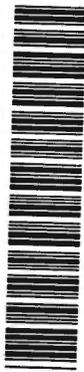


**ESTUDO DO DESEMPENHO NA FRENAGEM DE
EMERGÊNCIA DE UM ÔNIBUS CONSIDERANDO O
EFEITO DA TEMPERATURA NO CONTATO
LONA/TAMBOR**

Silvia Faria Iombriller

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

DEDALUS - Acervo - EESC



31100017409

ORIENTADOR: Prof. Dr. Antônio Carlos Canale



São Carlos

1997

Class.	TESE-EESC
Cott.	2757
Tombo	T148/97

Área: Engenharia Mecânica.

31100017409

0934130

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento
da Informação do Serviço de Biblioteca - EESC-USP

Iombriller, Silvia Faria
I64e Estudo do desempenho na frenagem de emergência
de um ônibus considerando o efeito da temperatura
no contato lona/tambor / Silvia Faria Iombriller.
-- São Carlos, 1997.

Dissertação (Mestrado). -- Escola de Engenharia
de São Carlos-Universidade de São Paulo, 1997.
Área: Engenharia Mecânica
Orientador: Prof. Dr. Antônio Carlos Canale

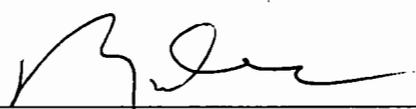
1. Freios. 2. Frenagem. 3. Efeito térmico.
I. Título

FOLHA DE APROVAÇÃO

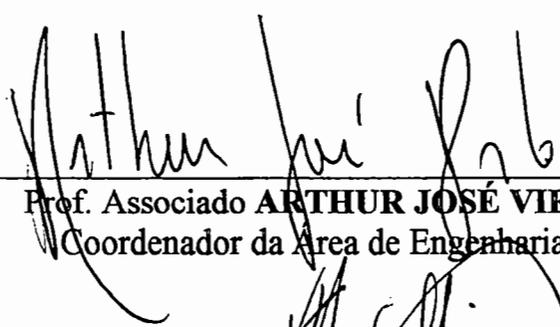
Candidata: Engenheira **SILVIA DA CONCEIÇÃO FARIA**

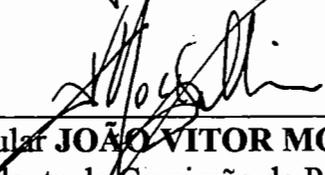
Dissertação defendida e aprovada em 12-8-1997
pela Comissão Julgadora:


Prof. Doutor **ANTONIO CARLOS CANALE (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)


Prof. Titular **ROSALVO TIAGO RUFFINO**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)


Engenheiro **CAMILU ABDUCH ADAS**
(Especialista - Mercedes-Benz do Brasil S.A.)


Prof. Associado **ARTHUR JOSÉ VIEIRA PORTO**
Coordenador da Área de Engenharia Mecânica


Prof. Titular **JOÃO VITOR MOCCELLIN**
Vice-Presidente da Comissão de Pós-Graduação
em exercício

Dedico este trabalho:

A Deus,
pela presença constante.

Ao meu marido Marcos,
pelo amor, amizade e
companheirismo.

À minha família,
pelo carinho e apoio.

*“Porque o Senhor dá a sabedoria,
da Sua boca vem a inteligência e o
entendimento.” Provérbios 2:6*

AGRADECIMENTOS

A Deus, pela presença e orientação constante.

Ao Prof. Dr. Antônio Carlos Canale, pelo companheirismo, colaboração e orientação.

A Coordenadoria de Amparo à Pesquisa de Ensino Superior - CAPES, pela bolsa de estudo concedida.

Aos funcionários e professores do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia de São Carlos, pela amizade e contribuições neste trabalho.

Aos colegas da EESC-USP, pela amizade.

Aos amigos Hélio e Dirceu, pela colaboração no desenvolvimento deste trabalho.

Aos amigos André e Daniel, pelo auxílio no desenvolvimento da parte computacional deste trabalho.

À Mercedes Benz do Brasil e à FRAS-LE, pela concessão dos dados experimentais utilizados neste trabalho.

À meus pais, Luisa e Antonio, e irmãos, Sorai e Edson, pelo incentivo, carinho e compreensão.

A meu marido, Marcos, pela presença e participação em todos os momentos.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	vi
LISTA DE TABELAS.....	viii
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS.....	x
LISTA DE SÍMBOLOS.....	xi
RESUMO.....	xiii
ABSTRACT.....	xiv
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. HISTÓRICO.....	5
2.1. FREIOS.....	5
2.2. ÔNIBUS.....	7
3. TIPOS DE FREIOS.....	12
3.1. FREIOS A DISCO E A TAMBOR.....	12
3.2. SISTEMAS DE FREIOS AUTOMÁTICOS.....	16
3.3. MATERIAIS.....	17
3.4. PNEUMÁTICO.....	24
4. O PROCESSO DE FRENAGEM.....	31
5. FORMAS DE TRANSMISSÃO DE CALOR.....	33
5.1. INTRODUÇÃO.....	33
5.2. CONDUÇÃO.....	33
5.3. CONVECCÃO.....	34
5.4. RADIAÇÃO.....	35
6. CONDIÇÕES DE FRENAGEM.....	37
7. MÉTODOS DE CÁLCULO JÁ DESENVOLVIDOS.....	38
8. PROCEDIMENTO ADOTADO.....	43
8.1. INTRODUÇÃO.....	43
8.2. MODELAGEM.....	46
8.3. VEÍCULO ESTUDADO.....	50
9. RESULTADOS.....	53
9.1. INTRODUÇÃO.....	53
9.2. ANÁLISE TÉRMICA.....	53
9.3. FORÇAS NOS EIXOS.....	61
9.4. NORMAIS NOS EIXOS.....	63
9.5. DESACELERAÇÕES.....	64
9.6. COEFICIENTES DE ADERÊNCIA.....	69

9.7. EFICIÊNCIA DE FRENAGEM.....	71
10. CONCLUSÕES.....	72
11. PROPOSTAS DE TRABALHO.....	75
12. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	76
13. BIBLIOGRAFIA CONSULTADA	81

LISTA DE FIGURAS

Figura 1- Freios de expansão hidráulica	13
Figura 2- Freios de atuação pneumática	14
Figura 3 - Variação da eficiência em relação à histeresi.....	15
Figura 4 - Resistência ao fade.....	19
Figura 5 - Recuperação das lonas e pastilhas de freio	20
Figura 6 - Aparecimento de fade retardado.....	21
Figura 7 - Sensibilidade das lonas e pastilhas à velocidade.....	21
Figura 8 - Estabilidade das lonas e pastilhas de freio	22
Figura 9 - Sensibilidade das lonas e pastilhas à água	23
Figura 10 - Sensibilidade à umidade	23
Figura 11 - Desgaste das lonas e pastilhas por quilometragem rodada	24
Figura 12 - Comparação entre coeficiente de aderência disponível e necessário -(Gillespie -1992).....	30
Figura 13 - Algoritmo da modelagem do sistema de freios no veículo	45
Figura 14 - Fator de freio variando com a temperatura (ônibus OHL1635)..	47
Figura 15 - Diagrama de forças no sistema de freios.....	47
Figura 16 - Diagrama de forças no veículo.....	48
Figura 17- Variação da eficiência de frenagem com o número	50
Figura 18 - Temperatura no eixo dianteiro durante a frenagem com peso total máximo.....	54
Figura 19 - Temperaturas máximas teóricas e experimentais no eixo dianteiro no veículo com peso total máximo	55
Figura 20 - Temperaturas no eixo traseiro durante a frenagem com peso total máximo.....	56
Figura 21 - Temperaturas no eixo dianteiro durante a frenagem com veículo vazio	57
Figura 22 - Temperaturas no eixo traseiro durante a frenagem	58
Figura 23 - Temperaturas no eixo dianteiro durante a frenagem com peso total máximo no eixo traseiro	59

Figura 24 - Temperaturas no eixo traseiro durante a frenagem	60
Figura 25 - Forças de frenagem no eixo dianteiro, com peso total máximo .	61
Figura 26 - Forças de frenagem no eixo traseiro, com peso total máximo ...	62
Figura 27 - Normais no eixo dianteiro com o veículo em peso total máximo	63
Figura 28- Normais no eixo traseiro com o veículo em peso total máximo...	64
Figura 29- Desaceleração variando com a velocidade para veículo com peso total máximo	65
Figura 30 - Desaceleração variando com a velocidade para veículo vazio..	66
Figura 31- Comparação teórico-experimental da desaceleração variando com a pressão à 60km/h (veículo com peso total máximo)	67
Figura 32- Comparação teórico-experimental da desaceleração variando com a pressão à 80km/h (veículo com peso total máximo)	68
Figura 33- Comparação teórico-experimental da desaceleração variando com a pressão à 100km/h (veículo com peso total máximo)	69
Figura 34- Relação entre o coeficiente de aderência e a pressão no eixo dianteiro	70
Figura 35- Relação entre o coeficiente de aderência e a pressão no eixo traseiro com o veículo em peso total máximo	70

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Variação do coeficiente de aderência dependendo do material em contato (Canale - 1989)	28
Tabela 2 - Temperaturas no eixo dianteiro durante a frenagem com peso total máximo.....	54
Tabela 3 - Comparação teórico-experimental das temperaturas máximas atingidas no eixo dianteiro durante a frenagem total do veículo com peso total máximo.....	55
Tabela 4 - Temperaturas no eixo traseiro durante a frenagem com peso total máximo.....	56
Tabela 5 - Temperaturas no eixo dianteiro durante a frenagem com o veículo vazio	57
Tabela 6 - Temperaturas no eixo traseiro durante a frenagem com o veículo vazio	58
Tabela 7 - Temperaturas no eixo dianteiro durante a frenagem com ptm no eixo traseiro	59
Tabela 8 - Temperaturas no eixo traseiro durante a frenagem com peso total máximo no eixo traseiro	60
Tabela 9 - Forças de frenagem no eixo dianteiro (veículo com peso total máximo)	61
Tabela 10 - Forças de frenagem no eixo traseiro (veículo com peso total máximo)	62
Tabela 11 - Normais no eixo dianteiro para o veículo com peso total máximo	63
Tabela 12 - Normais no eixo traseiro para o veículo com peso total máximo	64
Tabela 13 - Desaceleração variando com a pressão e a velocidade para o veículo com peso total máximo	65
Tabela 14 - Desaceleração variando com a pressão e a velocidade para o veículo vazio	66
Tabela 15 - Comparação teórico-experimental da desaceleração à 60 km/h... ..	67

Tabela 16 - Comparação teórico-experimental da desaceleração à 80 km/h...	67
Tabela 17 - Comparação teórico-experimental da desaceleração à 100 km/h	68
Tabela 18- Eficiência de frenagem.....	71

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

PTM - Peso Total Máximo

GM - General Motors

ABS - Antilock Brake System

CONTRAN - Conselho Nacional de Trânsito

LISTA DE SÍMBOLOS

- A - área do cilindro de freio [m^2]
b - desaceleração [m/s^2]
c - alavanca ajustadora de folga [m]
c* - fator de freio do veículo [adimensional]
cp - calor específico do material do tambor [$J/kg.^{\circ}C$]
dcs - diâmetro do came-s [m]
dt - diâmetro interno do tambor [m]
e - eficiência de frenagem [%]
E - energia envolvida na frenagem [J]
Fc - força transmitida do cilindro ao came-s [N]
Fe - força que o came-s transmite as sapatas [N]
Ff - força de frenagem [N]
Ffd - força de frenagem no eixo dianteiro [N]
Fft - força de frenagem no eixo traseiro [N]
Fi - força inicial no cilindro de freio [N]
FN - força normal na sapata [N]
Fnd - força normal no eixo dianteiro [N]
Fnt - força normal no eixo traseiro [N]
Fs - força de atrito entre as sapatas e o tambor [N]
g - aceleração da gravidade [m/s^2]
h - coeficiente de transferência de calor por convecção [W/K]
hcg - altura do centro de gravidade [m]
k - condutividade térmica [W/m.K]
L - distância entre eixos [m]
Ld - distância do eixo dianteiro ao centro de gravidade [m]
Lt - distância do eixo traseiro ao centro de gravidade [m]
m - massa do veículo [kg]
mt - massa do tambor [kg]
mtd - massa do tambor dianteiro [kg]

m_{tt} - massa do tambor traseiro [kg]

P - pressão do cilindro de freio [bar]

P_f - máxima pressão no cilindro de freio [bar]

P_i - mínima pressão no cilindro de freio [bar]

q - fluxo de calor por convecção [W]

q_r - fluxo de calor por radiação [W]

Q_x - fluxo de calor por condução [W]

R_d - raio dinâmico da roda [m]

R_i - força de inércia [N]

T_d - temperatura no eixo dianteiro [°C]

T_i - temperatura inicial de frenagem (temperatura de freio frio) [°C]

T_t - temperatura no eixo traseiro [°C]

V_f - velocidade no final da frenagem [m/s]

V_i - velocidade no início da frenagem [m/s]

W - peso do veículo [kgf]

η - rendimento do sistema de freios

γ_b - fator que considera o efeito das partes rotativas na massa do veículo
[adimensional]

μ_o - coeficiente de aderência padrão da pista [adimensional]

μ_d - coeficiente de aderência no eixo dianteiro [adimensional]

μ_t - coeficiente de aderência no eixo traseiro [adimensional]

RESUMO

IOMBRILLER, S. F. (1997). *Estudo no desempenho na frenagem de emergência de um ônibus considerando o efeito da temperatura no contato lona/tambor*. São Carlos, 1997. 81p. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Foram descritos diversos métodos de modelagem e cálculo aplicados à análise térmica e dinâmica do sistema de freios.

O sistema de freios e a dinâmica da frenagem de um veículo exemplo (ônibus) foram modelados matematicamente e traduzidos em programa computacional, considerando os efeitos da transformação da energia cinética do veículo em calor no contato lona/tambor.

Tal programa simula o veículo freando em emergência considerando os efeitos da variação da temperatura no contato lona/tambor, obtendo-se a variação na desaceleração correspondente durante a frenagem em condições normalizadas de teste de pista. A eficiência da frenagem foi também obtida em várias condições operacionais (diferentes carregamentos) do veículo.

Foram obtidas ainda as variações nas forças de frenagem geradas nas rodas do veículo, reações normais nos pneumáticos e coeficientes de aderência do pneu em contato com o pavimento.

Alguns dos resultados obtidos foram comparados com ensaios em dinamômetro realizados pela FRAS-LE e outros resultados foram comparados com os observados em teste de pista realizados pela Mercedes Benz do Brasil, mostrando convergência em ambos os casos, o que torna válido o modelo matemático desenvolvido para prever o desempenho na frenagem de emergência.

Através do programa computacional é possível simular o desempenho do sistema de freios no veículo auxiliando assim o projetista na fase de projeto e desenvolvimento de componentes e otimização.

Concluindo, ainda foram feitas propostas de trabalhos futuros, visando atingir outras formas possíveis de frenagem e também diferentes veículos e sistemas de freios.

Palavras-chave: freios; frenagem; efeito térmico.

ABSTRACT

IOMBRILLER, S. F. (1997). *Study about a bus performance in emergency braking considering the temperature effect in the contact lining/drum*. São Carlos, 1997. 81p. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Was describe several modelling and calculation methods apply to thermal and dynamic analisys in the brake system.

The brake system and the dynamic braking of the example vehicle (bus) were mathematically modeling and programmed in computer, cosidering the effects of the transformation of vehicle kinetic energy in heat in the contact linning/drum.

The computer program simulate the vehicle braking in emergency considering the effects of the variation on the temperature in the contact linning/drum, obtain the variation in the desacceleration during the braking in legal terms of the roadway tests. The efficiency of the braking is also obtain in several operational terms (several loads) of the vehicle.

Are introduce the variations in braking forces produced in the vehicle wheels, the normal reaction in the tire and adhesion factors of tire in contact with the deck.

Some results are compared with dynamometer try did by FRAS-LE and others results was compared with that looked at roadway tests did by Mercedes Benz of Brazil, showing convergence in both cases, this make valid the mathematic model developed to anticipate the performance in the emergency braking.

Through the computer program is possible simulate the performance of the brake system in the vehicle helping the designer in the development phase.

Concluding, are do propositions of future works, outlooking attain others possible forms of braking and differents vehicles and braking systems.

Keywords: brakes; braking; thermal effects.

1. INTRODUÇÃO

Desde os mais antigos tempos a invenção da roda resolveu sérios problemas de transporte, possibilitando a redução do atrito entre o veículo e o chão. No entanto, surgiu também um problema: como parar a roda?

Para provocar o movimento de um veículo precisamos fornecer energia que pode ser elétrica ou química (combustível). Essa energia transforma-se em energia cinética quando o veículo está em movimento. Para frear um veículo precisamos retirar dele a energia cinética. No entanto, essa energia será transformada em calor nos freios, ou seja, em energia térmica.

Observou-se que o princípio de funcionamento de qualquer tipo de freio deveria ser o atrito entre dois corpos. Entretanto notou-se também que a intensidade do atrito dependia da compressão entre um corpo e outro e do tipo das superfícies em contato.

Também concluiu-se que a função do freio era a de diminuir a rotação da roda até fazê-la parar de girar, e que o atrito entre pneu e pavimento é que pararia o veículo.

Muitas invenções foram concebidas no início, mas até a Revolução Industrial não houve muitos progressos. Até então, os freios mais pareciam com as alavancas dos “carrinhos de rolemãs” e carroças.

Com o surgimento do automóvel, a necessidade de freios eficientes tornou-se indispensável. Foi criado então o freio a tambor, acionado através de cabos e varões, chamado também de panela.

A partir de 1914, a utilização de líquido para transmitir os esforços de frenagem trouxe recursos para que novos projetos fossem gerados, o que promoveu o desenvolvimento de cilindros hidráulicos e em seguida o freio a disco. Desde então, pesquisadores no mundo todo se dedicam ao aperfeiçoamento de componentes para

os mais diversos tipos e modelos de freios, destinados aos mais diferentes e modernos meios de transporte.

Com o crescente desenvolvimento tecnológico na área de motores e de materiais, os veículos de transporte de carga (caminhões pesados) e os ônibus (urbanos e rodoviários) tem sofrido um aumento em seu tamanho e conseqüentemente em sua capacidade de carga. No entanto, torna-se necessário o desenvolvimento de freios compatíveis com essas alterações, e até mais eficientes, levando-se em conta que grande parte destes veículos são submetidos a condições que sobrecarregam o sistema de freios projetado, tais como sobrecarga, má utilização pelo motorista e tráfego lento, entre outras.

Um dos grandes problemas que afetam o sistema de freios é seu superaquecimento durante a frenagem, que além de danificar o próprio sistema, afeta também roda e pneus, podendo estes até mesmo estourar, o que já foi causa de acidentes rodoviários. Entretanto, observa-se que geralmente ocorre tal problema em veículos com sobrecarga ou sob outras condições não recomendáveis de uso.

A fim de obter-se uma configuração que melhor atenda às condições reais de uso, sem ultrapassar os limites legais de segurança, várias modelagens e formulações foram feitas do sistema de freios, das quais veremos neste trabalho algumas das mais conhecidas e mais utilizadas até o presente momento.

Entre os objetivos deste trabalho está a obtenção da influência da temperatura no desempenho do sistema de freios através do cálculo da eficiência de frenagem, avaliando-se o escorregamento ocorrido nos eixos devido ao coeficiente de atrito que é função da temperatura no sistema.

Para alcançar este objetivo usa-se um método computacional que pode ser validado através de alguns testes de pista.

Entretanto, antes de serem analisados os diferentes métodos de modelagem torna-se fundamental a compreensão do sistema de freios, do processo de frenagem, assim como de suas possíveis condições. Nos capítulos descritos a seguir tais tópicos serão abordados.

O capítulo 2 relata um breve histórico dos tipos de freios usados em autoveículos, trazendo também o histórico da evolução do transporte através de ônibus. O ônibus é um veículo importante na diminuição de distâncias num país de

dimensões continentais como o Brasil. Ele é, talvez, o mais importante meio de transporte de passageiros. Este trabalho pretende contribuir aumentando-se o conhecimento sobre a influência da temperatura na frenagem destes veículos.

No capítulo 3 há um relato sobre os principais tipos de sistemas de freios: a disco, a tambor, hidráulico e pneumático, com destaque para seus principais problemas e características. Os materiais de fricção do sistema de freios e suas características são descritos.

As forças que realmente desaceleram o veículo são obtidas no contato dos pneus com o pavimento. O desempenho e a eficiência na frenagem depende em primeira instância da capacidade de transmitir as forças geradas nos freios para o pavimento através da área de contato pneu/pavimento. Ainda no capítulo 3 encontra-se uma descrição sobre as principais características dos pneumáticos e alguns valores que serão utilizados nos estudos posteriores.

O capítulo 4 descreve o processo de frenagem e o seu efeito nos diversos componentes do sistema de freio. Avalia ainda a energia envolvida no processo e suas transformações.

A descrição e forma de cálculo das diferentes formas de transmissão de calor: condução, convecção e radiação, apresentam-se no capítulo 5.

O capítulo 6 apresenta as diferentes condições de frenagem, sua relação com as formas de transmissão de calor e a importância da análise da temperatura em cada caso, destacando a frenagem de emergência.

O capítulo 7 trata dos diferentes métodos descritos por diversos autores, e já utilizados na análise do desempenho do sistema de freios, considerando os efeitos térmicos durante a frenagem.

O capítulo 8 descreve o procedimento adotado na modelagem escolhida, assim como o algoritmo do programa computacional desenvolvido, os cálculos realizados e as características do ônibus escolhido.

O capítulo 9 revela os resultados obtidos através da aplicação do programa computacional ao sistema de freios do ônibus OHL1635 e as comparações teórico-experimentais, analisando os resultados de ensaios em dinamômetro e testes de pista.

No capítulo 10 apresentam-se as conclusões do trabalho através da análise dos resultados.

O capítulo 11 contém propostas de trabalhos futuros a fim de aperfeiçoar o programa computacional tornando-o útil na análise de outros tipos de veículos pesados além de outras condições de frenagem como descida de serra e frenagens freqüentes.

2. HISTÓRICO

2.1. Freios

De uma forma mais detalhada passamos a descrever um histórico do sistema de freios na indústria americana segundo **Rinek & Cowan (1995)**.

Há 100 anos os freios tornaram-se interessantes para a indústria americana. Inicialmente eram colocados apenas nas rodas traseiras à base de rudes instrumentos mecânicos, como nas carruagens e vagões. Um exemplo foi o Oldsmobile modelo R de 1902, com uma banda externa contraindo os freios.

Desde o modelo A (1903) até o famoso Ford T (1908-1927), a Ford incorporou o uso de um freio na transmissão.

No entanto, a baixa velocidade das rodas (10-20 milhas por hora), ainda mantinha pequena a demanda dos freios. Apenas a chegada ao mercado de veículos mais rápidos e o conceito de estradas mais seguras mudaram este quadro, impelindo o desenvolvimento de freios melhores como o tambor de expansão interna.

O Sears modelo P de 1910 vangloria-se de ter lançado o freio de expansão.

Primeiramente os freios a tambor apareceram nas rodas traseiras (sobreposto aos freios de estacionamento) e gradualmente foram para todas as rodas. O modelo A da Ford (1928) foi construído com freio mecânico a tambor nas quatro rodas. Entre 1924 e 1928 vários modelos da GM aderiram a este conceito.

Outra técnica bastante importante desenvolvida nos freios mecânicos a tambor por volta de 1930, foram as duplas sapatas com uma haste unindo-as. Um exemplo foi o duo-servo Bendix no Lincoln 31, no entanto ainda era um sistema muito complexo e caro.

Com o aumento do peso dos carros e o desenvolvimento de modelos luxuosos também tornou-se necessário um aumento da força nos freios mecânicos.

Em 1932, o pioneiro da indústria, Vincent Bendix anunciou o desenvolvimento de sua câmara de vácuo, um poderoso auxiliar no sistema de freios. Ao seu lado, Kelsey-Hayes e Midland Ross também fizeram unidades à vácuo para os carros.

Paralelamente, outra grande invenção foram os freios hidráulicos, promovendo maior força com menor distância de frenagem e menor força no pedal.

O primeiro freio hidráulico aplicado nas quatro rodas foi o da Chrysler em 1904. O Duesenberg Eight (1920) apresentou o freio hidráulico nas quatro rodas, desenvolvido pela Lock Heed para a indústria aeronáutica. GM e Ford hesitaram quanto à colocação de freios hidráulicos em seus veículos até 1934, quando surgiu o tipo servo. Em contraste, a Chrysler arriscou mais com impulsadores hidráulicos à vácuo, no modelo 32.

Antes dos anos 50 e 60 não apareceu uma quantidade significativa de automóveis com freios hidráulicos auxiliares. Apenas nos anos 70 e 80 começaram a se tornar padrão nos carros grandes e pequenos.

O circuito de freios com duplo cilindro mestre, fabricado pela Bendix em 1960, foi outro importante avanço na segurança usando freio hidráulico.

Já os freios de estacionamento pretendiam inicialmente parar com segurança o carro em lugares inclinados. Eles eram acionados por sistemas mecânicos de cabos. O sistema de transmissão automática começou com o Dynaflo Buick em 1948.

Os freios a disco melhoraram o desempenho dos carros, começando nos carros de corrida nos anos 50. Apareceu em pouca quantidade no Chrysler Crown Imperial (1949-1955) e Crosley; começando a produção em série apenas nos anos 60.

Este tipo de freio foi incentivado pela nova regulamentação americana de distância de frenagem.

Os pioneiros americanos na proliferação dessa tecnologia de freios a disco para carros de passeio foram Bendix e Kelsey-Hayes.

Embora tenha sido lançado um modelo em 63, só em 65 apareceu um volume significativo de produção com freios frontais a disco no Ford Thunderbird e no Lincoln Continental, e com freios a disco nas quatro rodas o Chevrolet Corvette. Já nos anos 90 uma quantidade de carros vem sendo produzidos com freios a disco nas quatro rodas.

Com o aumento da velocidade dos carros foram necessárias melhorias nas estradas e nas superfícies de contato dos freios usando materiais mais resistentes ao calor.

2.2. Ônibus

Segundo Pinheiro (1995), a história do ônibus, considerado o transporte mais popular do Brasil, pode ser escrita da seguinte forma:

Ônibus, significa 'para todos' e vem do latim, *omnibus*. Na França o seu nome se popularizou, por volta de 1800. Parecido com uma diligência, puxada por meia dúzia de cavalos, o ônibus levava e trazia até vinte e quatro passageiros. Em todo o comprimento do furgão havia uma bela mesa de madeira maciça, para melhor servir os passageiros, que comiam, bebiam e jogavam. Já naquela época, o conforto do viajante preocupava os projetistas, que equipavam os ônibus com vidro e cortinas nas janelas, além de músicos. Conclui-se portanto que o transporte organizado de passageiros, o serviço regular e o turístico, tem mais de cem anos de idade.

Dois alemães alcançaram em 1886 resultados similares nas pesquisas sobre veículos movidos a motor, embora trabalhassem isoladamente. Karl Benz (1844-1929) e Gottlieb Daimler (1834-1900) jamais se conheceram.

Na Alemanha em 1895 os cavalos das diligências dão vez aos cavalos-vapor. O pioneiro empreendedor Karl Benz pensou grande e fez do seu Landau de oito lugares, e cinco cavalos, o primeiro ônibus motorizado do planeta. Dois desses veículos entraram em marcha no dia 18 de março para substituir as diligências postais entre a cidade de Siegen e as localidades de Netphen e Deuz, na Renânia. Foram percorridos 15 quilômetros em uma hora e vinte minutos com cinco paradas. No entanto, embora houvesse dificuldades operacionais e transtornos com manutenção, o inventor não desanimou de seu projeto.

Após três anos, inaugurou-se o serviço público de ônibus em Württemberg, no sul da Alemanha. Com os motores construídos por Daimler, que na mesma época

lança outro ônibus. Quatro modelos a escolher: de seis a dezesseis lugares, com motores Phoenix de quatro a dez cavalos, mas que necessitava ainda de melhorias.

Em Berlim no ano de 1905, a Daimler-Motoren-Gesellschaft fabricou os ônibus que iniciaram o serviço público de transporte de passageiros na cidade, trazendo inovações, como o ônibus de dois andares, com catorze assentos na parte inferior e dezoito na superior. No primeiro dia foram transportadas 3900 pessoas.

Os cavalos das diligências começaram a voltar para as baias, e a indústria de ônibus acelerou seu desenvolvimento em benefício da comodidade humana.

Em 1920 entraram em funcionamento mais 40 veículos de dois andares, e Berlim se transformou em exemplo de modernidade. Londres importou 329 ônibus de dois andares da indústria alemã.

Os anos seguintes à Primeira Guerra Mundial foram desafiadores para empresas como a Daimler-Benz, formada em 1926. Época do lançamento do motor diesel, com 150 CV, entre 1100 e 2200 rpm. Época, também, do desenvolvimento do ônibus de três eixos, com oitenta lugares.

No Brasil, a história do ônibus começou nessa época. Em 1924 a Ford forneceu o chassi do modelo T, e a indústria de carros e automóveis Luis Grassi e Irmãos, a primeira carroceria de ônibus. Surgiu assim, um veículo apropriado para o transporte coletivo em regiões urbanas.

Nas grandes cidades, os brasileiros se locomoviam em bondes elétricos, que pertenciam às empresas geradoras de energia. Em São Paulo, a permissionária dos serviços públicos de eletricidade era a Light & Power, que monopolizava a rede de transportes. Naquele ano, uma longa estiagem desviou toda a capacidade de energia para as residências e indústrias, e a empresa decidiu reduzir pela metade a frota de bondes em operação a fim de diminuir o consumo, o que trazia o risco de paralisação à cidade.

A montagem esporádica havia sido tentada pelos irmãos Grassi, mas o problema residia na necessidade de grande volume de produção. Em meio a crise, o engenheiro Bruno, filho de Luís Grassi, sugeriu o uso do chassi do modelo T para acolher o projeto de carroceria desenvolvido em 1912. Com o desenvolvimento dessa idéia surgiu um veículo montado em série para transportar 12 passageiros.

A iniciativa dos Grassi foi um sucesso. Enquanto os bondes encontravam dificuldades para transitar nas ruas centrais da cidade, os auto-ônibus eram ágeis, rápidos e facilitavam a implantação de novas linhas.

Nos anos 30 esse veículo era conhecido por 'jardineira', também por 'mamãe-me-leva' e impulsionou a indústria de ônibus no Brasil.

Em julho de 1932 a GMB fabricou seu primeiro ônibus. A carroceria empregava vários tipos de material, inclusive estruturas de madeira. Já em 1952, a vinte e dois de janeiro foi produzida a carroceria de número mil, inteiramente de aço.

Nas décadas de 30 a 50 houve grande expansão da indústria de ônibus em todo o mundo. Apareceram modelos exclusivamente rodoviários e a aerodinâmica ganhou projeção, assim como avanços nos motores e nas carrocerias.

A empresa Kässboher materializou uma idéia com base no exemplo da construção dos aviões pondo fim aos pesados suportes das molas de suspensão, aumentando a capacidade de carga e diminuindo o peso do veículo. Houve aumento de funcionalidade e economia com a fabricação em série e a utilização de elementos intercambiáveis.

A partir de 1958, a Mercedes Benz do Brasil introduziu o conceito de monobloco. Nas décadas seguintes os ônibus da marca e os encarroçados por terceiros assumiram a liderança histórica no mercado nacional, no latino-americano, no africano e asiático. A empresa construiu então a fábrica de ônibus integrais em Campinas (SP).

A Volvo esteve por aqui nos anos 30. Com o início da indústria automobilística brasileira no fim dos anos 50, a empresa se retirou do país, só voltando em 24 de outubro de 1977, com a instalação da fábrica em Curitiba (PR). Dois anos mais tarde começou a produção de motores e chassis do modelo B58. Os chassis para ônibus B10M foi lançado em 1986. Em 1993 iniciou a importação dos ônibus B12. Sempre, porém, esteve voltada para a versatilidade de modelos e configurações, que vão desde os urbanos mais simples até os articulados e os rodoviários de longa distância.

Comemorando seus 75 anos de Brasil, em 1994, a Ford lançou seu primeiro chassis especificamente para ônibus urbano, o B-1618, fabricado de acordo com as recomendações dos empresários do setor e da indústria de carrocerias. Além disso, o

trabalho foi desenvolvido em parceria da engenharia simultânea com os fornecedores tradicionais da montadora. Projetado com uma série de soluções de CAD e realizando seus testes dinâmicos em operações de rotina de diversos frotistas, com lotações normais e linhas de serviço pesado.

Recentemente veio o modelo B-12000, disponível nas versões escolar e rural, no mais puro conceito de 'jardineira'. Praticidade, robustez e economia.

A Scânia é o segundo maior fabricante de ônibus no Brasil, com uma participação de cerca de 10% no mercado global. Produz diversos modelos destinados as mais variadas operações. São veículos para uso rodoviário de curta e longa distância, bem como para o transporte urbano de passageiros. Fabrica o chassis e o trem de força que recebem carrocerias nacionais de acordo com as solicitações dos clientes.

A empresa foi a primeira, no Brasil, a introduzir motor turbinado, o intercooler, a suspensão a ar e o primeiro ônibus articulado. Está sempre em busca de inovações tecnológicas, que aplica pioneiramente no país, o maior mercado mundial da marca.

Os encarroçadores no Brasil pedem das montadoras a disponibilidade de chassis que não requeiram alongamentos, tenham robustez e comprovada capacidade de carga de 16 toneladas, no caso de veículos urbanos. Além disso, isolamento termo-acústico pela redução da transmissão de calor e ruídos para o interior, bem como a racionalização de sua mão-de-obra.

Seus modelos são montados em versões de duas e três portas, conforme resolução 14 do Conmetro. Para os modelos rodoviários, as exigências de desempenho, conforto, silêncio, economia e autonomia. As cinco maiores empresas do ramo no Brasil figuram entre as dez maiores do mundo.

Dos antigos ônibus no fim dos anos 60, com carrocerias pesadas mas resistentes, chassis reforçados e barulhentos, aos atuais desenvolvidos houve muito trabalho de engenharia. A diversificação das estratégias brasileiras e a tecnologia de caminhões das empresas matrizes no exterior, e daqui, deram origem a alternativas e projetos: utilização de motor a álcool ou mesmo a óleo vegetal, ou ainda a revitalização dos trolleybus, aperfeiçoamento ergonômico das carrocerias e

principalmente do posto de motorista, além da articulação para aumentar a capacidade e entender a demanda cada vez maior nos grandes centros urbanos.

3. TIPOS DE FREIOS

3.1. Freios a disco e a tambor

Grande é a variedade de freios encontrada, no entanto, serão abordados os tipos mais comuns aos veículos rodoviários de transporte de passageiros e de carga, os freios a disco e a tambor.

Os freios a disco são de forma geral formados por um disco solidário ao eixo da roda e de uma pinça acoplada ao veículo onde estão instaladas as pastilhas. A frenagem ocorre através da aplicação axial das pastilhas na superfície lateral do disco.

Os freios a tambor são geralmente formados por um tambor solidário ao eixo da roda e pelas sapatas que permanecem fixas ao espelho que está ligado ao chassis. A frenagem ocorre através da aplicação radial das lonas que revestem a sapata na superfície interna do tambor.

Os freios de expansão hidráulica dividem-se em cinco sistemas principais, conforme a figura 1, levando em consideração fatores construtivos.

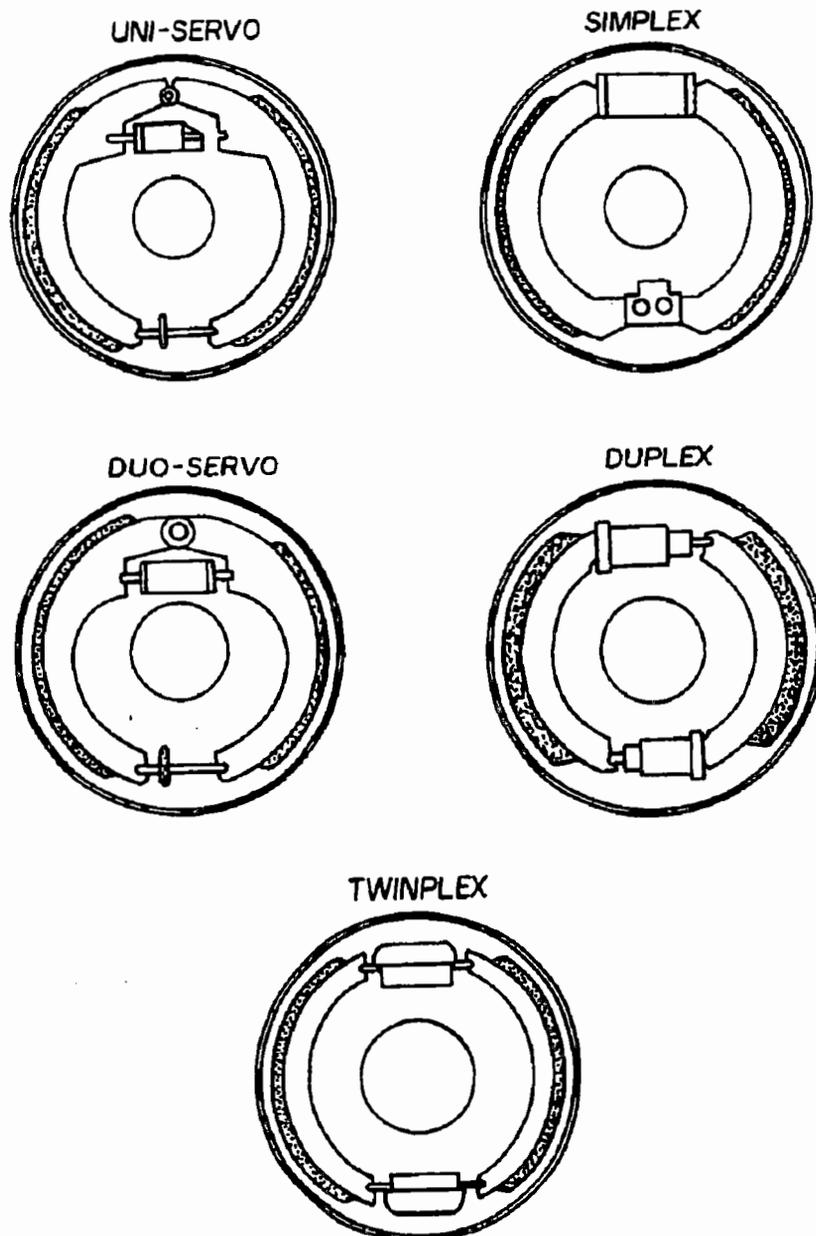


Figura 1- Freios de expansão hidráulica

Já nos freios de atuação pneumática, normalmente as sapatas são acionadas por um sistema de expansão através do princípio da cunha ou através do excêntrico com perfil de came. Sendo assim, temos basicamente dois tipos de freios denominados, popularmente, de freio de cunha e s-came, como mostra a figura 2.

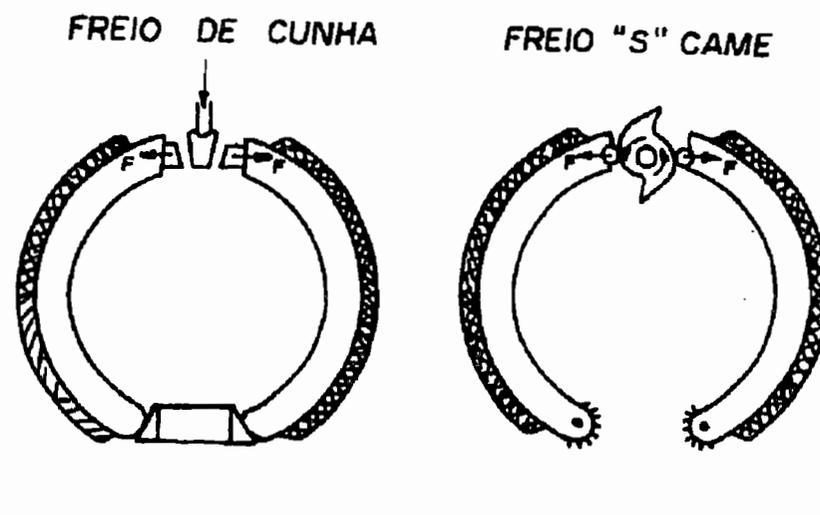


Figura 2- Freios de atuação pneumática

Segundo Gillespie (1992), os freios a tambor tem sido comumente usados pelo seu alto fator de freio, que é a razão entre a força de frenagem produzida no contato entre lonas e tambor e a força aplicada para comprimir as lonas contra o tambor. Além disso os freios a tambor apresentam facilidade de incorporação do freio de estacionamento. No entanto, um lado negativo desse tipo de freio é não ter um desempenho em torque tão consistente quanto os freios a disco, ou seja, seu torque é influenciado pela velocidade e pela temperatura.

Conforme Rinek & Cowan (1995), embora os freios a disco tenham um custo elevado, eles oferecem melhor desempenho na frenagem, melhor resistência a fluxos de água e auto ajuste (dispensando ajustes mecânicos periódicos).

De acordo com Limpert (1992), a maior vantagem dos freios a disco é sua capacidade de operar com pequeno fade a altas temperaturas, acima de 800 a 900 °C. Fade é o termo utilizado para designar o efeito da perda de atrito da lona ou pastilha, provocada pelo calor gerado durante as frenagens.

Na frenagem, aquecendo-se o disco de freio, aumenta a sua espessura, no entanto não causa perda de fluido de freio, isto é, não aumenta o curso do pedal nem o torna mais duro. Um benefício adicional dos freios a disco é sua relação linear entre o torque do freio e o coeficiente de fricção.

Ainda segundo Limpert (1992), os freios a tambor são altamente sensíveis à temperatura, não podendo ser superior ao limite de 400 a 530 °C. Não são afetados

somente os coeficientes de fricção, mas também o diâmetro do tambor aumenta com o aumento da temperatura. Esse aumento irregular do diâmetro do tambor reduz o contato entre lona e tambor, o que provoca um aumento na temperatura nestes locais da lona e uma variação no torque do freio.

Gohring & Von Glasner (1990) compararam o desempenho de freios a tambor e a disco em veículos comerciais e concluíram através de medidas com diferentes tipos de freios que a eficiência de um freio a disco é da ordem de 90% e sua histeresi (diferença entre a força aplicada no sistema de freios e o torque constante de frenagem) é aproximadamente 20%. Em comparação, a eficiência de um freio a tambor simplex came-S é aproximadamente 85% e a histeresi é cerca de 30%. A figura 3 relaciona a eficiência de frenagem com o efeito de histeresi para cada tipo de freio.

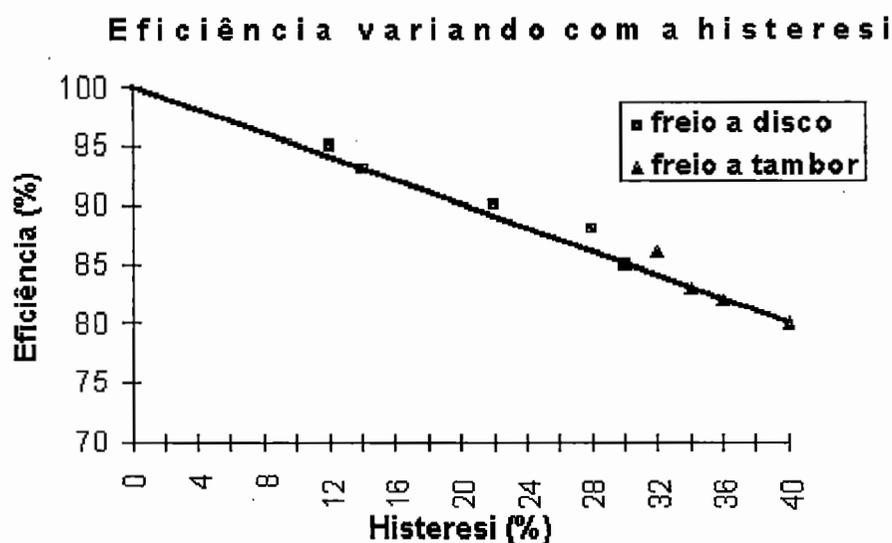


Figura 3 - Variação da eficiência em relação à histeresi

(Gohring & Von Glasner - 1990)

Ao contrário dos freios de serviço, o freio de estacionamento não é acionado hidráulicamente. Seu funcionamento é puramente mecânico e seu acionamento é feito através de cabos conectados à alavanca do freio de estacionamento

3.2. Sistemas de freios automáticos

É importante destacar os sistemas de freios automáticos, os ABS (Antilock Brake System), os quais embora utilizem um conceito dos anos 30, só tornaram-se viáveis com a utilização de mecanismos eletrônicos nos veículos modernos nos anos 70. No entanto, nas aeronaves, o equipamento começou a ser empregado no início dos anos 40, visando conferir maior segurança às operações de pouso, principalmente em pista molhada.

Conforme Rinek e Cowan (1995), esta tecnologia nasceu na indústria férrea no início dos anos 1900 e progrediu para os carros conceitualmente em 1936 com a Bosch.

A automobilística americana interessou-se em fazer experimentos com o ABS em 1950 (Ford, Kelsey-Hayes e Chrysler).

Em 1968 começou a produção e a instalação e em 1969 a Ford lançou o modelo Continental MKIII com freios traseiros ABS.

O primeiro carro com ABS nas quatro rodas foi da Chrysler em 1971. No entanto, o alto custo ainda não permitiu torná-lo popular.

Os engenheiros alemães consideraram o ABS uma grande solução e em 1979 a Mercedes Benz do Brasil lançou um ABS todo digital.

Um ABS consiste de uma unidade de controle eletrônica, um solenóide aplicando e desaplicando a pressão para o freio e um sensor de velocidade na roda. A unidade de controle normalmente monitora a velocidade através dos sensores e quando inicia a aplicação ele computa uma estimativa da diminuição da velocidade do veículo. Em suma, o ABS previne: o escorregamento de qualquer roda do veículo durante a frenagem, desgaste irregular dos pneus, derrapagens do veículo e o "L" em carretas (jackknife).

Kramer; Roper; Trackman(1987), mostram as diversas possibilidades de travamento das rodas em veículos do tipo cavalo-carreta e o efeito sobre a dirigibilidade do veículo (controle sobre o veículo).

Uma frenagem eficiente se caracteriza pela conjugação dos seguintes fatores: menor espaço possível, manutenção da dirigibilidade e preservação da estabilidade direcional.

Nas pistas com diferentes condições de aderência para as rodas do lado esquerdo e direito, a frenagem faz com que o veículo tenda a guinar em torno do seu centro de gravidade, em consequência das forças que atuam sobre ele.

Alguns sistemas de controle de frenagem, como o ABS desenvolvido pela Mercedes Benz do Brasil, consideram uma regulagem individual para as rodas do eixo traseiro, fornecendo cada uma a maior desaceleração possível para suas respectivas condições de aderência.

Pode-se concluir que freios automáticos como o ABS são uma forma de obter-se maior segurança, principalmente nas rodovias, diminuindo o número de acidentes ocasionados por travamento das rodas do veículo.

3.3. *Materials*

Normalmente tambores e discos de freio são fabricados de ferro fundido ou aço, já que esses metais permitem rápida dissipação do calor gerado durante a frenagem. No entanto, geralmente tornam-se necessários alguns tratamentos térmicos ou até mesmo a adição de alguns elementos de liga, a fim de obter-se as características mecânicas desejadas a sua aplicação.

Em seu trabalho **Silva & Diehi(1996)** analisaram os efeitos da composição química e estrutural dos diferentes tipos de ferros fundidos em relação às exigências térmicas e mecânicas a que os tambores de freios são submetidos.

Para garantir a segurança na frenagem, o tambor ou disco devem estar isentos de riscos (sulcos) e pontos duros. Além disso não devem ser muito finos para que não sofram deformações sob o calor da frenagem.

A fim de melhorar o desempenho dos freios a disco, segundo **Rinek & Cowan (1995)**, o uso de material de fricção de compostos de carbono seriam uma boa escolha, como os usados em aviões a jato e carros de fórmula 1, mas ainda é um sonho distante para a produção em carros de passeio, pelo seu alto custo.

Conforme **Barber & Tuten (1986)**, os materiais compostos de fricção utilizados em freios de veículos sofrem variações de temperatura dependente de sua

composição. Estes materiais, normalmente, consistem de uma matriz de material orgânico e inorgânico unido por uma liga, tipicamente de composição fenólica. Tais lonas de freio tendem a ser independentes termicamente no começo do aquecimento, na parte da lona acima deste material composto há um aumento exponencial da temperatura. Durante a frenagem, o material de fricção composto é exposto ao transiente de temperaturas na interface entre lona e tambor. O desgaste do material de fricção pode ser maior se a variação da temperatura da interface exceder a temperatura esperada do material de fricção composto.

Segundo Rinek & Cowan (1995), químicos inicialmente estudaram materiais de fricção com fibra de asbesto e resinas orgânicas.

Asbesto é uma fibra não combustível mineral de silicato de cálcio e magnésio e provê boas propriedades para o uso em condições de alta temperatura. No entanto, devido a algumas propriedades nocivas, foi abolido nos Estados Unidos desde 1993.

Durante muitos anos a indústria vem trabalhando com alternativas para o asbesto como fibras de vidro, metais, carbono, cerâmicas e outras substâncias. A transição tem sido feita com sucesso.

Outro material de fricção que merece atenção especial por seu alto desempenho em carros de passeio são as pastilhas de freio semi-metálicas. Com melhor desempenho a altas temperaturas que os materiais de matriz orgânica, os semi-metálicos foram primeiramente colocados em carros de corrida e carros esportivos como o Chevrolet Corvette. No entanto, este material tem um baixo coeficiente de fricção e necessita maior força de compressão, o que é difícil para o disco.

As pastilhas e lonas, no Brasil, podem ser confeccionadas com asbesto, com semi-metais ou sem asbesto, por motivos ambientais.

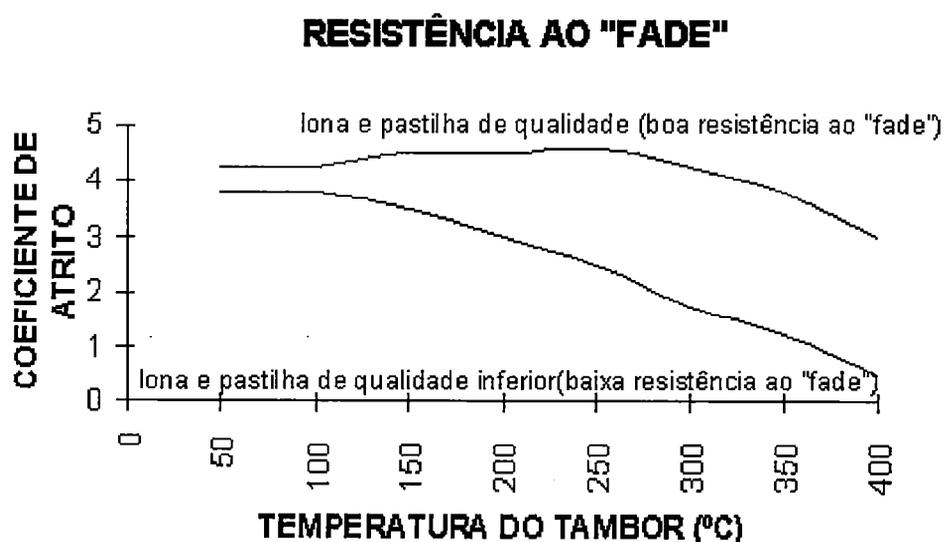
Oliveira; Antonelli; Vanzetti (1993) desenvolveram uma técnica onde se conseguiu aumentar a vida útil do material de atrito dos freios a ar tipo S came mais de duas vezes, aumentando também a vida útil dos pneus, sem aumentar o custo, nem alterar a eficiência do sistema de freios. Essa técnica consiste no aumento do espaço entre o tambor e o aro da roda, com a redução do diâmetro do freio a ar.

Um dos principais fatores que afeta o coeficiente de atrito das lonas e pastilhas é a temperatura, que também afeta conseqüentemente a eficiência da frenagem.

De acordo com a **COBREQ** (Lonas e Pastilhas para Freios) existem oito características que determinam a segurança e o desempenho proporcionados pelas lonas e pastilhas de freio:

1. Resistência ao fade

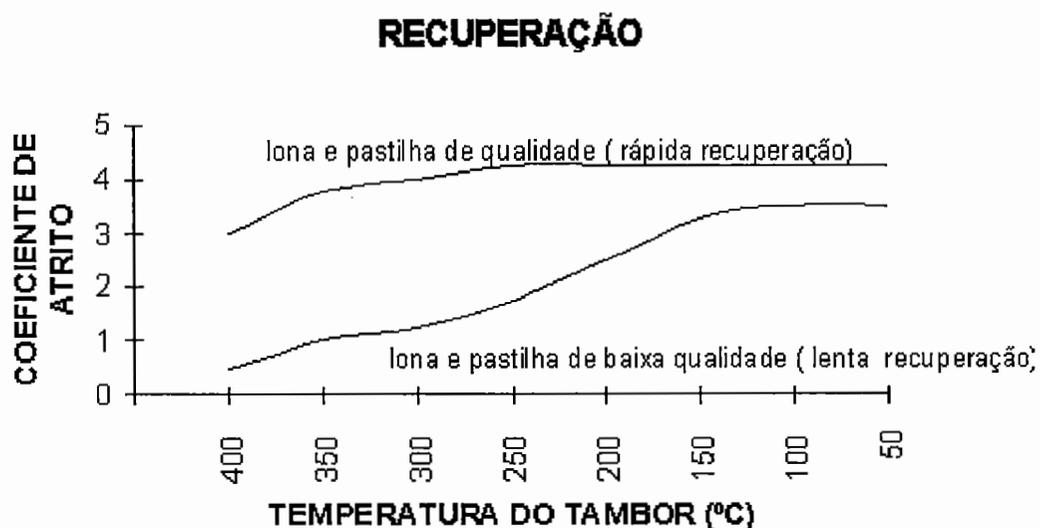
Qualquer lona ou pastilha de freio submetida a temperatura suficientemente alta, apresentará fade (perda de atrito entre lona e tambor ou pastilha e disco). Sendo que o fator mais importante é o quão rápido e que níveis de fade são apresentados pelas lonas e pastilhas. Quando atinge-se o ponto de fade a lona ou pastilha de boa qualidade perderá gradualmente a sua eficiência, exigindo que o motorista passe a pressionar com maior intensidade o pedal de freio. O fade gradual passa, assim, a ser um mecanismo de aviso, possibilitando ainda, um controle adequado sobre o veículo. Na figura 4 observa-se que as lonas e pastilhas inferiores, por sua vez, ao atingirem uma temperatura elevada apresentam o fade repentinamente sem nenhum aviso, condição em que o motorista poderá perder o controle do veículo.



**Figura 4 - Resistência ao fade
(COBREQ)**

2. Recuperação

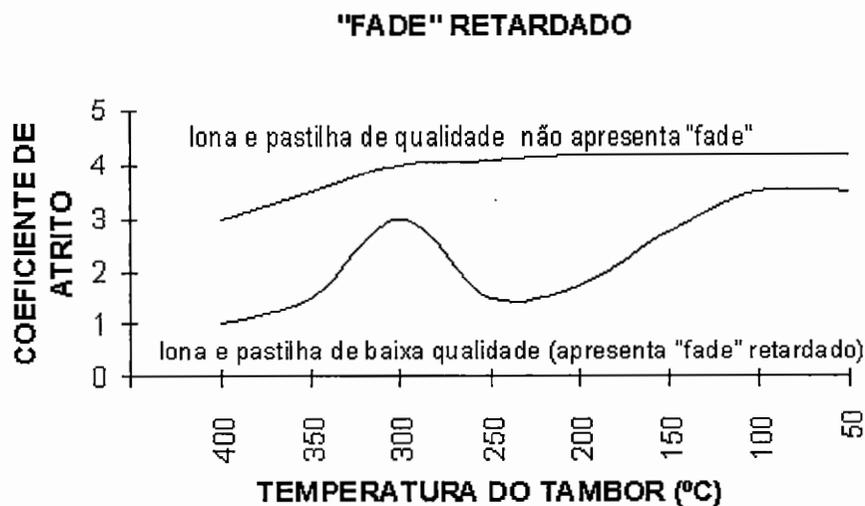
Recuperação é a propriedade das lonas e pastilhas de voltarem rapidamente ao nível de atrito original, depois de esfriar, quando submetidas a elevadas temperaturas. A diferença entre pastilhas de boa e má qualidade pode ser vista na figura 5.



**Figura 5 - Recuperação das lonas e pastilhas de freio
(COBREQ)**

3. Fade retardado

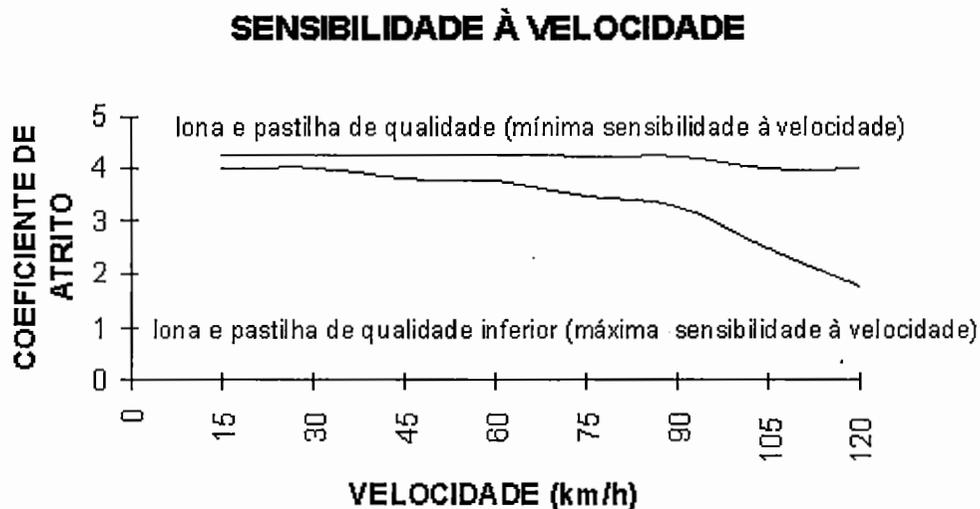
A existência de fade retardado aparece durante o período de recuperação ou esfriamento. O atrito começa a voltar ao normal e, de repente, sem aviso, os freios retornam à condição de fade. No entanto, observa-se na figura 6 que isso não ocorre em lonas de boa qualidade.



**Figura 6 - Aparecimento de fade retardado
(COBREQ)**

4. Sensibilidade à velocidade

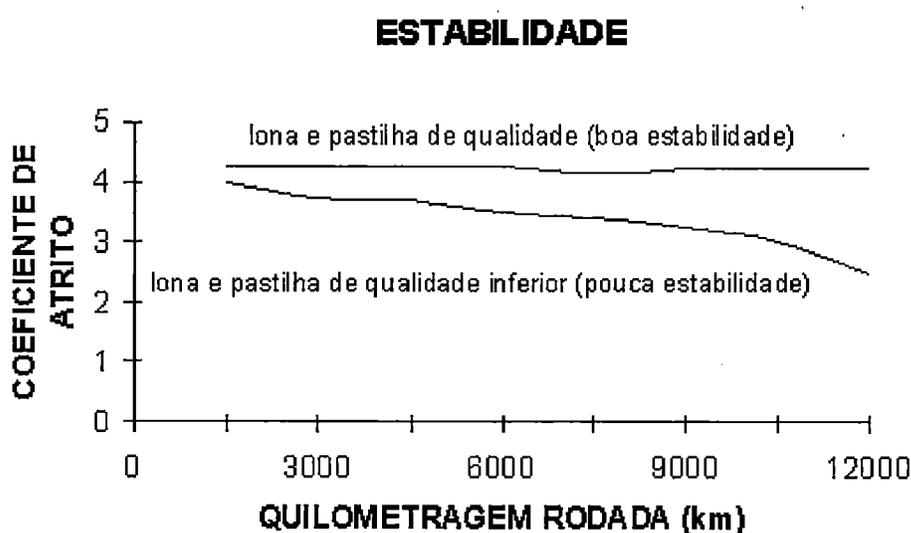
As características de atrito de uma lona ou pastilha não devem variar com a velocidade do veículo. As lonas e pastilhas de qualidade inferior, quando submetidas a variações de velocidade, passam a frear o veículo a distâncias cada vez maiores, como observa-se na figura 7.



**Figura 7 - Sensibilidade das lonas e pastilhas à velocidade
(COBREQ)**

5. Estabilidade

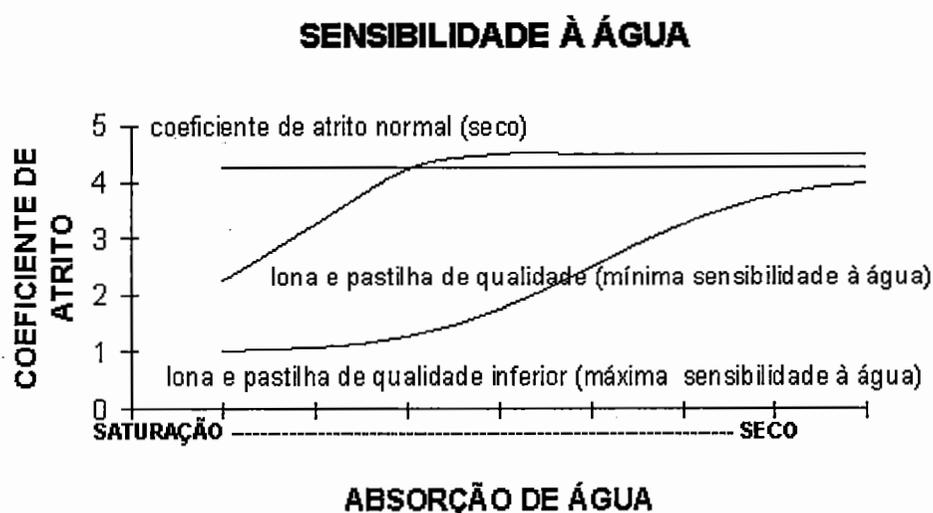
A estabilidade garante que as lonas ou pastilhas mantenham sempre o mesmo poder de frenagem ao longo de sua vida. Muitas lonas e pastilhas de baixa qualidade, apesar do desempenho satisfatório quando novas, sofrem ruptura química (desagregação) durante o seu uso, como mostra a figura 8, em virtude da utilização de aglomerantes (agentes ligantes) sem uma boa resistência térmica.



**Figura 8 - Estabilidade das lonas e pastilhas de freio
(COBREQ)**

6. Sensibilidade à água

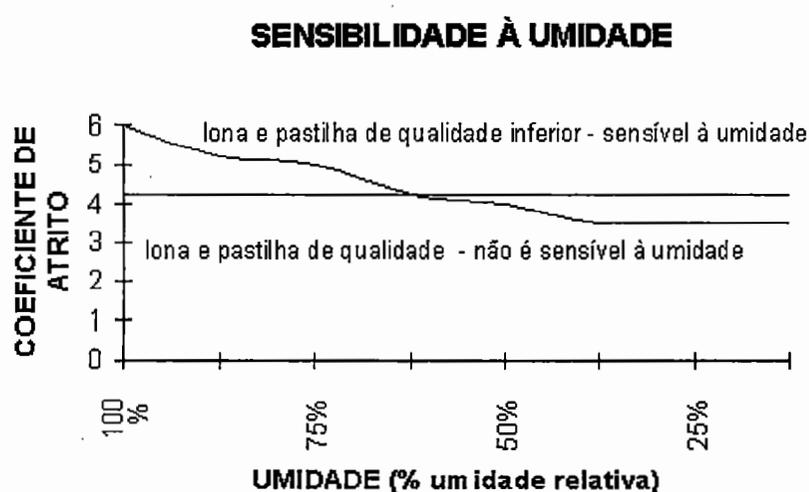
Quando os freios são submetidos a água excessiva uma segura margem de atrito ainda deve ser proporcionada nas lonas e pastilhas. Entretanto, lonas e pastilhas de qualidade inferior não correspondem a essa expectativa, como pode-se observar na figura 9.



**Figura 9 - Sensibilidade das lonas e pastilhas à água
(COBREQ)**

7. Mínima sensibilidade à umidade

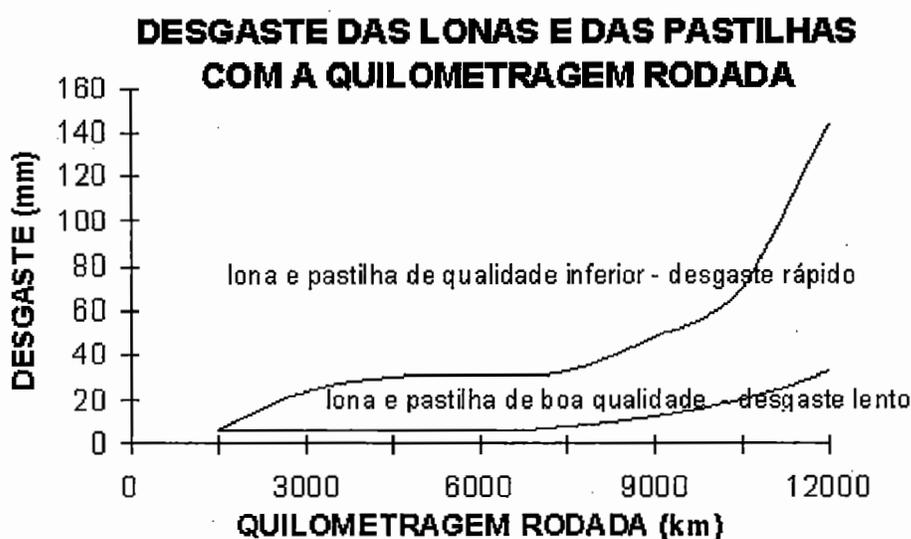
Os efeitos da umidade atmosférica podem ser opostos aos da umidade excessiva. Pequenas quantidades de umidade, como o orvalho por exemplo, podem aumentar substancialmente o coeficiente de atrito nas primeiras frenagens. Este detalhe, observado na figura 10, muito comum em lonas e pastilhas de qualidade inferior, é geralmente conhecido como “doença matinal”.



**Figura 10 - Sensibilidade à umidade
(COBREQ)**

8. Mínimo desgaste de lonas e pastilhas

O uso de lonas e pastilhas de boa qualidade está ligado não só à segurança, como também à economia. Uma lona ou pastilha que se desgasta muito rapidamente, pode tornar o freio sensível e irregular. Na figura 11 pode-se ver o desgaste das lonas e pastilhas em relação à quilometragem rodada.



**Figura 11 - Desgaste das lonas e pastilhas por quilometragem rodada
(COBREQ)**

De forma geral, as pastilhas ou lonas devem ter boa resistência ao calor e à umidade.

3.4. Pneumático

Os pneus são itens essenciais para qualquer veículo. Os componentes mais importantes do pneu são:

Banda de rodagem - Parte do pneu que está em contato direto com o solo. Seus desenhos devem proporcionar aderência, tração, estabilidade e segurança ao veículo.

Carcaça - Estrutura do pneu que deve resistir à pressão, peso e choques. É composta de cordonéis têxteis. A carcaça constitui a parte resistente do pneu.

Flancos - Laterais da carcaça que são revestidas por um composto de borracha de alta resistência à fadiga.

Sulcos - Cavidades projetadas para evitar deslizamentos laterais, escoar água e detritos, refrigerar o pneu e gerar tração.

Talões - São constituídos internamente de arames de aço de grande resistência. Têm por função manter o pneu na roda.

Cintura - Representa o feixe de cintas (lonas estabilizadoras) que são dimensionadas para suportar cargas em movimento. Garantem a área de contato necessária entre o pneu e o solo, proporcionando dirigibilidade.

E, uma vez que existem modelos diferentes de veículos, os pneus também se dividem em diversos tipos:

_Diagonal ou convencional - Sua estrutura é constituída de lonas têxteis, cruzadas entre si, cujos cordonéis formam ângulos que, com o carro em movimento, variam em função das deformações do percurso.

_Radial - A estrutura tem os cordonéis da carcaça dispostos paralelamente, no sentido radial. As cinturas (que completam a estrutura) envolvem todo o pneu sob a banda de rodagem.

_Especiais - Pneus próprios para uso na terra, lama, neve ou em competições. Os modelos de neve e lama (mud and snow) tem sulcos mais largos.

Atualmente, a maioria dos pneus fabricados para automóveis é do tipo radial. Suas características proporcionam maior estabilidade e aderência ao solo, menor aquecimento do que os pneus diagonais, respostas mais rápidas ao volante e maior resistência da banda de rodagem a impactos e furos.

Ainda há a possibilidade de pneus com câmara e sem câmara. Externamente, ambos são iguais. A diferença está na parte interna: no sem câmara, há um revestimento de borracha especial que garante a perfeita vedação do ar sob pressão. Essa camada substitui a câmara de ar. O aro deve permitir o perfeito assentamento dos talões do pneu de encontro aos assentos cônicos e flanges. A válvula para o enchimento do pneu é posta no furo do aro.

É bom lembrar que a colocação de uma câmara de ar em um pneu sem câmara não representa uma segurança maior para o usuário. Segundo os fabricantes, este tipo de pneu é o mais seguro porque roda mais frio, possibilitando maior durabilidade.

Além da simplicidade nas operações de montagem e desmontagem, se, por exemplo, o pneu sem câmara for furado por um prego, como a válvula é fixada no aro e não sofre retração, o ar só poderá escapar pelo próprio furo. Isto possibilita maior tranqüilidade ao motorista para dirigir-se a um borracheiro, pois o pneu esvazia-se lentamente, contrário ao que ocorre nos pneus com câmara de ar.

Com o uso contínuo o pneu desgasta-se. Os pneus devem ser inspecionados periodicamente para que seja verificada a uniformidade dos desgastes. Estes ocorrem devido às condições mecânicas do veículo, à distribuição das cargas, ao superaquecimento do sistema de freios, ao desbalanceamento das rodas, ao estado das estradas, entre outros. A troca das posições das rodas do veículo pode auxiliar a uniformizar o desgaste irregular dos pneus.

Por lei, todo pneu que possui indicadores de desgaste na banda de rodagem (num total de seis, ao longo de sua circunferência, representados por pequenos ressaltos no fundo dos sulcos). De acordo com o artigo 4º da Resolução nº 558/80 (15/04/1980), do Conselho Nacional de Trânsito (CONTRAN), dirigir com os sulcos abaixo de 1,6 mm é ilegal, e o veículo poderá ser apreendido.

A calibragem da pressão é fator importante para evitar desgaste e fadiga estrutural maior do que o resultante do uso normal dos pneus. Também aumenta a segurança dos ocupantes do veículo. A pressão baixa (pneu vazio) pode causar problemas como: desgaste geral, maior consumo de combustível, perda de estabilidade em curvas, direção pesada e perda da capacidade de manejo, desgaste dos terminais de direção, aquecimento excessivo na zona de flexão e possibilidade de quebra da carcaça. Já a pressão alta (pneu cheio demais) pode provocar desgaste no centro da banda de rodagem, perda de estabilidade nas curvas, maior probabilidade de estouro por impacto, além de tornar o veículo menos confortável.

O alinhamento das rodas deve ser feito de acordo com as especificações do fabricante do veículo para que, num percurso em linha reta, as rodas mantenham-se paralelas e perfeitamente apoiadas no solo. Se o alinhamento das rodas não for feito

periodicamente, haverá um desgaste prematuro dos pneus, e em função da estabilidade prejudicada, ocorrerão anomalias na parte mecânica do veículo.

Rodas não balanceadas estão sujeitas a desequilíbrios que podem causar problemas, como: trepidação do veículo, com desconforto para o usuário; desgaste nos terminais de direção, rolamentos e nos amortecedores; desgaste do pneu e perda de estabilidade e de tração.

Conforme **Sebaaly (1990)**, pneus radiais duplos e pneus largos com bases radiais simples foram testados em laboratório sob diferentes níveis de pressão e cargas axiais. As características avaliadas do pneu foram a área total de contato, a deflexão do pneu e a pressão de contato. Foram usadas as distribuições das pressões de contato em uma análise teórica para avaliar a flexibilidade do pavimento devido às tensões das camadas mais profundas de asfalto. Numa segunda fase da pesquisa, duas escalas de seções de pavimento foram instrumentadas usando tensões padrão para medir as tensões nas camadas mais profundas do concreto. Foi apresentado neste trabalho o efeito da variação do tipo de pneu, da pressão do pneu e das cargas axiais na resposta da flexibilidade do pavimento. O resultado dos dois estudos mostraram que os pneus largos com bases radiais simples são mais danificados que os pneus duplos sob todas as condições de teste.

Kulakowski; Chi; Lin (1990) construíram um novo equipamento para testar pneus de caminhões a fim de medir as forças no pneu durante a frenagem e traçar curvas sob várias velocidades, forças verticais e condições de escorregamento em diferentes superfícies de pavimento. Seis dos mais comuns pneus para ônibus e caminhões foram testados. Em geral, pneus “com risco” tem melhor desempenho que pneus “com saliências” e pneus radiais melhor que pneus com reforço longitudinal. Todos os testes foram independentes variando com cada tipo de pavimento, velocidade do veículo, força axial e ângulo de escorregamento, tendo efeito significativo na tração do pneu. Os dados experimentais foram processados derivando 48 modelos relacionando picos e coeficientes de escorregamento crítico lateral para variáveis independentes.

Foram descritos dois modelos para um veículo quatro eixos articulado por **Cole & Cebon (1992)**. Um modelo bidimensional e outro tridimensional. As forças dinâmicas verticais no pneu foram medidas em testes com o veículo carregado e

foram comparadas com as predições das forças do modelo tridimensional e resultados semelhantes foram obtidos.

Em seu trabalho, Williams (1990) revê o conhecimento prático de pneu para estrada relativo à fricção do modelo da banda do pneu, banda composta e condições de rodagem. Discute ainda o desempenho de pneus gastos irregularmente em pista molhada e mostra que esta condição pode conduzir à mudanças no desempenho não previstas. Inclui resultados para pneus de caminhões além dos pneus de carros e sugere aperfeiçoamentos nos novos pneus para pistas molhadas.

Gelling (1994) concluiu que a construção do pneu é o maior fator na determinação do seu desempenho, mas os polímeros que compõem a banda do pneu também influenciam seu desempenho.

Através do contato do pneumático com o pavimento são obtidas as forças que realmente desaceleram o veículo. Isto é possível com um alto coeficiente de atrito estático (coeficiente de aderência, μ) entre o solo e a roda.

Os valores do coeficiente de aderência são difíceis de serem obtidos devido às muitas variáveis envolvidas no processo.

Segundo Canale (1989), os principais fatores que influem no coeficiente de aderência são:

- Material de contato, como mostra a tabela 1.

Faces de borracha com:	μ_0
asfalto ou concreto (seco)	0,8 - 0,9
concreto (molhado)	0,8
asfalto (molhado)	0,5 - 0,7
pedriscos	0,6
estrada de terra (seca)	0,7
estrada de terra (molhada)	0,55
neve	0,2
gelo	0,1

Tabela 1 - Variação do coeficiente de aderência dependendo do material em contato (Canale - 1989)

- Condições das faces de contato, ou seja, haverá diferença no coeficiente de aderência em pistas secas ou molhadas.
- Características do pneumático, principalmente a elasticidade, que depende do tipo de borracha, da pressão interna e da forma da banda de rodagem.

Ainda observa-se que:

_ quanto mais elástica a borracha na banda de rodagem, maior será a força de tração fornecida.

_ haverá maior tração em solos duros para pneumáticos com riscos finos.

_ riscos profundos no pneumático proporcionam maior tração na lama e na neve.

_ borracha excessivamente flexível na banda de rodagem aumenta o desgaste do pneumático.

- Velocidade: o coeficiente de aderência sofre um pequeno decréscimo com o aumento da velocidade.

Gillespie (1992) mostra, através da figura 12, resultados de distribuição estatística do coeficiente de frenagem em estradas, obtidos por departamentos de estradas e rodagem. Observa-se que a maior parte das estradas apresenta coeficiente de aderência entre 0,7 e 0,8, e que se os sistemas de freio apresentassem 100% de eficiência na frenagem dificilmente ocorreriam escorregamentos. A partir destes dados e considerando a realização dos testes de pista utilizados neste trabalho em pista padronizada, adotou-se como coeficiente de aderência 0,8.

Comparação entre coeficiente de aderência disponível e necessário

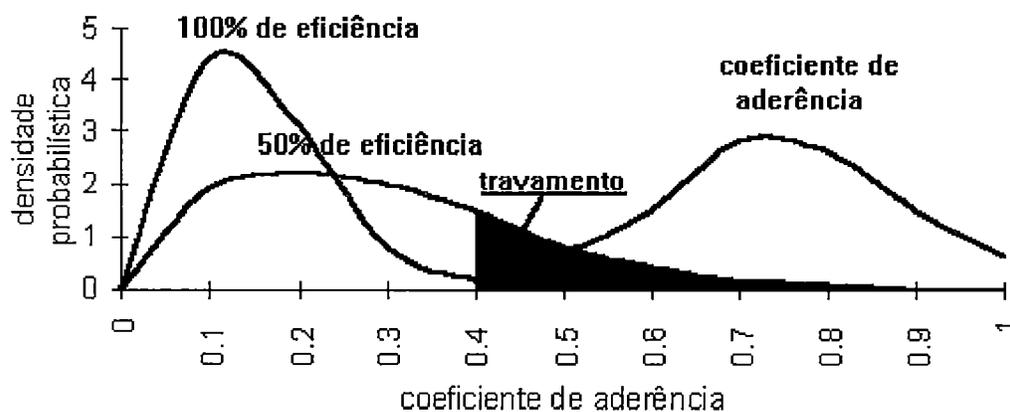


Figura 12 - Comparação entre coeficiente de aderência disponível e necessário - (Gillespie -1992)

4. O PROCESSO DE FRENAGEM

Quando um veículo movimenta-se em translação retilínea, com velocidade constante, há equilíbrio entre a força produzida pela ação do motor no sentido do movimento do veículo e a força produzida pelo vento e pelo atrito entre as rodas e o solo no sentido contrário ao movimento do veículo.

No momento em que a força contrária ao movimento do veículo for maior que a força produzida pela ação do motor, dizemos que ocorre a desaceleração do veículo.

Se introduzirmos uma força adicional de resistência ao movimento através dos freios, então ocorrerá a frenagem.

No caso de um freio a tambor, as sapatas devem ser comprimidas contra ele. Isso exige uma força agindo sobre elas. Podemos conseguir essa força através de um dos dispositivos: cilindro de roda, câmara pneumática e câmara de freio-mola.

Os cilindros de roda são basicamente constituídos de: êmbolo, mola interna, capas protetoras e gaxetas. Quando o freio é acionado, o fluido de freio pressiona os êmbolos, que empurram as sapatas contra o tambor. Quando o freio deixa de atuar, a mola de retorno das sapatas traz os êmbolos para a posição inicial, forçando o excesso de fluido a retornar. As capas protetoras impedem a entrada de pó, e as gaxetas impedem o vazamento.

Nos veículos pesados as sapatas são acionadas pelo sistema do eixo excêntrico ou pelo freio de cunha. Nos dois casos a força é aplicada pela câmara pneumática. Nela, quando o freio é acionado o ar comprimido é injetado. Sob ação da pressão do ar, o diafragma movimenta a haste de acionamento. Quando o pedal do freio é solto, o ar escapa pela válvula de alívio rápido. A mola de retorno faz com que o diafragma e a haste volte à posição de repouso.

A câmara de freio-mola é, geralmente, utilizada nas rodas traseiras dos veículos pesados. Esse dispositivo tem tripla função: freio de serviço, freio de estacionamento e freio de emergência. A função do freio-mola, assim como a da câmara pneumática, é causar uma rotação no eixo excêntrico o qual aciona as sapatas.

Devido a não uniformidade da distribuição do peso próprio dos veículos entre os eixos, a potência de frenagem será diferente em cada eixo. Normalmente, os freios dianteiros tem cerca de 70% da potência de frenagem, mas este valor é definido para cada tipo de veículo.

A capacidade térmica dos freios é diretamente proporcional à massa dos freios e ao calor específico do material dos freios.

Durante o processo de frenagem as energias cinética e potencial são convertidas em energia térmica (calor) através do atrito entre lona e tambor (ou disco e pastilha) e em alguns casos indesejáveis, também através do atrito entre pneu e pavimento (no escorregamento).

Ocorrendo na fricção o aumento das temperaturas entre lona e tambor, conseqüentemente há aumento na temperatura dos freios. Geralmente as lonas são constituídas de materiais mal condutores de calor o que permite que nos casos mais críticos apenas 5% do calor gerado seja absorvido pela lona.

5. FORMAS DE TRANSMISSÃO DE CALOR

5.1. Introdução

Segundo **Özisik (1985)** nos estudos de transferência de calor, é usual considerar três modos distintos de transferência de calor: condução, convecção e radiação. Na realidade, a distribuição de temperatura em um meio é controlada pelos efeitos combinados desses três modos de transferência de calor, por isso, não é possível isolar, real e inteiramente, um modo das interações dos outros modos. Entretanto, para simplicidade de análise, pode-se considerar, por exemplo, a condução separadamente, sempre que a transferência de calor por convecção e radiação forem desprezíveis.

Assim, serão observados brevemente os três tipos distintos de transferência de calor.

5.2. Condução

Conforme **Salmoni (1966)**, a transmissão de calor por condução é a maneira pela qual o calor passa 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.

Num corpo sólido, os átomos se acham em posições de equilíbrio determinadas pelo retículo cristalino, ao redor das quais eles podem oscilar. Suas vibrações são tanto mais intensas quanto maior a temperatura do corpo. Se aumentarmos a amplitude das vibrações por aquecimento, essa vibração irá se

propagando por ressonância e a energia sob forma de calor transmitir-se-á das partes mais quentes para as mais frias. Após tempo suficiente para o equilíbrio ser atingido, teremos uma temperatura uniforme no corpo todo.

A condução ocorre, segundo Özisik (1985), nos metais através do movimento de elétrons, assim, geralmente além de bons condutores de eletricidade são também bons condutores de calor.

A lei empírica da condução de calor baseada em observações experimentais foi enunciada por Biot, mas recebe geralmente o nome do matemático e físico Joseph Fourier que a utilizou em sua teoria analítica do calor. Esta lei estabelece que a taxa do fluxo de calor por condução em uma dada direção, é proporcional à área normal à direção do fluxo e ao gradiente de temperatura naquela direção, como mostra a equação (1).

Com o fluxo de calor na direção x , por exemplo, a lei de Fourier é dada por:

$$Q_x = -k.A.dT/dx \quad (1)$$

Onde Q_x é a taxa de fluxo de calor através da área A no sentido positivo dos x e k é a condutividade térmica do material.

5.3. Convecção

Nos fluidos em geral, a transmissão de calor se dá por convecção.

Aquecendo-se a parede de um recipiente em que está contido um fluido, nota-se perfeitamente que as partículas quentes, tornando-se mais leves, sobem e no lugar delas vem outras frias, criando-se por fim uma corrente de fluido num determinado sentido.

Não há somente transmissão de energia, mas também movimento de partículas materiais. As partículas quentes se afastam do lugar em que recebem calor e vão comunicá-lo às partículas frias. Ativando então a circulação dos fluidos, pode-se

ativar a circulação do calor. Portanto, na transmissão de calor por convecção tem-se um coeficiente que depende de condições experimentais.

Se o movimento do fluido for induzido artificialmente, por uma bomba ou ventilador, diz-se que a transferência de calor se processa por convecção forçada.

Se o movimento do fluido resultar dos efeitos da ascensão provocada pela diferença de densidade causada pela diferença de temperatura no fluido, a transferência de calor se dá por convecção livre.

Sendo a transferência de calor por convecção bastante complicada de calcular-se, nas aplicações em engenharia, para simplificar os cálculos da transferência de calor entre uma superfície quente a uma temperatura T_a e um fluido que está fluindo sobre ela a uma temperatura T_b , define-se o fluxo de calor da parede quente para o fluido frio através da equação (2):

$$q = h.(T_a - T_b) \quad (2)$$

Onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção que depende do tipo de fluxo (laminar ou turbulento), da geometria do corpo, da área de escoamento, das propriedades físicas do fluido, da temperatura média e do tipo de mecanismo de transferência (forçado ou livre).

5.4. Radiação

Além das formas de transmissão de calor que pressupõem a existência de um meio material, através do qual o calor se transmite, existe uma terceira forma em que não é necessária essa pressuposição e a que se denomina radiação. Esse caso se dá quando o calor é transportado por meio de vibrações eletromagnéticas da mesma natureza que as ondas luminosas; é a maneira pela qual o Sol envia calor à Terra. A transmissão por radiação independe de um meio material e pode, portanto, operar-se no vácuo. Obviamente é um fenômeno que segue leis completamente distintas das leis da convecção e condução.

Conforme Holman (1983), quando dois corpos trocam calor por radiação, a troca líquida de calor, de uma maneira simplificada, é proporcional à diferença em T^4 . Assim como mostra a equação (3):

$$q_r = \sigma \cdot A \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (3)$$

Onde:

σ é a constante de Stefan-Boltzmann; que vale $5,669 \cdot 10^{-8} \text{W/m}^2 \cdot \text{K}^4$

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

1. Condução - pelos componentes do sistema de freios
2. Convecção - pelo ar
3. Radiação - para as partes mais afastadas

Dependendo do caso de frenagem a ser estudado, cada um destes fatores terá maior ou menor importância.

6. CONDIÇÕES DE FRENAGEM

Os freios em veículos são usados basicamente para:

1. Frenagem de emergência em alta velocidade
2. Várias paradas repetidas (como em perímetro urbano)
3. Controle de velocidade em descidas (como em serras)

A temperatura máxima é um fator limitante nas paradas repetidas e no controle de velocidade em descidas, onde todo o calor gerado deve ser dissipado para o ambiente, tornando a refrigeração um fator importante. Entretanto, na frenagem de emergência, a energia é absorvida de forma muito rápida pelo freio ficando no ambiente uma quantidade de calor muito pequena.

Normalmente, o gradiente de temperatura durante uma frenagem de emergência é que define as propriedades térmicas da lona e do tambor, já que embora haja um menor tempo de utilização do freio do que nos outros tipos de frenagens, há o máximo calor no freio, com menor possibilidade do fluxo de calor sair.

Assim, devido ao curto tempo de duração da frenagem de emergência pode-se concluir que a condução de calor para os componentes próximos do sistema será pequena, assim como a convecção de calor para o meio. Devido as temperaturas atingidas, não será grande o efeito de radiação no processo.

Este trabalho deteve-se a frenagem de emergência em média e alta velocidade, considerando toda a energia térmica sendo absorvida pelo tambor de freio, já que pode-se considerar pequenos os efeitos de transmissão de calor e é pequena a porcentagem de calor absorvido pela lona devido a suas características isolantes.

7. MÉTODOS DE CÁLCULO JÁ DESENVOLVIDOS

Muitos foram os pesquisadores que preocuparam-se com a análise termodinâmica dos freios, várias foram as modelagens, desde as mais abrangentes até as mais restritas e específicas.

A razão para ver-se diversos modelos é uma questão de escolher-se o mais adequado à situação estudada, avaliando custo, facilidade de uso e área de aplicação.

É importante lembrar que o freio é um componente de difícil modelagem pelas diferentes configurações e utilizações possíveis. Entretanto, grande parte dos estudos realizados são acompanhados de ensaios de pista ou em dinamômetro, buscando assim validar o modelo escolhido.

Basicamente os métodos de cálculo dividem-se em contínuos, discretos e empíricos. Embora, haja a predominância de um destes métodos, observa-se que na prática, qualquer das formas escolhidas sempre acaba interligando-se com as demais, seja durante os cálculos ou simplesmente na validação do modelo.

Barber & Tuten (1986) descrevem tentativas analíticas e experimentais para determinar as temperaturas de interface entre lona e tambor de freio em um ônibus urbano durante a frenagem.

Os transientes térmicos durante a frenagem de um freio a disco foram analisados por **Garro; Gavello; Rossi ***, através de uma modelagem matemática validada experimentalmente capaz de calcular as temperaturas de interface do disco e suas deformações, além de definir a evolução das condições de contorno durante o ciclo de frenagem, já que a maioria delas varia com a velocidade do veículo.

Newcomb & Spurr (1967) avaliaram apenas a frenagem de emergência, já que não consideram o resfriamento do freio.

Sartori (1972) realizou estudos e verificou que **Newcomb, Steinhilper** e **Dorner** utilizaram métodos de integração de calor, com modelos bastante limitados.

Steinhilper aplicou o método de Laplace para a determinação das temperaturas na superfície de atrito dos freios. Considera as espessuras das paredes do tambor e sapatas como infinitas, sendo útil seu modelo, assim como o de Newcomb, apenas para tempos curtos de frenagem com grande espessura da parede do tambor.

Observou ainda que Dorner desenvolveu métodos de cálculo que permitem um estudo do regime de funcionamento intermitente dos freios, estudando o aumento da temperatura com equações experimentais e introduzindo-as no processo de cálculo para uma parede infinitamente espessa.

Os cálculos de Limpert (1992) também baseiam-se em soluções empíricas para os diferentes coeficientes de transmissão de calor, considerando a presença ou não de fluxo externo de ar (ventilação) e a configuração do sistema de freios. Equaciona as alterações de temperatura para as diferentes formas de frenagem possíveis usando o método da energia e considerando o torque de frenagem. Mostra ainda através de equações diferenciais a possibilidade de obter-se tais temperaturas pelo método dos elementos finitos.

Winkler (1976) usou equações clássicas de fluxo de calor aplicadas a um modelo simplificado de freio a tambor em estudos de simulação. Tal análise implica ainda no cálculo do torque do freio que depende da pressão na câmara do freio, do fator de ganho do freio e do fator de freio.

Johnson; Fancher; Gillespie (1978) também fizeram as simplificações do modelo de tambor para uma placa plana obtendo as equações diferenciais, as quais podem ser resolvidas por métodos computacionais de integração ou por aproximação de função degrau. Como em uma parada de emergência a convecção para a periferia do tambor não é importante, o modelo de placa plana pode ser útil, já que considera uma fronteira externa isolada.

Segundo Sartori (1972), na busca de eliminar-se as muitas restrições de diversos métodos, pode-se considerar a superfície do tambor como uma placa plana, como uma pequena espessura em relação ao diâmetro com fluxo de calor unidimensional, perpendicular e uniforme, obtendo-se primeiramente a formulação discreta, a qual considera a temperatura da parede do tambor igual em todos os pontos. No entanto, esta formulação embora sirva para cálculos de frenagens em

descida de serra (frenagem contínua), comprova-se experimentalmente que não é eficiente nas frenagens de emergência.

Mostra ainda outra formulação chamada de diferencial, a qual embora tenha as mesmas suposições iniciais da formulação discreta, aplica-se a diferentes condições de frenagem, resolvendo-se equações diferenciais derivadas de séries de Fourier.

Na realidade, como mostra **Rao (1989)** tais equações diferenciais são apenas o princípio da montagem das matrizes elementares para a análise pelo método dos elementos finitos, através do qual é possível avaliar-se inclusive os efeitos de radiação. Analisa ainda o efeito de aletas para reduzir o perfil de temperaturas, e comprova a validade do modelo através de sofisticados ensaios em dinamômetros inerciais.

Observou ainda que a menos que o tambor seja aquecido até um nível particular, a dissipação da face externa não iniciará. Provavelmente para difusão no tambor, ele tome certo tempo para a sua face externa alcançar uma temperatura superior à ambiente. A convecção inicia-se assim que a temperatura da face externa excede a temperatura ambiente. Depois deste período, enquanto o resfriamento continua, o calor fornecido começa a reduzir-se sozinho.

Assim como **Rao, Pauletti (1993)** também realizou a análise por elementos finitos considerando repetidas frenagens (como em perímetro urbano). Foi observado neste caso que a condução é o principal meio de remoção de calor para o ambiente (75%), o que se reflete no forte gradiente de temperaturas ao longo do tambor. Por convecção foram removidos 22% e por radiação 3%. No entanto, é a quantidade de calor que migra por radiação do tambor para a roda a responsável por aquecê-la.

Santos (1996) obteve um valor para o coeficiente global de transferência de calor adequado para simular o processo de aquecimento de rodas ferroviárias durante a frenagem. Através de um dispositivo de ensaios de material de atrito para freios ferroviários e rodas, simulou as condições de frenagem mais comuns na operação ferroviária. Foram assim medidas as variações de temperatura e potência de frenagem e comparadas com os valores obtidos por simulação numérica.

Um método alternativo de predição das temperaturas de frenagem é descrito por **Morgan & Dennis (1972)**. Usaram os coeficientes de transferência de calor medidos experimentalmente em laboratório, juntamente com um método numérico de elementos finitos. Os resultados obtidos através deste método foram válidos, mas

ainda se faz necessário um trabalho complementar que relacione tais resultados com as variações de velocidade do veículo.

Renfroe (1990) desenvolveu uma técnica para avaliar as características térmicas dos freios medindo a temperatura de frenagem, a velocidade do veículo e o torque da frenagem sob condições operacionais. As relações entre os parâmetros experimentais foram determinadas usando-se métodos estatísticos de regressão. Com auxílio computacional as relações matemáticas foram desenvolvidas. Assim, através de uma única equação linear foi possível avaliar o complexo fenômeno de transferência de calor e os seus respectivos coeficientes de transferência de calor nas superfícies dos freios a disco ou a tambor.

Através do método clássico de cálculo de energia, **Canale (1989)** mostra o aumento da energia térmica devido a frenagem. A resistência ao rolamento e a resistência ao ar foram desprezadas, o que além de simplificar os cálculos é plenamente válido na análise de frenagem de emergência, onde toda a energia térmica permanece no freio.

Sheridan; Kutchey; Samie (1988) apresentam quatro diferentes modelagens para a análise térmica de freios à disco, abrangendo desde um modelo simples de parâmetros agrupados até um complexo modelo tridimensional. O modelo de parâmetros agrupados prediz as temperaturas transientes mais críticas no rotor, o modelo unidimensional mostra picos na face de contato assim como temperaturas críticas, o bidimensional modela as entradas do sistema de freios predizendo as temperaturas durante diversas paradas no trajeto e o tridimensional fornece detalhadamente a distribuição de temperaturas para qualquer seqüência de frenagens.

Um método de projeto computacional de freios a disco foi desenvolvido por **Fukano & Matsui (1986)**, simulando os fenômenos térmicos envolvidos na frenagem. Usaram primeiramente dados experimentais de temperaturas e com base nesses resultados o desempenho térmico do freio foi simulado para condições reais de trabalho.

Ritz; Adas; Francisco (1995) definiram um modelo matemático com base na teoria clássica de transmissão de calor para análise e cálculo do freio de roda do tipo simplex. Comprovaram experimentalmente os resultados através de testes em dinamômetro e chegaram às seguintes conclusões: para que se possa aumentar a

potência de frenagem gerada por esse tipo de freio deve-se aumentar a distância entre a roda e o tambor de freio até uma distância em que ela não exerça mais influência sobre o tambor; aumentar ao máximo a área do tambor, através do aumento de sua largura ou diâmetro externo, mesmo que seja necessário introduzir-se aletas; diminuir a área da roda que se projeta sobre o tambor a no máximo 60%; otimizar ao máximo a circulação e a ventilação e utilizar materiais de maior condutividade térmica, como o alumínio, especialmente para a roda.

Ainda uma nova forma de modelagem foi proposta por **Costa; Inglese; Natalini; Xavier (1996)** usando o método dos elementos finitos para estudar o superaquecimento do sistema de freios a tambor de ônibus e caminhões e seu efeito sobre a durabilidade dos pneumáticos. O modelo avaliou simultaneamente a condução, convecção e radiação térmica do sistema, considerando o conjunto: freios, roda e pneus. Comparando-se o modelo com dados experimentais verificou-se que este oferece bons resultados, o que torna mais simples o estudo do sistema de freios.

8. PROCEDIMENTO ADOTADO

8.1. Introdução

Uma primeira tentativa de modelagem foi feita utilizando-se a teoria dos elementos finitos abordada por Zienkiewicz (1989). Para este fim o tambor de freio foi modelado e definido através do software CAEDS. No entanto, para uma modelagem bem próxima do real, ou seja, que abordasse todas as condições de frenagem, alguns fatores deveriam ser considerados, como a resistência do ar, o que não é simples de simular, e os coeficientes de transferência de calor deveriam ser bem avaliados, pois são de fundamental importância.

Desprezando-se a resistência do ar tornamos o modelo exclusivo para a condição de frenagem de emergência, devido ao curto espaço de tempo em que ocorre, mas na modelagem por elementos finitos ainda havia o problema da correta avaliação dos coeficientes de transferência de calor. No entanto, como descrito no capítulo 6, tais coeficientes podem ser desprezados na frenagem de emergência.

Assim, optamos pela modelagem clássica do cálculo da energia térmica mostrada em Canale (1989), onde há a simplificação para a frenagem de emergência sem que sejam carregados possíveis erros do cálculo dos coeficientes de transferência de calor.

Através desta modelagem considera-se que toda energia cinética do veículo no momento da frenagem estará sendo convertida em energia térmica armazenada no tambor. Não será avaliada a distribuição da temperatura no tambor, considera-se neste trabalho que a distribuição de temperaturas na face lona/tambor seja homogênea. No entanto, é possível obter-se tal distribuição através de métodos como mostrado por Sheridan; Kutchev; Samie (1988), Rao (1989), Pauletti (1993) e Costa; Inglese; Natalini; Xavier (1996).

Definido o critério de modelagem, escolheu-se um veículo a cujo sistema de freios ele seria aplicado, o ônibus OHL1635 da Mercedes Benz do Brasil, com sistema de freio a tambor do tipo simplex came-s.

Foi então desenvolvido o algoritmo representado na figura 12, que tornou-se um programa computacional visando calcular a eficiência de frenagem do veículo em relação às variações de temperatura, pressão e forças de frenagem nos eixos em diferentes condições operacionais.

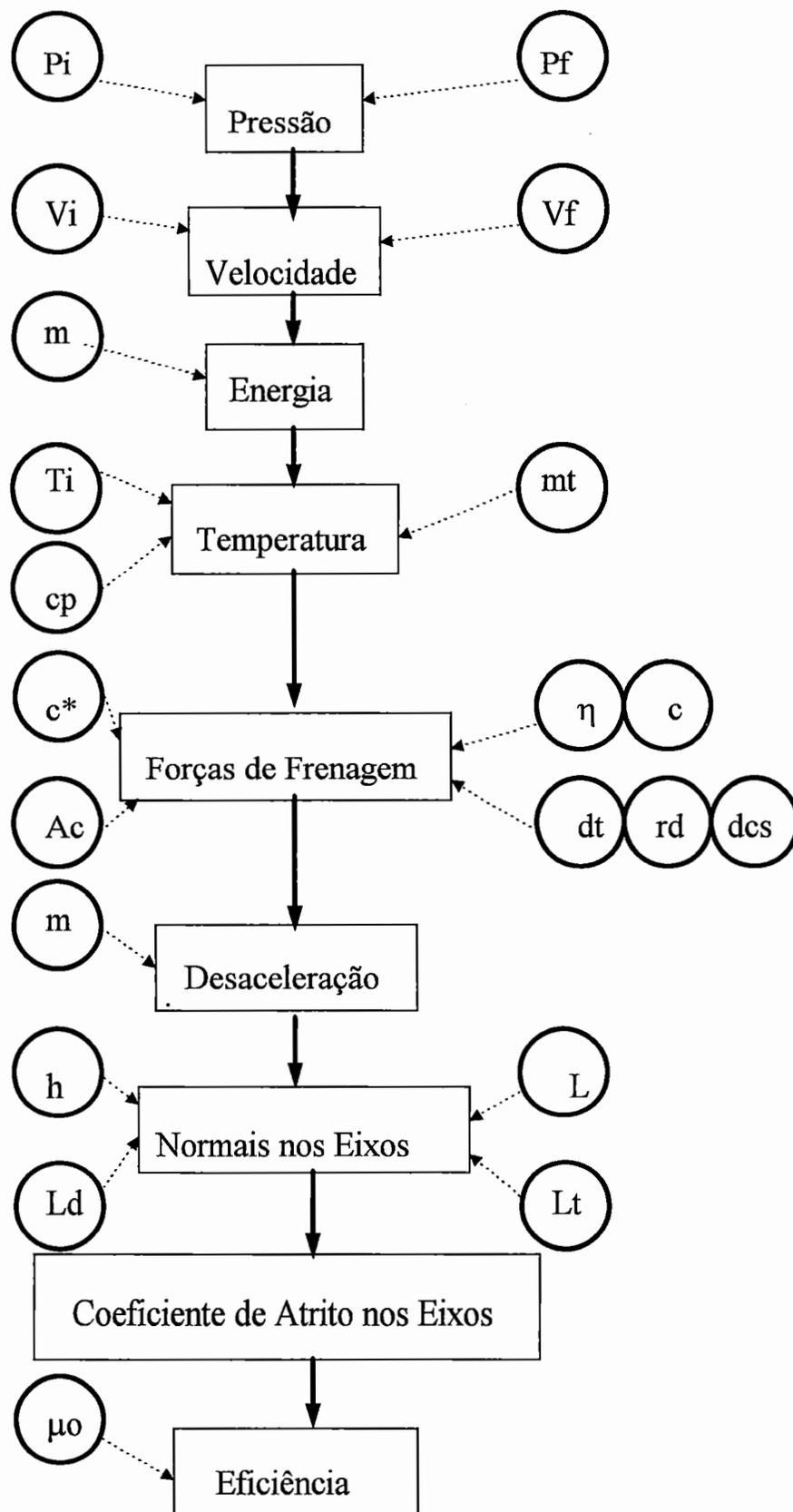


Figura 13- Algoritmo da modelagem do sistema de freios no veículo

8.2. Modelagem

Através da variação de velocidade do veículo (V_i - V_f) para uma determinada pressão do cilindro de freio (de P_i até P_f) e conhecida a massa do veículo (m), é possível calcular a quantidade de energia envolvida na frenagem (E).

Partindo de uma temperatura inicial (T_i , temperatura de freio frio especificada por Norma) igual a 100°C , conhecendo-se o material do tambor (ferro fundido) com seu respectivo calor específico (cp) e conhecendo-se a área de contato entre lona e tambor (que permite o cálculo da massa do tambor, mt), chega-se aos valores das temperaturas atingidas após cada frenagem de emergência no eixo dianteiro (T_d) e no eixo traseiro (T_t), como mostram as equações 4 e 5.

$$T_d = T_i + [E / (mtd. cp)] \quad (4)$$

$$T_t = T_i + [E / (mtt. cp)] \quad (5)$$

Segundo Sheridan; Kutchev; Samie (1988), a acuracidade de algum modelo térmico é dependente primeiramente do quão cuidadosamente as condições de contorno para a entrada e saída de energia são especificadas e da acuracidade com que o calor específico do material e a condutividade térmica do material são conhecidos.

Utilizando resultados de testes em dinamômetro realizados pela FRAS-LE¹ foi calculado o fator de freio (c^*) dependendo da temperatura, pressão e velocidade envolvidas na frenagem. A figura 14 mostra a variação do fator de freio em relação à temperatura para o veículo estudado, visto que nos ensaios a temperatura foi considerado o fator mais significativo na variação do fator de freio.

¹Ensaio para obtenção do fator de freio (c^*) realizados pela FRAS-LE, em Caxias do Sul, com o freio e lona utilizados no OHL1635.

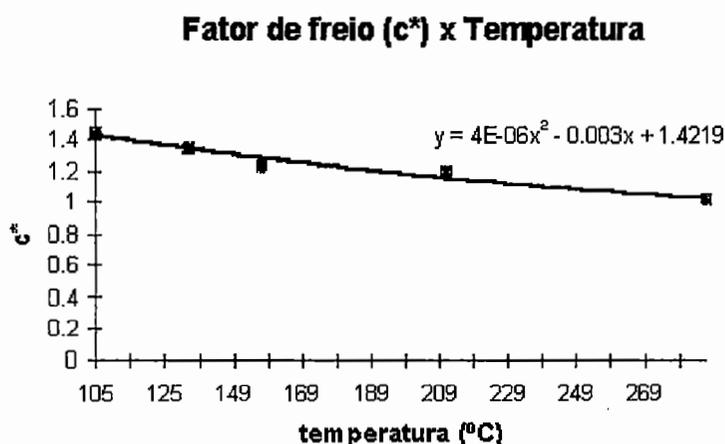


Figura 14 - Fator de freio variando com a temperatura (ônibus OHL1635)

Os pontos indicados na figura 14 foram os obtidos em teste e uma função polinomial de terceiro grau foi utilizada na interpolação. Tal função foi utilizada para a simulação do ônibus freando, no programa computacional.

Conforme Fernandes (1994) foi elaborado um modelo matemático, descrito a seguir, utilizando-se as Leis de Newton, aplicadas através do equilíbrio de forças e do equilíbrio de momentos de forças. As figuras 15 e 16 mostram respectivamente as forças no sistema de freios e as forças atuando no veículo. Foram assim calculadas as forças de frenagem nos dois eixos do veículo e suas respectivas forças normais.

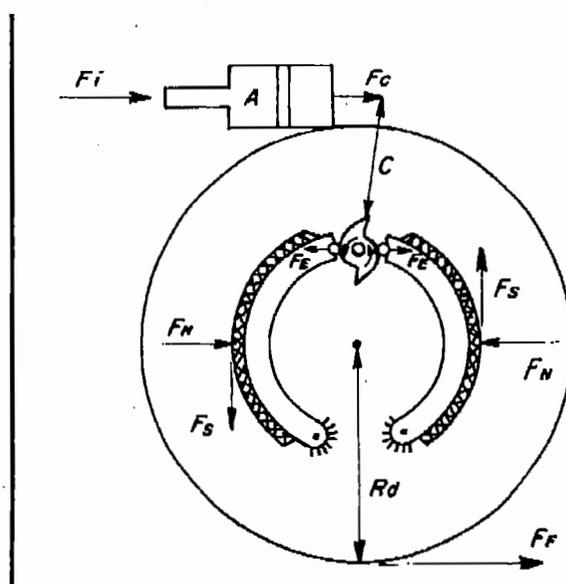


Figura 15 - Diagrama de forças no sistema de freios

O cálculo da força de frenagem em cada eixo é representado na equação (6).

$$F_f = c^* \cdot P \cdot \eta \cdot A_c \cdot c \cdot dt / R_d \cdot dcs \quad (6)$$

Nos cálculos realizados não se considerou a influência das partes rotativas na massa do veículo através do fator γb^2 , já que para efeito de ensaio em pista por Norma, o veículo deve estar desengrenado.

Foram ainda desprezadas as forças de resistência do ar e resistência ao rolamento além de considerar-se horizontal a pista avaliada.

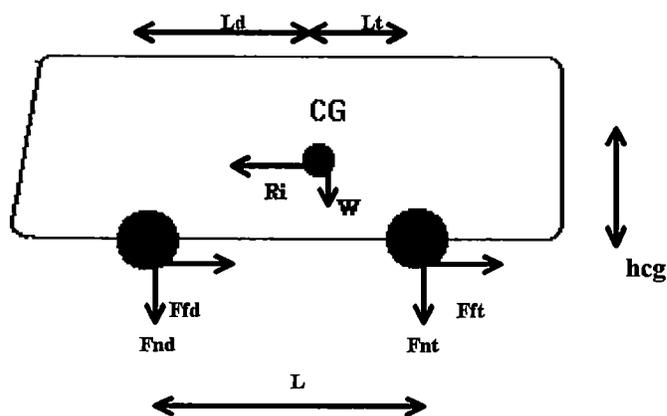


Figura 16 - Diagrama de forças no veículo

As equações (7) e (8) mostram, respectivamente, o cálculo das reações normais nos eixos dianteiro e traseiro.

$$F_{nd} = \frac{R + W \cdot L_t + (F_{fd} + F_{ft}) \cdot h}{L} \quad (7)$$

$$F_{nt} = \frac{R + W \cdot L_d - (F_{fd} + F_{ft}) \cdot h}{L} \quad (8)$$

²Definição de γb em Canale (1989), pag. 72.

A desaceleração do veículo foi calculada considerando as forças de frenagem nos eixos e a massa do veículo, como na equação (9).

$$b = \frac{F_{fd} + F_{ft}}{m} \quad (9)$$

Através da relação entre as forças de frenagem e as normais nos eixos, obteve-se o coeficiente de aderência à pista em cada eixo, como mostram as equações (10) e (11).

$$\mu_d = F_{fd} / F_{nd} \quad (10)$$

$$\mu_t = F_{ft} / F_{nt} \quad (11)$$

No momento em que qualquer destes coeficientes for superior à aderência oferecida pela pista utilizada significa que haverá escorregamento naquele eixo. Nesta condição calcula-se através da equação (12) a eficiência de frenagem do veículo.

$$e = b / (\mu_o \cdot g) \quad (12)$$

Limpert (1992) define a eficiência de frenagem como a razão entre a máxima desaceleração durante a frenagem e o coeficiente de adesão máximo no contato entre pneumáticos e pavimento, sem que qualquer eixo escorregue. Eficiência esta que será obtida neste trabalho para o ônibus OHL1635.

Gillespie (1992) mostra a frequência de escorregamento das rodas dos eixos durante a frenagem, em superfície molhada, para valores de eficiência de frenagem em porcentagem, através da figura 17. Observa-se assim, a importância da análise do desempenho do sistema de freios a fim de contribuir para a segurança veicular.

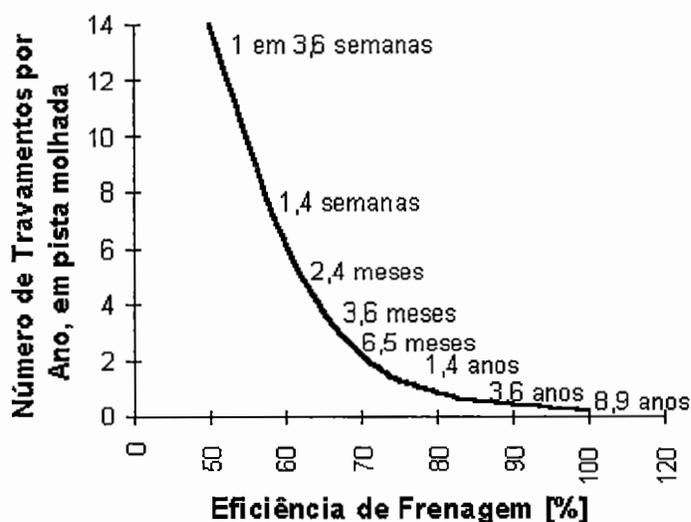


Figura 17- Variação da eficiência de frenagem com o número de travamentos por ano (Gillespie - 1992)

O programa computacional foi desenvolvido em linguagem DELPHI, programado em microcomputador (486), e aplicado a um veículo em particular, mas seus dados de entrada podem ser alterados pelo usuário, tornando-o aplicável a qualquer outro veículo com dois eixos e sistema de freio a tambor came-s como o ônibus OHL1635.

8.3. Veículo estudado

Neste trabalho adotou-se um ônibus para avaliação do sistema de freios, pois além de ser um veículo pesado, o que implica em temperaturas mais altas durante a frenagem, também é um veículo para transporte de passageiros, o que requer maior segurança.

Trata-se de um ônibus exclusivamente rodoviário, devido a sua alta potência. Com capacidade para 44 passageiros e bagagem, foi desenvolvido para atender um mercado de exportação no segmento de rodoviários.

Considerando que a Alemanha só constrói ônibus com estrutura monobloco, o que implica em um alto custo, esse ônibus foi desenvolvido a fim de aumentar a

competitividade da empresa, confeccionando uma estrutura mais barata, usando o chassi com travessas tubulares.

Embora esse ônibus seja confeccionado aqui, ele também abastece tanto o mercado nacional como os demais, satisfazendo as características técnicas especificadas por Norma.

O OHL1635 vem equipado com o motor turbocooler OM-447 LA, conhecido por seu desempenho, economia e compatibilidade com as Normas de controle de emissões no Brasil e também do mercado europeu.

Características do veículo

Distância entre eixos: 6,3m

Raio dinâmico do pneumático: 0,512m

Coefficiente de aderência da pista: 0,8

Pressão máxima no sistema de freios: 8,1bar

Área do cilindro no eixo dianteiro: 24pol²

Área do cilindro no eixo traseiro: 29pol²

Rendimento do sistema de freios: 96%

Alavanca ajustadora de folga: 145mm

Diâmetro do tambor interno: 410mm

Diâmetro efetivo do came-s: 26mm

Balanceamento do sistema de freios (eixo dianteiro-eixo traseiro): 45%-55%

A frenagem do ônibus OHL1635 foi avaliada em diferentes condições operacionais, ou seja, com diferentes carregamentos.

As condições operacionais do veículo vazio e com peso total máximo foram obtidas dos dados de projeto. No entanto, calcularam-se ainda dois pontos extremos para a posição do centro de gravidade, que se trata do veículo com carga máxima no eixo traseiro e com carga máxima no eixo dianteiro.

A seguir descrevem-se as características do veículo nas diferentes condições operacionais.

- Veículo em peso em ordem de marcha (vazio)

Peso em ordem de marcha: 12000kgf

Distância do centro de gravidade ao eixo traseiro: 2,021m

Distância do centro de gravidade ao eixo dianteiro: 4,279m

Altura do centro de gravidade em relação ao solo: 0,906m

Peso estático no eixo dianteiro: 3850kgf

Peso estático no eixo traseiro: 8150kgf

- Veículo em peso total máximo

Peso total máximo: 18000kgf

Distância do centro de gravidade ao eixo traseiro: 2,361m

Distância do centro de gravidade ao eixo dianteiro: 3,939m

Altura do centro de gravidade em relação ao solo: 1,064m

Peso estático no eixo dianteiro: 8640kgf

Peso estático no eixo traseiro: 9360kgf

- Veículo com peso máximo no eixo dianteiro

Peso total máximo: 18000kgf

Distância do centro de gravidade ao eixo traseiro: 2,3m

Distância do centro de gravidade ao eixo dianteiro: 4,0m

Altura do centro de gravidade em relação ao solo: 1,046m

Peso estático no eixo dianteiro: 9850kgf

Peso estático no eixo traseiro: 8150kgf

- Veículo com peso máximo no eixo traseiro

Peso total máximo: 18000kgf

Distância do centro de gravidade ao eixo traseiro: 1,76m

Distância do centro de gravidade ao eixo dianteiro: 4,54m

Altura do centro de gravidade em relação ao solo: 1,03m

Peso estático no eixo dianteiro: 3850kgf

Peso estático no eixo traseiro: 14150kgf

9. RESULTADOS

9.1. Introdução

Depois de obtidos os resultados teóricos através do programa computacional, estes foram confrontados com testes de pista realizados pela Mercedes Benz do Brasil, visto que tais ensaios em pista são bastante caros e difíceis de realizar, sendo necessária a instrumentação do veículo e medições precisas da pista.

No caso do veículo estudado (ônibus OHL1635), foram realizados apenas os testes de pista para o veículo com carga total máxima, que é o carregamento considerado mais crítico, e instrumentou-se apenas o eixo dianteiro, que trata-se do mais solicitado. Apesar disso, foram obtidos resultados teóricos para diferentes carregamentos, nos dois eixos do veículo.

9.2. Análise térmica

Na figura 18 (tabela 2) são mostradas as temperaturas atingidas nos tambores de freio no eixo dianteiro durante a frenagem do veículo com peso total máximo (ptm) até uma frenagem total, partindo-se de diferentes velocidades iniciais. Os pontos de temperatura máxima atingida foram comparados com os valores experimentais, visto que nos testes de pista apenas os valores máximos são avaliados.

Observa-se ainda na figura 18 (tabela 2) o mínimo tempo de frenagem, o qual foi calculado considerando a máxima pressão de frenagem.

velocidade (km/h)	temperatura (°C)			
120				100
100		100		173.9
80		100	160.5	234.3
60	100	147.0	207.5	281.4
40	133.6	180.6	241.1	314.9
20	153.7	200.8	261.2	335.1
0	160.4	207.4	267.9	341.8

Tabela 2- Temperaturas no eixo dianteiro durante a frenagem com peso total máximo.

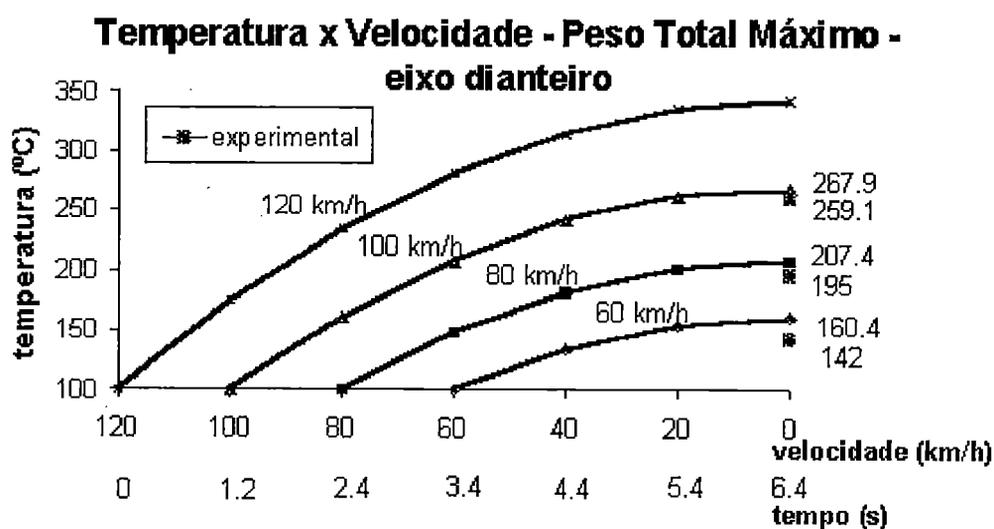


Figura 18 - Temperatura no eixo dianteiro durante a frenagem com peso total máximo

De uma forma mais nítida a figura 19 (tabela 3) compara os valores teóricos e experimentais das temperaturas máximas atingidas no eixo dianteiro durante a frenagem total do veículo com peso total máximo e destaca as diferenças percentuais entre os valores teóricos e experimentais.

velocidade (km/h)	temperaturas (°C)	
	teóricas	experimentais
60	160,4	142,0
80	207,4	195,0
100	267,9	259,1

Tabela 3- Comparação teórico-experimental das temperaturas máximas atingidas no eixo dianteiro durante a frenagem total do veículo com peso total máximo.

Comparação teórico-experimental Temperatura final x Velocidade

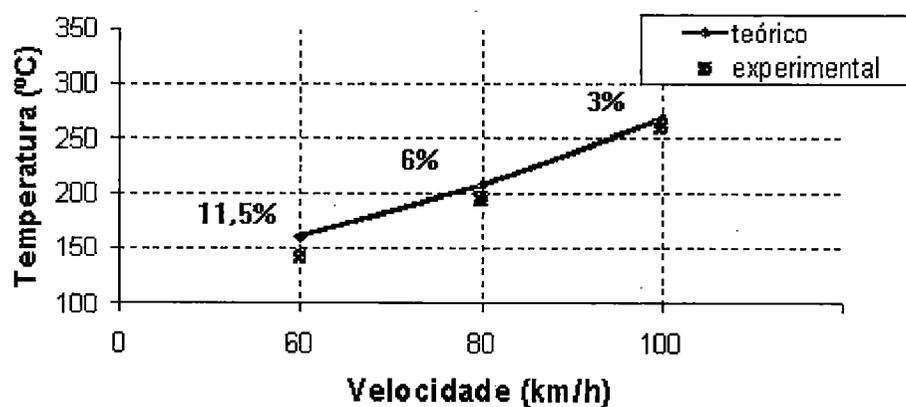


Figura 19 - Temperaturas máximas teóricas e experimentais no eixo dianteiro no veículo com peso total máximo

Também foi obtida a variação da temperatura no eixo traseiro durante a frenagem iniciando-se em diversas velocidades, como mostra a figura 20 (tabela 4).

velocidade (km/h)	temperaturas (°C)			
120				100
100		100		145.80
80		100	137.47	183.28
60	100	129.15	166.62	212.42
40	120.82	149.97	187.44	233.24
20	133.31	162.46	199.93	245.73
0	137.47	166.62	204.09	249.90

Tabela 4- Temperaturas no eixo traseiro durante a frenagem com peso total máximo.

Temperatura x Velocidade - Peso Total Máximo eixo traseiro

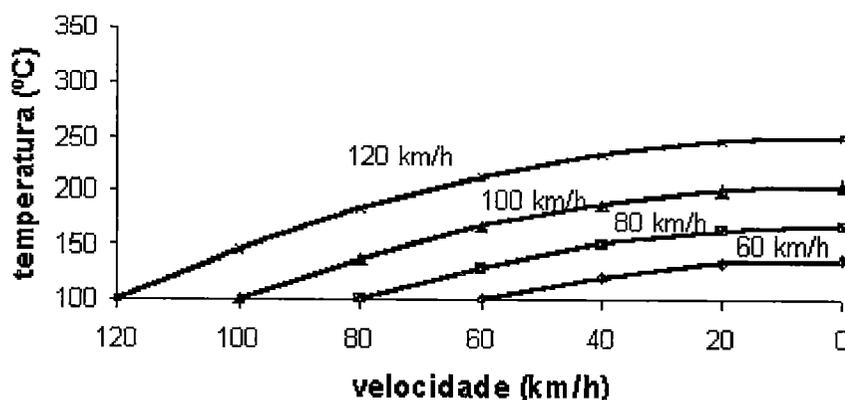


Figura 20 - Temperaturas no eixo traseiro durante a frenagem com peso total máximo

Foram também obtidos os resultados teóricos das temperaturas durante a frenagem em ambos os eixos, dianteiro e traseiro, para o veículo vazio. As figuras 21 (tabela 5) e 22 (tabela 6) mostram tais resultados.

velocidade (km/h)	temperaturas (°C)			
120				100
100		100		149.26
80		100	140.30	189.56
60	100	131.35	171.65	220.90
40	122.39	153.73	194.04	243.29
20	135.82	167.17	207.47	256.73
0	140.30	171.65	211.95	261.20

Tabela 5- Temperaturas no eixo dianteiro durante a frenagem com o veículo vazio

**Temperatura x Velocidade - Veículo Vazio
eixo dianteiro**

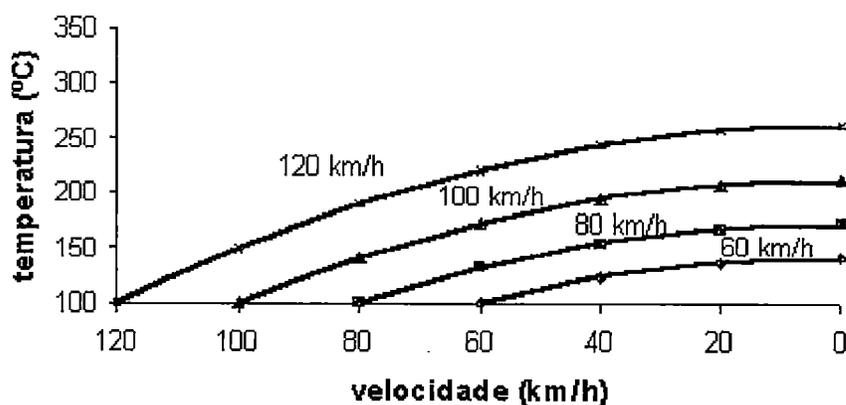


Figura 21 - Temperaturas no eixo dianteiro durante a frenagem com veículo vazio

velocidade (km/h)	temperaturas (°C)			
120				100
100		100		130.53
80		100	124.98	155.52
60	100	119.43	144.41	174.95
40	113.88	133.31	158.29	188.83
20	122.21	141.64	166.62	197.15
0	124.98	144.41	169.40	199.93

Tabela 6- Temperaturas no eixo traseiro durante a frenagem com o veículo vazio

Temperatura x Velocidade - Veículo Vazio eixo traseiro

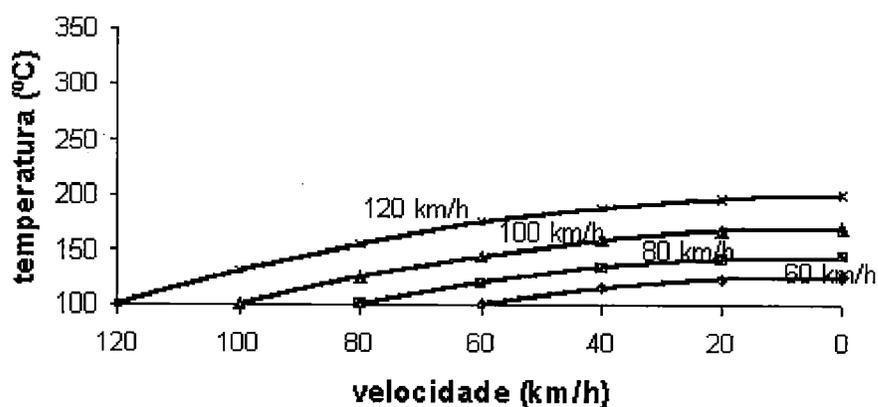


Figura 22 - Temperaturas no eixo traseiro durante a frenagem com veículo vazio

Foi ainda obtida a variação da temperatura no eixo dianteiro e traseiro durante a frenagem com o veículo carregado com peso total máximo no eixo traseiro, como mostram as figuras 23 (tabela 7) e 24 (tabela 8).

velocidade (km/h)	temperaturas (°C)			
120				100
100		100		168.38
80		100	155.94	224.32
60	100	143.51	199.46	267.83
40	131.08	174.59	230.54	298.91
20	149.73	193.24	249.19	317.56
0	155.94	199.46	255.40	323.78

Tabela 7- Temperaturas no eixo dianteiro durante a frenagem com ptm no eixo traseiro

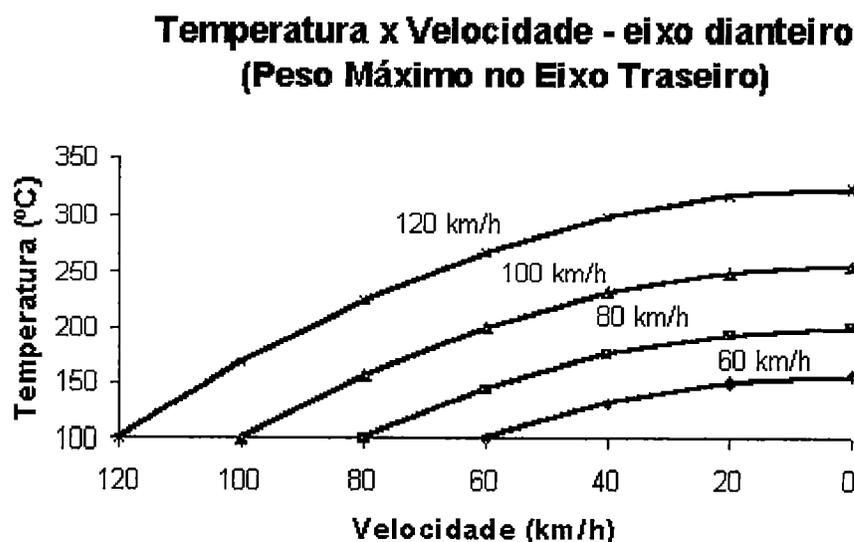


Figura 23 - Temperaturas no eixo dianteiro durante a frenagem com peso total máximo no eixo traseiro

velocidade (km/h)	temperaturas (°C)			
120				100
100		100	142.39	
80		100	134.68	177.07
60	100	126.97	161.65	204.04
40	119.27	146.24	180.92	223.31
20	130.83	157.80	192.48	234.87
0	134.68	161.65	196.33	238.72

Tabela 8- Temperaturas no eixo traseiro durante a frenagem com peso total máximo no eixo traseiro

**Temperatura x Velocidade - eixo traseiro
(Peso Total no Eixo Traseiro)**

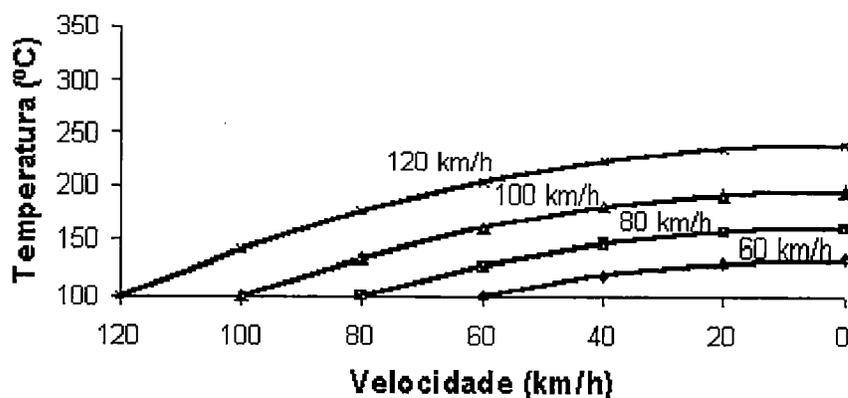


Figura 24 - Temperaturas no eixo traseiro durante a frenagem com peso total máximo no eixo traseiro

9.3. Forças nos Eixos

Nas figuras 25 (tabela 9) e 26 (tabela 10) estão relacionadas as forças de frenagem nos eixos dianteiro e traseiro variando com a diminuição da velocidade durante a frenagem, para o veículo com peso total máximo, com diferentes pressões aplicadas ao sistema de freios.

velocidade (km/h)	forças (Newton)					
	2bar	3bar	4bar	5bar	6bar	7bar
100	14944	22416	29888	37360	44832	52304
80	13134	19701	26269	32836	39403	45970
60	12071	18107	24143	30178	36214	42250
40	11505	17257	23009	28761	34514	40266
20	11239	16859	22478	28098	33717	39336
0	11135	16703	22271	27838	33406	38974

Tabela 9- Forças de frenagem no eixo dianteiro (veículo com peso total máximo)

Força de Frenagem x Velocidade - eixo dianteiro (peso total máximo)

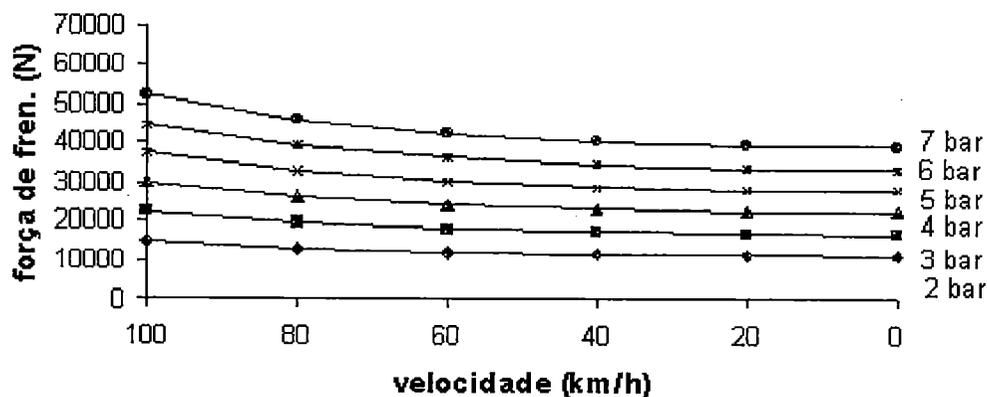


Figura 25 - Forças de frenagem no eixo dianteiro, com peso total máximo

velocidade (km/h)	forças (Newton)					
	2bar	3bar	4bar	5bar	6bar	7bar
100	18929	28394	37858	47323	56788	66252
80	17424	26136	34849	43561	52273	60985
60	16396	24595	32793	40991	49189	57387
40	15723	23585	31447	39309	47170	55032
20	15311	22966	30621	38276	45932	53587
0	15090	22635	30180	37725	45270	52815

Tabela 10- Forças de frenagem no eixo traseiro (veículo com peso total máximo)

Força de frenagem x Velocidade - eixo traseiro (peso total máximo)

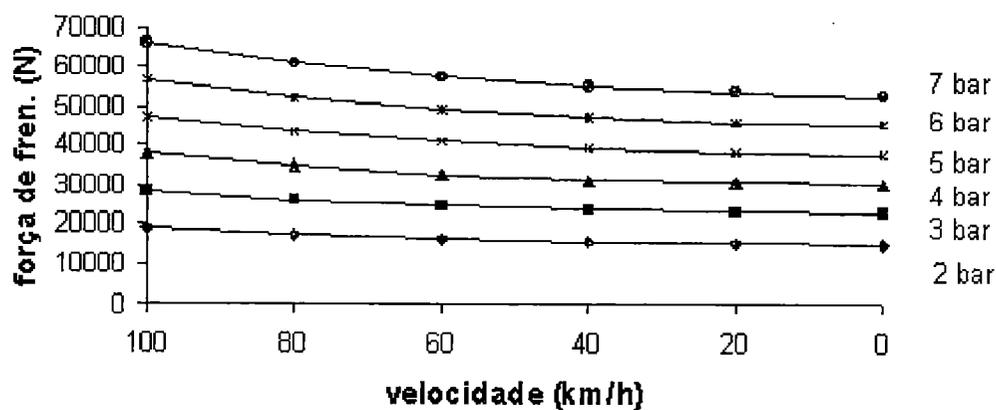


Figura 26 - Forças de frenagem no eixo traseiro, com peso total máximo

As diferenças encontradas nos eixos deve-se ao balanceamento do sistema de freios e à variação do fator de freio com o aumento da temperatura.

9.4. Normais nos Eixos

As reações normais aos eixos dianteiro e traseiro são mostradas nas figuras 27 (tabela 11) e 28 (tabela 12), variando com a velocidade durante a frenagem, com o veículo em peso total máximo, e diferentes pressões no sistema de freios.

velocidade (km/h)	normais (Newton)					
	2bar	3bar	4bar	5bar	6bar	7bar
100	66520	66692	66864	67036	67208	67380
80	66486	66641	66796	66952	67107	67262
60	66465	66609	66754	66898	67043	67188
40	66452	66590	66729	66867	67005	67144
20	66445	66580	66715	66850	66985	67116
0	66442	66575	66708	66842	66975	67108

Tabela 11 - Normais no eixo dianteiro para o veículo com peso total máximo

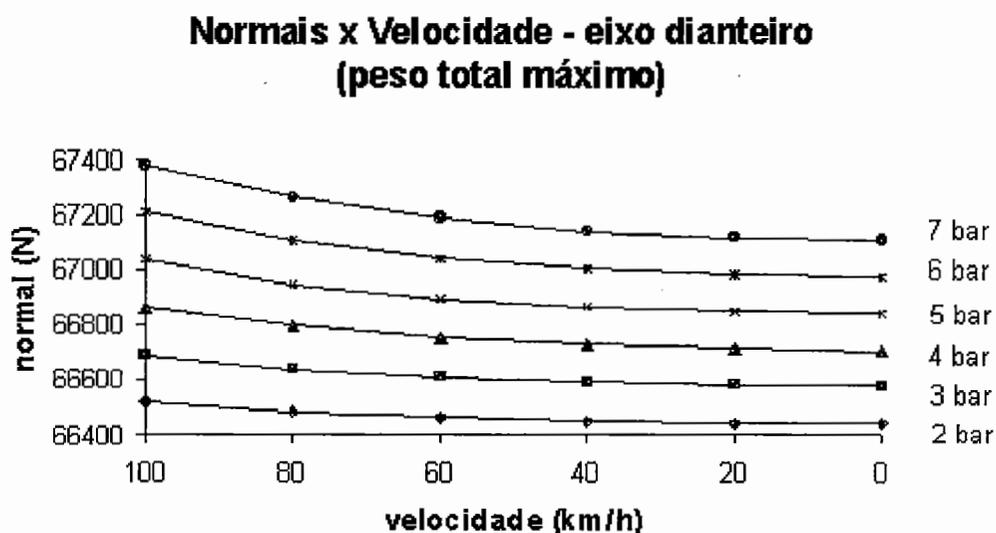


Figura 27 - Normais no eixo dianteiro com o veículo em peso total máximo

velocidade (km/h)	normais (Newton)					
	2bar	3bar	4bar	5bar	6bar	7bar
100	110061	109888	109716	109544	109372	109200
80	110094	109939	109784	109628	109473	109318
60	110115	109971	109826	109682	109537	109392
40	110128	109990	109851	109713	109575	109436
20	110135	110000	109865	109730	109595	109461
0	110138	110005	109872	109739	109605	109472

Tabela 12- Normais no eixo traseiro para o veículo com peso total máximo

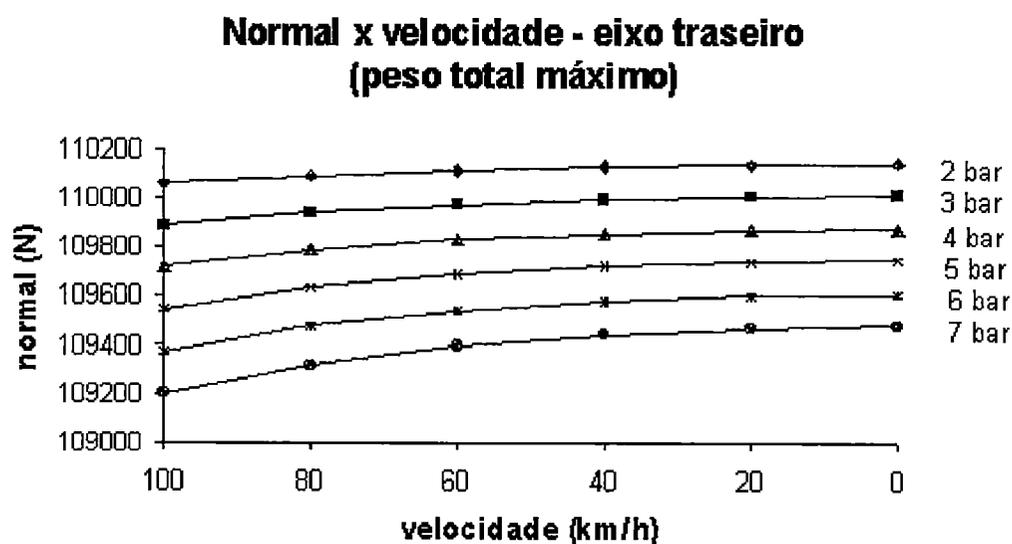


Figura 28- Normais no eixo traseiro com o veículo em peso total máximo

9.5. Desacelerações

A partir das forças de frenagem e da massa do veículo foram obtidas as desacelerações, variando com a pressão do sistema de freios, resultando em curvas típicas como nas figuras 29 (tabela 13) e 30 (tabela 14).

velocidade (km/h)	desacelerações (m/s ²)		
	2 bar	4 bar	6 bar
120	1.88	3.76	5.64
100	1.80	3.70	5.60
80	1.70	3.40	5.09
60	1.58	3.16	4.74
40	1.51	3.03	4.54
20	1.47	2.95	4.42
0	1.46	2.91	4.37

Tabela 13- Desaceleração variando com a pressão e a velocidade para o veículo com peso total máximo

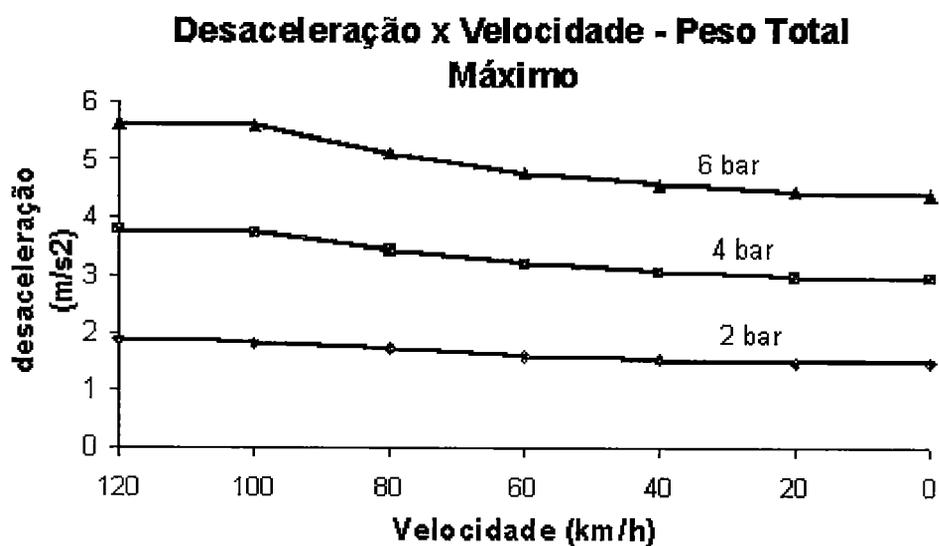


Figura 29- Desaceleração variando com a velocidade para veículo com peso total máximo

velocidade (km/h)	desacelerações (m/s ²)	
	2 bar	3 bar
120	2.82	4.23
100	2.80	4.10
80	2.63	3.95
60	2.50	3.75
40	2.41	3.61
20	2.35	3.53
0	2.32	3.48

Tabela 14- Desaceleração variando com a pressão e a velocidade para o veículo vazio

Desaceleração x Velocidade - Veículo Vazio

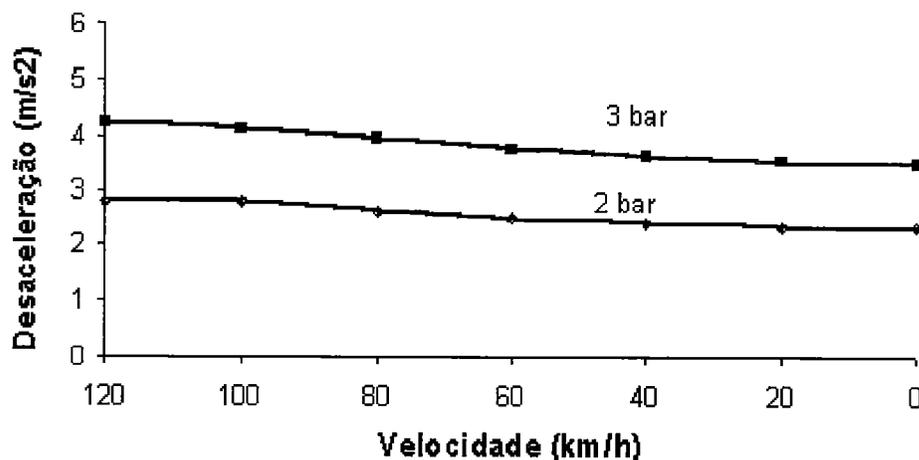


Figura 30 - Desaceleração variando com a velocidade para veículo vazio

No entanto, durante os testes de pista, mede-se apenas a desaceleração média entre o início e o final da frenagem. Assim, adotamos também uma desaceleração média calculada e comparamos com as desacelerações médias obtidas nos testes de pista, como mostram as figuras 31 (tabela 15), 32 (tabela 16) e 33 (tabela 17).

pressão (bar)	b calculado	b experimental
2	1.82	1.97
3	2.74	3.07
4	3.65	4.00
5	4.56	4.86
6	5.48	5.69
7	6.39	6.48

Tabela 15- Comparação teórico-experimental da desaceleração à 60 km/h

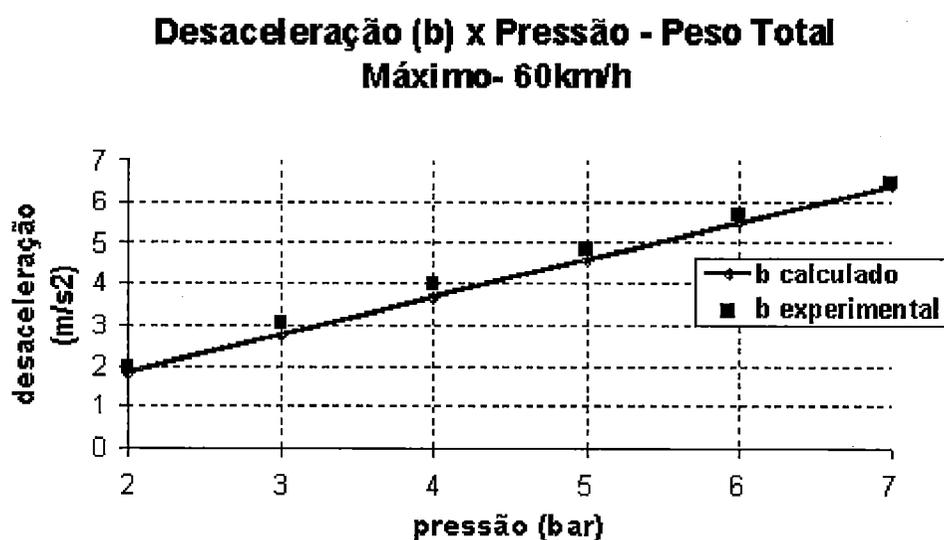


Figura 31- Comparação teórico-experimental da desaceleração variando com a pressão à 60km/h (veículo com peso total máximo)

Pressão (bar)	b calculado	b experimental
2	1.77	1.78
3	2.65	2.67
4	3.54	3.39
5	4.42	4.36
6	5.31	5.28
7	6.19	6.14

Tabela 16- Comparação teórico-experimental da desaceleração à 80 km/h

**Desaceleração (b) x Pressão - Peso Total
Máximo - 80km/h**

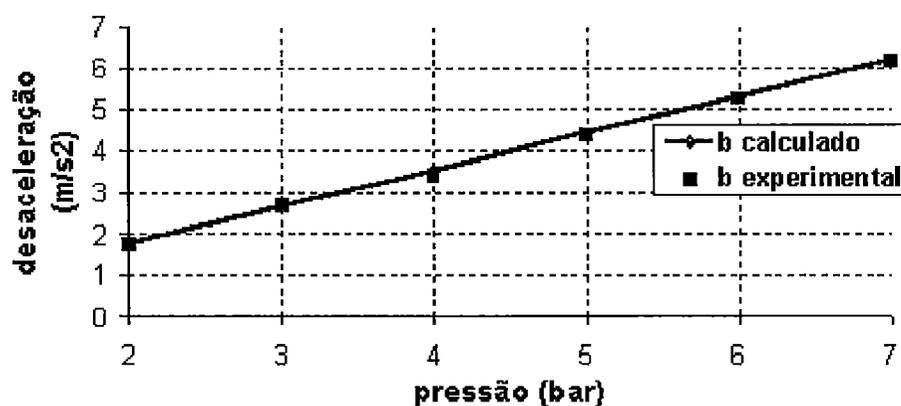


Figura 32- Comparação teórico-experimental da desaceleração variando com a pressão à 80km/h (veículo com peso total máximo)

pressão (bar)	b calculado	b experimental
2	1.71	1.49
3	2.56	1.99
4	3.41	2.43
5	4.26	2.71
6	5.12	3.23
7	5.97	4.29

Tabela 17- Comparação teórico-experimental da desaceleração à 100 km/h

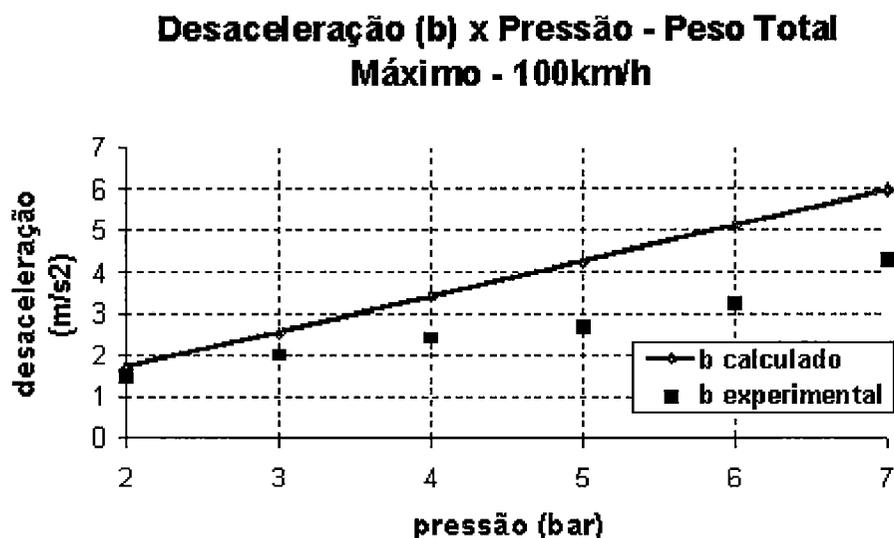


Figura 33- Comparação teórico-experimental da desaceleração variando com a pressão à 100km/h (veículo com peso total máximo)

9.6. Coeficientes de aderência

Relacionando as forças nos eixos e as respectivas reações normais obtiveram-se os coeficientes de aderência em cada eixo, para o veículo vazio e com peso total máximo. As figuras 34 e 35 mostram o comportamento do coeficiente de aderência com o aumento da pressão. Pode-se assim observar o momento de travamento do veículo, quando o coeficiente no eixo atinge o valor da aderência oferecida pela pista, considerado neste caso como 0,8, e notar que como ocorre na prática, o eixo dianteiro é o primeiro a travar, provocando escorregamento durante a frenagem.

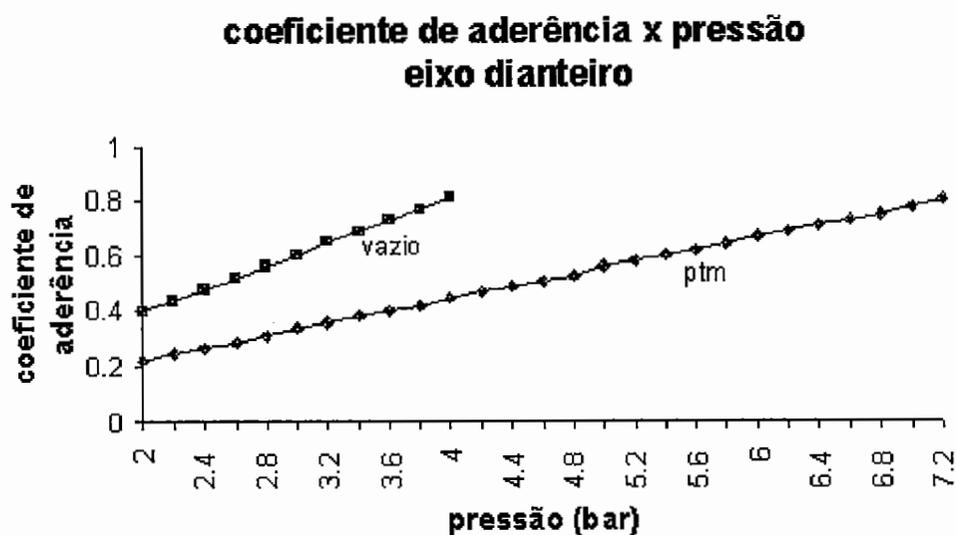


Figura 34- Relação entre o coeficiente de aderência e a pressão no eixo dianteiro com o veículo em peso total máximo

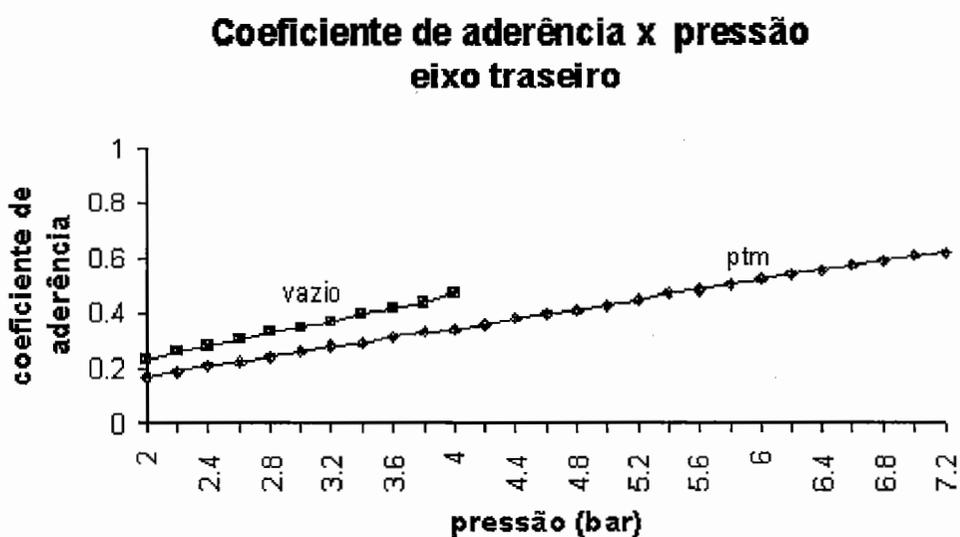


Figura 35- Relação entre o coeficiente de aderência e a pressão no eixo traseiro com o veículo em peso total máximo

9.7. Eficiência de frenagem

No momento do travamento, ou seja, quando o coeficiente de aderência do eixo iguala-se ao coeficiente de aderência oferecido pela pista, obteve-se a eficiência de frenagem, relacionando-se os coeficientes de aderência do eixo e do veículo.

A eficiência de frenagem foi calculada para o veículo em diferentes condições operacionais, para o veículo vazio e com peso total máximo, como mostra a tabela 18.

carregamento	eficiência de frenagem
vazio	71,82%
peso total máximo	88,58%

Tabela 18- Eficiência de frenagem

10. CONCLUSÕES

Os resultados mostrados neste trabalho foram obtidos a partir de modelagem pelo método da conservação de energia proposto por Canale (1989).

Este trabalho reuniu dados reais de um veículo (ônibus OHL1635) fornecidos pela Mercedes Benz do Brasil, e dados de seu sistema de freios fornecidos pela FRAS-LE. Através do programa computacional desenvolvido para o modelo matemático adotado foram obtidos os resultados teóricos, os quais foram confrontados com os resultados práticos de ensaios de pista realizados pela Mercedes Benz do Brasil.

Através da figura 19 observa-se que há convergência entre os valores teóricos e os obtidos em teste de pista para as temperaturas no freio.

O tempo de frenagem foi ainda calculado, como mostra a figura 18. Consideramos para isso a máxima pressão de frenagem e reduzidos valores de tempo foram calculados, confirmando que trata-se de frenagem de emergência o caso estudado.

Em relação às temperaturas, nota-se ainda que os valores teóricos são levemente superiores aos valores práticos. Conclui-se assim que esta pequena diferença deve-se ao calor dissipado para o meio, confirmando a hipótese inicial de conservação de energia na frenagem de emergência.

As desacelerações médias obtidas teoricamente foram semelhantes as obtidas nos testes de pista para 60 e 80km/h, como pode-se observar nas figuras 31 e 32. Na velocidade de 100km/h, no entanto, a figura 33 mostra que os resultados teóricos e práticos divergem. Considerando a convergência para 60 e 80km/h, o ideal seria repetir-se o ensaio a 100km/h, entretanto o custo e a dificuldade de preparar o veículo não permitiram tal procedimento.

Entretanto, se a empresa tivesse o programa computacional antes da realização dos testes de pista, poderia prever os resultados experimentais, sabendo no momento do ensaio se seria necessário repetir algum dos testes. Como o veículo neste momento já estaria instrumentado, isso não acarretaria maiores custos.

As figuras 29 e 30 refletem a queda típica na desaceleração no tempo. Esta queda poderá ser mais acentuada se houver sobrecarga no veículo e temperaturas mais elevadas no sistema de freios.

As figuras 34 e 35 mostram os coeficientes de aderência para o veículo vazio e com peso total máximo, e confirmam o que ocorre na prática, o travamento do eixo dianteiro.

Conclui-se assim, que através das convergências de temperaturas, desacelerações e coeficientes de aderência, o modelo matemático utilizado foi validado.

Através dos valores de eficiência de frenagem pode-se observar que o veículo foi projetado para ter seu melhor desempenho carregado, já que se trata de um ônibus rodoviário, pois com o veículo vazio a eficiência de frenagem decresce.

Observou-se ainda através da figura 14, que no veículo estudado o fator de freio decresce com o aumento da temperatura, fazendo com que a eficiência de frenagem não se altere, já que se considera nos cálculos a pressão de frenagem constante, como exigem as Normas de testes de pista. No entanto, espera-se que o uso de outro sistema de freios com diferente curva para a variação do fator de freio, provoque alteração na eficiência de frenagem, além disso, sabe-se que na prática, através do pedal, o motorista durante a frenagem provoca variação na pressão sobre o sistema de freios.

Foram calculadas ainda as forças de frenagem e as reações normais nos eixos, importantes fatores na avaliação do desempenho do veículo e em seu correto balanceamento.

Observa-se que as diferenças entre as forças de frenagem nos eixos dianteiro e traseiro devem-se ao balanceamento do sistema de freios adotado e à variação do fator de freio com o aumento da temperatura. Em outros veículos estas diferenças de forças poderão ser ainda maiores dependendo do balanceamento do sistema de freios.

A modelagem desenvolvida e aplicada no programa computacional permitiu a análise do desempenho durante a frenagem do veículo, para diferentes condições operacionais e diferentes sistemas de freios.

Os resultados obtidos podem ser úteis tanto aos projetistas do sistema de freios quanto aqueles que deverão adequá-lo ao veículo. Pode-se assim ter uma previsão do desempenho do sistema de freios no veículo e se preciso modificar sua configuração antes de submetê-lo aos ensaios de pista, reduzindo o tempo de utilização de pistas e consequentemente reduzindo os custos envolvidos no projeto.

11. PROPOSTAS DE TRABALHO

Em continuidade ao trabalho desenvolvido pretende-se a realização de uma pesquisa de doutorado onde outras condições de frenagem como a descida de serra e as frenagens constantes serão abordadas. Assim como a frenagem de emergência, estas outras condições são previstas por Norma para a avaliação do desempenho do sistema de freios.

Na frenagem em descida de serra há sérios problemas de aumento de temperatura no sistema de freios.

As frenagens constantes são características de perímetros urbanos onde há congestionamentos ou paradas constantes em pontos de ônibus, por exemplo. Neste caso a frenagem ocorre muitas vezes antes mesmo que o sistema de freios esfrie, partindo-se de temperaturas iniciais muito altas e chegando-se a temperaturas tão altas no fim da frenagem que chegam a danificar o sistema. Tais temperaturas provocam o chamado fade, que trata-se da perda de atrito entre lona e tambor ou pastilha e disco, o que tornará ineficiente o sistema de freio.

Pretende-se ainda incluir o pneumático na modelagem, contando para isso com o auxílio da PIRELLI, que fornecerá os dados necessários.

A parte teórica será desenvolvida através do melhoramento da modelagem já utilizada neste trabalho, tornando-a mais detalhada, e do aprimoramento do sistema computacional desenvolvido, oferecendo maior variedade de modificações ao projetista e uma saída de resultados mais elaborada.

O trabalho teórico de modelagem e cálculo continuará sendo validado através de ensaios em pista realizados pela Mercedes Benz do Brasil, que fornecerá os resultados obtidos.

Deseja-se que tal trabalho possa contribuir para auxiliar os projetistas no desenvolvimento de sistemas de freios mais eficientes e seguros.

12. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BARBER, S. A.; TUTEN, J. M. (1986). Medidas das temperaturas de interface durante a frenagem. In: TRUCK AND BUS MEETING AND EXPOSITION KING OF PRUSSIA, Pennsylvania, 1986. Warrendale, SAE. /SAE Technical Paper Series 861985/.
- CANALE, A. C. (1989). *Automobilística: dinâmica e desempenho*. São Paulo, Érica.
- COBREQ - Informações técnicas sobre lonas e pastilhas para freios.
- COLE, D. J.; CEBON, D. (1994) Predicting vertical dynamic tire forces of heavy trucks. In: VEHICLE, TIRE, PAVEMENT INTERFACE. Philadelphia, B. T. Kulakowski. American Society for Testing and Materials, ASTM STP 1225, p.27-35.
- COSTA, A. L. A.; INGLESE, M. F.; NATALINI, M.; XAVIER, O. A. M. Estudo do superaquecimento dos freios a tambor em ônibus urbanos e caminhões. Apresentado ao V CONGRESSO E EXPOSIÇÃO INTERNACIONAIS DE TECNOLOGIA DA MOBILIDADE, São Paulo, 1996.
- FERNANDES, D. L. G. (1994). *Estudo da frenagem de autoveículos rodoviários articulados pesados*. São Carlos. 153p. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- FUKANO, A.; MATSUI, H. (1986). Development of disc brake design method using computer simulation of heat phenomena. In: INTERNATIONAL CONGRESS

- AND EXPOSITION, Detroit, 1986. Warrendale, SAE. /SAE Technical Paper Series 860634/.
- GARRO, A.; GAVELLO, E.; ROSSI, F. (1981). Thermal transient analysis of disc brake problems concerning a mathematical model. /SAE Technical Paper Series 811328/.
- GELLING, I. R. (1994). Influence of tread polymer on traction, rolling resistance, and wear properties of tires. In: VEHICLE, TIRE, PAVEMENT INTERFACE. Philadelphia, B. T. Kulakowski. American Society for Testing and Materials, ASTM STP 1225, p.107-118.
- GILLESPIE, T. D. (1992). *Fundamentals of vehicle dynamics*. 2 ed. Warrendale, SAE.
- GOHRING, E.; VON GLASNER, E. C. (1990). Performance comparison of drum and disc brakes for heavy duty commercial vehicles. In: TRUCK AND BUS MEETING AND EXPOSITION, Detroit, 1990. Detroit, SAE. /SAE Technical Paper Series 902206/.
- HOLMAN, J. P. (1983). *Transferência de calor*. Trad. Por Luiz Fernando Milanez. São Paulo, McGraw-Hill.
- JOHNSON, L. K.; FANCHER, P. S.; GILLESPIE, T. D. (1978). An empirical model for the prediction of the torque output of commercial vehicle air brakes. *Highway Safety Research Institute*, University of Michigan, Technical Report No.UM-HSRI-78-53,1978.
- KRAMER, D.; ROPER, D.; TRACKMAN, E. (1987). Drive axle antilock improves truck braking stability. *Automotive Engineering*, v.95, n.11, p.61-65, Nov.

- KULAKOWSKI, B. T.; CHI, M. C.; LIN, C. M. (1992). Measurement and modeling of truck tire traction characteristics. In: VEHICLE, TIRE, PAVEMENT INTERFACE. Philadelphia, J. J. Henry and J. C. Wambold. American Society for Testing and Materials, ASTM STP 1225, p.112-124.
- LIMPERT, R. (1992). *Brakes: design and safety*. Warrendale, SAE.
- MORGAN, S.; DENNIS, R. W. (1972). A theoretical prediction of disc brake temperatures and a comparison with experimental data. In: AUTOMOTIVE ENGINEERING CONGRESS, Detroit, 1972. New York, SAE. /SAE Technical Paper Series 720090/.
- NEWCOMB, T. P.; SPURR, R. T. (1967). *Braking of road vehicles*. London, Chapman and Hall Ltd.
- OLIVEIRA, Z.A.A.; ANTONELLI, R.L.; VANZETTI, N.F.D. (1993). Nova técnica para aumentar a vida útil do material de atrito dos freios a ar tipo S'came e pneus aplicados em caminhões, ônibus e semi-reboques, sem aumentar custos. In: CONGRESSO E EXPOSIÇÃO INTERNACIONAIS DE TECNOLOGIA DA MOBILIDADE, 2, São Paulo, 1993. São Paulo, SAE. /SAE Technical Paper Series 931621P/.
- ÖZISIK, M. N. (1985). *Transferência de calor - um texto básico*. Traduzido por Luiz de Oliveira. Rio de Janeiro, Guanabara Koogan S.A
- PAULETTI, R. M. (1993). Determinação do campo de temperaturas em rodas de ônibus urbanos. In: SIMEA - SIMPÓSIO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA, 7., São Paulo, 1993. *Anais*. São Paulo, p.220-229.
- PINHEIRO, M. (1995). Um século do ônibus motorizado. *Tecnologia Automotiva*, n.1, p.20-25.

- RAO, R. (1989). Modelling of temperature distribution in a brake drum using finite element method. *Indian Journal of Technology*, v. 27, p. 417-424, Sept.
- RENFROE, D. A. (1990). Representation of brake operational characteristics using a one line equation. In: INTERNATIONAL CONGRESS AND EXPOSITION, Detroit, 1990. Warrendale, SAE. /SAE Technical Paper Series 900167/.
- RINEK, L. M.; COWAN, C. W. (1995). United States passenger car brake history. *Automotive Engineering*, v.103, n.7, p.37-41, July.
- RITZ, S., ADAS, C.A.; FRANCISCO, E.G. (1995). Definição de um modelo matemático para análise e cálculo do freio de roda tipo simplex sob o aspecto termodinâmico. In: CONGRESSO E EXPOSIÇÃO INTERNACIONAIS DE TECNOLOGIA DA MOBILIDADE, 4, São Paulo, 1995. São Paulo, SAE. /SAE Technical Paper Series 952288P/.
- SALMONI, R. (1966). *Transmissão de calor*. São Paulo, Mestre Jou.
- SANTOS JÚNIOR, A. A. (1996). *Determinação do coeficiente global de transferência de calor em rodas ferroviárias*. 122p. Campinas. Tese (Doutorado) - Faculdade de Engenharia Mecânica - Universidade de Campinas.
- SARTORI, S. (1972). *Uma contribuição ao estudo do aquecimento e ao ensaio dos freios de tambor*. 227p. Campinas. Dissertação (Mestrado). - Faculdade de Engenharia Mecânica - Universidade de Campinas.
- SEBAALY, P. E. (1992). Pavement damage as related to tires, pressures, axle loads, and configurations. In: VEHICLE, TIRE, PAVEMENT INTERFACE, Philadelphia, 1992, p.54-68.
- SHERIDAN, D.C.; KUTCHEY, J.A.; SAMIE, F. (1988). Approaches to the thermal modeling of disc brakes. In: INTERNATIONAL CONGRESS AND

EXPOSITION, Detroit, 1988. Warrendale, SAE. /SAE Technical Paper Series 880256/.

SILVA, J. M. R.; DIEHL, C. A. Os efeitos da composição química e estrutural sobre as propriedades térmicas e mecânicas dos tambores de freios. /Apresentado ao II COLLOQUIUM DE FREIOS - SAE, Caxias do Sul, 1996.

WILLIAMS, A. R. (1990). A review of tire traction. In: VEHICLE, TIRE, PAVEMENT INTERFACE. Philadelphia, J. J. Henry and J. C. Wambold. American Society for Testing and Materials, ASTM STP 1225, p 125-148.

WINKLER, C. B. (1976). Predicting the braking performance of trucks and tractor-trailers. *Highway Safety Research Institute*, University of Michigan, Part III Technical Report.

ZIENKIEWICZ, O. C.; TAYLOR, R. L. (1989). *The finite element method*. 4 ed. London, McGraw-Hill.

13. BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

FABCHER, P. S. (1981). Retarders for heavy Vehicles: evaluation of performance characteristics and in-service costs. *Highway Safety Research Institute Phase I Technical Report to NHTSA, Contract No.DOT-HS-9-02239, University of Michigan, Feb., 1981.*

HIGHLEY, F. H. (1971). Techniques for determining the thermal characteristics of brake drums and discs. /SAE Technical Paper Series 710589/.