

# ANÁLISE TEÓRICA DA EFICIÊNCIA DE FRENAGEM DE ALGUMAS CONFIGURAÇÕES DE VEÍCULOS UNITÁRIOS E COMBINAÇÕES DE VEÍCULOS RODOVIÁRIOS DE CARGA BRASILEIROS

João Alexandre Widmer

Universidade de São Paulo  
Escola de Engenharia de São Carlos

## RESUMO

O nível de conhecimento que as autoridades rodoviárias brasileiras têm sobre as condições reais de frenagem de veículos rodoviários de carga de um modo geral e de CVCs – composições de veículos de carga em particular é muito limitado, do que resultam sérias dúvidas sobre a compatibilidade das distâncias de segurança utilizadas no projeto das rodovias brasileiras com a operação desses veículos. Esta investigação visa apresentar resultados de um modelo de corpo rígido da frenagem de veículos unitários e CVCs em movimento retilíneo, que forneçam uma primeira avaliação da ordem de grandeza dessa compatibilidade.

## ABSTRACT

The level of knowledge that brazilian road authorities have about the actual braking conditions of cargo transport vehicles in general and of CCVs – Cargo Combination Vehicles in particular is very limited, the result being that there are serious doubts about the compatibility of the safety distances used in the design of brazilian roads with the traffic of these vehicles. This investigation has the objective to present results of a rigid body braking model of unit vehicles and CCVs in linear motion, which deliver a first evaluation of the order of magnitude of this compatibility.

## INTRODUÇÃO

As distâncias de segurança adotadas nos projetos das rodovias brasileiras seguem, de um modo geral, normas de projeto antigas, Russo (1995) e Pimenta e Oliveira (1981), e não refletem valores compatíveis com o real desempenho de locomoção dos veículos rodoviários de carga, em particular combinações pesadas do tipo caminhão unitário+reboque (Romeu e Julieta), cavalo mecânico+semi-reboque (carretas de 1,2 e 3 eixos) e caminhões extra-pesados do tipo Treminhão e Rodotrem com até 90t de PBTC em condições reais de operação.

O volume de veículos rodoviários de carga trafegando nas rodovias brasileiras é crescente, tendo ocorrido nos últimos trinta anos uma tendência para o uso de composições de maior PBTC.

Apesar da notável evolução tecnológica desses veículos é, infelizmente, crescente o número de acidentes rodoviários envolvendo caminhões, o que nos leva à reflexão sobre a compatibilidade de tráfego desses veículos com as condições geométricas das rodovias.

Desde a autorização de tráfego contínuo de veículos extra-pesados do tipo Treminhão e Rodotrem, a partir da década de 80, e de Bi-Trens a partir do final da década de 90, com AETs-Autorizações Especiais de Tráfego através da Resolução 631/84 do CONTRAN, houve também um aumento considerável do tráfego desses veículos em rodovias principais e vicinais, sendo que estimativas conservativas estimam que o número dessas composições seja hoje maior que 20.000 unidades em tráfego no país.

Esse fenômeno deverá se acentuar nos próximos anos, pois o novo CTB - Código de Trânsito Brasileiro de 1997 estabelece, através da Resolução 68/97 do CONTRAN, condições para tráfego contínuo a nível nacional de um grande número de tipos de composições de veículos de carga – CVCs com mais de 6 eixos e PBTC maior que o limite de 45 t estabelecido no CTB.

Os DERs - Departamentos Estaduais de Estradas de Rodagem e o extinto DNER - Departamento Nacional de Estradas de Rodagem não elaboraram, até o presente momento, critérios técnicos para avaliar a compatibilidade de tráfego dessas composições especiais com as condições de tráfego e de infra-estrutura viária de nossas rodovias.

## FRENAGEM DE CAMINHÕES

Vários grupos de pesquisa investigaram os problemas de frenagem de veículos rodoviários de carga no exterior na década de 1980 e continuam investigando o problema nos anos recentes. Algumas das referências importantes são os trabalhos realizados no Canadá, de Parker and Hutchinson (1988), de Billing e Mercer (1986), os realizados na Alemanha, de Uffelman (1980) e Piasecki (1977) e na década passada, uma série de trabalhos de pesquisa do UMTRI - University of Michigan Transportation Research Institute realizados por Fancher e Flick (1992) e Fancher, Winckler e Campbell (1992). A teoria básica para a análise

do problema é encontrada em Limpert (1992) e em Gillespie (1992).

O sistema de freios de um veículo têm a finalidade de desacelerar o mesmo sem necessariamente reduzir sua velocidade a zero. Esse processo deve obedecer a critérios de segurança e requisitos preestabelecidos pelo fabricante e pela legislação.

Para se definir o sistema de freios a ser instalado, deve-se considerar as condições operacionais do mesmo, diferenciando esse sistema para cada caso.

Do ponto de vista técnico devem ser considerados aspectos construtivos, funcionais e operacionais do veículo, para escolha do sistema de freios. O veículo pode:

- ser solicitado por diversas configurações de carregamento,
- trafegar por trechos retilíneos e curvilíneos,
- passar por diversos tipos de pavimentos, em bom ou mal estado de conservação,
- estar com freios novos ou desgastados,
- ser conduzido em tráfego lento ou rápido,
- estar sujeito a falhas parciais ou totais,

Quanto a aspectos construtivos, devem ser considerados materiais e processos de fabricação. Do ponto de vista legal devem ser consideradas as normas para as características do sistema de freios, quanto à sua construção, componentes e desempenho proporcionado ao veículo, conforme o país em que é produzido e comercializado.

Os aspectos econômicos estão relacionados com os custos de diversas atividades técnicas e construtivas.

A abrangência da interação entre todos esses fatores permite uma estimativa da complexidade de definição de um sistema de freios para um determinado tipo de veículo, ou para uma composição de veículos em que se acoplam unidades de diferentes marcas e especificações técnicas.

Existem várias alternativas em termos do tipo de dispositivo a ser usado para frear uma roda, ou um conjunto de rodas em um veículo rodoviário. A aplicação das superfícies de atrito pode separar os freios em freios de contração e de expansão.

A frenagem 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 frenagem por atrito. Este tipo de freio, usado em veículos ferroviários e em alguns veículos e máquinas agrícolas é mostrado com detalhes por RÓDITCHEV & RÓDITCHEVA (1987).

A frenagem 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, pode-se citar os freios a tambor e a disco, que são usados em veículos rodoviários automotores e rebocados.

## FREIOS 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 o 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). 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. Considera-se sapata 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 frenagem. Considera-se sapata como secundária, quando o sentido de aplicação da força na sapata é contrário ao sentido 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 frenagem; portanto a sapata primária tem maior efeito que a secundária na frenagem.

Tendo definido o funcionamento de sapata primária e secundária, LIMPert (1992) descreve em detalhes os tipos de configurações, quando se tem freio a tambor instalado nas rodas de um determinado veículo. A configuração mais utilizada é definida como arranjo primário-secundário nas rodas de ambos os eixos do veículo. Neste caso, a atuação dos freios é equilibrada e se mantém a mesma, tanto em marcha à frente como em marcha à ré.

Os freios a tambor são sensíveis a variações no fator de freio, definidos por LIMPert (1992), que podem ocorrer devido à mudança no coeficiente de atrito entre a lona e o tambor.

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 os mais comuns, por possuírem funcionamento simples e concepção robusta. O freio a tambor com comando por came “S” usa geralmente o arranjo primário-secundário 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 desse tipo de came deriva do seu formato que se assemelha à letra “S” do alfabeto. Esse tipo de freio é o que equipa, atualmente, toda a frota nacional de veículos rodoviários de carga, com exceção de alguns protótipos trafegando com sistemas de freios a disco.

## FREIOS 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. 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.

#### VANTAGENS COMPARATIVAS DO FREIO A DISCO E A TAMBOR

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 um tipo de freio, quando comparado a outro para determinada aplicação.

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

- maior facilidade de ventilação que os freios a tambor,
- suportam temperaturas maiores,
- fator de freio é pouco afetado pelo coeficiente de atrito entre pastilha e disco,
- aquecimento do freio 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,
- torque produzido no freio a disco praticamente não é afetado pela velocidade e pela temperatura, quando comparado com o torque nos freios a tambor.

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;
- freio de estacionamento tem menor complexidade e maior facilidade de instalação que no freio a disco.

O fator de freio é definido como a razão entre a força de frenagem 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.

#### BALANCEAMENTO DO SISTEMA DE FREIOS

As forças de frenagem 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 frenagem ideais são produzidas pelo produto entre a força normal 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 as forças ideais traduz o comportamento do veículo em relação ao escorregamento de qualquer eixo na frenagem. O balanceamento real coincide com o balanceamento ideal, quando o sistema de freios instalado aproveita durante a frenagem todo o coeficiente de adesão disponível entre pneumáticos e pavimento. Este fato proporciona o melhor desempenho e a melhor estabilidade na frenagem.

O balanceamento do sistema de freios de veículos rodoviários de carga em geral e de CVCs em particular, se torna complexo quando se observa alguns fatores:

- os fabricantes de veículos e implementos instalam diferentes sistemas de freios em seus veículos
- diferentes reboques ou semi-reboques podem ser acoplados a uma mesma unidade tratora;
- condições de carregamentos distintos da unidade tratora e das unidades rebocadas durante as operações;
- mudança do tipo de pavimento ocorrem com frequência em uma rodovia, seja por razões construtivas, seja por deterioração pela ação das intempéries e do tráfego.

#### DESEMPENHO E ESTABILIDADE DA FRENAGEM

O desempenho cinemático na frenagem do veículo em trecho retilíneo pode ser avaliado através da desaceleração, do espaço percorrido (distância de frenagem) e da eficiência obtida pelo veículo durante o processo.

A eficiência de frenagem é definida em LIMPert (1992) como a razão entre a máxima desaceleração obtida durante o processo de frenagem (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 frenagem, independente do sistema de freios instalado, produzindo no veículo uma desaceleração real. Quando todas as rodas, ou conjunto de rodas, utilizam todo o coeficiente de adesão disponível entre pneumáticos e pavimento para frear, todas as rodas estão na iminência de escorregar, proporcionando a máxima desaceleração ou a desaceleração ideal na frenagem. A razão entre a desaceleração real e a desaceleração ideal é a eficiência do processo de frenagem. A eficiência indica quanto da adesão disponível se transforma em desaceleração na frenagem do veículo.

A estabilidade do processo de frenagem está associada ao escorregamento das rodas de algum eixo do veículo durante a frenagem. Em trecho curvilíneo a estabilidade também está associada à ocorrência de tombamento do veículo. Quando escorregam, as rodas não suportam esforços laterais. Este fato produz efeitos diferentes dependendo das rodas de qual eixo escorregam.

#### DISTÂNCIA DE FRENAGEM

É definida como sendo a mínima distância que um veículo consegue parar antes de atingir um obstáculo. Deve

ser considerado que o veículo esteja em velocidade de projeto e que este consiga parar com segurança.

Velocidade de projeto, segundo a AASHTO, é a velocidade máxima que um veículo consegue manter, em um trecho de estrada, em condições normais de segurança e conforto. A escolha dessa velocidade é um fator importante para o padrão de estrada a ser projetada visando a segurança dos usuários e o custo de construção da estrada. O projeto da estrada deve oferecer condições de visibilidade de maneira que o usuário, ao avistar um obstáculo consiga parar antes de atingi-lo.

Para o cálculo dessa distância tem que ser considerado o tempo de percepção, que é o tempo entre avistar o obstáculo, feito pelo motorista e o momento que este decide frear. Foram executados testes para medir esse tempo de percepção dos motoristas. Os resultados mostraram que a maioria necessita de 0,7s para iniciar a frenagem e 5% dos motoristas necessitam de um tempo maior que 1s.

Considera-se também o tempo de reação do motorista. Esse tempo é o dado pela diferença entre o instante que o motorista decide frear e o instante que este inicia realmente o processo de frenagem. Esse tempo varia entre 0,5 e 1s para a maioria dos casos. Alguns têm reação imediata e outros necessitam de tempo superior a 1s. Para a escolher o valor de tempo, incluindo reação e percepção, deve ser considerado um fator de segurança, visto que esse tempo varia de acordo com o nível de atenção do motorista.

Usualmente adota-se os seguintes valores: tempo de percepção 1,5s, tempo de reação 1s, tendo um tempo total de 2,5s.

#### CÁLCULO DA DISTÂNCIA DE FRENAGEM PELO MÉTODO DA AASHTO

O método considera duas parcelas para o cálculo da distância de frenagem. A primeira é a distância que o veículo se desloca durante o intervalo de tempo de reação e percepção do motorista. A segunda é a distância percorrida durante o processo de frenagem.

$D_1$  = distância percorrida durante o tempo de reação ( m )

$$D_1 = V \cdot tr \quad (1)$$

onde V=velocidade escalar em (m/s) e tr – tempo de reação (s)

No projeto da distâncias de visibilidade adota-se, em geral,

V = velocidade de projeto ( km / h )

$$tr = 2,5s$$

O valor de  $D_2$ , da frenagem efetiva para um trecho em nível, é definido pela seguinte equação:

$$D_2 = \frac{V^2}{254f}$$

$D_2$  : distância de frenagem ( m )

V: velocidade inicial do veículo ( km / h )

f: coeficiente de atrito pneu-pavimento

A fórmula é derivada da equação de Torricelli para desaceleração em movimento uniformemente acelerado e o fator 254 é um fator de ajuste de unidades para velocidade em km/h, aceleração em m/s<sup>2</sup> e aceleração da gravidade g=9,81 m/s<sup>2</sup>

O modelo da AASHTO parte, portanto, de uma hipótese de frenagem ideal em que todos os eixos são freados aproveitando o coeficiente de atrito máximo de interação rodas/via.

Dado que o coeficiente de atrito não é o mesmo para todas as velocidades, ele diminui a maneira que a velocidade aumenta, a AASHTO recomenda os valores relacionados na tabela 1 para uso no projeto das distâncias de visibilidade, AASHTO(2000).

**Tabela 1 - Coeficientes de Atrito**

Valores do coeficiente de Atrito (f) adotados para projeto		
Velocidade ( km / h )	Coeficiente de atrito ( f )	
	Pav. Seco	Pav.molhado
50	0.62	0.36
60	0.60	0.34
70	0.59	0.32
80	0.58	0.31
90	0.57	0.31
100	0.56	0.30
110	0.55	0.30
120	0.54	0.29
130	0.53	0.28

Fonte: AASHTO (2000) tabela

Nos trechos em rampa, a componente do peso do veículo na direção da rampa ajuda o veículo a parar nas subidas e dificulta a parada nas descidas. A inclinação da rampa é anotada pela letra “i” e considera-se a seguinte notação:

rampa de subida: +i

rampa de descida: -i

Sendo assim, a expressão final de  $D_2$  é dada pela seguinte equação:

$$D_2 = \frac{V^2}{254 \cdot (f \pm i)}$$

Conforme mostrado em Hutchinson (1988), a hipótese da AASHTO de frenagem ideal não releva importantes limitações tecnológicas de construção de sistemas de freios em veículos automotores que não possuam ABS – Anti-Blocking System.

Na realidade, é necessário incorporar um fator  $\eta$  de rendimento do sistema de freios do veículo na fórmula da AASHTO, rendimento este cujo valor depende dos fatores apontados na revisão bibliográfica sobre balanceamento de sistemas de freios e desempenho e estabilidade da frenagem.

No item seguinte abordamos a eficiência de frenagem com uma modelagem simples de corpos rígidos, na forma proposta por Limpert (1992) e adotada também em Fernandes (1994). Esta forma de modelagem limita-se aos aspectos de balanceamento de sistemas de freios, mas já apresenta valores aceitos na comunidade técnica nacional e internacional, como representativos das eficiências de frenagem que se obtêm para configurações alternativas de veículos unitários e combinações de veículos.

### O MODELO DE FRENAGEM ADOTADO

O modelo de equilíbrio de forças que atuam sobre um veículo durante a frenagem em movimento uniformemente acelerado em linha reta em uma via sem rampa para um veículo rodoviário de carga é apresentado esquematicamente na figura 1. Este é o esquema tradicionalmente apresentado na literatura.

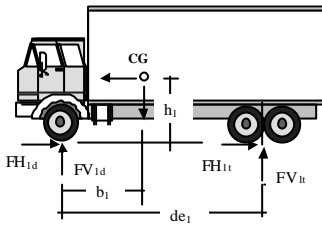


Figura 1 – Caminhão unitário

Quando se acopla uma unidade rebocada a este veículo, tem-se uma estrutura de forças horizontais e verticais um pouco mais complexa que é mostrada na figura 2.

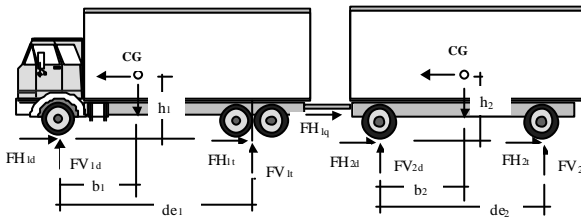


Figura 2 – Caminhão unitário + reboque

Quando, ao invés de um caminhão com reboque, temos a estrutura de um cavalo mecânico sobre o qual acoplamos um semi-reboque temos a estrutura de forças apresentada na figura 3.

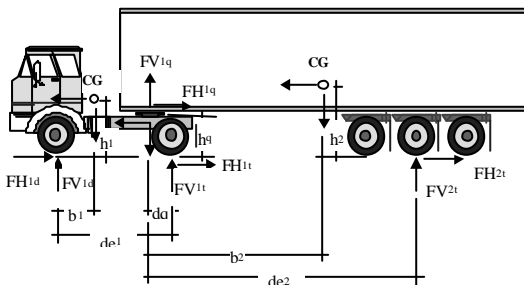


Figura 3 – Cavalo mecânico + semi-reboque

A diferença básica é o aparecimento das forças verticais  $FV_{iq}$ .

No nosso modelo adotamos o índice q, derivado originalmente das forças na quinta roda do semi-reboque

como indicativo dos esforços que ocorrem nos acoplamentos de unidades rebocadas.

Assim sendo, foi possível generalizar o modelo em uma planilha eletrônica EXCEL para as outras configurações investigadas neste estudo, que são apresentadas nas figuras 4 a 6.

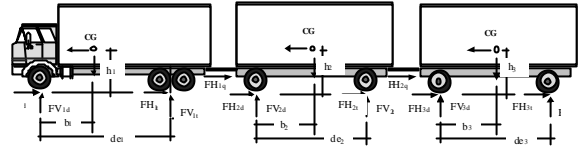


Figura 4 – Caminhão unitário + 2 reboques

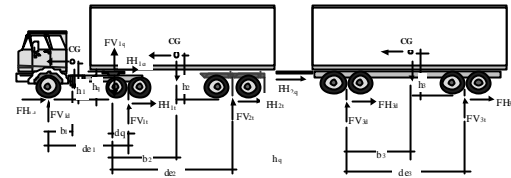


Figura 5 – Cavalo mecânico+SR+reboque

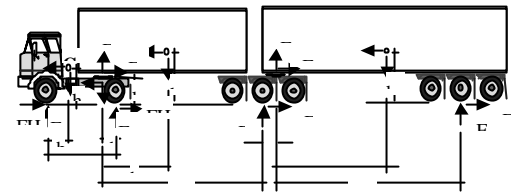


Figura 6 – Cavalo mecânico + 2 SR

A partir das forças horizontais e verticais que agem sobre os veículos é possível estabelecer a seguinte formulação genérica para o problema de equilíbrio das forças:

*Desaceleração*

$$a = \frac{(FH_{1d} + FH_{1t} + FH_{2d} + FH_{2t} + FH_{3d} + FH_{3t})}{(M_1 + M_2 + M_3)}$$

(1)

onde  $M_i$  = massa do veículo i

$FH_{ij}$  = forças horizontais de frenagem do veículo i em cada eixo ou conjunto de eixos j.

*Equilíbrio das forças horizontais na composição*

$$(FH_{1d} + FH_{1t} + FH_{2d} + FH_{2t} + FH_{3d} + FH_{3t}) - (M_1 + M_2 + M_3) a = 0$$

(2)

*Equilíbrio das forças verticais na composição*

$$(FV_{1d} + FV_{1t} + FV_{2d} + FV_{2t} + FV_{3d} + FV_{3t}) - (W_1 + W_2 + W_3) = 0$$

(3)

$$FV_{1d} + FV_{1t} = FV_{1q} + W_1$$

(4)

$$FV_{2d} + FV_{2t} - FV_{1q} = FV_{2q} + W_2 \quad (5)$$

$$FV_{3d} + FV_{3t} - FV_{2q} = FV_{3q} + W_3 \quad (6)$$

onde  $W_i$  = peso do veículo  $i$

$FV_{ij}$  = forças verticais do veículo  $j$  em cada eixo, conjunto de eixos, ou pontos de engate  $j$ .

*Esforços nos pontos de engate*

no engate da primeira unidade

$$FH_{1q} = - (FH_{1d} + FH_{1t}) + (FH_{2d} + FH_{2t} + FH_{3d} + FH_{3t}) + (M_1 - M_2 - M_3) \cdot a \quad (7)$$

no engate da segunda unidade

$$FH_{2q} = - (FH_{1d} + FH_{1t} + FH_{2d} + FH_{2t}) + (FH_{3d} + FH_{3t}) + (M_1 + M_2 - M_3) \cdot a \quad (8)$$

*Equilíbrio dos momentos*

Enquanto foi possível modelar os equilíbrios de forças horizontais e verticais de forma genérica independente da configuração da combinação veicular, assumindo-se que alguns dos valores são iguais a zero em função da configuração veicular em análise, isto não é possível para o equilíbrio de momentos.

Para um engate do tipo quinta roda, onde ocorre transferência de cargas verticais de uma unidade para a outra a formulação é a seguinte:

$$FV_{1t} \cdot de_1 + M_1 \cdot a \cdot h_1 - FH_{1q} \cdot hq_1 = FV_{1q} (de_1 - dq_1) + W_1 \cdot b_1 \quad (9)$$

$$FV_{2t} \cdot de_2 + M_2 \cdot a (h_2 - hq_1) + FH_{1q} \cdot hq_1 = W_2 \cdot b_2 \quad (10)$$

Para um engate tipo pino articulado (boca de bagre) onde não ocorre transferência de cargas verticais de uma unidade para a outra a formulação é a seguinte:

$$FV_{it} \cdot de_i + M_i \cdot a \cdot h_i + FH_{iq} \cdot hq_i = W_i \cdot b_i \quad (11)$$

A partir da determinação dos valores de  $FH_{ij}$  para diversos níveis de pressão hidráulica aplicada no circuito de freios e dos  $FV_{ij}$  calculados pelo modelo em função da desaceleração  $a$ , determina-se as relações  $FH_{ij} / FV_{ij}$ , as quais representam o coeficiente de atrito teoricamente necessário para que o eixo ou conjunto de eixos  $j$  possa realmente transferir a força de frenagem  $FH_{ij}$  para o pavimento.

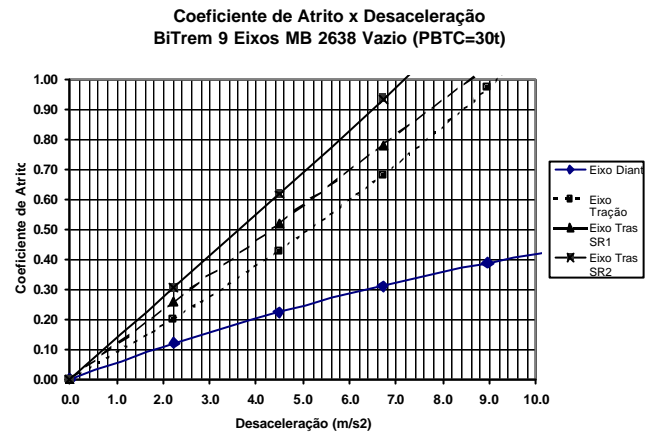
Como dito anteriormente as diversas configurações de veículos foram simuladas em uma planilha EXCEL.

## RESULTADOS

A partir do modelo construiu-se gráficos de coeficientes de atrito necessários versus desaceleração de cada um dos eixos ou conjunto de eixos  $j$ , conforme exemplificado na figura 7, para todas as combinações de veículos  $i$  adotadas no estudo a saber:

1. caminhão unitário toco – vazio e com máximo PBT;
2. caminhão unitário trucado – vazio e com máximo PBT;
3. combinação caminhão unitário trucado + 1 reboque de 2 eixos (Romeu+Julieta) – vazio e com máximo PBTC;
4. combinação caminhão unitário trucado + 2 reboques de 2 eixos (Treminhão) – vazio e com máximo PBTC;
5. combinação cavalo mecânico + semi-reboque de 3 eixos – vazio e com máximo PBTC;
6. combinação cavalo mecânico + semi-reboque de 2 eixos + 1 reboque de 4 eixos (Rodotrem de 9 eixos) – vazio e com máximo PBTC;
7. combinação cavalo mecânico + semi-reboque de 3 eixos + semi-reboque de 3 eixos (Bitrem de 9 eixos) – vazio e com máximo PBTC;

Figura 7 Curvas de coeficiente de atrito x desaceleração



A partir dos resultados dos coeficientes de atrito do eixo crítico, em termos de travamento no processo de frenagem para um determinado coeficiente de atrito na interface roda/via obtidos dessas figuras, construiu-se a tabela 2 que apresenta as eficiências teóricas de frenagem de cada composição nas condições limites de tráfego vazio e a plena carga.

É necessário salientar que estes valores foram determinados para condições de centros de gravidade limitados pelas cargas máximas legais em cada eixo, ou conjunto de eixos, e que, conforme mostrado no trabalho de Fernandes (1994), condições de eficiência menores podem ocorrer em condições de carregamento parcial com posicionamento inconveniente do CG da unidade tratora ou da(s) unidade(s) rebocada(s).

Não foi incorporado à modelagem o problema de frenagem em rampas ascendentes ou descendentes, mas a extensão limita-se à incorporação das forças horizontais geradas pelo efeito da rampa.

Tabela 2 – Eficiências de Frenagem das Composições Veiculares

A partir desses resultados nota-se que o fator de eficiência de frenagem afeta, consideravelmente, as

		0.2	0.4	0.6	0.8
Toco	Vazio	0.97	0.89	0.80	0.73
	Carregado	0.76	0.89	0.97	0.75
Trucado	Vazio	0.87	0.79	0.73	0.68
	Carregado	0.87	0.97	0.88	0.75
RJ	Vazio	0.76	0.74	0.70	0.65
	Carregado	0.82	0.76	0.70	0.65
SR3	Vazio	0.66	0.64	0.65	0.64
	Carregado	0.92	0.89	0.87	0.84
TRM 7 Eixos	Vazio	0.76	0.74	0.70	0.65
	Carregado	0.82	0.76	0.71	0.66
RTR 9 Eixos	Vazio	0.61	0.61	0.59	0.59
	Carregado	0.92	0.84	0.78	0.73
BiTR 25m 9 Eixos	Vazio	0.71	0.74	0.74	0.73
	Carregado	0.87	0.82	0.78	0.75

distâncias de frenagem e que o modelo da AASHTO deve, em princípio, ser reformulado como proposto por Parker e Hutchinson (1988) na forma:

$$D = D_1 + D_2$$

$$D_1 = \frac{1}{3,6} (V \cdot tr)$$

$$D_2 = \frac{V^2}{h \cdot 254 \cdot (f \pm i)}$$

com  $V$  = velocidade de projeto (km/h)

$tr$  = tempo de reação (s)

$f$  = coeficiente de atrito da via

$i$  = inclinação da rampa (%)

$\eta$  = eficiência de frenagem

## ANÁLISE DOS RESULTADOS

A partir da geração de resultados do modelo para duas condições operacionais extremas dos veículos que admitem a distribuição ideal das cargas, conforme especificado pelos fabricantes para cada um dos modelos considerados no estudo, pode-se afirmar que:

- a eficiência de frenagem dos veículos varia da condição de veículo vazio para a condição de veículo a plena carga;
- essa variação não é sistemática, mas, de um modo geral, veículos unitários e CVCs têm eficiências de frenagem mais elevadas na condição de plena carga, ou seja, ao contrário do que imagina o observador leigo, ao menos teoricamente, veículos carregados freiam melhor que veículos vazios;
- os veículos unitários têm uma eficiência de frenagem mais elevada em condições de tráfego em pista molhada do que CVCs;
- para o CVC mais comumente observado nas rodovias brasileiras, o cavalo mecânico de 2 eixos com semi-reboque de 3 eixos (SR3), existe uma clara degradação da eficiência de frenagem na condição de tráfego sem carga. Nessa condição a eficiência de frenagem varia pouco em função do coeficiente de atrito roda/via e seu valor é da ordem de 0,65;
- CVCs do tipo extra-pesado, do tipo Treminhão, Rodotrem e Bitrem, não têm, necessariamente, desempenho de frenagem pior do que CVCs de menor porte como o Romeu e Julieta e o SR3;
- A CVC do tipo Bitrem de 25m, licenciada para tráfego na Austrália e Canadá apresenta valores de eficiência

de frenagem que variam pouco da condição de tráfego vazio para tráfego a plena carga e também não variam muito em função do coeficiente de atrito disponível na interação roda via.

## CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

A partir desse modelo relativamente simples da frenagem, onde os veículos desaceleram em movimento retilíneo uniformemente acelerado, sem levar em consideração efeitos de rugosidade da superfície de rolamento e movimentos dinâmicos das composições, pode-se concluir que o fator  $\eta$  de eficiência de frenagem de CVCs – Composições de Veículos de Carga altera, substancialmente, os valores de distância de frenagem reais requeridos por estes veículos, tanto em condições de pista seca, quanto em condições de pista molhada.

Os resultados desta pesquisa mostram que o modelo de frenagem da AASHTO, amplamente utilizado no projeto geométrico de rodovias em nosso país para o cálculo de distâncias de visibilidade em curvas e em interseções, Pimenta e Oliveira (1981), deve ser complementado com um fator  $\eta$  da ordem de 0,6 para que a geometria da estrada associada a uma determinada velocidade de projeto ofereça condições seguras de tráfego às CVCs.

Sugere-se, a título de extensão do trabalho, a complementação do modelo para incorporar o efeito rampa, bem como a incorporação de outras CVCs que podem operar na malha viária nacional em função dos critérios estabelecidos na Resolução nº68/98 do CONTRAN.

Dado que o modelo de frenagem é bastante sensível ao rendimento mecânico do sistema de freio em cada um dos eixos de uma composição, e este rendimento varia com a utilização do veículo, recomenda-se o investimento em pesquisas complementares que possibilitem avaliar a degradação do fator de eficiência  $\eta$  que pode ocorrer em condições reais de operação onde unidades com diferentes estados de desgaste dos freios são acopladas para constituir uma CVC.

Recomenda-se a continuidade de testes de campo, como os realizados pela Mercedes Benz do Brasil na validação da modelagem do SR3, descrita em Fernandes (1994), fomentando-se testes com CVCs do tipo Treminhão, Rodotrem e Bitrem nas suas várias configurações possíveis de eixos, comprimentos e pesos das áreas de carga, e posições dos engates, em diversas condições operacionais, os quais permitam a validação dos resultados da modelagem teórica com resultados obtidos na prática.

## REFERÊNCIAS

AMERICAN ASSOCIATION OF STATE HIGHWAY AND TRANSPORTATION OFFICIALS ( AASHTO ). *A Policy on Geometric Design of Highways and Streets*. Washington, D.C., EUA, 2000.

BILLING, J.R. e MERCER, W. ; Demopnstration of Baseline Vehicle Performance. 45ft Semitrailer. Ministry of Transportation of Ontario, Toronto, 1986.

FERNANDES, D.L.G. ; *Estudo da Frenagem de Auto-veículos Rodoviários Pesados*. Dissertação de Mestrado, EESC-USP, São Carlos, 1994, Cap.2, p.5-16; cap.4, p.48-59.

GILLESPIE, T. D. ; *Fundamentals of Vehicle Dinamics*, 2nd. Ed, SAE, Warrendale, EUA, 1992. Cap.3, p.45-76; Cap.4, p.110-118.

KARCZEWSKI, J. ; *Evolution in Braking. Automotive Engineering*, v.100, n.8, p.10-11, Aug, 1992

LAZZARI, C.F.; WITTER, I.R.R. ; *Nova Coletânea de Legislação de Trânsito*. Sagra Editora, Brasil, 1999

LIMPERT, R. ; *Brake Design and Safety*, SAE, Warrendale, EUA, 1992, Cap.1, p.1-30; Cap.2, p 31-78.

PARKER, D.J. e HUTCHINSON, B.G. ; Large Truck Bracking at Signalized Intersections. Ministry of Transportation of Ontario TDS-88-01, Toronto, 1988.

PIASECKI, F.U. ; Theorie zur Dauerbremsung Schwerer Last-und Sattelzüge. Dissertation, TU-Braunschweig, Braunschweig, 1977.

PIMENTA, C. R. T. ; OLIVEIRA, M. P. ; *Projeto de Estradas - Escolha do Traçado e Elementos Básicos para Projeto Geométrico*, EESC-USP, São Carlos, 1981.

RÓDITCHEV, V. ; RÓDITCHEVA, G. ; *Tractores e Automóveis*, Moscou, U.R.S.S., Mir., 1987, Cap.15, p.200-202.

RUSSO, M.R.A. ; *O Impacto de Manobras de Veículos Combinados Longos sobre a Geometria Horizontal de Interseções Rodoviárias*. Tese de Doutorado, IESC-USP, São Carlos, 1995, p.1-12.

UFFELMANN, F. ; Berechnung des Lenk-und Bremsverhaltens von Kraftfahrzeugzügen auf Rutschiger Fahrbahn. Dissertation, TU-Braunschweig, Braunschweig, 1980.

### **Agradecimentos**

Agradeço o apoio recebido da FAPESP – Fundação de Amparo da Pesquisa do Estado de São Paulo, a qual financiou nosso projeto, da Mercedes Benz do Brasil na pessoa do Sr. Camilo Adas e Sr. Dirceu Fernandes, da RANDON na pessoa do Sr. Marcos Zanotti e Sr. Izequiel da Silva, e da Freios Master na pessoa do Sr. Ruy Bueno Jr., que nos supriram com os dados e informações necessários para a realização deste estudo.

Em particular, quero agradecer a ajuda do Sr. Dirceu Fernandes, que me esclareceu importantes aspectos teóricos e práticos na modelagem.