UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS
ÁREA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM TRANSPORTES

Serviço de Pós-Graduação EESC/USP
EXEMPLAR REVISADO
Data de entrada no Serviço 18/08/04
Ass.:

FAIXAS ADICIONAIS PARA TRECHOS DE RODOVIAS COM DECLIVES LONGOS CONSIDERANDO OS ASPECTOS TÉCNICOS DA FRENAGEM DE VEÍCULOS DE CARGA

Manuel de Jesus Lucas

DEDALUS - Acervo - EESC
31100047307

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

ORIENTADOR: Prof. Tit. João Alexandre Widmer

EESC-USP Biblioteca Campus de S. Carlos

São Carlos – SP
2004

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **MANUEL DE JESUS LUCAS**

Dissertação defendida e julgada em 18-06-2004 perante a Comissão Julgadora:

aprovado

Prof. Titular **JOÃO ALEXANDRE WIDMER (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

aprovado.

Prof. Associado **ANTONIO CARLOS CANALE**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

aprovado

Profa. Dra. **MARIA ALICE PRUDÊNCIO JACQUES**
(Universidade de Brasília)

Prof. Associado **JOSÉ LEOMAR FERNANDES JUNIOR**
Coordenador do Programa de Pós-Graduação em
Engenharia de Transportes

Prof. Associado **MURILO ARAUJO ROMERO**
Vice-Presidente da Comissão de Pós-Graduação, em
exercício.

DEDICATÓRIA – 1

À

minha esposa
Isabel Cristine (Bel)
pelo amor e crescimento conjunto,
por acreditar e aceitar.
Pelo incentivo.

Às

nossas filhas
Manuela e Vitória
verdadeiros presentes de Deus-Pai
pelo orgulho de tê-las como filhas,
fontes de energia, inspiração e realização.

Pelos momentos de ausência e pela compreensão.

Dedico a vocês, agora,

Com todo o meu amor.

DEDICATÓRIA – 2

Aos

meus pais,
meus primeiros professores
José Maria Lucas (in memoriam) e Rosa de Jesus.
Por gratidão e pela inesquecível lembrança de ver seus olhos brilhando quando comentavam com amigos: meu filho se formou engenheiro
pela USP.
Há 19 anos atrás.

Aos

meus irmãos-amigos
Maria Lúcia, Mário Rui, Rosa Maria e José Maria,
autêntica família portuguesa,
para que sejamos sempre
motivo de orgulho e satisfação
para nossos pais
e
exemplo a ser seguido
para nossos filhos.

PENSAMENTOS

"Na subida paciência, na descida, dá licença!"
(frase de pára-choque de caminhão) – a respeito do tema desta dissertação.

"A mente que se abre a uma nova idéia jamais volta ao seu tamanho original".
(Albert Einstein)

"Eis aqui um teste para verificar se a sua missão na Terra está cumprida: se você ainda está vivo, não está".
(Richard Bach)

"O homem comum fala, o sábio escuta e o tolo discute".
(autor desconhecido)

"Feliz aquele que transfere o que sabe e aprende o que ensina".
(Cora Coralina)

"Quando algum bem tu fizeres, não o digas a ninguém,
repara que, se o disseres, fazes mais mal do que bem".
(António Aleixo - Poeta Algarvio)

"Eu descobri que quanto mais eu trabalho, mais sorte pareço ter".
(Thomas Jefferson)

"Quando em dúvida, fale a verdade".
(Mark Twain)

"O trabalho mais duro que existe é não fazer nada".
(Provérbio judaico)

"Nunca se consegue uma segunda oportunidade de causar uma boa primeira impressão".
(H. Jackson Brown Jr.)

"Quem perde a honestidade não tem mais nada que perder".
(John Lyly)

"Na hora que precisei, Deus sempre fez as coisas acontecerem".
(ManéLucas, o autor)

AGRADECIMENTOS

Ao professor João Alexandre Widmer, por motivos óbvios, ente eles a orientação. Mais do que isso, pelo exemplo do "estado de arte" – alcançado pelo mesmo – do que é ser um professor, educador e orientador da maior e melhor universidade do país.

Aos professores do departamento de engenharia mecânica, Antonio Carlos Canale e Antonio Moreira dos Santos, pela co-orientação (informal) e pela "carta de apresentação" ao departamento de transportes.

Aos mestres do departamento de transportes da EESC – USP, em especial aos coordenadores que responderam pelo departamento durante minha permanência por lá, professores Antonio Nelson, Edson Aguiar e José Reinaldo Anselmo Setti, e a todos os funcionários , em especial a Heloísa Belo, a Bete, a Magali , o Toco e o Gigante.

Ao primo Alexandre Lucas, pelo suporte técnico na área de programação e sistemas.

Aos muitos - primeiro colegas, depois amigos - que me receberam de braços abertos e me fizeram sentir bem novamente no ambiente acadêmico. Não é a coisa mais fácil do mundo resolver ser mestre apenas aos 41 anos, decorrido tanto tempo após a graduação. Creio que sem a aceitação dos mais jovens, talvez não tivesse conseguido. Correndo o risco de esquecer alguém, a quem peço desculpas sinceras pelo fato, cito apenas aqueles cuja memória relembra nesta hora: João Marcello, Rômulo Xerez, Marcão, Laura Salime, CidaCris, Ricardinho, Alexandre Lima (Topó), Renato Lima e Josiane Palma Lima, Rafael Moraes, Everton Bezerra, Gustavo, Mário Garrido, Pablo, Massulo, Cláudio Dubeux, e tantos outros. Cada um de um canto deste país. Praticamente todos já se foram. Cada um a seu modo, não têm idéia do auxílio que me prestaram. Restam a saudade, a amizade, o carinho e o respeito - que permanecerão incessantes. "Amigos são como estrelas. Mesmo à distância, brilham".

Aos amigos que fiz e deixei na Usina Santa Cruz OP. A todos agradeço através da pessoa do dr. Luís Ometto e seu filho MKO, pelo crescimento profissional e pela oportunidade de trabalhar e estudar simultaneamente enquanto fazia o curso de pós-graduação.

Aos amigos fraternos da Equipe 8 de Araraquara do Movimento das ENS - Equipes de Nossa Senhora: Lurdinha e Tuffy, Lú e Nago, Cleide e William, Mara e Silvio, Ledail e Poiani e padre Lauand, pela longínqua amizade e convivência.

Aos meus sogros, Euclides Guereschi e Cleide Maria Guereschi, que me aceitaram e me apoiaram como só se faz com um novo filho.

A todos vocês,

Minha profunda e eterna gratidão.

SUMÁRIO

Dedicatória.....i
Agradecimentos.....iv
Lista de figuras.....vii
Lista de tabelas.....ix
Resumo.....x
Abstract.....xi

CAPÍTULO 1. INTRODUÇÃO.....1

1.1 Considerações iniciais.....1
1.2 Objetivos.....2
1.3 Justificativa.....3
1.4 Método.....4
1.5 Estrutura do trabalho.....5

CAPÍTULO 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....8

2.1 Critérios para construção de faixas auxiliares em aclives longos.....8
2.2 O sistema de freios e o processo de frenagem em descidas longas.....10
2.2.1 Tipos de freios: hidráulicos, pneumáticos, a disco, a tambor.....10
2.2.2 Evolução dos sistemas de freios e dos materiais de frenagem.....15
2.2.3 O processo de frenagem.....24
2.2.3.1 Distância de frenagem: reação do motorista + atuação do sistema de freios.....24
2.2.4 O processo de frenagem, a temperatura e o ruído.....28
2.2.5 O fade.....29
2.2.6 Energias inerentes a um veículo em movimento.....29
2.2.7 Formas de transmissão de calor.....31
2.2.7.1 Convecção.....31
2.2.7.2 Condução.....32
2.2.7.3 Radiação.....32
2.3 Temperatura e transmissão de calor x variação da carga total transportada.....32
2.4 O superaquecimento dos freios e os pneus.....35
2.5 Dinâmica da frenagem.....38
2.5.1 Forças agindo num veículo desacelerado numa rampa descendente.....38
2.5.2 Balanceamento energético de um veículo em movimento.....39

CAPÍTULO 3. MODELO MATEMÁTICO.....41

3.1 Equações de energia.....41
3.2 A resistência de rolamento e as constantes c_1 e c_2.....45
3.3 A resistência aerodinâmica, a área frontal do veículo e a constante c_a.....46
3.4 A resistência de rampa.....47
3.5 Cálculo da Temperatura do Sistema de Freios.....48

CAPÍTULO 4. O PROGRAMA COMPUTACIONAL.....50

4.1 Fluxograma.....53

CAPÍTULO 5. RESULTADOS/ANÁLISE DA APLICAÇÃO DO PROGRAMA.55

5.1 Exemplos de aplicação do programa.....56
5.2 Estudo comparativo dos veículos no trecho de descida da serra da Via Anchieta....73
5.3 Análise dos resultados.....75

CAPÍTULO 6. PROPOSTA DE CRITÉRIO PARA IMPLANTAÇÃO DE TERCEIRAS FAIXAS EM DECLIVES LONGOS.....77

CAPÍTULO 7. CONCLUSÕES, COMENTÁRIOS E RECOMENDAÇÕES.....80

7.1 Conclusões e comentários.....80
7.2 Recomendações para trabalhos futuros.....82

BIBLIOGRAFIA REFERENCIADA.....84

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....86

ANEXO A. Alimentando o programa – Passo a passo – EXEMPLO.....90

ANEXO B. Telas - exemplo: Entrada de dados e saída de resultados do programa.....92

ANEXO C. Gráfico: variação da temperatura x comprimento da rampa.....94

ANEXO D. Código fonte do programa.....95

ANEXO E. Correspondências com Fras-le – Valor do calor específico dos tambores de freio.....100

ANEXO F. Idade da frota brasileira.....102

ANEXO G. Resolução 777/93 – CONTRAN.....103

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1A: Freio a tambor uni-servo....11
Figura 2.1B: Freio a tambor duo-servo....11
Figura 2.2: Freio a tambor – Esquema de funcionamento....12
Figura 2.3: Freio a disco – Esquema de funcionamento....14
Figura 2.4: Potência de frenagem dos motores (%) em relação à potência específica (kw/litro), a 2000 rpm. (del Debbio, 1991)....16
Figura 2.5: Exemplo de evolução da potência útil e de frenagem em motores (del Debbio, 1991)....17
Figura 2.6: Evolução da potência dos motores (Fras-le, 2003)....17
Figura 2.7: Relação velocidade (km/h) x energia cinética (J x 10^6)....18
Figura 2.8: Disposição do freio motor MBB: Borboleta + "Top Brake"....19
Figura 2.9: Potência de frenagem com borboleta e "top brake" - Família de motores OM 447 LA 400 hp. (del Debbio, 1991)....19
Figura 2.10: Resistência ao fade....21
Figura 2.11: Recuperação do atrito original....21
Figura 2.12: Fade retardado....22
Figura 2.13: Sensibilidade à velocidade....22
Figura 2.14: Estabilidade das lonas e pastilhas....22
Figura 2.15: Sensibilidade à água....23
Figura 2.16: Mínima sensibilidade à umidade....23
Figura 2.17: Desgaste de lonas e pastilhas....24
Figura 2.18: Distância teórica D_2 (m) de frenagem em função do declive (%) e da velocidade do veículo (km/h)....28
Figura 2.19: Ensaio com veículo vazio....33
Figura 2.20: Veículo com 50% da capacidade de carga....34
Figura 2.21: Veículo com 100% da capacidade de carga....34
Figura 2.22: Veículo com 120% da capacidade de carga....35
Figura 2.23: Potencial de vida útil dos pneus em função da temperatura do talão (ALAPA, 2002)....36
Figura 2.24: Pneu sucateado por superaquecimento dos freios....37
Figura 2.25: Pneu sucateado por superaquecimento dos freios....37
Figura 2. 26: Forças que agem num veículo numa rampa descendente....38

Figura 3.1: Potência de frenagem (cv) x rotação do motor (rpm) (Volvo, 2003).....44

Figura 5.1: Velocidades permitidas (km/h) - Veículo 1 - MB 1313
Potência de frenagem: 106,07 cv.....59

Figura 5.2: Velocidades permitidas - Veículo 2 - MB 1720 truckado
Potência de Frenagem: 153,53 cv.....60

Figura 5.3: Velocidades permitidas (km/h) - Veículo 3 - Volvo NL 380 4x2 + SR3 Liess. Potência de Frenagem: 277,02 cv.....61

Figura 5.4: Velocidades permitidas (km/h) - Veículo 4 - Volvo NL 380 4x2 + SR3e Liess. Potência de Frenagem: 307,06 cv.....62

Figura 5.5: Velocidades permitidas - Veículo 5 - Scania R124 6x4 + 2 SR2 Randon
Potência de Frenagem: 380,49 cv.....63

Figura 5.6: Velocidades permitidas (km/h) – veículo 6 – Similar ao MB 1313 toco
Potência de Frenagem: 20 cv.....64

Figura 5.7: Velocidades permitidas – Veículo 7 – Similar ao MB 1313 truck
Potência de Frenagem: 20 cv.....65

Figura 5.8: Velocidades permitidas (km/h) – veículo 8 – MB 1313 toco
Potência de Frenagem: 52 cv.....66

Figura 5.9: Velocidades permitidas – Veículo 9 – MB 1313 truck
Potência de Frenagem: 52 cv.....67

Figura 5.10: Velocidades permitidas (km/h) – Veículo 10 - Hipot. 4x2 + SR3
Potência de Frenagem: 150 cv.....70

Figura 5.11: Velocidades permitidas (km/h) – Veículo 11 - Hipot. 4x2 + SR3
Potência de Frenagem: 250 cv.....71

Figura 5.12: Velocidades permitidas (km/h) – Veículo 12 - Hipot. 4x2 + SR3
Potência de Frenagem: 350 cv.....72

Figura B.1: Tela de entrada de dados - Veículo 3 – Via Anchieta
PBTC: 43.575 kg (= peso de balança + 5% de tolerância)
Velocidade de descida: 30 km/h.....92

Figura B.2: Telas de entrada e saída do programa – Veículo 3 – Via Anchieta.....93

Figura C.1: Variação da temperatura do sistema de freios ao longo do declive
Veículo 3 - Potência de frenagem = 307,06 cv, V = 53 km/h.....94

Figura F.1: Idade da frota nacional.....102

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Coeficientes de Atrito.....27

Tabela 3.1: Valores típicos de c_1.....46

Tabela 3.2: Área frontal e coeficientes de penetração aerodinâmica (c_a).....47

Tabela 5.1: Características Técnicas dos Veículos – exemplo 1.....57

Tabela 5.2: Velocidades permitidas (km/h) - Veículo 1 - MB 1313 toco Potência de frenagem: 106,7 cv.....59

Tabela 5.3: Velocidades permitidas (km/h) - Veículo 2 - MB 1720 truckado Potência de Frenagem: 153,53 cv.....60

Tabela 5.4: Velocidades permitidas (km/h) - Veículo 3 - Volvo NL 380 4x2 + SR3 Liess. Potência de Frenagem: 277,02 cv.....61

Tabela 5.5: Velocidades permitidas (km/h) - Veículo 4 - Volvo NL 380 4x2 + SR3e Liess. Potência de Frenagem: 307,06 cv.....62

Tabela 5.6: Velocidades permitidas (km/h) - Veículo 5 - Scania R124 6x4 + 2SR2 Randon. Potência de Frenagem: 380,49cv.....63

Tabela 5.7: Velocidades permitidas (km/h) - Veículo 6 – Similar ao MB 1313 toco Potência de Frenagem: 20 cv.....64

Tabela 5.8: Velocidades permitidas (km/h) - Veículo 7 – Similar ao MB 1313 truckado Potência de Frenagem: 20 cv.....65

Tabela 5.9: Velocidades permitidas (km/h) - Veículo 8 – MB 1313 toco Potência de Frenagem: 52 cv.....66

Tabela 5.10: Velocidades permitidas (km/h) - Veículo 9 – MB 1313 truckado Potência de Frenagem: 52 cv.....67

Tabela 5.11: Velocidades permitidas (km/h) - Veículo 10 - Hipot. 4x2 + SR3 Potência de Frenagem: 150 cv.....70

Tabela 5.12: Velocidades permitidas (km/h) - Veículo 11 - Hipot. 4x2 + SR3 Potência de Frenagem: 250 cv.....71

Tabela 5.13: Velocidades permitidas (km/h) - Veículo 12 - Hipot. 4x2 + SR3 Potência de Frenagem: 350 cv.....72

Tabela 5.14: Via Anchieta dividida em segmentos de mesma declividade.....73

Tabela 5.15: Velocidade recomendada (km/h) – Todos os veículos - Via Anchieta.....74

RESUMO

Lucas, M. J. (2004). *Faixas Adicionais para Trechos de Rodovias com Declives Longos Considerando os Aspectos Técnicos da Frenagem de Veículos de Carga.* São Carlos, 2004, 92p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo

Esta dissertação de mestrado apresenta uma proposta de critério para a construção de faixas adicionais em rodovias com longos declives. A proposta contempla três aspectos:
1 – Elaboração de um programa de computador que permita calcular a temperatura do sistema de freios de qualquer veículo que esteja operando em qualquer ponto de uma rampa descendente, conhecidas as características do veículo, da massa transportada, da velocidade desenvolvida pelo veículo e da rampa em questão (comprimento e declividade). Em outras palavras: o programa permite gerar as curvas de desempenho para qualquer veículo de carga, em qualquer trecho de descida de uma rodovia;
2 – Determinação da redução de velocidade para caminhões nos trechos estudados; e
3 – Cálculo da porcentagem de veículos de carga no fluxo total de veículos que utilizam a rodovia, valor esse que viabilize economicamente a construção de faixas auxiliares.
Esta dissertação aborda mais profundamente o primeiro aspecto da proposta. Os outros dois, devido à sua complexidade, são sugeridos como tema para trabalhos futuros.
De posse do programa computacional, o mesmo foi utilizado para simular o comportamento da frota de veículos de carga brasileiros, em greides com comprimento variável de 1.000 a 12.000 metros e inclinações que variam de 1 a 12%. Também foi verificado o impacto da aplicação da resolução 777/93 do CONTRAN – que regulamenta o desempenho e o sistema de freios dos veículos de carga - na frota brasileira de veículos de carga. Os resultados obtidos indicam, além da importância de uma legislação adequada para o tema, uma urgente renovação ou adequação da frota brasileira de veículos de carga, haja visto que grande parte da mesma, por possuir uma elevada idade média, não atinge os requisitos mínimos para circular pelas rodovias brasileiras sem comprometimento das condições de segurança, dirigibilidade, estabilidade e desempenho.

***Palavras-chave*:** rodovias, declives longos, caminhões, frenagem, faixa adicional

ABSTRACT

Lucas, M. J. (2004). *Faixas Adicionais para Trechos de Rodovias com Declives Longos Considerando os Aspectos Técnicos da Frenagem de Veículos de Carga.* São Carlos, 2004, 92p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo

This master thesis presents a criteria's proposal to construction of auxiliary lanes in roads with long and steep downgrades. The proposal contemplates three aspects:

1 – Elaboration of a computer's program that allows to obtain the brake system's temperature of any heavy truck performing at any point of a long and steep downgrade. It's necessary to know the truck's brake characteristics, the brake-motor power, the total mass transported, the vehicles' speed and the downhill characteristics (length and percent). With this data, the program calculates the performance curves of Brazilian trucks, regarding brakes' system's termical aspects;

2 - Determination of the maximum speed reduction of slow trucks on downhill; and,

3 - Estimation of minimum downgrade traffic flow rates and truck percents that would warrant the construction of declivity help lanes, from costs-effectiveness approach.

This master thesis broaches more profundity the first proposal's aspect. The aspects two and three, duo to its complexity, are suggested to be future studies' object.

The computational program developed in this work was used to simulate the performance of Brazilian's fleet heavy truck in declivities with lengths from 1.000 till 12.000 meters and declivity that vary from 1 till 12%. It was used, too, to show the impact of the resolution number 777/93 - edited by CONTRAN - applicated in the same fleet. This resolution rules ship vehicles' brakes' system and their performance. The obtain results denote, farther importance of a adequate legislation for the theme, a urgent renovation or adequation of Brazilian's fleet heavy truck due to, a large part of it, with more than tem year of age, is unable to reach the minimum requisites to moving on Brazilian roads and highways without implication of security, conductibility, stability and performance's conditions.

Keywords: highways, long and steep downgrade, truck, brake, help lane

1. INTRODUÇÃO

1.1 Considerações iniciais

O Brasil é um país de dimensões continentais cuja vocação rodoviária manifestou-se de forma mais acentuada a partir das décadas de 50 e 60 quando, utilizando inclusive argumentos de preservação da soberania nacional, os sucessivos governos civis e militares resolveram expandir a malha rodoviária, privilegiando essa modalidade de transporte em detrimento das demais (ferroviária, hidroviária, dutoviária e aérea) (Lee, 2003). A frase "governar é abrir estradas", uma das marcas registradas do presidente Juscelino Kubitschek de Oliveira, que governou o Brasil entre 1955 e 1960 é, desde então, uma das características mais emblemáticas dos governos brasileiros que, mesmo nos dias de hoje, sempre priorizaram o transporte terrestre rodoviário. Tanta ênfase nesse tipo de transporte reflete-se atualmente num país cortado em todas as direções por rodovias, das mais simples às mais sofisticadas, sejam elas asfaltadas ou não.

Segundo o GEIPOT (2002), o Brasil apresenta uma malha rodoviária com uma extensão de 1.724.924 quilômetros de extensão, sendo que aproximadamente 9,5% (164.246 km) desse total são pavimentadas e a grande maioria (90,5%) ainda é constituída por estradas de terra.. Estimativas feitas pela Confederação Nacional dos Transportes (CNT, 2001) mostram que as rodovias pavimentadas são subdivididas em 149.464 quilômetros (91% do total) de rodovias de pista simples e apenas 14.782 quilômetros (9% do total) de pista dupla.

Essa infra-estrutura rodoviária é responsável por transportar 62% do total da carga existente no Brasil e 96% do transporte interurbano de passageiros. Todos esses números revelam que o transporte rodoviário desempenha um papel fundamental na economia brasileira, seja transportando produtos agrícolas, industrializados, semi-industrializados ou até mesmo passageiros. "Devido à importância das rodovias para a economia brasileira, é necessário desenvolver pesquisas que proporcionem melhorar o sistema rodoviário existente, de forma que o transporte pelas rodovias seja feito de maneira rápida, econômica e segura" (Melo, 2002).

Em rodovias de pista simples a presença de caminhões carregados, tanto em aclives como em declives, afeta de forma considerável a operação do tráfego. Nos aclives, devido ao baixo desempenho motriz dos caminhões e nos declives, por razões de segurança (ou baixo desempenho do sistema de freios). Nas duas situações fica facilitado o surgimento de pelotões de veículos leves (e de maior desempenho) fato que gera, entre outras coisas, acréscimos nos tempos de viagens, nos custos operacionais e na possibilidade de acidentes, bem como redução no nível de serviço da rodovia (DNER, 1979; Polus *et all,* 1981).

Uma das formas de melhorar a infra-estrutura viária, a operação do tráfego e minimizar os problemas anteriormente mencionados, a um custo relativamente baixo, rapidamente e com baixo impacto ambiental, é a construção de faixas adicionais (ou faixas auxiliares ou, ainda, terceiras faixas), que consistem em faixas construídas ao lado direito da faixa de rolamento, destinadas preferencialmente ao uso de veículos lentos.

Já existem, desde os anos 60, diretrizes para projetos de implantação de faixas adicionais em aclives. Essas diretrizes foram propostas inicialmente pela *American Association of State Highway and Transportation Officials* (AASHTO) e, atualmente, servem como referência para diversos países como, por exemplo, o Brasil, o Canadá, o México, a Alemanha, Israel, etc.. Não existem, contudo, diretrizes para a construção de faixas auxiliares em declives longos, lacuna esta que se pretende eliminar com este trabalho.

1.2 Objetivos

Este trabalho tem dois objetivos principais:

- Elaborar um programa de computador que permita calcular a temperatura do sistema de freios de qualquer veículo que esteja operando em qualquer ponto de uma rampa descendente, conhecidas as características do veículo, da massa transportada, da velocidade desenvolvida pelo veículo e da rampa em questão e, como conseqüência deste primeiro objetivo,

- Propor uma metodologia que possa ser utilizada pelas autoridades rodoviárias brasileiras e projetistas de rodovias em geral como orientação para a implantação de faixas adicionais em longos trechos descendentes de rodovias, a exemplo da que já existe para projetos de faixas adicionais de subida - proposta pela AASHTO e adotada pelo DNIT (ex-DNER) - no Brasil.

Como objetivo complementar, o trabalho visa contribuir para elevar o nível de conhecimento das autoridades rodoviárias a respeito das reais condições de frenagem de veículos pesados e semi-pesados que operam na malha viária nacional.

1.3 Justificativa

A principal motivação para executar esta pesquisa foi a constatação de que não existe em nível nacional e, provavelmente, também em nível internacional, literatura específica sobre o assunto ou critérios já definidos que possam ser utilizados pelos projetistas de rodovias para a situação proposta. Essa situação é similar à que ocorre nas rodovias com aclives longos e acentuados (> 3%) onde a presença de veículos de carga (pesados e com baixo desempenho), facilita a formação de pelotões pelos demais veículos usuários da rodovia fato que, como já foi dito, reflete-se em acréscimos nos tempos de viagem, nos custos operacionais e na probabilidade de aumento de acidentes, além de reduzir o nível de serviço dessas rodovias. Para resolver ou minimizar esses problemas, a um custo relativamente baixo, uma solução intermediária - antes da duplicação da rodovia - é construir faixas adicionais de tráfego.

Quando se trata de rodovias com longos trechos em descida - como serras, por exemplo - a formação desses pelotões também ocorre. Desta vez não devido ao desempenho motriz dos veículos pesados e lentos, mas sim por razões de segurança e desempenho do sistema de freios desses veículos. Como se sabe, a eficiência de frenagem diminui consideravelmente com o aumento da temperatura de trabalho dos freios, fato que inevitavelmente ocorre em longos percursos em descida. O quanto essa temperatura aumenta e a eficiência diminui é uma incógnita que nem os próprios fabricantes dos veículos conseguem avaliar com precisão, devido a uma série de fatores que serão comentados e parcialmente analisados no decorrer deste trabalho.

Para evitar a perda do controle do veículo em descidas longas - e sua conseqüente dirigibilidade e estabilidade - os próprios motoristas, baseados na experiência acumulada ao longo dos anos, se impõem critérios - na maioria das vezes subjetivos - para descer os longos trechos com segurança. Esses critérios resumem-se, via de regra, a reduzir a velocidade de deslocamento do veículo, às vezes a valores muito inferiores ao que poderia ser praticado.

Este trabalho tem por finalidade encontrar, para os diversos tipos de caminhões que compõem a frota brasileira, para cada greide e cada comprimento de descida, a maior velocidade teórica que o veículo pode utilizar para vencer um declive sem prejuízo da segurança, a partir de condições de contorno válidas para veículos novos.

1.4 Método

O método a ser adotado para obter o critério desejado consiste em:

- Elaborar um modelo matemático baseado na equação de balanceamento energético de um veículo em movimento em rampa descendente para obter a velocidade de segurança e a respectiva temperatura do sistema de freios para qualquer tipo de veículo, levando em consideração a massa total transportada, o perfil da rodovia (inclinação e comprimento), a forma de dirigir do operador e as características do veículo e de seu sistema de freios.

- De posse desse modelo matemático, desenvolver um programa computacional que nos permita calcular, de forma ágil, a velocidade de segurança com a qual um veículo em condições de novo pode vencer determinado greide descendente.

- Calcular, através do programa desenvolvido, a velocidade de segurança com a qual o veículo pode vencer o greide.

- Análise dos resultados: com o resultado obtido, por analogia com o critério da AASHTO para rampas ascendentes, comparar essa velocidade de segurança com a velocidade permitida ou praticada para os veículos leves, estabelecida pelas autoridades legais competentes.

O critério a ser proposto para construção de terceiras-faixas auxiliares exige que seja feito um estudo estatístico a respeito do impacto que a diferença de velocidades entre os veículos leves e os pesados e semi-pesados proporciona no fluxo de tráfego. Em outras palavras, é necessário determinar qual diferença de velocidades é admissível entre os veículos em questão. Essa diferença de velocidades varia muito de país para país, dependendo de uma série de fatores, como por exemplo, a relação peso-potência exigida para os veículos de carga, as condições econômico-financeiras de cada país – que permitem maiores ou menores investimentos em infra-estrutura, as exigências da sociedade no que diz respeito a perder tempo em um pelotão ou envolvimento em acidentes, etc.. Estimar qual diferença de velocidade entre os veículos leves e pesados e semi-pesados é um trabalho complexo que exige a participação de especialistas e será uma das recomendações apresentadas ao final deste trabalho como sugestão para trabalhos futuros.

Admitindo que a diferença entre as velocidades tenha sido obtida por técnicos competentes, dentro de critérios estabelecidos racional e estatisticamente (como, por exemplo, fez Melo (2002) para rampas ascendentes, que concluiu que uma diferença de velocidades maior do que 20 km/h compromete a fluxo de tráfego como um todo), essa diferença de velocidades deverá ser obtida para cada trecho inclinado de rodovia onde existe a formação de pelotões.

Se a diferença entre as duas velocidades for maior do que a diferença encontrada pelos técnicos ou decisores, então o critério nos diz que é necessária a construção de uma terceira faixa na rampa descendente. Caso contrário, a terceira-faixa ainda não se faz necessária, segundo o critério de baixo desempenho operacional.

1.5 Estrutura do trabalho

Além deste capítulo de introdução, o trabalho é constituído por mais seis, num total de sete capítulos. Uma breve descrição dos capítulos restantes é apresentada a seguir:

No capítulo 2 é feita uma breve revisão da literatura sobre os critérios para a construção de faixas auxiliares em aclives longos da AASHTO e de outros autores nacionais e estrangeiros. Também estão descritos detalhes do sistema de freios de ônibus e veículos

de carga pesados e extra pesados: tipos (hidráulicos, pneumáticos, a disco, a tambor), a evolução dos sistemas de frenagem e dos materiais de frenagem, como funciona o processo de frenagem (distância de frenagem, tempo de reação e tempo de atuação do sistema), um breve resumo do processo de fade e a influência da temperatura no processo de frenagem. Estão relacionadas também as energias inerentes a um veículo em movimento bem como as formas de transmissão de calor para o sistema de freios e para o meio ambiente. Para finalizar estão mostrados o esquema de forças que atuam num veículo percorrendo uma rampa descendente e a equação do balanceamento energético de um veículo em movimento (e que será a equação básica deste trabalho, com a qual será obtida a temperatura do sistema de freios em qualquer instante e qualquer posição da viagem e que será utilizada para obtenção do critério desejado).

No capítulo 3 estão demonstrados o modelo matemático, baseado nas equações do balanceamento energético, e o raciocínio que permite a obtenção da quantidade de energia que deverá ser dissipada pelo sistema de freios de um veículo, bem como a temperatura de trabalho do sistema de freios, valores esses com os quais será obtida a velocidade de equilíbrio com a qual um veículo pode descer um longo trecho sem perder a condição de segurança.

No capítulo 4 consta uma descrição do programa computacional desenvolvido para calcular a velocidade de equilíbrio, especificando quais são as entradas e saídas do mesmo.

No capítulo 5 são revelados os resultados da utilização do programa computacional desenvolvido neste trabalho em alguns veículos que circulam pelas rodovias brasileiras. Também é feita uma análise desses resultados e citadas algumas conclusões a respeito do processo e condições de frenagem dos veículos novos e mais antigos que circulam pelas rodovias brasileiras.

No capítulo 6 é apresentada a proposta de metodologia para decidir a construção ou não de terceiras-faixas (faixas-auxiliares) em rodovias com longos declives, utilizando como ferramenta o programa computacional desenvolvido neste trabalho.

No capítulo 7 é feita uma análise dos resultados obtidos com utilização do programa e apresentadas algumas conclusões a respeito do processo e condições de frenagem dos veículos que circulam pelas rodovias brasileiras. Também são citadas neste capítulo as propostas de recomendação para trabalhos futuros.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Critérios para construção de faixas auxiliares em aclives longos

Segundo Melo (2002), diversas pesquisas têm sido realizadas nas últimas duas décadas abordando o problema formado devido ao excesso de veículos lentos nas rodovias, mais especificamente em longos aclives, e que propõem a construção de faixas auxiliares em determinados pontos da rodovia como forma barata e eficiente de diminuir o impacto da presença desses caminhões de baixo desempenho e otimizar, da melhor forma possível, a operação da rodovia como um todo. Uma dessas pesquisas foi produzida na Alemanha por Schulze & Lamn (2000) e resultou no seguinte critério: a implantação da faixa adicional em aclives estará garantida se V_{cam15} < metade de V_{aut85}. Esta condição determina o ponto de início da faixa adicional e de seu comprimento. Segundo a proposta do autor, que não leva em consideração o número de veículo do fluxo de tráfego, mais dois critérios deverão ser verificados:

1) O trecho em estudo deve ter comprimento mínimo de 500 m; e
2) Se a distância das faixas adicionais entre rampas consecutivas for menor que 800 metros, então deverá ser construída uma única faixa ao longo do trecho.

O *Instituto Mexicano Del Transporte* (IMT), segundo Mendonza & Mayoral (1994), desenvolveu métodos de análises econômicas para avaliar a implantação de faixas adicionais e estimar níveis de serviço antes e após a construção das melhorias. Também é levada em consideração a viabilidade econômica da obra (a relação entre os benefícios e os custos de construção tem que ser maior ou igual a 1).

No Brasil o Departamento Nacional de Infra Estrutura Terrestre (DNIT) – ex-DNER- publicou, em 1999, uma nova versão de critérios para avaliar a necessidade de faixas adicionais. Essa versão baseia-se no que estabelece a AASTHO (1994) que, de forma resumida, diz o seguinte:

- Para implantação de faixa adicional deve ser verificado se os seguintes fatos ocorrem:

1) O fluxo de tráfego no aclive é maior que 200 veículos/hora; e
2) A taxa de fluxo de caminhões no aclive é maior que 10%; e
3) Existe uma das seguintes condições:

3.1) **Uma redução de velocidade de 15 km/h** ou mais é esperada para um caminhão carregado típico; ou

3.2) O nível de serviço da rampa é ***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.

Ressalte-se aqui que nenhum dos critérios citados até agora, e todos os demais obtidos da literatura especializada, considerou a possibilidade de estabelecer critérios para longas rampas descendentes, sendo que o problema também existe - como nos aclives - e não foi, até o presente momento, proposta nenhuma solução (critério) atenuante. Apenas Polus *et all.* (1981), em Israel, propuseram critérios que levaram em consideração tanto aclives como declives. Sua proposta é baseada no conceito de nível de serviço que reflete as condições do trecho da rodovia que está sendo estudado. Resumidamente, a proposta diz que é necessária a construção de faixa auxiliar se as duas seguintes condições forem atendidas simultaneamente:

1) redução de velocidade dos caminhões no aclive/declive for maior que 20 km/hora; e
2) se, na rampa, o nível de serviço for um nível abaixo dos trechos planos da rodovia.

Melo (2002) adaptou as diretrizes da AASTHO (2001) para a realidade das rodovias brasileiras. Sua proposta resultou em:

1) O volume de veículos na hora-pico (sentido ascendente) depende da porcentagem de caminhões no fluxo e da declividade da rampa (conforme tabela especificada pelos autores);
2) A porcentagem de caminhões varia de 10 a 40%;
3) Uma das seguintes condições é satisfeita:

3.1) **redução da velocidade do caminhão na rampa maior ou igual a 20 km/h,** ou

3.2) O nível de serviço calculado para a rampa é igual ao nível **E** ou ***F***; ou

3.3) Ocorre uma redução de dois ou mais níveis de serviço ao se passar do trecho que antecede o aclive para o aclive.

2.2 O sistema de freios e o processo de frenagem em descidas longas

Este trabalho baseia-se no princípio de que os problemas causados pelos veículos pesados e com baixo desempenho são praticamente os mesmos tanto em longos aclives como em longos declives visto que, por aspectos de segurança, os veículos pesados, via de regra, também descem as rampas muito lentamente proporcionando a formação de pelotões de veículos leves e de melhor desempenho e todos os problemas decorrentes deste fato. Assim sendo, considera necessário estudar o desempenho dos caminhões nas descidas longas, no que diz respeito ao processo de frenagem e ao sistema de freios que serão fundamentais para elaborar o critério desejado, numa analogia com o critério da AASHTO (2001), adaptado para a realidade brasileira por Melo (2002).

Segundo Widmer (1999), vários grupos de pesquisa investigaram os problemas de frenagem de veículos rodoviários de carga no exterior na década de 80 e continuam investigando o problema nos anos recentes. Algumas das referências importantes são os trabalhos realizados no Canadá - Billing e Mercer (1986) e Parker and Hutchinson (1988), na Alemanha - Piasecki (1977) e Uffelmann (1980) – e, mais recentemente, uma série de trabalhos de pesquisa do UMTRI - University of Michigan Transportation Research Institute - por Fancher e Flick (1992) e Fancher, Winckler e Campbell (1992). No Brasil têm dado grande contribuição ao tema trabalhos desenvolvidos na EESC-USP, em parcerias da escola com indústrias, os pesquisadores Sartori (1972), Canale (1989), Fernandes (1994), Iombriller (1997) e (2003), entre outros.

2.2.1 Tipos de freios: hidráulicos, pneumáticos, a disco, a tambor

No que diz respeito ao tipo de atuação, ou sistema de expansão das sapatas, o sistema de freios de veículos pesados e ônibus pode ser do tipo hidráulico ou pneumático. Segundo Iombriller (1997), os freios de expansão hidráulica atuam por pressão de óleo e podem

ser divididos em cinco tipos principais, que levam em consideração fatores construtivos. São eles;

- Tipo uni-servo
- Tipo simplex
- Tipo duo-servo
- Tipo duplex
- Tipo twinplex

Os freios pneumáticos, como o próprio nome sugere, têm acionamento por ar pressurizado que é produzido por um compressor acoplado ao motor do veículo. Esse ar fica armazenado num reservatório de ar comprimido preso ao chassi e tem sua passagem liberada por um sinal eletro-pneumático quando o motorista aperta o pedal do freio de serviço. Neste tipo de freio as sapatas são acionadas através do princípio de cunha (caindo em desuso), por parafuso (muito pouco) ou através de um excêntrico com perfil de came.

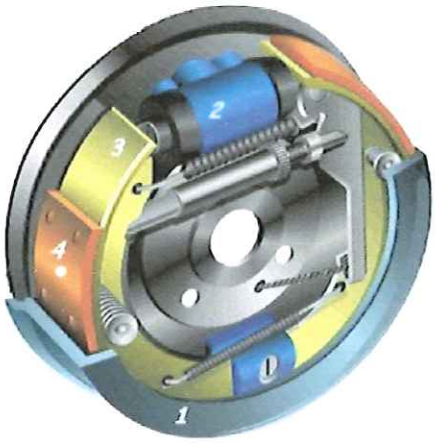
Freio a tambor

O freio a tambor (vide exemplos nas Figuras 2.1A e 2.1B) é constituído, basicamente, por um tambor solidário ao eixo da roda em rotação. O tambor é freado pela compressão radial de lonas em sua superfície interna. Geralmente o freio a tambor é instalado para cada roda ou conjunto de rodas do veículo.

Figura 2.1A
Uni-servo

Figura 2.1B
Duo-servo

O funcionamento dos freios a tambor pode ser entendido a partir da Figura 2.2 a seguir:



Legenda
1 – Tambor – Preso ao cubo
2 – Cilindro – Recebe a pressão exercida pelo motorista sobre o pedal do freio e se expande, forçando as sapatas e lonas contra o tambor.
3 – Sapata – Peça resistente, sobre a qual são fixadas as lonas de freio (4) que são forçadas contra o tambor, gerando atrito e ocasionando a frenagem.

Figura 2.2 – Freio a tambor – Esquema de funcionamento

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

Considera-se sapata primária quando o sentido de aplicação da força na sapata coincide com o sentido de rotação do tambor, surgindo uma tendência da sapata ser "puxada" contra o tambor melhorando, dessa forma, o contato da lona com o tambor e aumentando o efeito de frenagem.

Considera-se a sapata como secundária quando o sentido de aplicação da força na sapata é contrário ao sentido do tambor, produzindo uma tendência desta sapata ser afastada do tambor, o que prejudica o contato da lona com o tambor e reduz o efeito de frenagem. Portanto, podemos afirmar que a sapata primária tem maior efeito do que a secundária na frenagem.

Tendo definido o funcionamento de sapata primária e secundária, Limpert (1992) descreve em detalhes os tipos de configurações, quando se tem freio a tambor instalado nas rodas de um determinado veículo.

A configuração mais utilizada é a definida com arranjo primária-secundária nas rodas de ambos os eixos do veículo. Neste caso, a atuação dos freios é equilibrada e se mantém a mesma, tanto em marcha à frente como em marcha-a-ré.

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

O comando do freio a tambor pode efetuar-se por meio de cilindro hidráulico, pneumático, de cames, de cunha, de parafuso e por acoplamento mecânico. Em caminhões pesados, os freios com comando por cames e por cunha são os mais empregados por possuírem funcionamento simples e concepção robusta.

O freio a tambor com comando por came "S" usa geralmente o arranjo primário-secundário para as sapatas, que são aplicadas radialmentte contra o tambor por rotação adequada do came "S" que atua sobre os roletes das sapatas. O nome desse tipo de came deriva do seu formato que se assemelha à letra "S" do alfabeto.

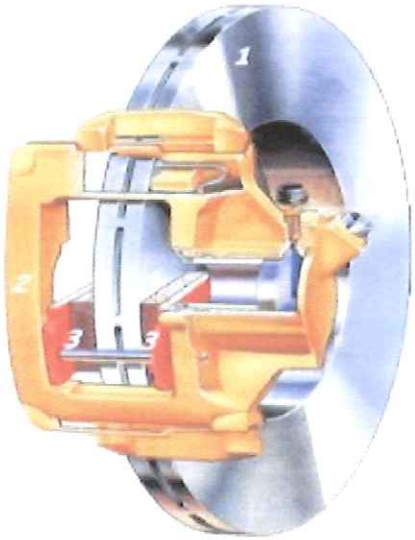
Esse tipo de freio é o que equipa praticamente toda a frota nacional de veículos rodoviários de carga, apesar de já existirem protótipos trafegando com sistemas de freios a disco.

Freio a disco

Segundo Cardinalli *et all.* (2003), existem atualmente no Brasil mais de 12.000 veículos pesados equipados com freio a disco. Essa é uma tendência cujo crescimento parece irrefreável.

Os freios a disco (vide Figura 2.3) são constituídos basicamente de um disco solidário ao eixo da roda em rotação, que é freado pela aplicação axial de pastilhas em sua superfície lateral. Em geral é instalado um freio a disco para cada roda ou conjunto de

rodas do veículo. Atualmente os freios a disco estão substituindo os freios a tambor em diversas aplicações.



Legenda
1 - Disco – Está preso ao cubo da roda
2 - Pinça – Quando acionada, força as pastilhas do freio contra o disco
3 - Pastilhas – Entram em contato com o disco, com a finalidade de gerar atrito

Figura 2.3 – Freio a disco – Esquema de funcionamento

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

Vantagens comparativas do freio a disco e do freio a tambor

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

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

- Maior facilidade de ventilação que os freios a tambor,
- Suportam temperaturas maiores,
- Fator de freio é pouco afetado pelo coeficiente de atrito entre pastilha e disco

- Aquecimento do freio não afeta sensivelmente o curso do pedal,
- A variação das dimensões do disco através da temperatura provoca alterações na folga entre pastilha e disco bem menores que as alterações na folga entre lona e tambor,
- O torque produzido no freio a disco praticamente não é afetado pela velocidade e pela temperatura, se comparado com o torque nos freios a tambor,
- Dissipa melhor o calor produzido pelo atrito da frenagem por estar envolto por uma corrente de ar que possui a velocidade do veículo e ajuda na refrigeração do disco.

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

- Possui elevado fator de freio quando comparado com o freio a disco, exigindo menos esforço na aplicação das lonas contra o tambor, quando comparado com o esforço de aplicação das pastilhas contra o disco, o que é interessante para o freio de serviço de veículos pesados e para o freio de estacionamento de todos os tipos de veículos,
- Freio de estacionamento menos complexo e com maior facilidade de instalação do que nos freios a disco,
- Menos sujeito a trincas e impactos mecânicos do que o freio a disco.

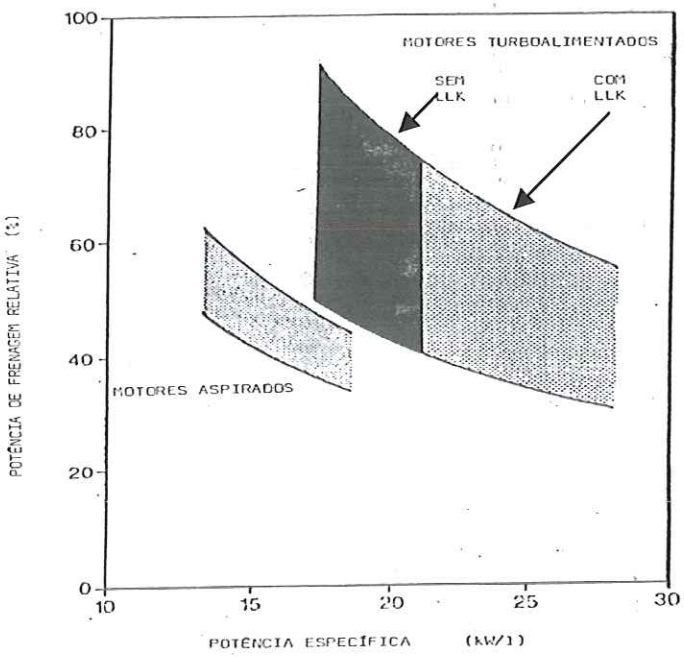
O fator de freio, segundo Limpert (1992), é definido como a razão entre a força de freagem produzida no contato entre lonas e tambor ou pastilhas e disco e a força aplicada para comprimir as lonas contra o tambor ou as pastilhas contra o disco, respectivamente.

2.2.2 Evolução dos sistemas de freios e dos materiais de frenagem

Uma frenagem eficiente se caracteriza pela conjugação dos seguintes fatores: menor espaço possível para parar, manutenção da dirigibilidade e preservação da estabilidade direcional. Até a década de 70, quando a potência dos motores que equipavam os veículos de carga alcançava valores da ordem de 200 a 250 cv, proporcionando velocidades médias muito inferiores às praticadas hoje em dia, a importância do sistema de freios, apesar de inegável, não era a mesma que a atual. É comum hoje em dia

encontrar nas rodovias brasileiras veículos equipados com motores que desenvolvem potências da ordem de 450 cv, que proporcionam maiores velocidades médias e maior capacidade de carga para um mesmo veículo. Na Europa e EUA é bastante comum encontrar nas rodovias veículos equipados com motores dos quais são extraídas potências de até 600 cv.

Essas potências extraídas dos motores movidos a óleo díesel e, portanto, de baixa rotação, foram crescendo à medida que foram sendo utilizados, numa primeira etapa, turbo-compressores cuja função é comprimir a mistura ar-combustível proporcionando uma queima de combustível mais eficiente.



Obs.:
LLK = Radiador resfriador do ar admitido no motor

Figura 2.4 – Potência de frenagem dos motores (%) em relação à potência específica (kw/litro), a 2000 rpm. Fonte: del Debbio (1991)

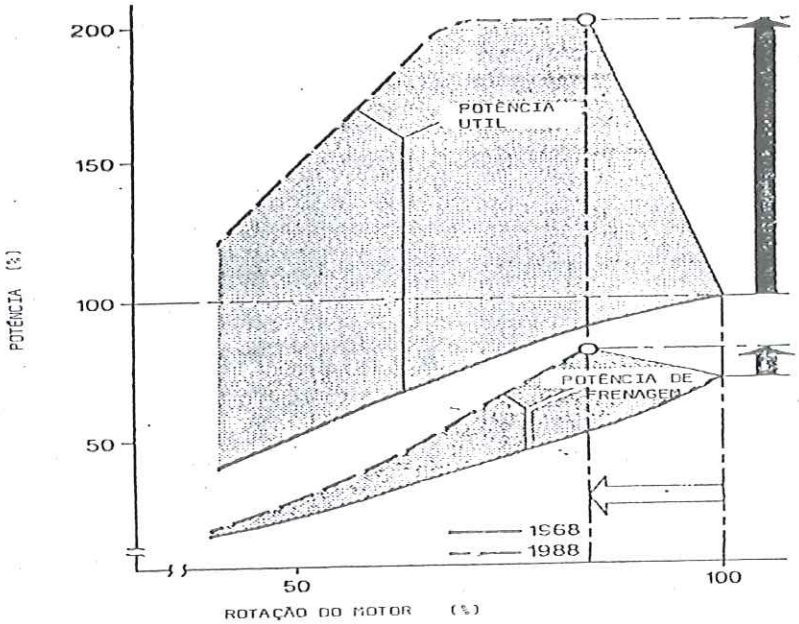


Figura 2.5 –Exemplo de evolução da potência útil e de frenagem em motores
Fonte: del Debbio (1991)

Posteriormente, veio o advento dos chamados "turbocoolers" ou "intercoolers" que nada mais são do que radiadores cuja função é resfriar o ar de admissão do motor para que mais ar entre na câmara de combustão e propicie uma explosão da mistura mais forte e eficiente. Hoje em dia, até em respeito à legislação ambiental, é comum encontrar nas rodovias do Brasil e do mundo veículos com injeção eletrônica de combustível (que proporciona, como conseqüência de uma pulverização de combustível otimizada, uma explosão mais forte e economia de combustível) em substituição à, hoje quase obsoleta, bomba injetora de combustível. Todos esses fatores comprometeriam a segurança, dirigibilidade e estabilidade dos veículos se não fossem criados e utilizados novos produtos como, por exemplo, direções hidráulicas, caixas de câmbio e trens de força muito mais reforçados, mais tecnologia e eletrônica embarcada, etc..

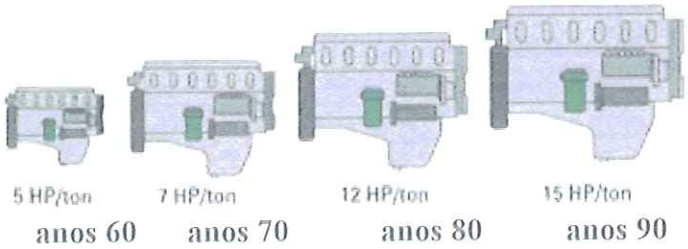


Figura 2.6 – Evolução da potência dos motores

Devido à crescente relação potência/peso (conforme demonstrado esquematicamente na Figura 2.6), melhorias na aerodinâmica dos veículos e no grau de desenvolvimento dos pneus - gerando uma menor resistência ao rolamento - a velocidade média dos veículos foi aumentando gradativamente. Um pequeno aumento na velocidade média resulta em um grande aumento no esforço de frenagem devido à energia cinética ser função do quadrado da velocidade. A Figura 2.7 demostra o comportamento dessa energia cinética para um veículo que transporta uma massa total de 41.500 quilos, com relação à velocidade praticada pelo mesmo.

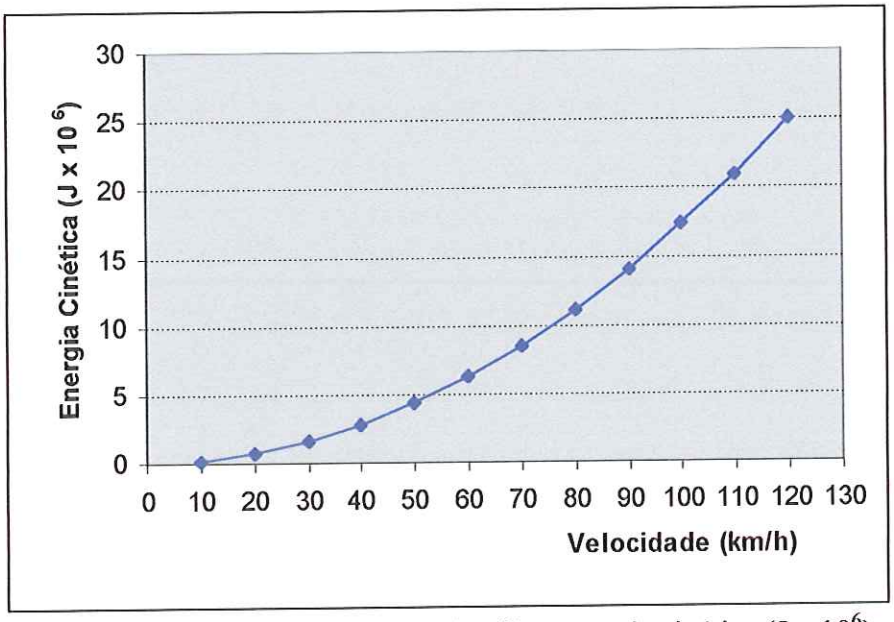


Figura 2.7 – Relação velocidade (km/h) x energia cinética (J x 10^6)

Da mesma forma que os motores evoluíram com o passar do tempo, com o sistema de freios não poderia ser diferente, ainda que "a potência para frenagem no mesmo período tenha apresentado somente uma pequena tendência de aumento" (del Debbio, 1991), como pode ser observado nas Figuras 2.4 e 2.5.

Seja com a utilização de novos materiais de frenagem nas lonas, pastilhas, tambores e discos de freio, seja com a utilização de eletrônica embarcada (com destaque para o freio ABS – *Antilock Brake System*) ou com a utilização de sistemas de frenagem auxiliares (como por exemplo, freio tipo borboleta no escapamento e "top brake" no cabeçote do motor (Figura 2.8), freio a pistão também no escapamento, utilização de "retarders" (elétricos ou hidráulicos), a verdade é que a indústria automobilística não

pode prescindir de encontrar a cada dia novas soluções que atendam as exigências cada vez maiores do mercado.

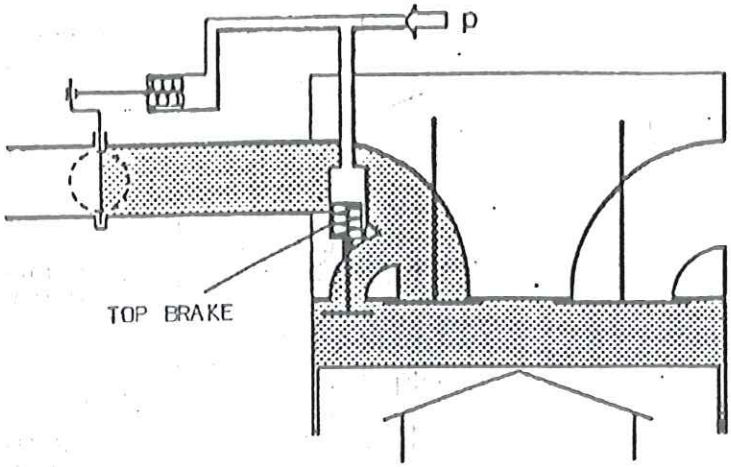


Figura 2.8 – Disposição do freio motor MBB: Borboleta + "Top Brake"
Fonte: del Debbio (1991)

A Figura 2.9 demonstra a influência de cada componente do sistema de freio-motor no comportamento da potência de frenagem para uma determinada família de motores produzidos pela Mercedes Benz do Brasil.

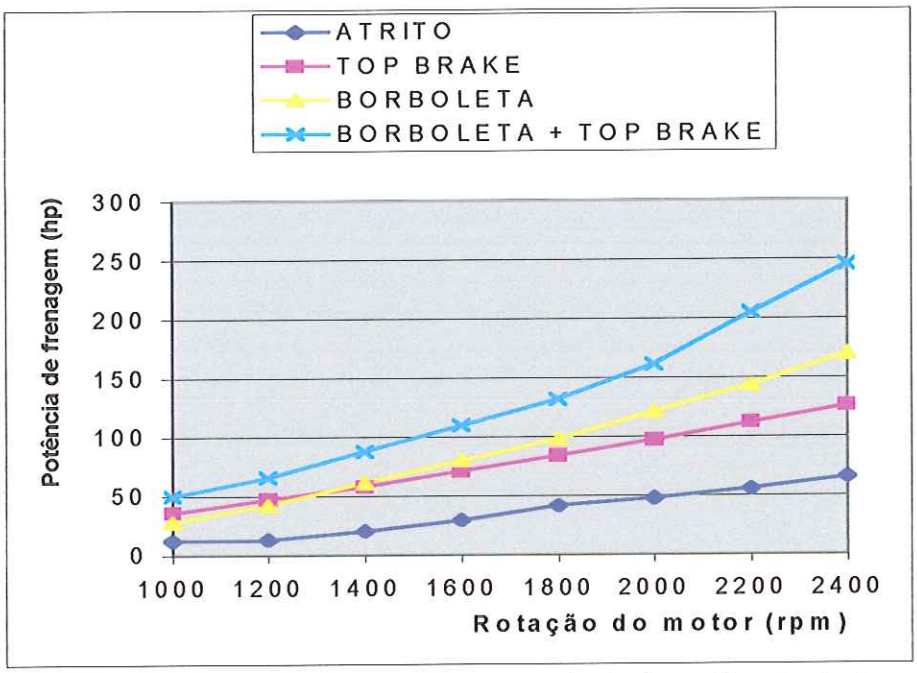


Figura 2.9 – Potência de frenagem com borboleta e "top brake"
Família de motores OM 447 LA 400 hp. Fonte: del Debbio (1991)

Diversos pesquisadores têm dedicado enormes esforços na busca de novos materiais para compor, principalmente, os tambores e os discos de freio bem como as lonas e pastilhas. Estudos recentes divulgados no 6° Colóquio Internacional de Freios realizado em Gramado - RS, em 2003, mostram que o ferro nodular fofo cinzento, principal matéria prima dos discos e tambores de freio, está em vias de ser substituído por outro material não nodular. Também há diversos anos, por motivos ambientais e ecológicos, as industrias estão paulatinamente substituindo as fibras de asbesto (ou amianto) das lonas e pastilhas por fibras de vidro, metais, carbono, cerâmicas e outras substâncias. Segundo Iombriller (1997), "essa transição tem sido feita com sucesso".

Segundo Limpert (1992), os componentes básicos das lonas e pastilhas podem ser divididos em quatro grupos:

- Fibras (*fibers*): proporcionam a rigidez, a integridade e a durabilidade, possuindo resistência à tração e à flexão. Também são responsáveis por manter a estabilidade térmica do material em altas temperaturas. Como exemplo de fibras podemos citar o asbesto, a palha de aço e fibras sintéticas.
- Material de preenchimento (*fillers*): servem para preencher espaços vazios, aumentar a vida do material de atrito e reduzir custos. Este material pode arranhar ou raspar o tambor ou o disco se estiver com especificação incorreta.
- Material de ligação (*blinders*): responsável por aglutinar o material de atrito. Normalmente utiliza-se o fenolformaldeído como aglutinante.
- Modificador de atrito (*friction modifier*): serve para alterar o coeficiente de atrito. Normalmente utilizam-se elastômeros.

Segundo Fernandes (1994), "partículas fenólicas, agentes de secagem de resinas fenólicas e outros aditivos são usados para reduzir os níveis de fricção. Bronze, zinco e outros metais são usados para controlar as propriedades abrasivas e manter limpo o tambor ou disco. Lubrificantes, como o grafite, são usados para ajudar a modelar o material de atrito".

Da apostila da COBREQ (2003), na internet, foram retiradas as oito características que determinam a eficiência e a eficácia das lonas e pastilhas de freio. São elas:

1- Resistência ao fade – É a perda de atrito entre lona e tambor, ou entre pastilha e disco, devido ao calor gerado durante as frenagens. O fenômeno do fade será descrito mais sucintamente adiante, em item específico. Graficamente esse fenômeno pode ser representado da seguinte forma (Figura 2.10):

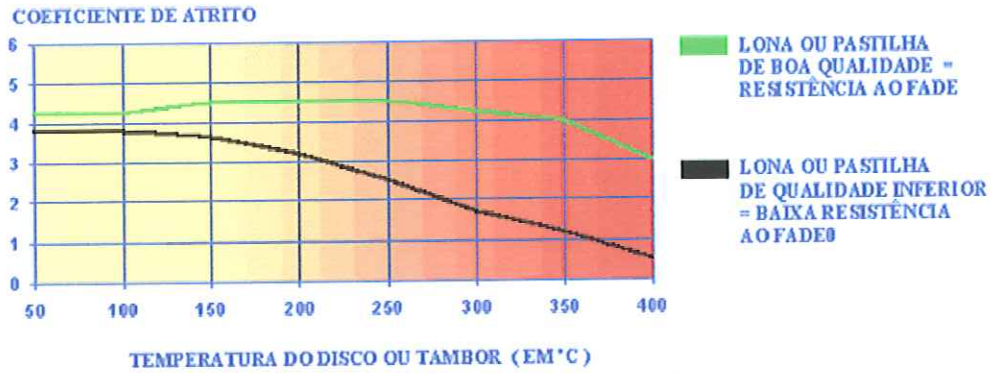


Figura 2.10 – Resistência ao fade

2- Recuperação – É a capacidade que as pastilhas e lonas têm de retornar ao nível de atrito original, depois de resfriadas, quando submetidas a altas temperaturas (Figura 2.11).

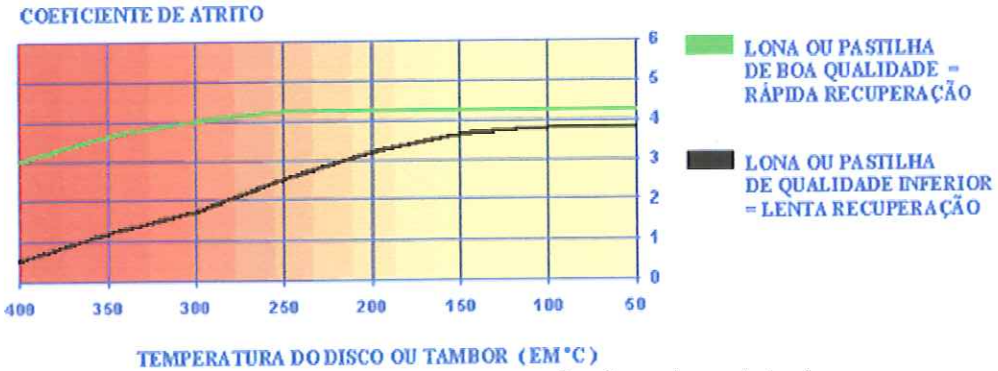


Figura 2.11 – Recuperação do atrito original

3- Fade retardado – Fenômeno que aparece durante o período de recuperação ou esfriamento das pastilhas ou lonas de freio. O atrito começa a voltar ao normal e, de repente - quando menos se espera - os freios retornam à condição de fade (Figura 2.12).

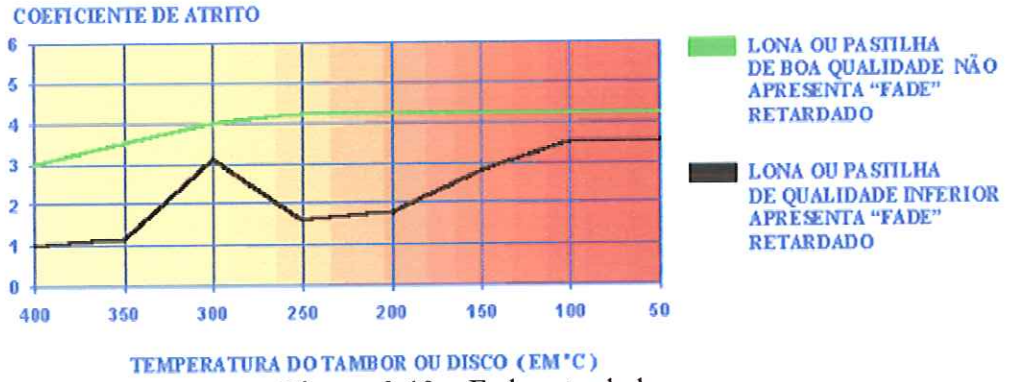


Figura 2.12 – Fade retardado

4- Sensibilidade à velocidade - A velocidade não deve afetar os níveis de atrito, sob pena de o veículo precisar de distâncias cada vez maiores para conseguir frear total ou parcialmente (Figura 2.13).

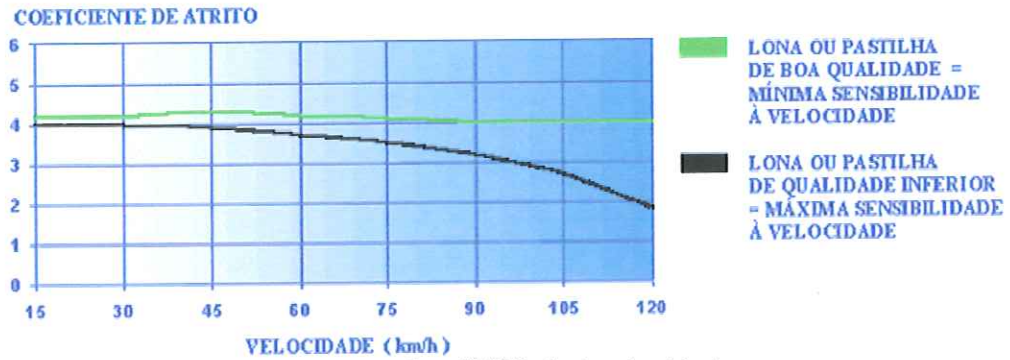


Figura 2.13 – Sensibilidade à velocidade

5- Estabilidade – É capacidade de pastilhas ou lonas de freio manterem o mesmo poder de frenagem durante toda sua vida útil (Figura 2.14).

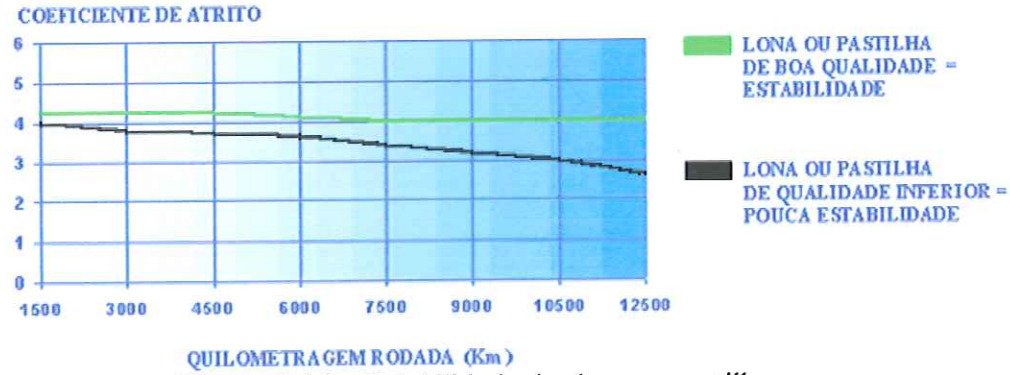


Figura 2.14 – Estabilidade das lonas e pastilhas

6- Sensibilidade à água – Qualidade importante no que diz respeito à segurança (Figura 2.15). O atrito deve permanecer constante mesmo com água em excesso.

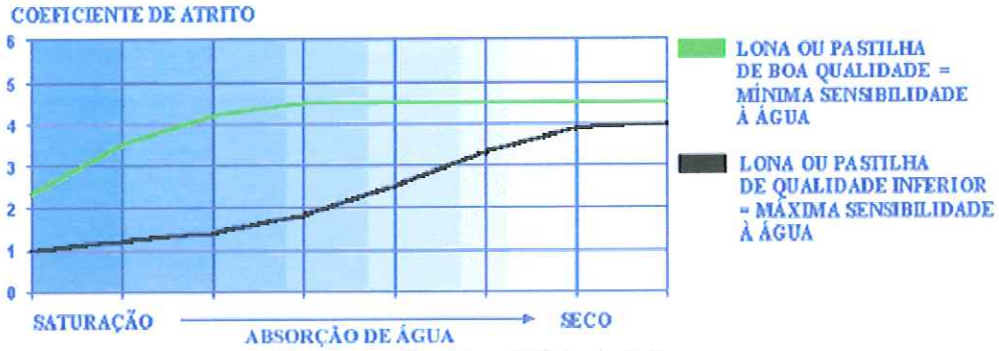


Figura 2.15 – Sensibilidade à água

7- Mínima sensibilidade à umidade - Fenômeno conhecido como "doença matinal": pequenas quantidades de umidade aumentam substancialmente o coeficiente de atrito nas primeiras frenagens (Figura 2.16). Ocorre o inverso do fenômeno da umidade excessiva.

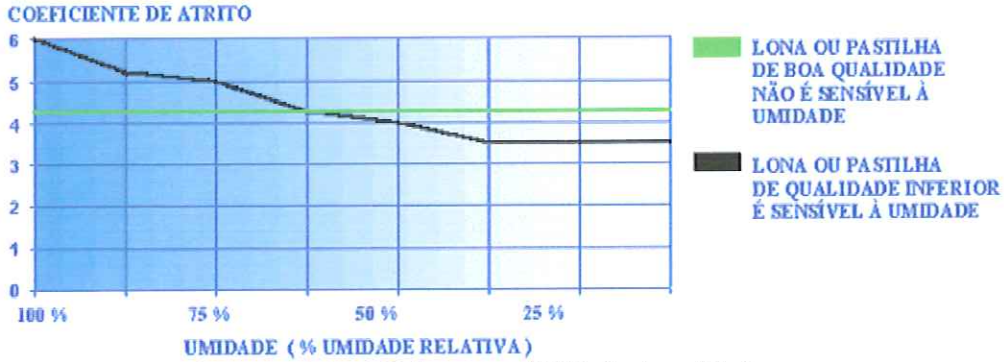


Figura 2.16 – Mínima sensibilidade à umidade

8- Mínimo desgaste de lonas e pastilhas - Fator econômico. O uso das pastilhas e lonas deve estar associado à quantidade de trabalho executado pelos freios (Figura 2.17).

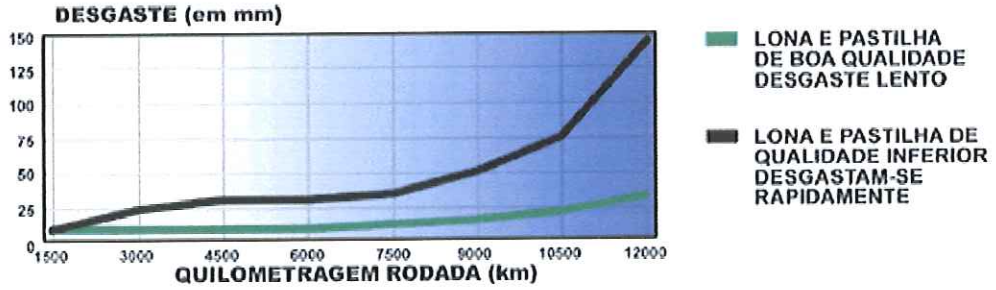


Figura 2.17 – Desgaste de lonas e pastilhas

2.2.3 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. Esse processo deve obedecer a critérios de segurança e requisitos preestabelecidos pelo fabricante e pela legislação vigente. No caso de uma descida longa, como uma serra, por exemplo, o processo de frenagem tem a função de manter a velocidade do veículo em equilíbrio, de acordo com a vontade e a necessidade do motorista, sem comprometer as condições de segurança, estabilidade e dirigibilidade. Nesta situação "o veículo possui uma energia potencial proporcional à sua massa e posição no declive, a qual é transformada em energia cinética durante o movimento do veículo. Portanto, neste caso, ocorre um acréscimo de energia cinética proveniente da transformação da energia potencial, fator que exige maior solicitação dos freios no declive" (Fernandes, 1994).

2.2.3.1 Distância de frenagem: reação do motorista + atuação do sistema freios

Distância de frenagem é definida como sendo a mínima distância que um veículo consegue parar antes de atingir um obstáculo. Deve ser considerado que o veículo esteja em velocidade de projeto e que este consiga parar com segurança (AASHTO, 2001).

Velocidade de projeto, segundo a AASHTO (2001), é a velocidade máxima que um veículo consegue manter, em um trecho de estrada, em condições normais de segurança e conforto. A escolha dessa velocidade é um fator importante para o padrão de estrada a ser projetada visando a segurança dos usuários e o custo de construção da estrada. O

projeto da estrada deve oferecer condições de visibilidade de maneira que o usuário, ao avistar um obstáculo, consiga parar antes de atingi-lo.

Para o cálculo da distância de frenagem deve ser considerado o tempo de percepção, que é o tempo entre o motorista avistar o obstáculo e o momento que este decide frear. Testes executados para medir esse tempo de percepção mostraram que a maioria dos motoristas necessita de 0,7s para iniciar a frenagem. Cerca de 5% dos motoristas necessitam de um tempo maior que 1s.

Considera-se também o tempo de reação do motorista. Esse tempo é dado pela diferença entre o instante que o motorista decide frear e o instante que este inicia realmente o processo de freagem. Esse tempo varia entre 0,5 e 1s para a maioria dos casos. Alguns têm reação imediata e outros necessitam de tempo superior a 1s.

Para escolher o valor do tempo, incluindo reação e percepção, deve ser considerado um fator de segurança, visto que esse tempo varia de acordo com o nível de atenção do motorista. Usualmente adota-se os seguintes valores: tempo de percepção 1,5s, tempo de reação 1s, totalizando um tempo total (tr) de 2,5s.

Cálculo da distância de freagem - Método da AASHTO

O método considera duas parcelas para o cálculo da distância de frenagem. A primeira (D_1) é a distância que o veículo se desloca durante o intervalo de tempo de reação e percepção do motorista. A segunda (D_2) é a distância percorrida durante o processo de frenagem.

Sendo D_1 a distância percorrida durante o tempo de reação (m), temos:

$$D_1 = V.\ tr$$

Onde V é a velocidade escalar em (m/s) e tr é o tempo de reação do motorista (s)

No projeto da distância de visibilidade para calcular D_1 adota-se, em geral,

V = velocidade de projeto (m/s)

tr = 2,5s

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

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

Sendo: D_2 = distância de frenagem (m)

V = velocidade inicial do veículo (km/h)

f = coeficiente de atrito pneu-pavimento

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

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

Dado que o coeficiente de atrito não é o mesmo para todas as velocidades, haja visto que ele diminui à medida que a velocidade aumenta, a AASHTO recomenda os valores relacionados na Tabela 2.1 para uso no projeto das distâncias de visibilidade.

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

rampa de subida: $+i$

rampa de descida: $-i$

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

$$D_2 = \frac{V^2}{254.(f \pm 0{,}01 * i)}$$

Tabela 2.1 - Coeficientes de Atrito

Valores do coeficiente de Atrito (*f*) Adotados para projeto	
Velocidade (km/h)	Coeficiente de atrito (*f*) pavimento molhado
50	0.36
60	0.34
70	0.32
80	0.31
90	0.31
100	0.30
110	0.30
120	0.29
130	0.28

Fonte: AASHTO (2001)

Conforme demonstrado por Hutchinson (1988), *apud* Setti (2002), a hipótese da AASHTO de frenagem ideal não releva importantes limitações tecnológicas de construção de sistemas de freios em veículos automotores que não possuam ABS – *Anti-Blocking System.*

Segundo Setti (2002), "os valores propostos pela AASHTO para serem usados no projeto de rodovias são estabelecidos a partir de estimativas conservadoras baseadas na suposição de que é grande a possibilidade de ocorrer uma combinação de motorista pouco habilidoso com via, pneus e veículo em mau estado de conservação. Por outro lado, a utilização de valores baixos para a aderência f faz com que a distância de frenagem calculada seja maior, reduzindo os efeitos negativos que poderiam ser causados pelas simplificações do modelo". Além disso, a equação que calcula a distância D_2 teórica de frenagem pressupõe que a eficiência do sistema de freios seja perfeita (ou seja, todas as rodas do veículo recebem o mesmo esforço de frenagem), que o coeficiente de atrito e, portanto, a força de atrito que atua entre os pneus e o pavimento em cada roda seja máxima e que não exista transferência de peso entre os eixos do veículo durante a frenagem.

Essa suposição, contudo, é por demais otimista. Devido a isso é necessário incorporar um fator η de rendimento do sistema de freios do veículo na fórmula da AASHTO, rendimento este cujo valor depende dos fatores apontados na revisão bibliográfica sobre balanceamento de sistemas de freios e desempenho e estabilidade da frenagem.

Para obter a distância total de frenagem é necessário, portanto, multiplicar a distância D_2 pelo rendimento η e somar a essa distância a distância D_1.

A Figura 2.18 mostra os valores D_2 teóricos que um veículo necessita para parar totalmente, para diversos declives e velocidades.

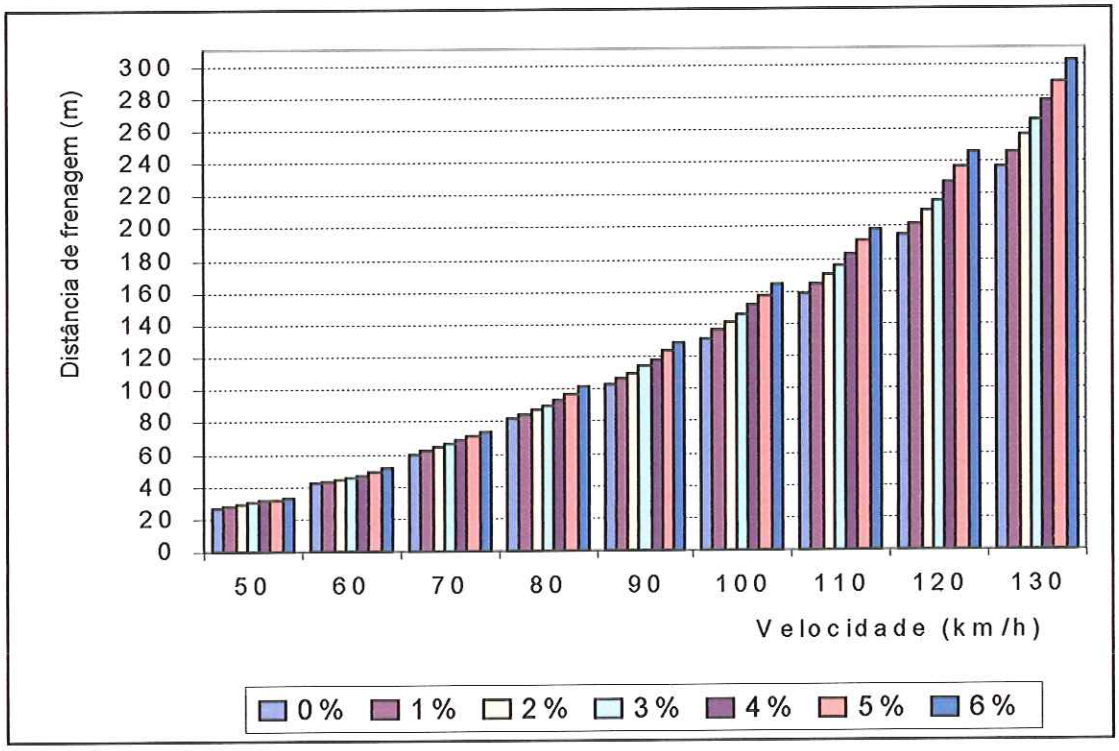


Figura 2.18 – Distância teórica D_2 (m) de frenagem em função do declive (%) e da velocidade do veículo (km/h)

2.2.4 O processo de frenagem, a temperatura e o ruído

De acordo com Fernandes (1994), estando um veículo em movimento e tendo início o processo de frenagem, tem início também um processo de transformação de energia. A energia mecânica (potencial + cinética) associada ao veículo será transformada em energia térmica no sistema de freios e no contato entre os pneumáticos e o pavimento. Dessa transformação de energias surgem, respectivamente o calor, gerado por atrito, e o

ruído, gerado pelo contato entre as superfícies responsáveis por freiar o veículo. Esse calor, caso não seja rapidamente dissipado para o meio ambiente e fique retido nos tambores ou discos e adjacências, acaba se tornado o maior inimigo do processo de frenagem, pois prejudica enormemente a eficiência do sistema de freios devido ao aparecimento do fenômeno chamado fade, o qual veremos a seguir.

2.2.5 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. O fenômeno do fade está representado graficamente na Figura 2.10. O maior responsável pelo seu aparecimento é a temperatura excessivamente alta que ocorre por ocasião da fricção entre as partes citadas. Quando a lona ou pastilha atinge o ponto de fade sua eficiência de frenagem cairá gradualmente, fazendo com que o motorista passe a pressionar o pedal de freio com maior intensidade. "Não deixa de ser, de certa forma, um sinal de aviso possibilitando, ainda, um controle adequado sobre o veículo" (COBREQ, 2003). De acordo com essa mesma fonte, para veículos com freio a tambor o fade se manifesta a partir de 350 °C.

2.2.6 Energias inerentes a um veículo em movimento

Um veículo descendo uma rampa a uma determinada velocidade é um caso típico de processo dissipativo de energia, no qual as energias (cinética e potencial) associadas ao veículo são transformadas em energia térmica e sonora e dissipadas através dos sistemas de freios de serviço (sejam eles a disco ou a tambor) e de arrefecimento (lubrificação, refrigeração e ventilação). A potência instantânea gerada que deve ser dissipada é a variação da energia cinética e potencial com o tempo, em cada instante. Essa energia, dependendo do modo de operação do motorista, da massa total transportada, da velocidade e marcha escolhida, poderá ser dissipada apenas no sistema de arrefecimento (o que acarreta viagens lentas e possíveis sobrecargas térmica e mecânica do sistema em questão) ou, o que é mais comum, em ambos os sistemas.

Neste caso, dependendo da quantidade de energia que for produzida e dissipada nos freios, poderá ocorrer a saturação térmica do sistema, resultado das altíssimas

temperaturas alcançadas. "Como conseqüência ocorrerá uma queda no coeficiente de atrito e no desempenho do sistema de freios como um todo e, para controlar a velocidade, o motorista terá que acionar os freios cada vez mais e mais. Se com o acionamento total do pedal o motorista não puder mais controlar a velocidade do veículo, o sistema entrará numa situação instável, ganhando energia cinética (velocidade) que aumentará mais ainda a temperatura, que reduzirá ainda mais o coeficiente de atrito que reduzirá a força de frenagem, em um processo que resulta, em geral, em graves acidentes" (Canale, 2003 – notas de aula).

Para evitar que a situação descrita anteriormente ocorra, o motorista deve então escolher uma marcha e velocidade de descida adequadas ao sistema de freios para descer a rampa com segurança e no menor tempo possível - objeto de cálculo deste trabalho - mantendo as temperaturas dos freios dentro de valores razoáveis que permitam, se for necessário, que seja realizada uma frenagem de emergência, sem perda significativa de eficiência.

O sistema de freios estará termicamente saturado quando o calor produzido pelo atrito entre as lonas e tambores, que é absorvido pelo sistema (lonas, tambores, cubos e adjacências etc..) e liberado posteriormente por condução, convecção ou irradiação para o meio ambiente, resultar numa temperatura de serviço maior do que a especificada pelo fabricante para o sistema. Nessa ocasião, ou seja, quando o sistema alcançar essa temperatura de saturação (fade), o veículo estará se deslocando com uma velocidade que doravante chamaremos de velocidade de segurança. Essa velocidade pode ser obtida de forma teórica através das equações expostas mais adiante neste trabalho.

A partir da determinação da velocidade de equilíbrio, limitada pela temperatura de saturação, será possível investigar os efeitos dessa velocidade sobre a formação de pelotões na corrente de tráfego, fator que será utilizado no critério de justificativa para a proposta de construção de faixas adicionais em declives longos de rodovias cujos projetos necessitem de intervenções para aumento da capacidade ou da segurança.

Com os resultados será estabelecido o critério para construção de faixas adicionais em declives, por analogia com os critérios propostos pela AASHTO para a construção de faixas adicionais em aclives.

2.2.7 Formas de transmissão de calor

De acordo com, entre outros, Lemos (2003) e Salmoni (1966), nos estudos de transferência de calor devem ser considerados três modos distintos de transmissão de calor: convecção, condução e radiação. Na realidade, a distribuição de temperatura em um meio é controlada pelos efeitos combinados desses três modos de transferência de calor. Devido a isso não é possível isolar um modo de interação totalmente dos outros. Contudo, para simplicidade de entendimento e de análise, pode-se considerar, por exemplo, a convecção separadamente, sempre que as transferências de calor por condução e radiação forem desprezíveis. E vice-versa.

A partir do freio o fluxo de calor dissipa-se de três formas:

1. por condução: pelos componentes do sistema de freio
2. por convecção: pelo ar
3. por radiação: para as partes mais afastadas.

Dependendo do caso de frenagem a ser estudado, cada um desses fatores terá maior ou menor importância. Numa descida de serra, o fator preponderante é a convecção forçada.

2.2.7.1 Convecção

Este tipo de transmissão de calor é a que ocorre nos fluídos de maneira geral (como o ar, por exemplo). Aquecendo-se a parede de um recipiente em que esteja contido um fluído, verifica-se que as partículas quentes, tornando-se mais leves, sobem e no lugar delas vem outras mais frias, criando-se por fim uma corrente de fluído num certo sentido. Não existe somente transmissão de energia, mas também movimento de partículas materiais. Se o movimento do fluído for induzido artificialmente por uma bomba ou um ventilador ou mesmo no caso de um veículo movimentando-se, diz-se que a transferência de calor se processa por convecção forçada.

2.2.7.2 Condução

Aqui a transmissão de calor ocorre de uma parte a outra de um mesmo corpo ou de um corpo a outro em contato físico com ele, sem deslocamento apreciável das partículas do corpo. Em outras palavras é necessária a presença de um corpo para a transmissão do calor. Nos metais a condução ocorre através do movimento de elétrons, resultando no fato de serem, além de bons condutores de eletricidade, bons condutores de calor.

2.2.7.3 Radiação

Forma de transmissão de calor que não pressupõe a existência de um meio material, podendo ocorrer no vácuo. Clássico exemplo deste tipo de transmissão de calor é o modo como o sol, através de ondas eletromagnéticas, envia calor para a terra.

2.3 Temperatura e transmissão de calor x variação da carga total transportada

Conforme citado anteriormente, sabemos que a temperatura é o principal inimigo do sistema de freios de um veículo, principalmente no que diz respeito à sua eficiência e vida útil. Além do sistema de freios (composto basicamente pelo conjunto tambores/ discos + lonas/pastilhas) outros componentes do veículo também são bastante afetados pela temperatura, como por exemplo: os rolamento de roda, a graxa que lubrifica e diminui o atrito desses rolamentos e do cubo de roda, os próprios cubos, rodas e retentores de graxa, os pneus, etc..

A quantidade de itens afetados pela temperatura revela o quanto é importante um bom projeto de construção do sistema de frenagem, no que diz respeito à quantidade de calor gerado e à sua dissipação, seja por condução, convecção ou indução.

Andrade *et all* (2002) realizaram ensaios em dinamômetro inercial que demonstram o comportamento da temperatura nos diversos componentes do sistema de freios bem como dos itens circunvizinhos a ele. Nesses ensaio foram monitoradas as temperaturas atingidas no tambor de freio, nas lonas, nos rolamentos de roda, no cubo e na roda do eixo traseiro de um veículo de 17 toneladas, para quatro configurações de carga: vazio

(2.700 kg no eixo), 50% da carga (5.250 kg), 100% da carga (peso de balança, 10.500 kg) e 120% (12.600 kg). O ensaio foi executado segundo a Norma Européia ECE R13 para aquecimento (velocidade reduzida de 70 para 30 km/h, desaceleração de 3 m/s^2, entre outras condições) e seus resultados estão demonstrados a seguir.

Os gráficos a seguir (Figuras 2.19, 2.20, 2.21 e 2.22) revelam que o aumento da carga transportada influencia diretamente as temperaturas médias de trabalho, principalmente sob condições de sobrecarga, não só dos componentes do sistema de freios mas também dos componentes circunvizinhos. Além disso, esse tipo de ensaio revela o quão eficiente é o sistema de transferência e retirada de calor do sistema, se o projeto atende as exigências do projetista, o que deve ser modificado para aperfeiçoar o projeto ou otimizar a vida útil dos componentes, etc..

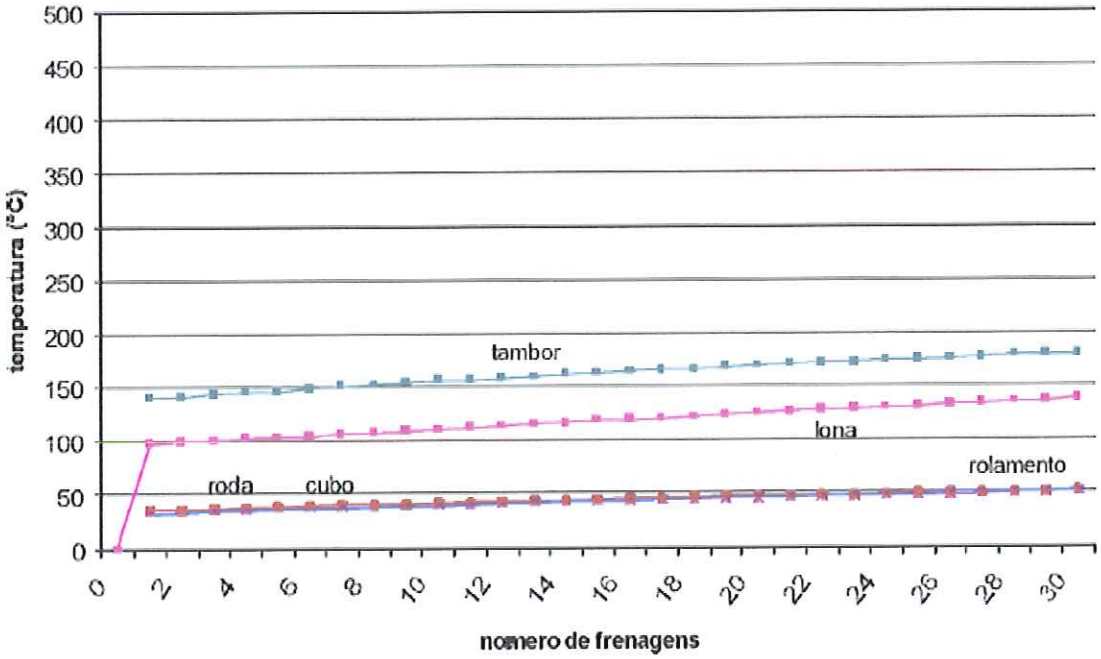


Figura 2.19 – Ensaio com veículo vazio

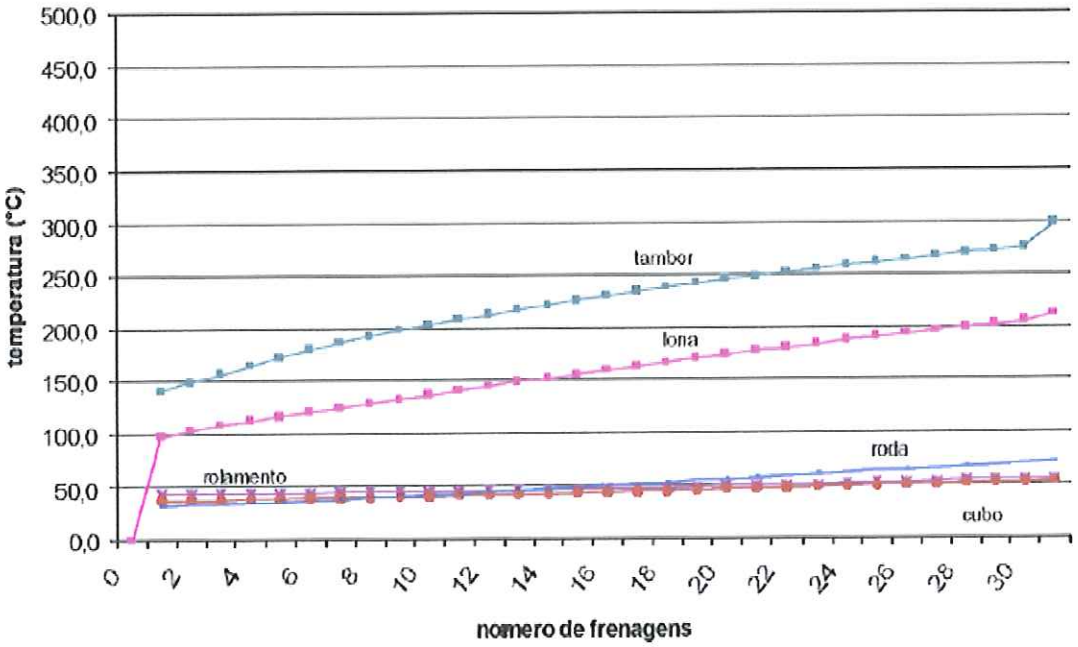


Figura 2.20 – Veículo com 50% da capacidade de carga

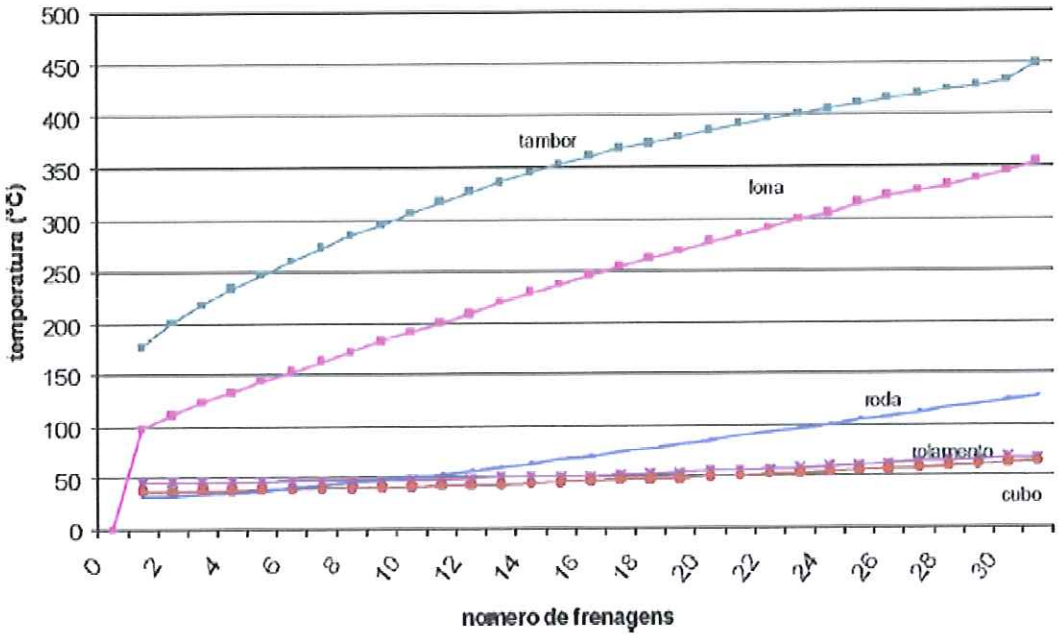


Figura 2.21 – Veículo com 100% da capacidade de carga

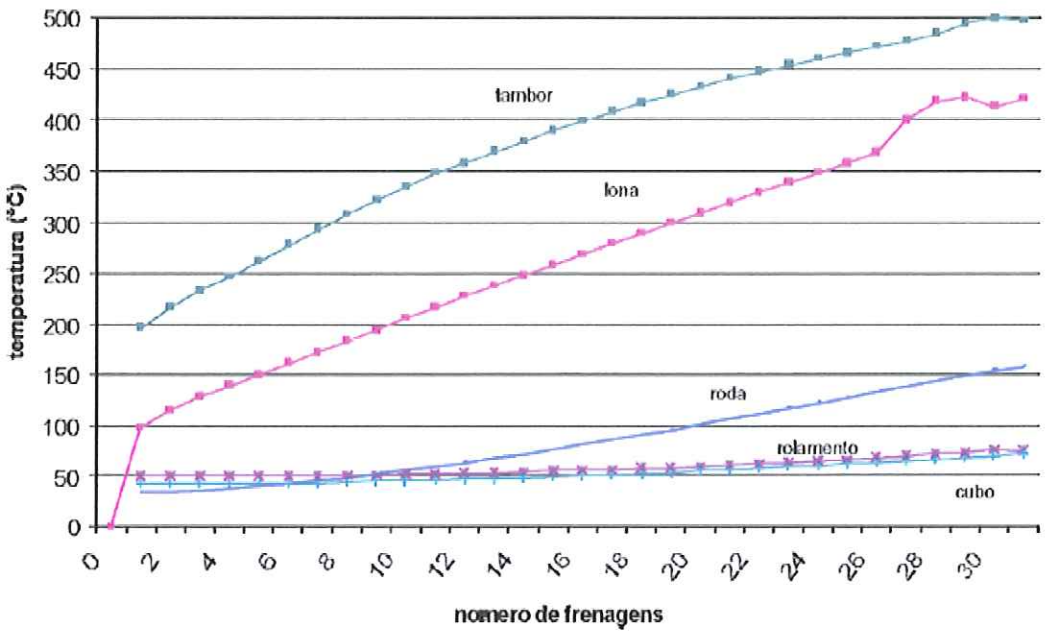


Figura 2.22 - Veículo com 120% da capacidade de carga

2.4 O superaquecimento dos freios e os pneus

Temperaturas muito elevadas no sistema de freios podem ter como conseqüência a ocorrência de acidentes de trânsito, seja pela redução progressiva do atrito entre as lonas e tambores (ou pastilhas e discos) seja pelo estrago causado pela propagação do calor nos itens adjacentes ao sistema de freios. As peças que utilizam borracha em sua composição são algumas das mais afetadas pelo superaquecimento.

Dependendo dos níveis de temperatura transmitidos ao conjunto pneu-roda e do tempo de exposição à mesma, poderá aparecer defeitos nos pneus (que poderão até mesmo estourar), derretimento das câmaras de ar e dos protetores, guarnição e núcleo das válvulas (nos pneus sem câmara) , etc..

"É muito freqüente a explosão dos pneus quando os talões ficam expostos a temperaturas acima de 140°C durante um tempo maior do que o previsto no projeto de construção do pneu" (ALAPA, 2002). Os talões são responsáveis pela fixação do pneu ao veículo através da roda. Como tal, fazem parte da região mais crítica do pneu, onde se concentram os esforços de aceleração e frenagem transmitidos do veículo ao solo.

Um superaquecimento nessa região (temperaturas acima de 80°C), ocasiona danos irreversíveis na borracha que sustenta a ancoragem dos cordonéis da carcaça ao aro do pneu, devido à perda de suas propriedades físico-mecânicas. O estouro do pneu ocorre, no caso em questão, justamente devido a essa fragilização da carcaça que permite que a pressão interna do pneu desenrole ou estoure de forma brusca ou contínua os cordonéis e facilite a explosão.

Segundo a ALAPA (2002), para usufruir ao máximo as potencialidades de um pneu, no que diz respeito à sua vida útil, é necessário que a temperatura dos talões (medida na base dos mesmos) se mantenha próxima ou inferior a 80°C. Acima desse valor inicia-se um processo de degradação térmica que reduz drasticamente a vida útil do pneu.

A Figura 2.23 demonstra o potencial de vida útil de um pneu em função da temperatura alcançada no talão, de forma continua, excluídos outros fatores.

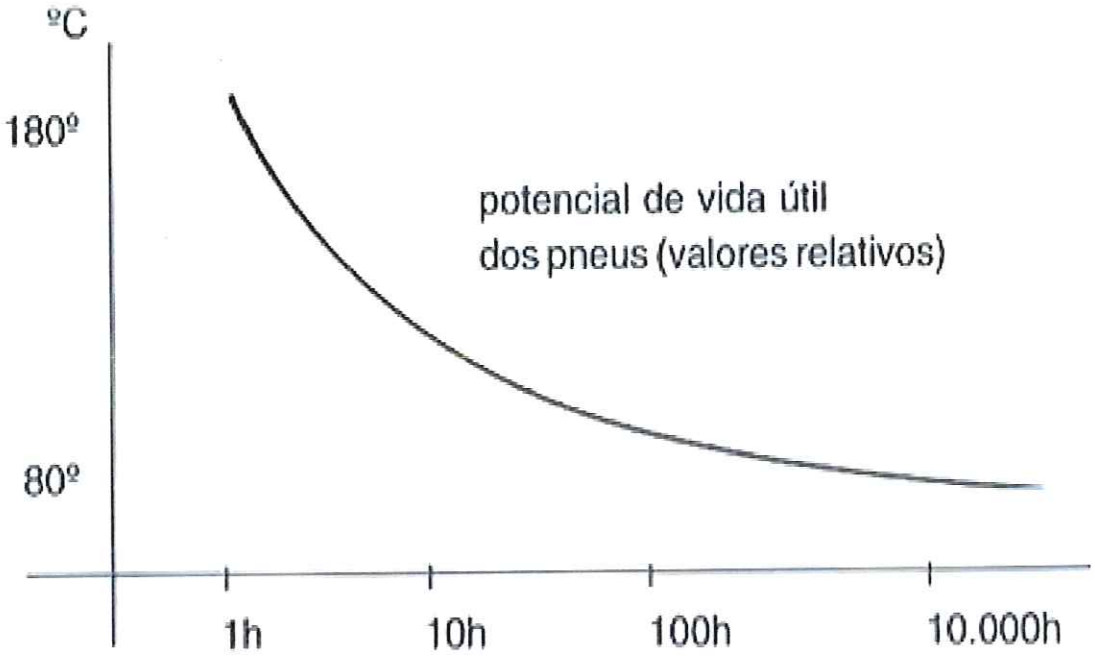


Figura 2.23 – Potencial de vida útil dos pneus em função da temperatura do talão
Fonte: ALAPA (2002)

As Figuras 2.24 e 2.25 mostram alguns exemplos de pneus sucateados por superaquecimento dos freios.

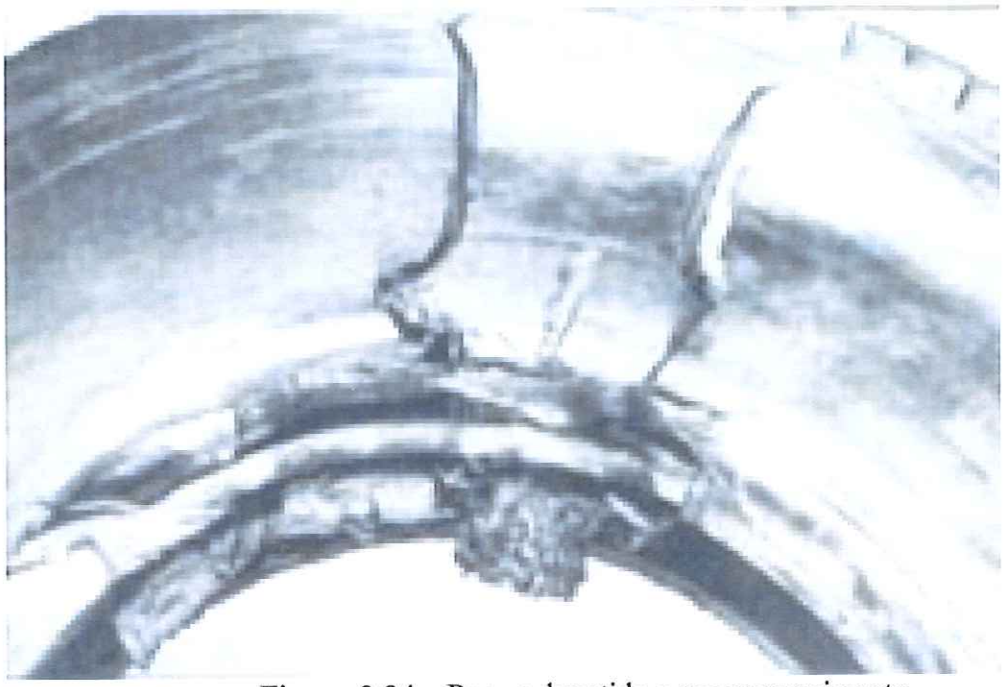


Figura 2.24 – Pneu submetido a superaquecimento
Fonte: ALAPA (2002)

Figura 2.25 – Pneu submetido a superaquecimento
Fonte: ALAPA (2002)

2.5 Dinâmica da frenagem

A capacidade de frear, que determina a habilidade do veículo diminuir sua velocidade, mantê-la constante ou parar, é um fator importante do desempenho do mesmo.

2.5.1 Forças agindo num veículo desacelerado numa rampa descendente

Todas as forças e momentos que agem num veículo freando numa rampa descendente podem ser vistas na Figura 2.26 e serão comentadas a seguir:

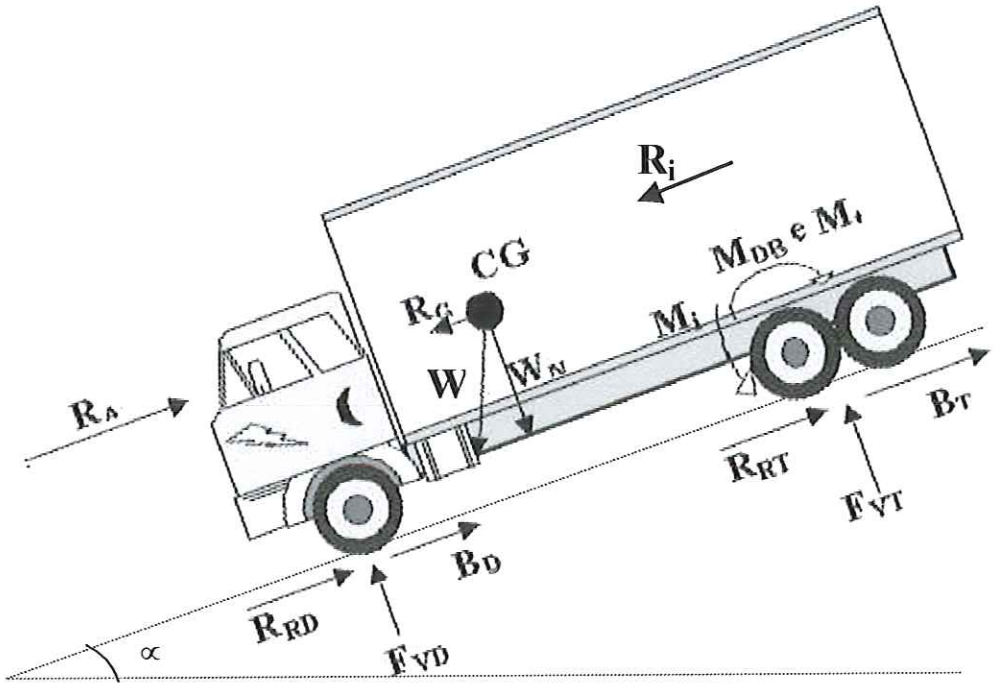


Figura 2. 26 – Forças que agem num veículo numa rampa descendente

Na Figura 2.26 , CG é o centro de gravidade do veículo e α é o ângulo que a rampa faz com a horizontal. As forças e momentos que atuam no veículo nessa condição são os seguintes:

- B_D e B_T: Forças de frenagem nas rodas dianteiras e traseiras, obtidas no sistema de freios de serviço do veículo por atrito entre superfícies.
- R_{RD} e R_{RT}: Forças de resistência ao rolamento nas rodas dianteiras e traseiras. A soma das duas resulta na obtenção da resistência total de rolamento R_R (ver página 43).
- R_A: Resistência aerodinâmica ou arrasto (ver página 43).

- W: Força peso do veículo.
- W_N: Decomposição da força peso na direção normal ao ângulo da rampa.
- F_{VD} e F_{VT}: Reação no eixo dianteiro e traseiro à força W_N. A resultante da soma dessas duas forças é igual a W_N.
- R_G: Resistência de rampa. É numericamente igual à decomposição da força peso (W_N) na direção paralela ao plano da rampa (ver página 42).
- M_i: Momento de inércia das partes rotativas do veículo no eixo das rodas.
- R_i: Força de inércia de translação(*). É numericamente igual a ($M \cdot a \cdot \gamma_b$), sendo:

M a massa total do veículo,
a a desaceleração do veículo, e
γ_b um fator que leva em consideração as partes rotativas do veículo.

- M_t: Torque necessário para vencer os atritos das engrenagens, mancais, juntas e movimentação de óleo.
- M_{DB}: Torque de frenagem proveniente do motor (que, nessa condição, funciona como um compressor de ar, retirando energia do movimento, e atuando como freio auxiliar). Depende da velocidade e da marcha engrenada.

2.5.2 Balanceamento energético de um veículo em movimento

Segundo Canale (1989), Setti (2002) e outros autores, 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 potência, esse raciocínio pode ser representado da seguinte forma:

$\mathbf{P_B + P_{BM} = V^*(R_G - R_R - R_A)}$ (Canale, 1989), onde:

$\mathbf{P_B}$ = Potência dissipada pelo sistema de freios (watts)

$\mathbf{P_{BM}}$ = Potência dissipada pelo freio motor (watts)

$\mathbf{V}$ = Velocidade de deslocamento do veículo (m/s)

$\mathbf{R_G}$ = Resistência de rampa (N)

$\mathbf{R_R}$ = Resistência ao rolamento (N)

$\mathbf{R_A}$ = Resistência aerodinâmica (N)

Nesta equação foram consideradas apenas as principais forças (que atuam de forma relevante) que agem num veículo freando numa rampa descendente, tendo sido ignoradas as demais por serem numericamente desprezíveis, quando comparadas com as principais.

(*)Para um veículo descendo uma rampa em velocidade de equilíbrio R_i é igual a zero, visto que a desaceleração (*a*) a que o mesmo está submetido também é igual a zero.

3. *MODELO MATEMÁTICO*

Neste capítulo será demonstrado o raciocínio matemático, a partir das equações de energia, que permitirão calcular a temperatura do sistema de freios e a máxima velocidade de segurança com que um veículo poderá descer qualquer greide.

3.1 Equações de energia

Como citado no final do capítulo anterior, temos:

$$\mathbf{P_B + P_{BM} = V*(R_G - R_R - R_A)} \qquad \text{(I)}$$

Integrando a Potência em relação ao tempo, ou seja, multiplicando a potência pelo tempo nos dois lados da equação, a nova igualdade fica assim descriminada:

$$\mathbf{P_B*t + P_{BM}*t = V*t*(R_G - R_R - R_A)} \qquad \text{(II)}$$

O que resulta em:

$$\mathbf{Q_B + P_{BM}*t = V*t*(R_G - R_R - R_A)}\text{ , ou}$$

$$\mathbf{Q_B + P_{BM}*L/V = L*(R_G - R_R - R_A)}\text{, onde:}$$

$\mathbf{Q_B}$ = Energia, trabalho ou quantidade de calor produzida pelo sistema de freios (J)
V = Velocidade de descida da rampa (m/s)
L = Espaço percorrido pelo veículo (m)

Neste ponto torna-se interessante tecer um breve comentário a respeito das unidades de medidas adotadas nas equações (I) e (II) e na seqüência deste trabalho.

De um lado da equação (II) aparecem os itens potência e tempo. A unidade de potência no Sistema Internacional de Unidades (SI) é o watt, cujo símbolo é [W]. A unidade de tempo no SI é o segundo, simbolizado por [s]. O resultado do produto dessas duas

unidades, ou seja, potência multiplicada pelo tempo ([W] . [s]) recebe, no SI, o nome de energia, trabalho ou quantidade de calor, cuja unidade é o joule, simbolizado por [J]. O joule também pode ser expresso, em unidades de base, da seguinte forma: $[m^2.kg.s^{-2}]$.

Do outro lado da equação (II) aparecem os seguintes fatores: velocidade (cuja unidade no SI é o [m/s]), o tempo (cuja unidade é o [s]) e a somatória das forças que atuam no veículo, expressas no SI, em newtons [N]. O newton, em unidades de base, é representado da seguinte forma: $[m.kg.s^{-2}]$. O resultado da multiplicação desses três fatores, ou seja, velocidade versus tempo versus força é: $[m^2.kg.s^{-2}]$, que nada mais é do que a representação simbólica do joule [J], o que demonstra que a igualdade citada na equação (II) está perfeita no que diz respeito ao aspecto dimensional.

A resistência de rampa pode ser calculada pela expressão:

$\mathbf{R_G} = \mathbf{G}.\ \text{sen}\alpha$, sendo:

$\mathbf{G}$ = 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, como $\text{sen}\alpha = \text{tang}\alpha$, teremos:

$\mathbf{R_G} = \mathbf{G}.\ \text{tang}\alpha = 10 * \boldsymbol{i} * \mathbf{G}$, sendo:

$\mathbf{R_G}$ = Resistência de rampa (N)

$\boldsymbol{i}$ = Declividade da rampa (%)

$\mathbf{G}$ = Peso do veículo (KN)

No caso de o trecho estudado da rodovia possuir diversos segmentos com comprimento e inclinações diferentes, então a declividade da rampa $\boldsymbol{i}$ deverá ser substituída por uma declividade equivalente ($\boldsymbol{i_{eq}}$), calculada da seguinte forma:

$\boldsymbol{i_{eq}} = (\boldsymbol{i_1} * \mathbf{L_1} + \boldsymbol{i_2} * \mathbf{L_2} + \ldots\ldots + \boldsymbol{i_n} * \mathbf{L_n}) / (\mathbf{L_1} + \mathbf{L_2} + \ldots\ldots + \mathbf{L_n})$, onde:

n = número de segmentos com inclinação diferente,

i_n = declividade do trecho n (%), e

L_n = comprimento do trecho n

A resistência de rolamento pode ser estimada pela expressão:

$$R_R = (c_1 + c_2 * V) * G,$$ sendo:

R_R = Resistência ao rolamento (N)

c_1 = Constante que reflete o efeito da deformação do pneu e da via

c_2 = Constante que reflete o efeito de outros fatores na resistência ao rolamento

V = Velocidade do veículo (km/h)

G = Peso do veículo (KN)

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

$$R_A = c_a * A * V^2,$$ sendo:

R_A = Resistência aerodinâmica (N)

c_a = Coeficiente de penetração aerodinâmica

V = Velocidade do veículo (km/h)

Substituindo as equações das forças de resistência na equação do cálculo de energia obtemos:

$$Q_B + P_{BM} * t = L * (10 * i * G - (c_1 + c_2 * V) * G - c_a * A * V^2), \quad \text{(III)}$$ onde:

t = tempo (em seg.) utilizado para vencer o percurso **L** (m)

A equação (III) será a equação básica utilizada neste trabalho para calcular a quantidade de energia transferida para o sistema de freios e que permitirá estimar que temperaturas esses freios chegam a atingir. A modelagem matemática supõe que todo a 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 é perfeitamente aceitável quando se trata de freios a tambor, visto tratar-se de um sistema praticamente fechado e embutido dentro das rodas e do chassis do veículo. O mesmo não poderia ser considerado se o conjunto de freios fosse a disco pois, neste tipo de freio, o disco fica praticamente imerso e exposto à corrente de ar que fica em volta e por baixo do veículo, fluxo esse que retira uma quantidade de energia do sistema de freios que não poderia ser desprezada nos cálculos. Outra razão para ignorar a quantidade de energia transferida para o meio ambiente, quando se trata de freios a tambor é que, assim agindo, estaremos trabalhando a favor da segurança no trânsito (pois as velocidades recomendadas serão menores). Também contribuiu para ignorarmos a energia transferida para o meio ambiente a completa ausência de dados, pelo menos no Brasil, a respeito desse assunto.

A potência dissipada pelo freio motor ($\mathbf{P_{BM}}$) é um dado, mensurado em dinamômetro, que pode ser obtido junto aos fabricantes dos motores ou às montadoras dos veículos, a exemplo do mostrado a seguir (Figura 3.1), divulgado pelo montadora Volvo em revistas especializadas.

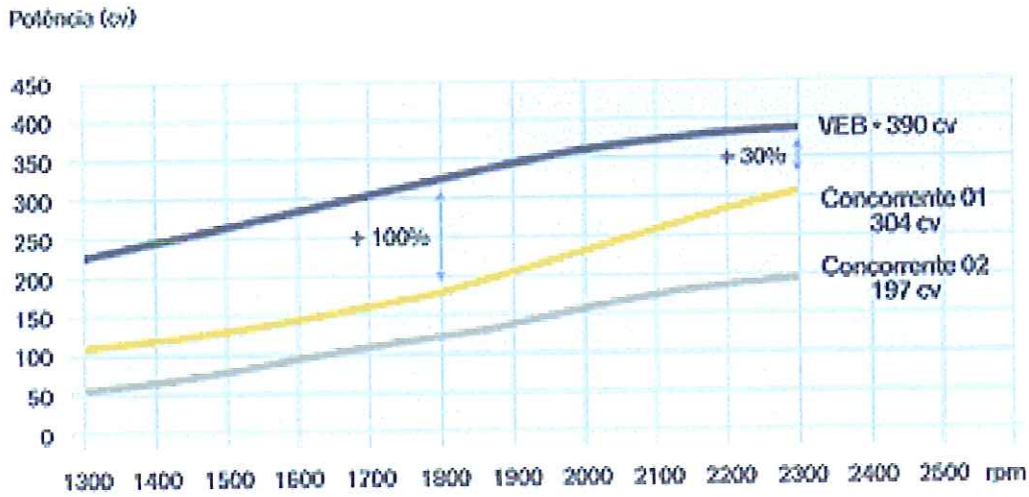


Figura 3.1 – Potência de frenagem (cv) x rotação do motor (rpm)
Fonte: Volvo do Brasil

Caso seja preferível, o usuário do programa computacional desenvolvido nesta dissertação poderá utilizar, ao invés da potência de frenagem fornecida pelas montadoras de motores e veículos, a potência de frenagem exigida pelos países da

Comunidade Européia, através da Norma Européia ECE R13, utilizada como base para a resolução 777/93 do CONTRAN (ver cópia da resolução no anexo G) que especifica os requisitos mínimos de desempenho e características que deverão ser obedecidos para os sistemas de freios e seus componentes dos veículos de carga a partir de 24 de dezembro de 1995. Em linhas gerais essa Norma Européia exige que o veículo carregado com uma massa qualquer (G) consiga descer uma rampa de 6.500 metros de comprimento e 6,5% de inclinação com uma velocidade mínima de 30 km/hora, sem utilizar o freio de serviço. Sistema auxiliares de frenagem, como "retarders" e freios borboleta ou com pistão no escapamento poderão ser utilizados sem qualquer tipo de restrição.

3.2 A resistência de rolamento e as constantes c_1 e c_2

Num caminhão, a resistência de rolamento é influenciada por quatro fatores principais. São eles:

1- a deformação elástica do pneumático na região de contato com o solo,
2- a penetração do pneumático no pavimento,
3- o escorregamento adicional nas curvas, e
4- a circulação do ar dentro do pneu e o efeito da ventilação externa.

De todos eles, os dois primeiros são os que influem mais significativamente na resistência de rolamento.

Quanto mais rígidos forem o conjunto roda e pneu e o pavimento, menor será a deformação e penetração do conjunto no pavimento e, em conseqüência, menor será a resistência de rolamento. Este fato reforça a importância do itens pneus, no que diz respeito ao tipo de construção (seja radial ou convencional) e à pressão interna dos mesmos.

A Tabela 3.1 fornece valores típicos de c_1 para diversas superfícies de rolamento. Nela observa-se que quanto menos resistente a superfície de rolamento, maior o valor do desse coeficiente, o que significa que a resistência de rolamento é maior em superfícies menos rígidas.

Para o coeficiente c_2, que representa o efeito de outros fatores na resistência de rolamento, é comum utilizar-se o valor 0,056. Esse valor, bem como a parcela da resistência, cresce com o aumento da velocidade do veículo. Contudo, ainda assim, é muito menor do que a resistência causada pela deformação do pneu e pavimento (c_1).

Tabela 3.1 – Valores típicos de c_1

TIPO DE SUPERFÍCIE	C_1
Asfalto ou concreto	7,6
Terra firme seca	30,0
Terra solta seca	40,0
Areia solta seca	100,0
Terra mole úmida	160,0

Fonte: Setti (2002)

3.3 A resistência aerodinâmica, a área frontal do veículo e a constante c_a

A resistência aerodinâmica, também conhecida como força de arrasto, atua sobre qualquer veículo que esteja em movimento na superfície terrestre, visto que propicia o deslocamento de certas quantidades de massa de ar. Dos fatores que influenciam a resistência aerodinâmica os mais importantes são:

1 - a velocidade do vento,
2 - o sentido, direção e módulo da velocidade do vento e,
3 - a carroceria do veículo (tamanho e forma).

Outros fatores que também influenciam, em menor grau de importância, a resistência aerodinâmica, estão o estado geral da superfície da carroceria (como por exemplo, amassados, saliências, enfeites, etc..) e a massa específica do ar.

Devido à complexidade de se calcular o efeito do fluxo de ar no entorno de um veículo, normalmente costuma-se usar modelos semi-empíricos para representar esse efeito. Para isso é determinado empiricamente, através de túnel de vento, o coeficiente de arrasto,

C_D , para cada tipo de veículo. O C_D depende da forma e do tamanho do veículo estudado.

A partir da obtenção do C_D, pode ser calculado o coeficiente de penetração aerodinâmica (c_a), utilizado na expressão para calcular a resistência aerodinâmica, através da seguinte expressão:

$$c_a = \frac{1}{2}\frac{\rho}{g}C_D \qquad \text{onde:}$$

ρ = densidade do ar (varia com a pressão e a temperatura) e

g = aceleração da gravidade local

A relação (ρ/g) recebe o nome de massa específica do ar e, em condições normais de temperatura e pressão, vale 1,225 kg/m^3.

A Tabela 3.2 relaciona alguns valores típicos do coeficiente de penetração aerodinâmica (c_a) para certos tipos de veículos, em função da área frontal de cada veículo. Este coeficiente não é adimensional. Ele incorpora constantes de conversão de unidades, de tal forma que seja possibilitado o uso da velocidade em quilômetros/hora (km/h) e da área frontal do veículo em metros quadrados (m^2).

Tabela 3.2 – Área frontal e coeficientes de penetração aerodinâmica (c_a)

VEÍCULO TIPO	ÁREA FRONTAL (m^2)	Ca
Automóveis	2,5 – 3,5	0,020 – 0025
Ônibus	7,0 – 9,0	0,035 – 0.040
Caminhões	6,0 – 9,0	0.028 – 0,040

Fonte: Setti (2002)

3.4 A resistência de rampa

A resistência de rampa é a componente da força peso que atua na direção do movimento sempre que a trajetória do veículo não for horizontal. Numa subida a componente do

peso trabalha no sentido contrário ao do movimento atuando, portanto, como uma força de resistência, de forma similar a uma força de frenagem. Numa descida a componente do peso trabalha no sentido de acelerar o veículo e, portanto, não pode ser encarada como uma força de resistência. Neste caso, a força de frenagem deve atuar para contrabalançar a componente do peso, para evitar que o veículo acelere descontroladamente.

3.5 Cálculo da temperatura do sistema de freios

Toda a energia gerada no sistema de freios de serviço, que pode ser calculada através da equação (III), deve ser armazenada nos tambores (ou discos) de freio, conforme a seguinte equação, mais conhecida como "Equação Fundamental da Calorimetria":

$\mathbf{Q_B = c*W_{dr}*\Delta T}$ onde:

$\mathbf{Q_B}$ = Capacidade térmica dos tambores ou discos (J)
$\mathbf{W_{dr}}$ = Peso do tambor ou disco (kg)
$\mathbf{c}$ = Calor específico do material das panelas (J/kg.Kelvin)
$\mathbf{\Delta T}$ = Variação de temperatura (Kelvin)

Da equação anterior obtemos:

$\mathbf{\Delta T = Q_B/c*W_{dr}}$ (IV)

Essa variação térmica corresponde à diferença de temperaturas do sistema de freios no final do trecho de descida (que deverá ser inferior à temperatura de fade) e à temperatura do mesmo sistema no início do trecho de descida.

Os resultados da aplicação do programa de computador desenvolvido nesta dissertação, mostrados no capítulo 5, levam em consideração as seguintes condições de contorno:

- temperatura de fade: 350 ^{0}C

- temperatura no início da descida da serra: próxima da temperatura ambiente. Admitida, neste trabalho, igual a 50 ^{0}C
- variação térmica $\Delta T = 350 - 50 = 300$ ^{0}C

É importante observar que para as unidades de medida adotadas, a variação de temperatura encontrada será obtida em graus Kelvin. Contudo, devido ao fato de tanto a escala Kelvin quanto a Celsius serem centesimais, esse valor poderá ser convertido diretamente para graus Celsius, sem a necessidade de fator algum para conversão.

4. O PROGRAMA COMPUTACIONAL

Tomando como base as equações (III) e (IV) das páginas anteriores é possível montar um programa em linguagem C que, quando alimentado com as variáveis massa do veículo, velocidade, características dos veículos e da rampa, calcule a variação de temperatura do sistema de freios. O programa também permite obter o perfil da variação da temperatura do sistema de freios ao longo do comprimento total do declive, conforme pode ser observado no exemplo do anexo C, na figura C1.

Essa linguagem foi escolhida, juntamente com o compilador Turbo C, devido a sua simplicidade, precisão e confiabilidade. Devido a essa escolha o programa foi produzido, numa primeira versão, em modo texto, semelhante ao MS-DOS. Após serem verificados a consistência, precisão e confiabilidade dos resultados, o código fonte foi alterado da linguagem C para linguagem C++, utilizando o compilador C++ Builder cujo paradigma de orientação a objetos permite modificar o programa para modo gráfico, semelhante ao Windows, além de facilitar a inserção de novas funcionalidades como por exemplo um gráfico cartesiano para representar a temperatura ao longo do tempo ou espaço percorrido.

As entradas do programa, bem como suas unidades de medida, de acordo com as equações (III) e (IV), mostradas novamente abaixo,

$$\mathbf{Q_B + P_{BM}*t = L*(10*i*G - (c_1 + c_2*V)*G - c_a*A*V^2)} \qquad \text{(III)}$$

$$\mathbf{\Delta T = Q_B/c*W_{dr}} \qquad \text{(IV)}$$

são as seguintes:

1- Velocidade escolhida para descida (km/h)
2- massa do sistema de freios (kg)
3- calor específico do material dos tambores de freio (J/kg.Kelvin – ver anexo E)
4- o tamanho da rampa (m)
5- a inclinação da rampa (%)
6- a área frontal do veículo (m^2)

7- a massa total do veículo (kg)
8- a potência de frenagem utilizada pelo motor na descida (cv)
9- o coeficiente de penetração aerodinâmica do veículo (adimensional)
10- o número de conjuntos de freios que equipa o veículo (adimensional)
11- a constante que reflete o efeito da deformação do pneu e da via (adimensional) e,
12- a constante que reflete o efeito dos outros fatores na resistência de rolamento (adimensional).

A entrada nº 8 deixará de ser considerada como tal se o usuário do programa optar por utilizar a potência de frenagem exigida pela Norma Européia de Frenagem ECE R13, ao invés da potência de frenagem fornecida pelas montadoras dos veículos. Nesse caso o programa calculará a potência de frenagem que será utilizada nas equações e o número de entradas cairá de 12 para 11. Em conseqüência, o número de saídas será incrementado em uma unidade, de 6 para 7, pois a potência calculada também será considerada um resultado do programa.

A saída do programa mais importante para este trabalho será a variação de temperatura no sistema de freios com a qual o veículo em questão será capaz de vencer a rampa estudada. Essa temperatura (que deverá ser inferior à temperatura de fade) nos fornecerá com qual velocidade teórica um veículo poderá descer determinada rampa. A obtenção dessa velocidade proporcionará a elaboração de um critério que indique ou não a necessidade da construção de terceiras-faixas ou faixas auxiliares em descidas longas.

A seguir relacionamos os resultados gerados pelo programa, que serão considerados como sendo as saídas do mesmo:

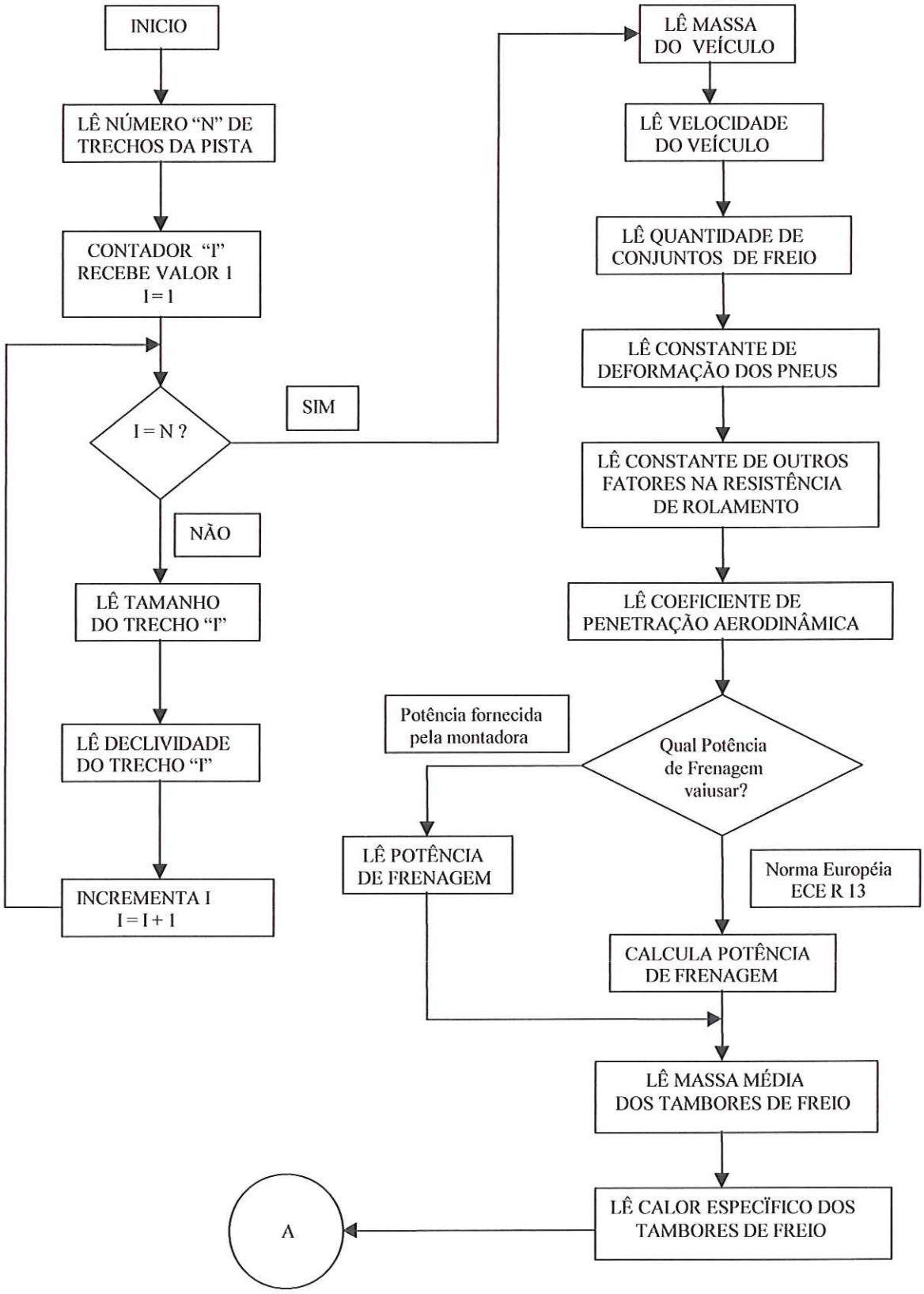
1 - resistência aerodinâmica (N),
2 - resistência de rolamento (N),
3 - resistência de rampa (N),
4 - energia armazenada no sistema de freios (J),
5 - o tempo total de descida (h) e, finalmente
6 - a variação da temperatura do sistema de freios (K ou °C).

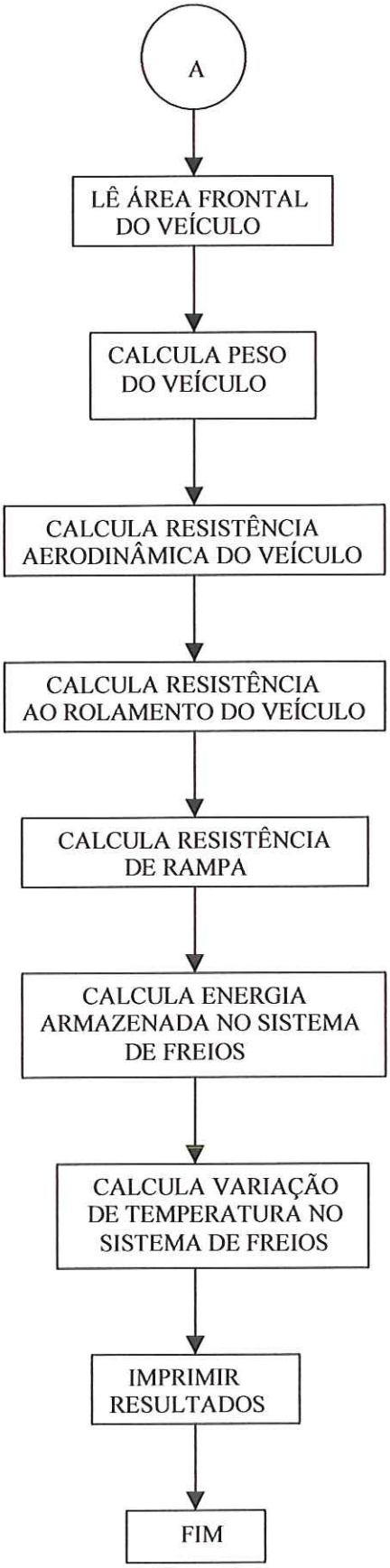
Se o usuário do programa optar pela utilização da potência de frenagem conforme as Normas Européias, essa potência deixará de ser um dado de entrada do programa (item nº 8 da lista de entrada) e passará a ser mais uma saída (a de nº 7).

No anexo A é mostrado um exemplo "passo a passo", de como o usuário deve proceder para alimentar o programa. As telas de entrada e saída do programa estão mostradas nas Figuras B.1 e B.2 do anexo B.

O código fonte do programa contendo os algoritmos de cálculo das diversas incógnitas das equações III e IV, pode ser visto no anexo D.

4.1 FLUXOGRAMA




A
LÊ ÁREA FRONTAL DO VEÍCULO
CALCULA PESO DO VEÍCULO
CALCULA RESISTÊNCIA AERODINÂMICA DO VEÍCULO
CALCULA RESISTÊNCIA AO ROLAMENTO DO VEÍCULO
CALCULA RESISTÊNCIA DE RAMPA
CALCULA ENERGIA ARMAZENADA NO SISTEMA DE FREIOS
CALCULA VARIAÇÃO DE TEMPERATURA NO SISTEMA DE FREIOS
IMPRIMIR RESULTADOS
FIM

5. *RESULTADOS E ANÁLISE DA APLICAÇÃO DO PROGRAMA*

Com a utilização do programa computacional é possível obter, para qualquer inclinação e tamanho de rampa, bem como para qualquer veículo e peso bruto total combinado, qual a velocidade que esse veículo deverá utilizar no declive. Com o auxílio da ferramenta Excel os valores são convertidos para uma tabela e para uma forma de apresentação gráfica, onde são demonstrados os valores de velocidade de segurança versus comprimento da rampa para diversas declividades.

5.1 Exemplos de aplicação do programa

Apresentam-se a seguir exemplos para diversos tipos de veículos de carga, com configurações encontradas freqüentemente nas rodovias brasileiras, para rampas de 1.000 a 12.000 metros de comprimento e declividade variando de 1 a 12%.

Apresenta-se também uma simulação para esses veículos descendo um trecho de uma mesma rodovia com perfil variável e conhecido.

No primeiro exemplo parte-se da hipótese crítica de que as condições de potência de frenagem do freio motor são iguais às estabelecidas na norma ECE-R13, dado que a Resolução n.º 777/93, de 24 de dezembro de 1993, do CONTRAN, estabelece que todos os veículos rodoviários de carga e ônibus fabricados a partir de 24 de dezembro de 1995 devem atender a essa norma européia. A inclusão do veículo 1 - um MB 1313 - neste exemplo é apenas ilustrativa, visto que o mesmo não é mais fabricado desde o final da década de 80 e, portanto, não está sujeito à resolução citada acima. O objetivo é comparar o desempenho térmico do sistema de freios e operacional desse veículo, na condição teórica do mesmo atendendo à legislação 777/93, com os apresentados no exemplo 2, onde são apresentados resultados de veículos similares a ele que, comprovadamente, também não atendem a legislação atual.

Devido ao fato de grande parte da frota de veículos rodoviários de carga no Brasil apresentar muitos anos de uso (segundo o DENATRAN, cerca de 72% dos veículos

brasileiros de carga têm mais de quatro anos de idade, conforme Figura F.1 do anexo F) e, portanto, não satisfazer, de um modo geral, a hipótese crítica contemplada no exemplo 1, apresenta-se também um segundo exemplo de cálculo baseado em estimativas de potência de frenagem do motor de uma família de caminhões unitários, que representam uma parcela significativa da frota brasileira, cujas características técnicas são relativamente bem conhecidas. Neste exemplo a potência de frenagem utilizada será baseada nos resultados apresentados por del Debbio (1991), expostos nas Figuras 2.4, 2.5 e 2.9, que nos levam à conclusão que os veículos fabricados anteriormente à década de 80 apresentavam uma potência de frenagem que variava de 15 a 40% da potência útil do motor. Os resultados apresentados contemplam duas potências de frenagem, sendo a primeira igual a 20 cv, correspondente à faixa mínima de potência obtida na época (ou seja, cerca de 16% da potência útil produzida pelo motor do veículo considerado) e a segunda na ordem de 52 cv - correspondente à faixa máxima de potência de frenagem obtida até então. Também serão contempladas duas situações distintas: o veículo em suas configurações originais e com terceiro eixo adaptado pelo mercado, prática muito comum naquela época e até hoje realizada com freqüência.

Os veículos escolhidos bem como as especificações técnicas necessárias para a utilização do programa computacional são os seguintes:

EXEMPLO 1 – Veículos que atendem à resolução 777/93

Veículo 1 – toco MB 1313 toco (ilustrativo)
Veículo 2 – truck MB 1720 com terceiro eixo adaptado pelo mercado
Veículo 3 – CM Volvo NL 380 4x2 + semi-reboque Liess 3 eixos (CM 4x2 + SR3)
Veículo 4 –Cavalo mecânico Volvo NL 380 4x2 + semi-reboque Liess três eixos distanciados (CM 4x2 + SR3e)
Veículo 5 – Cavalo mecânico Scania R 124 6x4 + 2 semi-reboques Randon dois eixos (CM 6x4 + 2 SR2)

Tabela 5.1 – Características Técnicas dos Veículos – exemplo 1

ÍTEM/VEÍCULO	Veículo 1	Veículo 2	Veículo 3	Veículo 4	Veículo 5
Potência do motor (cv)	130	200	380	380	420
Potência de frenagem utilizada (cv) – ECE R13	106,07	153,53	277,02	307,06	380,49
Peso – Lei da Balança (ton.)	16	23	41,5	46	57
Número de eixos	2	3	5	5	7
Número de conjuntos freio	4	6	10	10	14
Área frontal veículo (m^2)	8	8	9	9	9
Massa tambor freio Eixo Dianteiro (kg)	42,9	43,5	37,8	37,8	55
Massa tambor freio Eixo Traseiro (kg)	45,5	49,5	58,7	58,7	87,5
Massa tambor de freio Semi-Reboque (kg)	-	-	60,1	60,1	67,5
Massa total dos tambores de freio (kg)	176,8	285	553,6	553,6	1000
Massa média de cada tambor de freio (kg)	44,2	47,5	55,4	55,4	71.43
Massa frenagem tambor – 50% Massa média (kg)	22	24	28	28	36
Relação (M_{tf} / M_{tt})x1000	5,5	6,26	6,74	6,08	8,84

- M_{tf} = Massa total de frenagem, correspondente à soma das massas contidas na espessura das paredes dos tambores de freio que cobrem a área das lonas de freio de todos os conjuntos. Corresponde a cerca de 50% da massa de todos os tambores de freio juntos.
- M_{tt} = Massa total transportada pelo veículo. Corresponde à soma da tara do veículo mais a massa da carga transportada (= PBT ou PBTC**)

Os resultados calculados e fornecidos pelo programa estão apresentados nas Tabelas 5.2, 5.3, 5.4, 5.5 e 5.6 e nas Figuras 5.1, 5.2, 5.3, 5.4 e 5.5.

** PBT/PBTC: Peso Bruto Total/Peso Bruto Total Combinado (para CVCs)

Cabe ressaltar que os veículos 3 e 4, mesmo possuindo a mesma unidade tratora e, portanto, o mesmo motor, apresentam potências de frenagem diferentes. Isso se explica pelo fato de os veículo estarem obedecendo à resolução 777/93 que especifica que a potência de frenagem é função, entre outras coisas, da massa total transportada, que é diferente para os veículos 3 e 4. Neste caso, o veículo 3 está sendo sub-aproveitado pois, devido ao fato da potência de frenagem não estar sendo utilizada em sua plenitude, o desempenho operacional do veículo (velocidade média) será menor do que o que seria apresentado se o veículo utilizasse toda a energia de frenagem disponível pelo motor.

EXEMPLO 2 – Veículos que não atendem a resolução 777/93

Veículo 6 – Similar no sistema de freios ao MB 1313 toco, configuração original de fábrica, potência de frenagem igual a 20 cv.

Veículo 7 – Similar no sistema de freios ao MB 1313 truckado, terceiro eixo adaptado pelo mercado, potência de frenagem igual a 20 cv.

Veículo 8 – MB 1313 toco, condição original de fábrica, potência de frenagem: 52 cv.

Veículo 9 – MB 1313 truckado, terceiro eixo adaptado pelo mercado, potência de frenagem igual a 52 cv.

Os resultados calculados e fornecidos pelo programa estão demonstrados nas Tabelas 5.7, 5.8, 5.9 e 5.10 e nas Figuras 5.6, 5.7, 5.8 e 5.9.

RESULTADOS – EXEMPLO 1 – VEÍCULO 1

Tabela 5.2 - velocidades permitidas (km/h) - Veículo 1
MB 1313 toco - Potência de frenagem: 106,7 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	QV	QV
6%	QV	QV	QV	QV	QV	60	54	50	49	47	46	45
7%	QV	QV	QV	48	43	40	38	37	36	35	35	34
8%	QV	QV	42	36	33	31	30	30	29	29	28	28
9%	QV	44	33	29	27	26	25	25	25	24	24	24
10%	QV	34	27	25	23	23	22	22	21	21	21	21
11%	QV	28	23	21	21	20	19	19	19	19	19	19
12%	55	24	20	19	18	18	17	17	17	17	17	17

Legenda: QV = Qualquer velocidade escolhida pelo motorista

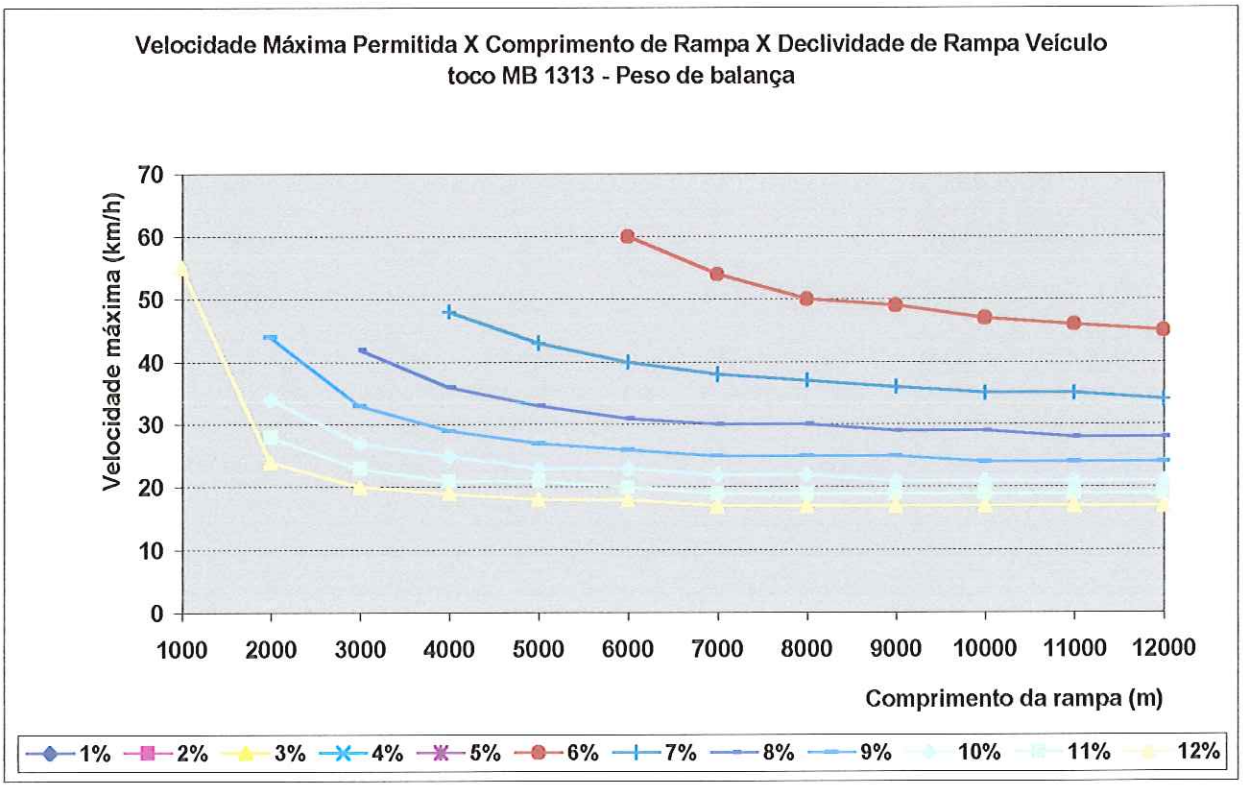


Figura 5.1 - velocidades permitidas - Veículo 1 - MB 1313
Potência de frenagem: 106,07 cv

RESULTADOS – EXEMPLO 1 – VEÍCULO 2

Tabela 5.3 - velocidades permitidas (km/h) - Veículo 2
MB 1720 truckado – Potência de Frenagem: 153,53 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	QV	QV
6%	QV	QV	QV	QV	72	58	53	50	48	46	45	44
7%	QV	QV	QV	50	43	40	37	36	35	35	35	34
8%	QV	QV	45	37	34	32	31	30	29	29	28	28
9%	QV	50	34	30	28	27	26	25	25	25	24	24
10%	QV	37	28	25	24	23	22	22	22	21	21	21
11%	QV	30	24	22	21	20	20	19	19	19	19	19
12%	QV	25	21	19	19	18	18	17	17	17	17	17

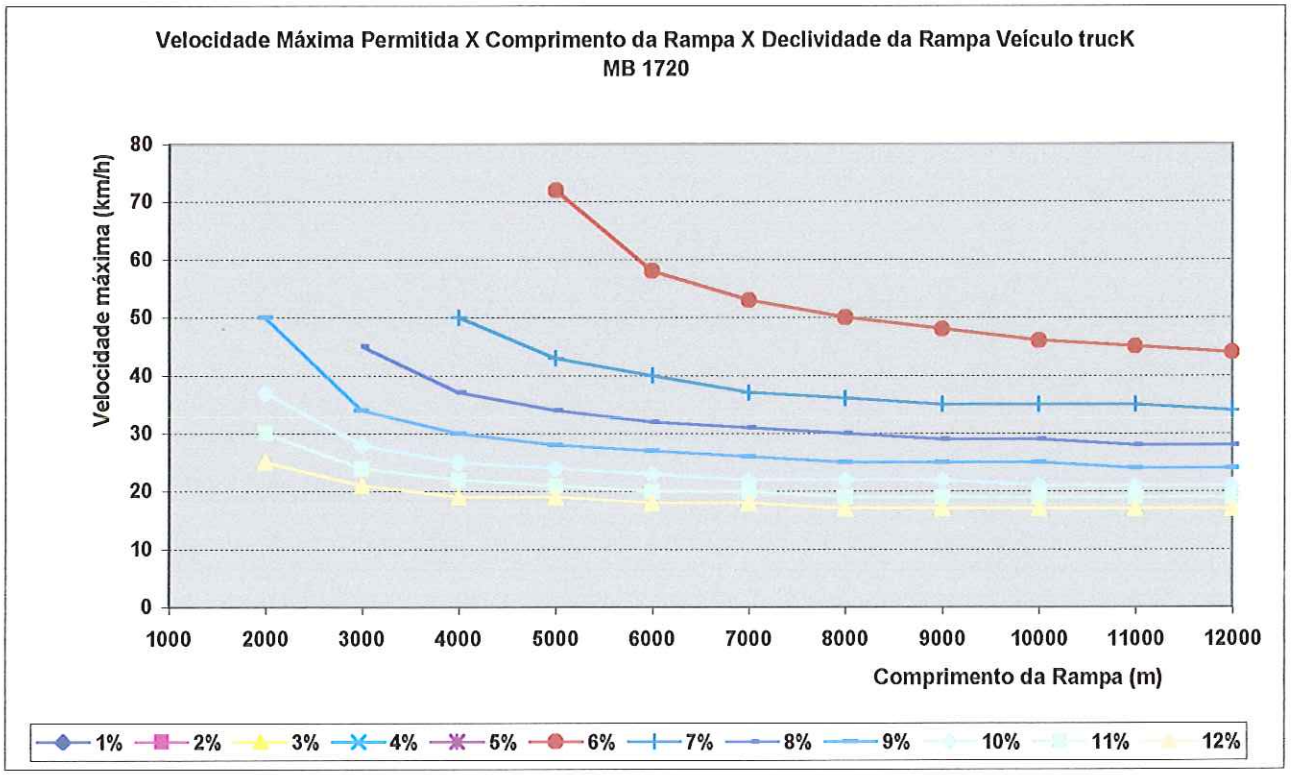


Figura 5.2 - velocidades permitidas - Veículo 2 - MB 1720 truckado
Potência de Frenagem: 153,53 cv

RESULTADOS – EXEMPLO 1 – VEÍCULO 3

Tabela 5.4 - velocidades permitidas (km/h) - Veículo 3
Volvo NL 380 4x2 + SR3 Liess – Potência de Frenagem: 277,02 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

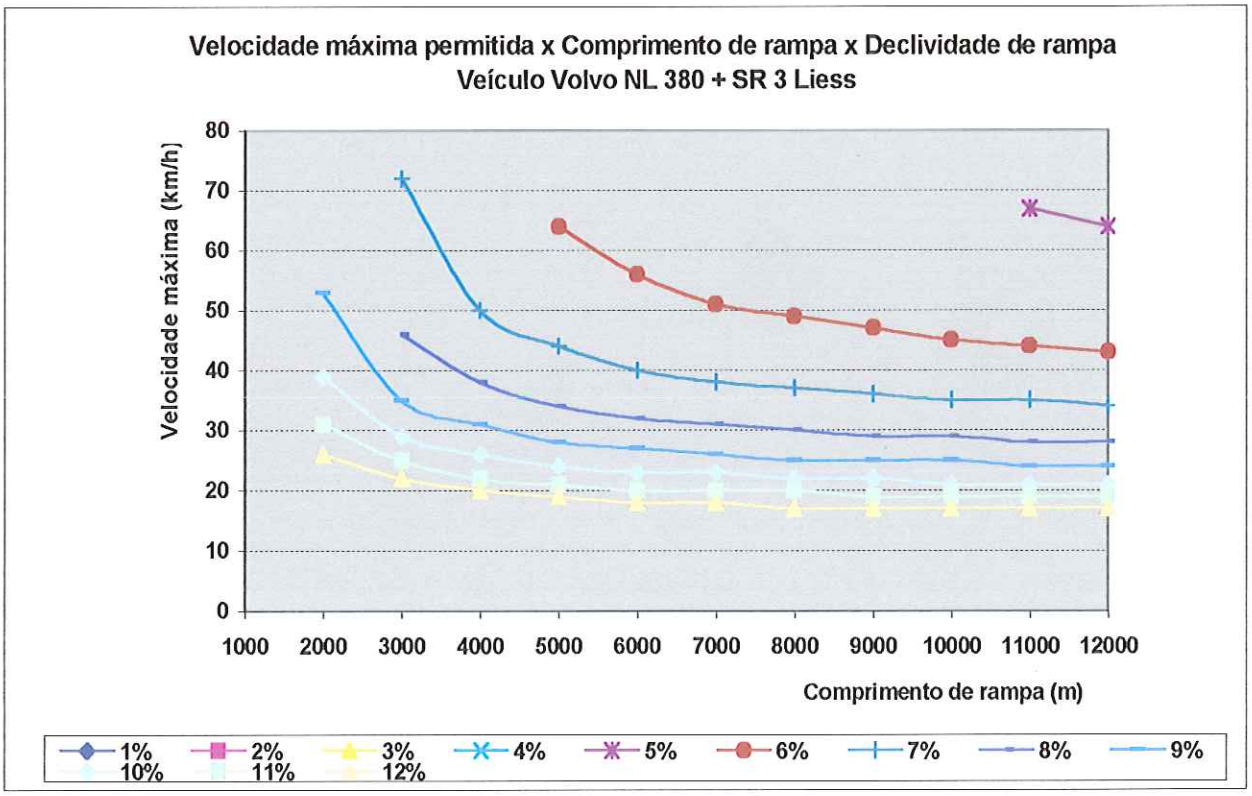


Figura 5.3 - velocidades permitidas (km/h) - Veículo 3
Volvo NL 380 4x2 +SR3 Liess – Potência de Frenagem: 277,02 cv

RESULTADOS – EXEMPLO 1 – VEÍCULO 4

Tabela 5.5 - velocidades permitidas (km/h) - Veículo 4
Volvo NL 380 4x2 + SR 3e Liess – Potência de Frenagem: 307,06 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	QV	QV
6%	QV	QV	QV	73	58	52	49	47	45	44	43	42
7%	QV	QV	59	47	41	39	37	36	35	34	34	33
8%	QV	70	42	36	33	31	30	29	29	28	28	28
9%	QV	46	33	29	28	26	26	25	25	24	24	24
10%	QV	35	28	25	24	23	22	21	21	21	21	21
11%	QV	29	24	22	21	20	20	19	19	19	191	19
12%	65	25	21	19	18	18	18	17	17	17	17	17

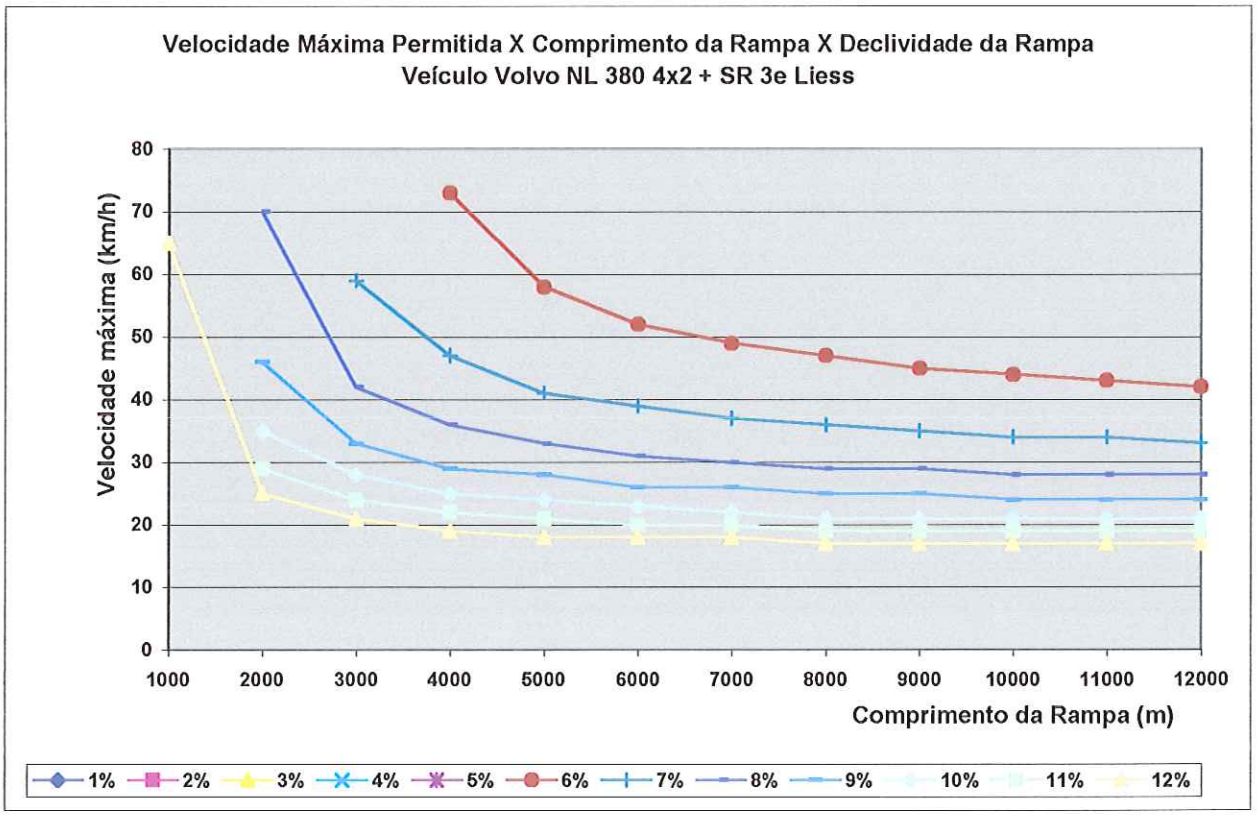


Figura 5.4 - velocidades permitidas - Veículo 4
Volvo NL 380 4x2 + SR3e Liess - Potência de Frenagem: 307,06 cv

RESULTADOS – EXEMPLO 1 – VEÍCULO 5

Tabela 5.6 - velocidades permitidas (km/h) - Veículo 5
Scania R124 6x4 + 2 SR2 Randon – Potência de Frenagem: 380,49 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	73	69
6%	QV	QV	QV	QV	QV	67	58	54	51	49	47	46
7%	QV	QV	QV	65	51	45	42	40	38	37	36	35
8%	QV	QV	63	44	38	35	33	32	31	30	30	29
9%	QV	QV	44	35	31	29	28	27	27	26	25	25
10%	QV	60	34	29	26	25	24	23	23	22	22	22
11%	QV	42	28	24	23	22	21	20	20	20	19	19
12%	QV	33	24	21	20	19	19	18	18	18	17	17

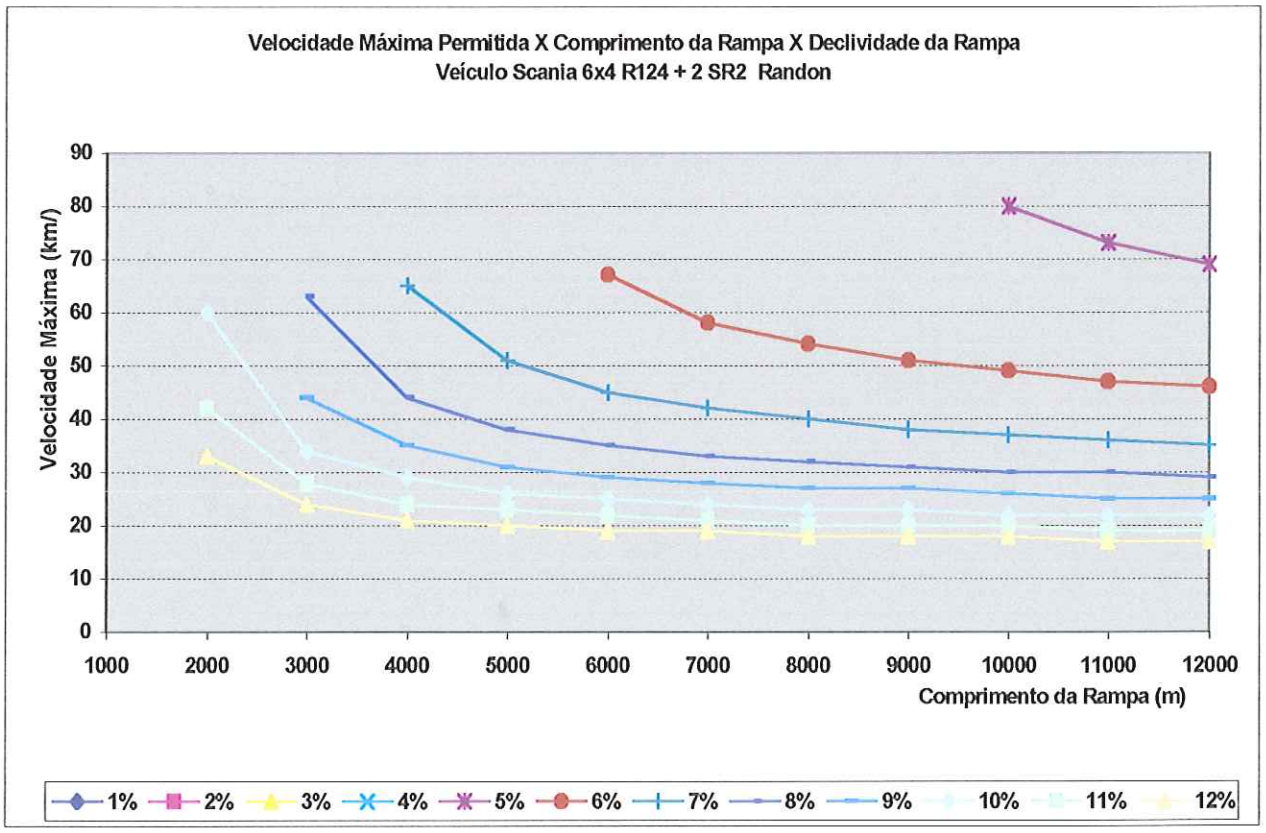


Figura 5.5 - velocidades permitidas - Veículo 5
Scania R124 6x4 + 2 SR2 Randon – Potência de Frenagem: 380,49 cv

RESULTADOS – EXEMPLO 2 – VEÍCULO 6

Tabela 5.7 - velocidades permitidas (km/h) - Veículo 6
SIMILAR ao MB 1313 toco – Potência de Frenagem: 20 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	31	27	25	24
4%	QV	QV	QV	30	21	17	16	15	14	14	13	13
5%	QV	QV	19	14	12	11	10	9	9	9	9	9
6%	QV	23	12	9	9	8	8	7	7	7	7	7
7%	QV	13	8	7	7	6	6	6	6	6	6	6
8%	QV	9	7	6	5	5	5	5	5	5	5	5
9%	QV	7	5	5	4	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD
10%	16	6	4	4	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD
11%	11	5	4	4	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD
12%	8	4	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD

LEGENDA: NCD = Não consegue descer

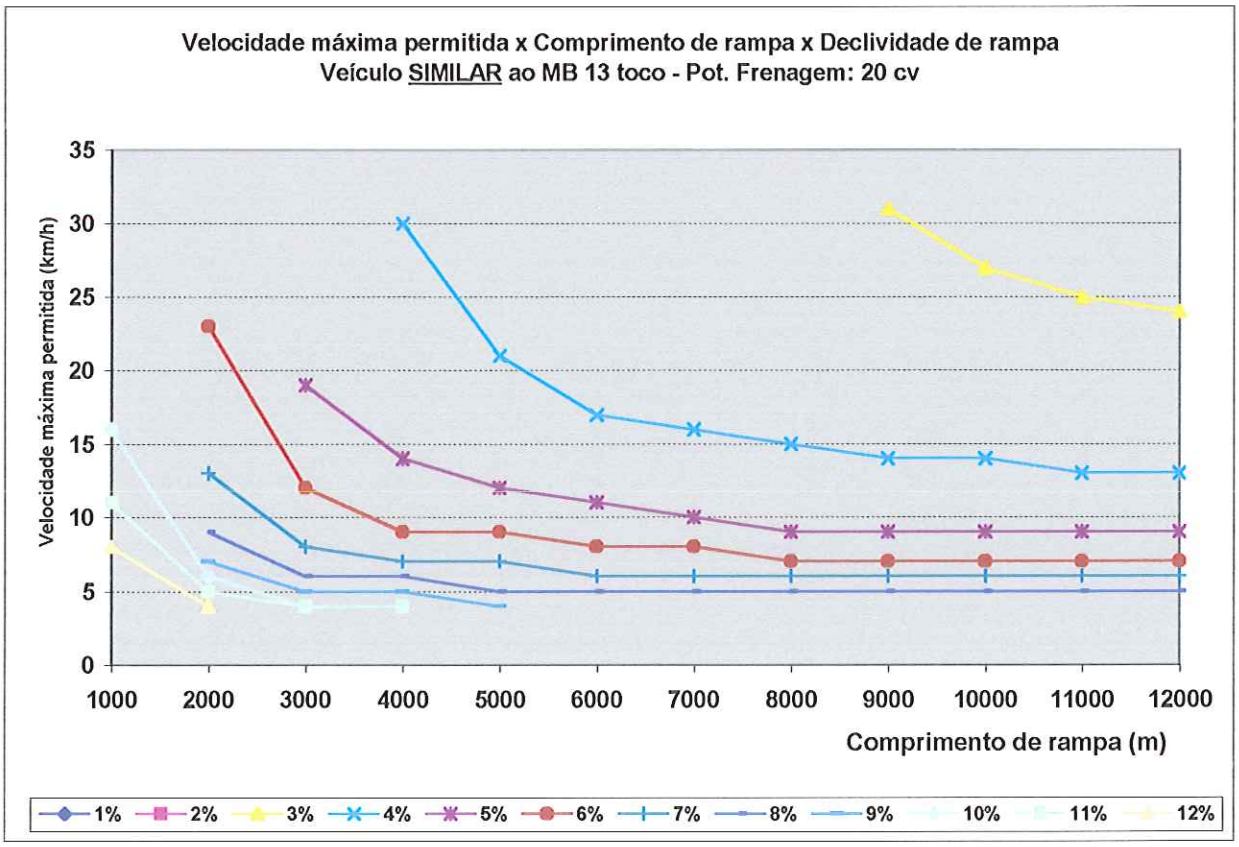


Figura 5.6 – Velocidades permitidas – veículo 6
SIMILAR ao MB 1313 toco – Potência de Frenagem: 20 cv

RESULTADOS – EXEMPLO 2 – VEÍCULO 7

Tabela 5.8 - velocidades permitidas (km/h) - Veículo 7
SIMILAR ao MB 1313 truckado – Potência de Frenagem: 20 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	24	20	18	17	16	15
4%	QV	QV	QV	19	14	12	11	10	10	9	9	9
5%	QV	QV	14	10	8	7	7	6	6	6	6	6
6%	QV	16	8	7	6	5	5	5	5	5	5	5
7%	QV	9	6	5	4	4	4	4	4	4	4	4
8%	QV	6	4	4	4	3	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD
9%	QV	5	4	3	3	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD
10%	13	4	3	3	3	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD
11%	8	3	3	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD
12%	6	3	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD

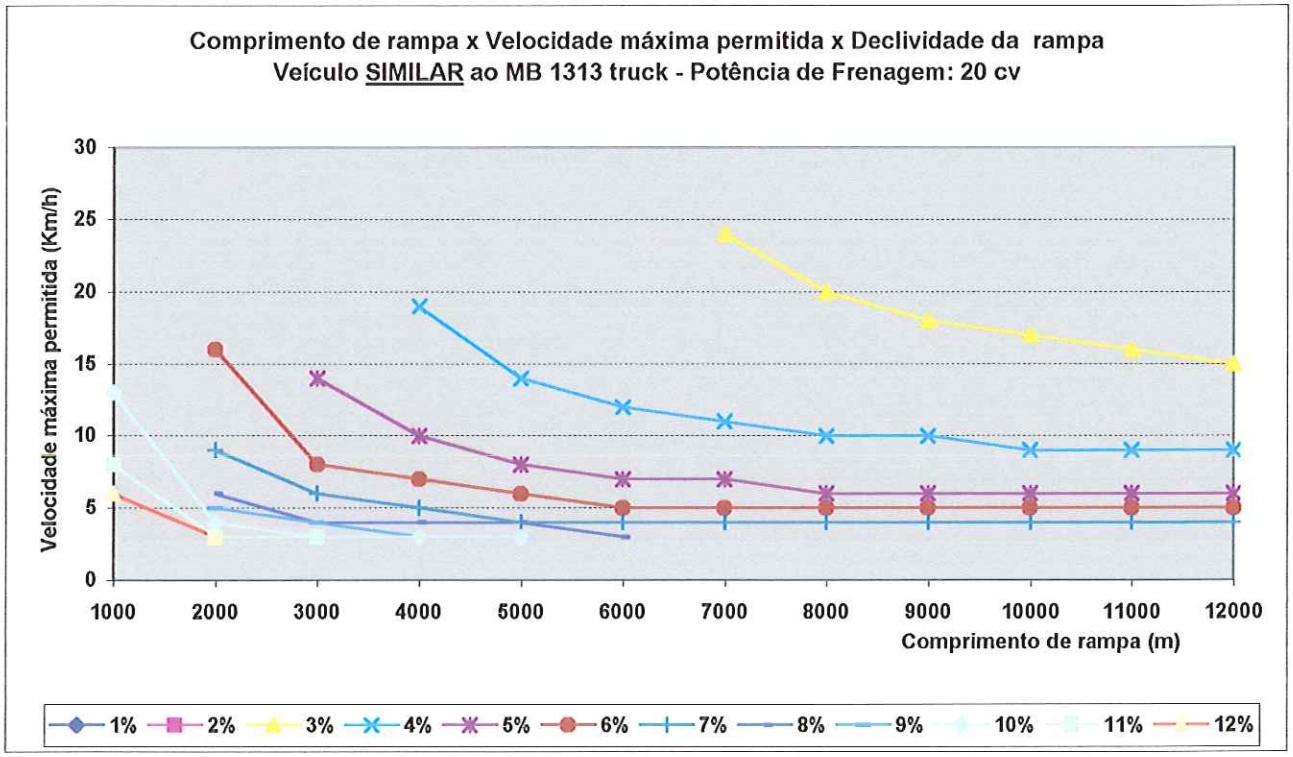


Figura 5.7 – Velocidades permitidas – Veículo 7
SIMILAR ao MB 1313 truck – Potência de Frenagem: 20 cv

RESULTADOS – EXEMPLO 2 – VEÍCULO 8

Tabela 5.9 – Velocidades permitidas (km/h) - Veículo 8
MB 1313 toco – Potência de Frenagem: 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	QV	QV	QV	QV	51	45	43
5%	QV	QV	QV	QV	37	32	31	28	27	27	26	26
6%	QV	QV	36	27	24	22	21	21	20	20	19	19
7%	QV	41	24	20	18	17	17	16	16	16	16	15
8%	QV	25	18	16	15	14	14	14	13	13	13	13
9%	QV	19	15	13	13	12	12	12	11	11	11	11
10%	QV	15	12	11	11	10	10	10	10	10	10	10
11%	31	13	11	10	10	9	9	9	9	9	9	9
12%	22	11	9	9	8	8	8	8	8	8	8	8

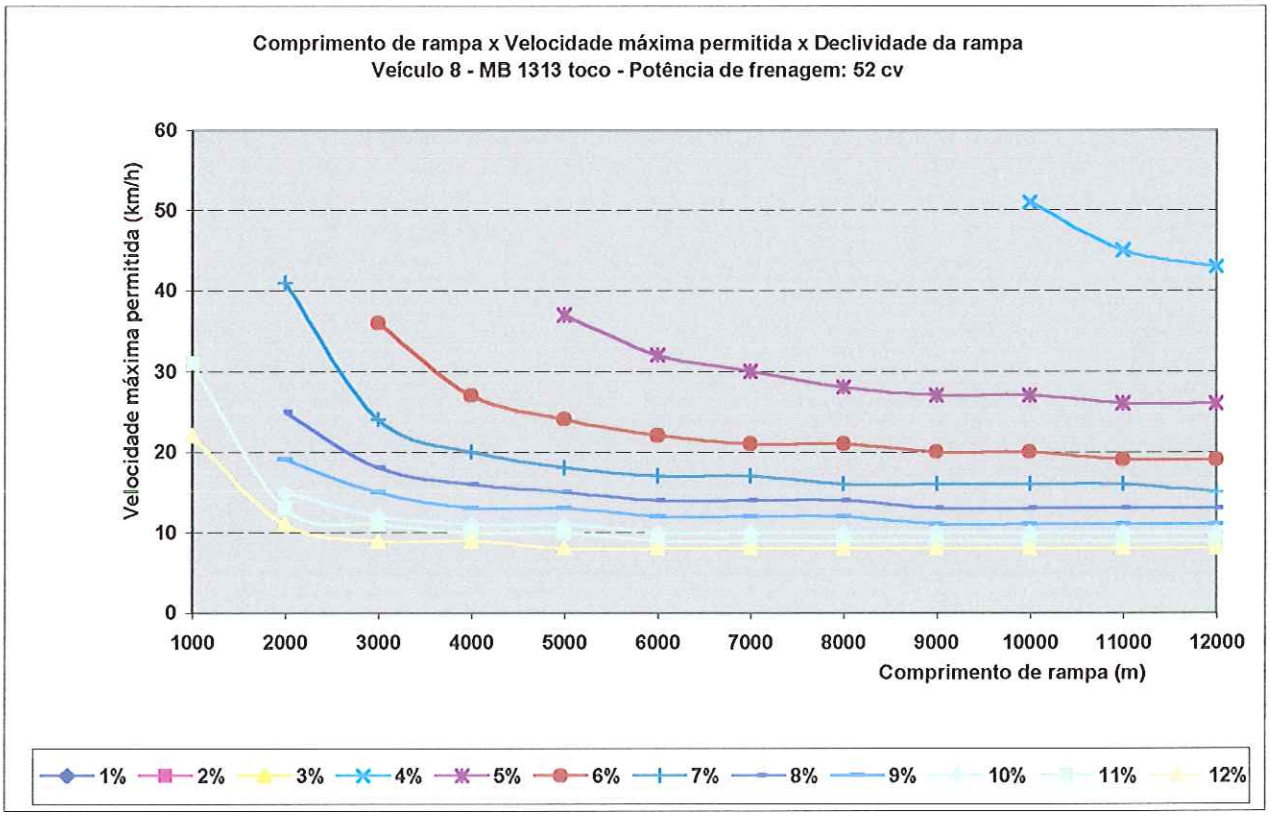


Figura 5.8 – Velocidades permitidas – Veículo 8
MB 1313 toco – Potência de Frenagem: 52 cv

RESULTADOS – EXEMPLO 2 – VEÍCULO 9

Tabela 5.10 – Velocidades permitidas (km/h) – Veículo 9
MB 1313 truckado – Potência de Frenagem: 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%	22	9	7	7	6	6	6	6	6	6	6	6
12%	16	8	6	6	6	6	6	NCD	NCD	NCD	NCD	NCD

LEGENDA: NCD = Não consegue descer

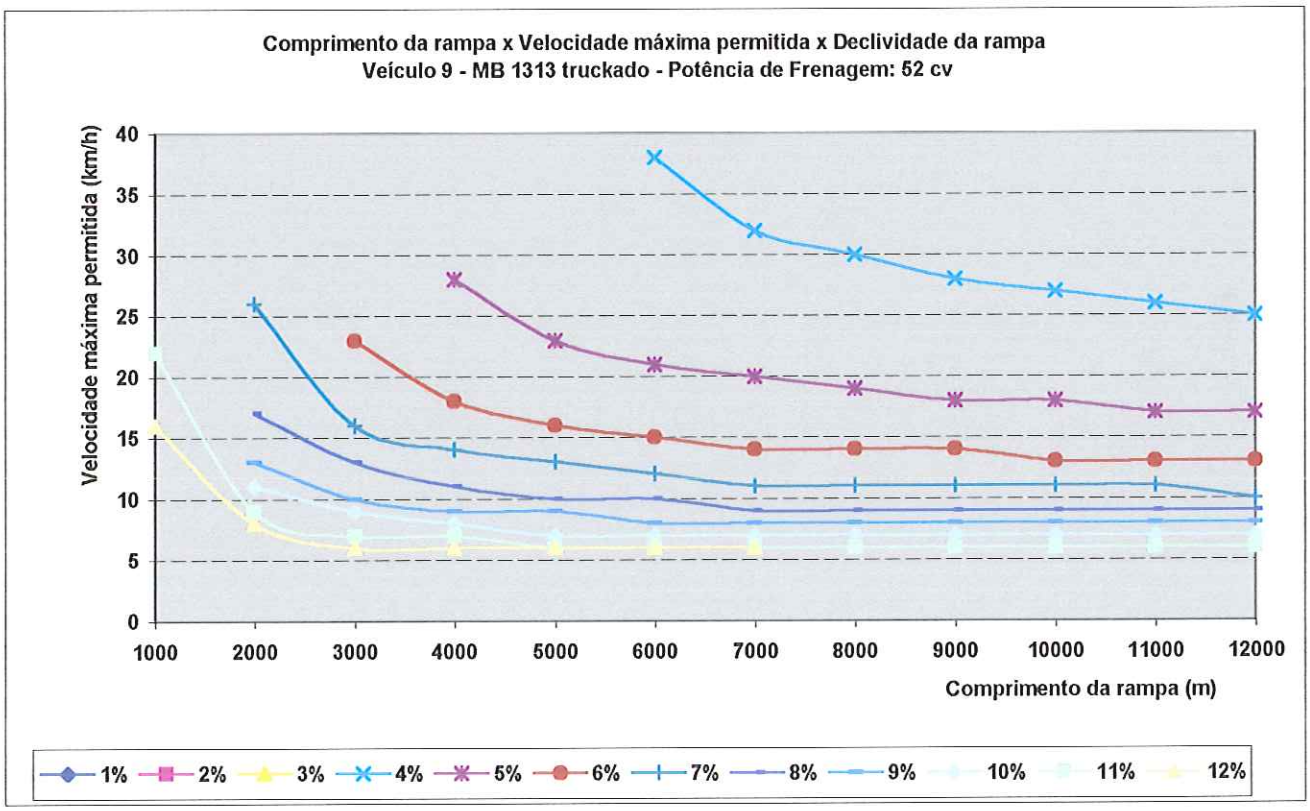


Figura 5.9 – Velocidades permitidas – Veiculo 9
MB 1313 truck – Potência de Frenagem: 52 cv

Um outro aspecto levantado nesta pesquisa é o da importância da potência do freio motor no processo de frenagem em declives. Para ilustrar este aspecto, apresenta-se o exemplo 3, que mostra os resultados para um veículo de carga onde a relação potência de frenagem do motor sobre o peso bruto total combinado varia de forma significativa, conforme as tecnologias disponíveis no mercado, preservando-se as demais características do veículo, inclusive a massa total do sistema de freios. Este exemplo justifica-se por, atualmente, ser possível trafegar com uma composição para, por exemplo, um PBTC de 41,5t composta por um cavalo mecânico de dois eixos e uma carreta de três eixos com motores na faixa de 190 a 480 cv, dos quais se obtém faixas de potências de frenagem muito diferentes e que comprometem o desempenho do veículo e do fluxo de tráfego como um todo.

EXEMPLO 3

Veículo 10 – Veículo hipotético com configurações de freio similares às do veículo três e potência de frenagem gabaritada em 150 cv (bem menor do que a exigida pela resolução 777/93 do CONTRAN, igual a 277,07 cv), correspondentes a cerca de 80% (***)da potência útil extraída de um motor de 190 cv.

Veículo 11 – Veículo hipotético com configurações de freio similares às do veículo três e potência de frenagem gabaritada em 250 cv (inferior, mas próxima à exigida pela legislação atual), correspondentes a cerca de 80% da potência útil extraída de um motor de 310 cv.

Veículo 12 – Veículo hipotético com configurações de freio similares às do veículo três e potência de frenagem gabaritada em 350 cv (maior do que a exigida por lei), correspondentes a cerca de 80% da potência útil extraída de um motor de 440 cv.

(***)Obs.: O valor da potência de frenagem foi adotado em cerca de 80% da potência útil do motor por ser um valor que os motores modernos conseguem alcançar com certa facilidade, conforme pode ser observado nas Figuras 2.4, 2.9 e 3.1.

Como os freios instalados nos veículos unitários , unidades tratoras e reboques ou semi-reboques podem variar entre os diversos veículos com a mesma classe de potência motriz e entre as diversas configurações de CVCs disponíveis no mercado, aproveitaremos este exemplo 3 para demonstrar a importância de massa total de frenagem com relação à massa total transportada. Para tal será apresentado, mais adiante, para os veículos hipotéticos 10, 11 e 12, a velocidade operacional desses mesmos veículos descendo o trecho de serra da Via Anchieta, utilizando duas massas diferentes do sistema de freios: a primeira, igual à do veículo 3 (ou seja, 28 quilos por tambor de freio) e a segunda para uma condição hipotética desses mesmos veículos estarem equipados com uma massa total de frenagem igual à do veículo 5 (36 quilos por tambor de freio), sendo mantida constante a potência de frenagem.

Os resultados calculados e fornecidos pelo programa para os veículos do exemplo 3 estão demonstrados nas Tabelas 5.11, 5.12 e 5.13 e nas Figuras 5.10, 5.11 e 5.12.

RESULTADOS – EXEMPLO 3 – VEÍCULO 10

Tabela 5.11 - velocidades permitidas (km/h) - Veículo 10
Hipot. 4x2 + SR 3 – Potência de Frenagem: 150 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	59	53	49	47
5%	QV	QV	QV	QV	47	40	36	34	32	31	30	29
6%	QV	QV	54	35	29	27	25	24	23	23	22	22
7%	QV	QV	31	25	22	21	20	19	18	18	18	18
8%	QV	37	23	19	18	17	16	16	15	15	15	15
9%	QV	26	18	16	15	14	14	13	13	13	13	13
10%	QV	20	15	13	12	12	12	12	11	11	11	11
11%	QV	16	13	12	11	11	10	10	10	10	10	10
12%	45	14	11	10	10	10	9	9	9	9	9	9

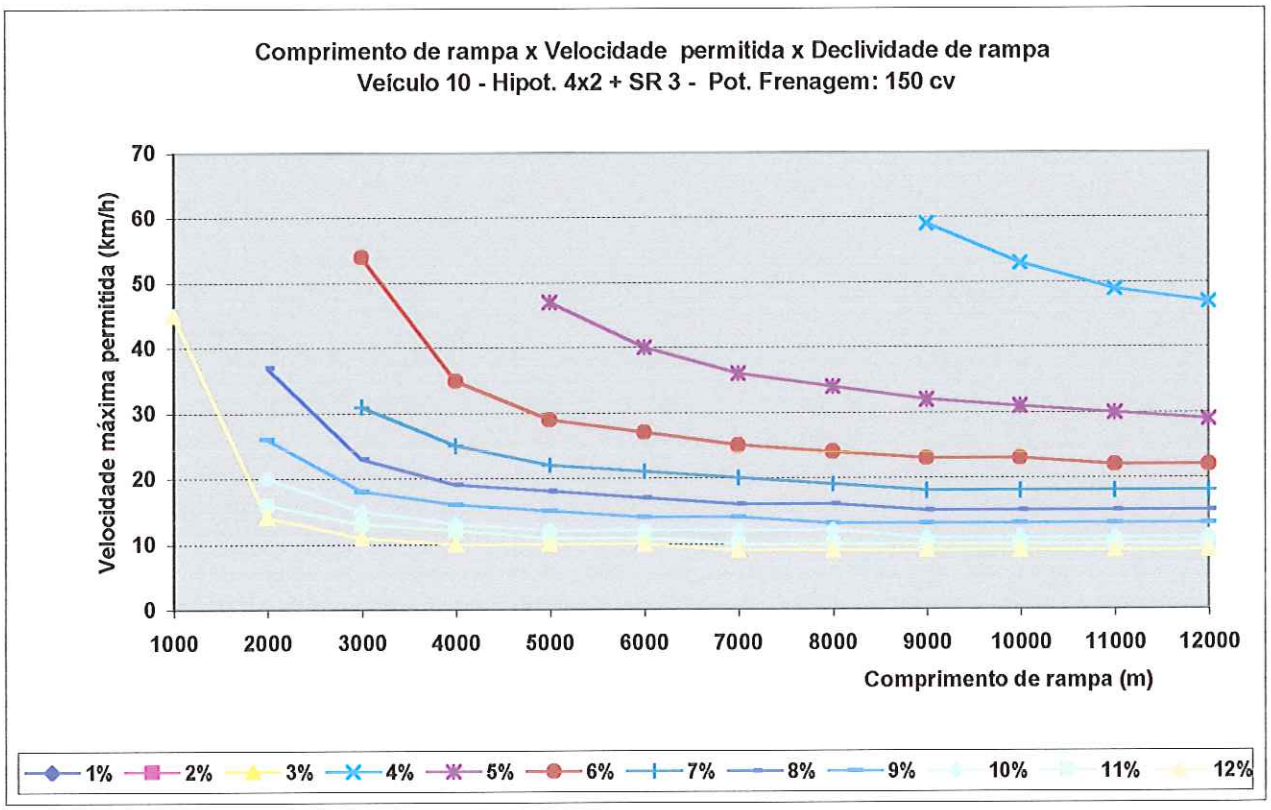


Figura 5.10 – Velocidades permitidas (km/h)
Veículo 10 - Hipot. 4x2 + SR 3 – Potência. Frenagem: 150 cv

RESULTADOS – EXEMPLO 3 – VEÍCULO 11

Tabela 5.12 - velocidades permitidas (km/h)
Veículo 11 - Hipot. 4x2 + SR 3 – Potência de Frenagem: 250 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	69	63	59	57	55
6%	QV	QV	QV	75	55	49	45	43	41	40	39	39
7%	QV	QV	60	44	39	36	34	33	32	31	31	30
8%	QV	QV	40	34	30	29	28	27	26	26	26	25
9%	QV	47	31	27	25	24	23	23	22	22	22	22
10%	QV	35	26	23	22	21	20	20	19	19	19	19
11%	QV	28	22	20	19	18	18	18	17	17	17	17
12%	QV	24	19	18	17	16	16	16	15	15	15	15

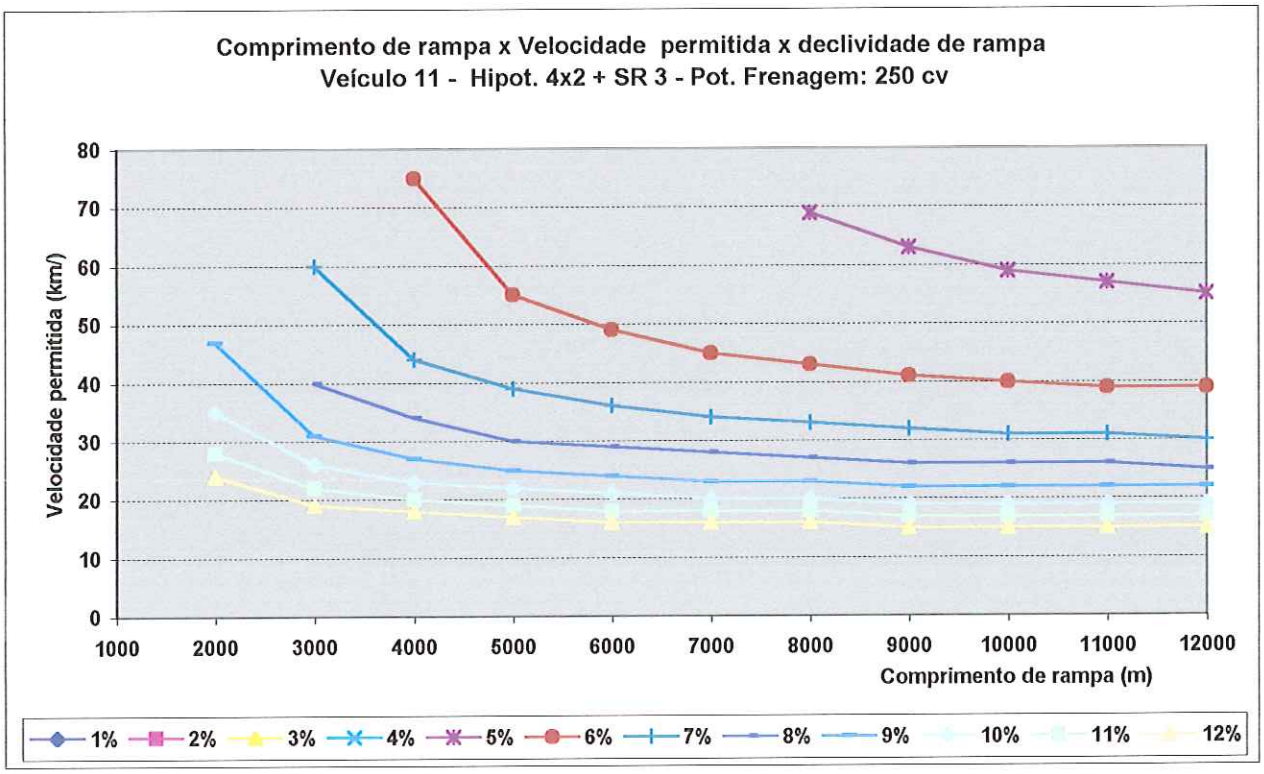


Figura 5.11 – Velocidades permitidas (km/h)
Veículo 11 - Hipot. 4x2 + SR 3– Potência de Frenagem: 250 cv

RESULTADOS – EXEMPLO 3 – VEÍCULO 12

Tabela 5.13 - velocidades permitidas (km/h)
Veículo 12 - Hipot. 4x2 + SR 3 – Potência de Frenagem: 350 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	QV	QV
6%	QV	QV	QV	QV	QV	84	72	67	63	61	59	58
7%	QV	QV	QV	70	58	53	50	48	47	46	45	44
8%	QV	QV	61	49	44	42	40	39	38	37	37	36
9%	QV	76	46	39	36	35	33	33	32	32	31	31
10%	QV	51	37	33	31	30	29	28	28	27	27	27
11%	QV	41	32	29	27	26	25	25	25	24	24	24
12%	QV	34	27	25	24	23	23	22	22	22	22	21

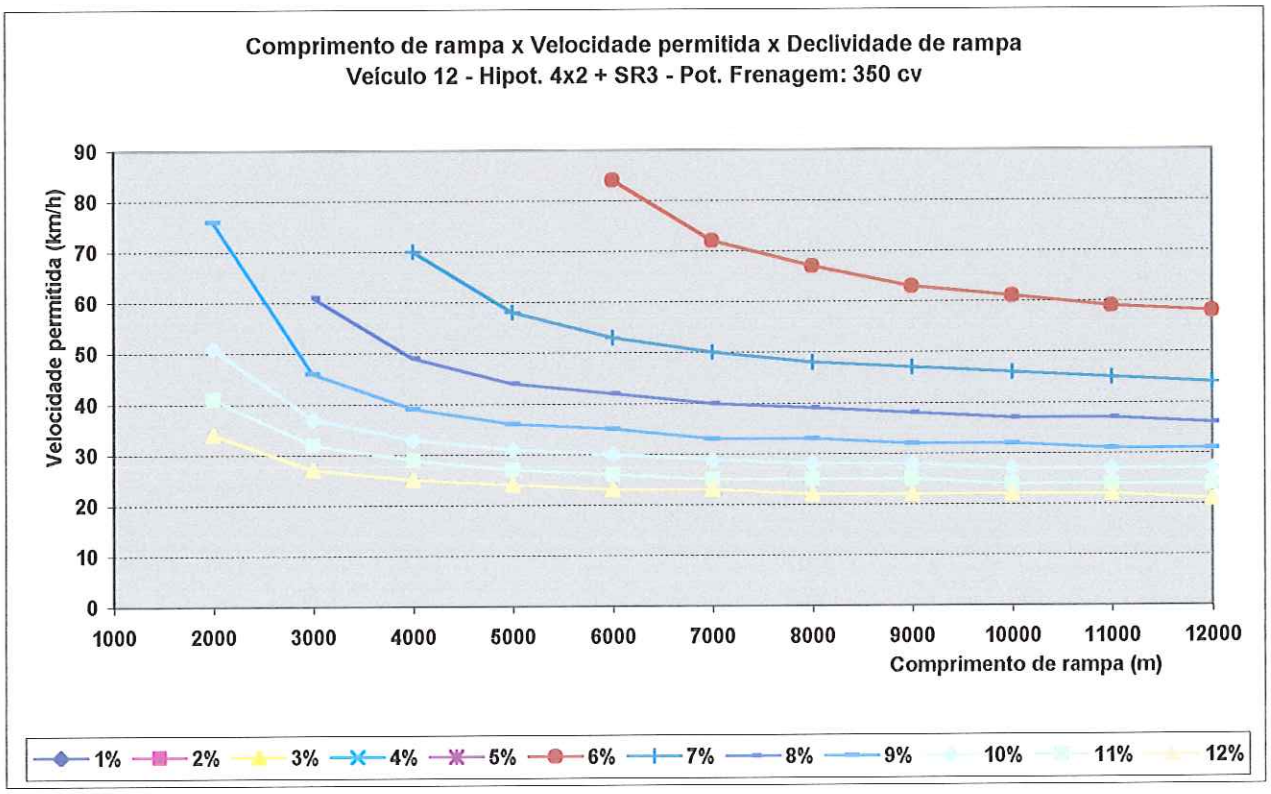


Figura 5.12 – Velocidades permitidas (km/h)
Veículo 12 - Hipot. 4x2 + SR3 – Potência de Frenagem: 350 cv

5.2 Estudo comparativo dos veículos no trecho de descida da serra da Via Anchieta

Como complemento dos resultados dos exemplos 1, 2 e 3, demonstraremos também o comportamento operacional dos doze veículos selecionados num trecho real de uma rodovia com perfil conhecido. O trecho escolhido foi entre os km 40,20 e km 52,55 da SP-050, também conhecida como Via Anchieta, que liga São Paulo à Baixada Santista, onde se encontra o porto de Santos. Esse trecho foi escolhido por apresentar um comprimento de cerca de 12.800 metros e uma inclinação média de 5,75%, o que exige um desempenho excepcional do sistema de freios dos veículos de carga que a utilizam.

O perfil do trecho escolhido está demonstrado na Tabela 5.14 a seguir.

Tabela 5.14 – Via Anchieta dividida em segmentos de mesma declividade

Segmento	Km (inicial)	Km (final)	Comprimento (m)	Declividade (%)
1	40,20	40,60	400	2,5
2	40,60	45,55	4950	6,0
3	45,55	46,15	600	5,5
4	46,15	46,75	600	4,5
5	46,75	47,55	800	5,5
6	47,55	49,95	2400	6,0
7	49,95	50,55	600	5.5
8	50,55	52,55	2000	6,0
9	52,55	53,00	450	5,5

Os resultados de velocidade máxima permitida para descer o trecho da rodovia em questão, sem que o sistema de freios atinja a temperatura de fade (ou seja: com variação de temperatura próxima ou menor do que 300 °C) são apresentados na Tabela 5.15. Nessa tabela também são apresentados os resultados dos veículos 10, 11 e 12 para a condição hipotética da massa do sistema de freios ser maior do que a projetada inicialmente.

RESULTADOS – TODOS OS VEÍCULOS – VIA ANCHIETA

Tabela 5.15 – Velocidade recomendada (km/h) – Via Anchieta

Veículo	M_{tt} (kg) Lei da Balança	Potência de Frenagem (cv)	Relação (M_{tf}/M_{tt})* 1000	Velocidade Segurança (km/h)	Velocidade Segurança (km/h)
Veículo 1	16.000	106,80	5,50	49	-
Veículo 2	23.000	153,53	6,26	48	-
Veículo 3	41.500	277.02	6,74	46	-
Veículo 4	46.000	307,06	6,08	45	-
Veículo 5	57.000	380,49	8,84	49	-
Veículo 6	16.000	20	5,50	7,5	-
Veículo 7	23.000	20	5,74	5,3	-
Veículo 8	16.000	52	5,50	20	-
Veículo 9	23.000	52	5,74	14	-
Veículo 10	41.500	150	6,74	23	25
Veículo 11	41.500	250	6,74	41	43
Veículo 12	41.500	350	6,74	63	68

A velocidade de segurança apresentada na última coluna da Tabela 5.15 é o resultado da condição teórica dos veículos estarem equipados com uma massa do sistema de freios maior do que a projetada inicialmente (36 quilos, contra os 28 originais), conforme citado na justificativa do exemplo 3 (pág. 69).

5.3 Análise dos resultados

A análise dos resultados proporciona algumas considerações interessantes que revelam, de uma forma geral, a importância de uma legislação adequada no que diz respeito à potência de frenagem de um veículo e de seu sistema de freios, bem como dos projetos de implantação ou melhorias de uma rodovia em trechos de serras.

A primeira constatação que os resultados da utilização do programa nos fornecem é que grande parte da frota brasileira, especialmente a que tem mais de dez anos de uso - ou seja, a que foi produzida anteriormente a 1995 – está dimensionada para operar apenas em trechos de pequena declividade e comprimentos não muito longos. À medida que o comprimento das rampas e a declividade aumentam, menor poderá ser a velocidade operacional desempenhada pelo veículo. Existem, inclusive, trechos de rodovias em que a operação desses veículos não deveria ser permitida pois, em caso de necessidade de uma parada de emergência, os mesmos não terão capacidade de atender a solicitação do operador, conforme pode ser verificado nas Tabelas 5.7, 5.8 e 5.10. As velocidades operacionais desses veículos chegam a ser tão baixas que, apesar de, individualmente, serem tecnicamente capazes de efetuar a descida sem comprometer as condições de segurança de frenagem, aumentam consideravelmente as possibilidades de acidentes (colisões e abalroamentos) entre 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, como por exemplo a variação da área frontal do veículo, da massa total de frenagem, características internas de construção, etc.. A Tabela 5.15 comprova essa afirmação. Os primeiros 5 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. Como conseqüência, esses projetos, via de regra, tornam-se mais complexos e, provavelmente, de maior custo para a sociedade.

Outra constatação advinda dos resultados privilegia diretamente os projetistas de rodovias. Veículos que atendem à resolução 777/93 praticamente não oferecem obstáculos ou limitações de velocidade para rampas com declividades de até 5%, mesmo para comprimentos muito longos. Esses projetistas deverão se preocupar com o impacto dos veículos pesados no fluxo total de veículo apenas no caso de rampas com declividades maiores do que 6% e, ainda assim, apenas para comprimentos de rampa maiores do que 5.000 metros.

A análise dos resultados dos veículos 10, 11 e 12, divulgados na Tabela 5.15, revela a importância do item massa total de frenagem na velocidade operacional dos veículos em descidas longas. Para um aumento da ordem de 28% na massa dos tambores de freio (isto é, de 28 para 36 quilos), houve um acréscimo médio de cerca de 7% na velocidade operacional dos veículos. Ainda que o desempenho não tenha crescido na mesma proporção da massa do sistema de freios, os resultados revelam que existe a possibilidade de se fazer alterações nos projetos dos veículos de forma que seja possível otimizar os resultados operacionais desses mesmos veículos.

Com relação à temperatura do sistema de freios, os resultados, como era de se esperar, demonstram que a mesma está intimamente relacionada com a relação potência de frenagem sobre PBTC utilizada na descida. Quanto maior essa relação, menor a necessidade de utilização do freio de serviço e, conseqüentemente, menor será a temperatura alcançada pelo sistema de freios.

6. *PROPOSTA DE CRITÉRIO PARA IMPLANTAÇÃO DE TERCEIRAS FAIXAS EM DECLIVES LONGOS*

Para que se obtenha o critério mencionado torna-se necessário alterar e ampliar o conceito de **comprimento crítico de rampa**. Segundo o Glossário de Termos Técnicos Rodoviários, editado e publicado pelo Departamento Nacional de Estradas de Rodagem (DNER), em 1997, são duas as definições para o termo supracitado:

1ª – Comprimento percorrido, a partir do início da rampa, por um caminhão carregado representativo, até atingir a velocidade de 45 km/h.
2ª – Elemento que, em análise conjunta com o volume horário de projeto (VHP), determina a introdução da faixa adicional de subida.

A alteração dita necessária diz respeito a considerar também o conceito de comprimento crítico de rampa para descidas, haja visto que o desempenho de um caminhão carregado representativo, principalmente no que diz respeito à temperatura do sistema de freios, também interfere no desempenho do fluxo de veículos que utilizam a rodovia e justifica a implantação de faixas adicionais em declives longos.

Para a implantação de terceiras faixas (ou faixas adicionais) em declives longos, três aspectos deverão ser considerados:

- Curva de desempenho de caminhões em declives,
- Redução máxima admissível de velocidade para caminhões carregados, comparando-se sua velocidade com a dos veículos leves, e
- Volumes mínimos de tráfego.

O primeiro aspecto está praticamente equacionado através da ferramenta (programa computacional) desenvolvida neste trabalho. Através dela é possível elaborar as curvas de desempenho do sistema de freios de qualquer veículo, estabelecendo os comprimentos críticos de rampa em descidas para cada modelo de veículo.

Os outros dois aspectos exigem que maiores estudos sejam realizados por especialistas na área transporte e tráfego rodoviário. Estabelecer qual a máxima diferença admissível de velocidade entre os caminhões carregados e os demais veículos usuários das rodovias é tarefa complexa pois engloba os conceitos de segurança rodoviária, satisfação dos usuários, nível de serviço das rodovias, custo dos investimentos em relação aos benefícios, etc..

Melo (2002), numa evolução do estudo desenvolvido por Glennon (1971), utilizou como critério para obter as reduções máximas admissíveis de velocidade nas rampas ascendentes os índices de acidentes e seus tipos mais comuns (colisões frontais, laterais e traseiras, abalroamentos e engavetamentos). Sua proposta resultou em uma redução máxima admissível de velocidade para caminhões em aclives igual a 20 km/h para rodovias brasileiras de pista simples - contra 15 km/h proposta pela AASHTO (2001) – e 35 km/h para rodovias de pista dupla.

O terceiro aspecto não é menos complexo do que os dois anteriores. Estabelecer os volumes mínimos de tráfego que atendem às expectativas dos usuários das rodovias e da sociedade como um todo também requer a participação de especialistas que conheçam e levem em consideração os diversos aspectos de operação e construção de rodovias. Melo (2002) concluiu que os volumes mínimos de tráfego em aclives dependem das porcentagens de caminhões no fluxo de tráfego e na inclinação média das rampas sendo que, quanto maior a porcentagem de caminhões e a declividade da rampa, menor será o volume mínimo de tráfego admissível, e vice versa.

O critério proposto para a implantação de faixas auxiliares em declives pode, portanto, ser assim resumido:

O projetista de rodovias, decisor ou autoridade rodoviária deverá, para cada declive da rodovia, executar as seguintes etapas:

1º – Contagem de veículos na hora pico (VHP) tipificando-os no que diz respeito a serem veículos de carga ou de passeio.

2º – Obter, através de critérios técnico/políticos, qual a máxima diferença admissível de velocidade entre os veículos de carga e os leves, bem como a porcentagem tolerada de veículos pesados a partir da qual o fluxo de tráfego para o trecho estudado é degradado.

3º – Para os veículos tipificados como sendo de carga, utilizar a ferramenta desenvolvida neste trabalho e verificar o tamanho crítico da rampa e com qual velocidade o veículo conseguirá superá-la, sem comprometimento das condições de segurança, dirigibilidade e estabilidade.

A porcentagem desses veículos deverá ser menor do que a tolerada para o local estudado. Em caso contrário, é recomendada a implantação da faixa adicional auxiliar no trecho de descida estudado.

7. CONCLUSÕES, COMENTÁRIOS E RECOMENDAÇÕES

7.1 Conclusões e comentários

O programa desenvolvido nesta dissertação fornece ao usuário (ou decisor) dados quantitativos para análise os quais poderão ser utilizados para orientar tanto os projetistas de veículos quanto os projetistas de rodovias no que diz respeito à compatibilidade dos sistemas de frenagem dos veículos com as condições de tráfego esperadas em um trecho longo em declive.

Com relação à temperatura do sistema de freios, os resultados demonstram que a mesma está intimamente relacionada com a potência de frenagem gerada pelo motor do veículo unitário ou da unidade tratora de uma CVC (Combinação de Veículo de Carga). Quanto melhor for o projeto do motor no que diz respeito à relação freio motor/PBTC, menor será a necessidade de utilização do freio de serviço do veículo, proporcionando um melhor desempenho térmico do sistema de freios de serviço do veículo (devido à menor temperatura alcançada) e, como conseqüência disso, melhor será o desempenho operacional desse mesmo veículo.

Outro item muito importante para o desempenho do sistema de freios de um veículo é a relação massa total de frenagem sobre a massa total transportada (M_{tf}/M_{tt}). O raciocínio é o mesmo apresentado para a potência do freio motor, ou seja, quanto maior essa relação, maior será a capacidade de absorção do calor através da massa total de frenagem resultando, como conseqüência, um melhor desempenho térmico do sistema de frenagem e operacional do veículo.

Com relação à frota nacional de veículos de carga, bastante envelhecida devido a uma série de fatores, entre eles a falta de investimentos públicos e privados no setor rodoviário, constatamos que grande parte da mesma, por apresentar mais de dez anos de idade média, não atende às especificações da resolução 777/93 do CONTRAN e, em conseqüência disso, seu desempenho em declives longos e íngremes está muito aquém dos padrões modernos de segurança no trânsito.

Nas décadas de 70 e 80 e até meados dos anos 90, os veículos eram fornecidos pelas montadoras aos usuários sem que houvesse uma legislação específica sobre especificações técnicas mínimas que deveriam ser atendidas pelo sistema de freios dos veículos de carga, mais especificamente no que dizia respeito à potência do freio motor. A situação agravou-se mais ainda pela disseminação, generalizada no Brasil e com a anuência das autoridades rodoviárias, da instalação de terceiros-eixos em grande parte da frota de veículos vendidos pelas montadoras, com a finalidade de melhor aproveitar a chamada "lei da balança". Em outras palavras, os veículos que já não apresentavam boas condições de frenagem em descidas longas e íngremes, no que diz respeito à potência de frenagem do freio motor, ainda recebiam autorização oficial para circular pelas vias públicas, com significativo aumento da capacidade de carga sem contrapartida da repotencialização dos motores, comprometendo a eficiência de frenagem. Tal fato expõe de forma bastante clara a deficiência da legislação brasileira no que diz respeito ao assunto frenagem. Grande parte dos problemas existentes atualmente poderia ter sido evitada caso nossos legisladores tivessem consciência dos problemas que a falta dessa legislação proporcionou. Mesmo os dois anos de tolerância concedidos pelas autoridades rodoviárias brasileiras, entre a publicação da resolução 777/93 e sua aplicação dois anos mais tarde, revelam uma deficiência de conhecimento que só contribuiu para comprometer ainda mais o pífio desempenho de grande parte da frota nacional.

Para finalizar as conclusões no que diz respeito ao processo de frenagem, este estudo indica a importância do incentivo governamental à renovação , no curto prazo, de grande parte da frota de veículos de carga que atualmente circula pelas rodovias brasileiras. Como medida paliativa, poderíamos sugerir o repotenciamento dos veículos atuais com motores mais potentes, a fim de que o desempenho térmico do sistema de freios e sua potência de frenagem motriz se aproximem dos veículos mais modernos e que atendem à legislação atual.

Com relação ao segundo objetivo desta dissertação, considerando que na maior parte das rodovias brasileiras a legislação permite uma velocidade de veículos leves da ordem de 80 km/h e caso seja aceito pelos decisores a tese de que a diferença tolerada entre as velocidades dos veículos leves e pesados na corrente seja da ordem de 20 km/h e, ainda, se houver veículos similares aos que foram utilizados para ilustrar esta dissertação em

porcentagem suficiente para comprometer o nível de serviço da rodovia, então uma terceira faixa (ou faixa auxiliar) seria justificada nas seguintes condições de comprimento e inclinação da rampa:

- Para os veículos que atendem a resolução 777/93 do CONTRAN, até rampas com declividade máxima de 5%, a presença desses veículos não interfere no fluxo do tráfego rodoviário. Para rampas superiores a 5% é necessário utilizar o programa desenvolvido nesta dissertação para verificar o comprimento crítico das rampas a partir do qual o impacto dos veículos torna-se significativo, compromete o fluxo e justifica a construção de faixas adicionais.
- Para veículos que não atendem as exigências da resolução 777/93 do CONTRAN, os problemas de fade no sistema de freios começam a se manifestar já em rampas de pequena declividade, de 2 ou 3%. Neste caso a adoção de faixas adicionais deve ser aplicada com mais freqüência e tem que ser verificada, através do programa, até mesmo para rampas de pequeno comprimento e pequena declividade.

7.2 Recomendação para trabalhos futuros

Recomenda-se utilizar o modelo matemático e o programa de computador apresentado neste estudo como ponto de partida para desenvolver um outro programa de computador que possa ser utilizado para calcular a velocidade de segurança, a temperatura do sistema de freios e o desempenho em longos declives para veículos que sejam equipados com freio a disco. Este tipo de freio não admite a hipótese, adotada neste trabalho por ser um sistema praticamente fechado, de que toda a energia (calor) gerada pelo freio de serviço fique concentrada nesse mesmo sistema de freios e nas regiões circunvizinhas a ele, podendo ser desprezada nos cálculos matemáticos. O freio a disco tem como principal característica construtiva o fato de que os discos e as pastilhas de freio estarem expostos à corrente de ar que circula, à temperatura ambiente, por baixo e dos lados do veículo. Essa característica de projeto facilita o fenômeno da transferência de calor para o meio ambiente, através de convecção forçada, o que retarda o aparecimento do processo de fade. O modelo matemático a ser utilizado deve contemplar, portanto, uma parcela de energia absorvida, através do ar, pelo meio ambiente. Não se trata de tarefa simples calcular a quantidade de energia dissipada para

o meio ambiente, devido aos diversos fatores que interferem no processo, como por exemplo condições de temperatura e pressão, características das lonas e pastilhas, projeto do sistema de freios, etc.. Por isso recomenda-se um trabalho em conjunto com as montadoras, fabricantes de sistemas de freios e até mesmo com fabricantes de pneus pois toda a cadeia produtiva tem muito a lucrar com um projeto dessa envergadura.

O critério proposto nesta dissertação para construção ou não de faixas adicionais em rodovias com longos trechos em declive só poderá ser utilizado em sua plenitude se os dois outros fatores, além do desempenho dos veículos – contemplado neste estudo, forem executados. Devido a isso, recomendamos a participação de especialistas em tráfego rodoviário e em segurança viária para desenvolver pesquisas a respeito de que diferenças de velocidades em declives, entre veículos leves e pesados, é tolerada pelos usuários de rodovias e aceita pela sociedade em geral.

Como terceira recomendação fica a sugestão para a realização de estudos, também por especialistas em tráfego, que possam identificar a porcentagem de veículos pesados que comprometem o nível de serviço de uma rodovia em declives longos, porcentagem essa que complementaria, em conjunto com a recomendação anterior, o critério proposto neste estudo.

BIBLIOGRAFIA REFERENCIADA

ANDRADE, Fernando A P. *et all.* (2003) - Análise térmica do sistema de freios de um caminhão considerando a variação da carga – Apresentado ao VI Colóquio Internacional de Freios, Gramado, RS

ALAPA (2002) – Associação Latino-americana de Pneus e Aros - Os perigos do superaquecimento dos freios – Boletim Técnico. Disponível em: http://www.alapa.com.br/manuais_publicacoes/boletim2/frame.htm, acesso em: 12/12/2002

CANALE, A. C. (2003) – Notas de aula, Disciplina: Mecânica Automobilística. EESC-USP

CARDINALLI, RODMAR *et all.* (2003) – Desempenho de freios a disco - Uma experiência prática - Apresentado no VI Colóquio Internacional de Freios, Gramado, RS

COBREQ (2003) – Apostila: Características essenciais da lonas e pastilhas de freio Disponível em: http://www.cobreq.com.br/home.htm, link: informações técnicas, acesso em 24/02/2003

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.

DNER (1997) - Departamento Nacional de Estradas de Rodagem - Glossário de Termos Técnicos Rodoviários, RJ.

FERNANDES, D.L.G. (1994) - Estudo da Frenagem de Autoveículos Rodoviários Pesados. Dissertação de Mestrado, EESC-USP, São Carlos

IOMBRILLER S. F. (1997) - Estudo de Desempenho na Frenagem de emergência de um ônibus considerando o efeito da temperatura no contato lona/tambor - Dissertação mestrado – EESC-USP.

IOMBRILLER S. F. *et all.* (2003) - Simulação dinâmica de um veículo em pista considerando o aspecto térmico – Apresentado ao VI Colóquio Internacional de Freios, Gramado, RS.

LIMPERT (1992) - *Brake Design and Safety* – Warrendale, SAE – EUA.

SETTI, J. R. A. (2002) - Tecnologia de transportes - Versão preliminar de livro a ser publicado. Material didático para uso exclusivo dos alunos da EESC-USP

WIDMER, J. A. (1999) – Distância de frenagem de veículos rodoviários de carga combinados - trabalho de iniciação científica FAPESP – EESC-USP

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AASTHO (2001) - *AMERICAN ASSOCIATION OF STATE HIGHWAY AND TRANSPORTATION OFFICIALS - A Policy on Geometric Design of Highways and Streets*. Washington, D.C., EUA.

ABREA (2003) - Associação Brasileira dos Expostos ao Alumínio – História do amianto. Artigo da internet. Disponível em: http://www.abrea.com.br/06historia.htm, acesso em 24/02/2003.

BILLING, J.R. e MERCER, W. (1986) - *Demonstration of Baseline Vehicle Performance. 45ft Semitrailer. Ministry of Transportation of Ontario, Toronto*, Canada.

BOSCH (2003) – Qualidades de um tambor de freio – Artigo Técnico. Disponível em: http://www.bosch.com.br/br/autopecas_c/produtos/ap-prod-freios-dicas_tambor.htm, acesso em: 19/03/2003.

Bowman, B.L. e Coleman, J.ª (1990) - *Grade Severity Ratting System - Institute of Transportation Engineers Journal*.

CANALE, A. C. (1989) – Automobilística: dinâmica e desempenho. São Paulo, Editora Érica.

CNT (2001) – Pesquisa Rodoviária 2001 – Confederação Nacional dos Transportes – Disponível em: www.cnt.org.br, acessado em 18/02/2002.

DNER (1979) – Departamento Nacional de Estradas de Rodagem – Instruções para implantação de terceiras faixas, RJ.

GEIPOT (2002) – 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.

GILLESPIE, T. D. (1992) - *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, 2nd. Ed, SAE, Warrendale, SAE – EUA.

IOMBRILLER S. F. (2003) - Análise Térmica e Dinâmica do Sistema de Freio a Disco de Veículos Comerciais Pesados - Tese de doutorado – EESC-USP.

JORNAL OFICIAL DAS COMUNIDADES EUROPÉIAS (1998) – edição de 18/03/1998 – ANEXO II – Ensaios de travagem e eficiência dos sistemas de travagem. Disponível em: http://europa.eu.int/eur-lex/pri/pt/oj/dat/1998/l_081/l_08119980318pt00010146.pdf, acesso em: 19/01/2004.

LEE, Shu Han (2003) - Projeto Geométrico de Estradas –Editora da Universidade Federal de Santa Catarina, 1ª edição.

LEMOS, Maurício Ruv (2003) – Apostila de Termologia. Disponível em: http://www.vestibular1.com.br/revisao/termologia.doc, acesso em 06/05/2003.

MELO R. A. (2002) – Faixas adicionais para aclives de rodovias brasileiras – Tese de doutorado – EESC-USP.

MERCEDES BENZ DO BRASIL (1987) – Apostila de treinamento sistema de freios, MBB, Campinas – SP.

MENDONZA, A & Mayoral, E. (1994)– *Economic Feasibility Assessment Procedure for Climbing Lanes on Two-Lanes ROADS in Mexico – Transport Research Record*, Mexico.

NBR 5532 – Associação Brasileira de Normas Técnicas – Componentes e sistemas de Freios para Veículos Rodoviários – SAE – Brasil.

POLUS, A.; CRAUS, J. & GRIMBERG, I. (1981) – *Applying the Level-of-Service Concept to Climbing Lines – Transportation Research Record.*

PARKER, D. J. e HUTCHINSON, B,G. (1988) - *Large Truck Braking at Signalized Intersections. Ministry of Transportation of Ontario – Toronto.*

PECKER, C. C. *et all* (2000) - Simulação microscópica de segmentos rodoviários: Uma avaliação preliminar dos comprimentos críticos de rampa – apresentado à ANPET – Associação Nacional de Pesquisa e Ensino de Transportes.

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

PIERIN, I. e DEMARCHI S. H. (2001) – Utilização de curvas de desempenho no projeto de faixas adicionais – Apresentado ao II ENTECA – Encontro Tecnológico de Engenharia Civil e Arquitetura de Maringá.

POLUS, A.; CRAUS, J. & GRIMBERG, I. (1981) – *Applying the Level-of-Service Concept to Climbing Lines – Transportation Research Record* nº 806, p. 28-33.

SALMONI, R. (1966) – Transmissão de calor – São Paulo – mestre Jou.

SARTORI, S. (1972) – Uma contribuição ao estudo do aquecimento e ao ensaio dos freios de tambor – Tese de doutorado – EESC-USP.

SAAB-SCANIA (1989) – Apostila de treinamento sistema de freios, Scania – São Bernardo do Campo, SP.

Schulze, C. & Lamn, R. (2000) – *A Procedure for Designing Auxiliary Lanes on Upgrades Sections of Two-lane Rural Roads. II International Simposyun on Highway Geometric Design. Proceedings, p. 472-485. Transportation Research Board & Forschungsgesellschaft Für Strassen – Und Verkehrswesen. Mainz, Germany.*

SILVEIRA, A. (1974) - Considerações sobre a influência dos caminhões nos greides em rampa na capacidade das rodovias - dissertação de mestrado – EESC-USP.

SMITH NETO, Perrin (2003) – Apostila de freios da disciplina Elementos de Máquinas – Pontifícia Universidade Católica – MG. Disponível em: http://www.mecanica.pucminas.br/elementos/freios.pdf, acesso em: 26/03/2003.

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

USDT – FHA (2003) - *The Capability and Enhancement of VDANLand TWOPAS for Analyzing Vehicle Performance on Upgrades and Downgrades Within IHSDM.* Disponível em: http://www.tfhrc.gov/safety/00-078.pdf, acesso em: 15/03/2003.

ZANOLI, P. R. (2003) – Área de escape para caminhões desgovernados – dissertação de mestrado – EESC-USP.

ANEXO A

Alimentando o programa - Passo a passo- EXEMPLO

Ao rodar o programa, o primeiro dado solicitado é se o usuário deseja utilizar a norma européia de frenagem ou não. Em caso afirmativo o usuário informará que sim. Se o usuário desejar utilizar a potência de frenagem disponibilizada pelas montadoras, mais adiante o programa solicitará essa potência que deverá ser informada oportunamente. A próxima informação solicitada pelo programa é a quantidade de trechos da pista com inclinações diferentes. O usuário informará o número de segmentos nos quais se divide a rodovia (vide exemplo Tabela 5.14, com 9 segmentos). Executados esses primeiros passos, o programa pedirá a seguir o tamanho e a declividade de cada trecho, o que deverá ser obedecido pelo usuário utilizando a mesma tabela. O próximo dado solicitado pelo programa é a massa total transportada. O usuário deverá informar a massa correta para cada veículo utilizado. A próxima entrada será a velocidade escolhida pelo motorista para descer a serra. O usuário informará ao programa essa velocidade. A próxima informação solicitada pelo programa é a quantidade de conjuntos de freio do veículo. O programador informará o número de conjuntos de freio correspondente ao veículo utilizado (por exemplo, se for um veículo toco, são 4 conjuntos de freio. Se for um truck, serão 6, etc.). As próximas informações solicitadas serão a constante de deformação entre o pneu e a via (que neste caso corresponde a 7,6), a constante de fatores de resistência ao rolamento (igual a 0,056) e o coeficiente de penetração aerodinâmica (0,040). Se o usuário do programa optou pela não utilização da norma européia de frenagem, a próxima informação solicitada pelo programa será a potência dissipada pelo freio motor, que deverá ser informada. As próximas exigências serão a massa de cada tambor de freio, o número de conjuntos de freio de cada unidade e o calor específico do material do tambor de freio (= 419 $J.kg^{-1}.K^{-1}$). O último dado solicitado será a área frontal do veículo, neste caso 8 m^2 para os veículos toco e truck e 9 m^2 para os veículos rebocados por cavalo-mecânico.

Tendo sido alimentado com os devidos dados, o programa fará as devidas conversões de unidades para o Sistema Internacional e transmitirá ao programador/usuário as seguintes informações:

- a resistência aerodinâmica,
- a resistência ao rolamento,
- a resistência de rampa,
- o tempo que o veículo utilizou para descer a serra,
- a energia armazenada no sistema de freios, e
- a variação da temperatura do sistema de freios, correspondente à velocidade escolhida para descer a serra.

Se o usuário optou pela utilização da Norma Européia de frenagem, então o programa também calculará essa potência e a divulgará ao usuário.

ANEXO B

TELAS : ENTRADA DE DADOS E SAÍDA DE RESULTADOS - EXEMPLO

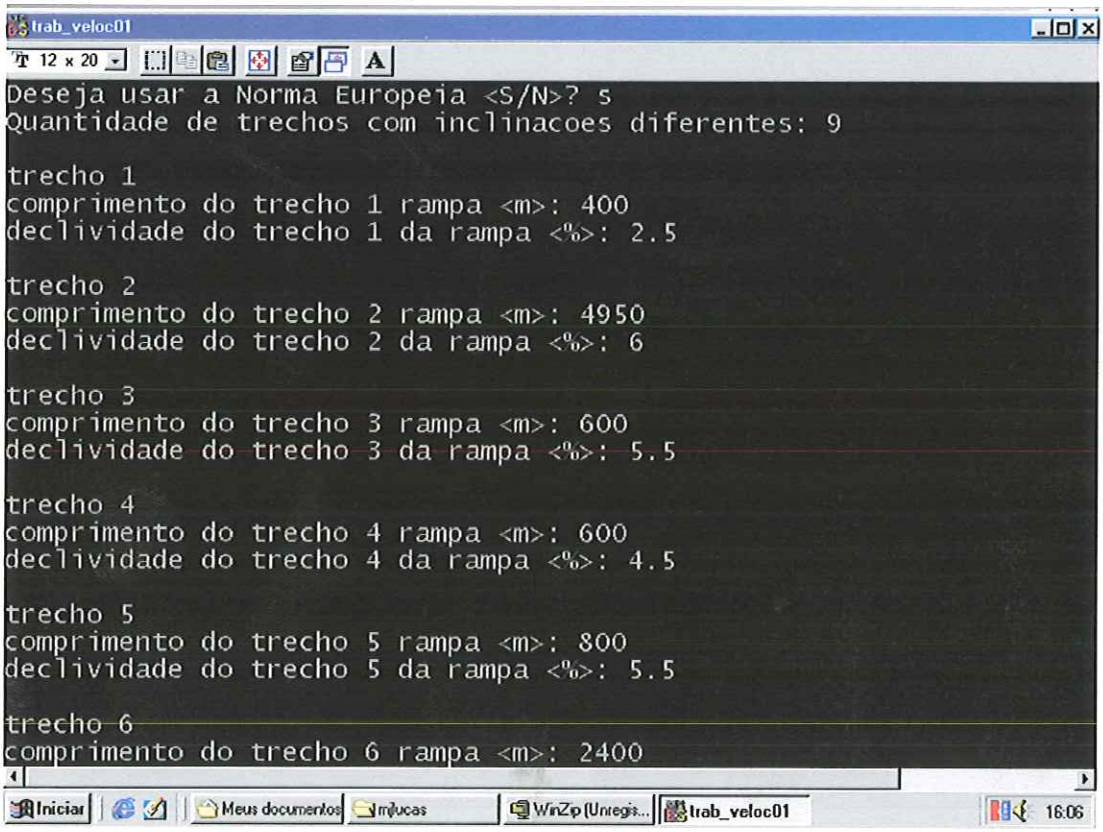


Figura B.1 - TELA DE ENTRADA DE DADOS
Veículo 3 – Via Anchieta
PBTC: 43.575 kg (= peso de balança + 5% de tolerância)
Velocidade de descida: 30 km/h

```
trecho 7
comprimento do trecho 7 rampa <m>: 600
declividade do trecho 7 da rampa <%>: 5.5

trecho 8
comprimento do trecho 8 rampa <m>: 2000
declividade do trecho 8 da rampa <%>: 6

trecho 9
comprimento do trecho 9 rampa <m>: 450
declividade do trecho 9 da rampa <%>: 5.5


massa do veiculo <Kg>: 43575

velocidade do veiculo <Km/h>: 30

quantidade de conjunto de freios: 10

constante de deformacao do pneu e da via: 7.6

constante de fatores na resistencia do rolamento: 0.056

coeficiente de penetracao aerodinamica: 0.040
```

```
constante de fatores na resistencia do rolamento: 0.056

coeficiente de penetracao aerodinamica: 0.040

potencia do freio do motor <Cv>: 390

peso do tambor ou disco <Kg>: 25

calor especifico das panelas <J/kg.Kelvin>: 41

area total <metro x metro>: 9


Resultados:


Resistencia Aerodinamica: 324.00N
Resistencia do Rolamento: 3970.97N
Resistencia da Rampa: 24495.97N
Tempo de Descida: 0.43h
Variacao da Temperatura: 0.00K
Energia Armazenada nos Freios: -182054656.00J

pressione alguma tecla para encerrar o programa...
```

Figura B.2 - TELAS DE ENTRADA E SAÍDA DO PROGRAMA VEÍCULO 3 – VIA ANCHIETA

ANEXO C

Gráfico: variação da temperatura x comprimento da rampa

O programa possibilita ao seu usuário obter o perfil da variação da temperatura do sistema de freios ao longo do comprimento total do declive. A figura C.1 serve para exemplificar esse perfil. Os resultados são os fornecidos pelo programa quando aplicado ao veículo 3, numa rodovia similar à Via Anchieta. A potência de frenagem utilizada (307,06 cv) é a exigida pela norma européia ECE R13 quando o veículo estiver com um peso bruto total combinado (PBTC) correspondente a 46.000 quilos, um pouco superior ao que diz essa mesma norma para o PBTC que o veículo transporta, neste caso 41.500 quilos, correspondente ao limite máximo permitido pela "lei da balança" para esta composição (cavalo-mecânico 4x2 + SR3). Para esse PBTC, a norma européia exige uma potência de frenagem da ordem de 277 cv. Contudo - apenas para efeito comparativo – visto que a potência máxima de frenagem desse veículo, segundo seu fabricante, é maior do que esse valor optamos por utilizá-la como se o veículo estivesse transportando uma massa maior pois isso resulta em uma velocidade média operacional também maior para a rodovia em questão.

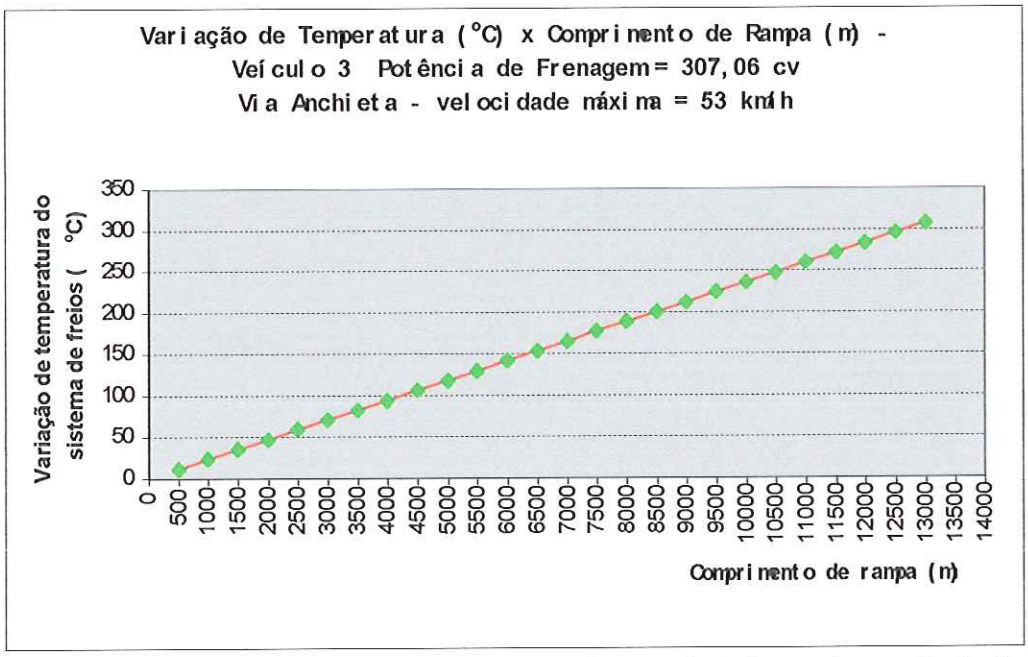


Figura C.1 – Variação da temperatura do sistema de freios ao longo do declive
Veículo 3 – Potência de frenagem = 307,06 cv
Velocidade de descida = 53 km/h

No caso de o operador do veículo resolver efetuar a descida utilizando a potência de frenagem igual a 277 cv, para obter esse mesmo perfil de temperatura do sistema de freios, a velocidade escolhida para a descida deverá ser de 46 km/h, conforme pode ser facilmente comprovado utilizando o programa desenvolvido neste trabalho.

ANEXO D

Código fonte do programa

```
//Universidade de São Paulo
//Projeto de Mestrado Manuel Lucas

#include <stdio.h>
#include <conio.h>

float Resistencia_Rampa(float I, float G);
float Resistencia_Rolamento(float C1, float C2, float V, float G);
float Resistencia_Aerodinamica(float CA, float V);
float Converte_Velocidade_DeKmhParaMs(float V);
float Quantidade_Calor(float L, float RG, float RR, float RA, float
PBM, float V);
float Variacao_Temperatura(float C, float WDR, float QB, float
Numero_Freios);
float Converte_DeCvParaWatts(float Potencia);
float Converte_DeHpParaWatts(float Potencia);

float Resistencia_Rampa(float I, float G) {
      float Aux;
      Aux  = 10*I*G;
      return Aux;
}

float Resistencia_Rolamento(float C1, float C2, float V, float G) {
      float Aux;
      Aux = (C1 + C2*V)*G;
      return Aux;
}

float Resistencia_Aerodinamica(float CA, float V, float A){
      float Aux;
      Aux = CA*A*V*V;
      return Aux;
}

float Converte_Velocidade_DeKmhParaMs(float V){
      float Aux;
```

```
      Aux = V / 3.6;
      return Aux;
}

float Quantidade_Calor(float L, float RG, float RR, float RA,
                        float PBM, float V){
      float Aux, Velocidade, Potencia_Watts;
      Velocidade = Converte_Velocidade_DeKmhParaMs(V);
   Potencia_Watts = Converte_DeCvParaWatts(PBM);
      Aux = L*(RG - RR - RA) - Potencia_Watts*L/Velocidade;
      return Aux;
}

float Variacao_Temperatura(float C, float WDR, float QB, float
Numero_Freios){
      float Aux;
   if (QB > 0)
        Aux = (QB/Numero_Freios) / (C * WDR);
   else Aux = 0;
      return Aux;
}

float Converte_DeCvParaWatts(float Potencia){
      float Aux;
      Aux = Potencia * 0.986 * 746; // Esses fatores podem ser
encontrados
      return Aux;                   // em sites de busca como google
}
float Converte_DeHpParaWatts(float Potencia){
      float Aux;

      Aux = Potencia * 746;
      return Aux;
}

void main(void) {

int i, n;
float I[20], L[20], Soma_I_L, Soma_L;
float M_Massa, G_Peso, I_DeclividadeRampa, V_Velocidade,
      A, CA, PBM_PotenciaFrenagem, QB_Energia, C1, C2,
```

```
      P_PotenciaDissipada, RG_ResistenciaRampa,
RR_ResistenciaRolamento,
      RA_ResistenciaAerodinamica, WDR_PesoTambor, C_CalorEspecifico,
      DT_VariacaoTemperatura, Tempo, Quant_Freios;

            clrscr();   // Funcao usada pra limpar a tela inicial
            Soma_I_L = 0;     // Inicializacao das variaveis utilizadas
no
            Soma_L = 0;     // calculo do "i" equivalente

            printf("Quantidade de trechos com inclinacoes diferentes:
");
            scanf("%d", &n);  // n recebe a quantidade de trechos com
                        // inclinacoes variaveis

      // O laco abaixo recebe os valores do comprimento e declividade
      // de cada trecho e armazena-os nos vetores L[20] e I[20],
      // respectivamente

            for (i = 0; i < n; i++) {

              printf("\ntrecho %d\n", (i+1));

              printf("comprimento do trecho %d rampa <m>: ", (i+1));
              scanf("%f", &L[i]);

              printf("declividade do trecho %d da rampa <%>: ", (i+1));
              scanf("%f", &I[i]);

            }

      // O laco abaixo calcula a somatoria dos comprimentos e dos
"i"s,
      // essas somatorias serao utilizadas no calculo do "i"
equivalente

            for (i = 0; i < n; i++) {

              Soma_I_L = Soma_I_L + I[i]*L[i];
              Soma_L = Soma_L + L[i];
               }
```

```
            I_DeclividadeRampa = (Soma_I_L) / (Soma_L); // Calculo do
"i" equivalente

      // A sequencia de comandos abaixo realiza a entrada de dados
      // necessarios no calculo da variacao de energia e temperatura

                  printf("\n\nmassa do veiculo <Kg>: ");
            scanf("%f", &M_Massa);
            printf("\nvelocidade do veiculo <Km/h>: ");
            scanf("%f", &V_Velocidade);
            printf("\nquantidade de conjunto de freios: ");
            scanf("%f", &Quant_Freios);
            printf("\nconstante de deformacao do pneu e da via: ");
            scanf("%f", &C1);
            printf("\nconstante de fatores na resistencia do rolamento:
");
            scanf("%f", &C2);
            printf("\ncoeficiente de penetracao aerodinamica: ");
            scanf("%f", &CA);
            printf("\npotencia do freio do motor <Cv>: ");
            scanf("%f", &PBM_PotenciaFrenagem);
            printf("\npeso do tambor ou disco <Kg>: ");
            scanf("%f", &WDR_PesoTambor);
            printf("\ncalor especifico das panelas <J/kg.Kelvin>: ");
            scanf("%f", &C_CalorEspecifico);
            printf("\narea total <metro x metro>: ");
            scanf("%f", &A);
      G_Peso = 9.82 * M_Massa / 1000; // Calcula o peso do veiculo em
KN
      Tempo = Soma_L / 1000 / V_Velocidade;

            RG_ResistenciaRampa = Resistencia_Rampa(I_DeclividadeRampa,
G_Peso);
            RR_ResistenciaRolamento = Resistencia_Rolamento(C1, C2,
V_Velocidade, G_Peso);
         RA_ResistenciaAerodinamica = Resistencia_Aerodinamica(CA,
V_Velocidade, A);
            QB_Energia = Quantidade_Calor(Soma_L, RG_ResistenciaRampa,
            RR_ResistenciaRolamento, RA_ResistenciaAerodinamica,
            PBM_PotenciaFrenagem, V_Velocidade);
```

```
            DT_VariacaoTemperatura =
Variacao_Temperatura(C_CalorEspecifico, WDR_PesoTambor, QB_Energia,
Quant_Freios);


      // Impressao do resultado na tela

            printf("\n\nResultados:\n");
printf("\n\nResistencia Aerodinamica:  %.2fN",
RA_ResistenciaAerodinamica);
            printf("\nResistencia do Rolamento: %.2fN" ,
RR_ResistenciaRolamento);
            printf("\nResistencia da Rampa: %.2fN" ,
RG_ResistenciaRampa);
      printf("\nTempo de Descida: %.2fh", Tempo);
            printf("\nVariacao da Temperatura: %.2fK",
DT_VariacaoTemperatura);
            printf("\nEnergia Armazenada nos Freios: %.2fJ",
QB_Energia);
      printf("\n\npressione alguma tecla para encerrar o
programa...");
            getch();

}
```

ANEXO E

Cópia de algumas correspondências com a Fras-le – Fabricante de lonas e pastilhas de freio - Valor do Calor específico dos tambores de feio

De: Marcelo Maruju
Para: manuel.lucas
Cc: Hamilton Leal
Data: 10/12/2003 08:26

Assunto: Dúvidas - Freios

Caro Manuel,

Com relação a sua dúvida, pode-se dizer que sim, 1 Joule é igual a 1 Newton.metro e é esta a unidade indicada.
Atenciosamente,

Marcelo Maruju
Coordenador Laboratório Físico - Fras-le S.A.
fone 54 209-1740 / fax 54 209-1919
maruju@fras-le.com.br - http://www.fras-le.com.br

Mensagem original
De: manuel.lucas mailto:manuel.lucas@bol.com.br
Enviada em: terça-feira, 9 de dezembro de 2003 20:24
Para: Hamilton Leal
Cc: Marcelo Maruju
Assunto: Re:RES: RES: Dúvidas - Freios

Caros Marcelo e Hamilton,
Tenho exata noção do trabalho que vos dou quando peço este tipo de informação. Por isso vos agradeço imensamente. Sem os dados que me forneceram não poderia confirmar/aferir meu programa simulacional.
Uma última dúvida: Na unidade de medida do calor específico a abreviatura Nm significa Newton-meter cuja conversão para Joule (J) é 1:1 (ou seja 1 Nm = 1 J)?

Grato.
Atenciosamente

ManéLucas

Prezado Manuel,

Estamos indicando valores aproximados, tambor de ferro fundido cinzento:

- Densidade: 7,25 g/cm³ ;
- Calor específico do ferro fundido cinzento: 419 Nm/kg.K ;
- Diâmetro interno - valor nominal: 16,5 polegadas;
- Espessura da parede no reforço da borda: 32,20 mm;
- Espessura da parede próximo à pista de atrito: 30,10 mm.

Um abraço,
Hamilton

Biblioteca

Mensagem original
De: Marcelo Maruju
Enviada em: terça-feira, 2 de dezembro de 2003 10:19
Para: Hamilton Leal
Assunto: Dúvidas - Freios
Marcelo Maruju - Coordenador Laboratório Físico - Fras-le S.A.
fone 54 209-1740 / fax 54 209-1919
maruju@fras-le.com.br - http://www.fras-le.com.br

Mensagem original
De: manuel.lucas
Enviada em: quarta-feira, 26 de novembro de 2003 08:31
Para: Marcelo Maruju
Cc: Hamilton Leal
Assunto: Dúvidas - Freios

Marcelo, bom dia.

Permita-me te incomodar um pouco mais.

Terminei por estes dias um programa simulacional que calcula a temperatura do sistema de freios e a velocidade de segurança de qualquer veículo em uma descida longa, como uma serra, por exemplo. O programa tem um monte de entradas (como por exemplo, o perfil da rodovia, a massa total do veículo, as características do mesmo, a rotação do motor selecionada pelo operador, etc..). Para que eu possa aferir o programa e comparar os resultados práticos com os obtidos de forma teórica, pretendo instrumentar um caminhão 4x2 + um semi-reboque 3 eixos e testá-lo na via Anchieta (que liga São Paulo a Santos), por ser um local cujas características de projeto eu já conheço e o problema de aquecimento do sistema de freios acontecer com bastante freqüência.
Duas das entradas do programa eu estou com dificuldades para obter: o calor específico do material dos tambores de freio e o peso específico (+ o diâmetro interno e a espessura da parede) desses mesmos tambores. Se eu instrumentar um cavalo-mecânico MB 1935 e um semi-reboque Randon de 3 eixos, você tem condições de obter esses dados?

Na certeza de sua ajuda e consideração, agradeço
antecipadamente.

ManéLucas

ANEXO F

IDADE DA FROTA NACIONAL

retirado do site: www.oficinadeveiculosw.com.br/file/programa_isv.ppt, em 02/02/2004

Ministério das Cidades
DENATRAN

SITUAÇÃO DA FROTA NACIONAL

	Até 1 ano	Até 2 anos	Até 3 anos	Até 4 anos	Mais de 4 anos	Total
Veiculos Leves	1.850.915	2.077.686	2.376.281	2.564.232	22.515.742	31.384.836
Veiculos Pesados	122.438	121.918	174.969	246.570	1.845.605	2.511.500
Total da Frota	1.973.353	2.199.604	2.551.250	2.810.802	24.361.347	33.896.356
Participação	6%	6%	8%	8%	72%	

Fonte: DENATRAN 2003

Figura F.1 – Idade da frota brasileira
Fonte: DENATRAN (2003)

ANEXO G - **RESOLUÇÃO** N.º 777/93, DE 23 DE DEZEMBRO DE 1993

Resumo Descritivo:

Dispõe sobre os procedimentos para avaliação dos sistemas de freios de veículos.

O CONSELHO NACIONAL DE TRÂNSITO, usando das atribuições que lhe confere o artigo 5º, inciso V, da Lei n.º 5.108, de 21 de setembro de 1966, que instituiu o Código Nacional de Trânsito, com as alterações introduzidas pelo Decreto-Lei n.º 237, de 28 de fevereiro de 1967 e o artigo 9º, inciso XVII, do Regulamento do referido Código, aprovado pelo Decreto n.º 62.127, de 16 de janeiro de 1968, e

CONSIDERANDO a evolução alcançada pela indústria de fabricação dos veículos automotores, tornando-os compatíveis com a evolução tecnológica internacional;

CONSIDERANDO que os veículos pesados: caminhões, ônibus, reboques e semi-reboques, não estão abrangidos pela Resolução CONTRAN 463/73 em vigor, referente à exigência e especificações de ensaios e testes de seus componentes, dirigidos ao sistema de freios e à eficácia desses equipamentos;

CONSIDERANDO que as normas ABNT no NB 1253, NB 1254, NB 1255, MB 3160 e MB 3161 estão baseadas nos Regulamentos da Comunidade Européia -ECE - R13;

CONSIDERANDO a deliberação tomada pelo CONTRAN na Reunião Ordinária de 17 de dezembro de 1993, conforme consta do Processo n.º 292/93, RESOLVE:

Art. 1º - Adotar a partir de 01 de janeiro de 1994, as Normas Brasileiras ABNT n.º NB 1253, NB 1254, NB 1255, MB 3160 e MB 3161, como método de ensaio e requisitos mínimos para avaliação do sistema de freios de veículos automotores.

Art. 2º - Todo veículo automotor, reboque, semi-reboque com peso bruto total superior a 500 Kg, novo, nacional ou importado, deverá atender aos requisitos mínimos de desempenho do sistema de freios, estabelecidos para cada categoria de veículo, dentro das seguintes condições:

I - Os automóveis e veículos deles derivados em processo de produção poderão, opcionalmente, apresentar os resultados de comprovação do atendimento a esta

Resolução, através dos requisitos estabelecidos pela Resolução CONTRAN 463/73, item 5 ou pelos requisitos estabelecidos pelas normas ABNT citadas no art. 1°.

II - A partir de 180 dias após a publicação desta Resolução, os automóveis e veículos deles derivados, originários de novos projetos, que venham requerer comprovação do sistema de freios, deverão atender aos requisitos estabelecidos pelas normas ABNT no art. 1°.

III - Para os veículos de carga (camionetas, caminhões, reboques e semi-reboques), veículos mistos e veículos de transporte de passageiros (microônibus e ônibus), será concedido um prazo de até 24 meses, a contar da data da publicação desta Resolução, para comprovação dos requisitos a eles aplicáveis, estabelecidos nas normas ABNT citadas no art. 1°.

Art. 3° - Fica a critério do órgão governamental competente admitir, para efeito de comprovação do atendimento das exigências desta Resolução, os resultados de testes e ensaios realizados através de procedimentos similares de mesma eficácia, realizados no exterior. Serão também reconhecidos os resultados de ensaios emitidos por órgão credenciado pela Comissão ou Comunidade Européia, em conformidade com os procedimentos adotados por esses organismos.

Art. 4° - O DENATRAN poderá, a qualquer tempo, solicitar às empresas fabricantes e/ou importadoras de veículos a apresentação dos resultados de ensaios que comprovem o atendimento das exigências estabelecidas nesta Resolução.

Art. 5° - Esta Resolução entra em vigor na data de sua publicação, revogadas as disposições em contrário.

Brasília - DF, 17 de dezembro de 1993.

ORESTES KUNZE BASTOS - Presidente do CONTRAN

KASUO SAKAMOTO - Relator

CARLOS EDUARDO DE SOUZA LEMOS - Relator

Publicada no D. O. U. de 23.12.1993.