

DESACELERAÇÃO DE CAMINHÕES SEM FREIOS EM CAIXAS DE RETENÇÃO PREENCHIDAS COM AGREGADO ARTIFICIAL

Paulo Rogério Zanoli

José Reynaldo Setti

Universidade de São Paulo

Escola de Engenharia de São Carlos

São Carlos, SP, Brasil

RESUMO

As áreas de escape com caixas de retenção são dispositivos capazes de deter caminhões desgovernados por perda de freios em declives longos e íngremes, evitando acidentes de consequências potencialmente catastróficas. O trabalho apresenta um modelo baseado em dados empíricos capaz de estimar a desaceleração média à qual são submetidos os veículos numa caixa de retenção preenchida com agregado artificial (argila expandida), a partir das características do veículo (massa e número de eixos) e da sua velocidade inicial. Os dados usados para a calibração e validação do modelo proposto foram obtidos em ensaios realizados na área de escape para caminhões construída no km 42 da pista sul da Via Anchieta.

ABSTRACT

Truck arrester beds are devices capable of arresting runaway trucks on long, steep grades, avoiding accidents whose consequences could potentially be catastrophic. This paper presents a model developed from empirical data that is capable of estimating the average deceleration that vehicles are subjected to when entering a truck arrester bed filled with artificial aggregate, based on vehicle characteristics (mass and number of axles) and entry speed. Data for the proposed model calibration and validation were collected by means of full scale tests carried out at the truck escape area on the highway that connects São Paulo to the coast, Via Anchieta.

1. INTRODUÇÃO

Acidentes com caminhões causados por falhas de freios são potencialmente catastróficos principalmente em declives. A perda de freio em declives longos e íngremes é quase sempre decorrente do uso prolongado e excessivo dos freios de serviço, que provoca o *fade*, a perda da capacidade de frenagem por superaquecimento do conjunto lona/tambor de freio. As áreas de escape – dispositivos para retenção de caminhões sem freios – são soluções amplamente adotadas em outros países [Whiteford, 1992] visando prevenir acidentes envolvendo veículos desgovernados em declives longos e íngremes, fornecendo aos motoristas uma oportunidade de parar o veículo de forma segura mesmo se seus freios estiverem temporariamente inoperantes.

Existem dois tipos de áreas de escape mais comuns: as rampas de escape e as caixas de retenção. Numa rampa de escape, um veículo sem freios desacelera em função da componente do peso que atua no sentido contrário ao movimento. Portanto, quanto mais íngreme a rampa, maior a desaceleração. O mecanismo de funcionamento de uma caixa de retenção é baseado fundamentalmente na resistência de rolamento causada pela penetração das rodas no material solto que é usado para preencher a caixa. O material usado na construção da caixa é que determina a desaceleração a que são submetidos os veículos. Por isso, um bom conhecimento dessa desaceleração é vital para o projeto de caixas de retenção que sejam realmente eficientes e seguras.

O objetivo deste trabalho é apresentar um modelo baseado em dados empíricos que serve para estimar a desaceleração média à qual são submetidos os veículos que entram numa caixa de retenção preenchida com um agregado artificial (argila expandida), a partir das características do veículo e da sua velocidade inicial. O modelo proposto foi desenvolvido a partir de dados obtidos em ensaios realizados na área de escape para caminhões construída no km 42 da pista

sul da Via Anchieta. A aplicação do modelo proposto permite economias significativas nos custos de construção de rampas de escape similares, uma vez que um melhor conhecimento do processo de desaceleração dos caminhões possibilita um projeto mais eficiente, com rampas menores mas igualmente capazes de conter veículos desgovernados.

Este texto está organizado em seis partes: esta introdução, que apresenta os objetivos e a justificativa do trabalho; uma seção que explica resumidamente a frenagem de caminhões e os efeitos do superaquecimento dos freios; uma parte que trata das áreas de escape para caminhões e do seu dimensionamento; uma descrição dos ensaios realizados; a apresentação do modelo proposto e a sua calibração; e algumas considerações finais e recomendações para o aperfeiçoamento do modelo obtido.

2. FRENAGEM DE CAMINHÕES

Durante seu movimento, os veículos possuem energia mecânica na forma de energia cinética e energia potencial. Na frenagem, o sistema de freios reduz a velocidade do veículo através da transformação da energia cinética em uma pequena parcela de energia acústica, que é dissipada como ruído, e em uma parcela muito maior de energia térmica, dissipada como calor. O princípio do funcionamento dos freios baseia-se no atrito entre dois corpos que são comprimidos um contra o outro, gerando um torque que atua no sentido contrário ao movimento. Essa transformação de energia cinética em calor é responsável pelo superaquecimento dos freios que, além de danificá-los, provoca uma redução expressiva na capacidade de frenagem que pode causar acidentes. O problema acentua-se em veículos com excesso de carga ou em condições não recomendáveis de uso.

2.1. Sistemas de freios para caminhões

Os sistemas de freios dos veículos subdividem-se em freio de serviço; freio de estacionamento e freios auxiliares. Os freios de serviço são os acionados pelo pedal de freio e usados em quase todos os processos de frenagem; os mais comuns são os freios a tambor e a disco. Os freios de estacionamento são usados para imobilizar o veículo quando estacionado e os freios auxiliares permitem frear sem que se use o freio de serviço (por ex., através do freio motor) [Tetard *et al.*, 1992].

Nos caminhões brasileiros, o sistema de freio mais comum é o freio a tambor [Fernandes, 1994], no qual usa-se um tambor solidário ao eixo da roda e sapatas fixas a um espelho que está ligado ao chassis. As lonas são fixadas sobre as sapatas e a frenagem é obtida por meio da compressão radial das lonas contra a superfície interna do tambor. Os freios a tambor são sensíveis à temperatura e começam a apresentar perda de eficiência na frenagem quando atingem temperaturas superiores a 250°C. O superaquecimento reduz o coeficiente de atrito existente entre as lonas e o tambor e causa um aumento do diâmetro do tambor, o que reduz a força de contato entre as lonas e o tambor [Limpert, 1992].

2.2. Perda de freios de serviço em declives longos e íngremes

A redução do coeficiente de atrito entre a lona e o tambor do freio em função do superaquecimento é chamada de *fade*. Os materiais usados na fabricação das lonas de freio são tais que o seu coeficiente de atrito aumenta ligeiramente quando a temperatura está na faixa de 150 a 250°C; no entanto, um aquecimento excessivo, como o provocado pelo uso intenso e prolongado dos freios de serviço num declive longo e íngreme, causa o surgimento do *fade*. O *fade* existe apenas enquanto a temperatura do freio é excessiva. Quando a

temperatura do freio volta ao normal, o coeficiente de atrito volta ao normal [COBREQ, 2002].

Um dos problemas de condução de veículos pesados em declives longos e íngremes está na dificuldade de controlar a velocidade sem o uso excessivo dos freios de serviço. A estratégia de condução adotada pelo motorista determina como ele combina o uso dos freios de serviço e dos freios auxiliares – o freio motor e os retardadores, se o veículo os tiver instalados. O ideal é que em declives longos o motorista adote uma estratégia de controle de velocidade que minimize o uso dos freios de serviço, evitando que sua temperatura supere 250°C e ocorra o *fade*. Para isso, o motorista experiente usa os freios auxiliares, preservando os freios de serviço para eventuais situações de emergência [Tetard *et al.*, 1992].

A perda de freios em declives longos e íngremes pode ter conseqüências desastrosas, principalmente para caminhões e outros veículos de grande porte. Dados da Secretaria Nacional de Tráfego mostram que em aproximadamente 46% dos acidentes ocorridos em rodovias federais brasileiras envolveram caminhões [Moreno, 1995]. Parte desses acidentes está relacionado com caminhões que perderam o controle enquanto trafegavam por trechos em declive. Um estudo da tipologia dos acidentes, feito na França, relata que em declives com rampas superiores a 2%, o risco de acidentes duplica para os carros de passeio e é cinco vezes maior para os caminhões [SETRA, 1993]. Num estudo realizado nos EUA, no qual foram analisados acidentes com caminhões, estabeleceu-se que entre as principais causas de acidentes em declives estão sinalização inadequada e falta de informação aos motoristas, defeito nos freios e a pouca ou nenhuma utilização do freio motor. Neste mesmo estudo verificou-se que 73% dos caminhões que perderam os freios tinham massa superior a 27 t e, em 51% desses casos, a perda de controle foi provocada por superaquecimento dos freios [Bowman e Coleman, 1990].

2.3. Dispositivos para retenção de veículos sem freios

As áreas de escape são dispositivos construídos ao longo de declives longos e íngremes para substituir os freios de serviço inoperantes, sendo capazes de dissipar a energia cinética dos veículos sem danificá-los. Os tipos mais comuns são as rampas de escape (em inglês, *escape ramps* ou *runaway ramps*) e as caixas de retenção (em inglês, *arrester beds*), que podem ser construídas em combinação com as rampas de escape. As fotos da Figura 1 ilustram estes dois tipos de dispositivo.



(a) rampa de gravidade



(b) caixa de retenção

Figura 1: Tipos de áreas de escape para veículos sem freios

As rampas de escape são saídas pavimentadas ou não, geralmente de material compactado, construídas em um local conveniente, com uma rampa íngreme, nas quais os veículos

desgovernados reduzem sua velocidade basicamente pelo efeito da resistência de rampa, que é a componente do peso que atua na direção contrária ao movimento [AASHTO, 1994; ITE, 1989; Witheford, 1992]. A desaceleração a que é submetido o veículo sem freios que entra na rampa de escape é $g \cdot \sin \alpha$, em que α é o ângulo que a rampa forma com o horizonte e g é a aceleração da gravidade. Por simplificação, $\sin \alpha$ pode ser aproximado por $\tan \alpha$, e como a rampa m (em m/m) é igual a $\tan \alpha$, a desaceleração pode ser estimada por $g \cdot m$, em que m é a inclinação da rampa de escape. O comprimento L mínimo necessário para que um veículo possa ser detido na rampa (em metros) pode ser calculado a partir dessa desaceleração e da velocidade V (em km/h) com que o veículo entra na rampa:

$$L = \frac{V^2}{25,92 \cdot g \cdot m} \quad (1)$$

As rampas de escape requerem investimento baixo, se a topografia ao longo do declive for favorável à sua construção. Idealmente, elas devem ser construídas do lado direito da rodovia, ao final de um trecho em tangente, para facilitar a entrada segura dos veículos sem freios. Um problema com as rampas de escape é que, se a caixa de câmbio e o freio de estacionamento também estiverem totalmente inoperantes, o veículo pode retornar de marcha a ré para a rodovia, o que pode ocasionar acidentes graves. Normalmente, como a perda de freios é causada pelo *fade* do freio de serviço, o motorista consegue reter o caminhão ao final da rampa de escape usando o freio de estacionamento ou engatando a primeira marcha. Uma vez que as lonas e tambores voltem à temperatura normal, o caminhão volta a funcionar normalmente e pode continuar sua viagem.

As caixas de retenção são dispositivos capazes de frear caminhões desgovernados através da resistência de rolamento produzida pela penetração das rodas do veículo no material solto usado para o enchimento da caixa [Jones, 1982]. As caixas de retenção são mais seguras que as rampas de escape, pois o material solto facilita a penetração dos pneus do veículo desgovernado e previne que os veículos totalmente sem freios retornem à via [Witheford, 1992]. Por causa disso, elas podem ser construídas em declives, em nível ou combinadas com rampas de gravidade, conforme mostra-se na Figura 2.

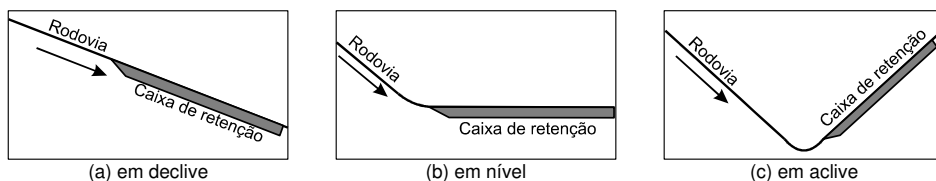


Figura 2: Esquemas de implantação de caixas de retenção

A desaceleração a que um veículo é submetido quando entra numa caixa de retenção depende da resistência de rolamento produzida pelo material usado na sua construção. Normalmente, essa resistência de rolamento é dada em termos de uma rampa equivalente, que é definida como uma rampa na qual a componente do peso que resiste ao movimento produz uma desaceleração equivalente à verificada na caixa de retenção. A Tabela 1 fornece valores típicos do coeficiente de rolamento R para diversos materiais, que podem ser usados no dimensionamento do comprimento das caixas de retenção. Por exemplo, uma caixa de retenção em que se usa areia provoca uma desaceleração de 0,15 g .

As dimensões da caixa de retenção devem proporcionar uma entrada segura, níveis de desaceleração aceitáveis e um comprimento suficiente para frear os veículos desgovernados com diferentes velocidades. A eficácia da caixa de retenção depende de sua geometria, principalmente da profundidade e comprimento [ADoT, 1993]. Como o comprimento da caixa de retenção deve ser suficiente para dissipar toda energia cinética dos veículos desgovernados, na determinação da sua extensão deve-se levar em conta a velocidade de entrada dos veículos na área de escape e a intensidade da desaceleração provocada pelas resistências de rolamento e de rampa [AASHTO, 1994]. A desaceleração imposta sobre o veículo no interior da caixa de retenção está relacionada com a profundidade da caixa, com as características do material de enchimento, com a inclinação da caixa e com as características do veículo.

Tabela 1: Valores do coeficiente de rolamento R para diferentes materiais [Witthoford, 1992]

Material	R
Concreto de cimento Portland	0,010
Concreto asfáltico	0,012
Cascalho compactado	0,015
Terra, arenosa e solta	0,037
Pedra britada solta	0,050
Cascalho solto	0,100
Areia	0,150
Cascalho arredondado (<i>pea gravel</i>)	0,250

Tabela 2: Valores da desaceleração média a [QDoMR, 2000]

Material da caixa de retenção	a (m/s ²)	g
Areia com 35 cm de profundidade	2,8	0,29
Areia com 45 cm de profundidade	3,4	0,34
Brita com 35 cm de profundidade	3,0	0,30
Brita com 45 cm de profundidade	3,7	0,38

As instruções da AASHTO [1994] sugerem que o comprimento da caixa de retenção L (em metros) seja calculado pela fórmula:

$$L = \frac{V^2}{25,92 \cdot g \cdot (m + R)}, \quad (2)$$

em que V é a velocidade de entrada (km/h); g é a aceleração da gravidade; m é a rampa (em m/m, negativa se declive e positiva, se aclave); e R é o coeficiente de resistência de rolamento do material usado na caixa de retenção, obtido da Tabela 1 ou de ensaios específicos, como é o caso relatado neste trabalho.

Na Austrália, as normas da *Roads and Traffic Authority* da província de Queensland estabelecem que o comprimento L da caixa de retenção (em metros) é calculado pela fórmula:

$$L = \frac{V^2}{26 \cdot a + 2,55 \cdot X}, \quad (3)$$

em que V é a velocidade de entrada (km/h); a é a desaceleração média provocada pela caixa de retenção (vide Tabela 2); e X é a rampa (em %; negativa, se declive; e positiva, se aclave). Pode-se perceber que as Equações 2 e 3 são praticamente equivalentes.

Observando-se as Equações 1 e 2, nota-se que o fator preponderante para a determinação do comprimento é a desaceleração média devida à resistência de rolamento gerada pelo material usado na caixa. Por isso, diversos pesquisadores obtiveram, através de ensaios com caminhões, valores típicos para esta desaceleração. A Tabela 3 resume os valores encontrados na bibliografia disponível. Observando-se esses dados empíricos, pode-se perceber que existe uma certa relação entre o tipo de veículo e a desaceleração média observada: caminhões mais pesados têm desaceleração média menor que a observada para caminhões mais leves.

Tabela 3: Resumo dos resultados de desacelerações médias encontradas em testes

Desaceleração média	Veículo	Fonte	País	Características da caixa	
				Profundidade	Material
0,35–0,39 g	semi-reboque	Wambold <i>et al.</i> , 1988	EUA	0,90 m	seixo rolado
0,35 g 0,50 g	semi-reboque caminhão rígido	Cocks e Goodram, 1982	Austrália	0,90 m	seixo rolado
0,60 g	caminhões leves	Laker, 1971	Inglaterra	–	cinasita
0,30 g	caminhões	Jehu e Laker, 1969	Inglaterra	–	–
0,35 g	caminhão 16,7 t	Allison <i>et al.</i> , 1979	EUA	0,60 m	pea gravel
0,35–0,40 g	extrapesado (41–62 t)	Leach e Ives, 1995	Austrália	0,40 m	cinasita

3. ENSAIOS REALIZADOS

Para o desenvolvimento do estudo aqui relatado, foram realizados ensaios com três caminhões diferentes na área de escape para caminhões construída no km 42 da Via Anchieta pela concessionária Ecovias dos Imigrantes. O objetivo desses ensaios foi coletar dados sobre o comportamento cinemático de diversos tipos de caminhão ao longo do percurso de frenagem dentro da caixa de retenção, de modo a ser possível determinar a desaceleração instantânea e média a que são submetidos os veículos durante o processo de frenagem na caixa de retenção.

A caixa de retenção usada nos ensaios está mostrada na foto da Figura 1.b. Tem uma extensão total de 82 m e 5 m de largura. A Figura 3 mostra a planta e o perfil longitudinal da área de escape, que está localizada à direita das faixas de rolamento, ao final de um trecho em tangente, cuja rampa é $-5,6\%$. Como a maior parte da caixa de retenção tem rampa de $+2\%$, seu perfil longitudinal inicia-se com uma curva vertical conectando a rampa de $-5,6\%$ das faixas de rolamento com esta rampa de $+2\%$. A profundidade da caixa de retenção, após um trecho de transição de 13 metros, localizado na entrada na caixa, cresce paulatinamente de 60 cm até aproximadamente 1 m; na entrada da caixa, sua profundidade varia de 10 a 60 cm. O material usado na construção da caixa é um agregado artificial (argila expandida, conhecida comercialmente por “cinasita”) de diâmetro bastante uniforme, variando de 13 a 18 mm.

3.1. Coleta de dados

A coleta de dados foi planejada de modo a se obter dados da posição do caminhão a cada décimo de segundo, ao longo do percurso fora e dentro da caixa de retenção, até a sua parada completa. Desta forma, é possível conhecer a velocidade instantânea no momento em que o caminhão entra na caixa de retenção e a distância percorrida na caixa, a cada décimo de segundo, até a parada total. A partir desses dados de posição, pode-se então calcular a desaceleração a que o veículo é submetido a cada décimo de segundo e a desaceleração média.

A aquisição de dados da posição dos caminhões ao longo da caixa de retenção foi utilizado um equipamento GPS diferencial, capaz de determinar as coordenadas UTM do veículo a cada décimo de segundo. Para tanto, foi usado o DGPS Leica System 500, equipamento com precisão de 40 cm. A unidade móvel foi instalada no caminhão e a sua antena, sobre o teto da cabine; a unidade fixa foi instalada sobre um muro de arrimo localizado no final da caixa de retenção. Um segundo sistema GPS, com capacidade de gravação de coordenadas navegadas a cada segundo, foi também usado para se ter redundância na aquisição dos dados; todavia, não foi necessário usar seus dados na análise da desaceleração dos caminhões.

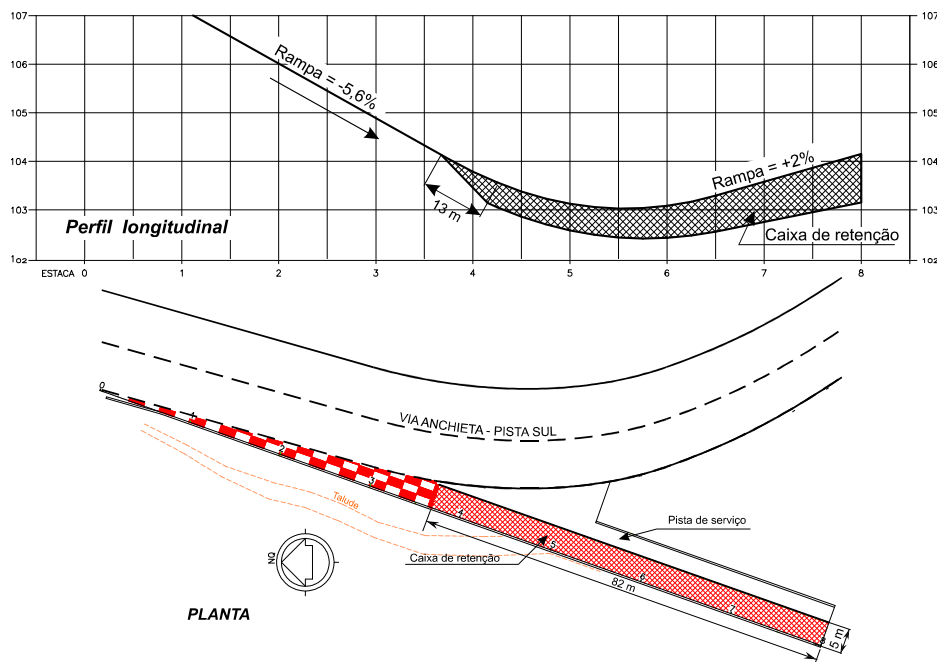


Figura 3: Perfil longitudinal e planta da área de escape do km 42 da Pista Sul da Via Anchieta

3.2. Descrição dos ensaios realizados no campo

Os testes foram realizados com três caminhões diferentes: (i) um caminhão rígido, com tandem duplo traseiro e massa total (PBT) de 15.500 kg; (ii) um caminhão rígido, com tandem duplo traseiro e PBT de 23.290 kg; e (iii) um caminhão articulado, composto por um cavalo mecânico com dois eixos simples e um semi reboque com eixo traseiro tipo tandem triplo e PBT de 36.920 kg. Os ensaios realizados consistiram da entrada dos caminhões na área de escape com velocidades cada vez maiores. Para isso, foi necessário impedir o tráfego na pista sul da Via Anchieta, o que só pode ser feito entre 8:00 e 17:00, quando o fluxo de veículos no sistema diminui. Com o caminhão rígido de 15,5 t, foram realizados oito testes com velocidades variando de 50 a 107 km/h; com o caminhão rígido de 23,3 t, foram realizados seis testes com velocidades de 47 a 95 km/h. Foram realizados apenas dois testes com o caminhão articulado, com velocidades de 38 e 81 km/h, já que, no dia do teste, o tráfego só pode ser interrompido após 12:00, em função da ocorrência de um acidente na pista norte no

início da manhã.

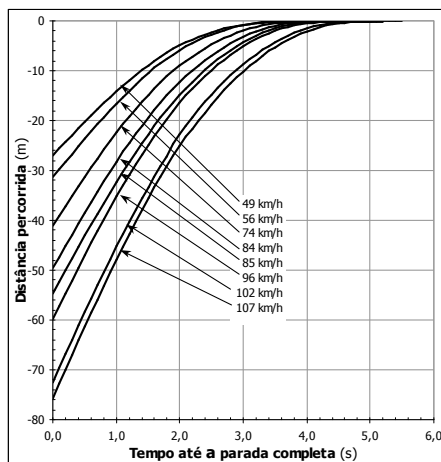


Figura 4: Distância percorrida na caixa de retenção em função do tempo e da velocidade inicial (caminhão rígido de PBT = 15,5 t)

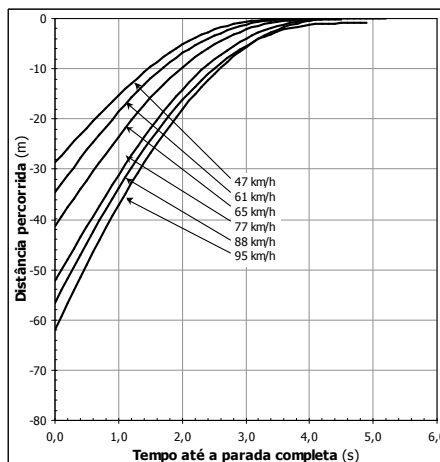


Figura 5: Distância percorrida na caixa de retenção em função do tempo e da velocidade inicial (caminhão rígido de PBT = 23,3 t)

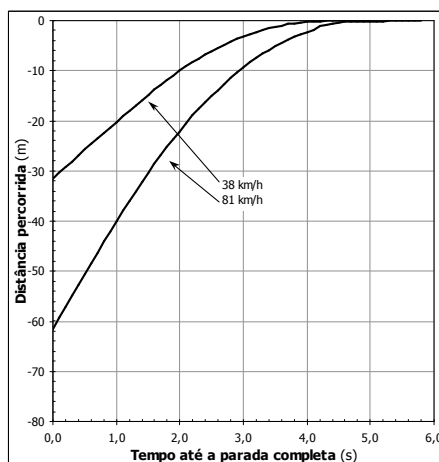


Figura 6: Distância percorrida na caixa de retenção em função do tempo e da velocidade inicial (caminhão articulado de PBT = 36,9 t)

Os caminhões foram conduzidos por um piloto profissional. O piloto acelerava o veículo até a velocidade estipulada para cada entrada e, ao entrar no acesso à área de escape, desengatava o caminhão e não utilizava os freios de serviço, para simular o comportamento de um caminhão desgovernado. O piloto controlava a velocidade de entrada na área de escape através do velocímetro. A velocidade de entrada era aumentada gradualmente a cada teste. Após a parada do caminhão, a distância percorrida dentro da caixa de retenção era medida com uma trena. Essa distância corresponde ao comprimento entre o início da caixa de retenção e o pára-choque dianteiro do caminhão. A trajetória percorrida pelos veículos foi determinada a partir das coordenadas calculadas com os dados coletados pelo GPS, que determinava a posição do

caminhão a cada 0,1 segundos. As Figuras 4 a 6 representam a distância percorrida pelo caminhão dentro da caixa de retenção em função do tempo, da entrada na caixa até a parada total do veículo. Os valores negativos das posições devem-se ao fato de as distâncias terem sido determinadas de forma retroativa, ou seja, o ponto onde o caminhão parou é 0,0 m. Pode-se perceber que tanto a distância percorrida dentro da caixa como o tempo necessário para a parada completa crescem com o aumento da velocidade.

3.2. Cálculo da desaceleração média

Do ponto de vista teórico, a desaceleração a que um veículo é submetido numa caixa de retenção independe da sua massa; por conseguinte, a distância necessária para a parada total também não depende da massa. Os dados experimentais das Figuras 4 a 6 mostram que isso aparentemente vale para os dois caminhões rígidos; no entanto isso parece não se aplicar ao caso do caminhão articulado, que consistentemente necessitou de maior distância para parar que os caminhões rígidos.

O modelo que melhor representa a variação da distância percorrida pelo veículo dentro da caixa de retenção em função do tempo foi um modelo polinomial de quarto grau, do tipo:

$$S = at^4 + bt^3 + ct^2 + dt + e \quad (4)$$

em que S é a distância percorrida (metros), t é o tempo (segundos) e a , b , c , d , e e são as constantes de calibração. Um modelo foi calibrado para cada teste e todos apresentaram $R^2 = 1$. O modelo que exprime a variação da velocidade do veículo em função do tempo, durante a frenagem na caixa de retenção, pode ser obtido derivando-se a Equação 4:

$$v = \frac{dS}{dt} = 4at^3 + 3bt^2 + 2ct + d \quad (5)$$

em que v é a velocidade, em metros/segundo. A aceleração instantânea a que o veículo está sendo submetido pode, por sua vez, ser encontrada derivando-se a Equação 5:

$$a_t = \frac{dv}{dt} = 12at^2 + 6bt + 2c \quad (6)$$

em que a_t é a aceleração instantânea total à qual o veículo é submetido durante o processo de frenagem (m/s^2).

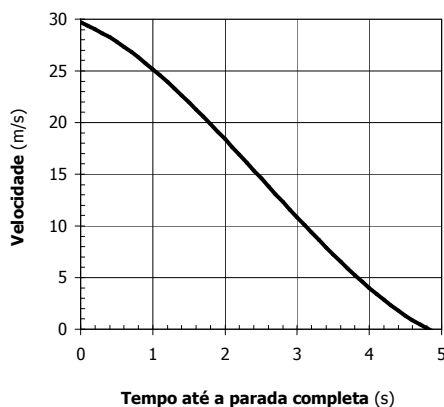


Figura 7: Variação da velocidade observada no teste 8 com o caminhão rígido de 15,5 t

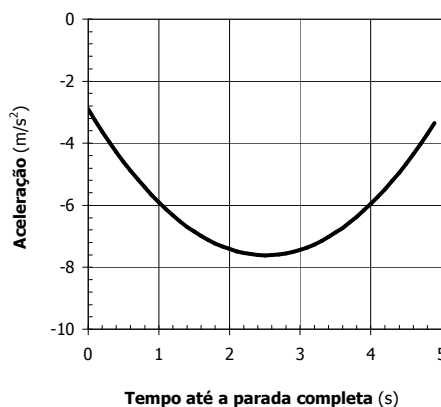


Figura 8: Variação da aceleração observada no teste 8 com o caminhão rígido de 15,5 t

Os gráficos das Figuras 7 e 8 mostram as funções encontradas para a velocidade e aceleração. Pode-se notar que a curva representativa da aceleração a qual o caminhão é submetido é uma parábola. Portanto, a desaceleração inicialmente é baixa e cresce rapidamente até um valor máximo que se mantém por um certo tempo; próximo ao final do percurso dentro da rampa, a desaceleração passa a diminuir até o caminhão parar. O gráfico da Figura 7 ilustra bem o fenômeno. Pode-se notar que nos primeiros instantes, a velocidade do caminhão varia pouco e só depois de um certo tempo é que ocorre uma sensível desaceleração; perto do final, a desaceleração volta a diminuir, como se mostra na Figura 8.

A aceleração instantânea total a_t é a aceleração resultante da combinação da resistência de rolamento do material de enchimento da caixa de retenção e da componente do peso que atua na direção do movimento. Como a rampa de escape estudada está localizada numa curva vertical, essa parcela do peso inicialmente atua contra a frenagem do veículo, mas, depois de percorrida uma certa extensão dentro da caixa de retenção, passa a atuar junto com a resistência ao movimento para frear o caminhão. Portanto, é preciso separar essas duas componentes, já que a componente do peso é facilmente calculada. Para tanto, fez-se um levantamento topográfico com uma estação total e determinou-se o perfil longitudinal da caixa de retenção, com base em medidas realizadas a cada metro, de tal forma que foi possível calcular a declividade da caixa e, por conseguinte, a parcela da desaceleração causada pela rampa. O gráfico da Figura 9 ilustra o efeito dessas duas parcelas da aceleração na caixa de retenção. A aceleração média a que o veículo é submetido durante o processo de frenagem na caixa de retenção foi obtida através de uma integração numérica da função obtida através de regressão linear para a aceleração instantânea devida à resistência de rolamento da cinasita, que é o material usado na caixa de retenção.

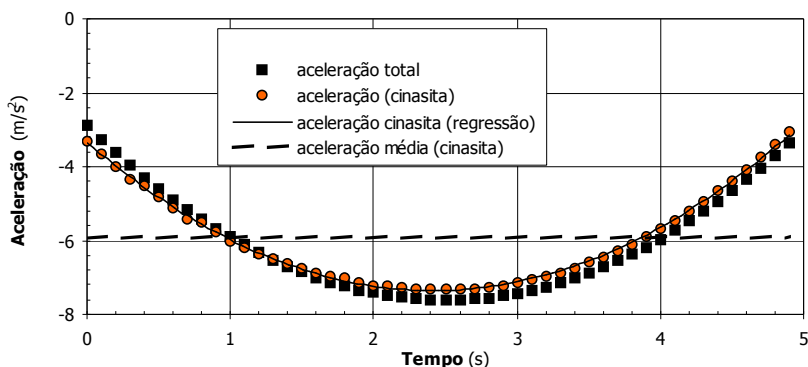


FIGURA 9: Determinação da aceleração média de frenagem na caixa de retenção

A Figura 10 mostra o oposto das acelerações médias calculadas, as *desacelerações* médias, expressas em função da aceleração da gravidade ($9,806 \text{ m/s}^2 = 1 \text{ g}$). Pode-se notar que as desacelerações médias para o caminhão articulado são menores que as encontradas para os caminhões rígidos que, aparentemente, não sofrem muita influência da massa. Esse comportamento foi também verificado em ensaios realizados na Austrália por Cocks e Goodram (1982): a influência da massa sobre a desaceleração média é menor que a influência da velocidade de entrada e da configuração e número dos eixos.

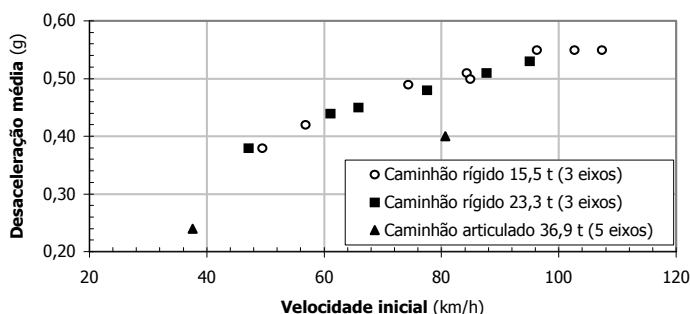


Figura 10: Desacelerações médias encontradas nos testes realizados

4. MODELO PROPOSTO

Observando-se apenas os pontos relativos aos ensaios realizados com caminhões rígidos, o gráfico da Figura 10, pode-se notar que, ainda que a desaceleração média cresça com o aumento da velocidade inicial, sua taxa de crescimento diminui com o aumento da velocidade e o valor da desaceleração média parece estabilizar-se para velocidades entre 90 e 110 km/h. Infelizmente, os dados relativos ao caminhão articulado são insuficientes para garantir que o mesmo fenômeno ocorre com esse tipo de veículo; entretanto, decidiu-se que um modelo do tipo:

$$a_m = [k_1 \cdot \ln(V_i) + k_2] \cdot (k_3 \cdot N + k_4) \quad (7)$$

em que a_m : desaceleração média (g);

V_i : velocidade com a qual o veículo entra na caixa de retenção (km/h);

N : número de eixos; e

k_i : constantes de calibração

que é capaz de representar a variação observada na desaceleração média em função da velocidade inicial (parte entre colchetes) e aplicar a esta curva um fator de escala que varia em função do número de eixos (parte entre parênteses).

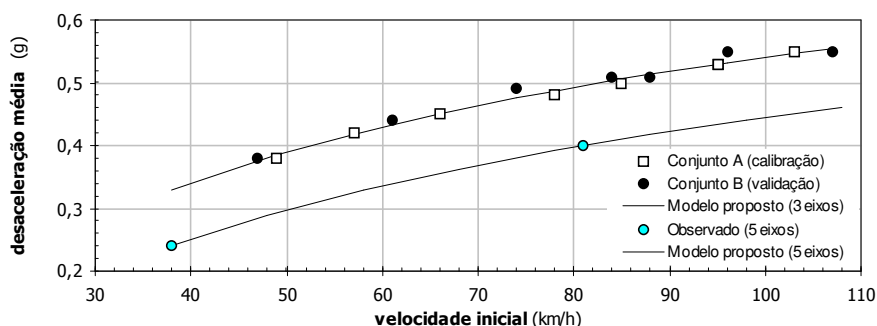


Figura 11: Valores observados e estimados pelo modelo proposto para a desaceleração média

4.1. Calibração e validação do modelo proposto

Para a calibração e validação do modelo proposto, as observações experimentais da desaceleração média para os caminhões rígidos de 3 eixos foram divididas em dois conjuntos de dados: um conjunto A, composto pelos valores que foram utilizados na calibração do

modelo; e conjunto *B*, composto pelos valores utilizados na validação do modelo.

A seleção dos dados de cada conjunto foi feita através de um processo de escolha semi-aleatório, na medida em que se evitou que duas observações com velocidades de entrada muito próximas fizessem parte do mesmo conjunto de dados. Por isso, foram selecionadas quatro observações do caminhão de 15,5 t e três do caminhão de 23,29 t. Na Figura 11 podem ser visto os pontos selecionados para calibração (conjunto *A*) e os pontos selecionados para a validação (conjunto *B*). O modelo logarítmico calibrado a partir do conjunto *A* é:

$$a_m = (0,2145 \cdot \ln V - 0,4417) \cdot (-0,1250 \cdot N + 1,3750) \quad (8)$$

em que a_m é a desaceleração média (g) e V é a velocidade com a qual o veículo entra na caixa de retenção (km/h). O gráfico da Figura 11 também mostra os valores estimados através do modelo proposto para a desaceleração média de caminhões com 3 e 5 eixos.

A validação do modelo foi feita através da comparação mostrada na Figura 12, na qual as observações da desaceleração média do conjunto *B* foram comparadas com estimativas obtidas usando-se o modelo proposto (Equação 8). Como pode ser visto, as diferenças são muito pequenas e nunca maiores que 0,2 g. O modelo proposto foi também calibrado com os dados do conjunto *B* e validado com os dados do conjunto *A*. As diferenças entre os parâmetros de calibração obtidos nas duas calibrações foram muito pequenas, o que permitiu considerar que o modelo proposto pela Equação 8 é satisfatório.

Deve-se ressaltar, que, como todo modelo calibrado através de análise de regressão, o modelo proposto é capaz de explicar apenas a variação da desaceleração média para o dispositivo estudado (ou similares, nos quais também se usa cinasita) e para a gama de velocidades observadas nos testes realizados. Isso, entretanto, não invalida nem diminui a utilidade do modelo proposto.

5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

A capacidade de frenagem da caixa de retenção estudada, medida em termos da desaceleração média a que são submetidos os veículos que nela entram, é compatível com valores relatados na literatura e das normas de projetos americanas e australianas, que sugerem uma variação entre 0,2 e 0,6 g, dependendo do material usado. O método usado para determinação da desaceleração, baseado em receptores GPS, mostrou-se adequado e confiável. O modelo proposto pode ser usado para estimar a desaceleração média devida à resistência de rolamento provocada pela argila expandida; entretanto, para melhor avaliar a hipótese de que a desaceleração média sofre influência da massa e do número de eixos, seria conveniente que fossem realizados mais ensaios, variando-se tanto o tipo de caminhão (número de eixos) como a massa total do veículo. A vantagem de se dispor de um modelo como o proposto é evidente: se dimensionada pelos critérios da AASHTO, o comprimento mínimo da rampa deveria ser de

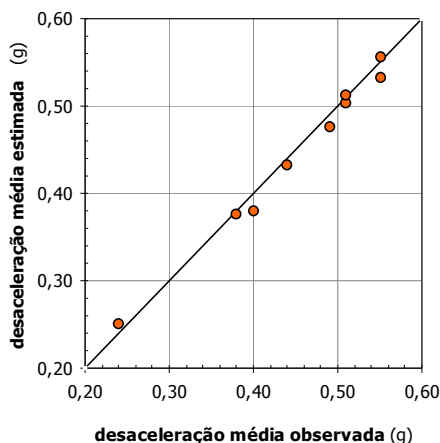


Figura 12: Diferença entre a desaceleração média observada (conjunto *B*) e estimada pelo modelo calibrado com dados do conjunto *A*

cerca de 150 m, se dimensionada pelos critérios do estado australiano de Queensland, cerca de 100 m para um veículo entrando na rampa a 100 km/h, ou seja, ou a área de escape não poderia ser construída por falta de espaço, ou seria construída a um custo muito maior, dada a topografia local. A aplicação do modelo proposto mostra que a caixa de retenção é capaz de conter um caminhão articulado de 5 eixos com velocidade inicial de até 102 km/h ou um caminhão rígido de três eixos com velocidade de até 119 km/h, o que é suficiente para a geometria do trecho. Com isso, a área de escape foi liberada para uso e vem sendo usada cerca de duas vezes por mês, com evidentes benefícios para todos os usuários da rodovia, seus operadores e para a população do estado. O modelo proposto pode ser usado para auxiliar o projeto de novas áreas de escape com caixas de retenção semelhantes à estudada; contudo, em função das limitações oriundas da forma de calibração e do número limitado de ensaios realizados, seu uso deve levar em consideração fatores de segurança compatíveis com nível de risco aceitável para as características do local onde será implantado o dispositivo, tornando indispensável um julgamento de engenharia.

AGRADECIMENTOS: Os autores agradecem à Ecovias dos Imigrantes S/A, tanto pela oportunidade oferecida para estudar um problema interessante como pelo apoio financeiro fornecido para a realização da pesquisa aqui relatada. Os autores também agradecem o suporte financeiro prestado a este projeto através de uma bolsa de mestrado CAPES e bolsa de produtividade em pesquisa CNPq.

BIBLIOGRAFIA

- AASHTO (1994) *A Policy on Geometric Design of Highways and Streets*. Cap. 3: Elements of Design, p. 268–279.
- ADOT [1993] Full-Scale Arrestor Bed Testing Leads to More Cost-Effective Design, *TR News*, n. 166, p. 20–21.
- Allison, J. R.; Hahn, K. C. e Bryden, J. E. (1979) Performance of a gravel-bed truck-arrestor system. *Transportation Research Record* 736, p. 43–47.
- Bowman, B.L. e Coleman, J.A. (1990) Grade Severity Rating System. *ITE Journal*, v. 60, n.7, p. 19–24.
- COBREQ (2002) *Informações técnicas: características essenciais das lonas e pastilhas de freio*. Disponível em <http://www.cobreq.com.br/br_infot.htm>. Acesso em: 14.maio.2004.
- Cocks, G. C. e Goodram L. W. [1982] The Design of Vehicle Arrestor Beds. *Proceedings of the Australian Road Research Board*, v. 11, Part 3, p. 24–34.
- Couto, R. (1999) Decisão de Peso. *Auto Esporte*, v. 35, n. 413, out.
- Demarchi, S.H. (2000) *TruPer – Simulador de Desempenho de Veículos Rodoviários e Ferroviários*. Manual, v. 2.1e. Depto. de Engenharia Civil, Universidade Estadual de Maringá.
- Demarchi, S.H.; Melo, R.A. e Setti, J.R. (2001) Validação de um modelo de desempenho de caminhões em rampas ascendentes. *Transportes*, n. 1, v. 9, p. 53–68.
- Fernandes, D.L.G. (1994) Estudo de Freagem de Autoveículos Rodoviários Articulados Pesados. Dissertação de mestrado, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, SP, Brasil, 153 p.
- ITE (1989) *Truck Escape Ramps*. ITE Recommended Practice, Washington, D.C., EUA.
- Jones, E.S. (1982) *Runaway Truck Arrestor System Study*. Alberta Transportation, Edmonton, Alberta, Canadá.
- Leach, R. D.; Ives A. [1995] Arrestor Bed Trials for Trucks: A Preliminary Report. *Road & Transportation Research*, v. 4, n. 1, p.47–54.
- Limpert, R. (1992) *Brake Design and Safety*. SAE, Warrendale, EUA.
- Moreno, J. C. (1995) Como enfrentar os peso-pesados. *Quatro Rodas*, Ano 35, n.414, p. 84–90, jan.
- Nielsen, W. A.; Leach, R. D.; Ives A. [1997] *An Investigation of Side Entry Arrestor Beds for Heavy Articulated Vehicle Use*. The 13th International Conference Road Federative.
- QDoMR (2000) *Road Planning and Design Manual*. Queensland Department of Main Roads, Queensland, Austrália. Cap. 15: Auxiliary Lanes, p. 8–14.
- SETRA (1993) *Lits d'arrêts - Guide technique (Projet)*. Sevice d'Études Techniques des Routes e Autoroutes, C.E.T.E. de Lyon, Département Exploitation Sécurité – Agence Auvergne. Clermont – Ferrand, França.
- Tetard, C.; Quincy R.; Romegoux J. P.; Vulin D. (1992) L'Insecurite des Poids Lourds les Longues Descentes.. *Rapport INRETS 152*, Institut National de Recherche Sur les Transports et leur Securite, França.
- Waples, I. et al. [1992] *Development of Design Standards for Steep Downgrades*. Design and Survey Branch, Transport Technology, Queensland Department of Transport.
- Witthford, D.K. (1992) *Synthesis of Highway Practice 178: Truck Escape Ramps*. NHCPR, TRB, Washington, DC, EUA.