento das rodas: Este limite é função da adesão disponível entre pneumático e pavimento. A máxima adesão disponível multiplicada pela força normal nas rodas do eixo fornece o limite de força de freagem que pode ser transmitida ao pavimento, com a aplicação dos freios instalados, sem o escorregamento das rodas.

O veículo descera o aclive ou o declive quando ocorre o escorregamento sucessivo das rodas usadas para frear. Este é o limite de escorregamento do veículo obtido neste estudo.

Este limite permite observar o comportamento do veículo em aclive ou em declive para diferentes coeficientes de adesão disponível entre pneumático e pavimento. Pode-se avaliar o estacionamento em pistas secas ou molhadas; pistas de asfalto, de concreto, de terra, de paralelepípedos, etc.

2. Limite de rolamento das rodas: É o limite do sistema de freios instalado e ocorre devido ao escorregamento total entre as superfícies de atrito do sistema de freios.

Com o escorregamento entre as superfícies de atrito dos freios ocorrerá o rolamento das rodas utilizadas para frear o veículo e, conseqüentemente, o veículo descera o aclive ou o declive em que estiver estacionado.

Este limite permite avaliar o sistema de freios de estacionamento instalado quanto s suas características geométricas e construtivas.

O limite que primeiro ocorrer será o limite do estacionamento do veículo em aclive ou em declive. Este estudo obtém a inclinação máxima do aclive ou do declive que o veículo estacionado suporta, fornecida em percentagem e pelo ângulo de inclinação em graus.

Os resultados e os benefícios destas hipóteses adotadas serão descritos no Capítulo 6, através da comparação dos valores teóricos e experimentais obtidos na aplicação desse trabalho em um veículo cavalo-semi-reboque exemplo. O veículo cavalo-semi-reboque exemplo utilizado neste trabalho é o cavalo LS 1941 (produzido pela Mercedes Benz do Brasil) e o semi-reboque FNV CARGA SECA (produzido pela FNV).

5. SISTEMA COMPUTACIONAL

5.1 Introdução

Com o objetivo de proporcionar um meio teórico com comprovação experimental, computadorizado, que efetivamente auxilie o engenheiro projetista na obtenção de uma melhor eficiência na freagem de um veículo do tipo cavalo-semi-reboque, sob qualquer condição operacional, foi desenvolvido um modelo matemático e um sistema computacional decorrente.

Este capítulo será uma descrição desse sistema desenvolvido abordando o diagrama, o funcionamento, as possibilidades de estudo, as características computacionais, as aplicações e benefícios do sistema.

5.2 Diagrama e funcionamento do sistema

O sistema computacional desenvolvido pode ser descrito pelo diagrama da Figura 14. Através deste sistema o usuário pode optar entre cinco atividades que são: Arquivo, Trabalho, Condições Iniciais e Gráficos e Tabelas.

1 . Arquivo:

O sistema possui um banco de dados que permite ao usuário trabalhar com os arquivos. Pode-se iniciar um arquivo novo, abrir um arquivo existente, trocar de diretório e imprimir todos os registros de qualquer arquivo.

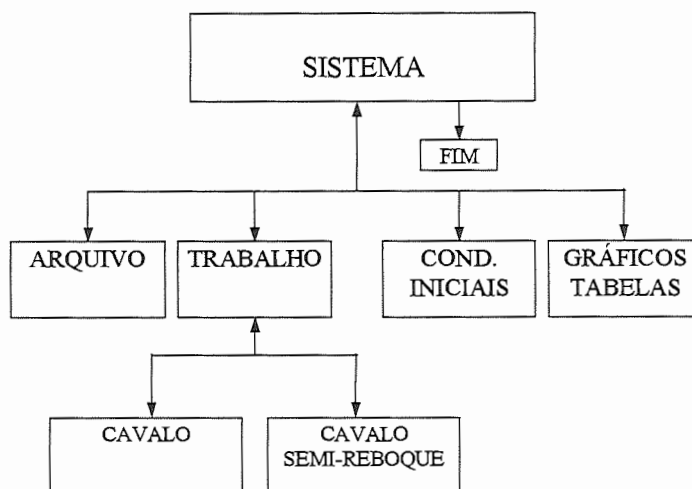


FIGURA 14 - Diagrama de blocos do sistema computacional

SISTEMA: Sistema computacional.

ARQUIVO: Conforme explicado neste trabalho.

TRABALHO: Conforme explicado neste trabalho.

COND. INICIAIS: Conforme explicado neste trabalho.

GRÁFICOS TABELAS: Conforme explicado neste trabalho.

FIM: Saída do sistema computacional.

CAVALO: Possibilidades de estudo para o cavalo sem semi-reboque.

CAVALO-SEMIREBOQUE: Possibilidades de estudo para o cavalo-semi-reboque.

O sistema permite ao usuário trabalhar também com os registros de cada arquivo aberto. Pode-se exibir todos os registros de um arquivo, exibir apenas os registros de um usuário do arquivo, gravar um registro no arquivo para estudos posteriores, apagar e imprimir qualquer registro do arquivo.

Na atividade Arquivo são exibidas mensagens que orientam o usuário no trabalho com o arquivo e os registros. Cada registro é identificado por três campos

que são o nome do usuário, o nome do veículo e o número da versão de trabalho. Esta identificação permite que estudos do mesmo usuário, feitos para um único veículo, mas com características diferentes, sejam individualizados.

O sistema define inicialmente o estudo que será realizado e assume valores iniciais para as variáveis do programa, facilitando a entrada de dados pelo projetista posteriormente. Este pode alterar ou apenas confirmar os valores iniciais das variáveis.

2 . Trabalho:

Esta atividade permite ao projetista obter informações a respeito do seu estudo e definir os dados necessários para o cálculo desejado, através dos itens: Informativo, Veículo, Centro de Gravidade, Estudo, Movimento/Rampa e Opções.

No item Informativo tem-se um resumo das possibilidades de estudo escolhidas pelo projetista e uma identificação do estudo através do nome do usuário, do veículo e da versão.

No item Veículo o projetista escolhe se o cavalo será estudado com ou sem o semi-reboque, definindo ainda as características geométricas, construtivas e funcionais do cavalo e do semi-reboque.

No item Centro de Gravidade o projetista define se o centro de gravidade do cavalo é conhecido ou não. Caso o cavalo esteja acoplado ao semi-reboque, o projetista tem que definir se o centro de gravidade do semi-reboque é conhecido ou não.

Com o item Estudo o projetista define que fará o estudo da freagem do veículo, fornecendo também as características do sistema de freios instalado no veículo, conforme os tipos de freios definidos no Capítulo 2.

No item Movimento/Rampa o projetista escolhe se o veículo será analisado durante a freagem em trecho retilíneo, em trecho curvilíneo ou estacionado em aclive e em declive.

Para o trecho retilíneo são fornecidas as condições do movimento como velocidade, tempos de resposta e outras. Para o trecho curvilíneo escolhe-se a

velocidade, o raio de curva, a inclinação lateral da pista e se a curva será para a direita ou para a esquerda.

Para o veículo estacionado em aclive e em declive o projetista define as características do freio de estacionamento instalado no veículo.

Em Opções o projetista pode escolher os itens Desaceleração, Casos e Passeio do c.g..

Em Desaceleração o projetista escolhe se o veículo será freado com uma desaceleração fornecida pelo projetista ou proporcionada pelo sistema de freios instalado.

No item Casos pode-se escolher qual o caso que se deseja estudar, os casos disponíveis para estudo seguem as possibilidades escolhidas pelo projetista em Veículo, Estudo, Movimento/Rampa e Desaceleração.

No item Passeio do c.g. o projetista fornece os dados necessários para a obtenção do “passeio do centro de gravidade” do veículo nas direções longitudinal, transversal e vertical.

3 . Condições Iniciais:

O projetista estabelecerá as condições iniciais da análise da freagem, fornecendo os seguintes dados: a aceleração da gravidade local, a temperatura ambiente, a pressão atmosférica, o coeficiente de adesão máximo disponível entre pneumático e pavimento e outros. Isto permite a representação das condições normais de utilização do veículo ou das condições dos testes de campo.

4 . Gráficos e Tabelas:

Permite ao projetista escolher quais resultados do estudo definido anteriormente deseja visualizar, através do monitor, na forma de gráficos e tabelas. Este item permite também a impressão desses gráficos e tabelas.

5.3 Possibilidades de estudo

O diagrama da Figura 15 permite visualizar as possibilidades de estudo através do sistema para o cavalo sem o semi-reboque.

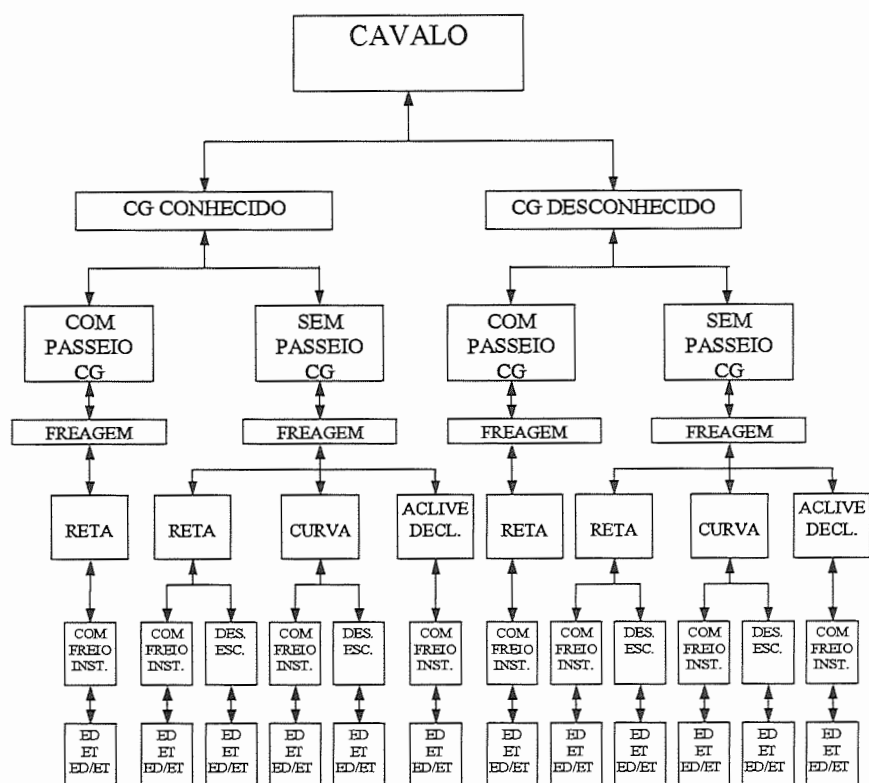


FIGURA 15 - Diagrama das possibilidades de estudo do cavalo sem o SR

RETA: Veículo em trecho retilíneo.

CURVA: Veículo em trecho curvilíneo.

ACLIVE: Veículo estacionado em active.

DECL.: Veículo estacionado em declive.

COM FREIO INST.: Freagem com desaceleração obtida com aplicação dos freios.

DES. ESC.: Freagem com desaceleração escolhida pelo projetista.

ED: Veículo freando apenas com o eixo dianteiro.

ET: Veículo freando apenas com o eixo traseiro.

ED/ET: Veículo freando com ambos os eixos.

O estudo do cavalo pode ser realizado quando o seu centro de gravidade é conhecido ou desconhecido. Quando o centro de gravidade do cavalo é conhecido, o projetista fornece as posições longitudinal, transversal e vertical do mesmo e o peso do cavalo estudado.

Quando o centro de gravidade do cavalo é desconhecido, o projetista fornece os dados necessários para que o sistema o obtenha, segundo método descrito por CANALE (1989). Este método está descrito no Capítulo 3, que trata do levantamento do centro de gravidade.

O estudo da freagem do cavalo pode ser realizado com ou sem o “passeio do centro de gravidade”. Sem o “passeio do centro de gravidade” o desempenho e a estabilidade do veículo são obtidos para o c.g. em uma posição fixa, que provém de uma condição operacional definida pelo projetista.

Com o “passeio do centro de gravidade” o desempenho e a estabilidade do veículo são obtidos para as posições do c.g. com as diversas condições de carregamento possíveis e admissíveis do veículo. O estudo com o “passeio do centro de gravidade” amplia as possibilidades de avaliar o desempenho e a estabilidade do veículo durante a freagem, permitindo visualizar o seu comportamento com várias condições operacionais em um único estudo.

O cavalo pode ser estudado em trecho retilíneo, em trecho curvilíneo ou estacionado em aclave e declive. Somente o estudo em trecho retilíneo pode ser feito com o “passeio do centro de gravidade” do cavalo.

Para a freagem em trecho retilíneo, o sistema obtém as forças envolvidas no movimento, as forças na quinta-rod, as forças normais e a distribuição das mesmas nos eixos, as forças de freagem ideais e reais e a distribuição das mesmas nos eixos.

Obtém também o coeficiente de adesão utilizado para cada eixo, a relação entre o coeficiente de adesão e a desaceleração, a relação entre a pressão de atuação do sistema de freios e a desaceleração, o desempenho e a estabilidade do veículo.

Para a freagem em trecho curvilíneo, o sistema obtém as forças envolvidas no movimento, as forças na quinta-rodas, as forças laterais, as forças normais e a distribuição das mesmas nos eixos, as forças de freagem ideais e reais e a distribuição das mesmas nos eixos. Obtém ainda a relação entre a pressão de atuação e a desaceleração e a estabilidade do veículo quanto a velocidade de tombamento.

O estudo do estacionamento em aclive e em declive fornece a inclinação máxima da pista que o veículo consegue estacionar, considerando os limites de escorregamento e de rolamento já definidos no item 4.7.5 do Capítulo 4.

O projetista pode analisar o comportamento do cavalo durante a freagem com desaceleração escolhida ou produzida com a atuação do sistema de freios instalado. Essa escolha é feita em Desaceleração, no item Opções da atividade Trabalho.

O estudo feito com a desaceleração escolhida pelo projetista é conveniente quando o sistema de freios a ser instalado no veículo ainda não foi definido. A desaceleração é escolhida em percentagem da aceleração da gravidade, podendo o projetista fornecer a desaceleração inicial e a desaceleração final para o veículo.

O estudo feito com freio instalado permite ao projetista uma avaliação do comportamento real do veículo durante a freagem. A desaceleração é proporcionada pelo sistema de freios definido no item Estudo, com atuação definida pelo projetista no item Desaceleração. Por exemplo, para um freio pneumático é fornecida a pressão de aplicação inicial e final dos freios e qual a ordem de atuação de freagem dos eixos.

O projetista pode escolher através do item Casos se a freagem do veículo será feita utilizando-se apenas o eixo dianteiro, apenas o eixo traseiro ou ambos os eixos. Isto permite uma avaliação do comportamento do veículo no caso de falha parcial do sistema, que pode ocorrer nos freios do eixo dianteiro ou do eixo traseiro do cavalo.

Para o cavalo estacionado em aclive e em declive o projetista pode visualizar qual será a inclinação máxima da pista suportada pelo veículo freando nas combinações:

- apenas eixo dianteiro do cavalo,

- apenas eixo traseiro do cavalo,
- ambos os eixos,

Isto possibilita ao projetista verificar o comportamento do veículo estacionado com qualquer uma dessas combinações.

O diagrama da Figura 16 permite visualizar as possibilidades de estudo através do sistema para o cavalo com o semi-reboque.

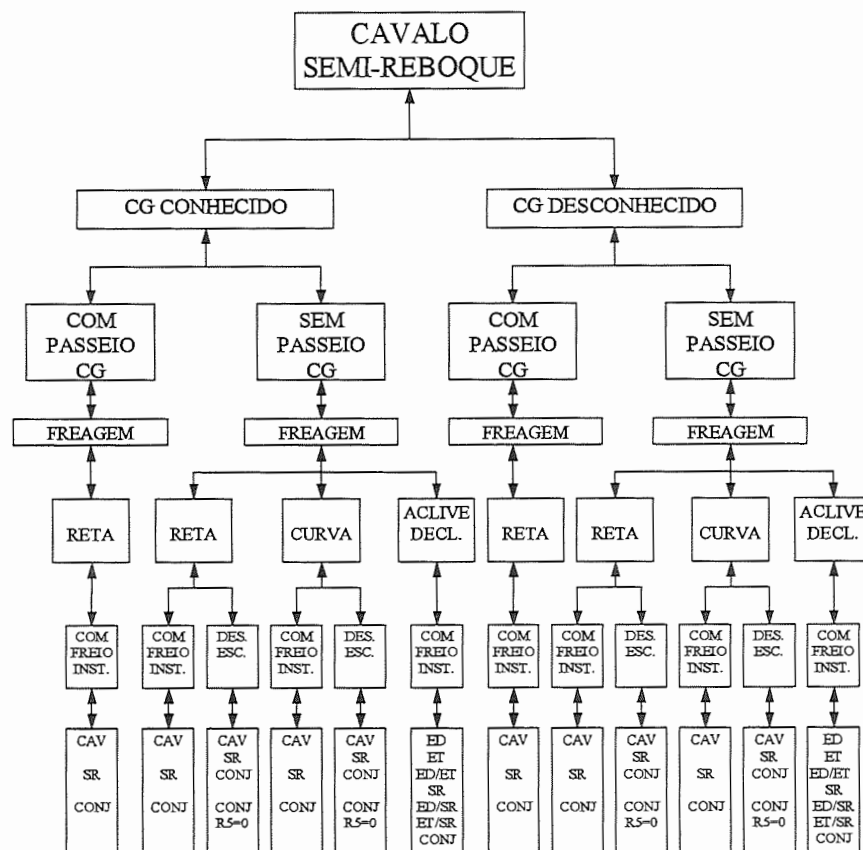


FIGURA 16 - Diagrama das possibilidades de estudo do C-SR

RETA: Veículo em trecho retilíneo.

CURVA: Veículo em trecho curvilíneo.

ACLIVE: Veículo estacionado em aclive.

DECL.: Veículo estacionado em declive.

COM FREIO INST.: Freagem com desaceleração obtida com a aplicação dos freios.

DES. ESC.: Freagem com desaceleração escolhida pelo projetista.

CAV: Veículo combinado freando apenas com o cavalo

SR: Veículo combinado freando apenas com o semi-reboque.

CONJ: Veículo combinado freando com todos os eixos.

CONJ R5=0: Veículo combinado freando com todos os eixos e $Rd5_{1X}$ igual a zero.

ED: Veículo combinado freando apenas com o eixo dianteiro.

ET: Veículo combinado freando apenas com o eixo traseiro.

ED/ET: Veículo combinado freando com os eixos dianteiro e traseiro.

ED/SR: Veículo combinado freando com os eixos dianteiro e semi-reboque.

ET/SR: Veículo combinado freando com os eixos traseiro e semi-reboque.

O estudo do cavalo-semi-reboque pode ser realizado quando o seu centro de gravidade é conhecido ou não. Quando o centro de gravidade do cavalo é conhecido, o projetista deve fornecer as suas posições longitudinal, transversal e vertical e o peso do cavalo. Quando o centro de gravidade do semi-reboque é conhecido, o projetista deve fornecer as suas posições longitudinal, transversal e vertical e o peso do semi-reboque.

Quando o centro de gravidade do cavalo é desconhecido, o projetista deve fornecer os dados necessários para que o sistema o obtenha, segundo método descrito por CANALE (1989). Quando o centro de gravidade do semi-reboque é desconhecido, o projetista deve fornecer os dados necessários para que o sistema o obtenha, segundo o mesmo método do cavalo adaptado para o semi-reboque. Esse método está descrito no Capítulo 3 deste trabalho, que trata do levantamento do centro de gravidade.

O estudo da freagem do cavalo-semi-reboque pode ser realizado com ou sem o “passeio do centro de gravidade” do semi-reboque. Sem o “passeio do centro de gravidade”, o desempenho e a estabilidade do veículo na freagem são obtidos para o c.g. em uma posição fixa, que provém de uma condição operacional definida pelo projetista.

Com o “passeio do centro de gravidade”, o desempenho e a estabilidade do veículo são obtidos para o c.g. que provém das diversas condições operacionais definidas pelo projetista. O estudo com o passeio do c.g. amplia as possibilidades de avaliar o desempenho e estabilidade do veículo durante a freagem, pois permite visualizar o seu comportamento com diversos carregamentos possíveis e admissíveis para o semi-reboque.

O cavalo-semi-reboque pode ser estudado em trecho retilíneo, em trecho curvilíneo e estacionado em aclive ou declive. O estudo em trecho retilíneo pode ser feito com o “passeio do centro de gravidade” do semi-reboque.

Para a freagem em trecho retilíneo, o sistema obtém as forças envolvidas no movimento, as forças na quinta-rodas, as forças normais e a distribuição das mesmas nos eixos, as forças de freagem ideais e reais e a distribuição das mesmas nos eixos. Obtém ainda, o coeficiente de adesão utilizado por cada eixo, a relação entre o coeficiente de adesão e a desaceleração, a relação entre a pressão de atuação do sistema de freios e a desaceleração, o desempenho e a estabilidade do cavalo-semi-reboque.

Para a freagem em trecho curvilíneo, o sistema obtém as forças envolvidas no movimento, as forças na quinta-rodas, as forças normais e a distribuição das mesmas nos eixos, as forças de freagem ideais e reais e a distribuição das mesmas nos eixos. Obtém também a relação entre a pressão de atuação e a desaceleração do veículo e a estabilidade do cavalo-semi-reboque quanto a velocidade de tombamento.

O estudo do estacionamento em aclive e em declive fornece a inclinação máxima que o veículo consegue estacionar, considerando os limites de escorregamento e de rolamento definidos no item 4.7.5 do Capítulo 4 deste trabalho.

O projetista pode analisar o comportamento do cavalo-semi-reboque durante a freagem com desaceleração escolhida ou produzida com aplicação do freio instalado. Essa escolha é feita no item Desaceleração, do item Opções da atividade Trabalho.

O estudo feito com a desaceleração escolhida pelo projetista é conveniente quando o sistema de freios a ser instalado no veículo ainda não foi definido. A desaceleração é escolhida em percentagem da aceleração da gravidade, com o projetista podendo fornecer a desaceleração inicial e a desaceleração final para o veículo.

O estudo feito com freio instalado permite ao projetista uma avaliação do comportamento real do veículo durante a freagem. A desaceleração é proporcionada pelo sistema de freios definido no item Estudo, com aplicação definida pelo projetista no item Desaceleração.

O projetista pode escolher através do item Casos, se a freagem no trecho retilíneo e no trecho curvilíneo, será feita aplicando-se os freios do cavalo, do semi-reboque ou de ambos. Isto permite uma avaliação do comportamento do veículo no caso de falha parcial dos freios do cavalo ou do semi-reboque.

Para o cavalo-semi-reboque estacionado em aclive e em declive, o projetista obterá a inclinação máxima da pista suportada pelo veículo, freando nas combinações a seguir:

- apenas o eixo dianteiro do cavalo,
- apenas o eixo traseiro do cavalo,
- eixos dianteiro e traseiro do cavalo,
- eixo dianteiro do cavalo e eixos do semi-reboque,
- eixo traseiro do cavalo e eixos do semi-reboque,
- apenas os eixos do semi-reboque,
- todos os eixos do veículo,

Isto possibilita ao projetista verificar o comportamento do veículo estacionado com o freio de estacionamento instalado em qualquer uma dessas combinações.

5.4 Características computacionais

O sistema computacional que foi desenvolvido pode ser utilizado em microcomputadores e *laptops*, o que auxilia o projetista em testes de campo.

O sistema pode ser utilizado em microcomputadores servidos de monitores monocromáticos ou coloridos; de impressora matricial, a laser ou por jato de tinta. No desenvolvimento do sistema, visando a sua utilização em microcomputadores, teve-se o objetivo de permitir que o projetista o utilize dispondo de diversos tipos de periféricos.

O sistema possui boa interface e recurso de ajuda ao projetista, com o objetivo de orientá-lo durante a sua utilização. Possui saídas gráficas coloridas ou não, conforme o monitor e a impressora disponíveis.

5.5 Aplicações do sistema computacional

O sistema desenvolvido pode ser aplicado nas diferentes etapas de definição do sistema de freios pelo projetista, desde o seu projeto até os testes de campo com o veículo, permitindo o desenvolvimento de novos sistemas e a avaliação dos existentes nos veículos.

O modelo matemático e o sistema elaborados fornecem uma ampla visualização do processo de freagem do cavalo com ou sem o semi-reboque, podendo-se obter:

1. O levantamento do centro de gravidade e de todas as suas posições possíveis e admissíveis, obedecendo s restrições do fabricante e da legislação, através da técnica do “balanceamento estático” ou “passeio do centro de gravidade”.

2. As forças de freagem ideais e reais e as distribuições das mesmas nos eixos, com freagem nos trechos retilíneo e curvilíneo. Isto auxilia o projetista na definição do balanceamento do sistema de freios.

3. As forças normais de reação do contato dos pneumáticos com o pavimento e a distribuição das mesmas nos eixos, com freagem em trecho retilíneo e curvilíneo.

4. As forças longitudinal, lateral e vertical na quinta-roda, para o veículo freando nos trechos retilíneo e curvilíneo.

5. A força de inércia do veículo na freagem em movimento retilíneo e curvilíneo.

6. A força centrífuga do veículo em trecho curvilíneo.

7. As forças laterais de reação do contato dos pneumáticos com o pavimento no movimento curvilíneo.

8. O desempenho do veículo em trecho retilíneo através da desaceleração atingida, da eficiência obtida e do espaço percorrido durante a freagem, para qualquer condição operacional.

9. A estabilidade do veículo em trecho retilíneo através da obtenção dos coeficientes de adesão utilizados por eixo e de qual eixo escorrega primeiro. Obtém também a seqüência de escorregamento dos eixos durante a freagem em qualquer condição operacional do veículo.

10. A estabilidade em trecho curvilíneo com a obtenção da velocidade de tombamento do veículo.

11. A inclinação máxima do aclive e declive que o veículo consegue estacionar.

Todos os itens acima podem ser obtidos para diversos veículos. Estes itens permitem que o projetista possa avaliar o cavalo com e sem o semi-reboque durante a freagem, em qualquer pavimento e em qualquer condição operacional, nos trechos retilíneo, curvilíneo e estacionado em aclive e declive. Permite ainda o estudo da influência de cada característica do veículo e do sistema de freios durante a freagem.

Desta forma, o sistema computacional desenvolvido é uma ferramenta de trabalho útil ao projetista de freios e de outros sistemas do veículo, desde a fase de projeto até a fase de testes de campo.

6. RESULTADOS

6.1 Introdução

São possíveis 32 estudos diferentes quando se observa o diagrama das possibilidades de estudo do cavalo sem o semi-reboque na Figura 15, incluindo a análise de 3 possibilidades de instalação do freio de estacionamento.

São possíveis 34 estudos diferentes quando se observa o diagrama das possibilidades de estudo do cavalo com o semi-reboque na Figura 16, incluindo a análise de 7 possibilidades de instalação do freio de estacionamento.

Cada estudo escolhido possui vários gráficos e tabelas. Se o projetista fizer alterações nos dados iniciais de cada estudo, pode-se ter centenas de gráficos e tabelas. Portanto, neste trabalho serão apresentados apenas alguns estudos e algumas comparações entre valores teóricos e experimentais.

As outras possibilidades já desenvolvidas e não apresentadas neste trabalho são propostas de estudo a serem desenvolvidas futuramente, com a necessária comprovação teórico-experimental.

6.2 Resultados da aplicação do trabalho

Este trabalho foi aplicado para o veículo combinado cavalo LS 1941 da Mercedes Benz do Brasil e semi-reboque FNV - CARGA SECA da FNV.

O cavalo LS 1941 foi escolhido por interesse da Mercedes Benz do Brasil em avaliar o desempenho do seu cavalo de maior capacidade de carga durante a freagem, visando definir o sistema de freios a ser instalado no mesmo para 1994.

O semi-reboque do tipo CARGA SECA foi escolhido por ser o semi-reboque de maior aplicação rodoviária, segundo o seu fabricante.

As principais características do cavalo e do semi-reboque são mostradas a seguir, segundo informações fornecidas pelos fabricantes destes veículos:

- Características do cavalo

Modelo.....	LS 1941
Ano.....	1993
Fabricante.....	Mercedes Benz do Brasil
Aplicação.....	Rodoviário
Distância entre eixos.....	4.600 mm / 4,6 m
Bitola dianteira.....	1.993 mm / 1,993 m
Bitola traseira.....	1.800 mm / 1,8 m
Comprimento.....	7.060 mm / 7,06 m
Largura.....	2.443 mm / 2,443 m
Balanço dianteiro.....	1.375 mm / 1,375 m
Balanço traseiro.....	1.085 mm / 1,085 m
Raio de viragem.....	8.500 mm / 8,5 m
Raio dinâmico das rodas do ED.....	550 mm / 0,55 m
Raio dinâmico das rodas do ET.....	550 mm / 0,55 m
Peso vazio em ordem de marcha.....	7.520 kgf / 73.771 N
Peso bruto no eixo dianteiro.....	6.000 kgf / 58.860 N
Peso bruto no eixo traseiro.....	10.000 kgf / 98.100 N
Peso bruto total.....	16.000 kgf / 156.960 N
Distância da QR ao ET em X.....	660 mm / 0,66 m

Distância da QR ao pavimento em Z....1.210 mm / 1,21 m
 Peso bruto admissível na QR.....7.980 kgf / 78.284 N

Centro de gravidade longitudinal(L_{f1})..1.930 mm / 1,930 m
 Centro de gravidade transversal(S_{le1})...997 mm / 0,997 m
 Centro de gravidade vertical(H_1).....950 mm / 0,950 m
 (definidos no Capítulo 3)

Freio instalado nos eixos do cavalo:

Freio a tambor de duplo circuito com acionamento pneumático;
 comando por came "S".

Diâmetro do tambor.....410 mm / 0,410 m
 Área do cilindro de roda.....24 pol²/ 0,015 m²
 Lonas.....AF 557/ Fras-Le

- Características do semi-reboque

Modelo.....FNV - CARGA SECA
 Ano.....1993
 Fabricante.....FNV
 Aplicação.....Rodoviário

Número de eixos.....3
 Número de rodas por eixo.....4
 Distância entre QR e primeiro ET.....5.755 mm / 5,755 m
 Distância entre QR e segundo ET.....7.000 mm / 7,0 m
 Distância entre QR e terceiro ET.....8.245 mm / 8,245 m
 Bitola de cada eixo traseiro.....2.000 mm / 2,0 m
 Comprimento.....12.400 mm / 12,4 m
 Largura.....2.600 mm / 2,6 m
 Balanço dianteiro.....914 mm / 0,914 m

Raio dinâmico das rodas de cada ET.....550 mm / 0,55 m
 Peso vazio em ordem de marcha.....7.275 kgf / 71.368 N
 Peso bruto por eixo.....8.500 kgf / 83.385 N
 Peso total bruto.....25.500 kgf / 250.155 N

Centro de gravidade longitudinal.(Lf₂)...6.133 mm / 6,133 m
 Centro de gravidade transversal.(Sle₂)...1.000 mm / 1,0 m
 Centro de gravidade vertical.(H₂).....1.400 mm / 1,4 m
 (definidos no Capítulo 3)

Freio instalado nos eixos do semi-reboque:

Freio a tambor com acionamento pneumático;
 comando por came “S”.

Diâmetro do tambor.....381 mm / 0,381 m

Área do cilindro de roda.....30 pol² / 0,019 m²

Lonas.....Jurid

Peso bruto total combinado.....41.500 kgf / 407.115 N

Neste capítulo serão apresentados resultados de aplicação para os seguintes estudos:

Estudo 1:

Freagem do cavalo-semi-reboque LS 1941/ FNV CARGA SECA, com as características já descritas, em trecho retilíneo com desaceleração produzida com aplicação do freio instalado no cavalo e no semi-reboque. Veículo com peso bruto total de 41.500 kgf ou 407.115 N.

Estudo 2:

Freagem do cavalo-semi-reboque LS 1941/ FNV CARGA SECA, com as características já descritas, em trecho retilíneo com desaceleração produzida com aplicação do freio instalado no cavalo e no semi-reboque. Veículo com peso bruto total de 14.795 kgf ou 145.139 N (veículo vazio).

Estudo 3:

Freagem do cavalo-semi-reboque LS 1941/ FNV CARGA SECA, com as características já descritas, em trecho curvilíneo com desaceleração produzida com aplicação do freio instalado no cavalo e no semi-reboque. Veículo com peso bruto total de 41.500 kgf ou 407.115 N.

Estudo 4:

Freagem do cavalo-semi-reboque LS 1941/ FNV CARGA SECA, com as características já descritas, em trecho curvilíneo com desaceleração produzida com aplicação do freio instalado no cavalo e no semi-reboque. Veículo com peso bruto total de 14.795 kgf ou 145.139 N (veículo vazio).

Estudo 5:

Freagem do cavalo-semi-reboque LS 1941/ FNV CARGA SECA, com as características já descritas, em trecho retilíneo com desaceleração produzida com aplicação do freio instalado no cavalo e no semi-reboque. Estudo feito com o “passeio do centro de gravidade” do semi-reboque e com o veículo em condição operacional desde vazio até plena carga.

Estudo 6:

Freagem do cavalo LS 1941 sem o semi-reboque, com as características já descritas, em trecho retilíneo com desaceleração produzida mediante aplicação do freio instalado nos eixos dianteiro e traseiro. Veículo com peso bruto total de 7.520 kgf ou 73.771 N (veículo vazio).

Estudo 7:

Freagem do cavalo LS 1941 sem o semi-reboque, com as características já descritas, em trecho curvilíneo com desaceleração produzida mediante aplicação do freio instalado nos eixos dianteiro e traseiro. Veículo com peso bruto total de 7.520 kgf ou 73.771 N.

Estudo 8:

Freagem do cavalo-semi-reboque LS 1941/ FNV CARGA SECA, com as características já descritas, estacionado em aclive ou declive com atuação do freio de estacionamento do eixo traseiro do cavalo e do freio de estacionamento do semi-reboque. Neste estudo são mostradas diversas possibilidades de atuação do freio de

estacionamento em conjunto com o freio de serviço. Veículo com peso bruto total de 41.500 kgf ou 407.115 N.

Todos os estudos foram realizados para coeficiente de adesão máximo disponível entre pneumáticos e pavimento de 0,7 e para aceleração da gravidade de $9,81 \text{ m/s}^2$.

Os gráficos que serão mostrados possuem uma legenda de identificação do estudo no canto superior esquerdo, que mostra o nome do usuário e a versão do estudo da freagem. Com estas duas informações e com o veículo tem-se a individualização de cada estudo.

Os gráficos podem ter uma legenda de informações no canto inferior esquerdo, que mostra dados do veículo e outros dados importantes do estudo.

No canto superior direito tem-se a legenda das curvas do gráfico exibido, com símbolos diferenciados para cada curva.

1. Tabelas das forças na quinta-roda

As Tabelas 8 e 9 foram obtidas com Estudo 1 e mostram as forças longitudinal e normal na quinta-roda do cavalo. A força lateral na quinta-roda somente é obtida para o veículo em trecho curvilíneo.

As forças na quinta-roda obtidas podem ser utilizadas pelo projetista no dimensionamento desta e no cálculo estrutural do cavalo e do semi-reboque.

A obtenção das forças na quinta-roda auxilia o projetista na definição da posição da quinta-roda no cavalo e no semi-reboque, que afeta a distribuição de peso estático nos eixos do veículo e o seu desempenho. A realização de estudos consecutivos, onde apenas a posição da quinta-roda é alterada, permite ao projetista encontrar a posição desta que proporcione a melhor distribuição de peso estático nos eixos, o melhor desempenho do veículo e a influência da posição da quinta-roda na estabilidade do veículo.

As outras forças envolvidas na freagem do cavalo-semi-reboque em trecho retilíneo são mostradas nos próximos itens.

TABELA 8 - Força longitudinal na QR

pressão	desaceleração	Fd5 _{1X}
[bar]/[kPa]	[% de g]	[N]
1,0 / 100	8,9	8.084
1,6 / 160	14,3	13.555
2,2 / 220	19,6	19.477
2,8 / 280	25,0	25.837
3,4 / 340	30,3	32.625
4,0 / 400	35,7	39.829
4,6 / 460	41,0	47.437
5,2 / 520	46,4	55.441
5,8 / 580	51,7	63.829
6,4 / 640	57,1	72.592
7,0 / 700	62,4	81.720

OBS: Tabela obtida com as equações (23),
 (24), (25), (26), (27), (28), (29), (30),
 (31), (32), (33), (34), Anexo A.

TABELA 9 - Força vertical na QR

pressão	desaceleração	Fd _{51Z}
[bar]/[kPa]	[% de g]	[N]
1,0 / 100	8,9	90.627
1,6 / 160	14,3	94.979
2,2 / 220	19,6	99.254
2,8 / 280	25,0	103.453
3,4 / 340	30,3	107.578
4,0 / 400	35,7	111.631
4,6 / 460	41,0	115.615
5,2 / 520	46,4	119.530
5,8 / 580	51,7	123.378
6,4 / 640	57,1	127.162
7,0 / 700	62,4	130.883

OBS: Tabela obtida com as equações (23),
(24), (25), (26), (27), (28), (29), (30),
(31), (32), (33) e (34), Anexo A.

2. Gráfico: Coeficiente de adesão utilizado por eixo versus Desaceleração

O gráfico da Figura 17 foi obtido com Estudo 1 e mostra o coeficiente de adesão utilizado pelas rodas dos eixos dianteiro do cavalo, traseiro do cavalo e da carreta (semi-reboque) e a desaceleração produzida pelo sistema de freios instalado em percentagem da aceleração da gravidade e em m/s^2 .

Com um determinado coeficiente de adesão entre pneumáticos e pavimento, neste gráfico pode-se traçar uma reta paralela ao eixo da desaceleração e obter, com o cruzamento dessa reta com as curvas do gráfico, qual a desaceleração suportada para cada eixo do veículo, sem que ocorra o escorregamento de qualquer um deles.

Para uma desaceleração aplicada no veículo, pode-se traçar uma reta paralela ao eixo do coeficiente de adesão e obter, com o cruzamento dessa reta com as curvas do gráfico, qual o coeficiente de adesão utilizado em cada eixo do veículo.

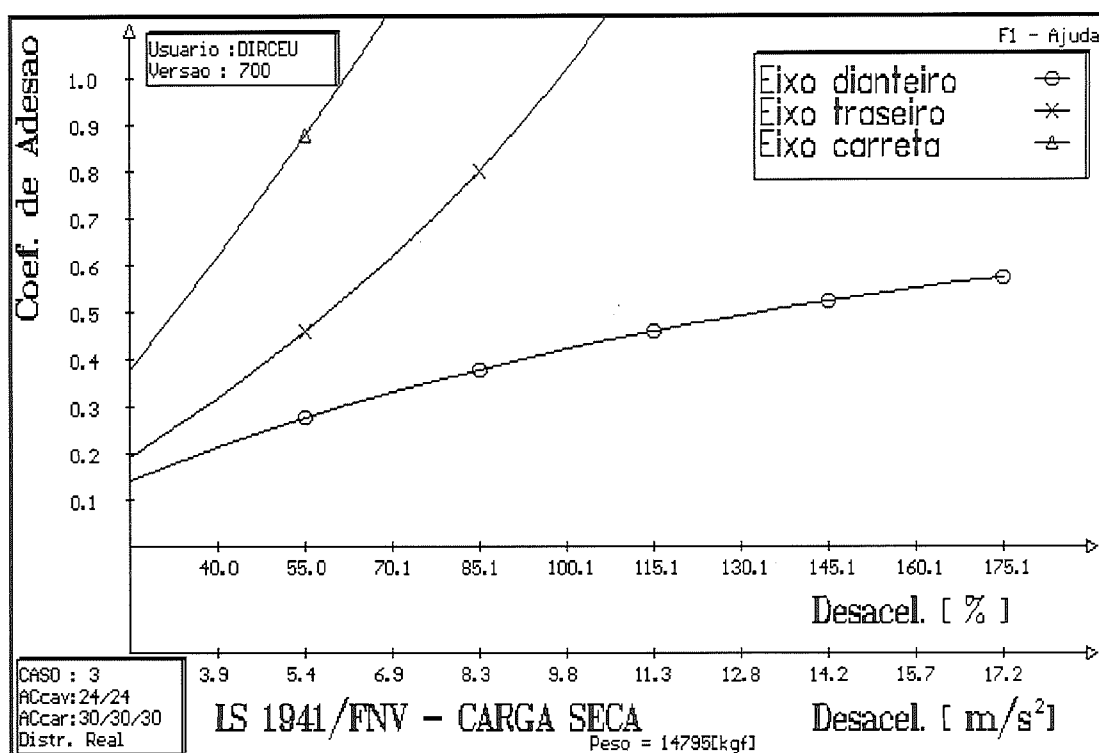


FIGURA 17 - Coeficientes de adesão utilizados por eixo do veículo combinado vazio

Pode-se obter também a seqüência de escorregamento dos eixos na freagem com o cruzamento dessas retas com as curvas do gráfico.

Neste gráfico, observa-se que a carreta utiliza maior adesão para uma mesma desaceleração, seguida do eixo traseiro do cavalo e do seu eixo dianteiro. Portanto, a seqüência de escorregamento dos eixos será: primeiro o escorregamento dos eixos da carreta, seguido do escorregamento do eixo traseiro do cavalo e, posteriormente, o seu eixo dianteiro.

No canto inferior esquerdo do gráfico, a legenda de informações mostra o caso estudado, a área do cilindro de roda do eixo dianteiro do cavalo e a área do cilindro de roda do eixo traseiro do cavalo (ACcav) e a área de cada um dos cilindros de roda dos três eixos da carreta (ACcar) todas em polegadas quadradas.

Com este gráfico pode-se avaliar a estabilidade quanto ao escorregamento dos eixos do veículo e a seqüência de escorregamento para diferentes coeficientes de adesão disponíveis entre pneumáticos e pavimento. O mesmo pode ser feito para

diversas desacelerações aplicadas no veículo com acionamento do sistema de freios instalado.

TABELA 10 - Coeficientes de adesão utilizados por eixo do veículo combinado vazio

pressão	desaceleração	μ_{f1}	μ_{r1}	μ_{r2}
[bar] / [kPa]	[% de g]	adm.	adm.	adm.
1,0 / 100	25,0	0,14	0,19	0,38
1,6 / 160	40,0	0,21	0,32	0,62
2,2 / 220	55,0	0,28	0,46	0,88
2,8 / 280	70,1	0,33	0,62	1,15
3,4 / 340	85,1	0,38	0,80	1,43
4,0 / 400	100,1	0,42	1,02	1,73
4,6 / 460	115,1	0,46	1,28	2,05
5,2 / 520	130,1	0,49	1,60	2,37
5,8 / 580	145,1	0,52	2,02	2,72
6,4 / 640	160,1	0,55	2,57	3,08
7,0 / 700	175,1	0,57	3,35	3,45

OBS: Tabela obtida com as equações (35), (36) e (37), Anexo A.

Pode-se também verificar se o veículo cumpre as exigências da legislação quanto ao escorregamento e a seqüência de escorregamento dos eixos na freagem.

Para uma mesma condição operacional, pode-se alterar os parâmetros do sistema de freios e do veículo, obtendo a influência de cada um no nível de desaceleração em que ocorre escorregamento e na seqüência de escorregamento dos eixos.

Para um mesmo veículo e sistema de freios instalado, pode-se modificar a condição operacional e avaliar a influência do carregamento no nível de desaceleração em que ocorre escorregamento e na seqüência de escorregamento dos eixos.

Este gráfico fornece informações para otimizar a estabilidade do veículo durante a freagem. Fornece ainda informações para avaliar a influência de válvulas

proporcionadoras, sensíveis carga ou desaceleração, no comportamento do veículo.

O conhecimento da adesão utilizada por cada eixo e da respectiva desaceleração aplicada no veículo, em várias condições operacionais, é informação importante para a introdução de sistemas automáticos de controle da freagem como o ABS. Esta informação também serve para avaliar o comportamento do veículo em diferentes níveis de adesão em vários pavimentos.

Como um exemplo de aplicação desse gráfico de Coeficiente de adesão versus Desaceleração para auxiliar o projetista na definição do sistema de freios, tem-se o gráfico da Figura 18 para o mesmo veículo em Estudo 2 (veículo carregado).

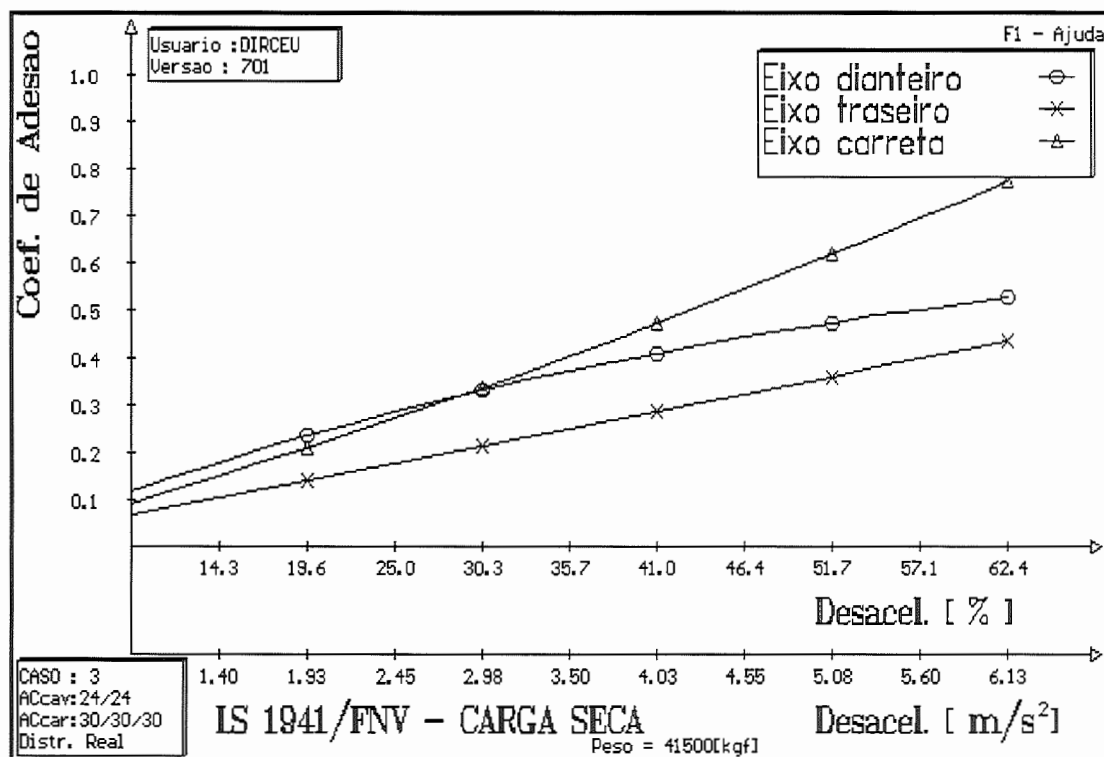


FIGURA 18 - Coeficientes de adesão utilizados por eixo do veículo combinado

No gráfico da Figura 18 observa-se uma modificação na seqüência de escorregamento dos eixos do veículo durante a freagem. Agora para o coeficiente de adesão entre pneumático e pavimento menor que 0,3 o eixo dianteiro do cavalo

escorrega primeiro, seguido dos eixos traseiros da carreta e do eixo traseiro do cavalo.

Para coeficiente de adesão entre pneumático e pavimento maior que 0,3 a carreta escorrega primeiro, seguida do eixo dianteiro do cavalo e do seu eixo traseiro.

Este resultado mostra que o veículo em plena carga tem comportamento diferente de quando vazio, permitindo ao projetista avaliar a influência do carregamento na estabilidade do veículo na freagem.

Quando o veículo está carregado, observa-se que o eixo traseiro do cavalo é o último a escorregar, o que se torna interessante, pois o escorregamento prematuro deste eixo pode trazer conseqüências mais perigosas na estabilidade do veículo que o escorregamento dos outros eixos, conforme explicado no item 4.6 do Capítulo 4 deste trabalho.

TABELA 11 - Coeficientes de adesão utilizados por
eixo do veículo combinado carregado

pressão	desaceleração	μ_{f1}	μ_{r1}	μ_{r2}
[bar] / [kPa]	[% de g]	adm.	adm.	adm.
1,0 / 100	8,9	0,12	0,07	0,09
1,6 / 160	14,3	0,18	0,10	0,15
2,2 / 220	19,6	0,24	0,14	0,21
2,8 / 280	25,0	0,29	0,18	0,27
3,4 / 340	30,3	0,33	0,22	0,34
4,0 / 400	35,7	0,37	0,25	0,40
4,6 / 460	41,0	0,41	0,29	0,47
5,2 / 520	46,4	0,44	0,32	0,54
5,8 / 580	51,7	0,47	0,36	0,62
6,4 / 640	57,1	0,50	0,40	0,69
7,0 / 700	62,4	0,53	0,44	0,77

OBS: Tabela obtida com as equações (35), (36) e (37), Anexo A.

3. Gráfico: Força de freagem nos eixos versus Pressão do sistema de freios

O gráfico da Figura 19 foi obtido com Estudo 1 e mostra a força real de freagem em cada eixo do veículo e a força real de freagem total produzida pelo sistema de freios instalado como função da pressão aplicada no sistema de freios.

Com este gráfico pode-se conhecer qual sistema instalado proporciona a melhor relação entre força de freagem e pressão e como modificações nas características desse sistema de freios afetam esta relação.

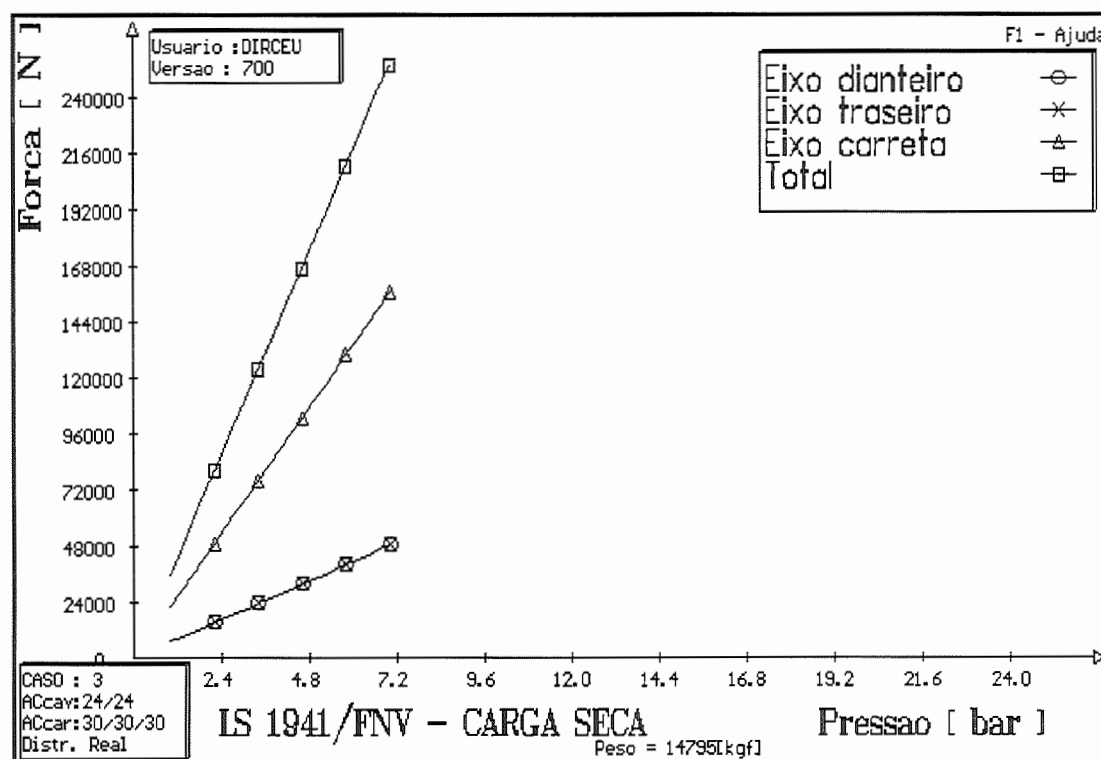


FIGURA 19 - Forças de freagem nos eixos do cavalo-semi-reboque

A força de freagem real mostrada no gráfico da Figura 19 é uma informação importante para o projetista no dimensionamento do próprio sistema de freios e componentes, das suspensões, dos pneumáticos, do chassi, do sistema de direção, etc. A força de freagem é importante também para o projetista do pavimento.

TABELA 12 - Forças de freagem nos eixos do cavalo-semi-reboque

pressão	desaceleração	Bf ₁	Br ₁	Br ₂	Bt
[bar] / [kPa]	[% de g]	[N]	[N]	[N]	[N]
1,0 / 100	25,0	6.972	6.972	22.370	36.313
1,6 / 160	40,0	11.155	11.155	35.792	58.101
2,2 / 220	55,0	15.338	15.338	49.214	79.889
2,8 / 280	70,1	19.520	19.520	62.636	101.677
3,4 / 340	85,1	23.703	23.703	76.059	123.465
4,0 / 400	100,1	27.886	27.886	89.481	145.253
4,6 / 460	115,1	32.069	32.069	102.903	167.041
5,2 / 520	130,1	36.252	36.252	116.325	188.830
5,8 / 580	145,1	40.435	40.435	129.747	210.618
6,4 / 640	160,1	44.618	44.618	143.169	232.406
7,0 / 700	175,1	48.801	48.801	156.591	254.194

OBS: Tabela obtida através das equações (38) e (39), Anexo A.

4. Gráfico: Distribuição de força de freagem versus Pressão do sistema de freios

O gráfico da Figura 20 foi obtido com Estudo 1 e mostra a distribuição da força de freagem real nos eixos do veículo em função da pressão aplicada no sistema de freios.

Os gráficos de força de freagem real versus pressão e de distribuição de força de freagem real versus pressão auxiliam na definição do balanceamento do sistema de freios do veículo, que influi sensivelmente no desempenho do cavalo-semi-reboque na freagem.

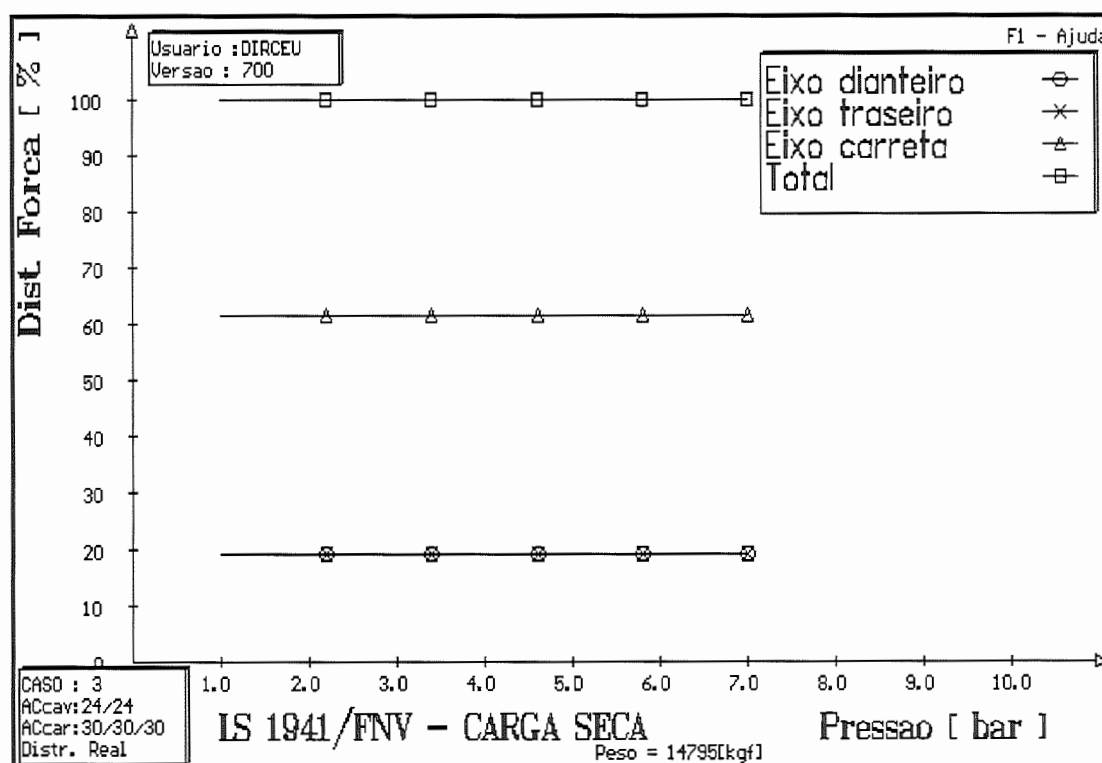


FIGURA 20 - Forças de freagem percentuais por eixo do cavalo-semi-reboque

TABELA 13 - Forças de freagem percentuais por eixo do C-SR

pressão	desaceleração	B%f ₁	B%r ₁	B%r ₂	B%t
[bar] / [kPa]	[% de g]	[%]	[%]	[%]	[%]
1,0 / 100	25,0	19,2	19,2	61,6	100,0
1,6 / 160	40,0	19,2	19,2	61,6	100,0
2,2 / 220	55,0	19,2	19,2	61,6	100,0
2,8 / 280	70,1	19,2	19,2	61,6	100,0
3,4 / 340	85,1	19,2	19,2	61,6	100,0
4,0 / 400	100,1	19,2	19,2	61,6	100,0
4,6 / 460	115,1	19,2	19,2	61,6	100,0
5,2 / 520	130,1	19,2	19,2	61,6	100,0
5,8 / 580	145,1	19,2	19,2	61,6	100,0
6,4 / 640	160,1	19,2	19,2	61,6	100,0
7,0 / 700	175,1	19,2	19,2	61,6	100,0

OBS: Tabela obtida através das equações (40), (41), (42) e (43), Anexo A.

5. Gráfico: Força de reação normal nos eixos versus Pressão do sistema de freios

O gráfico da Figura 21 foi obtido com Estudo 1 e fornece a força de reação normal em cada eixo do veículo em função da pressão aplicada no sistema de freios para qualquer condição operacional.

Este gráfico mostra a força normal em cada eixo do veículo em função da pressão para o veículo vazio. Observa-se neste gráfico a transferência de carga entre o semi-reboque e o cavalo durante a freagem.

A força de reação normal real mostrada no gráfico é uma informação importante para o projetista no dimensionamento do próprio sistema de freios e componentes, das suspensões, dos pneumáticos, do chassi, do sistema de direção, etc. Esta força é importante também para o projetista do pavimento.

Com as normais, as forças de freagem e as características do movimento, dos pneumáticos, do sistema de freios e da suspensão têm-se condições para elaborar a simulação do veículo durante a freagem em tempo real.



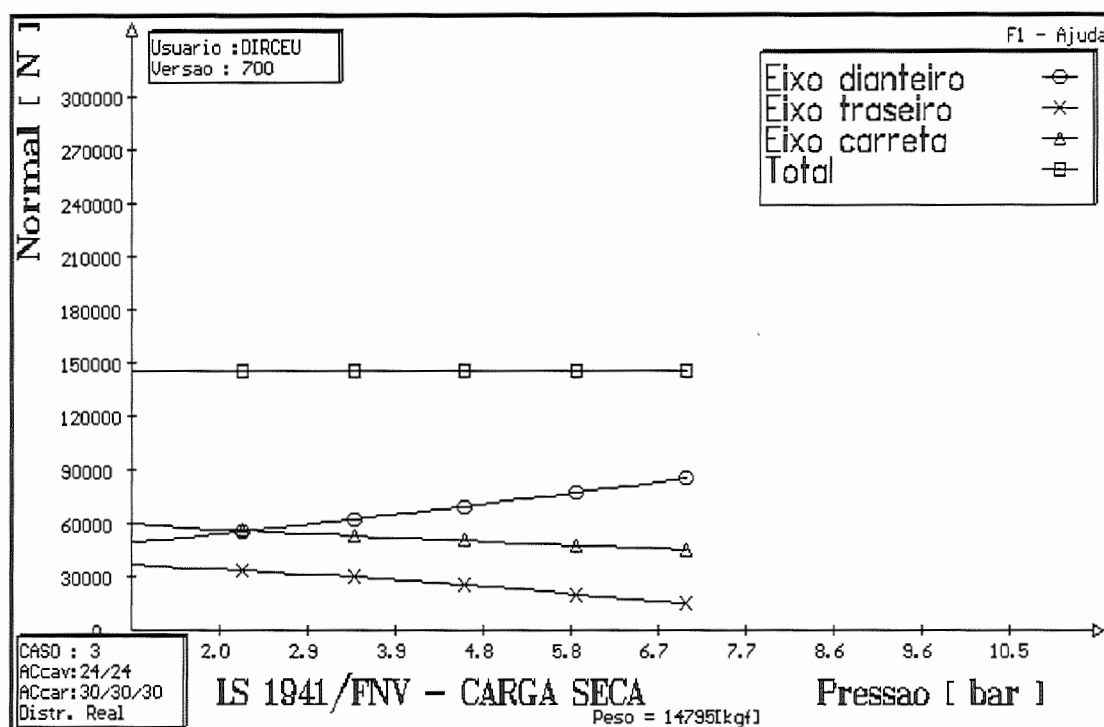


FIGURA 21 - Forças de reação normal por eixo do cavalo-semi-reboque vazio

TABELA 14 - Forças de reação normal por eixo do C-SR vazio

pressão	desaceleração	Wdf ₁	Wdr ₁	Wdr ₂	Wdt
[bar] / [kPa]	[% de g]	[N]	[N]	[N]	[N]
1,0 / 100	25,0	49.121	36.546	59.472	145.139
1,6 / 160	40,0	52.305	35.078	57.756	145.139
2,2 / 220	55,0	55.600	33.417	56.122	145.139
2,8 / 280	70,1	59.000	31.575	54.564	145.139
3,4 / 340	85,1	62.497	29.566	53.076	145.139
4,0 / 400	100,1	66.085	27.400	51.654	145.139
4,6 / 460	115,1	69.758	25.088	50.293	145.139
5,2 / 520	130,1	73.510	22.639	48.991	145.139
5,8 / 580	145,1	77.336	20.061	47.742	145.139
6,4 / 640	160,1	81.233	17.362	46.544	145.139
7,0 / 700	175,1	85.195	14.550	45.393	145.139

OBS: Tabela obtida através das equações (23), (24), (25), (26), (27), (28), (29), (30), (31), (32), (33) e (34), Anexo A.

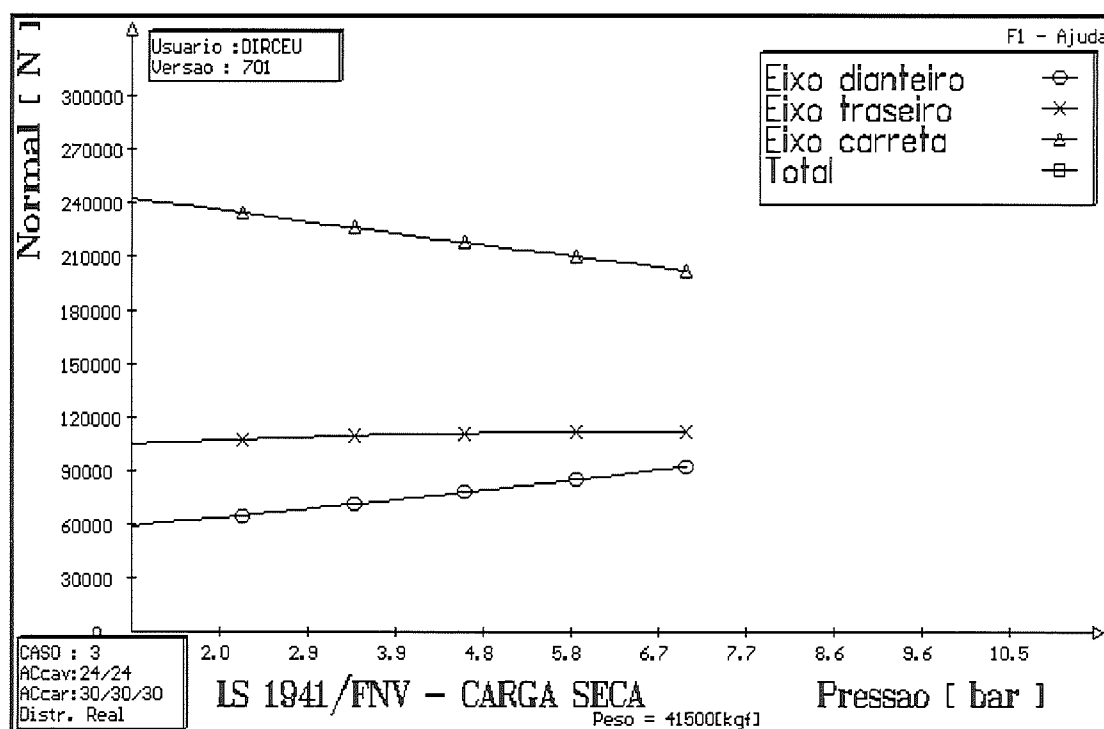


FIGURA 22 - Forças de reação normal por eixo do cavalo-semi-reboque carregado

TABELA 15 - Forças de reação normal por eixo do C-SR carregado

pressão	desaceleração	Wdf ₁	Wdr ₁	Wdr ₂	Wdt
[bar] / [kPa]	[% de g]	[N]	[N]	[N]	[N]
1,0 / 100	8,9	59.308	105.090	242.717	407.115
1,6 / 160	14,3	62.187	106.564	238.365	407.115
2,2 / 220	19,6	65.173	107.852	234.090	407.115
2,8 / 280	25,0	68.264	108.960	229.891	407.115
3,4 / 340	30,3	71.457	109.893	225.766	407.115
4,0 / 400	35,7	74.749	110.654	221.712	407.115
4,6 / 460	41,0	78.137	111.249	217.729	407.115
5,2 / 520	46,4	81.619	111.682	213.814	407.115
5,8 / 580	51,7	85.193	111.956	209.966	407.115
6,4 / 640	57,1	88.856	112.077	206.182	407.115
7,0 / 700	62,4	92.607	112.047	202.461	407.115

OBS: Tabela obtida através das equações (23), (24), (25), (26), (27), (28), (29), (30), (31), (32), (33) e (34), Anexo A.

O gráfico da Figura 22, mostrada anteriormente, possui as forças de reação normais nos eixos do veículo como função da pressão do sistema de freios, para o mesmo veículo em Estudo 2 (veículo carregado). Este gráfico serve para avaliar a influência da condição operacional nestas forças de reação normais.

6. Gráfico: Distribuição da normal nos eixos versus Pressão do sistema de freios

As forças de reação normal nos eixos do semi-reboque são representadas por uma única força de reação normal total no semi-reboque, mostrada no gráfico da Figura 23 como a curva “Eixo carreta”.

O gráfico da Figura 23 mostra a distribuição da normal nos eixos do veículo em função da pressão no sistema de freios instalado para o veículo em Estudo 1 (cavalo-semi-reboque vazio):

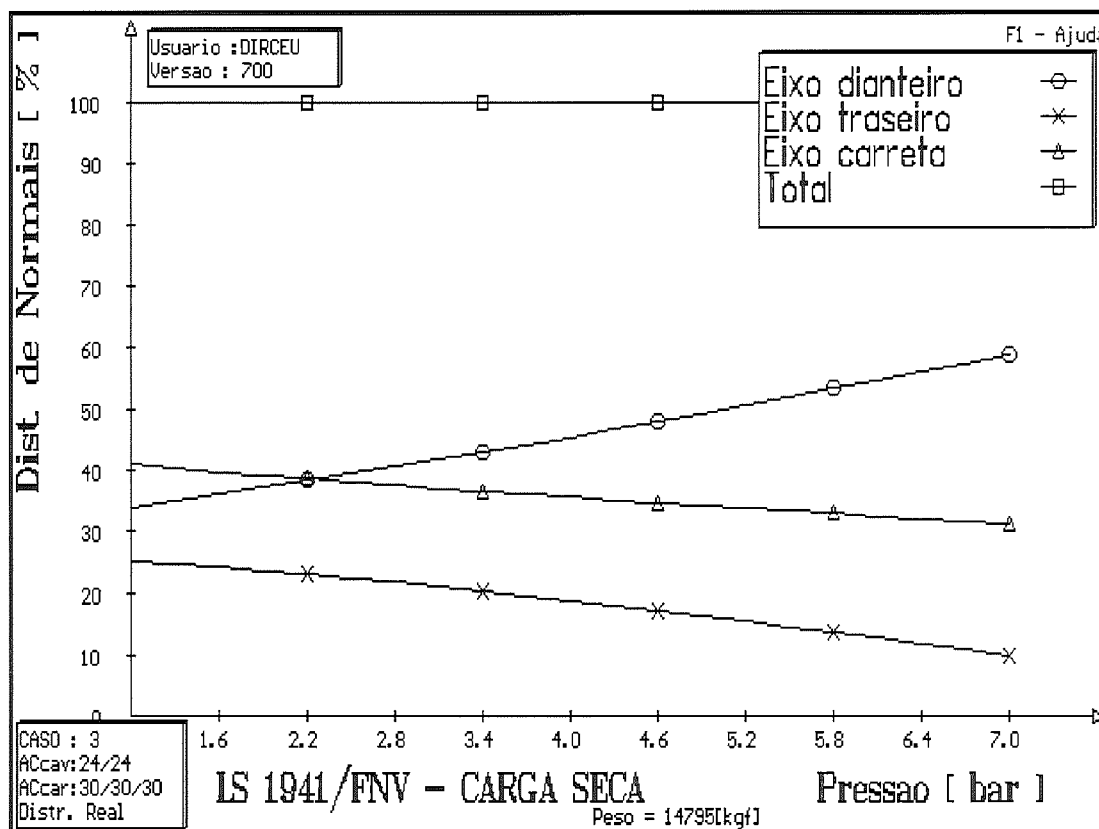


FIGURA 23 - Forças de reação normal percentuais por eixo do C-SR vazio

TABELA 16 - Forças de reação normal percentuais por eixo do C-SR

pressão	desaceleração	Wd%f ₁	Wd%r ₁	Wd%r ₂	Wd%t
[bar] / [kPa]	[% de g]	[%]	[%]	[%]	[%]
1,0 / 100	25,0	33,8	25,2	41,0	100,0
1,6 / 160	40,0	36,0	24,2	39,8	100,0
2,2 / 220	55,0	38,3	23,0	38,7	100,0
2,8 / 280	70,1	40,7	21,8	37,6	100,0
3,4 / 340	85,1	43,1	20,4	36,6	100,0
4,0 / 400	100,1	45,5	18,9	35,6	100,0
4,6 / 460	115,1	48,1	17,3	34,7	100,0
5,2 / 520	130,1	50,6	15,6	33,8	100,0
5,8 / 580	145,1	53,3	13,8	32,9	100,0
6,4 / 640	160,1	56,0	12,0	32,1	100,0
7,0 / 700	175,1	58,7	10,0	31,3	100,0

OBS: Tabela obtida através das equações (44), (45), (46) e (47), Anexo A.

O gráfico da Figura 24 mostra a distribuição da normal nos eixos do veículo em função da pressão no sistema de freios instalado para o veículo em Estudo 2 (veículo carregado):

Estes gráficos auxiliam o projetista na busca do balanceamento ideal dos freios durante a freagem. Quando o balanceamento dos freios é igual distribuição das forças normais em cada eixo, os pneumáticos utilizam a máxima adesão disponível com o pavimento.

Os gráficos das Figuras 23 e 24 e outros gráficos de forças de reação normal percentuais por eixo do cavalo-semi-reboque, para condições operacionais intermediárias entre o veículo combinado vazio e em plena carga, podem auxiliar o projetista na definição de válvulas proporcionadoras, sensíveis ao carregamento efetuado no veículo, a serem instaladas no sistema de freios do cavalo-semi-reboque.

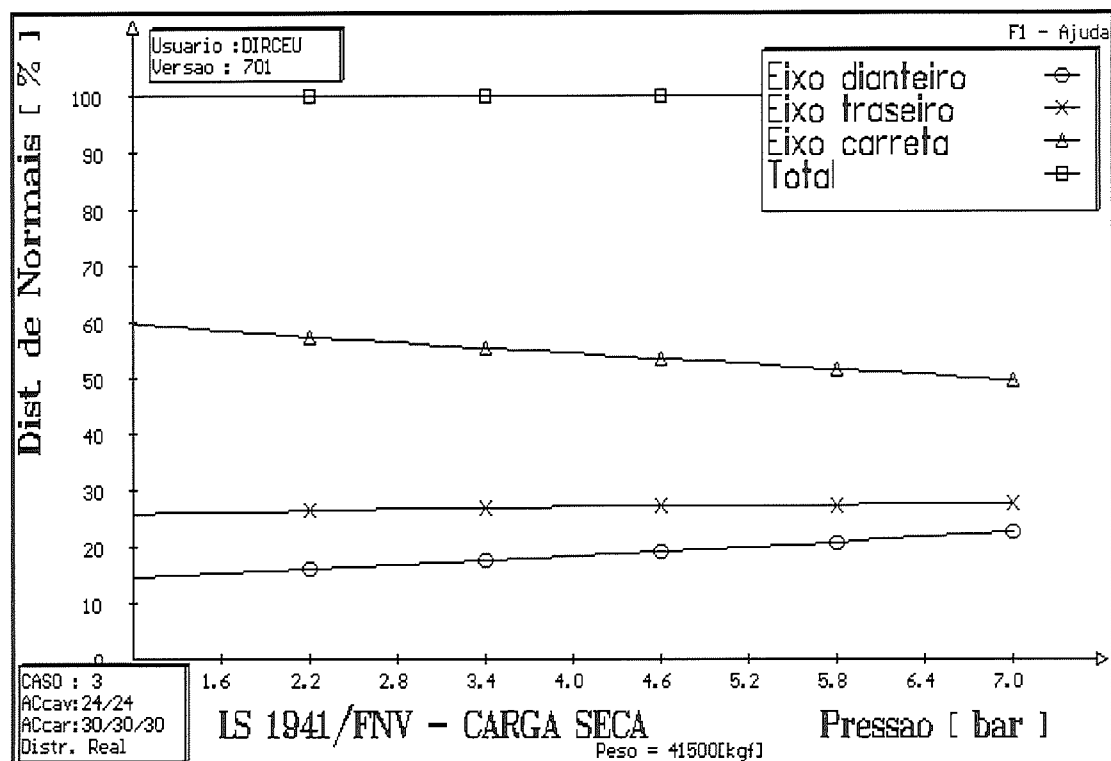


FIGURA 24 - Forças de reação normal percentuais por eixo do C-SR carregado

TABELA 17 - Forças de reação normal percentuais por eixo do C-SR

pressão	desaceleração	Wd%f ₁	Wd%r ₁	Wd%r ₂	Wd%t
[bar]/[kPa]	[% de g]	[%]	[%]	[%]	[%]
1,0 / 100	8,9	14,6	25,8	59,6	100,0
1,6 / 160	14,3	15,3	26,2	58,5	100,0
2,2 / 220	19,6	16,0	26,5	57,5	100,0
2,8 / 280	25,0	16,8	26,8	56,5	100,0
3,4 / 340	30,3	17,6	27,0	55,5	100,0
4,0 / 400	35,7	18,4	27,2	54,5	100,0
4,6 / 460	41,0	19,2	27,3	53,5	100,0
5,2 / 520	46,4	20,0	27,4	52,5	100,0
5,8 / 580	51,7	20,9	27,5	51,6	100,0
6,4 / 640	57,1	21,8	27,5	50,6	100,0
7,0 / 700	62,4	22,7	27,5	49,7	100,0

OBS: Tabela obtida com as equações (44), (45), (46) e (47), Anexo A.

Com este sistema computacional desenvolvido podem ser obtidos gráficos de forças de reação normal por eixo e gráficos de forças de reação normal percentuais por eixo para o cavalo sem o semi-reboque, que auxiliam o projetista na definição do balanceamento do cavalo sem o semi-reboque.

7. Gráfico: Pressão no sistema de freios versus Desaceleração

O gráfico da Figura 25 foi obtido com Estudo 2 e mostra a relação entre a pressão no sistema de freios e a desaceleração produzida na aplicação dos freios.

Os valores experimentais foram obtidos para este veículo em testes de campo realizados conforme a EWG 71/320, utilizada pela Mercedes Benz do Brasil, na rodovia Castelo Branco, nas proximidades de Avaré - SP.

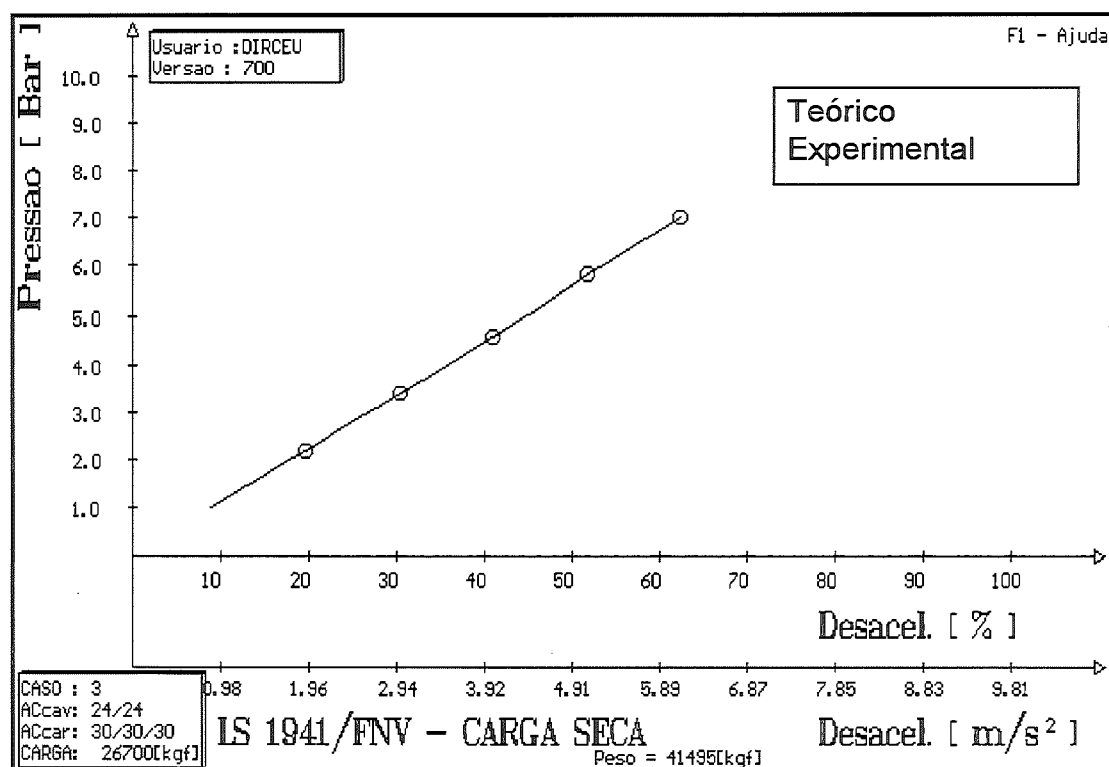


FIGURA 25 - Valores teórico-experimentais de pressão e desaceleração do veículo

TABELA 18 - Valores teórico-experimentais de pressão e desaceleração do veículo

pressão teórica	desaceleração teórica	pressão experimental	desaceleração experimental
[bar] / [kPa]	[m/s ²]	[bar] / [kPa]	[m/s ²]
1,0 / 100	0,87	1,0 / 100	1,10
2,0 / 200	1,64	2,0 / 200	1,85
3,0 / 300	2,49	3,0 / 300	2,70
4,0 / 400	3,40	4,0 / 400	3,55
5,0 / 500	4,19	5,0 / 500	4,40

As curvas mostram os valores teóricos e experimentais da relação entre pressão e desaceleração. Observam-se ainda neste gráfico, bons resultados na comparação entre os valores teóricos e experimentais.

O coeficiente angular desta reta fornece a sensibilidade do sistema de freios. O freio instalado mostra uma sensibilidade adequada, pois fornece relação entre pressão e desaceleração próxima de uma reta com coeficiente angular de 45°.

Coefficientes angulares muito acima de 45° fornecem sensibilidade baixa, por outro lado, coeficientes angulares muito abaixo de 45° fornecem sensibilidade alta. Ambas as situações provocam dificuldades na operação do sistema de freios pelo motorista.

O gráfico da Figura 25 fornece a sensibilidade do freio instalado, auxiliando o projetista a conciliar a relação entre pressão e desaceleração.

Podem ser obtidos outros gráficos como este para avaliar a influência do carregamento, das características do veículo e do freio instalado na relação entre pressão e desaceleração.

8. Gráfico: Espaço de freagem versus Carga total e Desaceleração

O gráfico da Figura 26 foi obtido para Estudo 5. Este gráfico mostra o espaço de freagem, com o passeio do c.g., para diversos carregamentos e a respectiva desaceleração média obtida durante a freagem.

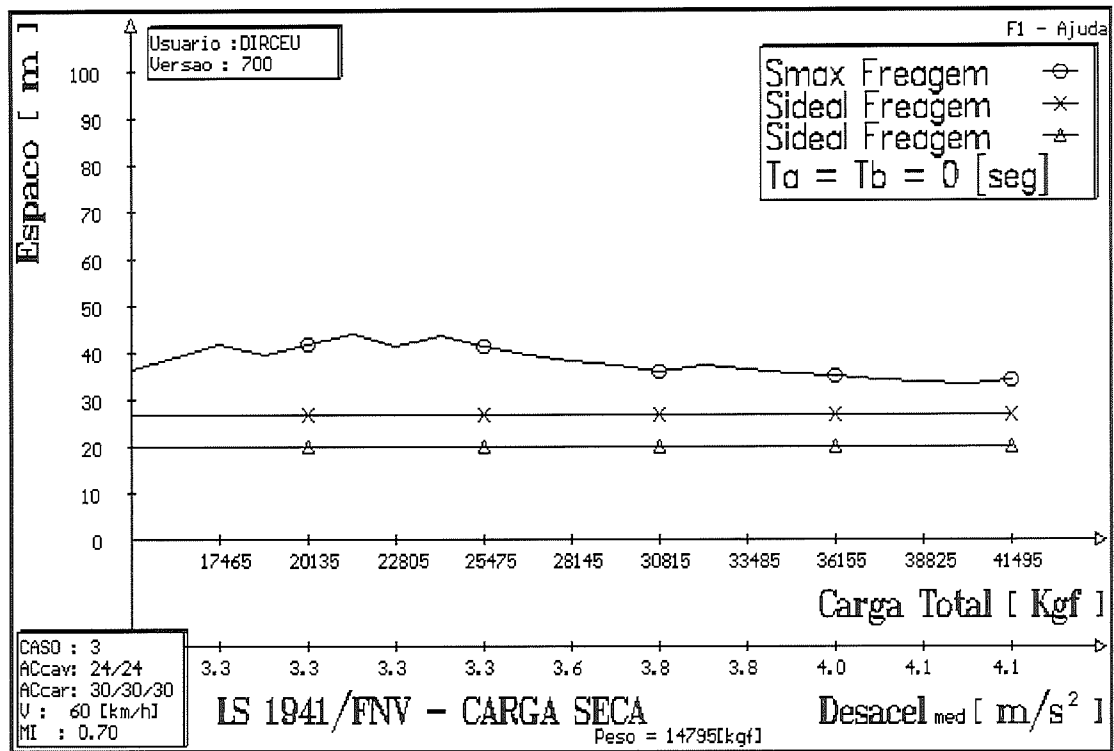


FIGURA 26 - Desempenho do cavalo-semi-reboque com o passeio do c.g.

TABELA 19 - Desempenho do cavalo-semi-reboque com o passeio do c.g.

pressão	W_{tp}	b_{max_p}	b_{med_p}	η_p	S_{maxFre_p}	esc.eixo _p	esc.eixo _p
[bar] / [kPa]	[N] / [kgf]	[m/s ²]	[m/s ²]	[%]	[m]	FE/c.g.	FD/c.g.
1,9 / 190	145.139 / 14.795	4,7	3,8	68	36	SR	SR
1,9 / 190	171.332 / 17.465	4,0	3,3	58	42	SR	
2,2 / 220	197.524 / 20.135	4,0	3,3	58	42	SR	
2,5 / 250	223.717 / 22.805	4,0	3,3	58	42	SR	
2,8 / 280	249.910 / 25.475	4,0	3,3	58	41	SR	
3,4 / 340	276.102 / 28.145	4,4	3,6	64	38	SR	
4,0 / 400	302.295 / 30.815	4,7	3,8	69	36	SR	
4,3 / 430	328.487 / 33.485	4,7	3,8	68	36	SR	
4,9 / 490	354.681 / 36.155	4,9	4,0	72	35	SR	
5,5 / 550	380.873 / 38.825	5,1	4,1	75	34	SR	
5,8 / 580	407.066 / 41.495	5,1	4,1	74	34		SR

OBS: Tabela obtida através das equações (48), (49), (50), (51) e (52), Anexo A.

Na legenda de informações, no canto inferior esquerdo deste gráfico, tem-se: o caso analisado (Caso 3), as áreas dos cilindros de roda dos freios instalados no cavalo e na carreta, a velocidade inicial do veículo (60 km/h) e o coeficiente de adesão máximo disponível entre pneumáticos e pavimento (0,7).

O Caso 3 significa aplicação dos freios instalados nas rodas dos eixos do cavalo e do semi-reboque na freagem em trecho retilíneo.

Para o veículo combinado vazio obtiveram-se os seguintes resultados teóricos da Tabela 19:

Pressão do sistema de freios...1,9 bar / 190 kPa
 Desaceleração média.....3,8 m/s²
 Desaceleração máxima.....4,7 m/s²
 Eficiência.....68 %
 Espaço de freagem.....36 m
 Escorregamento dos eixos traseiros do semi-reboque

Para o veículo combinado, com plena carga, foram obtidos os seguintes resultados teóricos da Tabela 19:

Pressão do sistema de freios...5,8 bar / 580 kPa
 Desaceleração média.....4,1 m/s²
 Desaceleração máxima.....5,1 m/s²
 Eficiência.....74 %
 Espaço de freagem.....34 m
 Escorregamento dos eixos traseiros do semi-reboque

Para o cavalo sem o semi-reboque, os resultados teóricos foram os seguintes:

Pressão do sistema de freios...2,5 bar / 250 kPa
 Desaceleração média.....3,8 m/s²
 Desaceleração máxima.....4,6 m/s²
 Eficiência.....67,5 %
 Espaço de freagem.....37 m
 Escorregamento do eixo traseiro do cavalo

Estes resultados mostram que o cavalo-semi-reboque com plena carga possui desempenho melhor que vazio e ainda melhor que o cavalo sem o semi-reboque. Observando-se a eficiência da freagem para o cavalo-semi-reboque, nas posições mais desfavoráveis do centro de gravidade, obteve-se eficiência de 58 %. Este valor de eficiência é sensivelmente inferior eficiência para o cavalo sem o semi-reboque.

O desempenho do veículo foi obtido aplicando-se a técnica do “passeio do centro de gravidade” no semi-reboque, com utilização das Figuras 8 e 10 mostradas no Capítulo 3. Cada carregamento implica posições do centro de gravidade possíveis e admissíveis, obedecendo aos limites impostos pelo fabricante do veículo e pela legislação vigente.

Em um processo iterativo são obtidas as posições desfavoráveis do centro de gravidade para cada carregamento e o coeficiente de adesão utilizado em cada eixo nessas condições. Com o coeficiente de adesão disponível conhecido são identificados os eixos em que ocorre escorregamento.

Quando ocorre escorregamento de pelo menos um eixo é obtido o desempenho do veículo com a aplicação do freio instalado, determinando-se para cada carregamento a pressão em que ocorre escorregamento, as desacelerações média e máxima, a eficiência, o espaço de freagem e em qual eixo ocorreu o escorregamento.

A definição de desaceleração média e de desaceleração máxima são mostradas em GILLESPIE (1992) e em CANALE (1991). A eficiência e o espaço de freagem foram obtidos conforme mostrado no Capítulo 4 deste trabalho.

O gráfico da Figura 26 mostra a curva do espaço de freagem com o “passeio do centro de gravidade” (S_{max} Freagem). Este é o espaço de freagem para a posição do centro de gravidade mais desfavorável em cada carregamento, considerando o tempo de resposta do sistema.

Observa-se, na curva do espaço de freagem, que existem carregamentos intermediários, entre o veículo vazio e o veículo em carga máxima, que possuem desempenho inferior a estes dois carregamentos extremos, fato que ocorre devido posição desfavorável do centro de gravidade nestes carregamentos.

Este gráfico permite ao projetista identificar estes carregamentos e as respectivas posições do centro de gravidade para que testes de campo nestas situações possam ser realizados.

O gráfico da Figura 26 mostra o espaço ideal de freagem (Sideal Freagem), em que todos os eixos do veículo utilizam a máxima adesão disponível entre pneumático e pavimento, considerando os tempos de resposta do sistema. Mostra também o espaço ideal de freagem sem considerar os tempos de resposta do sistema (Sideal Freagem $T_a = T_b = 0$).

Os tempos de resposta T_a e T_b do sistema, utilizados para a obtenção do desempenho do veículo na freagem, foram fornecidos por FONSECA & ADAS (1993)¹.

A diferença entre o espaço de freagem ideal com os tempos de resposta e sem os tempos de resposta é o espaço percorrido pelo veículo durante o tempo de resposta do sistema. Com este gráfico o projetista pode avaliar a influência de modificações no sistema, que levem a alterações nos tempos de resposta, no espaço de freagem do veículo.

A diferença entre o espaço de freagem com o “passeio do centro de gravidade” e o espaço de freagem ideal, considerando os tempos de resposta, é a influência do posicionamento do centro de gravidade e do sistema de freios instalado no espaço de freagem.

Comparações entre valores teóricos e experimentais foram realizadas para o veículo com carga total, como mostra a Tabela 20.

Os resultados experimentais foram obtidos em testes de campo realizados conforme a EWG 71/320, utilizada pela Mercedes Benz do Brasil, na rodovia Castelo Branco, nas proximidades de Avaré-SP. Estes testes foram realizados pela Mercedes Benz do Brasil.

¹FONSECA, B.J.; ADAS, C.A. (Mercedes Benz do Brasil). Comunicação pessoal, 1993.

TABELA 20 - Valores teórico-experimentais de desempenho do C-SR

valores	espaço de freagem	desaceleração média	pressão	escorregamento
	[m]	[m/s ²]	[bar] / [kPa]	
teóricos	34,0	4,10	5,8 / 580	todos os eixos do SR
experimentais	38,6	3,82	5,0 / 500	terceiro eixo do SR

Os resultados experimentais foram obtidos com o uso de instrumento adequado para o levantamento destas medidas (CORREVIT), calibrado pela Mercedes Benz do Brasil.

Este instrumento obtém o espaço total de freagem, o tempo total de freagem e a desaceleração média durante a freagem, a partir de uma velocidade inicial do veículo. Neste instrumento, pode-se obter também o espaço de freagem, o tempo de freagem e a desaceleração durante a aplicação dos freios, em intervalos regulares de velocidade, a partir da velocidade inicial do veículo.

Os testes de campo foram realizados para várias pressões de atuação, com monitoramento desta através de manômetro calibrado pela Mercedes Benz do Brasil.

Os resultados globais dos testes de campo não serão mostrados neste trabalho por se tratarem de informações sigilosas da Mercedes Benz do Brasil.

Os testes de campo foram realizados nos trechos de melhor conservação da rodovia e planos. Estimou-se o coeficiente de adesão máximo disponível entre pneumáticos e pavimento de 0,7.

Os testes de campo foram realizados para velocidades iniciais de 30, 50, 60 e 80 km/h. A velocidade inicial de 60 km/h (16,67 m/s) foi escolhida para as comparações entre os valores teóricos e experimentais. Testes de campo para velocidades superiores a estas são teoricamente interessantes, mas sempre causam problemas de segurança.

O trabalho desenvolvido permite a realização de estudos com o cavalo sem o semi-reboque.

Nesse trabalho serão apresentados apenas alguns gráficos, entre os disponíveis, para o cavalo sem o semi-reboque.

A seguir, é mostrado o gráfico do coeficiente de adesão versus desaceleração para o cavalo sem o semi-reboque. Durante o seu uso normal, o cavalo pode trafegar sem o semi-reboque. Portanto, é necessário um estudo do desempenho neste caso.

9. Gráfico: Coeficiente de adesão utilizado por eixo versus Desaceleração.

O gráfico da Figura 27 foi obtido para Estudo 6 e mostra a relação entre coeficiente de adesão utilizado por eixo do cavalo e desaceleração aplicada no veículo.

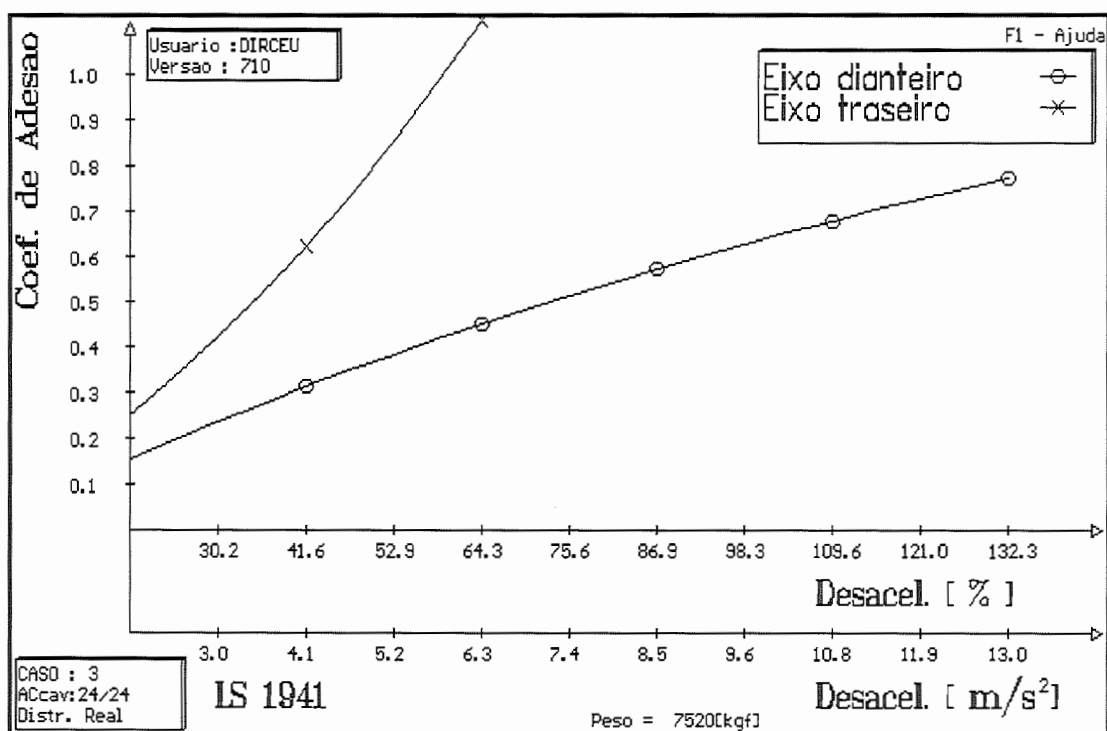


FIGURA 27 - Coeficientes de adesão utilizados por eixo do cavalo

No canto inferior esquerdo do gráfico da Figura 27 a legenda de informações mostra o caso estudado, a área dos cilindros de roda do eixo dianteiro e traseiro do cavalo (ACcav) ambas em polegadas quadradas.

Com este gráfico pode-se avaliar o nível de desaceleração no qual ocorre escorregamento de pelo menos um dos eixos e a seqüência de escorregamento destes eixos.

TABELA 21 - Coeficientes de adesão utilizados
por eixo do cavalo

pressão	desaceleração	μ_{f_1}	μ_{r_1}
[bar] / [kPa]	[% de g]	adm.	adm.
1,0 / 100	18,9	0,15	0,25
1,6 / 160	30,2	0,24	0,42
2,2 / 220	41,6	0,31	0,62
2,8 / 280	52,9	0,38	0,85
3,4 / 340	64,3	0,45	1,12
4,0 / 400	75,6	0,51	1,43
4,6 / 460	86,9	0,57	1,81
5,2 / 520	98,3	0,63	2,27
5,8 / 580	109,6	0,68	2,84
6,4 / 640	121,0	0,73	3,56
7,0 / 700	132,3	0,77	4,52

OBS: Tabela obtida através das equações (53), (54),
(55), (56), (57), (58) e (59), Anexo A.

Nesse estudo o cavalo vazio (7.520 kgf) está freando com aplicação dos freios instalados nas rodas dos eixos dianteiro e traseiro do veículo (Caso 3). Para esta condição, observa-se que o eixo traseiro do cavalo sempre utiliza maior coeficiente de adesão que o eixo dianteiro. Portanto, para este veículo, com o freio instalado descrito anteriormente, a seqüência de escorregamento dos eixos será: o escorregamento do eixo traseiro do cavalo e depois o escorregamento do eixo dianteiro do cavalo.

Este gráfico fornece informações para otimizar a estabilidade do veículo durante a freagem. Fornece também informações para avaliar a influência de válvulas proporcionadoras sensíveis carga e desaceleração no comportamento do veículo.

O projetista pode avaliar a estabilidade do cavalo, com e sem o semi-reboque, com os gráficos de coeficiente de adesão versus desaceleração para cavalo com e sem

semi-reboque e em várias condições operacionais, procurando-se evitar o escorregamento prematuro do eixo traseiro do cavalo.

Estes gráficos, em conjunto com os gráficos de desempenho, podem auxiliá-lo efetivamente na definição do sistema de freios do cavalo-semi-reboque.

10. Gráfico: Velocidade de tombamento versus Pressão no sistema de freios

O gráfico da Figura 28 foi obtido para o Estudo 3 (cavalo-semi-reboque carregado) e mostra a velocidade de tombamento em curva para a esquerda, com raio de 500 m e sem inclinação lateral da pista.

Neste gráfico são mostradas as velocidades de tombamento do cavalo para o lado de fora ou externo da curva (Vel.Tomb.LE CAV) e para o lado de dentro ou interno da curva (Vel.Tomb.LD CAV). São mostradas também, as velocidades de tombamento do semi-reboque para o lado de fora ou externo da curva (Vel.Tomb.LE CAR) e para o lado de dentro ou interno da curva (Vel.Tomb.LD CAR).

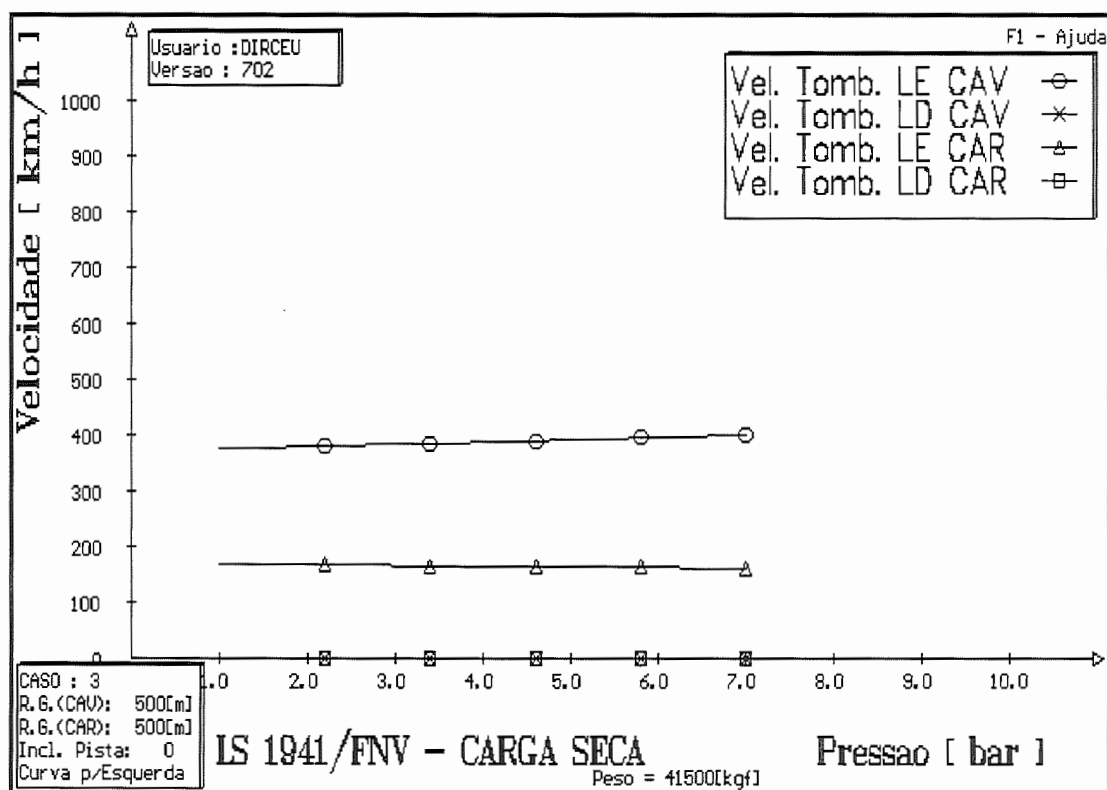


FIGURA 28 - Velocidades de tombamento do cavalo-semi-reboque carregado

TABELA 22 - Velocidades de tombamento do cavalo-semi-reboque carregado

pressão	b%	Vel.Tomb.LE	Vel.Tomb.LD	Vel.Tomb.LE	Vel.Tomb.LD
		CAV	CAV	CAR	CAR
[bar] / [kPa]	[% de g]	[km/h] / [m/s]	[km/h] / [m/s]	[km/h] / [m/s]	[km/h] / [m/s]
1,0 / 100	8,9	374,24 / 103,96	0	168,16 / 46,71	0
1,6 / 160	14,3	376,88 / 104,69	0	167,48 / 46,52	0
2,2 / 220	19,6	379,50 / 105,42	0	166,79 / 46,33	0
2,8 / 280	25,0	382,11 / 106,14	0	166,10 / 46,14	0
3,4 / 340	30,3	384,69 / 106,86	0	165,40 / 45,94	0
4,0 / 400	35,7	387,26 / 107,57	0	164,71 / 45,75	0
4,6 / 460	41,0	389,81 / 108,28	0	164,00 / 45,56	0
5,2 / 520	46,4	392,35 / 108,99	0	163,30 / 45,36	0
5,8 / 580	51,7	394,87 / 109,68	0	162,59 / 45,16	0
6,4 / 640	57,1	397,37 / 110,38	0	161,88 / 44,97	0
7,0 / 700	62,4	399,86 / 111,07	0	161,17 / 44,77	0

OBS: Tabela obtida através das equações mostradas em FERNANDES (1990).

No gráfico da Figura 29 são mostradas as velocidades de tombamento do cavalo para o lado de fora ou externo da curva (Vel.Tomb.LE CAV) e para o lado de dentro ou interno da curva (Vel.Tomb.LD CAV). São mostradas, ainda, as velocidades de tombamento do semi-reboque para o lado de fora ou externo da curva (Vel.Tomb.LE CAR) e para o lado de dentro ou interno da curva (Vel.Tomb.LD CAR).

O gráfico da Figura 29 que se segue foi obtido para o Estudo 4 (veículo combinado vazio) e mostra a velocidade de tombamento do cavalo em curva para a esquerda, com raio de 500 m e sem inclinação lateral da pista.

Observa-se que o cavalo e o semi-reboque possuem somente velocidade de tombamento para o lado externo da curva. Observa-se, também, que a elevação da pressão de atuação dos freios do cavalo e do semi-reboque provoca efeitos opostos nas velocidades de tombamento do cavalo e do semi-reboque. A velocidade de tombamento do cavalo aumenta e a velocidade de tombamento do semi-reboque diminui.

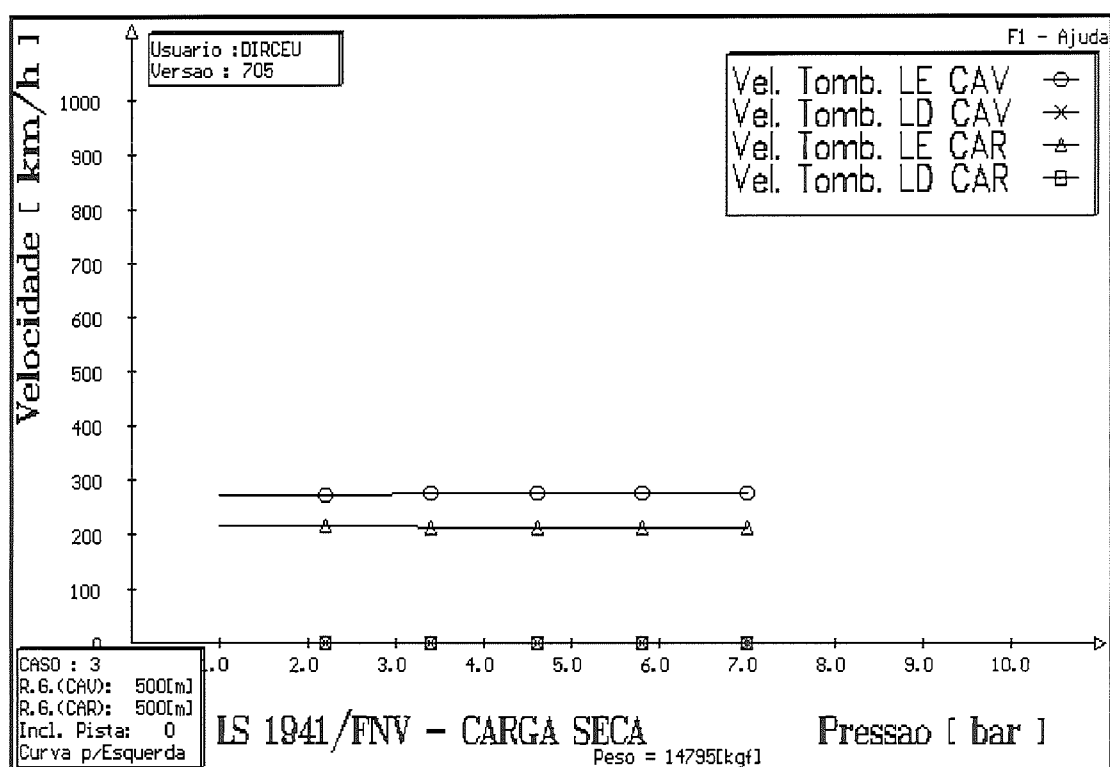


FIGURA 29 - Velocidades de tombamento do cavalo-semi-reboque vazio

TABELA 23 - Velocidades de tombamento do cavalo-semi-reboque vazio

pressão	b%	Vel.Tomb.LE	Vel.Tomb.LD	Vel.Tomb.LE	Vel.Tomb.LD
		CAV	CAV	CAR	CAR
[bar] / [kPa]	[% de g]	[km/h] / [m/s]	[km/h] / [m/s]	[km/h] / [m/s]	[km/h] / [m/s]
1,0 / 100	25,0	272,92 / 75,81	0	215,71 / 59,92	0
1,6 / 160	40,0	273,28 / 75,91	0	215,24 / 59,79	0
2,2 / 220	55,0	273,64 / 76,01	0	214,76 / 59,66	0
2,8 / 280	70,1	274,00 / 76,11	0	214,28 / 59,52	0
3,4 / 340	85,1	274,35 / 76,21	0	213,80 / 59,39	0
4,0 / 400	100,1	274,71 / 76,31	0	213,32 / 59,26	0
4,6 / 460	115,1	275,07 / 76,41	0	212,84 / 59,12	0
5,2 / 520	130,1	275,43 / 76,51	0	212,36 / 58,99	0
5,8 / 580	145,1	275,78 / 76,61	0	211,87 / 58,85	0
6,4 / 640	160,1	276,14 / 76,71	0	211,39 / 58,72	0
7,0 / 700	175,1	276,50 / 76,81	0	210,90 / 58,58	0

OBS: Tabela obtida através das equações mostradas em FERNANDES (1990).

Observa-se, também, que a elevação do peso do veículo combinado de vazio para plena carga aumenta a velocidade de tombamento do cavalo, o que pode ser devido maior força de reação normal aplicada na quinta-roda do cavalo, pois o semi-reboque carregado possui maior peso e inércia.

A mesma elevação de peso do veículo reduziu a velocidade de tombamento do semi-reboque, fato que ocorre, entre outros fatores, devido elevação na vertical da posição do centro de gravidade do semi-reboque.

Para veículo vazio, pressão de atuação dos freios de 7,0 bar (700 kPa), raio de curva de 100 m e sem inclinação lateral da pista, a velocidade de tombamento do cavalo é de 119 km/h (33,1 m/s), enquanto para o semi-reboque é de 95 km/h (26,4 m/s).

Para veículo com plena carga, pressão de atuação dos freios de 7,0 bar (700 kPa), raio de curva de 100 m e sem inclinação lateral da pista, a velocidade de tombamento do cavalo é de 166 km/h (46,1 m/s), enquanto para o semi-reboque é de 72 km/h (20,0 m/s).

Logo, a redução do raio de curva diminui as velocidades de tombamento do cavalo e do semi-reboque nas condições vazio e plena carga. Pois, quanto menor o raio de curva, maior a influência da força centrífuga na velocidade de tombamento.

Neste estudo, obtiveram-se as velocidades de tombamento do cavalo e do semi-reboque em separado, com a influência de um no outro. A velocidade de tombamento do veículo combinado será a menor obtida entre as velocidades de tombamento do cavalo e do semi-reboque.

No estudo do veículo em trecho curvilíneo, obtêm-se ainda as forças envolvidas no movimento do veículo, que são informações importantes para o projeto de sistemas de freios, da suspensão, da direção, do chassi, etc.

A velocidade de tombamento e as forças envolvidas no movimento do veículo em trecho curvilíneo podem ser utilizadas também para o projeto das rodovias, auxiliando na obtenção do raio da curva e inclinação lateral da pista adequados.

As cargas no pavimento são obtidas com as forças entre pneumáticos e pavimento, o que auxilia no dimensionamento das rodovias.

11. Gráfico: Velocidade de tombamento versus Pressão no sistema de freios

O gráfico da Figura 30 foi obtido para o Estudo 7 e mostra a velocidade de tombamento do cavalo (sem o semi-reboque) freando em curva para a esquerda, com raio de 500 m e sem inclinação lateral da pista.

São mostradas as velocidades de tombamento para o lado de fora ou externo da curva (Vel.Tomb.LE CAV) e para o lado de dentro ou interno da curva (Vel. Tomb.LD CAV).

Neste caso, pode-se observar que o veículo possui somente velocidade de tombamento para o lado de fora da curva. Observa-se ainda, que a aplicação dos freios aumenta esta velocidade, contribuindo para a estabilidade do veículo.

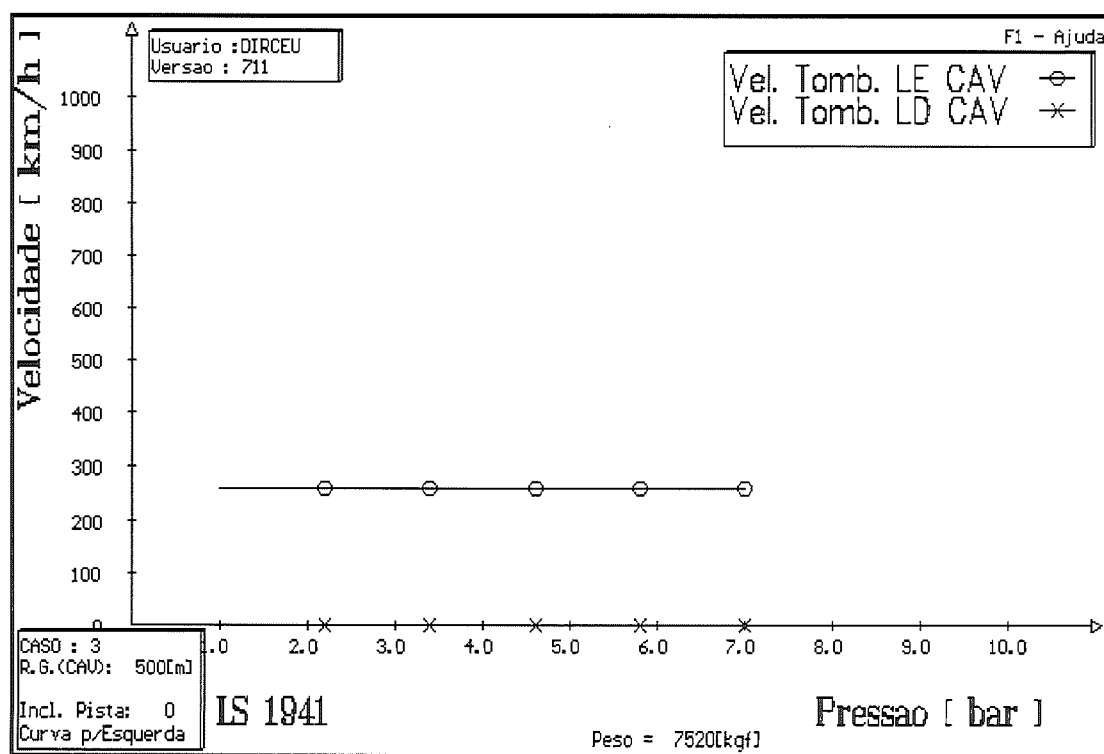


FIGURA 30 - Velocidades de tombamento do cavalo sem o semi-reboque

A velocidade de tombamento do cavalo é de 117 km/h (32,5 m/s), com pressão de atuação nos freios de 7,0 bar (100 kPa), raio de curva de 100 m e sem inclinação lateral da pista.

TABELA 24 - Velocidades de tombamento do cavalo sem o SR

pressão	b%	Vel.Tomb.LE CAV	Vel.Tomb.LD CAV
[bar] / [kPa]	[% de g]	[km/h] / [m/s]	[km/h] / [m/s]
1,0 / 100	18,9	258,42 / 71,78	0
1,6 / 160	30,2	258,49 / 71,80	0
2,2 / 220	41,6	258,57 / 71,83	0
2,8 / 280	52,9	258,64 / 71,84	0
3,4 / 340	64,3	258,71 / 71,86	0
4,0 / 400	75,6	258,79 / 71,89	0
4,6 / 460	86,9	258,86 / 71,91	0
5,2 / 520	98,3	258,94 / 71,93	0
5,8 / 580	109,6	259,01 / 71,95	0
6,4 / 640	121,0	259,09 / 71,97	0
7,0 / 700	132,3	259,16 / 71,99	0

OBS: Tabela obtida com as equações mostradas em FERNANDES (1990).

A velocidade de tombamento do cavalo é de 40 km/h (11,1 m/s) com pressão de atuação nos freios de 7,0 bar (100 kPa), raio de curva de 8,5 m (raio de curva para o veículo em manobra) e sem inclinação lateral da pista.

Logo, observa-se que, com a redução do raio de curva, a velocidade de tombamento do veículo diminui.

Observa-se ainda que o cavalo sem o semi-reboque possui velocidade de tombamento menor que o cavalo com o semi-reboque, nas condições vazio e plena carga, para o mesmo raio de curva, mesma aplicação dos freios e em pista sem inclinação lateral.

12. Tabela: Estacionamento em aclave e declive

A Tabela 25 foi obtida para o Estudo 8 e mostra os limites de inclinação máxima do pavimento suportados pelo cavalo-semi-reboque com plena carga quando estacionado em aclave e em declive, considerando os limites de rolamento e de

escorregamento das rodas (definidos no item 4.7.5 do Capítulo 4 deste trabalho). Estes limites são mostrados em graus e em percentagem.

A Tabela 25 mostra o comportamento do veículo combinado estacionado em aclave e em declive com diversas possibilidades de instalação do freio de estacionamento.

O cavalo-semi-reboque analisado possui freio de estacionamento instalado no eixo traseiro do cavalo e nos eixos do semi-reboque. Com esta opção de instalação do freio de estacionamento, o veículo combinado possui limite de rolamento em aclave de 22 graus ou 40,4 % e limite de rolamento em declive de 22 graus ou 40,4 %. Com esta opção de instalação do freio de estacionamento, o veículo combinado possui limite de escorregamento em aclave de 32,4 graus ou 63,4 % e limite de escorregamento em declive de 29,2 graus ou 55,9 %. O limite de inclinação da rampa para o veículo estacionado é de 12%, segundo a EWG 71/320.

TABELA 25 - Limites de inclinação máxima suportados pelo cavalo-semi-reboque

aplicação dos freios do	α_{maxr_a}	G_{maxr_a}	α_{maxr_d}	G_{maxr_d}	α_{maxe_a}	G_{maxe_a}	α_{maxe_d}	G_{maxe_d}
	[graus]	[%]	[graus]	[%]	[graus]	[%]	[graus]	[%]
ED	5,9	10,3	5,9	10,3	4,5	7,9	6,6	11,6
ET	5,7	10,0	5,7	10,0	11,2	19,9	8,9	15,7
ED+ET	11,7	20,7	11,7	20,7	28,0	53,2	19,8	36,1
ECAR	15,9	28,6	15,9	28,6	14,1	25,2	16,2	29,1
ED+ECAR	22,2	40,8	22,2	40,8	31,3	60,9	25,5	47,8
ET+ECAR	22,0	40,4	22,0	40,4	32,4	63,4	29,2	55,9
TODOS	28,5	54,3	28,5	54,3	35,0	70,0	35,0	70,0

OBS: Tabela obtida através das equações (60), (61), (62), (63), (64), (65), (66), (67), (68), (69), (70),

(71), (72), (73), (74), (75), (76), (77), (78), (79), (80), (81), (82), (83), (84), (85), (86), (87), (88), (89), (90), (91), (92), (93), (94), (95), (96), (97), (98), (99), (100), (101), (102), (103), (104), (105), (106), (107), (108), (109), (110), (111), (112), (113), (114), (115), Anexo A.

7. CONCLUSÕES

Neste trabalho foi levantado o centro de gravidade do cavalo e do semi-reboque utilizados, através de procedimento descrito em CANALE (1989).

No levantamento do centro de gravidade, procurou-se investigar os parâmetros que poderiam influenciar nas medidas, com a intenção de que se obtenham medidas corretas e conhecimento sobre o levantamento do centro de gravidade, conforme descrito no Capítulo 3.

Com isto, adquiriu-se experiência para novas medidas e foi elaborado um procedimento experimental de levantamento do c.g.. Também foi elaborado um programa computacional apenas para a obtenção do c.g. de qualquer veículo, a partir das medidas necessárias.

O emprego da técnica do “balanceamento estático” ou “passeio do centro de gravidade” para estudo da freagem desse tipo de veículo de transporte de cargas é original no Brasil. A aplicação dessa técnica, proveniente da Engenharia Aeronáutica, na Engenharia Automotiva, coloca este trabalho dentro das tendências atuais de transferência de tecnologia aeronáutica para o setor automotivo. Esta tendência é mostrada por HENDERSON & SCHILKE (1992).

Obtiveram-se bons resultados na comparação entre valores teóricos e experimentais mostrados no gráfico da Figura 25 e na Tabela 18 de Pressão versus Desaceleração, para o cavalo-semi-reboque carregado (apresentados no Capítulo 6). Estes resultados validaram o modelo matemático adotado para o sistema de freios do veículo.

Para o desempenho e a estabilidade do cavalo-semi-reboque são mostrados resultados das comparações teórico-experimentais na Tabela 20, apresentada no

Capítulo 6. Bons resultados na comparação entre os valores teóricos e experimentais validaram o modelo matemático adotado para o estudo da freagem do veículo em trecho retilíneo.

Os resultados de desempenho e estabilidade, comparados, são a pressão no sistema de freios, a desaceleração média, o espaço de freagem e qual eixo escorrega primeiro, durante a freagem do cavalo-semi-reboque com plena carga em trecho retilíneo.

Em uma etapa futura de refinamento do modelo matemático adotado, podem-se obter resultados ainda melhores nas comparações teórico-experimentais.

O modelo matemático e o sistema computacional decorrente foram utilizados para a definição do sistema de freios do cavalo LS 1941 da Mercedes Benz do Brasil para 1994. Para isto, foram realizadas várias simulações de desempenho do cavalo com e sem o semi-reboque, em vários pavimentos e com a instalação de diversos cilindros de freio nas rodas do veículo.

A versão estudada, com o cavalo-semi-reboque equipado com cilindros de freio nas rodas dos eixos dianteiro e traseiro do cavalo com 24 pol^2 ($0,015 \text{ m}^2$) de área da secção transversal, foi escolhida para equipar o LS 1941, devido aos seguintes resultados obtidos para o cavalo com e sem o semi-reboque:

Espaço de freagem: esta versão obteve valores próximos de espaço de freagem para o cavalo sem o semi-reboque (37 m), para o cavalo-semi-reboque vazio (36 m) e carregado (34 m). Obteve ainda, para o veículo combinado, uma curva de Espaço de freagem versus Carga total e Desaceleração média mais suave, o que indica um desempenho mais regular do veículo para os vários carregamentos possíveis e admissíveis.

Com esta versão, o veículo combinado com plena carga cumpriu os requisitos da norma utilizada nos testes de campo quanto ao espaço de freagem.

Eficiência: esta versão foi a que obteve os melhores valores de eficiência na freagem, com valores próximos para a eficiência do cavalo sem o semi-reboque (67,5 %) e para o cavalo-semi-reboque vazio (68 %). Obteve também a melhor eficiência na freagem para o veículo combinado com plena carga (74 %).

Estabilidade: nesta versão sempre ocorre o escorregamento dos eixos do semi-reboque primeiro, para carregamentos nas posições mais desfavoráveis do centro de gravidade e para coeficiente de adesão máximo disponível entre pneumáticos e pavimento de 0,7 e velocidade inicial de 60 km/h (16,67 m/s).

Em todas as versões, foram obtidos valores de eficiência e desaceleração média relativamente baixos. Este fato ocorre, provavelmente, devido ocorrência prematura do escorregamento dos eixos traseiros do semi-reboque, observada nos cálculos teóricos e nos testes de campo, fato que pode ter reduzido a desaceleração e a eficiência que poderiam ser atingidas na freagem.

O semi-reboque possui cilindros de freio nas rodas com 30 pol² (0,019 m) de área de secção transversal, o que proporciona uma distribuição de força de freagem de 38,4 % no cavalo e 61,6 % no semi-reboque e pode explicar o escorregamento prematuro dos eixos do semi-reboque na freagem.

Uma sugestão para melhorar o desempenho do cavalo-semi-reboque, em termos globais, seria procurar um melhor equilíbrio entre os esforços de freagem produzidos em ambos, evitando-se o escorregamento prematuro de qualquer eixo, principalmente do eixo traseiro do cavalo. Tal fato pode ser alcançado com maior interação entre os fabricantes de semi-reboques e os fabricantes de veículos pesados do tipo cavalo, para buscar uma melhor definição do sistema de freio a ser instalado no veículo combinado.

Com sistema de freios mais equilibrado pode-se ter a elevação da eficiência e, conforme mostrado na Figura 12 do Capítulo 4 deste trabalho, a redução do número de frenagens com escorregamento de qualquer eixo por ano, principalmente em pistas molhadas, elevando a segurança e reduzindo a ocorrência de acidentes durante a utilização destes veículos.

Este trabalho teve a participação do pessoal técnico da Mercedes Benz do Brasil e o apoio dessa empresa para a realização de testes de campo, visando obtenção dos valores experimentais. Este fato contribui, definitivamente, para uma melhor integração entre Empresa e Universidade e para o desenvolvimento tecnológico do país.

Contando com a participação de projetistas de sistemas de freios com larga experiência, esse trabalho adquiriu características que permitem a sua aplicação com sucesso no cotidiano da empresa.

O modelo matemático e o sistema desenvolvidos permitiram uma ampla visualização do processo de freagem do cavalo com ou sem o semi-reboque, com qualquer combinação de cavalo-semi-reboque, em qualquer condição operacional, para qualquer freio instalado, qualquer carregamento possível e admissível e em qualquer pavimento, definidos pelo projetista.

O estudo do desempenho do veículo combinado na freagem, com o “passeio do centro de gravidade” do semi-reboque, permitiu a otimização do carregamento do semi-reboque e pode fornecer informações para a orientação dos projetistas desses veículos, quanto sua utilização com maior eficiência e segurança.

Com este trabalho obteve-se maior agilidade e segurança no desenvolvimento de sistemas de freios e de outros sistemas do veículo, o que proporcionou redução de custos e aumento da segurança em testes experimentais, fato já comprovado na definição do freio do veículo LS 1941.

Atualmente a Mercedes Benz do Brasil utiliza o sistema computacional para dimensionar e definir o sistema de freios de seus veículos pesados, fato que mostra uma aplicação do sistema desenvolvido no aperfeiçoamento dos veículos utilizados no Brasil.

Alguns benefícios do trabalho e do sistema desenvolvido são citados a seguir:

- melhor compreensão do processo de freagem,
- maior rapidez na definição do sistema de freios,
- redução do tempo de testes de campo,
- redução de custos,
- fornecimento de informações importantes para o projeto de outros sistemas e subsistemas do veículo, como chassi, suspensão, direção e outros,
- permitir a simulação da freagem do veículo em qualquer condição operacional, o que coloca este trabalho segundo a tendência de estudo do desempenho desse tipo de veículo, apresentada por FANCHER & MATHEW (1989),

- possibilitar a otimização do carregamento desses veículos permitindo melhor desempenho e estabilidade, menor consumo de combustível, menor desgaste dos freios e maior segurança.

Esse trabalho procura ser uma contribuição efetiva para a segurança veicular no Brasil, num esforço da Mercedes Benz do Brasil e do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo nesse sentido.

8. PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

Como continuação do trabalho desenvolvido para esse tipo de veículo, pretende-se desenvolver um Doutorado abordando, principalmente, a segurança veicular.

Neste próximo trabalho, pretende-se obter informações que permitam elaborar um programa de educação dos usuários destes veículos, com o apoio da Mercedes Benz do Brasil, procurando tornar o seu uso mais racional e seguro. Pretende-se também realizar estudos do cavalo com outros semi-reboques na freagem, levantando um panorama da situação nacional do uso desses veículos.

O próximo trabalho procurará colaborar para o desenvolvimento tecnológico dos veículos fabricados no país e melhorar o desempenho, a estabilidade e a segurança dos mesmos. Procurará trazer também contribuições para o aperfeiçoamento da legislação vigente.

O sistema computacional desenvolvido possui diversas possibilidades de estudo que não foram apresentadas neste trabalho. Futuramente, pretende-se obter valores teóricos e experimentais que comprovem o modelo matemático desenvolvido para estas possibilidades de estudo.

Deseja-se também ampliar o sistema computacional para outros veículos, como ônibus, caminhões leves e médios, caminhões combinados com um ou dois reboques, automóveis e outros.

Pretende-se ainda desenvolver modelo matemático e sistema computacional para o estudo do cavalo com e sem o semi-reboque em aceleração positiva, proporcionada pelo sistema de tração instalado, permitindo obter informações sobre o

desempenho na tração, como aceleração máxima, retomada de velocidade, capacidade de tração e de vencer acive, consumo específico, etc.

Dentro de sistemas de freios sugerem-se, futuramente, estudos detalhados:

- da eficiência da freagem com a utilização de válvulas proporcionadoras acionadas por desaceleração, pressão do sistema de freios ou peso do veículo;

- da importância do fator de freio, estudando-se a influência da temperatura, dos materiais, da velocidade e de outros fatores no mesmo;

- da influência da suspensão do veículo no desempenho e estabilidade na freagem;

- da distribuição de forças de freagem e forças normais em cada eixo do semi-reboque;

- das forças de resistência ao movimento do veículo na freagem, como a resistência ao rolamento e a resistência do ar;

- da termodinâmica da freagem, obtendo-se o desempenho térmico do sistema de freios e avaliando-se os materiais usados nos componentes do mesmo, a influência do desempenho térmico no desempenho cinemático, a influência do espaço disponível para a instalação dos freios nas rodas na refrigeração dos freios, etc;

- de freios auxiliares, como freio motor, freio elétrico e outros, obtendo-se a influência destes na freagem;

- da relação entre o balanceamento do sistema de freios e a utilização de sistemas automáticos como o ABS, para obter melhor desempenho e estabilidade na freagem.

Com o desenvolvimento desses trabalhos futuros pretende-se desenvolver um sistema computacional que permita estudar vários tipos de veículos na freagem e na tração, servindo de ferramenta ampla e útil para o projetista de veículos.

ANEXO A - Equações

As equações (1), (2) e (3) foram utilizadas para a obtenção do c.g. do cavalo, conforme método descrito em CANALE (1989).

Através do balanceamento estático no eixo dianteiro:

$$Lf_1 = (W_{r1} \cdot L_1) / W_1 \quad \text{eq.(1)}$$

Através do balanceamento estático no lado esquerdo:

$$S_{le1} = (W_{ld1} \cdot S_1) / W_1 \quad \text{eq.(2)}$$

Através do balanceamento estático e do levantamento do ED do cavalo:

$$H_1 = R_{din1} + [((W_{r1ED} - W_{r1}) \cdot L_1 \cdot (L_1^2 - h_{1ED}^2)^{1/2}) / (W_1 \cdot h_{1ED})] \quad \text{eq.(3)}$$

As equações (4), (5), (6), (7) e (8) foram utilizadas para a obtenção do c.g. do semi-reboque, conforme método descrito por CANALE (1989), adaptado para este veículo.

Através do balanceamento estático na quinta-roda:

$$Lf_2 = (W_2^* \cdot Lf_2^* + n_{rod2} \cdot W_{rod2} \cdot (L_{p2} + L_{s2})) / (W_2^* + (n_{e2} - 1) \cdot n_{rod2} \cdot W_{rod2}) \quad \text{eq.(4)}$$

$$Lf_2^* = (W_{r2}^* \cdot Lt_2) / W_2^* \quad \text{eq.(5)}$$

Através do balanceamento estático no lado esquerdo:

$$S_{le2} = (W_{ld2} \cdot S_2) / W_2 \quad \text{eq.(6)}$$

Através do balanceamento estático e do levantamento da quinta-roda do semi-reboque:

$$H_2 = (W_2^* \cdot H_2^* + (n_{e2} - 1) \cdot n_{rod2} \cdot W_{rod2} \cdot R_{din2}) / (W_2^* + (n_{e2} - 1) \cdot n_{rod2} \cdot W_{rod2}) \quad \text{eq.(7)}$$

$$H_2^* = R_{din2} + [((W_{r2QR}^* - W_{r2}^*) \cdot Lt_2 \cdot (Lt_2^2 - h_{2QR}^2)^{1/2}) / (W_2^* \cdot h_{2QR})] \quad \text{eq.(8)}$$

Passeio do c.g. do cavalo:

$$Lf_{if} = ((W_1 + W_q) \cdot L_1 - W_{lf1} \cdot L_1) / (W_1 + W_q) \quad \text{eq.(9)}$$

$$Lf_{ir} = (W_{lr1} \cdot L_1) / (W_1 + W_q) \quad \text{eq.(10)}$$

$$Lf_{ii} = (W_1 \cdot Lf_1 + W_{qi} \cdot Lqf_{ii}) / (W_1 + W_{qi}) \quad \text{eq.(11)}$$

$$S_{le_{1e}} = ((W_1 + W_q) \cdot S_1 - W_{lle1} \cdot S_1) / (W_1 + W_q) \quad \text{eq.(12)}$$

$$Sle_{1ld} = (W_{1ld} \cdot S_1) / (W_1 + W_q) \quad \text{eq.(13)}$$

$$Sle_{1i} = (W_1 \cdot Sle_1 + W_{qi} \cdot Sqle_{1i}) / (W_1 + W_{qi}) \quad \text{eq.(14)}$$

$$H_{1i} = (W_1 \cdot H_1 + W_{qi} \cdot H_{q1i}) / (W_1 + W_{qi}) \quad \text{eq.(15)}$$

Passeio do c.g. do semi-reboque:

$$Lf_{2QR} = ((W_2 + W_q) \cdot L_2 - W_{151} \cdot L_2) / (W_2 + W_q) \quad \text{eq.(16)}$$

$$Lf_{2r} = (ne_2 \cdot W_{lr2} \cdot L_2) / (W_2 + W_q) \quad \text{eq.(17)}$$

$$Lf_{2i} = (W_2 \cdot Lf_2 + W_{qi} \cdot Lq_{52i}) / (W_2 + W_{qi}) \quad \text{eq.(18)}$$

$$Sle_{2le} = ((W_2 + W_q) \cdot S_2 - ne_2 \cdot (W_{lr2} / 2) \cdot S_2) / (W_2 + W_q) \quad \text{eq.(19)}$$

$$Sle_{2ld} = (ne_2 \cdot (W_{lr2} / 2) \cdot S_2) / (W_2 + W_q) \quad \text{eq.(20)}$$

$$Sle_{2i} = (W_2 \cdot Sle_2 + W_{qi} \cdot Sqle_{2i}) / (W_2 + W_{qi}) \quad \text{eq.(21)}$$

$$H_{2i} = (W_2 \cdot H_2 + W_{qi} \cdot H_{q2i}) / (W_2 + W_{qi}) \quad \text{eq.(22)}$$

Freagem do cavalo-semi-reboque em trecho retilíneo, com desaceleração obtida através da aplicação dos freios instalados nas rodas dos eixos deste veículo, conforme Figura 31 mostrada no Anexo B.

$\Sigma F_X = 0$, no semi-reboque:

$$R_{i2} + Rd_{52X} + Br_{2} = 0 \quad \text{eq.(23)}$$

$\Sigma F_Z = 0$, no semi-reboque:

$$W_{dr2} + Rd_{52Z} - W_2 = 0 \quad \text{eq.(24)}$$

$\Sigma M_A = 0$:

$$Rd_{52Z} \cdot L_2 - W_2 \cdot L_{r2} - R_{i2} \cdot H_2 - Rd_{52X} \cdot H_5 = 0 \quad \text{eq.(25)}$$

$\Sigma M_B = 0$:

$$W_{dr2} \cdot L_2 + Br_{2} \cdot H_5 + R_{i2} \cdot (H_2 - H_5) - W_2 \cdot Lf_2 = 0 \quad \text{eq.(26)}$$

$\Sigma F_X = 0$, no cavalo:

$$R_{i1} - Bf_1 - Br_1 - Rd_{51X} = 0 \quad \text{eq.(27)}$$

$\Sigma F_Z = 0$, no cavalo:

$$W_{df1} + W_{dr1} - W_1 - Rd_{51Z} = 0 \quad \text{eq.(28)}$$

$\Sigma M_C = 0$:

$$W_{df1} \cdot L_1 + Rd_{51X} \cdot H_5 - W_1 \cdot L_{r1} - R_{i1} \cdot H_1 - Rd_{51Z} \cdot L_{r5} = 0 \quad \text{eq.(29)}$$

$$\Sigma M_D = 0:$$

$$Wdr_1 \cdot L_1 - Rd5_{1X} \cdot H_5 - W_1 \cdot Lf_1 + Ri_1 \cdot H_1 - Rd5_{1Z} \cdot Lf_5 = 0 \quad \text{eq.(30)}$$

$$Wdt = Wdf_1 + Wdr_1 + Wdr_2 = W_1 + W_2 \quad \text{eq.(31)}$$

$$Ri_1 = W_1 \cdot b / g = W_1 \cdot b\% / 100 \quad \text{eq.(32)}$$

$$Ri_2 = W_2 \cdot b / g = W_1 \cdot b\% / 100 \quad \text{eq.(33)}$$

$$Ri_1 + Ri_2 = Bf_1 + Br_1 + Br_2 \quad \text{eq.(34)}$$

$$\mu f_1 = Bf_1 / Wdf_1 \quad \text{eq.(35)}$$

$$\mu r_1 = Br_1 / Wdr_1 \quad \text{eq.(36)}$$

$$\mu r_2 = Br_2 / Wdr_2 \quad \text{eq.(37)}$$

$$B_i = (2 \cdot BF_i \cdot (p - \Delta p_i) \cdot AC_i \cdot (2,54)^2 \cdot \eta bs_i \cdot (Dt_i / 2) \cdot Lajf_i) / (Rdin_i \cdot Dcs_i) \quad \text{eq.(38)}$$

$$Bt = Bf_1 + Br_1 + Br_2 \quad \text{eq.(39)}$$

$$B\%f_1 = Bf_1 \cdot 100 / Bt \quad \text{eq.(40)}$$

$$B\%r_1 = Br_1 \cdot 100 / Bt \quad \text{eq.(41)}$$

$$B\%r_2 = Br_2 \cdot 100 / Bt \quad \text{eq.(42)}$$

$$B\%t = B\%f_1 + B\%r_1 + B\%r_2 \quad \text{eq.(43)}$$

$$Wd\%f_1 = Wdf_1 \cdot 100 / Wdt \quad \text{eq.(44)}$$

$$Wd\%r_1 = Wdr_1 \cdot 100 / Wdt \quad \text{eq.(45)}$$

$$Wd\%r_2 = Wdr_2 \cdot 100 / Wdt \quad \text{eq.(46)}$$

$$Wd\%t = Wd\%f_1 + Wd\%r_1 + Wd\%r_2 \quad \text{eq.(47)}$$

$$bmax_p = Bt / Wt_p \quad \text{eq.(48)}$$

$$bméd_p = V^2 / 2 \cdot SmaxFre_p \quad \text{eq.(49)}$$

$$SmaxFre_p = (V^2 / 2 \cdot bmax_p) + (Ta + Tb / 2) \cdot V \quad \text{eq.(50)}$$

$$\eta b_p = bmax_p \cdot 100 / bideal \quad \text{eq.(51)}$$

$$Wt_p = W_1 + W_2 + Q_{ip} \quad \text{eq.(52)}$$

Freagem do cavalo sem o semi-reboque em trecho retilíneo, com desaceleração obtida através da aplicação dos freios instalados nas rodas dos eixos deste.

$$\Sigma F_X = 0, \text{ no cavalo:}$$

$$Ri_1 - Bf_1 - Br_1 = 0 \quad \text{eq.(53)}$$

$\Sigma F_z = 0$, no cavalo:

$$Wdf_1 + Wdr_1 - W_1 = 0 \quad \text{eq.(54)}$$

$\Sigma M_C = 0$:

$$Wdf_1 \cdot L_1 - W_1 \cdot L_{r1} - R_{i1} \cdot H_1 = 0 \quad \text{eq.(55)}$$

$\Sigma M_D = 0$:

$$Wdr_1 \cdot L_1 - W_1 \cdot L_{f1} + R_{i1} \cdot H_1 = 0 \quad \text{eq.(56)}$$

$$Wdt = Wdf_1 + Wdr_1 = W_1 \quad \text{eq.(57)}$$

$$\mu f_1 = Bf_1 / Wdf_1 \quad \text{eq.(58)}$$

$$\mu r_1 = Br_1 / Wdr_1 \quad \text{eq.(59)}$$

Cavalo-semi-reboque estacionado em active, nos casos:

1. Freando com as rodas do ED do cavalo:

$$\alpha_{maxe_a} = \arctan[(W_1 \cdot L_{r1} + W_2 \cdot L_{r2} \cdot L_{r5} / L_2) / (L_1 \cdot (W_1 + W_2) / \mu_0 + W_1 \cdot H_1 + W_2 \cdot (L_{r5} \cdot ((H_2 - H_5) / L_2) + H_5))] \quad \text{eq.(60)}$$

$$G_{maxe_a} = \tan(\alpha_{maxe_a}) \cdot 100 \quad \text{eq.(61)}$$

$$\alpha_{maxr_a} = \arctan[N1/D1] \quad \text{eq.(62)}$$

$$G_{maxr_a} = \tan(\alpha_{maxr_a}) \cdot 100 \quad \text{eq.(63)}$$

onde:

$$N1 = Bf_1 / W_1 + W_2$$

$$D1 = (1 - N1^2)^{1/2}$$

2. Freando com as rodas do ET do cavalo:

$$\alpha_{maxe_a} = \arctan[(W_1 \cdot L_{f1} + W_2 \cdot L_{r2} \cdot L_{f5} / L_2) / (L_1 \cdot (W_1 + W_2) / \mu_0 - W_1 \cdot H_1 + W_2 \cdot (L_{f5} \cdot ((H_2 - H_5) / L_2) - H_5))] \quad \text{eq.(64)}$$

$$G_{maxe_a} = \tan(\alpha_{maxe_a}) \cdot 100 \quad \text{eq.(65)}$$

$$\alpha_{maxr_a} = \arctan[N2/D2] \quad \text{eq.(66)}$$

$$G_{maxr_a} = \tan(\alpha_{maxr_a}) \cdot 100 \quad \text{eq.(67)}$$

onde:

$$N2 = Br_1 / W_1 + W_2$$

$$D2 = (1 - N2^2)^{1/2}$$

3. Freando com as rodas do ED e do ET do cavalo:

$$\alpha_{\max e_a} = \arctan \left[\frac{(W_1 + W_2 \cdot L_{r2} / L_2)}{((W_1 + W_2) / \mu_0 + W_2 \cdot (H_2 - H_5) / L_2)} \right] \quad \text{eq.(68)}$$

$$G_{\max e_a} = \tan(\alpha_{\max e_a}) \cdot 100 \quad \text{eq.(69)}$$

$$\alpha_{\max r_a} = \arctan[N3/D3] \quad \text{eq.(70)}$$

$$G_{\max r_a} = \tan(\alpha_{\max r_a}) \cdot 100 \quad \text{eq.(71)}$$

onde:

$$N3 = Bf_1 + Br_1 / W_1 + W_2$$

$$D3 = (1 - N3^2)^{1/2}$$

4. Freando com as rodas dos eixos do SR:

$$\alpha_{\max e_a} = \arctan \left[\frac{(W_2 \cdot Lf_2)}{((W_1 + W_2) \cdot (L_2 - \mu_0 \cdot H_5) / \mu_0 - W_2 \cdot (H_2 - H_5))} \right] \quad \text{eq.(72)}$$

$$G_{\max e_a} = \tan(\alpha_{\max e_a}) \cdot 100 \quad \text{eq.(73)}$$

$$\alpha_{\max r_a} = \arctan[N4/D4] \quad \text{eq.(74)}$$

$$G_{\max r_a} = \tan(\alpha_{\max r_a}) \cdot 100 \quad \text{eq.(75)}$$

onde:

$$N4 = Br_2 / W_1 + W_2$$

$$D4 = (1 - N4^2)^{1/2}$$

5. Freando com as rodas do ED do cavalo e dos eixos do SR:

$$\alpha_{\max e_a} = \arctan [C1 / ((W_1 + W_2) / \mu_0 - C2)] \quad \text{eq.(76)}$$

$$G_{\max e_a} = \tan(\alpha_{\max e_a}) \cdot 100 \quad \text{eq.(77)}$$

onde:

$$C1 = W_1 \cdot Lr_1 / L_1 + W_2 \cdot (Lr_5 / L_1 + C3 \cdot Lf_2)$$

$$C2 = -W_1 \cdot H_1 / L_1 + W_2 \cdot (-H_5 / L_1 + C3 \cdot (H_2 - H_5))$$

$$C3 = C4 / C5$$

$$C4 = (L_1 + \mu_0 \cdot H_5 - Lr_5) / L_1$$

$$C5 = L_2 - \mu_0 \cdot H_5$$

$$\alpha_{\max r_a} = \arctan[N5/D5] \quad \text{eq.(78)}$$

$$G_{\max r_a} = \tan(\alpha_{\max r_a}) \cdot 100 \quad \text{eq.(79)}$$

onde:

$$N5 = Bf_1 + Br_2 / W_1 + W_2$$

$$D5 = (1 - N5^2)^{1/2}$$

6. Freando com as rodas do ET do cavalo e dos eixos do SR:

$$\alpha_{maxe_a} = \arctan [C6 / ((W_1 + W_2) / \mu_0 - C7)] \quad \text{eq.(80)}$$

$$G_{maxe_a} = \tan(\alpha_{maxe_a}) \cdot 100 \quad \text{eq.(81)}$$

onde:

$$C6 = W_1 \cdot Lf_1 / L_1 + W_2 \cdot (Lf_5 / L_1 + C8 \cdot Lf_2)$$

$$C7 = W_1 \cdot H_1 / L_1 + W_2 \cdot (H_5 / L_1 + C8 \cdot (H_2 - H_5))$$

$$C8 = C9 / C5$$

$$C9 = (L_1 - \mu_0 \cdot H_5 - Lf_5) / L_1$$

$$\alpha_{maxr_a} = \arctan[N6/D6] \quad \text{eq.(82)}$$

$$G_{maxr_a} = \tan(\alpha_{maxr_a}) \cdot 100 \quad \text{eq.(83)}$$

onde:

$$N6 = Br_1 + Br_2 / W_1 + W_2$$

$$D6 = (1 - N6^2)^{1/2}$$

7. Freando com todas as rodas do cavalo-semi-reboque:

$$\alpha_{maxe_a} = \arctan [\mu_0] \quad \text{eq.(84)}$$

$$G_{maxe_a} = \tan(\alpha_{maxe_a}) \cdot 100 \quad \text{eq.(85)}$$

$$\alpha_{maxr_a} = \arctan[N7/D7] \quad \text{eq.(86)}$$

$$G_{maxr_a} = \tan(\alpha_{maxr_a}) \cdot 100 \quad \text{eq.(87)}$$

onde:

$$N7 = Bf_1 + Br_1 + Br_2 / W_1 + W_2$$

$$D7 = (1 - N7^2)^{1/2}$$

Cavalo-semi-reboque estacionado em declive, nos casos:

1. Freando com as rodas do ED do cavalo:

$$\alpha_{maxe_d} = \arctan [(W_1 \cdot Lr_1 + W_2 \cdot Lr_2 \cdot Lr_5 / L_2) / (L_1 \cdot (W_1 + W_2) / \mu_0 - W_1 \cdot H_1 - W_2 \cdot (Lr_5 \cdot ((H_2 - H_5) / L_2) + H_5))] \quad \text{eq.(88)}$$

$$G_{maxe_d} = \tan(\alpha_{maxe_d}) \cdot 100 \quad \text{eq.(89)}$$

$$\alpha_{\max r_d} = \arctan[N1/D1] \quad \text{eq.(90)}$$

$$G_{\max r_d} = \tan(\alpha_{\max r_d}) \cdot 100 \quad \text{eq.(91)}$$

onde:

$$N1 = Bf_1 / W_1 + W_2$$

$$D1 = (1 - N1^2)^{1/2}$$

2. Freando com as rodas do ET do cavalo:

$$\alpha_{\max e_d} = \arctan [(W_1 \cdot Lf_1 + W_2 \cdot Lr_2 \cdot Lf_5 / L_2) / (L_1 \cdot (W_1 + W_2) / \mu_0 + W_1 \cdot H_1 - W_2 \cdot (Lf_5 \cdot ((H_2 - H_5) / L_2) - H_5))] \quad \text{eq.(92)}$$

$$G_{\max e_d} = \tan(\alpha_{\max e_d}) \cdot 100 \quad \text{eq.(93)}$$

$$\alpha_{\max r_d} = \arctan[N2/D2] \quad \text{eq.(94)}$$

$$G_{\max r_d} = \tan(\alpha_{\max r_d}) \cdot 100 \quad \text{eq.(95)}$$

onde:

$$N2 = Br_1 / W_1 + W_2$$

$$D2 = (1 - N2^2)^{1/2}$$

3. Freando com as rodas do ED e do ET do cavalo:

$$\alpha_{\max e_d} = \arctan [(W_1 + W_2 \cdot Lr_2 / L_2) / ((W_1 + W_2) / \mu_0 - W_2 \cdot (H_2 - H_5) / L_2)] \quad \text{eq.(96)}$$

$$G_{\max e_d} = \tan(\alpha_{\max e_d}) \cdot 100 \quad \text{eq.(97)}$$

$$\alpha_{\max r_d} = \arctan[N3/D3] \quad \text{eq.(98)}$$

$$G_{\max r_d} = \tan(\alpha_{\max r_d}) \cdot 100 \quad \text{eq.(99)}$$

onde:

$$N3 = Bf_1 + Br_1 / W_1 + W_2$$

$$D3 = (1 - N3^2)^{1/2}$$

4. Freando com as rodas dos eixos do SR:

$$\alpha_{\max e_d} = \arctan [(W_2 \cdot Lf_2) / ((W_1 + W_2) \cdot (L_2 + \mu_0 \cdot H_5) / \mu_0 + W_2 \cdot (H_2 - H_5))] \quad \text{eq.(100)}$$

$$G_{\max e_d} = \tan(\alpha_{\max e_d}) \cdot 100 \quad \text{eq.(101)}$$

$$\alpha_{\max r_d} = \arctan[N4/D4] \quad \text{eq.(102)}$$

$$G_{\max r_d} = \tan(\alpha_{\max r_d}) \cdot 100 \quad \text{eq.(103)}$$

onde:

$$N4 = Br_2 / W_1 + W_2$$

$$D4 = (1 - N4^2)^{1/2}$$

5. Freando com as rodas do ED do cavalo e dos eixos do SR:

$$\alpha_{maxe_d} = \arctan [C10 / ((W_1 + W_2) / \mu_0 - C11)] \quad \text{eq.(104)}$$

$$G_{maxe_d} = \tan(\alpha_{maxe_d}) \cdot 100 \quad \text{eq.(105)}$$

onde:

$$C10 = W_1 \cdot Lr_1 / L_1 + W_2 \cdot (Lr_5 / L_1 + C12 \cdot Lf_2)$$

$$C11 = -W_1 \cdot H_1 / L_1 + W_2 \cdot (-H_5 / L_1 + C12 \cdot (H_2 - H_5))$$

$$C12 = C13 / C14$$

$$C13 = (L_1 - \mu_0 \cdot H_5 - Lr_5) / L_1$$

$$C14 = L_2 + \mu_0 \cdot H_5$$

$$\alpha_{maxr_d} = \arctan[N5/D5] \quad \text{eq.(106)}$$

$$G_{maxr_d} = \tan(\alpha_{maxr_d}) \cdot 100 \quad \text{eq.(107)}$$

onde:

$$N5 = Bf_1 + Br_2 / W_1 + W_2$$

$$D5 = (1 - N5^2)^{1/2}$$

6. Freando com as rodas do ET do cavalo e dos eixos do SR:

$$\alpha_{maxe_d} = \arctan [C15 / ((W_1 + W_2) / \mu_0 - C16)] \quad \text{eq.(108)}$$

$$G_{maxe_d} = \tan(\alpha_{maxe_d}) \cdot 100 \quad \text{eq.(109)}$$

onde:

$$C15 = W_1 \cdot Lf_1 / L_1 + W_2 \cdot (Lf_5 / L_1 + C17 \cdot Lf_2)$$

$$C16 = W_1 \cdot H_1 / L_1 + W_2 \cdot (H_5 / L_1 + C17 \cdot (H_2 - H_5))$$

$$C17 = C18 / C14$$

$$C18 = (L_1 + \mu_0 \cdot H_5 - Lf_5) / L_1$$

$$\alpha_{maxr_d} = \arctan[N6/D6] \quad \text{eq.(110)}$$

$$G_{maxr_d} = \tan(\alpha_{maxr_d}) \cdot 100 \quad \text{eq.(111)}$$

onde:

$$N6 = Br_1 + Br_2 / W_1 + W_2$$

$$D6 = (1 - N6^2)^{1/2}$$

7. Freando com todas as rodas do cavalo-semi-reboque:

$$\alpha_{\max e_d} = \arctan [\mu_0] \quad \text{eq.(112)}$$

$$G_{\max e_d} = \tan(\alpha_{\max e_d}) \cdot 100 \quad \text{eq.(113)}$$

$$\alpha_{\max r_d} = \arctan[N7/D7] \quad \text{eq.(114)}$$

$$G_{\max r_d} = \tan(\alpha_{\max r_d}) \cdot 100 \quad \text{eq.(115)}$$

onde:

$$N7 = Bf_1 + Br_1 + Br_2 / W_1 + W_2$$

$$D7 = (1 - N7^2)^{1/2}$$

ANEXO B - Figuras

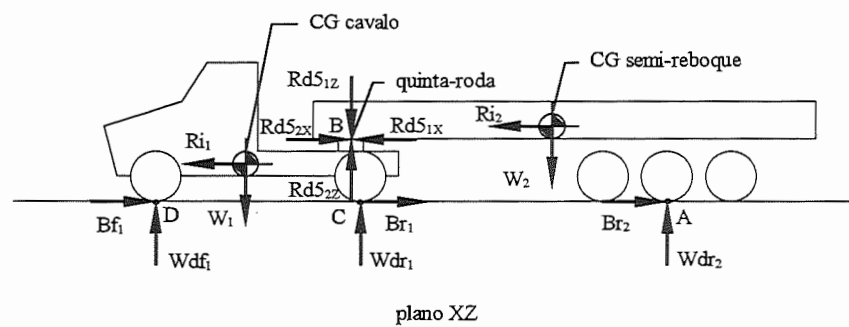


FIGURA 31 - Forças no cavalo-semi-reboque

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ADAMS, W.J.P.; SPENCE, D.R. (1976). Practical aspects of testing anti-lock systems on commercial vehicles. *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers. Part C: Mechanical Engineering Science*, v.191, n.33, p.125-134.

ALMEIDA, E.R. (1989). Avaliação do desempenho de um sistema de freios de veículos sobre rodas. In: SIMEA - SIMPÓSIO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA, 5., São Paulo, 1989. *Anais*. São Paulo, Instituto de Pesquisas Tecnológicas. p.18-35.

BIRCH, S. (1989). Tech briefs: truck rear wheel steering. *Automotive Engineering*, v.97, n.11, p.50-69, Nov.

BRASIL. Ministério dos Transportes. Empresa Brasileira de Planejamento de Transportes. (1993). *Reconstruindo as artérias para o desenvolvimento: um projeto de recuperação do sistema de transportes*. Brasília, D.F., GEIPOT. p.10.

CANALE, A.C. (1991). *Estudo do desempenho de autoveículos rodoviários considerando o passeio do centro de gravidade e restrições impostas pelo binômio pneumático x pavimento*. São Carlos, 1991. 290p. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

CANALE, A.C. (1989). *Automobilística: dinâmica e desempenho*. São Paulo, Érica. Cap.1, p.17-27: Sistema de referência - determinação do centro de gravidade; Cap.5, p.78-99: Dinâmica da frenagem.

CANALE, A.C.; RUFFINO, R.T. (1992). A study of the brake performance of road vehicles using the "static equilibrium" or "centre of gravity range" technique. *SAE Technical Paper Series*, n.921438 E, p.1-6.

- CHAPMAN, B.J.; HATCH, D. (1976). Cast iron brake rotor metallurgy. *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers. Part C: Mechanical Engineering Science*, v.191, n.33, p.143-152.
- CROLLA, D.A.; SPENCER, H.B. (1984). Tractor handling during control loss on sloping ground. *Vehicle System Dynamics*, n.13, p.1-17.
- CULLEN, D. (1993). Where braking is finally headed? *Fleet Owner*, v.88, n.5, p.39-44, May.
- DAY, A.J.; HARDING, P.R.J. (1983). Performance variation of cam operated drum brakes. *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers. Part C: Mechanical Engineering Science*, v.197,n.10, p.69-77.
- DORION, S.L.; PICKARD, J.G.; VESPA, S. (1989). Are anti-jackknife devices feasible? *Automotive Engineering*, v.97, n.11, p.39-41, Nov.
- ELGESKOG, E.; BRODD, S. (1976). The influence of wheel slip control dynamics on vehicle stability during braking and steering. *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers. Part C: Mechanical Engineering Science*, v.191, n.28, p.59-68.
- ELLIS, J.R. (1969). *Vehicle dynamics*. London, U.K., Business Book. Cap.1, p.1-44: The pneumatic tyre.
- ERVIN, R.D. (1976). Measurements of the longitudinal and lateral traction properties of truck tires. *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers. Part C: Mechanical Engineering Science*, v.191, n.30, p.93-100.

- FANCHER, P.S.; MACADAM, C.C. (1976). Computer analysis of antilock system performance in the braking of commercial vehicles. *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers. Part C: Mechanical Engineering Science*, v.191, n.32, p.113-124.
- FANCHER JR., P.S.; MATHEW, A. (1989). Performance factors for heavy trucks. *Automotive Engineering*, v.97, n.11, p.21-24, Nov.
- FERNANDES, D.L.G. (1990). *Distribuição das forças nos eixos e nas rodas, durante um movimento circular, de um veículo de transporte de cargas articulado, num movimento acelerado.* / Apresentado no Curso de Dinâmica dos Autoveículos, Escola de Engenharia de São Carlos - USP, ministrado pelo Prof. Dr. Antônio Carlos Canale /
- GILLESPIE, T.D. (1992). *Fundamentals of vehicle dynamics*. 2.ed. Warrendale, U.S.A., SAE. Cap.3, p.45-76: Braking Performance; Cap.4, p.97-98, p.110-118: Road Loads; Cap.6, p.195-202: Steady-state Cornering.
- GÖTZ, H. (1987). Commercial Vehicles. In: HUCHO, W.H. *Aerodynamics of road vehicles*. London, Great Britain, Butterworth. Cap.8, p.295-354.
- HALES, F.D. (1976). Lateral stability of commercial road vehicle trains under braking conditions. *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers. Part C: Mechanical Engineering Science*, v.191, n.23, p.35-44.
- HENDERSON, G.W.; SCHILKE, N.A. (1992). Mobility technology tomorrow II. *Automotive Engineering*, v.100, n.5, p.23-30, May.
- IWASAKI, T. et al. (1990). Development of 4-wheel-control ABS for trucks and buses with air-over-hydraulic braking system. *JSAE Review*, v.11, n.3, p.85-87, July.

- KARCZEWSKI, J. (1992). Evolution in braking. *Automotive Engineering*, v.100, n.8, p.10-11, Aug.
- KRAMER, D.; ROPER, D.; TRACHMAN, E. (1987). Drive axle antilock improves truck braking stability. *Automotive Engineering*, v.95, n.11, p.61-65, Nov.
- KUWAHARA, T. et al. (1992). Braking characteristics of high-speed retarder. *JSAE Review*, v.13, n.3, p.40-44, July.
- KUWAHARA, T.; ARAKI, K. (1992). Development of permanent-magnet-type eddy current retarder. *JSAE Review*, v.13, n.1, p.92-96, Jan.
- LIMPERT, R. (1992). *Brake design and safety*. Warrendale, U.S.A., SAE.
Cap.1, p.1-30: Elements of Braking Performance, Design and Safety; Cap.2, p.31-78: Design and Analysis of Friction Brakes; Cap.3, p.89-133: Thermal Analysis of Friction Brakes; Cap.7, p.260-262: Single Vehicle Braking Dynamics; Cap.9, p.361-381: Anti-lock Brake System.
- MAMITI, G.I. (1986a). Calculation of the shoes of drum brakes. *Soviet Engineering Research / Vestnik Mashinostroeniya*, v.66, n.7, p.23-25.
- MAMITI, G.I. (1986b). Functional calculation of two-shoe drum brakes. *Soviet Engineering Research / Vestnik Mashinostroeniya*, v.66, n.11, p.25-28.
- McLEAN, D.; NEWCOMB, T.P.; SPURR, R.T. (1976). Simulation of driver behaviour during braking. *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers. Part C: Mechanical Engineering Science*, v.191, n.41, p.197-202.
- MILLNER, N. (1976). A theory of drum brake squeal. *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers. Part C: Mechanical Engineering Science*, v.191, n.39, p.177-186.

- MORTIMER, R.G. (1976). Implications of some characteristics of drivers for brake system performance. *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers. Part C: Mechanical Engineering Science*, v.191, n.40, p.187-196.
- NISHIWAKI, M. (1990). Review of study on brake squeal. *JSAE Review*, v.11, n.4, p.48-54, Oct.
- NORTH, M.R. (1976). Disk brake squeal. *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers. Part C: Mechanical Engineering Science*, v.191, n.38, p.169-176.
- OPPENHEIMER, P. (1988). Computer aided stops. *Automotive Engineering*, v.96, n.8, p.61-66, Aug.
- PERSEGUIM, O.T. (1994). *Estudo da distribuição dos pesos dinâmicos nos eixos de um semi-reboque de três eixos durante a freagem.* / Apresentado no Curso de Dinâmica dos Autoveículos, Escola de Engenharia de São Carlos - USP, ministrado pelo Prof. Dr. Antônio Carlos Canale /
- REINECKE, E. (1985). An anti-lock system with extended safety and control system functions. *International Journal of Vehicle Design*, v.6, n.4/5, p.561-566.
- RÓDITCHEV, V.; RÓDITCHEVA, G. (1987). *Tratores e automóveis.* Moscou, U.R.S.S., Mir. Cap.15, p.200-202: Sistema de travões.
- ROSKAN, J. (1982). *Airplane flight dynamics and automatic flight controls.* Ottawa, Kansas, Roskan Aviation and Engineering Corporation. v.2: Rigid and elastic airplane flight dynamics and automatic flight controls.

- SAKAKIBARA, K.; TSUTSUI, T. (1992). Aerodynamic yaw characteristics of commercial vehicle influenced by front side vortices. *JSAE Review*, v.13, n.3, p.54-59. July.
- SANNIKOV, V.A. (1986). Method of determining kinematic constraints of a free-rolling wheel with an elastic tire. *Izvestiya AN SSSR / Mekhanika Tverdogo Tela*, v.21, n.3, p.78-81.
- SCHMITZ, J. (1986). Specifying non-asbestos friction materials. *Automotive Engineering*, v.94, n.4, p.70-74, Apr.
- SHIGLEY, J.E. (1970). *Cinemática dos mecanismos*. São Paulo, Edgard Blücher/EDUSP. Cap.2, p.3-26: Vetores e escalares.
- SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. (1976). *SAE J670e - Vehicle dynamics terminology* - issued by the Vehicle Dynamics Committee, July 1952. Revised ed. Warrendale, U.S.A., SAE.
- TABOREK, J.J. (1957). Motion of wheels. *Machine Design*, v.29, p.5-9, May.
- TRAVART, J.C. (1990). Disk brakes and safety. *Renault Véhicules Industriels*, p.169-173.
- VIRABOV, R.V. et al. (1986). Investigation into the effect of the parameters of a motor vehicle on the resistance to its motion on a road with a hard surface. *Soviet Engineering Research / Vestnik Mashinostroeniya*, v.66, n.4, p.48-50.
- WASHABAUGH, F.J. (1986). Ultra-short fibers aid brake lining materials. *Automotive Engineering*, v.94, n.9, p.50-57, Sept.

WILLIAMS, A.R. et al. (1976). The tyre/road interface - its effect on braking. *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers. Part C: Mechanical Engineering Science*, v.191, n.25, p.69-79.

WILLIAMS, T. (1976). Wet friction: tyre and road. *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers. Part C: Mechanical Engineering Science*, v.191, n.29, v.190, p.81-91.

BIBLIOGRAFIA RECOMENDADA

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS (1983). *Frictional interaction of tire and pavement*. Philadelphia, U.S.A., ASTM. 334p. (ASTM Special Technical Publication, 793).

ARIAS-PAZ, M. (1970). *Manual do automóvel*. 2.ed. São Paulo, Mestre Jou. 752p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (1977). *NBR 5518 - Determinação da dureza "SHORE D" de materiais de fricção do tipo orgânico para sistemas de freios*. Rio de Janeiro, ABNT. 4p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (1980). *NBR 6095 - Desempenho de freio parte I: verificação do desempenho em estrada do sistema de freio de serviço de automóveis e camionetas de uso misto deles derivadas*. Rio de Janeiro, ABNT. 13p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (1980). *NBR 6096 - Desempenho de freio parte II: verificação do desempenho em estrada do sistema de freio de emergência de automóveis e camionetas de uso misto deles derivadas*. Rio de Janeiro, ABNT. 2p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (1980). *NBR 6097 - Desempenho de freio parte III: verificação do desempenho em estrada do sistema de freio de estacionamento de automóveis e camionetas de uso misto deles derivadas*. Rio de Janeiro, ABNT. 2p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (1980). *NBR 6070 - Pesos de veículos rodoviários automotores, seus rebocados e combinados*. Rio de Janeiro, ABNT. 4p.

- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (1983). *NBR 7813 - Material de fricção do tipo orgânico para guarnições de embreagem e do freio: verificação das características de fricção e desgaste (ensaio "FAST")*. Rio de Janeiro, ABNT. 16p.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (1984). *NBR 5544 - Materiais de fricção do tipo orgânico para guarnições de embreagem e do freio: determinação da densidade relativa*. Rio de Janeiro, ABNT. 3p.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (1984). *NBR 5505 - Materiais de fricção para guarnições do freio de veículos rodoviários, industriais e similares: verificação da estabilidade do raio, a dilatação e o crescimento*. Rio de Janeiro, ABNT. 3p.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (1985). *NBR 9081 - Guarnição do freio: determinação da resistência interna ao cisalhamento do material de fricção*. Rio de Janeiro, ABNT. 3p.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (1986). *NBR 9294 - Cilindro mestre do freio: exigências de desempenho e durabilidade e armazenamento*. Rio de Janeiro, ABNT. 4p.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (1986). *NBR 9298 - Cilindro mestre do freio: verificação do desempenho e da durabilidade*. Rio de Janeiro, ABNT. 10p.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (1986). *NBR 9301 - Guarnição do freio: determinação da compressibilidade*. Rio de Janeiro, ABNT. 7p.

- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (1986). *NBR 9292 - Líquidos para freios hidráulicos dos tipos A e B*. Rio de Janeiro, ABNT. 7p.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (1986). *NBR 9576 - Líquidos para freios hidráulicos dos tipos A e B: verificação das características*. Rio de Janeiro, ABNT. 26p.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (1986). *NBR 5537 - Materiais de fricção: verificação por cisalhamento da aderência para guarnições do freio*. Rio de Janeiro, ABNT. 7p.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (1986). *NBR 9495 - Servoacionador de freios hidráulicos: verificação de desempenho*. Rio de Janeiro, ABNT. 4p.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (1987). *NBR 9989 - Coifas de borracha para cilindros da roda de freios hidráulicos*. Rio de Janeiro, ABNT. 4p.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (1987). *NBR 9990 - Coifas de borracha para cilindros de roda de freios hidráulicos: determinação das características físicas e químicas*. Rio de Janeiro, ABNT. 7p.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (1987). *NBR 9712 - Limitação da transferência de calor do tambor do freio para o pneu*. Rio de Janeiro, ABNT. 3p.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (1987). *NBR 9991 - Servoacionador de freios hidráulicos: verificação da durabilidade e armazenamento*. Rio de Janeiro, ABNT. 3p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (1989). *NBR 6023 - Referências Bibliográficas: procedimento*. Rio de Janeiro, ABNT. 18p.

BASTOW, D. (1980). *Car suspension and handling*. London, U.K, Pentech. 256p.

BRASIL. Ministério dos Transportes. Departamento Nacional de Estradas de Rodagem. (s.d.). *Normas para o projeto geométrico de estradas de rodagem*. Brasília, D.F. 89p.

CANALE, A.C. (1991). *Estudo do desempenho de autoveículos rodoviários considerando o passeio do centro de gravidade e restrições impostas pelo binômio pneumático x pavimento*. São Carlos, 1991. 290p. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

CANALE, A.C. (1989). *Automobilística: dinâmica e desempenho*. São Paulo, Érica. 125p.

CANALE, A.C.; RUFFINO, R.T. (1992). A study of the brake performance of road vehicles using the “static equilibrium” or “centre of gravity range” technique. *SAE Technical Paper Series*, n.921438 E, p.1-6.

ECONOMIC COMMISSION FOR EUROPE. (1986). ECE 13. Geneva, Switzerland, ECE. Annex 10, p.66-80: Distribution of braking among the axles of vehicles and requirements for compatibility between drawing vehicle and trailer.

EUROPEAN ECONOMIC COMMUNITY. (1991). EEC 71/320, Bruxelas, Bélgica, EEC. Anexo 1: Prescrições construtivas.

EUROPEAN ECONOMIC COMMUNITY. (1991). EEC 71/320, Bruxelas, Bélgica, EEC. Anexo 2: Testes de frenagem e atuação dos freios.

- EUROPEAN ECONOMIC COMMUNITY. (1991). EEC 71/320, Bruxelas, Bélgica, EEC. Anexo 3: Método de medida de intervalo de tempo de resposta dos freios em veículos.
- EUROPEAN ECONOMIC COMMUNITY. (1991). EEC 71/320, Bruxelas, Bélgica, EEC. Anexo 4: Acumulador de energia e fontes de energia.
- EUROPEAN ECONOMIC COMMUNITY. (1991). EEC 71/320, Bruxelas, Bélgica, EEC. Anexo 5: Equipamentos de freio de molas acumuladoras.
- EUROPEAN ECONOMIC COMMUNITY. (1991). EEC 71/320, Bruxelas, Bélgica, EEC. Anexo 6: Equipamentos de freio de estacionamento com trava mecânica dos cilindros de freio.
- EUROPEAN ECONOMIC COMMUNITY. (1991). EEC 71/320, Bruxelas, Bélgica, EEC. Anexo 9: Relatório de registros técnicos.
- GILLESPIE, T.D. (1992). *Fundamentals of vehicle dynamics*. 2.ed. Warrendale, U.S.A., SAE. 495p.
- HUCHO, W.H. (1987). *Aerodynamics of road vehicles*. London, Great Britain, Butterworth. 566p.
- LIMPERT, R. (1992). *Brake design and safety*. Warrendale, U.S.A., SAE. 460p.
- LIMPERT, R. (1978). *Motor vehicle accident reconstruction and cause analysis*. Charlottesville, U.S.A., Michie. 443p.
- MERCEDES-BENZ DO BRASIL. (1987). *Manual de oficina: freio pneumático*. São Bernardo do Campo. 134p.

NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION. (1968).

Federal motor vehicle safety standard 105: hydraulic brake system.

Washington, U.S.A., NHTSA. (NHTSA, 571).

NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION. (1975).

Federal motor vehicle safety standard 121: air brake system.

Washington, U.S.A., NHTSA. (NHTSA, 571).

RÓDITCHEV, V.; RÓDITCHEVA, G. (1987). *Tractores e automóveis.*

Moscou, U.R.S.S., Mir. 303p.

SARTORI, S. (1972). *Uma contribuição ao estudo de aquecimento e ao ensaio dos freios de tambor.* São Carlos, 1972. 227p. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. (1992). *Surface vehicle brake systems manual.* Warrendale, U.S.A., SAE. 349p. (SAE HS, 24).

TABOREK, J.J. (1957). Braking performance limits. *Machine Design*, v.29, p.70-77, Nov.

TABOREK, J.J. (1957). Center of gravity. *Machine Design*, v.29, p.43-46, Aug.

TABOREK, J.J. (1957). Cornering and directional control. *Machine Design*, v.29, p.10-15, June.

TABOREK, J.J. (1957). Dynamics of braking. *Machine Design*, v.29, p.64-69, Nov.

TABOREK, J.J. (1957). Limits of vehicle performance. *Machine Design*, v.29, p.54-58, Sept.

- TABOREK, J.J. (1957). Longitudinal stability. *Machine Design*, v.29, p.47-53, Sept.
- TABOREK, J.J. (1957). Motion of wheels. *Machine Design*, v.29, p.5-9, May.
- TABOREK, J.J. (1957). Motion: resisting forces. *Machine Design*, v.29, p.30-34, July.
- TABOREK, J.J. (1957). Performance Limits. *Machine Design*, v.29, p.59-63, Oct.
- TABOREK, J.J. (1957). Resistance forces. *Machine Design*, v.29, p.35-41, Aug.
- TABOREK, J.J. (1957). Stability on a curve. *Machine Design*, v.29, p.25-29, July.
- TABOREK, J.J. (1957). Steering forces and stability. *Machine Design*, v.29, p.16-24, June.
- UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO. (1993). Escola de Engenharia de São Carlos. Serviço de Biblioteca. *Diretrizes para apresentação de dissertações e teses na EESC-USP*. São Carlos, 56p.
- WONG, J.Y. (1989). *Terramechanics and off-road vehicles*. Amsterdam, Netherlands, Elsevier. 251p.

GLOSSÁRIO

Segundo CANALE (1991), os termos “manobrabilidade” e “estabilidade” são encontrados com frequência na literatura de dinâmica dos veículos com rodas. A estabilidade de um automóvel se refere sua resistência ao escorregamento lateral (estabilidade direcional) e tombamento (estabilidade com relação ao ângulo de rolamento).

Neste trabalho, os termos “manobrabilidade”, “controlabilidade” e “dirigibilidade” serão considerados como sinônimos, atitude também adotada por CANALE (1991).

DORION et al. (1989) definem dois tipos de *jackknife* para veículo combinado: o *jackknife* do cavalo e o *jackknife* do semi-reboque. Estes tipos de *jackknife* foram descritos com detalhes no Capítulo 4 deste trabalho.

ROSKAN (1982) mostra as definições utilizadas na engenharia aeronáutica para estabilidade, manobrabilidade e resposta. Estas definições são transcritas a seguir:

Estabilidade: é definida como a tendência decrescente das amplitudes do movimento perturbado de um veículo/avião, após algum tempo do término da perturbação.

Manobrabilidade: é definida como a capacidade e habilidade do veículo/piloto em sair de uma condição de movimento em regime permanente a uma outra desejada.

Resposta do veículo: é definida como as mudanças das variáveis de movimento relativas a uma condição inicial de movimento em regime permanente, como resultado de uma perturbação gerada externamente (forças e torques aerodinâmicos que provoquem instabilidade, variação do coeficiente de adesão disponível nas rodas e outras) e internamente (acionamento do sistema de direção, dos freios instalados no veículo e outras).