

ANÁLISE COMPARATIVA DOS MODELOS DE DESEMPENHO INCORPORADOS AO SIMULADOR TRUPER

Sergio Henrique Demarchi
Nayara Soares Klein

Universidade Estadual de Maringá
Departamento de Engenharia Civil

RESUMO

Este artigo apresenta a descrição de um simulador de desempenho de veículos rodoviários denominado TruPer. O desempenho é simulado a partir do equilíbrio entre forças tratoras e de resistências que atuam sobre o veículo em movimento, tomando como base dois modelos distintos. No primeiro modelo, denominado simplificado, as trocas de marcha são desconsideradas e a potência do motor é admitida constante, ao contrário do modelo completo, que considera as reduções das marchas e a variação da potência em função da rotação do motor. A análise comparativa de curvas de desempenho geradas por ambos os modelos mostra que os resultados obtidos são similares para caminhões com maior número de marchas e curvas de potência plana para rotações mais altas, mas para alguns veículos com menor número de marchas são verificadas diferenças de até 20% nas velocidades médias e de 35% nas velocidades instantâneas.

ABSTRACT

This paper describes TruPer, a road vehicle performance simulation tool. Performance simulation is based on the equilibrium between tractive force and resistances acting on a moving vehicle, which are computed according to two different models. With the first model, named simplified, gear shifts are neglected and power engine is assumed constant. On the other hand, gear shifts and engine power varying as a function of engine speed are explicitly incorporated into the detailed model. The comparison of performance curves generated by both models indicates that results are similar for trucks with higher number of gears and flat power curve for higher engine speeds, but for others vehicles with lower number of gears, the difference between average speeds is 20% and the difference between spot speeds estimated by simplified and detailed models is 35%.

1. INTRODUÇÃO

A previsão do desempenho de veículos é importante para o projeto geométrico e a análise operacional de rodovias. Para o projeto do perfil longitudinal, a verificação da necessidade de implantação de faixas adicionais e definição de seu comprimento são baseadas na elaboração de curvas de desempenho que expressam a redução da velocidade imposta a um caminhão na medida em que este percorre um greide ascendente. As curvas de desempenho são também utilizadas na determinação de equivalentes veiculares para caminhões, o que é uma das etapas do método de determinação do nível de serviço de rodovias.

Para prever o desempenho de veículos rodoviários, existem modelos analíticos, baseados na 2ª lei de Newton, em que a aceleração do veículo é calculada em função das forças de propulsão e de resistência que atuam sobre um veículo em movimento (Huff e Scrivner, 1955; Smith, 1970; Silveira, 1974; St. John e Kobett, 1978; Olson *et al.*, 1984; Archilla e de Cieza, 1996; SAE, 1996). Dado que a aceleração é a segunda derivada da distância percorrida e primeira derivada da velocidade, distâncias e velocidades são obtidas a partir da resolução de uma equação diferencial de segunda ordem, do tipo $\ddot{x} = f(\dot{x}, x)$, em que x é a distância percorrida (Rakha *et al.*, 2001). A solução deste tipo de equação normalmente só é possível através de integração numérica.

Embora este tipo de problema possa ser resolvido de forma simples em alguns casos, situações em que são consideradas uma sequência de rampas de diferentes inclinações, trocas de

marcha e potência variável em função da rotação do motor, a integração numérica torna-se mais complexa. Neste caso, é mais simples calcular velocidades e distâncias para pequenos incrementos de tempo de forma iterativa, utilizando uma planilha eletrônica. No entanto, o uso de incrementos de tempo pequenos, necessários para uma maior precisão dos resultados, produz planilhas muito grandes, especialmente no caso de segmentos mais longos. Além do mais, a consideração de trocas de marcha e mudanças de greide exigem a verificação manual dos valores das variáveis que devem ser utilizados nas equações de desempenho num determinado intervalo de tempo, tornando tedioso o processo de montagem das equações, especialmente quando são realizadas várias simulações para cenários distintos.

Para agilizar o processo de cálculo de acelerações, velocidades e distâncias, eliminando assim as dificuldades mencionadas, um simulador de desempenho de veículos rodoviários e ferroviários, denominado TruPer, foi desenvolvido. O propósito deste trabalho é, portanto, descrever a concepção básica deste simulador, apresentando detalhes sobre dois modelos de desempenho utilizados nas simulações e, em seguida, comparar os resultados obtidos a partir da aplicação de ambos os modelos para três diferentes perfis longitudinais de rodovias. O trabalho está dividido em 5 itens, incluindo esta introdução. No item 2 são descritos os modelos completo e simplificado existentes no simulador. No item 3 são apresentados os dados dos veículos e a configuração geométrica dos cenários utilizados nas simulações. No item 4 os resultados são comparados e, no último item, são apresentadas as considerações finais do trabalho.

2. CONCEPÇÃO DOS MODELOS

TruPer é uma macro em Visual Basic e que trabalha dentro do ambiente de planilha Excel, criada em 1997 com o propósito inicial de validar o modelo de desempenho de caminhões incorporado ao simulador INTEGRATION (Rakha, 2002). O nome TruPer é formado pelas iniciais de “Truck Performance”, ou “Desempenho de Caminhões”.

A versão preliminar foi sendo atualizada constantemente desde então, sendo incorporados diversos aspectos, tais como a possibilidade de simulação de caminhões e automóveis considerando-se as trocas de marcha. Em setembro de 1999, TruPer passou a incluir um módulo para simulação do desempenho de composições ferroviárias, com a possibilidade de representar os processos de aceleração e frenagem de trens. Em dezembro de 2003, foi incluído um modelo de frenagem para veículos rodoviários que permite a simulação, por exemplo, da operação de um sistema de transporte coletivo por ônibus.

O termo desempenho engloba vários aspectos relacionados à interação veículo-via, tal como a redução de velocidade existente quando um veículo movimenta-se em uma rampa ascendente. Portanto, TruPer simula somente o desempenho de um veículo isolado, ou seja, a velocidade e aceleração do veículo em um dado instante são limitadas exclusivamente pelo próprio desempenho do veículo, e não devido à interação com outros veículos na via.

TruPer incorpora dois modelos para a simulação do desempenho de veículos rodoviários, ou seja, um *modelo simplificado* e um *modelo completo*. O modelo simplificado considera que a potência é constante e independente da velocidade do veículo. Nesse modelo não são consideradas trocas de marcha. No modelo completo, por sua vez, são consideradas trocas de marcha e a potência varia em função da rotação do motor, como ocorre na realidade.

O processo de simulação inicia-se com a entrada de dados do veículo e da configuração geo-

métrica da via, através de planilhas ou caixas de diálogo que são mostradas na tela durante a execução do programa. Em seguida, o usuário pode optar pelo modelo simplificado ou completo (descritos nos itens 2.1 e 2.2, respectivamente) para calcular as forças que atuam no veículo em movimento e, em seguida, sua aceleração através da segunda lei de Newton. A velocidade e distância percorrida a cada incremento de tempo são obtidas através de equações da cinemática. Os resultados são impressos em planilha a cada iteração ou somente em intervalos de velocidade definidos pelo usuário, em pontos de mudança de inclinação da rampa, nos instantes de troca de marcha (caso o modelo completo seja utilizado) e no instante em que o veículo inicia o processo de frenagem (caso esta opção for selecionada).

2.1. Modelo Simplificado

As equações de desempenho de caminhões, ônibus e automóveis utilizadas no modelo simplificado são baseadas no procedimento J2188 da SAE (1996), sendo que alguns dos valores originais dos coeficientes foram adaptados visando a conversão de unidades para o sistema métrico. O esquema de forças que atuam sobre um veículo em movimento e as equações para cálculo dessas forças pode ser visualizado na Figura 1. A nomenclatura das principais variáveis utilizadas no modelo é mostrada na Tabela 1.

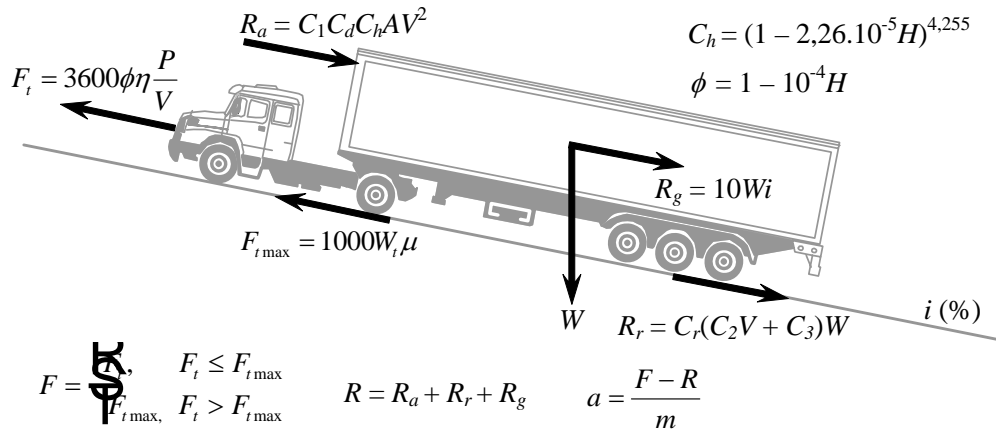


Figura 1: Modelo simplificado de desempenho

Tabela 1: Nomenclatura das principais variáveis utilizadas em TruPer

Definição	Definição
V velocidade (km/h)	R resistência total (N)
a aceleração (m/s^2)	R_a resistência aerodinâmica (N)
F força motriz (N)	R_r resistência de rolamento (N)
F_t força de tração (N)	R_g resistência de rampa (N)
$F_{m\acute{a}x}$ força de tração máxima (N)	C_1 constante = 0,047285
P potência do motor (kW)	C_d coeficiente de arrasto
η coeficiente de eficiência da transmissão	C_h coeficiente de correção devido à altitude
W peso do veículo (N)	H altitude (m)
m massa do veículo (kg)	A área frontal (m^2)
W_{ta} peso do veículo atuante no eixo motriz (N)	C_2 constante para tipo de pneu
μ coeficiente de atrito estático pneu-pavimento	C_3 constante para tipo de pneu
i inclinação da rampa (%)	C_r coeficiente de rolamento

Os coeficientes C_1 , C_2 , C_3 , C_d e C_r são coeficientes de calibração do modelo de desempenho, obtidos da literatura (Götz, 1987; SAE, 1996; Fitch, 1994) e validados a partir da comparação

de curvas de desempenho obtidas analiticamente os perfis de velocidade observados em campo (Demarchi *et al.*, 2001). O coeficiente C_h , utilizado para corrigir a resistência aerodinâmica em virtude de o ar ser mais rarefeito conforme aumenta a altitude, é baseado na fórmula de Watanada (1987). Da mesma forma, o valor de ϕ representa a perda de potência do motor em função da altitude para veículos que não possuem motor turbo-aspirado, sendo aproximadamente igual a 0,01 para cada 100 m de altitude (SAE, 1987; Fitch, 1994).

2.2. Modelo Completo

Assim como ocorre para o modelo simplificado, o modelo completo também toma por base as equações mostradas na Figura 1 para simular o desempenho dos veículos. A diferença básica entre os modelos é que, no caso do modelo completo, torna-se necessário determinar a rotação do motor em função da velocidade do veículo e da marcha utilizada:

$$N = \frac{V g_t g_d}{0,12 \pi r} \quad (1)$$

em que V : velocidade do veículo [km/h];

N : número de revoluções por minuto do virabrequim [rpm];

r : raio de giro do pneu [m];

g_t : fator de redução na caixa de câmbio; e

g_d : fator de redução no diferencial.

Em seguida, a potência utilizada é determinada em função da rotação, a partir de interpolação linear de pares ordenados de rotação e potência obtidos de catálogos de fabricantes. Entretanto, como é possível utilizar diferentes marchas para uma mesma velocidade, é necessário adotar um critério para definição de rotações mínimas e máximas em que as mudanças de marchas são realizadas. A amplitude do intervalo de rotações efetivamente utilizado deve ser determinada de forma a reduzir o consumo específico de combustível na maioria das situações (Fitch, 1994), conforme mostrado na Figura 2a. Além disso, nas trocas de marcha, a rotação do limite inferior do intervalo não deve ser muito menor que a rotação correspondente ao torque máximo, indicado na Figura 2b. Ambos os limites garantem que maiores potências sejam utilizadas, conforme é indicado na Figura 2c.

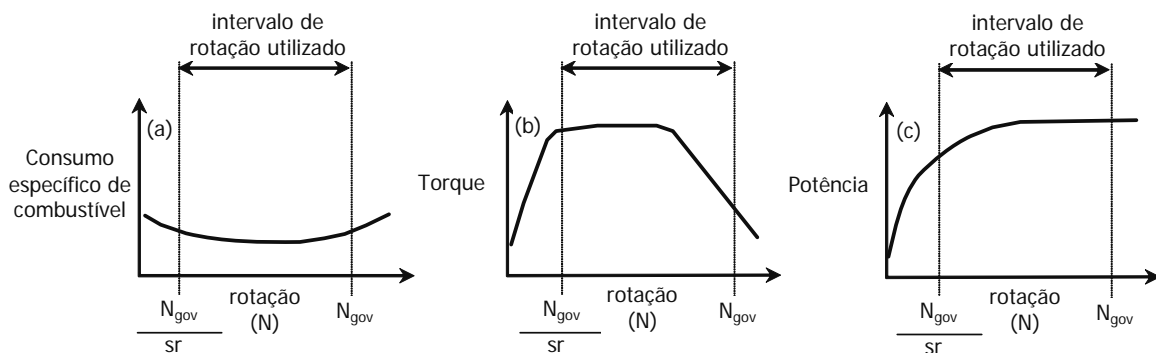


Figura 2: intervalo de rotações efetivamente utilizadas na simulação

A rotação máxima é definida, no caso de alguns modelos de caminhão, por um governador, que é um dispositivo que faz com que a potência do motor seja reduzida de forma significativa para rotações maiores que a rotação máxima, chamada rotação de governo (N_{gov} , indicada

na Figura 2). Desta maneira, o motorista deve mudar para uma marcha numericamente maior, ou seja, de redução menor, para manter a velocidade vigente ou continuar acelerando. O mesmo princípio pode ser utilizado para automóveis, considerando, no entanto, que N_{gov} seria a rotação típica em que o motorista realiza a troca de marchas.

A rotação mínima é determinada através da relação entre a rotação de governo e a razão entre as reduções de duas marchas consecutivas (*split ratio*). Se o veículo está acelerando, uma marcha numericamente maior será selecionada quando a rotação $N \geq N_{gov}$. A rotação após a mudança de marcha é calculada da seguinte forma:

$$N_{i+1} = \frac{N_{gov}}{sr_i}, \quad sr_i = \frac{g_i}{g_{i+1}}, \quad i < g_n \quad (2)$$

em que N_{i+1} : rotação após mudança para marcha $i + 1$ (rpm);

N_{gov} : rotação de governo (rpm);

sr_i : *split ratio*, ou seja, a razão entre os fatores de redução das marchas i e $i + 1$;

g_i : fator de redução da marcha i ;

g_{i+1} : fator de redução da marcha $i+1$; e

g_n : última marcha, ou seja, marcha numericamente mais alta (de menor redução).

O contrário ocorre quando o veículo está desacelerando. A mudança de marcha deve ser feita quando $N \leq N_{gov}/sr_{i-1}$:

$$N_{i-1} = \frac{N_i}{sr_{i-1}} = N_{gov}, \quad sr_{i-1} = \frac{g_{i-1}}{g_i}, \quad i > 1 \quad (3)$$

em que N_{i-1} : rotação após mudança para marcha $i - 1 = N_{gov}$ (rpm);

sr_{i-1} : razão entre os fatores de redução das marchas $i - 1$ e i ; e

g_{i-1} : redução da marcha $i - 1$.

3. GERAÇÃO DAS CURVAS DE DESEMPENHO

A comparação dos resultados obtidos através dos modelos simplificado e completo existentes em TruPer é interessante pois nem sempre todos os dados para calibração do modelo completo – especialmente as curvas de potência – estão disponíveis nos manuais dos veículos e catálogos de fabricantes. Na falta desses dados, a única alternativa é utilizar o modelo simplificado, cujos dados de calibração são normalmente mais acessíveis.

Para comparar os resultados, curvas de desempenho foram geradas para nove tipos diferentes de veículos, dentre os quais dois automóveis e sete caminhões. Os parâmetros de calibração relativos a esses veículos, mostrados na Tabela 2, foram obtidos a partir de diversas fontes: no caso dos automóveis, foram consultados os catálogos de fabricantes e páginas da Internet (Best Cars, 2005). No caso dos caminhões, foram consultados catálogos de fabricantes e publicações especializadas (Autodata, 1997 e 1998). Deve ser observado ainda que a área frontal e coeficiente aerodinâmico dos automóveis foram escolhidos de forma que as velocidades máximas em cada uma das marchas correspondessem aos valores fornecidos pelos fabricantes.

Além dos parâmetros mostrados na Tabela 2, que são específicos para cada tipo de veículo,

existem outros parâmetros de calibração considerados iguais para todos os tipos de veículos. Assim, foram definidos a eficiência da transmissão $\eta = 0,94$, o coeficiente de aderência pneu-pavimento $\mu = 0,6$ e o coeficiente de rolamento $C_r = 1,7$, considerando um pavimento asfáltico com condições razoáveis de conservação. As constantes para o tipo de pneu são $C_2 = 4,1$ e $C_3 = 0,0255$, considerando pneus do tipo radial (SAE, 1996).

Tabela 2: Parâmetros dos veículos para calibração do modelo de desempenho

fabricante	Volkswagen	Fiat	Mercedes Benz	Mercedes Benz	Ford	Mercedes Benz	Mercedes Benz	Scania	Volvo
modelo	Gol 1.0 8V	Palio 1.0 ED	914	L-1113	14000 HD	1938S	LS 1634	T113H 320	NL 12 410
motor		178A3011	MB OM-366	MB OM-352	MWM 6.10	OM-457 LA	OM-447 LA	DSC 11-21	TD 123 ES
P_{\max} (kW)	42,0	44,9	100,0	95,5	104,0	280,0	265,0	235,0	289,8
N^* (rpm)	5000	6000	2600	2800	2800	1900	1900	1900	2000
N_{gov}	6500	4500	2600	2800	2800	1900	1900	1900	2000
N_{pk}	4000	3000	1600	2000	1600	1200	1150	1200	1300
formato da curva de potência									
W (kg)	1100	1090	8500	21850	20600	41500	41500	41500	63000
W_{ta} (kg)	616	616	5600	8600	10000	10000	10000	10000	17000
C_d	0,40	0,45	0,80	0,70	0,70	0,90	0,90	0,90	0,90
A (m ²)	2,28	2,25	7,70	6,50	7,00	8,00	8,00	9,00	9,50
r (m)	0,280	0,281	0,389	0,489	0,495	0,510	0,509	0,522	0,549
g_d	1 ^a	3,900	4,091	8,470	6,360	8,050	11,720	13,090	13,510
	2 ^a	2,118	2,238	4,640	3,310	4,350	7,920	9,000	10,070
	3 ^a	1,286	1,520	2,770	2,140	2,450	5,370	5,920	7,550
	4 ^a	0,969	1,156	1,790	1,410	1,480	3,640	3,900	5,660
	5 ^a	0,800	0,971	1,290	1,000	1,000	2,670	2,860	4,240
	6 ^a			1,000			1,790	1,960	3,190
	7 ^a						1,220	1,290	2,380
	8 ^a						0,830	0,850	1,780
g_d		4,777	4,357	3,636	6,143	5,860	3,830	3,830	3,400
									4,120

N^* é a rotação correspondente à potência máxima P_{\max}

Todos os veículos foram simulados nos seguintes cenários:

- rampa ascendente de 2% de inclinação e 3000 m de extensão, supondo veículos com velocidade inicial de entrada na rampa igual a 0 km/h ou 90 km/h;
- rampa ascendente de 5% de inclinação e 3000 m de extensão, considerando veículos com velocidade inicial de entrada na rampa igual a 0 km/h ou 90 km/h; e
- sequência de 11 rampas com diferentes inclinações e extensão total de 8000 m, conforme é mostrado na Figura 3.

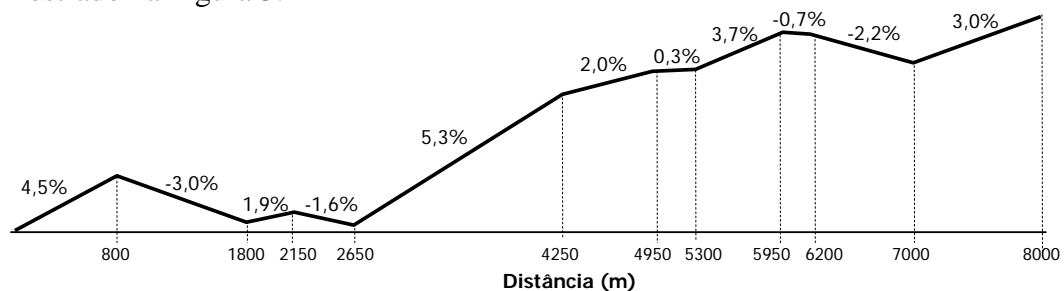


Figura 3: Sequência de rampas e respectivas magnitudes

4. ANÁLISE DOS RESULTADOS

No total foram realizadas 94 simulações, abrangendo todas as combinações de cenários e suposições apresentadas no item 3. A título de exemplo, na Figura 4a são mostradas as curvas de desempenho obtidas para um caminhão MB L-1113, trafegando nas rampas de 2% e 5% de inclinação, partindo com velocidade inicial de 0 km/h. Na Figura 4b são mostradas as curvas de desempenho do mesmo modelo de caminhão trafegando na seqüência de 11 rampas.

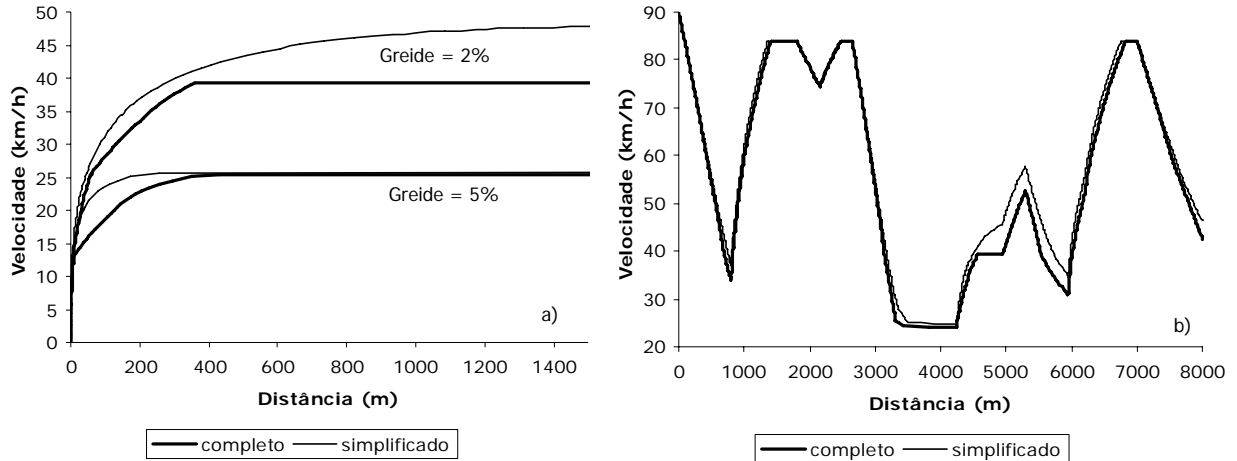


Figura 4: Curvas de desempenho para um caminhão MB L-1113 trafegando em
a) rampas de 2% e 5% ; b) seqüência de rampas

A análise dos resultados consistiu inicialmente na comparação das diferenças entre as velocidades médias, calculadas a partir da relação entre distância percorrida e tempo de percurso. Em seguida, foram determinadas as maiores diferenças entre velocidades instantâneas das curvas dos modelos completo e simplificado para uma mesma distância percorrida. As diferenças relativas entre velocidades médias ou instantâneas foram calculadas através de:

$$\Delta V\% = \frac{V_s - V_c}{V_c} \quad (4)$$

em que $\Delta V\%$: diferença relativa entre velocidades médias ou instantâneas;

V_s : velocidades médias ou instantâneas, estimadas pelo modelo simplificado (km/h);

e

V_c : velocidades médias ou instantâneas, estimadas pelo modelo completo (km/h).

A Figura 5 compara as velocidades médias e instantâneas, estimadas através dos modelos simplificado e completo, para os veículos trafegando na rampa de inclinação constante de 2%, com velocidade inicial de 90 km/h. Considerando uma tolerância de 5% nos resultados, em virtude da variabilidade de desempenho normalmente observada na prática, é possível afirmar que não existe diferença significativa entre velocidades médias estimadas por ambos os modelos para a maioria dos veículos. Entretanto, a velocidade instantânea estimada pelo modelo simplificado para o caminhão MB L-1113 é de 8,4 km/h, ou seja, 20,8% maior que a estimada pelo modelo completo.

Na Figura 6 são comparadas as velocidades médias e velocidades instantâneas obtidas na simulação dos veículos na seqüência de 11 rampas. De uma forma geral, tanto as velocidades

médias como as velocidades instantâneas, estimadas pelos modelos completo e simplificado, são similares, exceto para dois dos caminhões. Para o caminhão MB L-1113, a diferença entre velocidades médias é igual a 2,6 km/h, sendo a velocidade estimada pelo modelo simplificado 5,6% maior que a estimada pelo modelo completo. A maior diferença obtida para velocidades instantâneas é de 6,3 km/h (16% maior). Para o caminhão F 14000 HD, a diferença entre velocidades médias é de 4,7 km/h (9,7% maior) e a diferença entre velocidades instantâneas é igual a 7,6 km/h (36,9% maior).

O mesmo tipo de análise foi realizado para a rampa de 2%, com velocidade inicial de 0 km/h, e rampa de 5%, com velocidades iniciais de 0 e 90 km/h. No entanto, devido à limitação de espaço, os gráficos correspondentes não são apresentados neste trabalho. Ao invés disso, a Tabela 3 apresenta as diferenças relativas entre velocidades, calculadas através da equação (4), sendo que as células coloridas em tom de cinza nesta tabela indicam as situações em que a diferença relativa entre velocidades estimadas para ambos os modelos é maior que 10%, ou seja, duas vezes a tolerância considerada de 5%.

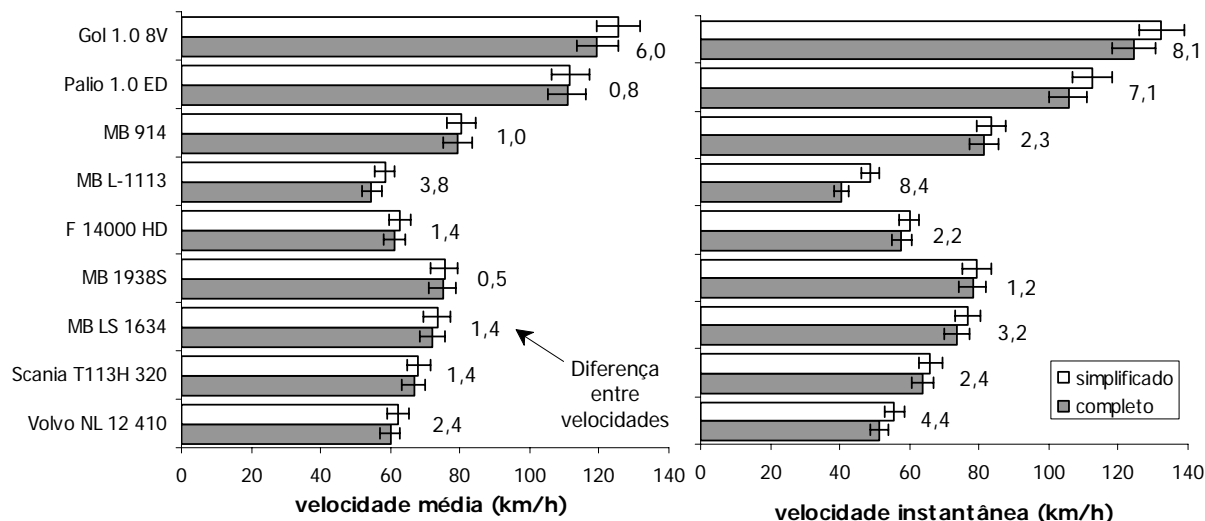


Figura 5: Comparação de velocidades médias e de velocidades instantâneas para a rampa de 2% e velocidade inicial de 90 km/h

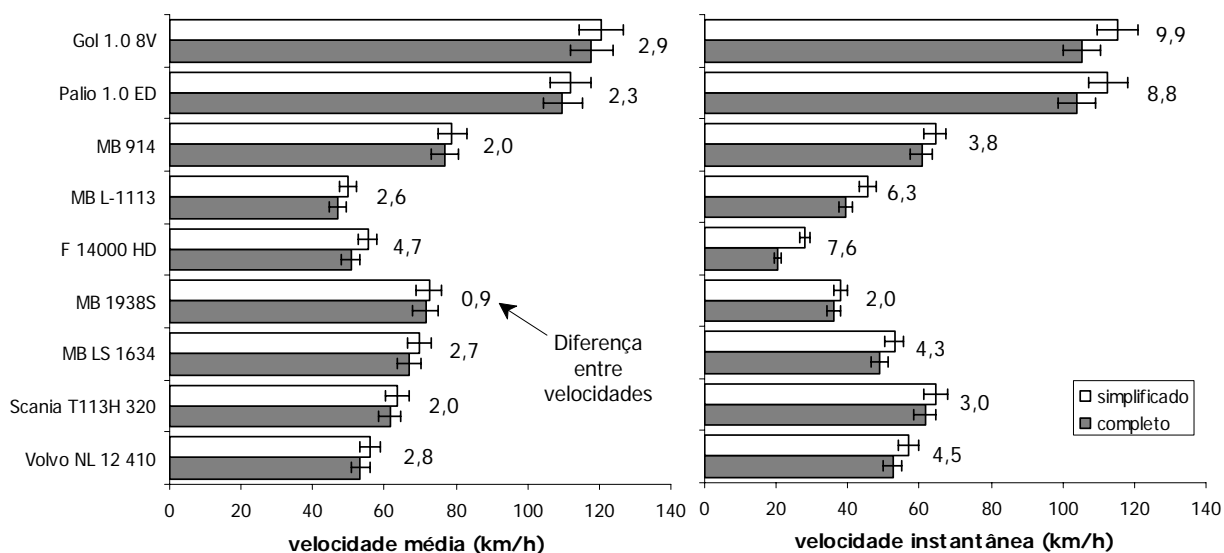


Figura 6: Comparação de velocidades médias e instantâneas para a sequência de rampas

Tabela 3: Diferenças relativas entre velocidades médias e instantâneas obtidas para os modelos simplificado e completo

configuração geométrica	greide de 2%				greide de 5%				sequência de rampas	
	0 km/h		90 km/h		0 km/h		90 km/h		90 km/h	
diferença de velocidades	média	máxima	média	máxima	média	máxima	média	máxima	média	máxima
Gol 1.0 8V	6,8%	10,0%	5,0%	6,5%	11,5%	13,1%	10,4%	13,1%	2,4%	9,4%
Palio 1.0 ED	2,8%	11,1%	0,7%	6,8%	5,3%	14,5%	2,6%	8,6%	2,1%	8,5%
MB 914	3,6%	5,3%	1,3%	2,8%	3,6%	9,3%	2,0%	6,8%	2,7%	6,3%
MB L-1113	18,3%	22,9%	7,0%	20,8%	3,6%	34,5%	2,9%	18,9%	5,6%	16,0%
F 14000 HD	7,5%	11,6%	2,3%	3,8%	20,5%	27,1%	14,4%	19,6%	9,4%	36,9%
MB 1938S	0,7%	1,9%	0,7%	1,6%	7,2%	8,7%	5,2%	9,0%	1,2%	5,4%
MB LS 1634	3,4%	6,9%	1,9%	4,4%	9,4%	10,9%	8,4%	11,9%	4,1%	8,7%
Scania T113H 320	2,7%	4,5%	2,2%	3,7%	1,9%	5,2%	2,0%	6,6%	3,2%	4,9%
Volvo NL 12 410	3,6%	8,1%	4,0%	8,6%	9,1%	9,7%	9,1%	14,9%	5,3%	8,5%

As células coloridas em tom de cinza representam casos em que a diferença relativa é maior que 10%

A análise da Tabela 3 mostra que maiores diferenças entre velocidades médias são observadas para caminhões do tipo MB L-1113 e F 14000 HD em praticamente todas as configurações de rampa e para o Gol 1.0 na rampa de 5% de inclinação. As diferenças máximas entre velocidades instantâneas obtidas para o greide de 2% ocorrem para o Palio 1.0 e o caminhão F 14000 HD, no caso da velocidade inicial ser igual a 0 km/h, e para o caminhão MB L-1113, com velocidades de entrada igual a 0 ou 90 km/h. Para o greide de 5% e velocidade inicial de 0 km/h, as diferenças relativas entre velocidades instantâneas são maiores que 10% para os automóveis Gol e Palio, e para os caminhões MB L-1113, F 14000 HD e MB LS 1634. Para o greide de 5% e velocidade inicial de 90 km/h, as diferenças relativas maiores que 10% são obtidas para o Gol e caminhões MB L-1113, F 14000 HD, MB LS 1634 e Volvo NL 12 410.

Um dos principais motivos para as diferenças observadas é a forma como as velocidades de equilíbrio são determinadas na simulação. Para ambos os modelos, a velocidade de equilíbrio é determinada no ponto em que as curvas de força tratora e de resistência se cruzam, conforme ilustrado na Figura 7. No caso do modelo simplificado, a velocidade de equilíbrio é obtida no cruzamento da curva de resistência com a curva de força motriz, cujo formato é hiperbólico em virtude da potência do motor ser considerada constante. No caso do modelo completo, o ponto de equilíbrio é obtido no cruzamento da curva de resistência com uma das curvas de esforço trator referentes às marchas do veículo. No entanto, se a curva de resistência estiver localizada entre duas curvas de esforço trator, conforme mostrado na Figura 7, a velocidade de equilíbrio no modelo completo corresponderá à maior velocidade que o veículo consegue desenvolver utilizando a marcha de maior redução (no exemplo, a 3ª marcha), mesmo que o valor do esforço motriz para esta velocidade seja maior que o valor da resistência.

Esta diferença na determinação da velocidade de equilíbrio é menos significativa no caso de veículos com um maior número de marchas (tais como os caminhões de maior porte) ou com curva de potência plana para rotações maiores (ver, por exemplo, os caminhões MB 1938 S e MB LS 1634 na Tabela 2. Nestes casos, as curvas de esforço trator do modelo completo tendem a se aproximar mais da curva de formato hiperbólico do modelo simplificado, pois nas rotações mais altas os valores de potência são os mesmos considerados em ambos os modelos. Por outro lado, a diferença é mais acentuada para curvas de potência cujo formato é ascendente (MB L-1113 e F 14000 HD) ou cuja potência máxima ocorre para uma rotação menor que a máxima (automóveis Gol 1.0 8V e Palio 1.0 ED).

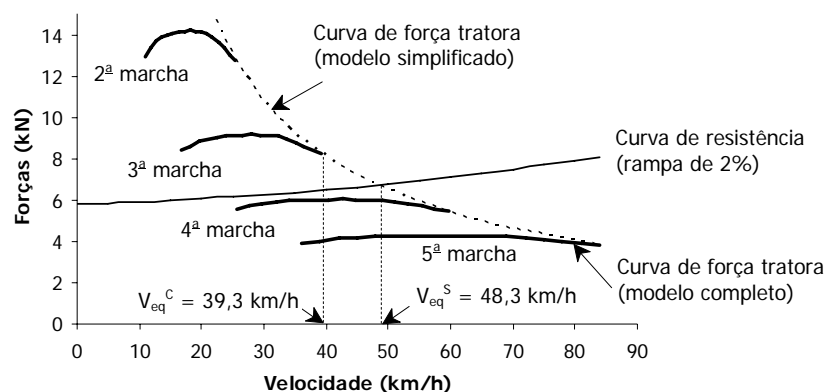


Figura 7: Velocidades de equilíbrio para os modelos completo e simplificado (MB L-1113)

A diferença entre a localização dos pontos de equilíbrio pode ocorrer também para veículos trafegando em declives. No caso do modelo completo, a velocidade máxima do veículo é li-

mitada pela rotação máxima do motor com o veículo utilizando a última marcha, o que pode não necessariamente corresponder ao equilíbrio definido no modelo simplificado. Neste caso, porém, é possível obter velocidades de equilíbrio semelhantes adotando um limite de velocidade para o modelo simplificado que corresponda à velocidade máxima do veículo, definida em função da rotação máxima efetivamente utilizada no funcionamento do motor.

Outro aspecto que interfere no desempenho previsto pelos modelos é o tempo em que o veículo permanece trafegando em rampa na sua velocidade de equilíbrio. Assim, quanto maior a magnitude do greide, maior o tempo trafegando na velocidade de equilíbrio. A Figura 8 mostra como as diferenças entre velocidades médias ou entre velocidades instantâneas variam para um caminhão MB L-1113 trafegando em rampas de 3000 m, com inclinação variando entre 0% e 8%. Para rampas de 0 e 1%, nas quais o equilíbrio não é atingido nos 3000 m, as velocidades médias e instantâneas estimadas pelo modelo simplificado não são maiores que 10% em relação aos respectivos valores estimados pelo modelo completo. Para greides de inclinação maior ou igual a 2%, as diferenças entre velocidades médias variam entre 2,9% para uma rampa de 5% até 51,4% para a rampa de 6% de inclinação. Considerando as diferenças máximas entre velocidades instantâneas, são obtidas diferenças relativas variando entre 5% para o greide de 3% e 69,2% para o greide de magnitude 6%.

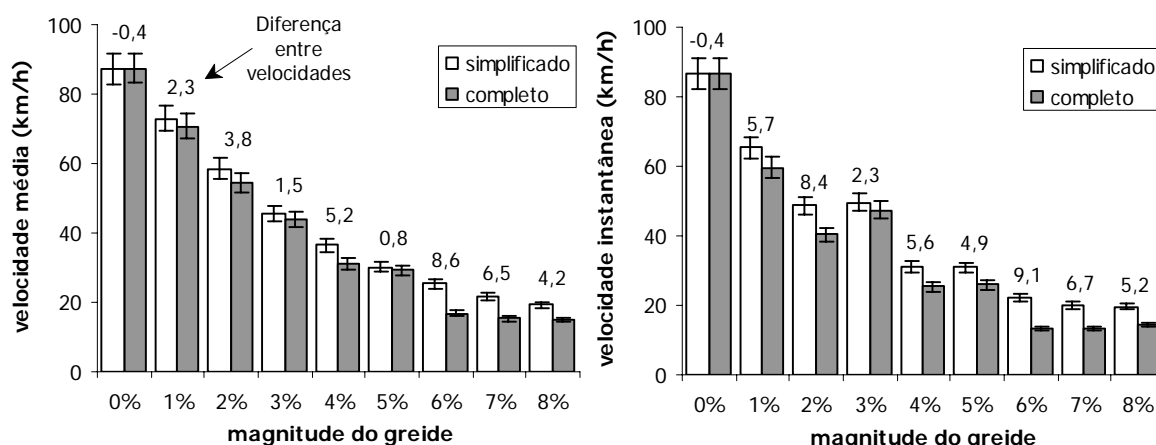


Figura 8: Comparação de velocidades médias e instantâneas para o caminhão MB L-1113 trafegando em rampas de diferentes inclinações, com velocidade inicial de 90 km/h

5. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Neste trabalho foram comparadas as velocidades obtidas em função de curvas de desempenho geradas através de dois modelos de desempenho incorporados ao simulador TruPer. A partir da análise dos resultados, é possível classificar os nove veículos simulados em três grupos. As curvas de desempenho para os caminhões MB 914, MB 1938 S e Scania T113 são similares para todos os cenários simulados. A diferença entre velocidades médias estimadas pelo modelo simplificado para estes caminhões varia entre 0,7 e 7,2%, enquanto que a diferença máxima entre velocidades instantâneas varia entre 1,6 e 9,7%.

Para veículos como o Palio 1.0 ED e caminhões MB LS 1634 e Volvo NL 12 410, as diferenças entre velocidades médias são sempre inferiores que 10% para a maioria dos cenários, mas a diferença máxima entre velocidades instantâneas pode chegar até 14,9%. Para o restante dos veículos as diferenças são maiores, especialmente para caminhões de modelos mais antigos e com um menor número de marchas. Por exemplo, a diferença entre velocidades médias para o caminhão MB L-1113 varia entre 2,9 e 18,3%, enquanto que a diferença máxima entre velo-

idades instantâneas varia entre 16,0 e 34,5%. Para o caminhão F 14000 HD, a diferença entre velocidades médias varia entre 2,3 e 20,5%, e a diferença máxima entre velocidades instantâneas varia entre 3,8 e 27,1%.

De maneira geral, as velocidades médias e velocidades instantâneas estimadas pelo modelo simplificado são maiores que as respectivas velocidades estimadas pelo modelo completo, pelo fato de que no primeiro modelo a potência máxima do veículo é utilizada durante toda a simulação, enquanto que no modelo completo a potência máxima só é atingida para rotações mais altas do motor.

Esta diferença é menor para os veículos cuja curva de potência é plana para rotações mais altas ou quando o veículo possui um maior número de marchas. Tais fatores fazem com que as curvas de esforço trator do modelo completo sejam mais próximas da curva de formato hiperbólico do modelo simplificado, evitando discrepâncias maiores na determinação da velocidade de equilíbrio para ambos os modelos.

As diferenças entre velocidades tendem a aumentar para greides de maior magnitude e maior extensão, especialmente quando existe diferença significativa entre velocidades de equilíbrio estimadas para os modelos completo e simplificado e o veículo permanece durante muito tempo trafegando em regime de equilíbrio. Para uma sequência de rampas de extensão menor que 1 km cada, as curvas de desempenho obtidas são similares para a maioria dos veículos.

No entanto, para minimizar as diferenças em trechos planos e principalmente em declives, é importante observar que a velocidade máxima estimada pelo modelo simplificado só é limitada pelo equilíbrio de forças, sempre maior que a velocidade máxima do veículo, definida pela rotação máxima do motor. Uma sugestão para contornar esse problema ao utilizar o modelo simplificado é considerar um limite de velocidade máxima que seja igual à velocidade calculada para o veículo com rotação máxima e marcha de menor redução. Para a maioria dos veículos, os valores de rotação máxima, potência máxima e redução das marchas são informações facilmente obtidas de catálogos ou páginas das montadoras, disponíveis na Internet.

Os resultados obtidos neste trabalho demonstram quais os cenários em que as curvas de desempenho geradas a partir dos modelos completo e simplificado são similares, o que permite a utilização do primeiro modelo sem perda de precisão nos resultados, na impossibilidade de obter a curva de potência do veículo a ser simulado. No entanto, não permitem identificar qual dos modelos representa mais fielmente o desempenho real dos veículos. Para isso, seria desejável obter dados de desempenho de automóveis e caminhões em diferentes configurações de rampa para validar os resultados obtidos através de simulação. Os perfis de velocidades obtidos em campo para a validação do modelo simplificado feita por Demarchi *et al.* (2001) pode também ser utilizada para validação do modelo completo. No entanto, seria interessante ampliar o tamanho da amostra para uma validação mais detalhada e abrangente dos modelos.

Também seria recomendável investigar se é possível definir fatores multiplicativos da potência máxima dos veículos, de tal forma que as curvas de desempenho geradas pelo modelo simplificado sejam mais próximas das curvas obtidas através do modelo completo para todos os tipos de veículos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AutoData (1997) *Anuário de Caminhões 1997*. AutoData Editora, São Paulo, SP.
- AutoData (1998) *Caminhões/98 – Guia de Compras*. AutoData Editora, São Paulo, SP.
- Archilla, A. R.; de Cieza, A. O. F. (1996) “Truck Performance on Argentinean Highways”. *Transportation Research Record 1555*, p. 114 - 123.
- Best Cars (2005) Best Cars Web Site, <http://www2.uol.com.br/bestcars>. Acessado em 25/05/2005.
- Demarchi, S. H.; Melo, R. A.; Setti, J. R. A. (2001) “Validação de um Modelo de Desempenho de Caminhões em Rampas Ascendentes” *Transportes*, v. 9. Associação Nacional de Pesquisa e Ensino em Transportes, ANPET, Rio de Janeiro, RJ.
- Fitch, J. W. (1994) *Motor Truck Engineering Handbook*. Society of Automotive Engineers, 4ª ed.
- Götz, H. (1987) Commercial Vehicles. In: Hucho, W. H., ed. *Aerodynamics of Road Vehicles*, cap. 8, p. 295-354. Ed. Butherworths.
- Huff, T. S.; Scrivner, F. H. (1955). “Simplified Climbing-Lane Design Theory and Road-Test Results”. *Highway Research Board Bulletin 104*, p. 1–11.
- Olson, P. L. *et al.* (1984) “Parameters Affecting Stopping Sight Distance”. *NCHRP Report 270*, The University of Michigan Transportation Research Institute, Transportation Research Board, Washington, D.C.
- Rakha, H. (2002) *INTEGRATION Release 2.30 for Windows: User’s Guide*, Volumes 1 e 2, Michel Van Aerde & Associates Ltd., Blacksburg, VA.
- Rakha, H.; Lucic, I.; Demarchi, S. H.; Setti, J. R. A.; Van Aerde, M. (2001) “Vehicle Kinematics Model for Predicting Maximum Truck Acceleration Levels. *Journal of Transportation Engineering*, ASCE, v. 127, n. 5, p. 418-425.
- SAE Procedure J688 (1987) “Truck Ability Prediction Procedure”. Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, EUA.
- SAE Procedure J2188 (1996) “Commercial truck and bus SAE recommended procedure for vehicle performance prediction and charting”. Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, EUA.
- Smith, G. L. (1970) “Commercial Vehicle Performance and Fuel Economy”. *SAE Paper SP-355*, 23 p. Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, EUA.
- St. John, A. D.; Kobett, D. R. (1978) *Grade Effects on Traffic Flow Stability and Capacity*. NCHRP Report 185, Midwest Research Institute, Kansas City, Missouri. Transportation Research Board, Washington, D.C.
- Watanada, T. *et al.* (1987) *The Highway Design and Maintenance Standard Model*, v.1: *Description of the HDM-III Model*. John Hopkins University, Baltimore.

Endereço dos autores:

Sergio Henrique Demarchi (shdm@terra.com.br)
Professor Adjunto, Depto. de Engenharia Civil

Nayara Soares Klein (nayaraklein@bol.com.br)
Engenheira Civil, aluna de iniciação científica em 2004

Universidade Estadual de Maringá – UEM
Av. Colombo, 5790 - Bloco C67
87020 - 900 – Maringá, PR, Brasil
fone: (044) 261-4322
fax: (044) 261-4322