

CARACTERÍSTICAS DE FRENAGEM DA FROTA BRASILEIRA DE CAMINHÕES E CVCs E SUA INFLUÊNCIA SOBRE A SEGURANÇA E CAPACIDADE DAS VIAS EM DECLIVES LONGOS

Manuel de Jesus Lucas
João Alexandre Widmer
Universidade de São Paulo
Escola de Engenharia de São Carlos

RESUMO

Relata-se uma pesquisa sobre as condições técnicas de frenagem de algumas configurações representativas da frota de caminhões e CVCs – combinações de veículos de carga que trafegam nas rodovias brasileiras. A partir da modelagem da energia térmica armazenada no sistema de freios de serviço do veículo, calcula-se a velocidade que garante o equilíbrio para uma condição de comprimento e inclinação do declive. Mostra-se que, na medida em que a frota brasileira seja substituída por veículos que atendam aos requisitos de frenagem adotados pela Comunidade Econômica Européia, o problema será progressivamente menor. Como a substituição dos veículos antigos em operação nas rodovias brasileiras, parece inviável economicamente no prazo de uma década, sugere-se o fomento à substituição de grupos moto-propulsores por conjuntos de maior potência, ou a construção de faixas adicionais de tráfego em trechos críticos, seguindo critérios semelhantes aos adotados para estas faixas em aclives.

ABSTRACT

A research about the technical braking conditions, representative of the present truck and CVC – combined cargo vehicle fleet operating on Brazilian roads, is reported. Based on a model of thermal energy accumulated in the service braking system, the speed that guarantees the equilibrium for a condition of length and inclination of the downgrade is calculated. It is shown that, as the Brazilian fleet is substituted by vehicles that satisfy the braking requisites adopted by the European Economic Community, the problem will progressively decrease. As the substitution of the old vehicles in operation on Brazilian roads seems to be economically unfeasible in a decade, incentives to substitute propulsion groups by higher power groups, or the building of auxiliary slow speed lanes following similar criteria as for upgrades, is proposed.

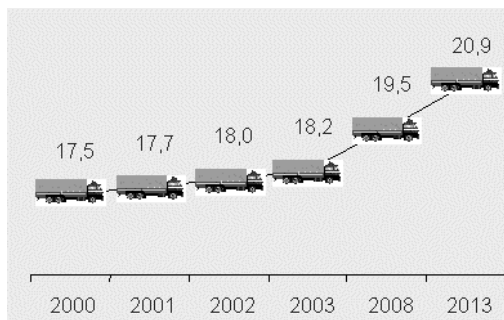
1. INTRODUÇÃO

Dos 1.739.000 km de rodovias federais, estaduais e municipais, apenas 181.800 km (10,5%) são pavimentadas, e dessas, cerca de 8.200 km são rodovias de pista dupla (4,5%) (DNIT, 2003). Essa infra-estrutura rodoviária é responsável por transportar 62% do total da carga e 96% do transporte interurbano de passageiros no Brasil (GEIPOT, 2001).

O impacto de caminhões e CVCs – combinações de veículos de carga, pesados e lentos no fluxo de tráfego em aclives longos rodovias de pista simples pavimentadas foi estudada por vários autores nos últimos anos (Melo e Setti, 2002; Demarchi e Setti, 1999; Demarchi e Setti, 1998; Machado Neto e Setti, 1996; Kabbach Jr., 1992), na busca de um melhor equacionamento para o problema de segurança e capacidade das rodovias nesses trechos críticos. A situação em nosso país se agrava devido à crescente idade média avançada da frota de transporte rodoviário de cargas, cuja evolução pode ser observada na Figura 1 e cuja composição por ano de fabricação é detalhada na Tabela 1.

As limitações técnicas da frota brasileira de veículos rodoviários de carga implicam um problema de compatibilidade veículo/via complementar, igualmente importante do ponto de vista de segurança e capacidade das rodovias, que é o do tráfego desses veículos em declives longos (declives com comprimentos de mais de 5 km), muito comuns nas rodovias brasileiras, que cortam regiões serranas, como é o caso da Serra do Mar e da Serra da Mantiqueira na região leste, da Serra Geral na região sul, das várias serras que formam o Espigão Mestre na

região centro-oeste, e outras, onde suas condições limitadas de frenagem obrigam os motoristas a selecionar velocidades de equilíbrio baixas (20 a 30 km/h) para permitir o percurso sem superaquecimento do sistema de freios de serviço.



Fonte: CEL-COPPEAD (2003)

Figura 1: Evolução da Idade Média da Frota Brasileira (anos) de Veículos de Carga

Tabela 1: Distribuição da frota brasileira de caminhões por idade

| Distribuição da frota brasileira de caminhões por idade | | | |
|---|--------------------|------------|-------------|
| Ano de fabricação | Número de veículos | % | % acumulada |
| 1990 | 1.324.192 | 72,12 | 72,12 |
| 1991 | 44.693 | 2,43 | 74,55 |
| 1992 | 24.693 | 1,36 | 75,91 |
| 1993 | 38.232 | 2,08 | 77,99 |
| 1994 | 54.413 | 2,96 | 80,95 |
| 1995 | 72.386 | 3,94 | 84,89 |
| 1996 | 42.169 | 2,3 | 87,19 |
| 1997 | 63.743 | 3,47 | 90,66 |
| 1998 | 60.819 | 3,31 | 93,97 |
| 1999 | 55.436 | 3,02 | 96,99 |
| 2000 | 55.217 | 3,01 | 100 |
| TOTAL | 1.836.803 | 100 | 100 |

(Fonte: GEIPOT – 2002)

Essas velocidades de equilíbrio são, via de regra, bem inferiores à velocidade regulamentada para a via em função das suas características geométricas, provocando a formação de pelotões de tráfego atrás dos veículos de carga, semelhantes aos observados nos acalives, e conduzindo a situações de conflito e insegurança comparáveis.

Um fator que contribui para agravar o desempenho da frota brasileira de veículos de carga no fluxo de tráfego em declives longos é a prática, amplamente utilizada no passado, e ainda bastante difundida nos dias de hoje, de instalar terceiros eixos nos caminhões originalmente projetados e construídos para os limites de peso bruto total de dois eixos, popularmente denominados Trucados ou Truque, para melhor aproveitar os limites de carga estabelecidos na “lei da balança” (Resolução Nº 12 do CONTRAN). Devido à falta de uma legislação adequada nas décadas de 70 e 80, os veículos eram equipados com terceiros-eixos sem uma avaliação da capacidade do sistema de frenagem, em particular da parcela fornecida pela potência de frenagem do grupo moto-propulsor. Essa classe de caminhões plataforma,

classificados como semi-pesados (PBT legal menor do que 23t) constituiu até o início dos anos 90 a espinha dorsal do transporte rodoviário de carga em nosso país, representando mais de 85% da frota em circulação. Mesmo a crescente participação da classe dos caminhões pesados no cenário do transporte interurbano de cargas (Reis, 1996), ainda não alterou esse quadro de forma significativa, dado que a produção anual média de unidades novas na década de 90 representou cerca de 3,2% da frota reportada no ano de 2000 e, dessas unidades produzidas na década de 90, estima-se que cerca de 40-50% são da classe dos pesados. Este quadro é significativo no sentido em que permite prever que, a menos que ocorram mudanças significativas na estrutura de financiamento de caminhões novos para transportadores de baixo poder aquisitivo, e o efetivo cancelamento de certificado de registro e licenciamento dos veículos antigos para tráfego, teremos esses Truques das gerações antigas trafegando por muitos anos em nossas rodovias.

Visando investigar as condições de frenagem dentro das limitações teóricas dos sistemas de freios de serviço e de freio-motor de algumas configurações (freios novos com lonas de boa qualidade e motor com potência disponível conforme especificação técnica do fabricante), representativas da frota que trafega atualmente nas rodovias brasileiras, um modelo matemático de quantidade de energia necessária para frear o veículo em uma condição de fluxo estacionário (velocidade constante) foi desenvolvido. Com este modelo calculou-se a energia potencialmente absorvida pelo grupo moto-propulsor e a energia transferida para o sistema de freios de serviço do veículo. No modelo, a energia absorvida pelo sistema de freios de serviço é transformada em energia térmica a qual tem um limite superior estabelecido por um fenômeno denominado “fade”, que corresponde à falha do sistema por perda de atrito entre as sapatas e os tambores de freio, sistema instalado em praticamente toda a frota nacional de caminhões e CVCs – combinações de veículos de carga.

2. REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 O processo de frenagem

O processo de frenagem de um veículo tem a finalidade de desacelerar o mesmo sem necessariamente reduzir sua velocidade a zero. No caso de uma descida longa, a frenagem tem a função de manter a velocidade do veículo em equilíbrio, de acordo com a vontade ou a necessidade do motorista, sem comprometer as condições de segurança, estabilidade e dirigibilidade. Nessa situação o veículo possui uma energia potencial proporcional à sua massa e posição no declive, energia essa que seria transformada em energia cinética durante o deslocamento do veículo. Como esse fato não ocorre, dada a imposição da condição de o veículo deslocar-se com velocidade constante, então toda a variação da energia potencial deve ser absorvida pelo sistema de frenagem (seja pelo freio-motor, pelo freio de serviço, ou ambos simultaneamente).

Conforme descrito em Fernandes (1994), a energia mecânica (cinética + potencial) associada ao veículo é transformada em energia térmica no sistema de freios e no contato entre os pneumáticos e o pavimento. Essa transformação de energias gera essencialmente calor por atrito, além de uma pequena parcela de energia sonora, expressa pelo ruído devido ao contato entre as superfícies que se atrim. O calor, quando não dissipado para o meio ambiente, como é o caso da maior parte da energia térmica gerada dentro dos tambores de freio, torna-se o fator limitante do processo de frenagem, pois afeta consideravelmente a eficiência desse sistema quando atinge uma temperatura limite que provoca uma perda de atrito entre o

material utilizado nas lonas de e a superfície de contato do tambor. O fenômeno é denominado “fade” na linguagem técnica e é descrito a seguir.

2.2 O “fade”

Segundo a NBR 5532, o “fade” é um processo através do qual ocorre a perda de atrito entre a lona e o tambor ou entre a pastilha e o disco (ABNT, 1994). O principal fator responsável pelo seu aparecimento é a ocorrência de uma temperatura excessivamente alta na zona de contato.

Quando a lona ou pastilha atinge o ponto de fade sua eficiência de frenagem cai gradualmente, fazendo com que o motorista passe a pressionar o pedal de freio com maior intensidade. De acordo com essa norma, para veículos com freio a tambor o “fade” se manifesta a partir de 350 °C, como mostrado na Figura 2.

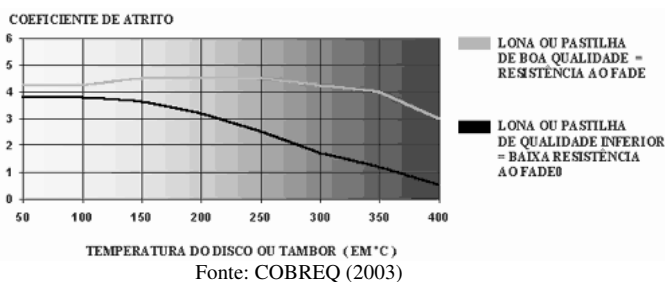


Figura 2: Resistência ao fade

O “fade” corresponde à saturação térmica do sistema, em decorrência das altas temperaturas alcançadas e, como consequência, o sistema entrará numa situação instável, permitindo ganho de velocidade e de energia cinética, a qual provocará um aumento ainda maior da temperatura, que por sua vez reduzirá o coeficiente de atrito e, portanto, a força disponível de frenagem. Esse processo instável resulta, via de regra, em graves acidentes.

O sistema de freios estará termicamente saturado quando o calor produzido pelo atrito entre as lonas e tambores resultar numa temperatura de serviço maior do que a especificada pelo fabricante do sistema de freios. Normalmente este calor é liberado para o meio ambiente através das três formas distintas de transmissão de calor: condução, convecção e/ou irradiação.

Nesta investigação, considera-se o sistema de freio a tambor como um sistema fechado, admitindo-se como válida a hipótese de que não existe dissipação de calor para o meio ambiente. Assim, todo o calor gerado pelo atrito das lonas e tambores fica, por hipótese, armazenado no sistema de freios.

Quando o veículo alcançar a temperatura de saturação térmica (condição de início do “fade”), o veículo estará se deslocando a uma velocidade que doravante chamaremos de velocidade máxima de segurança. Essa velocidade pode ser obtida de forma teórica através das equações expostas no modelo descrito à frente.

2.3 Balanceamento energético de um veículo em movimento

A velocidade de equilíbrio de um veículo é aquela em que o esforço trator é igual à resistência ao movimento. Se a velocidade for menor que a velocidade de equilíbrio, o esforço trator é maior que a resistência ao movimento e o caminhão é submetido a uma aceleração. Em caso contrário, o veículo desacelera. Em ambas as situações a tendência é o processo continuar até que o esforço trator se iguale à resistência. Se o veículo estiver viajando numa rampa, uma parcela adicional de resistência - a resistência de rampa - passa a atuar sobre ele.

Em termos de potências, esse raciocínio pode ser representado da seguinte forma (Canale, 1989):

$$P_B + P_{BM} = V \cdot (R_G - R_R - R_A) \quad (1)$$

Onde: P_B : Potência dissipada pelo sistema de freios [watts]

P_{BM} : Potência dissipada pelo freio motor [watts]

V : Velocidade de deslocamento do veículo [m/s]

R_G : Resistência de rampa [N]

R_R : Resistência ao rolamento [N]

R_A : Resistência aerodinâmica [N]

2.4 A Potência de frenagem e a legislação brasileira

A potência de frenagem, ou potência dissipada pelo freio motor (P_{BM}), necessária para calcular a energia dissipada pelo sistema de freios é um dado, mensurado em dinamômetro, que pode ser obtido junto aos fabricantes dos motores, ou às montadoras dos veículos.

Dada a dificuldade de obtenção de dados da potência de frenagem com as montadoras de veículos no Brasil, por não ser um dado requerido para certificação do veículo, utilizou-se em uma parte da análise a potência de frenagem requerida pelos países da Comunidade Econômica Européia, através da Norma Européia ECE-R-13 (CEE, 2003). Essa norma serviu de base para a elaboração das NB1254 e 1255 da ABNT, as quais especificam os requisitos mínimos de desempenho e características que deverão ser obedecidos pelos sistemas de freios e seus componentes, e é explicitamente citada na resolução 777/93 do CONTRAN, onde se estabelece que todos os veículos de carga produzidos no Brasil a partir de 24 de dezembro de 1995, deverão satisfazer esses requisitos.

Em linhas gerais a norma exige que um veículo carregado com uma massa qualquer consiga descer uma rampa de 6.500 metros e 6,5% de inclinação com uma velocidade mínima de 30 km/h, sem que seja necessário utilizar o freio de serviço. Sistemas auxiliares de frenagem, como por exemplo “retarders” e freio borboleta no escapamento poderão ser utilizados sem qualquer tipo de restrição.

A legislação brasileira, no que diz respeito a essa potência de frenagem e ao sistema de freios como um todo, era omissa até 24 de dezembro de 1993, data em que foi publicada a resolução 777/93 do CONTRAN. Considerando a dificuldade de implementação da legislação concedeu-se um prazo de 24 meses para que as montadoras pudessem se ajustar aos novos critérios. Antes dessa data, os próprios fabricantes dos veículos se responsabilizavam pela segurança e pelos requisitos do sistema de frenagem dos veículos que produziam (Resolução 463/73 do CONTRAN).

Como consequência dessa lacuna legal, os veículos de carga produzidos no Brasil nas décadas de 70 e 80, extraíam de seus motores potências de frenagem (P_{BM}) que variavam de 20 a 40% da potência útil positiva extraída (del Debbio, 1991).

2.5 Critério do DNIT para rampas ascendentes

O Departamento Nacional de Infra Estrutura Terrestre (DNIT), em seu “Manual de Projeto Geométrico de Rodovias Rurais (DNER, 1999), estabelece critérios para avaliar a necessidade de faixas adicionais. Os critérios são baseados no manual de projeto geométrico de rodovias da AASHTO (1994) o qual, de forma resumida, estabelece que para a implantação de uma faixa adicional num aclave as seguintes condições devem ocorrer:

1. Fluxo de tráfego no aclave é maior que 200 veic/hora; e
2. A taxa de fluxo de caminhões no aclave é maior que 10%; e
3. Existe uma das seguintes condições:
 - 3.1. Redução de velocidade de 15 km/h ou mais para um caminhão pesado típico, ou
 - 3.2. Trecho de subida com nível serviço E ou F, ou
 - 3.3. Ocorre uma redução de dois ou mais níveis de serviço quando se passa do segmento plano da aproximação da rampa para a rampa.

Pesquisas recentes desenvolvidas no Brasil por Melo e Setti (2002), mostram que o valor de redução de velocidade de 15 km/h talvez seja excessivamente restritivo e que para a realidade nacional 20 km/h em rodovias de pista simples e 35 km/h em rodovias de pista dupla sejam valores melhor ajustados.

3 MODELAGEM

3.1 Cálculo da energia armazenada no sistema de freios

O cálculo da energia armazenada no sistema de freios a tambor é realizado na forma apresentada na sequência.

Integrando a potência com relação ao tempo, ou seja, multiplicando a potência pelo tempo [s] nos dois lados da equação (1), a nova igualdade fica assim representada:

$$P_B \cdot t + P_{BM} \cdot t = V \cdot t \cdot (R_G - R_R - R_A)$$

O que resulta em:

$$Q_B + P_{BM} \cdot t = V \cdot t \cdot (R_G - R_R - R_A) \quad (2)$$

Ou:

$$Q_B + P_{BM} \cdot L/V = L \cdot (R_G - R_R - R_A)$$

Sendo: Q_B = energia, trabalho ou quantidade de calor produzido pelo sistema de freios [J],

V = velocidade de descida da rampa [m/s],

L = espaço percorrido pelo veículo [m], e

t = tempo [s] para percorrer o espaço L a uma velocidade V

A resistência de rampa pode ser calculada pela expressão:

$$R_G = G \cdot \sin \alpha$$

sendo: G = Peso do veículo (KN) e

α = ângulo que a rampa faz com a horizontal

Para ângulos pequenos pode-se afirmar que o seno e a tangente são praticamente iguais. Dessa forma, com $\sin\alpha = \tan\alpha$, tem-se:

$$R_G = G \cdot \tan\alpha = 10 \cdot i \cdot G$$

sendo: R_G = Resistência de rampa (N)

i = Declividade da rampa (%)

G = Peso do veículo (KN)

A resistência de rolamento pode ser estimada pela relação:

$$R_R = (c_1 + c_2 \cdot V) \cdot G \text{ sendo: } R_R = \text{Resistência ao rolamento (N)}$$

c_1 e c_2 = Constante que reflete o efeito da deformação do pneu, da via e outros fatores

V = Velocidade do veículo (km/h)

G = Peso do veículo (KN)

A resistência aerodinâmica, ou arrasto, pode ser obtida através da expressão:

$$R_A = c_a \cdot A \cdot V^2$$

onde: R_A = Resistência aerodinâmica (N)

c_a = Coeficiente de penetração aerodinâmica

V = Velocidade do veículo (km/h)

Substituindo as equações de resistência na equação (2) obtemos:

$$Q_B + P_{BM} \cdot t = L \cdot (10 \cdot i \cdot G - (c_1 + c_2 \cdot V) \cdot G - c_a \cdot A \cdot V^2) \quad (3)$$

Esta equação permite calcular a quantidade de energia transferida para o sistema de freios e a partir desse valor de energia estima-se a temperaturas que os freios teoricamente atingem. Conforme já citado, a modelagem matemática supõe que todo o calor gerado pelo atrito entre as lonas e os tambores de freio fique acumulado no próprio sistema de freios, sendo desconsiderada a energia transferida para o meio ambiente ou até mesmo para os elementos circunvizinhos ao sistema de freios. Essa hipótese simplificadora justifica-se pela ausência de informações obtidas na revisão da literatura pertinente ao assunto e pelo fato de, em princípio, levar a resultados que são conservadores e, portanto, favoráveis à segurança.

3.2 Cálculo da temperatura do sistema de freios

Toda a energia gerada, calculada através da equação (3), deve ser armazenada nos tambores de freio de acordo com a “Equação Fundamental da Calorimetria”:

$$Q_B = c \cdot W_{dr} \cdot \Delta T \quad (4)$$

onde: Q_B = Capacidade térmica dos tambores ou discos (J)

W_{dr} = Peso do tambor ou disco (kg)

c = Calor específico do material das placas (J/kg.Kelvin)

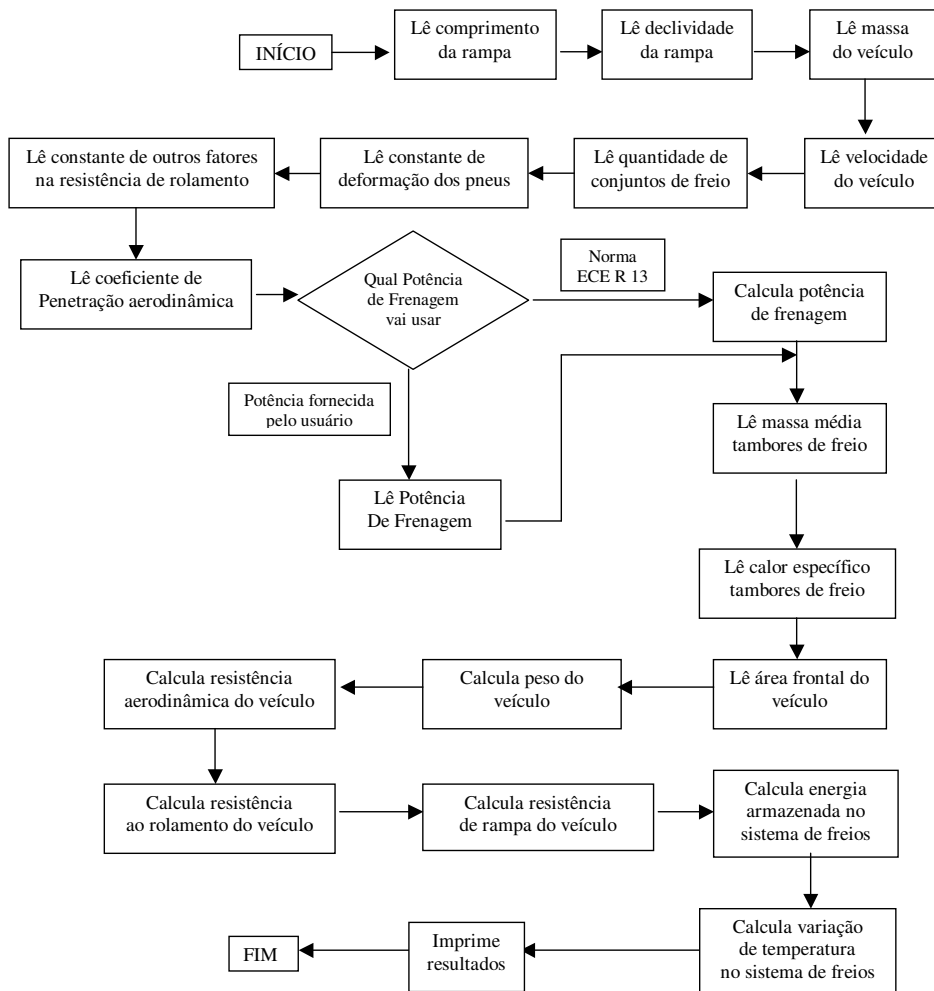
ΔT = Variação de temperatura (Kelvin)

Da equação (4) obtemos:

$$\Delta T = Q_B / c \cdot W_{dr} \quad (5)$$

Esta variação térmica corresponde à diferença de temperatura do sistema de freios no final do trecho de descida. Na geração dos resultados, assumiu-se que a temperatura máxima deverá ser a temperatura de “fade”, ou seja, cerca de 350 °C e que a temperatura no início do trecho de descida será de 50 °C, ou seja, utilizou-se um $\Delta T_{\text{máx}} = 300^\circ\text{C}$.

3.3 Lógica do programa de cálculo



4.RESULTADOS

Através de um programa automático de cálculo desenvolvido a partir da lógica acima descrita, forma geradas soluções para um conjunto de veículos tipo para declives de 1.000 a 12.000 metros de comprimento e inclinação de 1 a 12%.

O primeiro conjunto de soluções contempla veículos que atendem aos critérios estabelecidos na resolução 777/93 do CONTRAN.

Os resultados tabelados em Lucas (2004) mostram que as condições de desempenho dos 4 veículos avaliados, como era de se esperar, são muito parecidos. A título de exemplificação da gama de valores de velocidade encontrados para esta condição, apresenta-se os resultados

para uma composição do tipo um cavalo mecânico 4x2 com potencial nominal do motor de 380 cv, o qual permite a utilização de 277 cv como potência de frenagem-motor, acoplado a um semi-reboque de 3 eixos trafegando na condição de máximo PBTC legal de 41,5t.

Tabela 2: Velocidades permitidas (km/h) –Cavalo 4x2 + SR3 - P_{BM} : 277 cv

| i[%]/L[m] | 1000 | 2000 | 3000 | 4000 | 5000 | 6000 | 7000 | 8000 | 9000 | 10000 | 11000 | 12000 |
|-----------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-------|-------|-------|
| 1% | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV |
| 2% | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV |
| 3% | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV |
| 4% | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV |
| 5% | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | 67 | 64 |
| 6% | QV | QV | QV | QV | 64 | 56 | 51 | 49 | 47 | 45 | 44 | 43 |
| 7% | QV | QV | 72 | 50 | 44 | 40 | 38 | 37 | 36 | 35 | 35 | 34 |
| 8% | QV | QV | 46 | 38 | 34 | 32 | 31 | 30 | 29 | 29 | 28 | 28 |
| 9% | QV | 53 | 35 | 31 | 28 | 27 | 26 | 25 | 25 | 25 | 24 | 24 |
| 10% | QV | 39 | 29 | 26 | 24 | 23 | 23 | 22 | 22 | 21 | 21 | 21 |
| 11% | QV | 31 | 25 | 22 | 21 | 20 | 20 | 20 | 19 | 19 | 19 | 19 |
| 12% | QV | 26 | 22 | 20 | 19 | 18 | 18 | 17 | 17 | 17 | 17 | 17 |

Na tabela 2 e seguintes, a sigla QV significa Qualquer Velocidade abaixo do limite de 80 km/h, utilizado como limite superior na geração das soluções. Na tabela 3 a sigla NCD significa que veículo Não Consegue Descer o trecho especificado, devido ao aparecimento do fenômeno “fade” no sistema de freios de serviço.

No segundo conjunto de soluções, também tabelados em Lucas (2004), explorou-se a condição mais geral dos veículos que não atendem à supracitada resolução, pelo fato de terem sido fabricados na década de 80, antes da entrada em vigor da legislação atual. A título de exemplo, apresenta-se os resultados para um caminhão plataforma MB 1313 trucado (3 eixos), com potencia nominal do motor de 130 cv, que consegue extrair de seu motor uma potência de frenagem estimada em cerca de 52 cv, trafegando na condição de máximo PBTC legal de 23t.

Tabela 3: Velocidades permitidas (km/h) – MB 1313 truck - P_{BM} : 52 cv

| i[%]/L[m] | 1000 | 2000 | 3000 | 4000 | 5000 | 6000 | 7000 | 8000 | 9000 | 10000 | 11000 | 12000 |
|-----------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-------|-------|-------|
| 1% | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV |
| 2% | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV |
| 3% | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV | QV |
| 4% | QV | QV | QV | QV | QV | 38 | 32 | 30 | 28 | 27 | 26 | 25 |
| 5% | QV | QV | QV | 28 | 23 | 21 | 20 | 19 | 18 | 18 | 17 | 17 |
| 6% | QV | QV | 23 | 18 | 16 | 15 | 14 | 14 | 14 | 13 | 13 | 13 |
| 7% | QV | 26 | 16 | 14 | 13 | 12 | 11 | 11 | 11 | 11 | 11 | 10 |
| 8% | QV | 17 | 13 | 11 | 10 | 10 | 9 | 9 | 9 | 9 | 9 | 9 |
| 9% | QV | 13 | 10 | 9 | 9 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 |
| 10% | QV | 11 | 9 | 8 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 |
| 11% | 26 | 9 | 7 | 7 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 |
| 12% | 16 | 8 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | NCD | NCD | NCD | NCD | NCD |

Nota-se, neste caso, que a limitação da potência do freio motor impõe severas restrições de velocidade já para declives de apenas 4% de inclinação. Em declives de 6%, comuns em trechos longos de serras, o desempenho já é crítico para comprimentos de rampas de apenas 3.000m.

4.1. Estudo de Caso

No sentido de aplicar o modelo a uma situação realista envolvendo uma frota composta de diversos tipos de caminhões e CVCs escolheu-se o trecho entre os km 40,20 e 52,55 da SP-050 (Via Anchieta), que liga São Paulo ao porto de Santos. O trecho foi escolhido por apresentar um comprimento de cerca de 12.800 metros e uma declividade média de 5,75%, o que exige um desempenho excepcional dos sistemas de freios que equipam os veículos de carga.

Os veículos selecionados são os seguintes:

1. Caminhão plataforma de 3 eixos U3, com motor de 200cv, PBTC = 23t e $P_{BM} = 153,53$ cv
2. CVC do tipo 2S3, com motor de 380cv, PBTC = 41,5t e $P_{BM} = 277$ cv
3. CVC do tipo 2S3e (com eixos espaçados no SR), com motor de 380 cv, PBTC = 45t e $P_{BM} = 307$ cv
4. CVC do tipo 3S2B2, com motor de 420 cv, PBTC = 57t e $P_{BM} = 380,5$ cv
5. Caminhão plataforma de 2 eixos U2, com motor de 130 cv, PBT = 16t e $P_{BM} = 20$ cv
6. Caminhão plataforma de 3 eixos U3, com motor de 130 cv, PBT = 23t e $P_{BM} = 20$ cv
7. Caminhão plataforma de 2 eixos U2, com motor de 130 cv, PBT = 16t e $P_{BM} = 52$ cv
8. Caminhão plataforma de 3 eixos U3, com motor de 130 cv, PBT = 23t e $P_{BM} = 52$ cv
9. CVC do tipo 2S3, com motor de 190 cv, PBTC = 41,5t e $P_{BM} = 150$ cv (bem menor que a exigida pela legislação atual)
10. CVC do tipo 2S3, com motor de 310 cv, PBTC = 45t e $P_{BM} = 250$ cv (próxima à exigida pela legislação atual)
11. CVC do tipo 2S3, com motor de 440 cv, PBTC = 45t $P_{BM} = 350$ cv (maior do que a exigida por lei)

Todos os veículos transportam a carga máxima permitida pela “lei da balança”. Os veículos 1 a 4 atendem à resolução 777/93 do CONTRAN. Os veículos 5 a 8 não atendem à citada resolução. Os veículos 9, 10 e 11 estão colocados no exemplo para ilustrar uma prática muito realizada pelo mercado de utilizar veículos com faixas de potência útil muito diferentes para tracionar a mesma carga (neste caso, 41.500 kg).

Tabela 4: Velocidades recomendadas (km/h)– Via Anchieta

| Veículo | Carga transportada (kg) | Potência de frenagem (cv) | Velocidade de segurança (km/h) |
|------------|-------------------------|---------------------------|--------------------------------|
| Veículo 1 | 23.000 | 153,53 | 48 |
| Veículo 2 | 41.500 | 277 | 46 |
| Veículo 3 | 46.000 | 307 | 45 |
| Veículo 4 | 57.000 | 380,50 | 49 |
| Veículo 5 | 16.000 | 20 | 7,5 |
| Veículo 6 | 23.000 | 20 | 5,3 |
| Veículo 7 | 16.000 | 52 | 20 |
| Veículo 8 | 23.000 | 52 | 14 |
| Veículo 9 | 41.500 | 150 | 23 |
| Veículo 10 | 41.500 | 250 | 41 |
| Veículo 11 | 41.500 | 350 | 63 |

6. ANÁLISE DOS RESULTADOS E CONCLUSÕES

Os resultados da investigação permitem concluir que, para a frota de caminhões e CVCs com mais de dez anos de uso, as velocidades operacionais são muito baixas e, apesar de, individualmente, serem tecnicamente capazes de percorrer um trecho crítico sem comprometer as condições de segurança de frenagem, o diferencial de sua velocidade em relação ao tráfego de veículos leves (automóveis, camionetas e furgões) nesses trechos, permitem prever conflitos e formações de pelotões os quais, à semelhança do que ocorre em aclives longos, aumentam consideravelmente a probabilidade de acidentes (colisões e abalroamentos) envolvendo esses veículos lentos e os demais usuários da rodovia.

Outra constatação é que os veículos que atendem à resolução 777/93 têm desempenhos operacionais em declives longos e acentuados muito próximos uns dos outros, com pequenas variações advindas das características técnicas dos projetos de cada veículo, conforme pode ser observado na tabela 4. Os primeiros quatro veículos, que atendem à dita resolução, podem descer o trecho de serra da Via Anchieta com velocidades que variam entre 45 e 49 km/h, ou seja, com uma variação de cerca de 9%, valor bastante razoável e aceitável quando comparado com os veículos que não atendem à resolução do CONTRAN, cujas velocidades operacionais no exemplo de rodovia utilizado, variam muito entre si, com velocidades que vão desde 5 até 40 km/h. Tal gama de variação de velocidades não deixa de ser um obstáculo para os projetistas de rodovias que têm que adequar seus projetos a veículos com desempenhos muito diferenciados.

Com relação à temperatura do sistema de freios, os resultados demonstram que a mesma está intimamente relacionada com a relação potência de frenagem sobre PBTC utilizada na descida. Quanto maior essa potência menor será a temperatura do sistema de freio de serviço. Em outras palavras, se vier a ser fixada uma relação mínima de potência/PBTC para minorar o impacto de veículos pesados nos aclives esta regulamentação favorecerá também a condição de frenagem em declives longos.

No mesmo sentido, os resultados permitem concluir também que, na medida em que a frota brasileira seja substituída por veículos que atendam ao critério estabelecido na Resolução nº 777 do CONTRAN o problema do diferencial de velocidade de caminhões e CVCs em rampas longas será significativamente menor.

Do ponto de vista de encaminhamento de soluções alternativas para o problema de diferencial de velocidade dos caminhões e CVCs na corrente de tráfego em declives longos, enquanto não for viável a substituição da tecnologia veicular operada nas rodovias brasileiras, sugere-se a substituição dos grupos moto-propulsores por conjuntos de maior potência, ou a construção de faixas adicionais de tráfego em trechos críticos, seguindo critérios semelhantes aos adotados para estas faixas em aclives.

Agradecimentos

Os autores agradecem o apoio financeiro recebido do CNPq, na forma de uma bolsa de estudos durante o último ano do programa de mestrado do Eng. Manuel de Jesus Lucas e ao Prof.Dr. Antonio Carlos Canale, pelo apoio técnico na elaboração da pesquisa.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AASHTO (1994) - *AMERICAN ASSOCIATION OF STATE HIGHWAY AND TRANSPORTATION OFFICIALS - A Policy on Geometric Design of Highways and Streets*. Washington, D.C., EUA.
- ABNT (1994) NBR 5532 Componentes e sistemas de Freios para Veículos Rodoviários, Associação Brasileira de Normas Técnicas, Rio de Janeiro, RJ.
- Canale, A. C. (1989) *Automobilística: dinâmica e desempenho*. Editora Érica, São Paulo, SP.
- CEE (2003) ECE-R-13 Uniform Provisions Concerning the Approval of Vehicles of Categories M, N and O with Regard to Braking, European Economic Community, Brussels, Belgium.
- CEL-COPPEAD (2003) Transporte de Carga no Brasil – Ameaças e Oportunidades para o Desenvolvimento do País. Disponível em <http://www.coppead.ufrj.br/pesquisa/cel/new/fs-busca.htm?fr-pesq-trans.htm>, acessado em 15/06/2004.
- COBREQ (2003) Características Essenciais das Lonas e Pastilhas de Freio, Disponível em: <http://www.cobreq.com.br/home.htm>, link: informações técnicas, acesso em 24/02/2003.
- CONTRAN (1993) Resolução 777/93, de 23/12/1993 – Dispõe sobre os procedimentos para avaliação dos sistemas de freios de veículos para veículos pesados, Conselho Nacional de Trânsito, Brasília, DF..
- del Debbio, D. (1991) “Top Brake” – O novo sistema Mercedes-Benz de freio motor para os motores turboalimentados da família 400, com e sem intercooler – Apresentado ao VI SIMEA – Simpósio de Engenharia Automotiva, São Paulo – SP.
- Demarchi, S. H. e Setti, J.R.A. (1998) Desempenho de Caminhões em Rampas Ascendentes, in Anais do XII ANPET, Fortaleza, CE, pp.17-28.
- Demarchi, S. H. e Setti, J.R.A. (1999) Caracterização da Relação Massa/Potência de Caminhões em Rodovias do Estado de São Paulo, Transporte em Transformação IV, Trabalhos vencedores do Prêmio CNT 1999, Makron Books, São Paulo, SP
- DNER (1999) Manual de Projeto Geométrico de Rodovias Rurais. Departamento Nacional de Estradas de Rodagem, IPR, Rio de Janeiro, RJ.
- DNIT (2003) Plano Nacional de Viação 2003, Ministério dos Transportes DNIT, Brasília, DF.
- Fernandes, D.L.G. (1994) - Estudo da Frenagem de Autoveículos Rodoviários Pesados. Dissertação de Mestrado, EESC-USP, São Carlos, SP.
- GEIPOT (2001) Anuário Estatístico de Transportes – Capítulo 5 – Transporte Rodoviário - Empresa Brasileira de Planejamento de Transportes – Ministério dos Transportes – Brasil. Disponível em: <http://www.geipot.gov.br/anuario2001/rodoviario/rodo.htm>, acessado em: 15/03/2003.
- Kabbach Jr., F. I. (1992) Contribuição para o Estudo de Implantação de Faixas Adicionais em Rampas Ascendentes de Rodovias de Pista Simples. Tese (Doutorado), EPUSP, São Paulo, SP.
- Lucas, M. J. (2004) Faixas Adicionais para Trechos de Rodovias com Declives Longos Considerando os Aspectos Técnicos da Frenagem de Veículos de Carga, Dissertação de Mestrado, EESC-USP, São Paulo, SP, 106 páginas.
- Machado Neto, E. e Setti J.R.A. (1996) O Problema da Sobrecarga na Operação de Veículos Pesados em Rodovias no Brasil, in Anais do X ANPET, Brasília, DF, pp.651-658.
- Melo R. A. (2002) Faixas Adicionais para Aclives de Rodovias de Pista Simples Brasileiras – Uma Adaptação dos Critérios da AASHTO, Tese de Doutorado, EESC-USP, São Carlos, SP, 178 páginas.
- Reis, N. G. dos (1996) Viabilidade da Operação do Duplo Semi-Reboque de Cinco Eixos no Brasil, Dissertação de Mestrado, EESC-USP, São Carlos, SP, 319 páginas.

Manuel de Jesus Lucas
R. Libório Marino 261
13564-340 São Carlos - SP
manuel.lucas@bol.com.br

João Alexandre Widmer
STT/EESC-USP
Av. do Trabalhador São-carlense 400
13566-590 São Carlos – SP
widmer@sc.usp.br