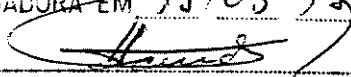


ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Sérgio Roberto
Martins E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 19/05/1999

ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

Simulação da Frenagem de Trem Unitário de Carga

Autor: **Sérgio Roberto Martins**
Orientador: **Fausto Rodrigues Filho**

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE PROJETOS MECÂNICOS**

Simulação da Frenagem de Trem Unitário de Carga

Autor: Sérgio Roberto Martins

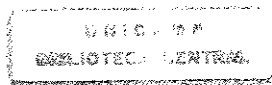
Orientador: Fausto Rodrigues Filho

Curso: Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Dissertação de mestrado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

**Campinas, 1999
S.P. - Brasil**



UNIDADE	BC
N.º CHAMADA:	UNICAMP
	M365s
V.	Ex.
TOMBO BC/	39524
PROC.	229/99
C	☐
D	☒
PREÇO	R\$ 11,00
DATA	24.11.99
N.º CPD	

CM-00137139-6

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

M365s Martins, Sérgio Roberto
Simulação da frenagem de trem unitário de carga . /
Sérgio Roberto Martins.--Campinas, SP: [s.n.], 1999.

Orientador: Fausto Rodrigues Filho
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Ferrovias - Freios. 2. Trens de ferro. 3.
Transporte ferroviário de carga. I. Rodrigues Filho,
Fausto. II. Universidade Estadual de Campinas.
Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

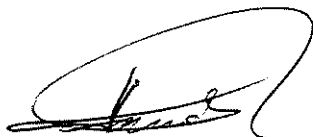
**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE PROJETOS MECÂNICOS**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

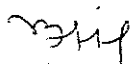
**Simulação da Frenagem
de Trem Unitário de Carga**

Autor: **Sérgio Roberto Martins**

Orientador: **Fausto Rodrigues Filho**



**Prof. Dr. Fausto Rodrigues Filho, Presidente
FEM / UNICAMP**



**Prof. Dr. Loir Afonso Moreira
FEM / UNICAMP**



**Prof. Dr. Cassio Eduardo Lima de Paiva
FEC / UNICAMP**

Campinas, ____ de ____ de 1999

Dedicatória:

Dedico este trabalho à minha esposa.

Agradecimentos

Agradeço primeiramente ao meu orientador, emérito Professor Doutor Fausto Rodrigues Filho, pelo incentivo e efetiva orientação.

Aos engenheiros e técnicos ferroviários das Universidades, Ferrovias e Indústrias, através dos quais obtive grande quantidade de valiosas informações.

Ao CB-6 - Comitê Brasileiro Metro-Ferrovário da ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas que, através das Comissões de Estudo de Normas e de Seminários Técnicos motivou a elaboração de diversos trabalhos técnicos que serviram de subsídios de grande importância ao presente estudo.

Aos meus pais e irmãos pelo incentivo, apoio e exemplo.

E, finalmente à minha esposa e meus filhos pelo respeito a este trabalho e às horas que a ele dediquei.

Resumo

MARTINS, Sérgio Roberto, *Simulação da Frenagem de Trem Unitário de Carga*, Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1999. 169 p. Dissertação (Mestrado)

O presente trabalho apresenta um programa computacional para a simulação da frenagem de trem unitário de carga, que são trens compostos por uma grande quantidade de vagões iguais. É feita uma análise das variáveis envolvidas no processo de frenagem, com o objetivo de padronização na determinação destes valores para que haja consistência nos resultados das simulações, permitindo análise comparativa. Finalizando são feitos diversos lotes de simulações, compatíveis com situações reais das ferrovias brasileiras, e uma análise comparativa dos resultados para avaliar a influência das variáveis no processo de frenagem do trem.

Palavras Chaves

- Ferrovias - Freios. Trens de ferro. Transporte ferroviário de carga.

Abstract

MARTINS, Sérgio Roberto, *Unit Freight Train Braking Simulation*, Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1999. 169 p. Dissertação (Mestrado)

This study presents a computer simulation software to analyse the unit freight train braking process. These are long trains having a great number of equal freight cars. It is made an analysis of the variables involved on the braking process with the purpose of standardization of these values to get consistency on the simulation results to allow comparative analysis. Endly are made several simulations, according to real situations found in the Brazilian railways and a comparative analysis of the results to avaiate the influence of the variables in the train braking process.

Key Words

- Railroads - Brakes. Railroad trains. Freight car service.

Índice

1	Introdução	1
2	Componentes do Sistema de Freio Ferroviário	11
3	Princípios da Frenagem Ferroviária	25
4	Fatores que Influem na Frenagem	41
5	Distância de Parada pelo Método dos Intervalos	53
6	Programa Computacional	59
7	Simulações	93
8	Conclusões e Sugestões para Próximos Trabalhos	127
	Referências Bibliográficas	133
	Apêndice A	139
	Apêndice B	165

Lista de Figuras

1.1	Curvas Típicas de Frenagem: real e teórica	8
2.1	Sistema de Freio a Ar Direto	12
2.2	Sistema de Freio a Ar Automático	13
2.3	Válvula de Freio Tipo ABDW / DB-60	17
2.4	Exemplo de Timoneria de Freio	18
3.1	Frenagem por Atrito	26
3.2	Força Retardadora	27
3.3	Curvas Limites de Aderência	28
3.4	Esquema Representativo da Aderência entre a Roda e o Trilho	28
3.5	Força de Rampa	29
3.6	Grau de Curvatura	31
3.7	Principais Tipos de Vagões	35
4.1	Variação da Eficiência da Timoneria de Freio - Vagão Gôndola - CVRD	43
4.2	Variação do Coeficiente de Atrito - Curva Média	46
4.3	Força de Frenagem Dinâmica - Locomotiva de 6 eixos	48
4.4	Ábaco para a Determinação da Curva de Crescimento da Pressão nos Cilindros	50
6.1	Variação da Pressão Média nos Cilindros	60

6.2	Variação da Eficiência da Timoneria de Freio	61
6.3	Variação do Coeficiente de Atrito	62
6.4	Variação da Força de Frenagem Dinâmica	62
6.5	Variação da Pressão Média nos Cilindros no intervalo Zero $\sim t_a$	64
6.6	Variação da Pressão Média nos Cilindros no intervalo $t_a \sim t_b$	65
6.7	Variação da Pressão Média nos Cilindros após t_b	66
6.8	Variação da Eficiência no trecho Zero $\sim Pcl_c$	67
6.9	Variação da Eficiência no trecho $Pcl_c \sim Pcl_d$	67
6.10	Variação da Eficiência no trecho $Pcl_d \sim Pcl_e$	68
6.11	Variação da Eficiência no trecho $Pcl_e \sim Pcl_f$	68
6.12	Variação da Eficiência no trecho $Pcl_f \sim Pcl_g$	69
6.13	Variação da Eficiência para Pressão maior que Pcl_g	69
6.14	Variação do Coeficiente de Atrito para Velocidade maior que v_e	70
6.15	Variação do Coeficiente de Atrito no trecho $v_d \sim v_e$	71
6.16	Variação do Coeficiente de Atrito no trecho $v_e \sim v_d$	71
6.17	Variação do Coeficiente de Atrito no trecho $v_b \sim v_c$	72
6.18	Variação do Coeficiente de Atrito no trecho $v_a \sim v_b$	72
6.19	Variação da Força de Frenagem Dinâmica no trecho $v_p \sim v_q$	73
6.20	Variação da Força de Frenagem Dinâmica no trecho $v_q \sim v_r$	74
6.21	Variação da Força de Frenagem Dinâmica no trecho $v_r \sim v_s$	74
6.22	Variação da Força de Frenagem Dinâmica no trecho $v_s \sim v_t$	75
6.23	Variação da Força de Frenagem Dinâmica a partir de v_t	75

6.24	Comprimento entre Centros de Engates do Vagão Gôndola da CVRD	82
6.25	Criação da Curva de Crescimento da Pressão nos Cilindros	83
6.26	Curva de Crescimento da Pressão Média nos Cilindros de Freio dos Vagões	84
6.27	Variação da Eficiência da Timoneria em Função da Pressão no Cilindro	85
6.28	Variação do Coeficiente de Atrito em Função da Velocidade	86
6.29	Curva Resultado da Simulação	91
7.1	Esquema de Aplicação do Freio no Vagão	96
7.2	Comprimento do trem	121
7.3	Velocidade	122
7.4	Pressão no Encanamento Geral	123
7.5	Perda de 20 % na Eficiência da Timoneria	124
7.6	Taxa de Frenagem	125
7.7	Válvula de Freio	125
A.1	Curvas A - Aplicação de Freio Total de Serviço com Válvulas Tipo ABD	142
A.2	Curvas B - Aplicação de Freio Total de Serviço com Válvulas Tipo ABDW	143
A.3	Curvas C - Aplicação de Freio Parcial de Serviço com Válvulas Tipo ABD	144
A.4	Curvas D - Aplicação de Freio Parcial de Serviço com Válvulas Tipo ABD	145
A.5	Curvas E - Aplicação de Freio Total de Serviço com Válvulas Tipo ABD	146
A.6	Curvas F - Aplicação de Freio Parcial de Serviço com Válvulas Tipo ABD	147
A.7	Curvas G - Aplicação de Freio Parcial de Serviço com Válvulas Tipo ABDW	147
A.8	Linearização da Curva AI	148
A.9	Linearização da Curva AM	149
A.10	Linearização da Curva AF	149

A.11	Linearização da Curva BI	150
A.12	Linearização da Curva BM	150
A.13	Linearização da Curva BF	151
A.14	Linearização da Curva CI	151
A.15	Linearização da Curva CM	152
A.16	Linearização da Curva CF	152
A.17	Linearização da Curva DI	153
A.18	Linearização da Curva DM	153
A.19	Linearização da Curva DF	154
A.20	Linearização da Curva EI	154
A.21	Linearização da Curva EF	155
A.22	Linearização da Curva FI	155
A.23	Linearização da Curva FF	156
A.24	Linearização da Curva GI	156
A.25	Linearização da Curva GF	157
A.26	Posição Relativa da Curva Média	158
A.27	Curva Teórica EM	160
A.28	Curva Teórica FM	160
A.29	Curva Teórica GM	161
A.30	Resumo das Curvas Médias	161
A.31	Ábaco para a Determinação da Curva de Crescimento da Pressão nos Cilindros	162
A.32	Resumo das Curvas Teóricas	163

Lista de Tabelas

2.1	Pressão de Equalização do Sistema de Freio a Ar	24
3.1	Classes de Eixo - AAR	37
3.2	Classes de Eixo - ABNT	38
3.3	Taxas de Frenagem Limites	39
4.1	Exemplo da Variação da Eficiência da Timoneria de Freio	44
6.1	Dados de Entrada para o Processamento do Programa	90
6.2	Valores Resultados da Simulação	91
7.1	Simulações S	103
7.2	Simulações T	105
7.3	Simulações U	107
7.4	Simulações V	109
7.5	Simulações W	111
7.6	Simulações X	113
7.7	Simulações Y	115
7.8	Simulações A	117
7.10	Simulações C	119
7.11	Simulações D	120
A.1	Curvas de Crescimento da Pressão ao Longo do Trem	141
A.2	Localização das Curvas A, B, C e D	159
A.3	Determinação de kt_1 e kt_2	159
A.4	Localização das Curvas E, F e G	159
A.5	Comparação entre as Curvas Linearizadas e Teóricas	164

Nomenclatura

unidade

a	Aceleração	m/s^2
ad	Aderência	
ar	Área do êmbolo do cilindro de freio	m^2
at	Área da seção transversal do vagão	ft^2 ⁽¹⁾
ca	Coefficiente de atrito entre a sapata de freio e a roda	
d	Desaceleração	m/s^2
ds	derivada do deslocamento	m
dt	derivada do tempo	s
dv	derivada da velocidade	m/s^2
ef	Eficiência da timoneria de freio	%
F	Força	N
Fa	Força de atrito entre a sapata de freio e a roda	N
Fb	Força bruta ou teórica	N
Fcl	Força exercida pelo cilindro	N
Ffd	Força retardadora do freio dinâmico	N
Fl	Força líquida de frenagem	N
Fp	Força de rampa	N
Fr	Força retardadora	N
Frd	Força retardadora do freio dinâmico distribuída	N
Frv	Força retardadora do veículo	N
g	Aceleração da gravidade	m/s^2
hrp	Inclinação de rampa	%

it	Intervalo de tempo adotado para o processamento	s
krv	Constante de resistência de curva	
m	Massa	kg
ne	Quantidade de eixos por vagão	
Pcl	Pressão no cilindro de freio	kPa
Pl	Peso da locomotiva	N
Pv	Peso do vagão	N
qi	Quantidade de vagões com freio isolado no trem	
ql	Quantidade de locomotivas no trem	
qv	Quantidade de vagões no trem	
R	Resistência	lb/ton ⁽¹⁾
ra	Relação de alavancas da timoneria de freio	
rc	Raio de curva	m
Rr	Resistência	N
Rv	Resistência de curva	N
s	Distância	m
s ₀	Posição inicial	m
sd _f	Distância no final do intervalo	m
sd _i	Distância no início do intervalo	m
t	Tempo	s
tx	Taxa de frenagem	%
v	Velocidade	m/s
v ₀	Velocidade inicial	m/s
v _f	Velocidade no final do intervalo	m/s
v _i	Velocidade no início do intervalo	m/s
vl	Velocidade	mph ⁽¹⁾
w	Peso por eixo	ton ⁽¹⁾
Δs	deslocamento	m
Δt	intervalo de tempo	t
μ	Coeficiente de atrito entre a sapata de freio e a roda	

(1) As unidades relacionadas abaixo não foram convertidas para o Sistema Internacional por serem necessárias para demonstrar a origem da equação de resistência de curva no item 3.4 e da fórmula Davis no item 3.5.

ft² = pé quadrado
mph = milha por hora

lb/ton = libra por tonelada
ton = tonelada = 2000 libras

SIGLAS:

AAR	Association of American Railroads
ABA	Air Brake Association
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ASME	American Society of Mechanical Engineers
ALAF	Asociación Latino Americana de Ferrocarriles
CB-6	Comitê Brasileiro Metro-Ferroviário da ABNT
COPANT	Comissão Panamericana de Normas Técnicas
CVRD	Companhia Vale do Rio Doce
EFC	Estrada de Ferro Carajás
EFVM	Estrada de Ferro Vitória a Minas
ENFRE	Encontro Nacional de Freio do CB-6
FEPASA	Ferrovias Paulistas S.A.
MCB	Master Car Builder's Association
FERROBAN	Ferrovias Bandeirantes S.A.
RFFSA	Rede Ferroviária S.A.
UIC	Union Internationale des Chemins de Fer

Capítulo 1

Introdução

Apesar de haver registros de veículos com rodas flangeadas de madeira, movendo-se sobre trilhos também de madeira, já em 1550, e os trilhos de ferro já serem mencionados desde 1738, somente em 1827 surgiu uma locomotiva que se mostrou efetivamente superior à tração animal. Esta máquina, denominada “Experiment”, foi projetada por George Stephenson, na Inglaterra.[46]

Como já vinham procedendo neste campo, os ingleses preferiram prosseguir com base na intuição e experimentação prática em detrimento de análise teórica, o que fez com que já em 1875 a engenharia norte-americana e a da Europa continental assumissem a liderança no desenvolvimento tecnológico do transporte ferroviário.

Uma vez que o trem sobre trilhos tornou-se uma realidade, desencadeou-se um processo de procura constante de melhores soluções, com o objetivo de tornar este sistema de transporte cada vez mais confiável e eficiente.

Com o tempo, os requisitos necessários ao transporte ferroviário de carga e de passageiros foram se mostrando cada vez mais distintos e passou-se a identificar o veículo para transporte de carga como “vagão” e o que se destina ao transporte de passageiros como “carro”.

O grande desafio referente aos vagões foi a busca da superação de limites, quando o interesse comercial sempre exigiu o transporte seguro do maior volume de carga possível em um determinado intervalo de tempo.

Daí surgiu o “trem unitário”, assunto principal de interesse deste trabalho, que é um trem com grande quantidade de vagões idênticos, transportando um único tipo de mercadoria. As cargas normalmente transportadas por trens deste tipo são: minério de ferro, bauxita, clínquer, cimento, cobre, fertilizantes, grãos, farelo de soja, *pellets* cítricos, líquidos combustíveis, *containers*, etc.

O grande interesse e o grande desenvolvimento ocorrido neste segmento do transporte ferroviário resultou do fato de que nestas condições o trem passa a ser praticamente a única solução, diferentemente dos trens de passageiros e dos pequenos trens de carga que sofrem forte concorrência do transporte rodoviário.

Em fins do século passado, um trem transportava cerca de 10.000 kN de carga (20 vagões com 50 toneladas cada) por viagem. Hoje, as grandes composições para transporte de minério chegam a transportar por volta de 200.000 kN de carga (200 vagões com 100 toneladas cada).[36]

Este estrondoso progresso só foi possível devido à grande quantidade de pesquisas, ensaios, experimentações e estudos teóricos que foram realizados incessantemente durante este período e que continuam em progresso.

Para atender ao constante aumento na demanda de transporte de carga, foi necessário que houvesse um grande desenvolvimento tanto na tecnologia das vias como na tecnologia dos veículos e seus componentes.

Basicamente, para que uma quantidade maior de carga seja transportada por viagem, três fatores devem ser considerados:

- Aumento da velocidade do trem;
- Aumento da carga útil por vagão;
- Aumento da quantidade de vagões no trem.

Estes fatores irão refletir em uma série de problemas a serem solucionados, como por exemplo problemas com tração, frenagem, capacidade da via, controle de tráfego, sinalização, etc.

Com exceção da tração, todos eles estão relacionados com a frenagem e diversos estudos vêm sendo realizados no Brasil e no exterior, pelas ferrovias, indústrias, universidades e centros de pesquisas.

1.1 A Ferrovia no Brasil

O Brasil ingressou no mundo ferroviário em 1854, quando Irineu Evangelista de Souza - Visconde de Mauá, inaugurou 14,5 quilômetros de linha da Imperial Companhia de Estrada de Ferro, ligando o Rio de Janeiro à Raiz da Serra.[38]

A primeira locomotiva a circular nesta ferrovia, de fabricação inglesa, foi construída por William Fairbairn e recebeu o nome de Baronesa.

Daí em diante diversas ferrovias foram surgindo procurando atender às mais variadas necessidades de transporte em toda a extensão do território nacional, mas principalmente fazendo a ligação entre o interior do país e os portos.

Atualmente, as três grandes ferrovias nacionais são a Rede Ferroviária Federal - RFFSA, a FERROBAN (antiga Ferrovia Paulista S/A - FEPASA), e a Companhia Vale do Rio Doce - CVRD.

A Rede Ferroviária Federal resultou da unificação da quase totalidade das ferrovias brasileiras em 1957. Possui atualmente cerca de 24.000 km de via férrea. Foi recentemente dividida em seis malhas para fins de desestatização (Oeste, Centro-Leste, Sudeste, Sul, Nordeste e Ferroeste).

A Ferrovia Paulista S/A foi criada em 1971, a partir do agrupamento das ferrovias que já se encontravam ligadas ao governo do Estado de São Paulo. Esta ferrovia possui aproximadamente 5.000 km de via. Foi recentemente privatizada adotando a denominação FERROBAN.

A Companhia Vale do Rio Doce foi fundada durante a II Guerra Mundial quando os Aliados mostraram interesse pelo minério de ferro da região do vale do rio Doce. Esta empresa, atualmente, controla a EFVM - Estrada de Ferro Vitória a Minas e a EFC - Estrada de Ferro Carajás, que somam cerca de 1.700 km de linha.

Existem ainda cerca de 1.000 km de via férrea controladas por outras administrações.

1.2 Normatização

A concepção do projeto de vagão, no mundo ocidental, seguiu duas linhas distintas: o sistema europeu que adota principalmente vagões leves em trens pequenos, adequados a altas velocidades e distâncias curtas, e o sistema norte-americano que utiliza vagões pesados em trens longos, adequados a velocidades moderadas e grandes distâncias.

Apesar do fato da ferrovia, no Brasil, ter sido implantada pelos ingleses, as ferrovias nacionais, em função da grande extensão territorial do nosso país, optaram por adotar o sistema norte-americano que é regido pelas normas da AAR - Association of American Railroads, que abrange as ferrovias norte-americanas, canadenses e mexicanas. Estas normas são também adotadas pela Austrália e por diversos países da América Latina e da África.

O sistema europeu é regulamentado pelas normas da UIC - Union Internationale des Chemins de Fer.

Em 1972, com a criação do CB-6 - Comitê Brasileiro do Equipamento e do Material Ferroviário, da ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas, passaram a ser criadas normas brasileiras baseadas em normas estrangeiras ou internacionais, adaptadas às nossas condições, ou então baseadas em resultados de estudos e pesquisas, realizados individualmente ou em conjunto pelos centros de pesquisas das universidades, ferrovias e indústrias. Em 1992 a denominação do CB-6 foi mudada para Comitê Brasileiro Metro-Ferroviário.

A nível de América Latina, o Brasil é membro da ALAF - Asociación Latino Americana de Ferrocarriles. Esta entidade tem convênio com a COPANT - Comissão Panamericana de Normas Técnicas, com sede em Buenos Aires. A normatização de intercâmbio de veículos ferroviários referentes ao Mercosul ocorrem no âmbito da COPANT-ALAF.

1.3 Importância da Frenagem Ferroviária

Quando se pretende parar um trem, é necessário transformar a energia cinética em outro tipo de energia, no caso o calor, que se dissipa através dos componentes do sistema de freio. Nos trens de carga, hoje são utilizadas sapatas de freio constituídas de material de composição fenólica, que são pressionadas contra as bandas de rodagem das rodas de aço. Os freios podem ser intensos até o ponto em que não superem os limites de absorção e dissipação de calor dos componentes do sistema e os limites de aderência entre as rodas e os trilhos.

As locomotivas também contribuem para a desaceleração da composição ferroviária através de sistemas próprios de frenagem por atrito ou de frenagem dinâmica. No entanto, estão também sujeitas a limites, sendo que de uma forma geral, apesar do trem de carga ser normalmente composto por algumas locomotivas (geralmente uma locomotiva só não é suficiente para tracionar um trem unitário de carga) e uma grande quantidade de vagões, na verdade cada veículo deve frear a si próprio e de forma compatível com os veículos adjacentes, para que a frenagem do trem ocorra de maneira eficiente e uniforme, sem gerar esforços inadequados aos sistemas de acoplamento que mantêm os veículos unidos.

No instante em que se faz necessário parar um trem unitário longo e pesado, inicia-se o processo de frenagem através do acionamento manual do manipulador da válvula de freio da locomotiva comandante, o trem irá parar totalmente depois de percorrer uma distância relativamente longa, que normalmente varia entre 500 e 1.500 metros.

Esta distância depende de diversos fatores como a velocidade no momento da frenagem, o peso do trem, a inclinação da via no trecho, entre outros. Ela pode ser determinada através de ensaios, desde que se tenha um trem com características definidas em um determinado trecho de via.

Entretanto, além das dificuldades de se dispor de um trem e uma via comercial para a realização de ensaios, em muitos casos esta solução é inviável por não existirem nem o trem e nem a via como no caso de um sistema de transporte ferroviário ainda na fase de projeto, ou no caso da investigação de velocidades limites para trens existentes onde determinadas condições de ensaio podem levar à perda de controle do trem, com conseqüentes riscos ou prejuízos.

Daí o interesse em se dispor de um processo de simulação confiável que permita realizar os ensaios que forem necessários para a otimização de um determinado sistema em estudo, com rapidez e segurança. Ou para simular diversas condições possíveis para selecionar a mais adequada.

1.4 Métodos Usuais de Cálculo da Frenagem

A ABA - Air Brake Association, dos Estados Unidos da América, é o principal centro de informação sobre freio ferroviário de vagão de carga referente ao conceito norte-americano de projeto, que é o adotado pelas ferrovias brasileiras. Dispõe de diversos trabalhos publicados referentes a estudos, ensaios, testes e pesquisas realizadas na área, e que servem de subsídios para a elaboração das normas da AAR - Association of American Railroads.

Também a ASME - American Society of Mechanical Engineers, apresenta relatos de pesquisas sobre o assunto, realizadas em conjunto com indústrias do setor.

A ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas, através do CB-6 - Comitê Brasileiro Metro-Ferroviário, promove seminários com o objetivo de trazer à discussão assuntos de interesse de técnicos e especialistas das ferrovias, indústrias, universidades e centros de pesquisas. Um desses encontros periódicos é o ENFRE - Encontro Nacional de Freio, que tem incentivado o surgimento de diversos estudos, muitos dos quais já foram transformados em normas brasileiras.

Com relação ao assunto do interesse deste estudo, a ABNT tem dois projetos de normas [26] [27], que procuram definir procedimentos de ensaios para a determinação da distância de parada de trem de carga. Um deles através da simples medição do espaço percorrido, e o outro com o emprego de um carro laboratório acrescentado ao trem monitorando algumas das variáveis envolvidas. Atualmente no Brasil só se utiliza o primeiro método. A FERROBAN (antiga FEPA-SA) possui um carro laboratório, que está em teste e é pouco utilizado para este tipo de análise.

As primeiras tentativas de se equacionar o processo de desaceleração de um trem, durante a frenagem, tiveram origem na observação do comportamento do trem após a aplicação dos freios. Verifica-se que após a aplicação, decorre um intervalo de tempo considerável onde parece que nada está acontecendo, só então começa a ser perceptível o início do processo de desaceleração. Com base em experiências estabeleceu-se então um procedimento de análise em que a curva velocidade versus tempo divide-se em duas partes. O primeiro intervalo de tempo correspondendo ao tempo de reação do sistema, onde os cilindros de freio estão se enchendo de ar e as sapatas de freio estão se aproximando e sendo pressionadas contra as rodas, sem ainda exercer força suficiente para alterar a velocidade; e o segundo intervalo de tempo correspondendo a um processo de desaceleração uniforme onde a velocidade diminui constantemente até zero. Este é o Método Simplificado de cálculo da distância de parada.

A principal limitação deste processo é que o tempo de reação do sistema só é conhecido para um trem já submetido a ensaio ou para trens similares aos já ensaiados. Além disso é fácil

perceber que a desaceleração no segundo intervalo não é uniforme, dependendo de diversas variáveis envolvidas no processo de frenagem.

Verificou-se então que o principal fator de variação da desaceleração com o decorrer do tempo era resultado do desempenho do sistema de freio durante a frenagem. Este assunto foi exaustivamente estudado através de bancadas de ensaio onde podem ser montadas e monitoradas centenas de válvulas de freio, o que permitiu que fossem feitas diversas simulações onde se passou a conhecer melhor o desempenho dos componentes durante o processo de frenagem em trens longos, o que gerou subsídios para a evolução do projeto das próprias válvulas de freio e do sistema como um todo, e a partir do conhecimento das curvas de crescimento de pressão nos cilindros de freio com o tempo, passou-se a pensar em um processo de cálculo da distância de parada que levasse em conta a variação desta curva, o que deu origem ao Método dos Intervalos. Este método considera a não linearidade do processo de desaceleração do trem, através da discretização do tempo de parada em diversos intervalos menores, nos quais são consideradas as condições atuais de resposta do sistema. O método foi originalmente proposto para ser realizado através de cálculo manual, mas por ser bastante trabalhoso e repetitivo, evoluiu naturalmente para um processo mecanizado com o emprego de computador.

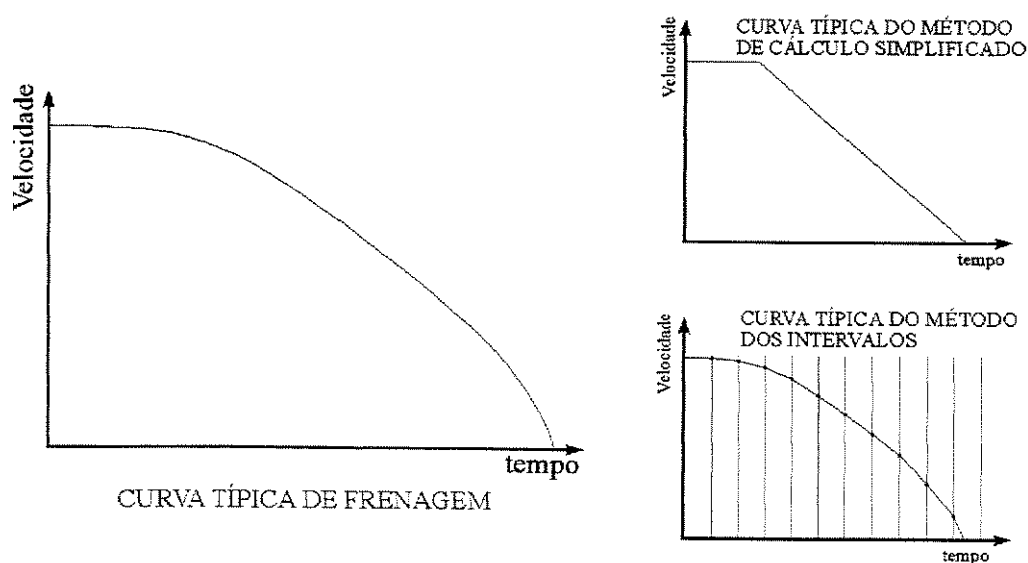


Figura 1.1 - Curvas Típicas de Frenagem: real e teóricas

Nicolau [56], da RFFSA, apresenta exemplos de simulações comparadas a resultados de cálculos processados manualmente pelo método simplificado de cálculo da distância de parada de trem.

Blaine [36] propõe que o cálculo da distância de parada seja feita pelo mesmo processo, em análises estimativas de distância de parada pelo pessoal de operação das ferrovias.

A ABA - Air Brake Association [1] apresenta o Método dos Intervalos como sendo a maneira adequada para lidar com a não linearidade do processo de frenagem, propondo uma análise cíclica, processada manualmente, que seja capaz de considerar as variações com o decorrer do tempo.

A ASME - American Society of Mechanical Engineers apresenta, em uma de suas publicações [3], referências a um programa computacional utilizando o Método dos Intervalos, mostrando os resultados de algumas simulações.

Ribeiro [58], da CVRD, apresenta um programa computacional de simulação para uso em *mainframe*, utilizando o Método dos Intervalos, com o emprego do qual foram feitas simulações com trens daquela ferrovia, e os resultados comparados a experimentações práticas.

Martins [51] apresenta um programa computacional baseado no equacionamento matemático proposto e descrito pela Air Brake Association, adequado para ser utilizado em microcomputadores.

Destacam-se ainda os trabalhos de Iamonde [47], Barbosa [34] e Lavorente [49] que abordam o assunto e reforçam as posições dos demais autores aqui referidos.

1.5 Objetivo

O objetivo do presente trabalho é desenvolver um programa computacional para calcular o tempo e a distância de parada de trens unitários longos de carga, baseado no Método dos Intervalos, para uso em microcomputador, e utilizá-lo como ferramenta de pesquisa, procedendo uma série de simulações ordenadas, adequadas às condições das ferrovias nacionais, que permita um conhecimento mais preciso da influência das variáveis envolvidas no processo de frenagem de um trem longo.

Apresenta também propostas de métodos para o levantamento dos dados necessários para proceder os cálculos, de forma que possam se transformar em normas de procedimentos a serem adotados para que haja consistência na comparação de resultados de pesquisas.

Capítulo 2

Componentes dos Sistemas de Freio Ferroviários

Nos primórdios da ferrovia, a locomotiva, movida a vapor, era o único veículo da composição ferroviária capaz de frear. Possuía peso aderente suficiente nas rodas, para os trens curtos da época, e a frenagem era feita com a aplicação de contra-vapor e pelo acionamento manual do freio mecânico, composto por alavancas, que provocava a pressão de sapatas de madeira contra as rodas.

A partir do momento em que se pretendeu aumentar a quantidade de veículos no trem, verificou-se a necessidade de incorporar um sistema de freio em cada vagão que, a princípio, funcionava isoladamente. O freio do vagão era acionado por um volante instalado na parte superior de cada veículo que, ligado a um sistema de alavancas, provocava a aplicação de sapatas de madeira contra as rodas. Para isso era necessária a atuação heróica dos “guarda-freios”, que em paradas normais corriam sobre os vagões procurando apertar o maior número de freios possível.

Obviamente logo foi sentida a necessidade de um sistema de freio mais confiável e controlado através da locomotiva. Então dois sistemas passaram a ser experimentados e desenvolvidos comercialmente: o freio a vácuo e o freio a ar.

O freio a vácuo chegou a ser patenteado nos Estados Unidos em 1860, mas foi aplicado principalmente em veículos na Europa. Sua principal limitação recai no tamanho dos componentes (cilindros e câmaras), para que se obtenha força adequada, além do fato de haver perda de rendi-

mento em regiões de altitude elevada. No entanto chegou a ser fabricado até 1887 quando, após extensivos testes, a MCB - Master Car Builder's Association, órgão criado em 1867 nos Estados Unidos para ordenar a caótica situação referente a aceitação, manutenção e reparo de vagões de carga, estabeleceu a nível de padronização nacional que o freio ferroviário deveria ser de atuação através de ar comprimido. Atualmente os trens europeus também utilizam este sistema.

O freio a ar inicialmente utilizado era de aplicação direta através da locomotiva. Havia na locomotiva um compressor e um reservatório de ar ligados através de um encanamento geral a todos os vagões. Este encanamento é um conjunto de tubos que atravessam longitudinalmente cada veículo, ligados entre si por mangueiras flexíveis. Em cada vagão havia uma derivação no encanamento onde era conectado um cilindro de freio. Na aplicação do freio, o ar do reservatório da locomotiva era liberado para o encanamento geral, fazendo com que os cilindros de freio, existentes em cada veículo, fossem acionados. Cada cilindro tinha sua haste conectada a um sistema de alavancas e tirantes (timoneria de freio), que aplicavam as sapatas de freio contra as rodas.

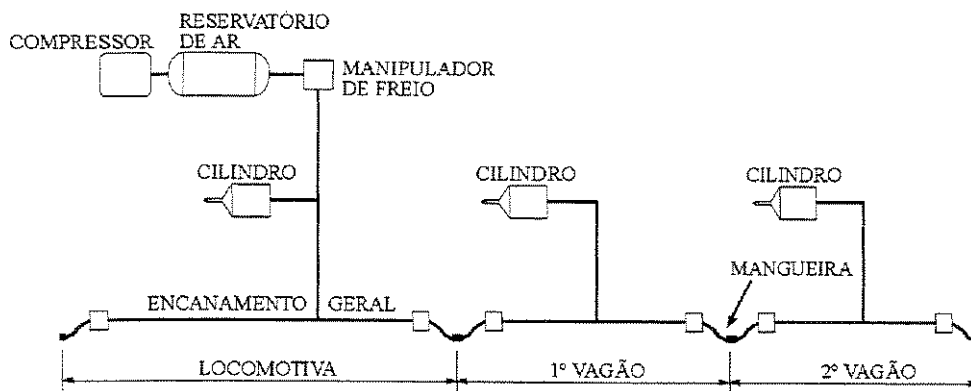


Figura 2.1 - Sistema de Freio a Ar Direto

Este freio passou a ser instalado em vagões norte-americanos por volta de 1870, mostrando-se eficiente, até ocorrerem alguns acidentes em função da quebra do acoplamento, onde o trem se separa em duas partes e a parte traseira fica com os freios totalmente inoperantes devido à ruptura no encanamento geral, e a parte da frente do trem fica com o freio seriamente comprometido. Além disso, quando foram montados trens com mais de 12 vagões, começaram a surgir problemas com o fato dos primeiros vagões terem seus freios acionados antes, e serem empurrados pelos de

trás que ainda não estavam com seus freios aplicados devido ao tempo necessário para que o ar chegasse em quantidade suficiente na parte traseira do trem para causar a aplicação dos freios. [1]

Então, para solucionar estes problemas, em 1872 passou a ser utilizado o freio a ar automático, assim chamado porque aplicava automaticamente no caso de haver queda de pressão no encanamento geral. Em cada veículo foi instalado um reservatório de ar auxiliar e uma válvula de controle que é acionada a partir de uma queda de pressão no encanamento geral, fazendo, assim, com que o ar seja liberado do reservatório auxiliar para o cilindro de freio. Esta válvula passou a ser denominada de “válvula tríplice” devido às suas três funções:

1 - Carregamento do sistema: liberando a passagem de ar do encanamento geral para o reservatório auxiliar de cada vagão até que ocorra a equalização dessas pressões, mantendo o reservatório auxiliar carregado e pronto para atuar. Nessa situação o cilindro de freio está em condição de alívio, com a sua exaustão liberada para a atmosfera.

2 - Aplicação do freio: ao haver uma queda de pressão no encanamento geral, a válvula interrompe a ligação entre o encanamento geral e o reservatório auxiliar, liberando o ar deste para o cilindro até equilibrar as pressões no sistema, fazendo com que a haste do cilindro avance acionando a timoneria de freio aplicando as sapatas contra as rodas.

3 - Aplicação parcial: situação em que todas as passagens de ar ficam fechadas, o que permite obter vários graus intermediários de intensidade de aplicação dos freios.

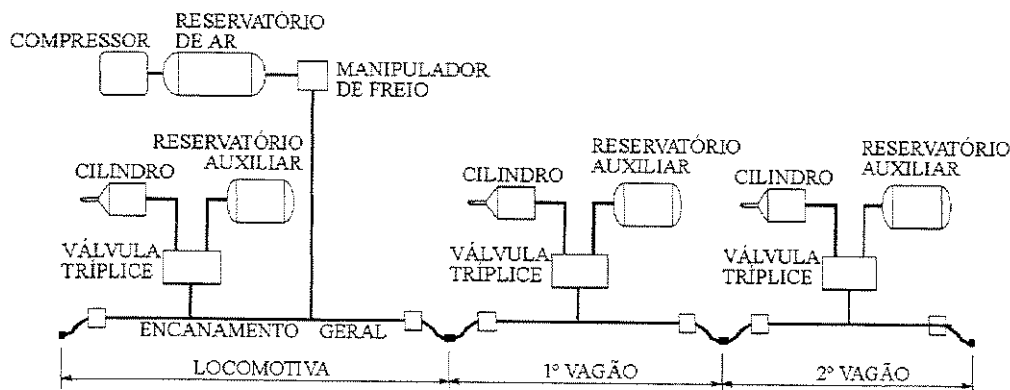


Figura 2.2 - Sistema de Freio a Ar Automático

As primeiras válvulas tríplexes comercializadas em 1873 serviam tanto aos veículos que transportavam carga como aos destinados ao transporte de passageiros. Operavam através de diafragmas de borracha que tinham a pressão do encanamento geral atuando em uma face e a pressão do reservatório atuando na outra. Diferenças de pressão faziam com que os diafragmas movessem válvulas internas que permitiam a aplicação ou o alívio do freio.

Devido ao interesse em se garantir longo período entre manutenções, os diafragmas foram substituídos por pistões metálicos com anéis de vedação em 1875, pois a tecnologia da borracha na época não era desenvolvida o suficiente a ponto de produzir diafragmas que resistssem ao tempo como se desejava.

Por volta de 1880 começam a ser formados trens de carga com uma quantidade já considerável de vagões (30 a 50), o que em termos operacionais começou a se diferenciar significativamente da operação de trens de passageiros que raramente continham mais que 6 carros tracionados. Daí para a frente as válvulas de freio para carros de passageiros passaram a evoluir na busca de condições de conforto e alta velocidade e as válvulas para vagões evoluíram para dar condições seguras de controle a trens cada vez mais longos e pesados.

Hoje, o freio de veículos destinados ao transporte de passageiros evoluiu para atender situações específicas, uma vez que os freios de um trem metropolitano exigem condições operacionais diferentes de um trem de subúrbio ou de um trem de longo percurso. A busca é sempre proporcionar o máximo de conforto aos passageiros, atendendo às necessidades de frequência de frenagem e intensidade de desaceleração. São normalmente aplicados nestes sistemas recursos mais sofisticados como o freio a disco e a transmissão elétrica de sinais para acionamento das válvulas de freio.

Já o vagão de carga exige facilidade de manutenção em locais de difícil acesso e com poucos recursos. Isto fez com que mantivesse a simplicidade e a robustez originais, de modo a exigir um mínimo de manutenção. O principal alvo em termos de evolução do sistema de freio utilizado em vagões de carga é a confiabilidade e a operacionalidade em trens cada vez mais longos e pesados.

Em trens de carga trafegando em longas rampas descendentes, era comum ocorrerem problemas quando se faziam sucessivas aplicações, necessárias para controlar o trem na descida. Devido ao tempo relativamente longo de resposta do sistema para aliviar os freios nos vagões da parte traseira do trem, ocorria de se fazer uma aplicação e algumas válvulas ainda estarem em processo de alívio dos freios, de modo que o maquinista aplicava os freios e sentia o trem aumentando sua velocidade. Com o objetivo de solucionar este problema foi criado um sistema de equalização de descarga que, através de um reservatório equilibrante localizado na locomotiva, retardava a queda de pressão em aplicações sucessivas.

Em 1883 passou a ser utilizada a válvula retentora de alívio na exaustão do cilindro de freio. Isto fazia com que fosse mantida uma pressão de 69 kPa (10 psi) no cilindro, de modo que o tempo de recarregamento do sistema pneumático passava a ser menor, evitando com isso que fosse necessário parar o trem para carregar totalmente o sistema antes de descer uma rampa longa, como era prática na época. Passou a ser utilizado também o freio de emergência, com o emprego de um reservatório de ar adicional que fornecia o ar complementar para o cilindro, no caso de uma aplicação de freio de emergência, fazendo com que a frenagem fosse mais intensa e rápida, aumentando a força de frenagem em torno de 20% [36].

Testes realizados em 1886, coordenados pelo Comitê de Freios da Master Car Builder's Association, mostraram problemas no controle de trens de carga com mais de 25 vagões vazios durante a frenagem de emergência. Nestas condições, os choques entre os vagões eram muito violentos em função das grandes folgas existentes nos acoplamentos que nesta época eram compostos por sistemas rudimentares de ganchos e manilhas, sem um sistema de amortecimento longitudinal. Associado a isto, o tempo de transmissão da queda de pressão ao longo do encanamento geral fazia com que os vagões de trás demorassem bem mais que os da frente para terem seus freios aplicados, de modo que ficavam livres para se deslocarem longitudinalmente de maneira inadequada.

Isto fez com que em 1887 a válvula tríplice passasse a incorporar a função de ação acelerada, o que fazia com que parte da pressão do encanamento geral fluísse para o cilindro e, assim, acelerava a transmissão em aplicações de freio de emergência.

No início do século XX, a evolução do projeto estrutural do vagão de carga foi estrondosa com a aplicação do aço e com o desenvolvimento de sistemas de acoplamento com folgas reduzidas e amortecimento longitudinal entre os veículos.

Isto fez com que em 1906 surgisse a válvula tipo K com a característica de aplicação de serviço acelerado, resultando em uma atuação mais uniforme em trens longos. Esta válvula passou a ser o padrão para trens de carga nas ferrovias norte-americanas até o ano de 1933.

Após o final da I Grande Guerra Mundial, a American Railway Association coordenou a realização de diversos testes em trens de até 150 vagões, onde foram colhidos subsídios para o desenvolvimento da válvula AB, que incluía uma função de aplicação de serviço rápido melhor e mais eficiente, carregamento retardado, garantia de alívio, e aplicação mais sensível que a válvula K. Esta válvula era composta por módulos, com um suporte central tendo de um lado a porção de serviço e do outro lado a porção de emergência, permitindo uma velocidade de transmissão muito mais rápida no caso de uma aplicação de emergência. Adicionalmente, uma característica de aumento controlado da pressão no cilindro diminuía os efeitos dos choques longitudinais entre os vagões.

Em 1964 surge a válvula ABD, que apresenta algumas poucas melhorias no desempenho, incluindo a função de alívio acelerado de serviço, mais adequado e seguro em trens longos por acelerar ainda mais o alívio do freio nos vagões da parte traseira do trem. Mas a grande mudança consistiu na volta do emprego dos diafragmas internos no lugar dos pistões metálicos. Com a tecnologia da borracha já devidamente desenvolvida, o prazo de manutenção das válvulas de freio passa a ser significativamente maior.

Com o constante aumento no comprimento dos trens, em 1970 passou a ser adotada a válvula ABDW, que é a válvula ABD acrescida de um módulo W responsável pela aceleração e maior uniformidade na ação de aplicação do freio em trens longos que trafegam em velocidades mais elevadas. Testes demonstraram que distâncias de parada, em frenagens de serviço com válvulas ABDW, são aproximadamente 15 a 25% mais curtas do que com válvulas AB ou ABD, devido à

velocidade, consideravelmente superior, da transmissão da redução de pressão no encanamento geral ao longo do trem. Quanto mais longo o trem, maior é o benefício.

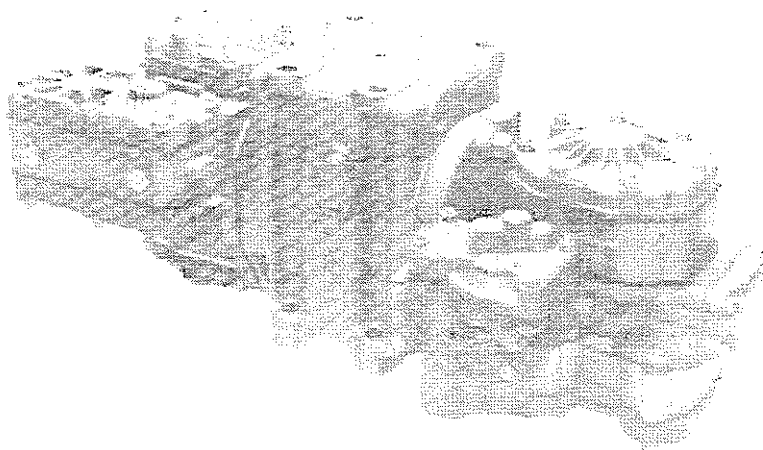


Figura 2.3 - Válvula de Freio Tipo ABDW / DB-60 (Fonte [55])

E, finalmente, em 1989, a AAR - Association of American Railways passa a adotar como padrão a válvula tipo ABDX. A válvula ABDW é uma adaptação da ABD que por sua vez é uma adaptação da AB. A válvula ABDX surge como um projeto novo mais simples e conseqüentemente com ganhos na confiabilidade e no desempenho.

O cilindro de freio aciona a timoneria de freio do vagão que é composta por alavancas e tirantes que transferem a força do cilindro para as sapatas. A timoneria deve ter a configuração mais simples possível para reduzir perdas na transmissão das forças, mas às vezes resulta em projetos complexos para que sejam obtidas as forças necessárias nas sapatas, dentro das limitações de espaço. Existem hoje sistemas compactos onde os cilindros de freio atuam diretamente junto às sapatas de freio, dispensando assim as timonerias, mas ainda são pouco utilizados devido principalmente a dificuldades de manutenção.

De modo a atender a todas as condições de uso, desde rodas e sapatas novas até os limites de desgastes destes componentes, passou a ser incorporado à timoneria de freio um equipamento que procede o ajuste necessário para compensar os desgastes. É o ajustador de folga que funciona

como um tirante de comprimento variável que mantém constante a folga entre as sapatas e as rodas e mantém constante o volume no interior do cilindro de freio. A partir de 1966 passou a ser utilizado o ajustador de folga automático de dupla ação, dispensando ajustes manuais tanto no caso de desgaste como no caso de substituição de sapatas e rodas.

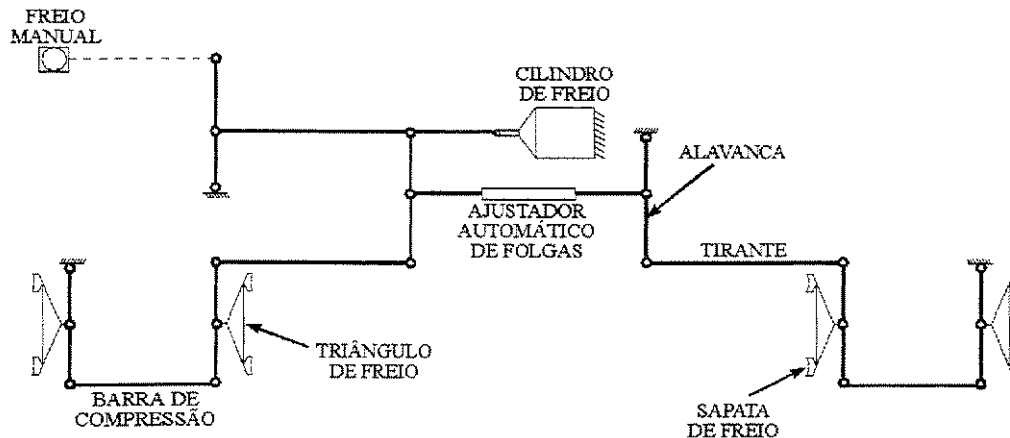


Figura 2.4 - Exemplo de Timoneria de Freio

Com relação às sapatas de freio que originalmente eram de madeira, herança das antigas carruagens puxadas por cavalos, em 1853 foram substituídas por sapatas de ferro fundido. Nesta época as velocidades maiores dos trens já requeriam uma frenagem mais intensa e começou a ocorrer de sapatas de madeira se incendiarem. As sapatas de freio de ferro fundido resultavam em grande variação do coeficiente de atrito durante o processo de frenagem. Já em 1937, ensaios mostravam vantagens em se utilizarem sapatas de composição fenólica, material empregado pela indústria automobilística, que apresentam um coeficiente de atrito mais alto e mais uniforme em função da variação da velocidade. Em 1955 este tipo de sapata passou a ser padrão nas ferrovias do âmbito da AAR.

Com a evolução do projeto estrutural do vagão de carga, com o emprego de aços estruturais de maior resistência, passaram a ser fabricados veículos bastante leves e com alta capacidade de carga, e em alguns casos passou a haver uma diferença muito grande entre o peso do vagão vazio e do vagão carregado. Nesta condição o sistema precisa conter um dispositivo vazio-carregado, de acionamento manual ou automático, que seja capaz de alterar a relação de alavancas da timoneria

para que o freio seja adequadamente operante nas duas condições. A necessidade deste sistema já era sentida em 1910 quando começou a ser utilizada uma variação da válvula K em uso na época, que incorporava um sistema vazio-carregado (Empty-Load). Esta válvula foi denominada KDEL. O sistema continha um cilindro diferencial que na condição de vagão vazio recebia a pressão do ar nas duas faces do êmbolo, de áreas diferentes, havendo portanto uma redução parcial da força exercida pela haste do cilindro. Na situação de vagão carregado a válvula era posicionada manualmente para atender a esta condição, de modo que interrompia a passagem de ar para a área de reação do êmbolo do cilindro de freio. Esta solução acabou sendo descartada devido à despadronização dos componentes, o que trazia dificuldades em termos de manutenção. Em 1970 passou a ser utilizado um novo equipamento denominado comutador automático vazio-carregado, que contém um sensor que é acionado em função da deflexão das molas dos truques que acusam a situação de vagão carregado. Este sensor aciona o travamento de um tirante especial da timoneria de freio que, atuando, faz com que a relação de alavancas se altere para atender à condição de vagão carregado.

2.1 A Tecnologia Ferroviária no Brasil

Desde 1867, quando foi formada a MCB (Master Car Builder's), associação dos fabricantes de veículos ferroviários dos Estados Unidos, o objetivo tem sido padronizar o sistema ferroviário como um todo para permitir as operações de intercâmbio onde um vagão deve estar habilitado para trafegar em qualquer trem de qualquer ferrovia. O objetivo deste sistema é a otimização do uso dos veículos. Uma ferrovia libera um trem carregado e não precisa esperar que seus vagões voltem vazios para carregá-los novamente. Simplesmente utiliza vagões disponíveis pertencentes a outra ferrovia, sabendo que os seus serão usados por outros assim que estiverem disponíveis. Sistemas de tarifação adequados permitem o uso e a reparação de um vagão por uma ferrovia que não o possua.

Evidentemente a padronização é vital nesta situação. Portanto desde então e até hoje, as normas da AAR são normas de *padronização de intercâmbio*. Os benefícios disto para a ferrovia e para a economia norte-americanas são enormes.

O Brasil segue o rastro deste desenvolvimento tecnológico uma vez que sabiamente as ferrovias brasileiras decidiram adotar estas normas, apesar de não pertencermos ao âmbito de atuação das normas norte-americanas.

Entretanto os objetivos a nível de intercâmbio não foram predominantes no desenvolvimento das nossas ferrovias, e aliado ao fato de termos sido colonizados tecnologicamente, houve diversas oportunidades para que a despadronização ocorresse, a começar pela bitola das vias ferroviárias. Bitola é a distância interna entre os boletos (parte superior) dos trilhos.

O estudo das origens e conseqüências da despadronização de bitola no Brasil daria material para muita dissertação e pesquisa dentro do âmbito técnico, econômico e político. O que nos interessa destacar aqui é que o padrão internacional é a bitola de 1,435 m e que no Brasil as ferrovias, além de não terem a bitola padrão, têm duas bitolas diferentes: 1,00 m e 1,60 m.

Uma vez despadronizada a bitola, tudo que depende dela passa a ser despadronizado como eixo, rodeiro, truque, largura e altura do veículo, altura do engate, altura do centro de gravidade, além das obras civis como pontes, viadutos, túneis e o próprio traçado da via.

O Brasil sofre hoje as conseqüências desta despadronização que remonta à origem da implantação da ferrovia no país, e as ferrovias não têm outra alternativa a não ser conviver com isto da melhor maneira possível, visto que a padronização é economicamente inviável por necessitar de muito recurso financeiro por envolver toda a frota e toda a malha ferroviária. Uma das soluções adotadas é a colocação de um terceiro trilho em alguns trechos.

Isto fez com que cada ferrovia criasse suas próprias normas de especificação e manutenção, mas sempre baseadas nas últimas versões das normas da AAR devidamente adaptadas às nossas condições.

Atualmente a ABNT, com o apoio e a contribuição das ferrovias, fabricantes e centros de pesquisas, vem criando normas brasileiras com o objetivo de padronizar ou, na pior das hipóteses, limitar a despadronização dos nossos sistemas e componentes ferroviários.

No tocante ao freio de veículos de carga, a variação da bitola só influi no projeto da timoneria de freio devido às diferentes larguras dos estrados dos vagões. Entretanto, em sendo devidamente projetada para que transmita adequadamente a força do cilindro para as sapatas, o sistema de freio passa a se enquadrar nas normas concebidas para veículos de bitola diferente.

Como as ferrovias brasileiras assumiram que as taxas de frenagem independem da bitola, então toda a tecnologia de freio desenvolvida pelos norte-americanos passa a ser válida também para elas.

Hoje, no Brasil, existem sistemas de transporte ferroviário, como é o caso de Estrada de Ferro Carajás, com capacidade de carga equivalente às mais modernas ferrovias do mundo, operando com veículos modernos e com equipamentos de última geração, em trens unitários com mais de 200 vagões.

Trens unitários longos e relativamente modernos também são operados na Estrada de Ferro Vitória a Minas e por Superintendências Regionais da RFFSA nas regiões de Minas Gerais, Paraná e Rio Grande do Sul. Junto à FEPASA há o projeto e implantação da Ferrovia da Soja que deverá promover o escoamento das safras do interior do país para o porto de Santos.

Esta é a moderna ferrovia brasileira, foco deste nosso estudo, em contraste com a ferrovia decadente dos pequenos trens de carga, operando em sistemas inadequados à realidade atual, que vem lutando pela sobrevivência, sufocada pela versatilidade e modernidade do transporte rodoviário.

Portanto, os trens unitários de carga em uso no Brasil, da mesma forma que nos Estados Unidos da América, estão equipados com sistemas de freio tipo AB, ABD e ABDW / DB-60. E

isto torna válidos e coloca a disposição das ferrovias brasileiras grande parte das pesquisas, testes, ensaios e estudos desenvolvidos pela engenharia norte-americana.

Além disso, diversos estudos, pesquisas, testes e ensaios são regularmente desenvolvidos pelas ferrovias brasileiras, fabricantes, centros de pesquisas e universidades, com o objetivo de solucionar problemas e conhecer melhor o desempenho dos trens durante a frenagem.

2.2 Sistema de Freio da Locomotiva

Uma locomotiva moderna comporta sistemas destinados à sua própria frenagem e responsável pela frenagem de todo o trem.

Na cabine da locomotiva existe um manipulador de freio com duas alavancas, uma superior e uma inferior. A alavanca superior permite o controle do freio a ar através da redução da pressão no encanamento geral, provocando a atuação dos freios em todos os veículos do trem inclusive a locomotiva. A alavanca inferior permite a aplicação do freio a ar independente, que aplica os freios somente na locomotiva. O sistema de freio a ar da locomotiva, da mesma forma que nos vagões, contém uma válvula de controle, sensível a quedas de pressão no encanamento geral.[62]

Existe ainda o sistema de freio dinâmico que pode ser reostático ou regenerativo. Como os motores de tração estão engrenados aos eixos, faz-se com que os motores sejam convertidos eletricamente em geradores e a energia cinética do trem é transformada em energia elétrica que, ou se dissipa pelas grades de resistência (sistema reostático) ou é devolvido à rede elétrica (sistema regenerativo). A aplicação do freio dinâmico é limitada à capacidade de dissipação ou regeneração de energia.[2]

2.3 Relação entre Volumes

Os conceitos básicos de freio a ar automático, estabelecidos em 1872, permanecem válidos até hoje. Na época foi definido que a relação entre os volumes do reservatório auxiliar e do cilindro de freio seria de 4 para 1. Desta forma, estando o reservatório carregado com uma pressão de 483 kPa (70 psi), uma redução de 138 kPa (20 psi) de pressão no encanamento geral causará a equalização total entre as pressões do reservatório, do cilindro e do encanamento geral, com 345 kPa (50 psi).

Pressão de equalização é a pressão de equilíbrio do conjunto quando volumes diferentes com pressões diferentes são ligados entre si.

Cada ferrovia estabelece para cada caso qual a pressão que deve ser usada no encanamento geral de modo que se garanta de maneira adequada o controle do trem. Normalmente trens de carga trabalham com pressão de 483, 552 ou 620 kPa (70, 80 ou 90 psi) no encanamento geral. Já em carros de passageiros, são utilizadas pressões maiores para serem obtidas forças mais intensas de frenagem.

Entretanto, uma pressão de trabalho mais elevada resulta em uma maior solicitação do compressor e surgem maiores problemas com vazamentos.

Por exemplo, o reservatório de ar auxiliar tendo um volume de 40 dm^3 , o cilindro de freio, com 254 mm de diâmetro, na posição de atuação, tem um volume de 10 dm^3 .

Nestas condições as pressões mostradas na tabela 2.1 são obtidas na equalização.

Carga de pressão do encanamento geral e no reser- vatório auxiliar		Redução de pressão no encanamento geral para causar a equa- lização das pressões		Pressão de equali- zação total de ser- viço no cilindro de freio	
(kPa)	(psi)	(kPa)	(psi)	(kPa)	(psi)
483	70	138	20	345	50
620	90	179	26	441	64
758	110	221	32	538	78

Tabela 2.1 - Pressão de Equalização do Sistema de Freio a Ar

Capítulo 3

Princípios da Frenagem Ferroviária

3.1 Força Retardadora

O processo de frenagem é representado por uma aceleração negativa na relação fundamental:

$$F = m \cdot a \quad \begin{array}{l} a > 0 : \text{aceleração} \\ a < 0 : \text{frenagem} \end{array} \quad (3.1)$$

Onde: F = força (N)

m = massa (kg)

a = aceleração (m/s^2)

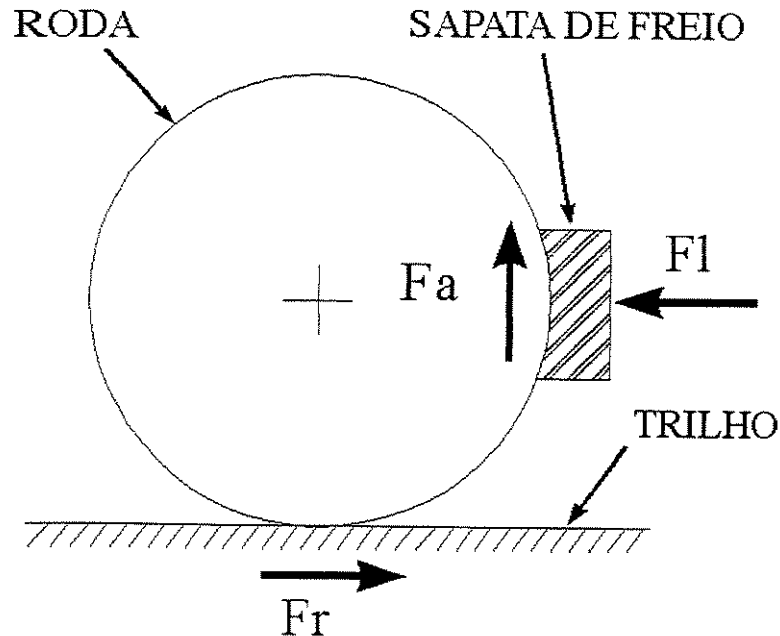


Figura 3.1 - Frenagem por Atrito

A força de frenagem no trem é produzida pelo atrito da sapata de freio contra a roda, conforme mostrado na figura 3.1.

$$F_a = F_l \cdot \mu \quad (3.2)$$

Onde: F_a = força de atrito entre a sapata de freio e a roda (N)

F_l = força líquida de frenagem (N)

μ = coeficiente de atrito entre a sapata de freio e a roda

Esta força deve permanecer dentro do limite de aderência entre a roda e o trilho para que não haja deslizamento, de modo que nesta condição podemos dizer que a força de atrito entre a sapata e a roda é igual à força de aderência entre a roda e o trilho.

$$F_r = F_a \quad (3.3)$$

Isto nos permite determinar a demanda de aderência através da relação entre a força de aderência e a parcela do peso do trem correspondente à cada roda, conforme mostra a figura 3.2.

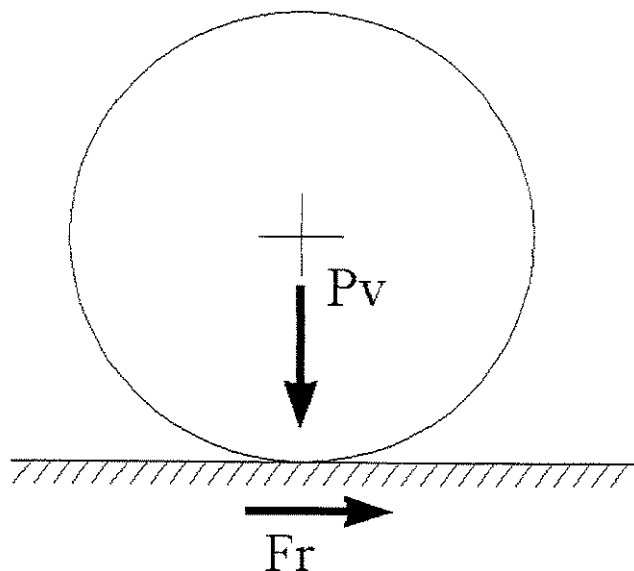


Figura 3.2 - Força Retardadora

$$P_v = m \cdot g \quad (3.4)$$

Onde: P_v = peso do vagão (N)

g = aceleração da gravidade (m/s^2)

$$F_r = P_v \cdot ad \quad (3.5)$$

Onde: ad = aderência

$$ad = \frac{F_r}{P_v} \quad (3.6)$$

3.2 Limites de Aderência

Através de ensaios foram determinadas curvas de limites de aderência entre a roda e o trilho, em função da velocidade do trem. Um exemplo de curva deste tipo é mostrada na figura 3.3, onde trilho normal representa as condições normais adequadas ao tráfego; e trilho ruim representa a situação onde as superfícies do trilho ou da roda estão molhadas ou com algum óleo, folhas, sujeira, etc.

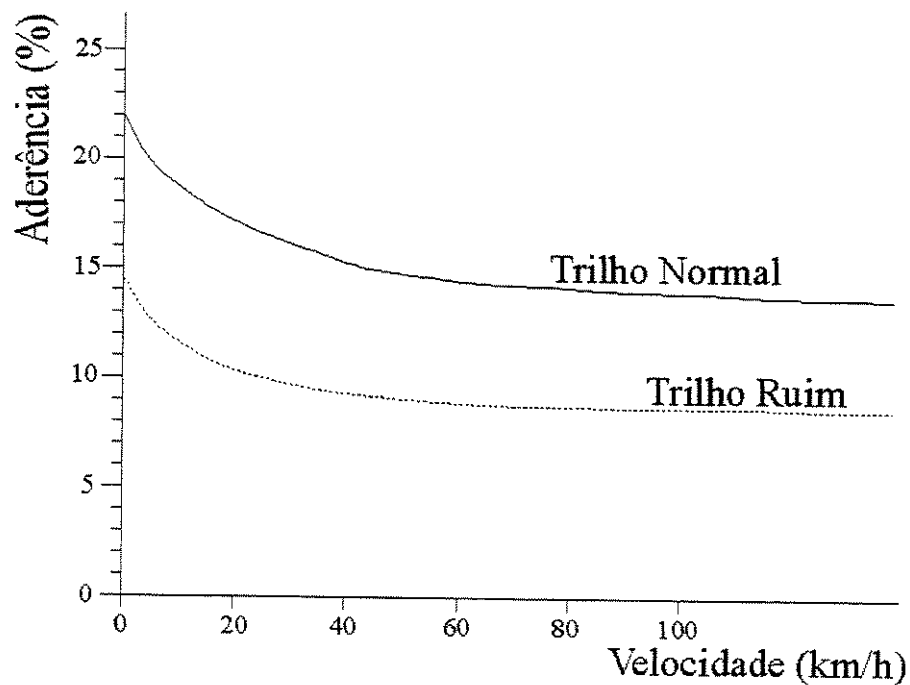


Figura 3.3 - Curvas Limites de Aderência (Fonte [2])

A aderência representa o engastamento entre as superfícies da roda e do trilho e está mostrada esquematicamente na figura 3.4.

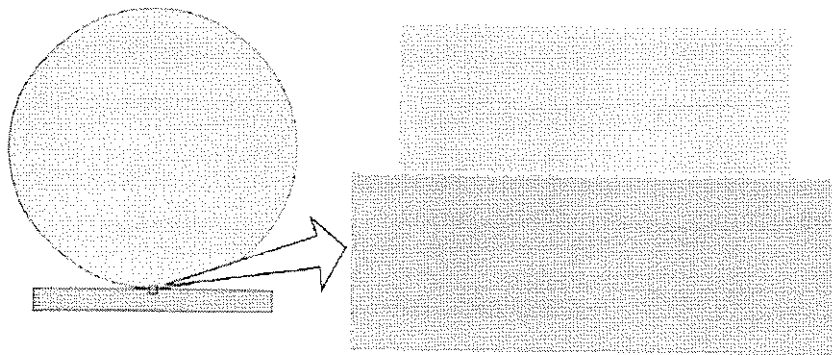


Figura 3.4 - Esquema Representativo da Aderência entre a Roda e o Trilho

Ultrapassando o limite de aderência, a roda passa a escorregar sobre o trilho. Nesta condição a força de desaceleração diminui porque o coeficiente de atrito entre as superfícies metálicas é menor que a aderência entre elas.

Além disso, a roda não rola mais sobre o trilho, mas escorrega, mantendo um contato puntual com grande elevação de temperatura no ponto de contato devido ao atrito, o que pode causar sério dano (calo) à roda.

Portanto a frenagem deve ocorrer de modo a garantir que o limite de aderência não seja ultrapassado.

3.3 Resistência de Rampa

A resistência de rampa é representada pela componente da força peso, na direção paralela ao plano dos trilhos sobre o qual o veículo trafega. Esta componente tem sentido coincidente com o movimento do trem em rampa descendente, e contrário em rampa ascendente, conforme mostra a figura 3.5.

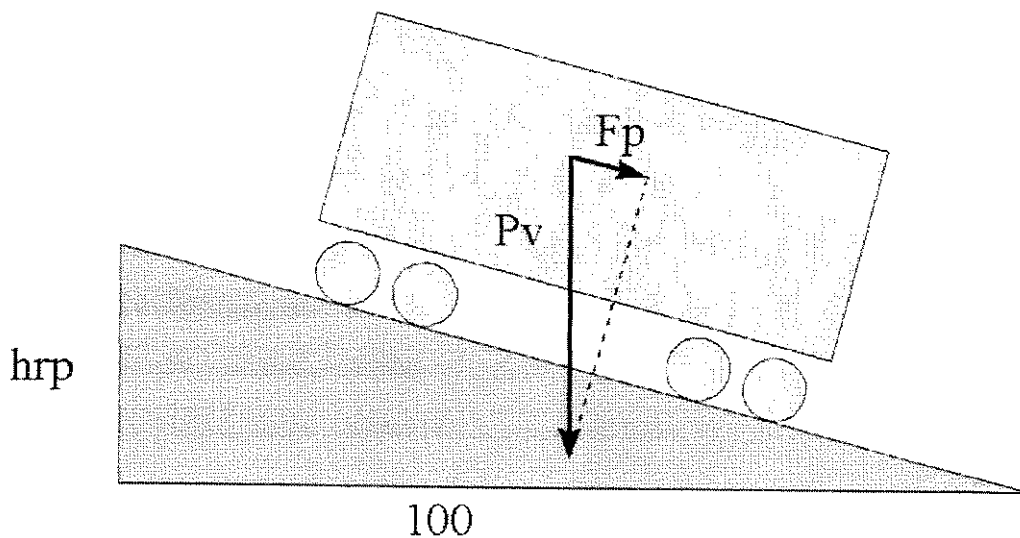


Figura 3.5 - Força de Rampa

Porcentagem de rampa corresponde a uma inclinação da via em um determinado intervalo de comprimento. É o valor que representa a variação da quantidade de unidades de comprimento na direção vertical em relação a 100 unidades na direção horizontal, em um trecho onde esta variação pode ser considerada uniforme.

Por semelhança entre os triângulos de força e de rampa mostrados na figura 3.5, resulta que:

$$\frac{F_p}{P_v} = \frac{hrp}{(100^2 + hrp^2)^{\frac{1}{2}}} \quad (3.7)$$

Onde: F_p = força de rampa (N)

hrp = inclinação de rampa (%)

O nosso interesse é determinar a força de rampa correspondente a uma determinada combinação de peso do veículo e a inclinação do trecho onde ele está trafegando, portanto:

$$F_p = \pm \frac{P_v \cdot hrp}{(100^2 + hrp^2)^{\frac{1}{2}}} \quad (3.8)$$

O sinal positivo corresponde a rampa ascendente e o negativo a rampa descendente.

A Air Brake Association [1] considera que, para as rampas normalmente encontradas em ferrovias (inferiores a 4%), o termo inferior desta última equação pode ser considerado como sendo igual a 100, o que resulta em:

$$F_p = \pm \frac{P_v \cdot hrp}{100} \quad (3.9)$$

3.4 Resistência de Curva

A resistência de curva pode ser transformada em um valor equivalente de resistência de rampa que resulte na mesma desaceleração. Esta resistência corresponde a um valor de porcentagem de rampa que somado à porcentagem de rampa propriamente dita resulta no que se conhece por rampa compensada. Neste caso é utilizado, no cálculo de resistência do veículo, um único valor de porcentagem de rampa compensada que, além da rampa, leva também em consideração a existência de curva no trecho de via em estudo. No processo de cálculo utilizado no presente estudo não se emprega o conceito de rampa compensada pois é calculada a força resistente de rampa, com base na inclinação de rampa, e a força resistente de curva com base no raio de curva. Estas forças de resistência são calculadas independentemente e são utilizadas no cálculo da resistência total do trem.

O efeito do raio de curvatura horizontal na resistência ao movimento do trem foi determinado através de ensaios. Pela análise dos resultados verificou-se que há uma resistência de aproximadamente 1 lb/ton (uma libra de força resistente para cada 2000 libras de peso do veículo) para cada grau de curvatura [8], sendo grau de curvatura definido como sendo o ângulo correspondente a uma corda de 100 pés, conforme mostrado na figura 6.3.

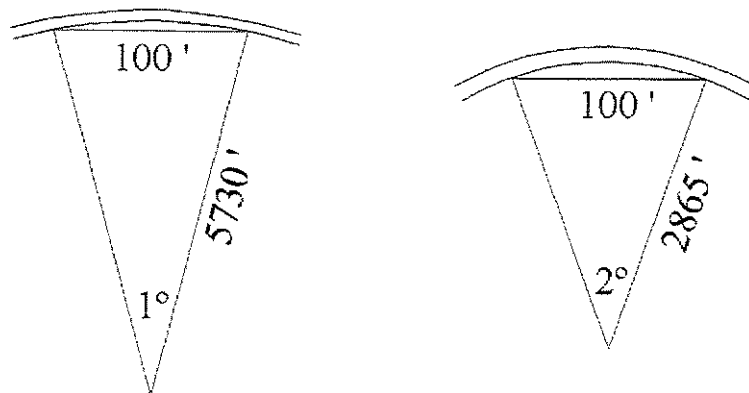


Figura 3.6 - Grau de Curvatura (Fonte [2])

Dáí resulta que:

$$\frac{1 \text{ lb}^{(*)}}{1 \text{ ton}^{(*)}} = \frac{1 \text{ lb}^{(*)}}{2000 \text{ lb}^{(*)}} \quad (3.10)$$

(*) Estas unidades foram preservadas para demonstrar a origem da equação de resistência de curva.

Portanto, para cada grau de curvatura resulta que:

$$R_v = \frac{1}{2000} \cdot P_v \quad (3.11)$$

Onde: R_v = resistência de curva (N)

Convertendo as unidades para o Sistema Internacional:

$$R_v = \frac{k_{rv} \cdot P_v}{r_c} \quad (3.12)$$

Onde: k_{rv} = constante de resistência de curva

r_c = raio de curva (m)

A constante de resistência de curva k_{rv} é obtida da relação entre o raio correspondente a um grau de curvatura (5730 pés = 1746,5 m) e 2000 corresponde à relação entre 1 ton e 1 lb:

$$k_{rv} = \frac{1746,5}{2000} = 0,873 \text{ m} \quad (3.13)$$

Estudos desenvolvidos por Brina [38] para adaptação desta constante às bitolas brasileiras, resultou na seguinte conclusão:

$k_{rv} = 0,5$ m para bitola métrica (1,00 m)

$k_{rv} = 0,8$ m para bitola larga (1,60 m)

3.5 - Resistência do Trem

Dos diversos estudos buscando equacionar o conjunto de variáveis envolvidas na resistência do trem, o mais aceito é o desenvolvido por W. J. Davis e apresentado em 1926, conhecido por Fórmula Davis [2].

$$R = 1,3 + \frac{29}{w} + 0,045 \cdot vl + \frac{0,0005 \cdot at \cdot vl^2}{w \cdot ne} \quad (3.14)$$

Onde: R = resistência (lb/ton) ^(*)

at = área da seção transversal do vagão (ft²) ^(*)

vl = velocidade (mph) ^(*)

w = peso por eixo (ton) ^(*)

ne = quantidade de eixos por vagão

(*) Estas unidades foram preservadas para demonstrar a origem da equação de resistência do trem.

As três parcelas componentes desta fórmula representam: resistência nos mancais de rolamento, resistência no contato dos flanges das rodas contra os trilhos e resistência do ar, como segue:

$$\text{Mancais de fricção:} \quad 1,3 + \frac{29}{w} \quad (3.15)$$

$$\text{Flanges das rodas:} \quad 0,045 \cdot vl \quad (3.16)$$

$$\text{Ar:} \quad \frac{0,0005 \cdot at \cdot vl^2}{w \cdot ne} \quad (3.17)$$

As constantes 0,045 e 0,0005 aplicavam-se a vagões. Para locomotivas estes valores deviam ser substituídos por 0,03 e 0,0024 respectivamente.

Naquela época os veículos em uso eram mais leves que os atuais. Além disso os sistemas de rolamento dos conjuntos de rodeiros eram constituídos por mancais de fricção. Portanto a fórmula original não se aplica aos veículos hoje em uso.

Para que ficasse adequada às condições atuais de peso dos veículos e o uso de mancais de rolamentos, a Air Brake Association apresentou a fórmula seguinte denominada Fórmula Davis Corrigida:

$$R = 0,60 + \frac{20}{w} + 0,01 \cdot vl + \frac{0,07 \cdot vl^2}{w \cdot ne} \quad (3.18)$$

Considerando que a maioria dos vagões têm a área da seção transversal entre 140 e 160 ft², o termo (0,0005 . a . vl²) foi simplificado para (0,07 . vl²).

Convertendo as unidades para o Sistema Internacional e adequando a fórmula para que se obtenha o valor da resistência em unidades de força, resulta em:

$$R_r = \frac{P_v}{3331} + 356 + \frac{v \cdot P_v}{89334} + \frac{(2,237 \cdot v^2)}{3,185} \quad (3.19)$$

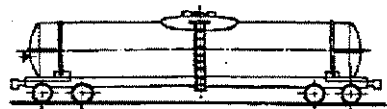
Onde: R_r = Resistência (N)

v = velocidade (m/s)

Nesta fórmula já está considerado que o número de eixos por vagão é igual a 4.

3.6 Peso do Vagão

Os principais tipos de vagões, utilizados pelas ferrovias, são os mostrados na figura 3.7.



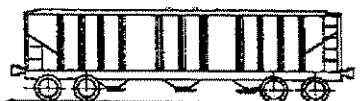
TANQUE



GÔNDOLA



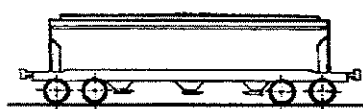
PLATAFORMA



HOPPER



FECHADO



HOPPER TANQUE

Figura 3.7 - Principais Tipos de Vagões (Fonte [43])

Vagão Tanque: utilizado no transporte de líquidos como combustíveis, água e produtos químicos.

Vagão Plataforma: utilizado no transporte de cargas de grandes dimensões, containers, trilhos, toras, etc.

Vagão Fechado: utilizado no transporte de caixas e produtos que devem ser protegidos das intempéries.

Vagão Gôndola: utilizado no transporte de minérios e produtos a granel de alta densidade. Geralmente possui um sistema de descarga inferior ou é adaptado para descarga em girador de vagão (car-dumper).

Vagão Hopper (ou Vagão Tremonha): utilizado no transporte de cargas a granel, com densidade menos elevada. Pode ser aberto ou coberto, dependendo da carga ser resistente ou não à chuva. Possui sistema de descarga inferior através de portas ou tremonhas, acionadas manual ou automaticamente.

Vagão Hopper Tanque: utilizado no transporte de produtos pulverulentos de baixa densidade. Possui escotilhas com tampas na parte superior e portas ou tremonhas para descarga inferior, acionadas manual ou automaticamente.

Vale lembrar que a evolução do projeto estrutural de vagões vem procurando adaptá-lo à carga que deverá transportar. Cada vez mais os projetos são específicos para uma determinada carga em um determinado sistema de transporte, buscando um máximo de aproveitamento estrutural para que se obtenha um veículo o mais leve possível e que transporte o máximo de carga.

As normas da AAR [30] e ABNT [4] estabelecem valores de peso bruto para os vagões. Peso bruto é o valor da tara somada à carga útil. Tara é o peso do vagão vazio em condições normais de uso. Carga útil é o peso máximo de carga que o vagão comporta.

Segundo a AAR são definidas seis classes de eixos adequadas aos pesos brutos estabelecidos. Cada classe de eixo corresponde também a uma “manga” de eixo que representa as dimen-

sões (diâmetro e comprimento) das extremidades dos eixos no local onde estes se ajustam aos mancais de rolamento. A Tabela 3.1 é a reprodução da tabela contida na norma AAR.

	TRUQUE	VAGÃO
	MANGA DE EIXO	PESO BRUTO
CLASSE	(polegadas)	(libras)
B	4¼ x 8	103000
C	5 x 9	142000
D	5½ x 10	177000
E	6 x 11	220000
F	6½ x 12	263000
G	7 x 12	315000

Tabela 3.1 - Classes de Eixo - AAR (Fonte [30])

A ABNT utiliza a mesma classificação da AAR para a bitola métrica, incluindo a classe A já considerada obsoleta pela normalização norte-americana. Para a bitola larga são usadas letras de P a U correspondentes às mangas B a G respectivamente. A tabela 3.2 reproduz a tabela apresentada na norma ABNT.

		TRUQUE	VAGÃO
CLASSE		MANGA DE EIXO	PESO BRUTO
BIT. MÉTRICA	BIT. LARGA	mm	kN
A	--	95 x 180	300
B	P	110 x 205	470
C	Q	130 x 230	640
D	R	140 x 255	800
E	S	150 x 280	1000
F	T	165 x 305	1190
G	U	178 x 305	1430

Tabela 3.2 - Classes de Eixo - ABNT (Fonte [4])

Um fator limitante para a seleção da classe de eixo adequada é a capacidade da via. É necessário verificar se a via, por onde circulará o vagão, foi projetada para a carga considerada e também se as condições atuais de manutenção estão compatíveis com a carga prevista.

3.7 Taxa de Frenagem

Taxa de frenagem é a relação entre a força exercida pelas sapatas de freio e o peso do vagão.

Para a determinação desta taxa, a força exercida pelas sapatas é medida através de um ensaio estático com um dinamômetro especial que é instalado no lugar da sapata e mede a força exercida para as condições pré-estabelecidas de ensaio.

As normas da AAR [31] e da ABNT [8] estabelecem limites superiores para o valor da taxa de frenagem de modo a garantir que os limites de aderência não sejam ultrapassados durante a frenagem. As normas também estabelecem limites inferiores para que haja a garantia de que a fre-

nagem seja sempre adequadamente efetiva. Estes valores de taxa de frenagem estabelecidos para vagões com sapatas de freio de composição fenólica e para a pressão de 345 kPa (50 psi) no cilindro, são mostrados na tabela 3.3.

	Taxa de Frenagem para Vagão Carregado	Taxa de Frenagem para Vagão Vazio
Freio a Ar	Mínimo 6,5% Máximo 10%	Máximo 30%
Freio Manual	Mínimo 11%	

Tabela 3.3 - Taxas de Frenagem Limites (Fontes [31] [8])

3.8 Velocidade do Trem

Apesar de haver interesse em se trafegar com o trem na maior velocidade possível, verifica-se que a capacidade de frenagem é um dos principais fatores que levam a se estabelecerem limites de velocidade em função das características do trem e da via, principalmente em operações em rampas descendentes.

A energia cinética deve ser dissipada e para isso são usados os recursos dos freios a ar e dinâmico em seus limites para que seja possível parar um trem na menor distância, de maneira segura, e mesmo assim verificamos como resultados distâncias normalmente longas, sendo tanto maiores quanto maior for a velocidade do trem no momento do início da frenagem.

Os sistemas de sinalização e a divisão da via férrea em blocos, baseiam-se na capacidade de frenagem dos trens que operam no trecho e isto conseqüentemente depende da adoção de valores limites de velocidade. Portanto, para que as ferrovias estabeleçam limites de velocidade precisam conhecer o desempenho dos trens na via. Para trens de carga, as ferrovias brasileiras operam com velocidades que variam na faixa de 36 a 80 km/h (10 a 22 m/s).

Capítulo 4

Fatores que Influem na Frenagem

4.1 Procedimentos de Aplicação do Freio

As diversas possibilidades de aplicação dos freios, em um trem, são as seguintes:

- Aplicação do freio independente da locomotiva: utilizada em manobras curtas, em baixa velocidade. Em operação normal, seu uso não é recomendado por concentrar toda a força de frenagem na frente do trem [60];

- Aplicação do freio dinâmico da locomotiva: utilizada para controlar a velocidade do trem principalmente em longos trechos em declive. Normalmente é usada em conjunto com o a aplicação do freio de serviço;

- Aplicação do freio de serviço de maneira variável: utilizada para controlar a velocidade do trem de modo que permaneça dentro de condições adequadas à segurança de tráfego;

- Aplicação de freio de serviço de maneira cíclica: utilizada para controlar a velocidade do trem em longos trechos em declive (pouco utilizado atualmente porque os equipamentos modernos são automantenedores de pressão);

- Aplicação de freio de serviço de maneira uniforme: utilizada para controlar a velocidade do trem ou parar uniformemente;

- Aplicação de freio de serviço total: utilizada para parar uniformemente na menor distância possível de ser obtida em uma aplicação normal de freio, em condições adequadas de segurança;

- Aplicação de freio de emergência: utilizada para parar o trem na menor distância, independente de possíveis danos que possam vir a ocorrer à carga, ao trem ou à via, entretanto menores que os decorrentes de um acidente ou diminuindo as proporções de um acidente inevitável.

Nosso interesse está voltado à análise da menor distância possível de se parar com segurança, com uma aplicação normal de freio, ou seja, em uma aplicação de freio de serviço total, isoladamente ou em conjunto com o freio dinâmico.

4.2 Eficiência da Timoneria

Eficiência da timoneria é o valor, em porcentagem, que corresponde ao rendimento do sistema mecânico que transmite a força do cilindro para as sapatas de freio.

Primeiramente é feita a medição da força efetiva exercida na sapata de freio através de um ensaio com sapata dinamométrica. O valor obtido de força líquida é dividida pela força bruta que é a força teórica calculada em função da força do cilindro e da relação de alavancas da timoneria de freio.

Verifica-se na prática que a eficiência de uma timoneria convencional de freio de vagão é de aproximadamente 70%, para a pressão padronizada de ensaio do sistema pneumático de 50 psi (345 kPa) de pressão no cilindro de freio.

Quanto mais complexa é a timoneria de freio, maiores são as perdas na transmissão das forças, e conseqüentemente menor é a eficiência, podendo chegar a valores inferiores a 60%.

A análise de registros de ensaios realizados em 28 vagões novos, de diversos tipos, fabricados pela Cobrasma S/A, mostrou como resultado uma eficiência média de 70,7%, sendo a máxima de 84,4% e a mínima de 56,5%. [41]

Verifica-se que quanto maior for a força aplicada pelo cilindro, maior será a eficiência. Para pequenas forças a eficiência é nula pois as forças resistentes do sistema não são vencidas. Conforme a força aumenta, a eficiência também aumenta, tendendo a um valor máximo constante.

A figura 4.1 mostra a variação da eficiência, em relação à pressão exercida no êmbolo do cilindro de freio. É o resultado de um ensaio realizado em vagões gôndola para transporte de minério de ferro da CVRD, que opera na EFVM [58].

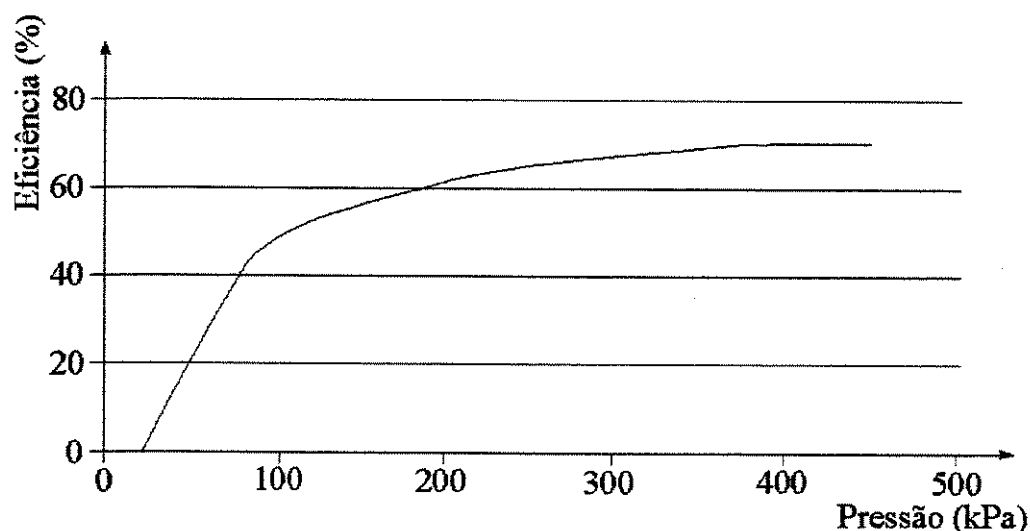


Figura 4.1 - Variação da Eficiência da Timoneria de Freio - Vagão Gôndola - CVRD
(Fonte [58])

O estado de uso e de manutenção do veículo também refletem na eficiência. Com o desgaste dos componentes do sistema, a eficiência diminui devido à maior resistência na transmissão das forças e ao desalinhamento dos componentes provocando perdas adicionais. Como exemplo,

medições feitas em vagões da CVRD que operam na EFC, apresentaram os resultados mostrados na tabela 4.1. Verificou-se uma perda de cerca de 20% na eficiência original. [40]

Vagão Gôndola - CVRD - EFC			
Eficiência da Timoneria (%)			
Vagão Novo ⁽¹⁾		Após 23 meses de uso ⁽²⁾	
Vazio	Carregado	Vazio	Carregado
76	64	61	51
(1) Medição na fábrica (Cobrasma S/A) em 07/85 - média de 13 vagões			
(2) Medição na CVRD em São Luís MA, em 06/87 - média de 4 vagões			

Tabela 4.1 - Exemplo da Variação da Eficiência da Timoneria de Freio (Fonte [40])

4.3 Coeficiente de Atrito entre a Sapata e a Roda

O coeficiente de atrito entre a sapata de freio e a roda é o valor que converte a força normal aplicada contra a superfície da roda em força tangencial de atrito. No caso onde não ocorre deslizamento da roda sobre o trilho, esta força de atrito é igual à força retardadora do veículo.

O valor do coeficiente de atrito depende de vários fatores, como:

- Características da massa fenólica da sapata de freio;
- Temperatura;
- Força aplicada;
- Velocidade;
- Umidade.

Os componentes de mistura fenólica, as proporções empregadas e o processo de fabricação das sapatas, refletem nos resultados de ensaios para a determinação do coeficiente de atrito [57].

Com relação à temperatura verifica-se, através de ensaios, que o coeficiente de atrito varia com a variação de temperatura, geralmente sendo menor para temperaturas mais elevadas [1].

Ensaio também demonstram que quanto maior for a força aplicada, menor será o valor do coeficiente de atrito. [57].

Verifica-se ainda que, frenagens iniciadas com velocidades maiores resultam em valores médios menores de coeficientes de atrito, havendo neste caso uma correlação entre frenagens mais prolongadas e temperaturas mais elevadas nas superfícies das rodas [57].

Resultados de ensaios também comprovam que quanto maior é a umidade nas sapatas de freio, menor é o valor do coeficiente de atrito [33].

Adotaremos como referência neste estudo a curva de variação do coeficiente de atrito em relação à velocidade, que é a curva média entre as encontradas obtidas em ensaios realizados para estudar o comportamento desta variável. Esta curva é a média das curvas apresentadas em [45], [1] e [58], e está mostrada na figura 4.2.

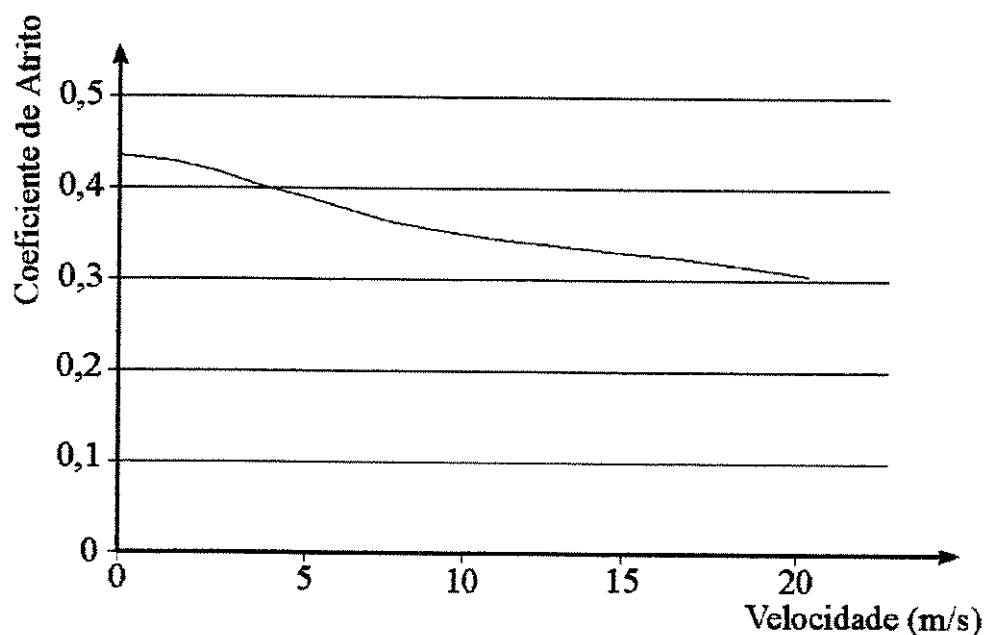


Figura 4.2 - Variação do Coeficiente de Atrito - Curva média (Fontes [45] [1] [58])

4.4 Força de Frenagem do Freio Pneumático

A força líquida aplicada pelas sapatas contra as rodas depende da força aplicada pelo cilindro, da relação de alavancas e da eficiência da timoneria.

Como a força aplicada pelo cilindro depende da pressão (kPa) e da área do êmbolo do cilindro (m^2), teremos:

$$F_l = a_r \cdot P_{cl} \cdot r_a \cdot e_f \cdot 10 \quad (4.1)$$

Onde: a_r = área do êmbolo do cilindro de freio (m^2)

P_{cl} = pressão no cilindro de freio (kPa)

r_a = relação de alavancas da timoneria de freio

e_f = eficiência da timoneria de freio (%)

A força reterdadora do veículo, dentro dos limites de aderência entre a roda e a trilha, é obtida como segue:

$$F_{rv} = F_l \cdot c_a \quad (4.2)$$

Onde: F_{rv} = força retardadora do veículo (N)

c_a = coeficiente de atrito entre a zapata de freio e a roda

Que resulta em:

$$F_{rv} = a_r \cdot P_{cl} \cdot r_a \cdot e_f \cdot c_a \cdot 10 \quad (4.3)$$

4.5 Força de Frenagem do Freio Dinâmico

O freio dinâmico converte a energia cinética em energia elétrica através dos motores de tração que neste caso são operados como geradores.

A corrente gerada pode então ser dissipada através de grades de resistência. Existe também a possibilidade de que esta corrente seja devolvida à rede elétrica, desde que exista um sistema de regeneração operante.

O freio dinâmico disponível fica portanto limitado à capacidade de dissipação das grades ou à capacidade de regeneração do sistema.

Um exemplo típico de variação da força retardadora em relação à velocidade, para locomotiva de 6 eixos, é mostrado na figura 4.3.

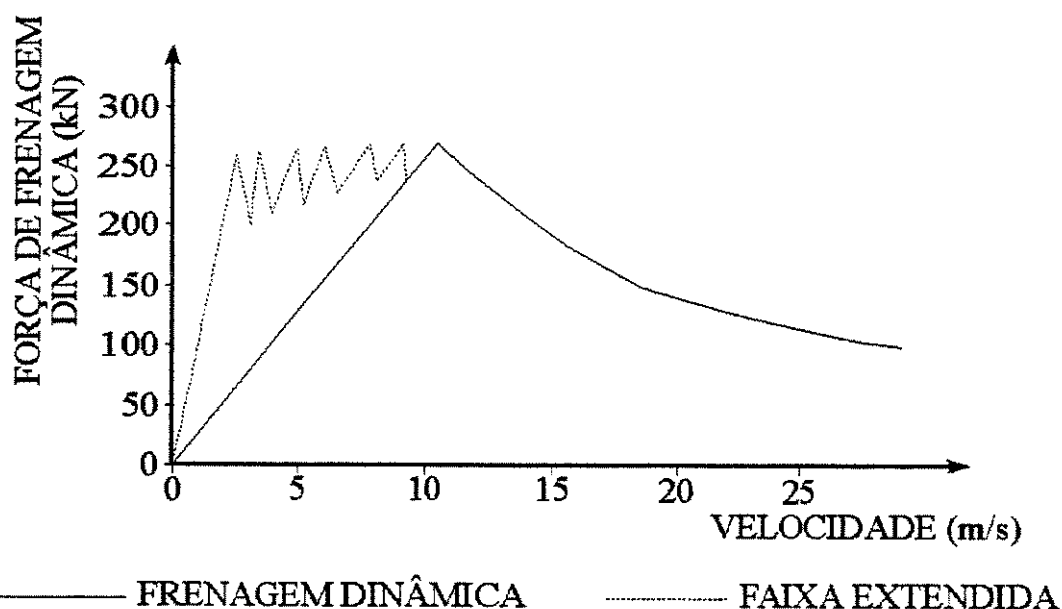


Figura 4.3 - Força de Frenagem Dinâmica - Locomotiva de 6 eixos (Fonte [2])

A força de frenagem dinâmica máxima normalmente ocorre em velocidades entre 25 e 40 km/h (7 e 11 m/s), dependendo da relação de engrenagens, do motor, das características das grades de resistência, etc.

É importante ressaltar que o freio dinâmico auxilia significativamente no processo de frenagem sem contribuir com o acréscimo de calor nas superfícies das rodas do trem.

4.6 Tempo de Propagação da Pressão

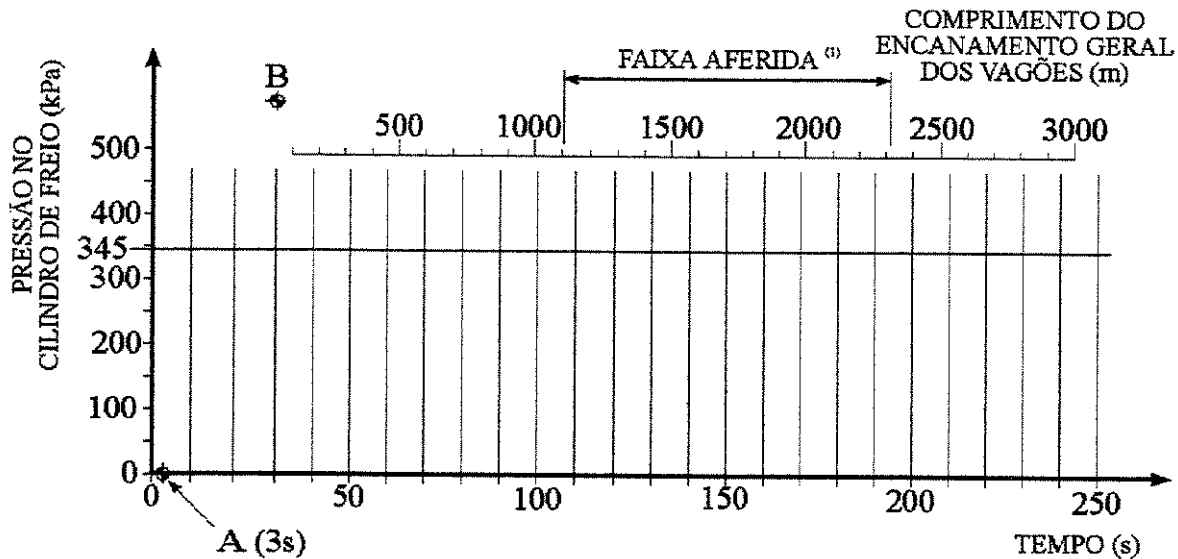
O ensaio necessário para a obtenção da curva de propagação da pressão ao longo do encanamento geral do trem é simples e são poucos os equipamentos necessários para registrar esta variação. Basta fazer a monitoração da pressão em alguns dos vagões ao longo do trem e relacionar a variação da pressão com o tempo a partir do instante em que foi acionado o manipulador de freio na locomotiva. Entretanto a dificuldade maior está em se ter um trem montado nas condições de operação e disponível para o ensaio [51].

Os poucos registros de ensaios realizados para a obtenção de curvas de crescimento da pressão no cilindro de freio em relação ao tempo decorrido após a aplicação dos freios, encontrados na literatura disponível, foram ordenados e analisados detalhadamente com o objetivo de se obter o máximo possível de informações para uma aplicação generalizada.

O *Apêndice A* apresenta o desenvolvimento do estudo que resultou na definição do ábaco mostrado na figura 4.4 que pode ser usado para a determinação do tempo de equilíbrio da pressão no cilindro, quando não for possível realizar o ensaio. Não foi encontrado nenhum registro de que um ensaio deste tipo tenha sido realizado pelas ferrovias brasileiras. Nossas ferrovias utilizam, como referência, dados obtidos pelas ferrovias norte-americanas.

E, naturalmente, em projetos de novos sistemas ferroviários, onde ainda será definido o tipo de trem a ser utilizado, não existe fisicamente o trem para ser ensaiado, restando como solução basear-se em curvas existentes medidas em trens similares, proceder ensaios em bancadas de testes ou então utilizar o ábaco da figura 4.4.

Na tabela A.1 do Apêndice A é apresentado o resumo das informações básicas das curvas utilizadas para a elaboração do ábaco da figura 4.4. Estas curvas se referem a trens cujos comprimentos se encontram na faixa de 1143 e 2286 metros. Esta faixa é considerada como aferida, no ábaco, porque foi possível comparar estas curvas experimentais com curvas criadas com o emprego do ábaco para as mesmas condições, e comprovar a proximidade dos resultados como demonstram os valores mostrados na tabela A.5 do Apêndice A. O restante do ábaco, fora desta faixa aferida, foi construído por extrapolação e foram feitas algumas verificações que fazem crer que o ábaco se aplica também para situações fora da faixa aferida, porém sem a comprovação em número suficiente de casos para garantir a aplicabilidade do ábaco. Informações referentes a novas experimentações práticas podem vir a confirmar a fidelidade das curvas criadas através do ábaco, ou podem levar a ajustes para que forneça curvas compatíveis com as obtidas experimentalmente.



Notas:

- (1) As informações disponíveis permitiram aferir a faixa indicada. Comprimentos fora desta faixa devem ser usados com cautela.
- (2) Para casos onde a pressão no cilindro seja de até 70 psi (345 kPa):
 - a) Ligar o ponto "A" ao valor correspondente ao comprimento do encanamento geral;
 - b) A interseção desta linha com a linha referente à pressão no cilindro, define o tempo de equilíbrio da pressão no cilindro de freio.
- (3) Para casos onde a pressão no cilindro seja superior a 70 psi (345 kPa):
 - a) Ligar o ponto "A" ao valor correspondente ao comprimento do encanamento geral;
 - b) Onde esta linha interceptar a linha referente a 70 psi (345 kPa), será definido um ponto e este ponto deve ser ligado ao ponto "B";
 - c) A interseção desta nova linha com a linha referente à pressão, define o tempo de equilíbrio da pressão no cilindro de freio.
- (4) Para válvula com módulo acelerador (tipo ABDW), multiplicar o resultado por 0,58.
- (5) Este ábaco aplica-se a trens unitários (vagões iguais), equipados com válvulas tipo ABD ou tipo ABDW (ver nota 4).
- (6) A posição dos pontos "A" e "B" são fixas e foram definidas graficamente na elaboração do ábaco para aplicação genérica.

Figura 4.4 - Ábaco para a Determinação da Curva de Crescimento da Pressão nos Cilindros (Ref.: Figura A.31 do Apêndice A)

4.7 Dispersão das Forças de Frenagem

Dispersão é a variação da força de frenagem entre as rodas dos veículos que compõem o trem.

Existem quatro causas básicas para que isto ocorra:

- tempo de propagação da pressão ao longo do trem; [1]
- transferência de massa em função da altura do centro de gravidade dos veículos [50];
- forças longitudinais nos sistemas de acoplamento dos veículos originais pela diferença de frenagem entre veículos adjacentes [52];
- variação das forças aplicadas nas sapatas de freio de um mesmo veículo devido a resistências localizadas nos sistemas mecânicos de transmissão de forças [60].

Apesar de ser de grande importância na análise de efeitos locais durante o processo de frenagem, o interesse no presente estudo é de âmbito global, uma vez que o objetivo está voltado para os efeitos da força total de frenagem que resultará na desaceleração do trem.

4.8 Vagão com Freio Isolado

Quando é detectado um mau funcionamento do sistema de freio de algum vagão durante o percurso, em local onde não é possível fazer o reparo ou manutenção para corrigir a falha, o freio do vagão pode ser isolado de modo que fica desativado até o final da viagem ou até chegar a um local onde o reparo possa ser efetuado. Em condições normais isto pode acontecer com uma pequena porcentagem dos vagões do trem, em torno de 1 % ou 2 %.

Um vagão nesta condição no trem é como se este vagão não possuísse freio, passando a ser uma carga adicional para os freios dos demais veículos, representando uma situação indesejada que deve ser corrigida o mais rápido possível.

Capítulo 5

Distância de Parada pelo Método dos Intervalos

A análise da desaceleração é feita considerando o trem como um todo, de modo que a abordagem teórica enquadra-se no estudo da dinâmica dos pontos materiais e mais precisamente na cinemática. As linhas ferroviárias são predominantemente retilíneas e havendo curvas, estas são de raio relativamente grandes. E, de qualquer forma, com o Método dos Intervalos, procede-se a análise da frenagem em pequenos intervalos de tempo que conseqüentemente correspondem a pequenos trechos de espaço percorrido, que podem ser considerados retilíneos. Portanto o desenvolvimento teórico ficará restrito ao campo do movimento retilíneo dos pontos materiais. Nos trechos onde existem curvas, a resistência devido a elas estará sendo considerada conforme descrito no item 3.4. [1]

a) Posição: Se um ponto material se desloca ao longo de uma trajetória retilínea, diz-se que está em movimento retilíneo. Em um dado instante (t), ocupará uma certa posição na reta. Para definir a posição (q) do ponto, é escolhida uma origem fixa (o) na reta, e uma direção positiva ao longo dela [35].

b) Velocidade: É considerada a posição (q) ocupada pelo ponto material no instante (t) e a coordenada correspondente (s). É considerada também a posição (q') ocupada pelo ponto em um instante ($t + \Delta t$). A velocidade escalar média da partícula no intervalo (Δt) é definida como o quociente entre o deslocamento (Δs) e o intervalo de tempo (Δt).

A velocidade escalar instantânea (v) do ponto material no instante (t) é obtida da velocidade escalar média para intervalos de tempo (Δt) e deslocamentos (Δs) cada vez menores.

$$v = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta s}{\Delta t} \quad (5.1)$$

Onde: Δs = deslocamento

Δt = intervalo de tempo

Observando que o limite do quociente é igual à derivada de (s) em relação a (t), resulta que:

$$v = \frac{ds}{dt} \quad (5.2)$$

Onde: ds = derivada do deslocamento

dt = derivada do tempo

c) Aceleração: É considerada a velocidade escalar (v) do ponto material em um instante (t) e também a sua velocidade ($v + \Delta v$) em um instante posterior. A aceleração escalar média do ponto, no intervalo de tempo (Δt), é definida como o quociente entre (Δv) e (Δt).

A aceleração escalar instantânea (a) da partícula no instante (t) é obtida da aceleração média, escolhendo-se valores cada vez menores de (Δt) e (Δv).

$$a = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (5.3)$$

Onde: Δv = variação da velocidade

O limite do quociente é igual à derivada de (v) em relação a (t) e mede a taxa de variação da velocidade escalar.

$$a = \frac{dv}{dt} \quad (5.4)$$

Onde: dv = derivada da velocidade

d) Aceleração uniforme: Supondo que a aceleração seja uniforme, resulta que:

$$\frac{dv}{dt} = a = \text{constante} \quad (5.5)$$

A velocidade (v) do ponto material é obtida pela integração desta equação:

$$\int_{v_0}^v dv = a \cdot \int_0^t dt \quad (5.6)$$

Onde: t = tempo

v_0 = velocidade inicial

$$v - v_0 = a \cdot t \quad (5.7)$$

$$v = v_0 + a \cdot t \quad (5.8)$$

Substituindo (v) na equação da velocidade escalar instantânea:

$$\frac{ds}{dt} = v_0 + a \cdot t \quad (5.9)$$

E integrando teremos:

$$\int_{s_0}^s ds = \int_0^t (v_0 + a \cdot t) \cdot dt \quad (5.10)$$

Onde: s = distância
 s_0 = posição inicial

$$s - s_0 = v_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \quad (5.11)$$

$$s = s_0 + v_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \quad (5.12)$$

Considerando que na frenagem ocorre uma desaceleração (d):

$$d = -a \quad (5.13)$$

Onde: d = desaceleração

E considerando o início do intervalo de tempo como sendo a origem do deslocamento do corpo, o que resulta em s_0 igual a zero, então:

$$s = v_0 \cdot t - \frac{1}{2} \cdot d \cdot t^2 \quad (5.14)$$

No caso da desaceleração ser variável durante o processo de parada, mas considerada constante dentro de intervalos de tempo (Δt), para cada intervalo (n) resulta que:

$$v_{(n)} - v_{0(n)} = - d_{(n)} \cdot \Delta t \quad (5.15)$$

E, finalmente:

$$s_{(n)} - s_{0(n)} = v_{0(n)} \cdot \Delta t - \frac{1}{2} \cdot d_{(n)} \cdot (\Delta t)^2 \quad (5.16)$$

O Método dos Intervalos é um procedimento seqüencial de cálculos que é adotado no estudo da desaceleração por representar este fenômeno considerando as influências das variáveis em função do tempo.

O processo consiste em dividir o tempo de frenagem em pequenos intervalos onde a variação da desaceleração tende a zero, podendo assim ser considerada uniforme.

Com a desaceleração considerada uniforme em cada intervalo de tempo, aplicam-se as equações de movimento uniformemente variado.

A seqüência de cálculos resume-se no que segue:

a) Cálculo da força retardadora do trem;

- b) Cálculo da desaceleração do trem;
- c) Cálculo da variação da velocidade no intervalo de tempo;
- d) Cálculo da variação da distância no intervalo de tempo;
- e) Reinicia-se o processo considerando os valores finais de um intervalo como sendo os valores iniciais no intervalo seguinte;
- f) Procedem-se às análises nos intervalos subseqüentes até que se verifique um valor de velocidade igual a zero;
- g) O somatório dos tempos decorridos em cada intervalo é o tempo de parada do trem;
- h) O somatório das distâncias percorridas em cada intervalo é a distância de parada do trem.

Capítulo 6

Programa Computacional

6.1 Algoritmo

6.1.1 Dados de Entrada

Para processar o programa é necessário que se tenha o seguinte conjunto de informações:

- a) Comprimento do vagão;
- b) Peso do vagão;
- c) Comprimento da locomotiva;
- d) Peso da locomotiva;
- e) Área do êmbolo do cilindro de freio dos vagões;
- f) Relação de alavancas da timoneria de freio dos vagões;
- g) Inclinação de rampa;
- h) Raio de curva;
- i) Velocidade;
- j) Intervalo de tempo adotado para o processamento;
- k) Quantidade de vagões com freio isolado;
- l) Pressão de equilíbrio no cilindro de freio conforme tabela 2.1;
- m) Curva média de crescimento da pressão nos cilindros de freio em relação ao tempo:

Esta curva é obtida através de ensaio onde se monitora o crescimento da pressão nos cilindros ao longo do trem após a aplicação dos freios, ou através do ábaco da figura 4.4,

segundo as orientações contidas na própria figura. O resultado é uma curva do tipo da mostrada na figura 6.1.

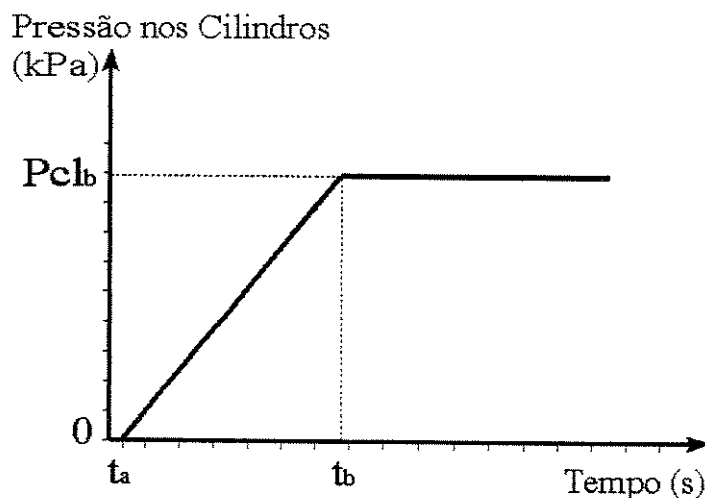


Figura 6.1 – Variação da Pressão Média nos Cilindros

Na figura 6.1: P_{clb} = pressão de equilíbrio no cilindro de freio (kPa)

t_a = tempo de início do crescimento da pressão média no cilindro (s)

t_b = tempo de equilíbrio da pressão no cilindro (s)

n) Curva de variação da eficiência da timoneria em relação à pressão no cilindro de freio:

Esta curva é obtida através de ensaio onde são registradas as forças aplicadas pela sapata de freio do vagão contra a roda, correspondentes a várias pressões no cilindro de freio do vagão. Este ensaio é realizado com o emprego de uma sapata especial para ensaio dinamométrico. Relacionando os valores obtidos (forças líquidas) com os valores teóricos calculados com base nas relações de alavancas da timoneria de freio do vagão (forças brutas), são obtidos os valores de eficiência para valores correspondentes de pressão no cilindro, e com isso constrói-se a curva de variação da eficiência, conforme apresentado na figura 6.2.

$$ef = \frac{F_l}{F_b} \quad (6.1)$$

onde: F_l = força líquida de frenagem (N)
 F_b = força bruta ou teórica (N)

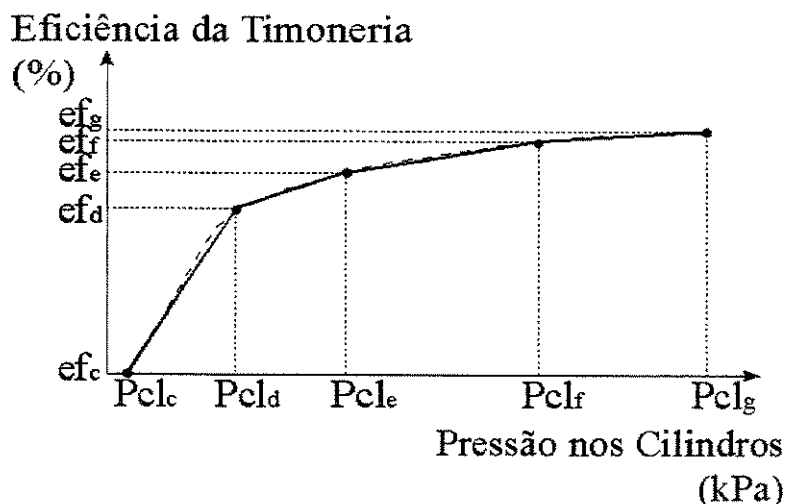


Figura 6.2 – Variação da Eficiência da Timoneria

O programa computacional para simulação da frenagem de trem utiliza cinco pares de coordenadas (P_{cl} , ef), que definem o mais aproximadamente possível o perfil desta curva, para calcular os valores intermediários por interpolação.

o) Curva de variação do coeficiente de atrito em relação à velocidade:

Esta curva é obtida em ensaio de laboratório com a sapata de freio em uso no trem. A curva é do tipo da mostrada na figura 6.3, definida por cinco pares de coordenadas (v , ca).

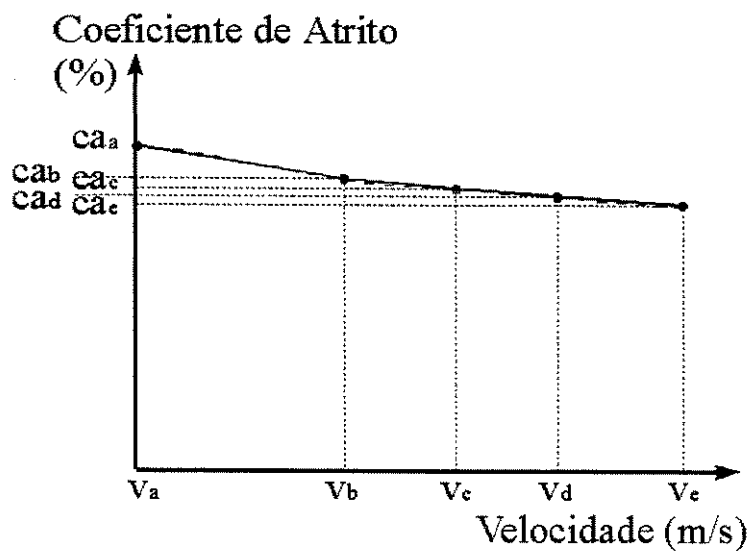


Figura 6.3 – Variação do Coeficiente de Atrito

p) Curva de variação da força de frenagem dinâmica em relação à velocidade:

Esta curva é fornecida pelos fabricantes de locomotivas e é geralmente do tipo da mostrada na figura 6.4, definida por cinco pares de coordenadas (v , F_{fd}).

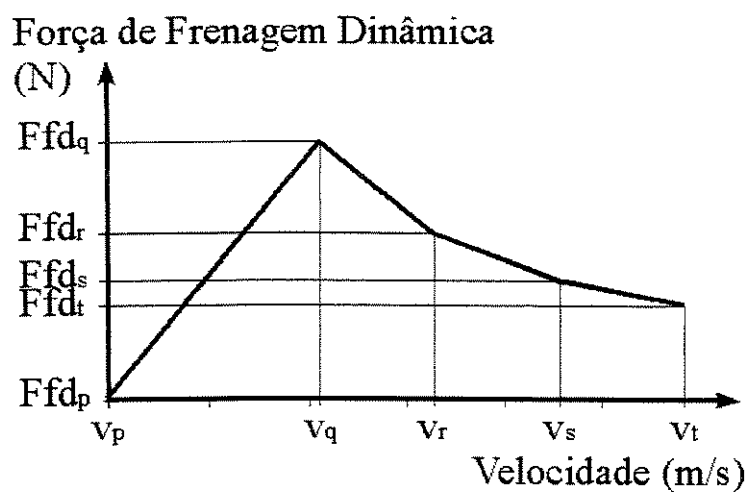


Figura 6.4 – Variação da Força de Frenagem Dinâmica

6.1.2 *Tempo*

O valor adotado para a variável *it* é o tempo decorrido da frenagem do trem correspondente a cada ciclo de processamento, a partir do instante em que foram aplicados os freios. Este valor de intervalo de tempo é somado ao tempo decorrido cada vez que é feita um novo ciclo de processamento até que a velocidade atinja o valor zero.

Um estudo apresentado no capítulo 7 (item 7.2.8), comprova que adotando-se o valor de 1 segundo para esta variável, os resultados obtidos para trens na faixa de 1000 e 2000 metros de comprimento, são adequadamente precisos, sendo tanto mais precisos quanto mais longo for o trem.

6.1.3 *Pressão no Cilindro de Freio do Vagão*

Com o emprego da curva média de crescimento da pressão, referida no item 6.1.1.m, é obtida a pressão média nos cilindros correspondente ao tempo atual de processamento.

Esta curva se divide em três segmentos:

- a) Até que haja decorrido o tempo correspondente à variável t_a , a partir do instante em que são aplicados os freios, a pressão média nos cilindros de freio dos vagões permanece inalterada e com valor igual a zero, conforme mostrado na figura 6.5. Este período corresponde ao tempo necessário para que as válvulas de freio dos vagões reajam à queda de pressão no encanamento geral causada pela aplicação dos freios, e comecem a liberar ar dos reservatórios auxiliares para os cilindros.

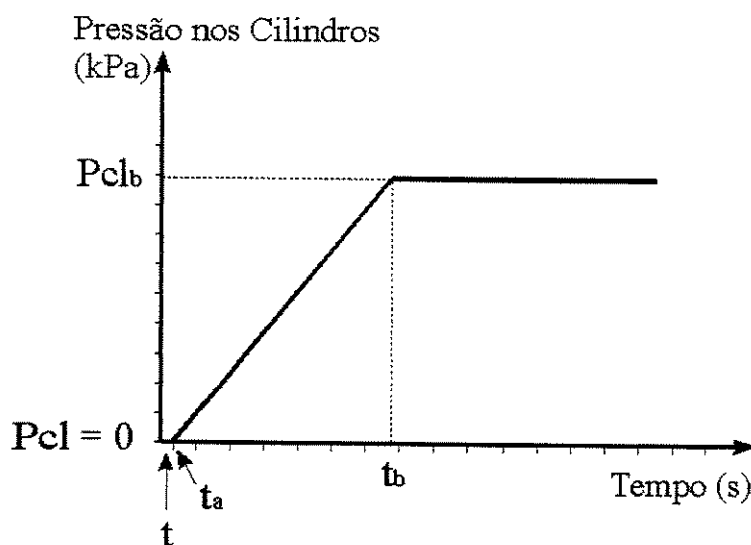


Figura 6.5 – Variação da Pressão Média nos Cilindros no intervalo Zero ~ t_a

- b) No intervalo de tempo que vai de t_a a t_b , utilizando como abcissa o valor atual do tempo decorrido de processamento, obtém-se como ordenada o valor correspondente de pressão média nos cilindros, conforme mostrado na figura 6.6. Neste intervalo os cilindros estão se enchendo de ar e tendem a um valor de equilíbrio de pressão. O cálculo dos valores intermediários neste intervalo é feito por semelhança entre triângulos conforme mostrado a seguir.

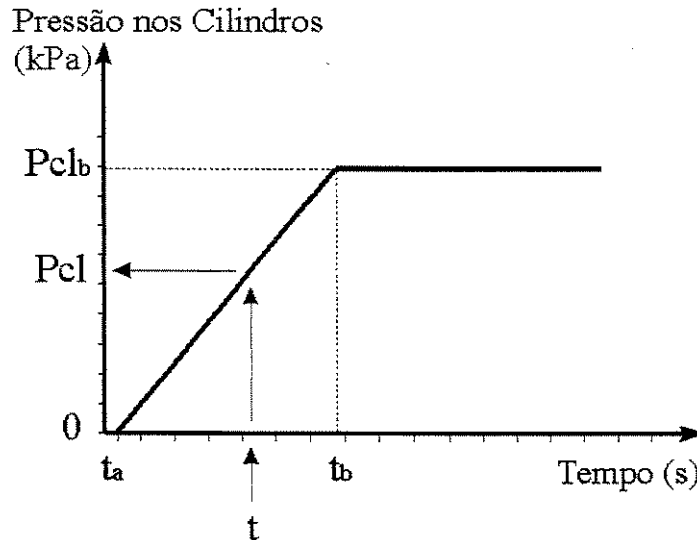


Figura 6.6 – Variação da Pressão Média nos Cilindros no intervalo $t_a \sim t_b$

Por semelhança entre triângulos:

$$\begin{array}{l} (P_{cl} - 0) \longrightarrow (t - t_a) \\ (P_{clb} - 0) \longrightarrow (t_b - t_a) \end{array}$$

$$P_{cl} = \frac{(t - t_a) \cdot P_{clb}}{(t_b - t_a)} \quad (6.2)$$

- c) A partir do instante correspondente ao tempo t_b , os cilindros de freio de todo o vagão já atingiram a pressão de equilíbrio e portanto a pressão terá o valor correspondente a P_{clb} , conforme mostrado na figura 6.7.

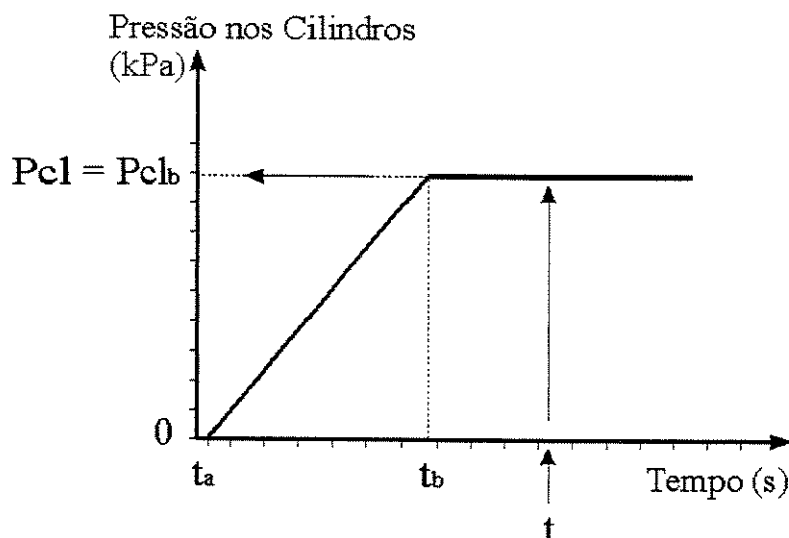


Figura 6.7 – Variação da Pressão Média nos Cilindros após o instante t_b

6.1.3 Eficiência

Utilizando como abscissa o valor de pressão média nos cilindros correspondente ao tempo atual de processamento obtém-se, na curva de variação da eficiência da timoneria em relação à pressão no cilindro de freio, o valor da eficiência, conforme descrito em 6.1.1.n.

Esta curva é dividida em seis seções:

- a) no intervalo compreendido entre os valores de pressão zero e P_{clc} , a pressão ainda não é suficiente para causar reação no sistema mecânico que transmite a força do cilindro para as sapatas de freio, portanto, nesta faixa, a eficiência do sistema é igual a zero, conforme mostrado na figura 6.8.

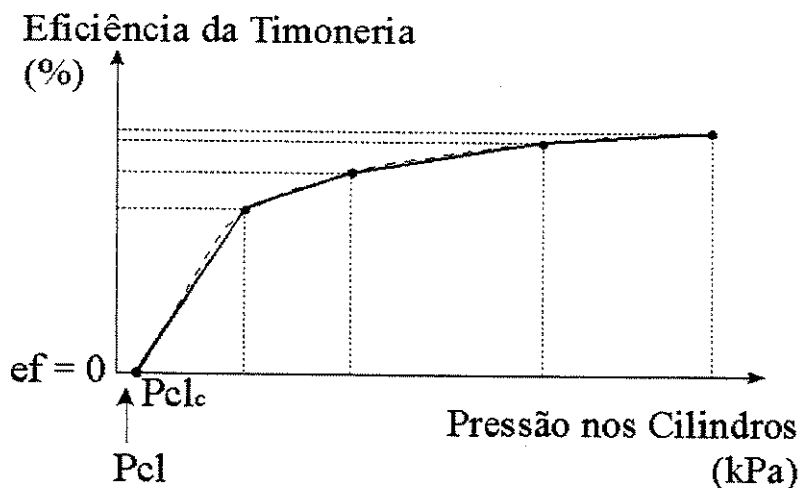


Figura 6.8 – Variação da Eficiência no trecho Zero ~ P_{cl_c}

- b) No intervalo compreendido entre os valores de pressão P_{cl_c} e P_{cl_d} , a força do cilindro já é capaz de causar a aplicação das sapatas de freio contra as rodas. A eficiência é obtida da curva conforme mostrado na figura 6.9. Os valores intermediários são calculados por semelhança entre triângulos.

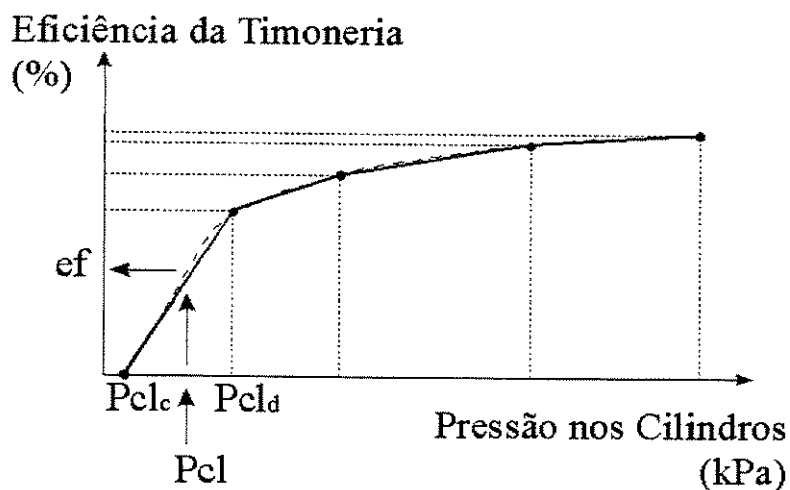


Figura 6.9 – Variação da Eficiência no trecho P_{cl_c} ~ P_{cl_d}

- c) A figura 6.10 mostra o procedimento para a obtenção do valor da eficiência no trecho entre P_{cl_d} e P_{cl_e} .

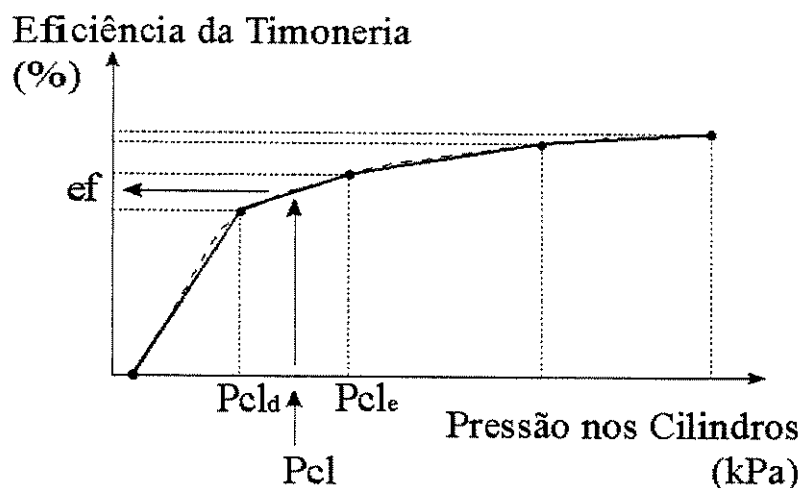


Figura 6.10 – Variação da Eficiência no trecho $P_{cl_d} \sim P_{cl_e}$

- d) A figura 6.11 mostra o procedimento para a obtenção do valor da eficiência no trecho entre P_{cl_e} e P_{cl_f} .

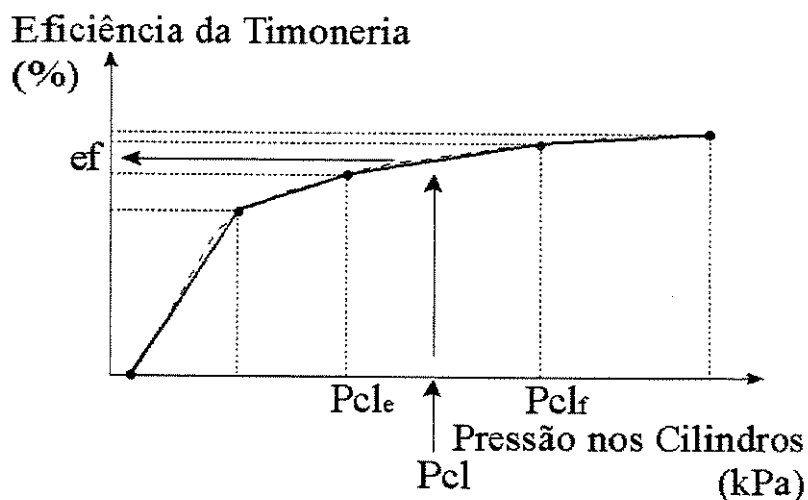


Figura 6.11 – Variação da Eficiência no trecho $P_{cl_e} \sim P_{cl_f}$

- e) A figura 6.12 mostra o procedimento para a obtenção do valor da eficiência no trecho entre Pcl_f e Pcl_g .

Eficiência da Timoneria

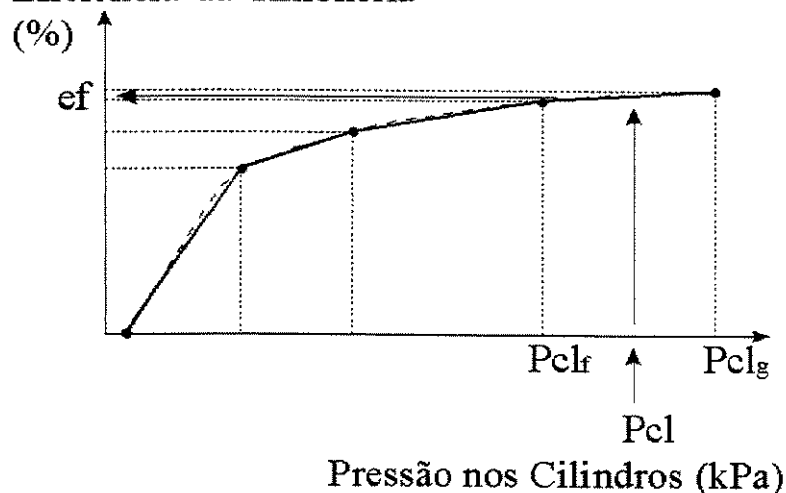


Figura 6.12 – Variação da Eficiência no trecho $Pcl_f \sim Pcl_g$

- f) A partir da pressão igual a Pcl_g , admite-se que a eficiência não sofre mais variação, mantendo o valor correspondente a ef_g , conforme mostrado na figura 6.13.

Eficiência da Timoneria

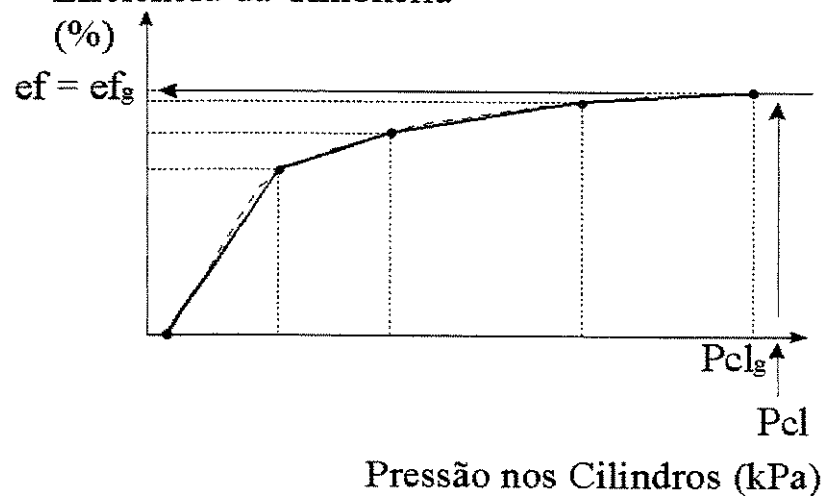


Figura 6.13 – Variação da Eficiência para Pressão maior que Pcl_g

6.1.5 Coeficiente de Atrito

Utilizando como abscissa o valor de velocidade correspondente ao tempo atual de processamento obtém-se, na curva de variação do coeficiente de atrito em função da velocidade, o valor do coeficiente de atrito, conforme descrito em 6.1.1.o.

Esta curva é dividida em cinco seções:

- a) Para velocidades superiores ao valor de v_e , considera-se que o coeficiente de atrito assume o valor constante correspondente a ca_e , conforme mostrado na figura 6.14.

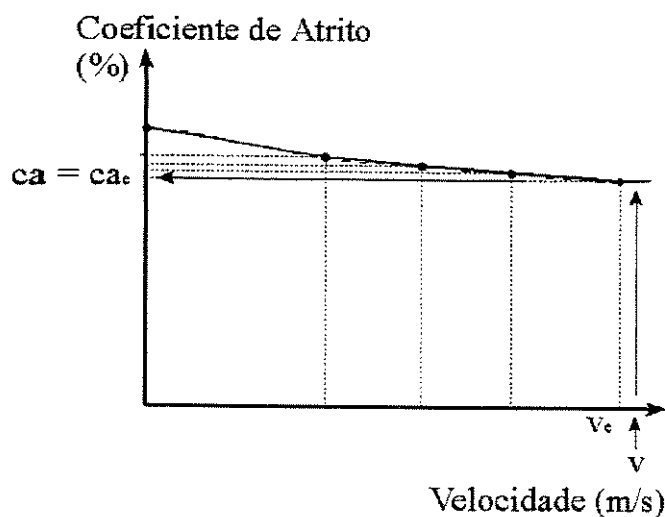


Figura 6.14 – Variação do Coeficiente de Atrito para Velocidade maior que v_e

- b) No intervalo compreendido entre os valores de velocidade v_d e v_e , o coeficiente de atrito é obtido da curva conforme mostrado na figura 6.15. Os valores intermediários são calculados por semelhança entre triângulos.

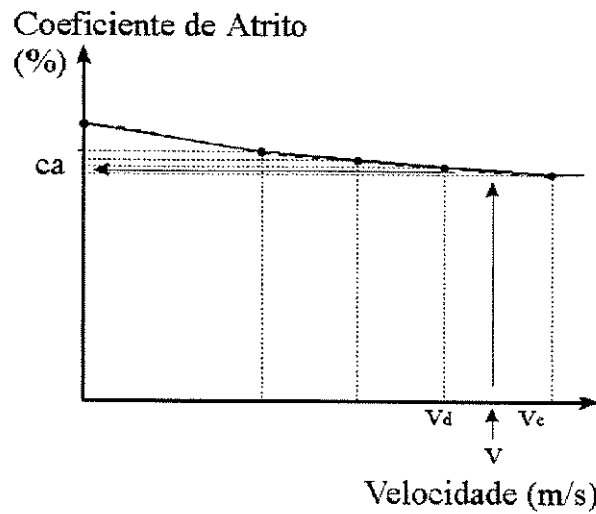


Figura 6.15 – Variação do Coeficiente de Atrito no trecho $v_d \sim v_e$

- c) A figura 6.16 mostra o procedimento para a obtenção do valor do coeficiente de atrito no trecho entre v_c e v_d .

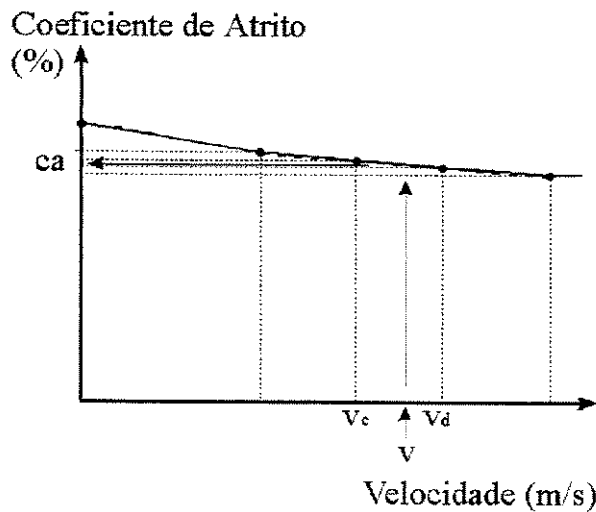


Figura 6.16 – Variação do Coeficiente de Atrito no trecho $v_c \sim v_d$

- d) A figura 6.17 mostra o procedimento para a obtenção do valor do coeficiente de atrito no trecho entre v_b e v_c .

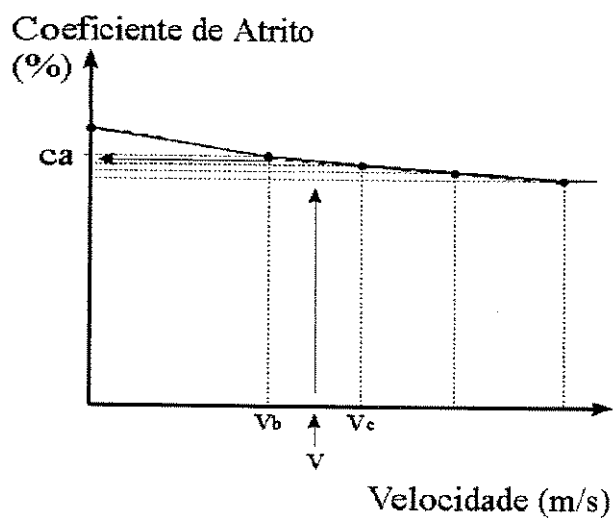


Figura 6.17 – Variação do Coeficiente de Atrito no trecho $v_b \sim v_c$

- e) A figura 6.18 mostra o procedimento para a obtenção do valor do coeficiente de atrito no trecho entre v_a e v_b .

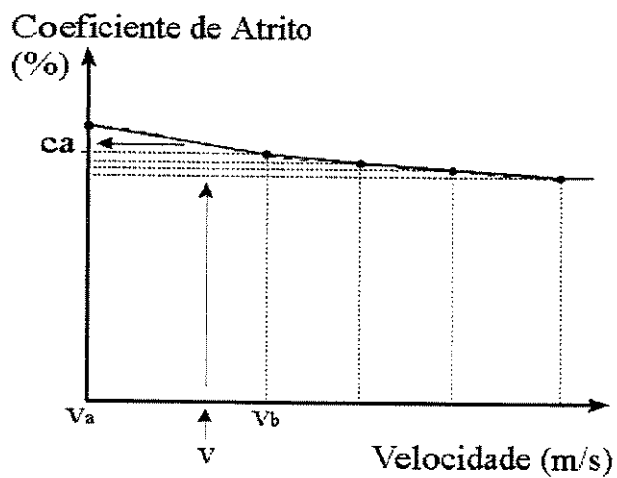


Figura 6.18 – Variação do Coeficiente de Atrito no trecho $v_a \sim v_b$

6.1.6 Força de Frenagem Dinâmica

Utilizando como abcissa o valor de velocidade correspondente ao tempo atual de processamento obtém-se, na curva de variação da força de frenagem dinâmica em função da velocidade, o valor da força de frenagem dinâmica, conforme descrito em 6.1.1.p.

Esta curva é dividida em cinco seções:

- No intervalo compreendido entre os valores de velocidade v_p e v_q , a força de frenagem dinâmica é obtida da curva conforme mostrado na figura 6.19. Os valores intermediários são calculados por semelhança entre triângulos.

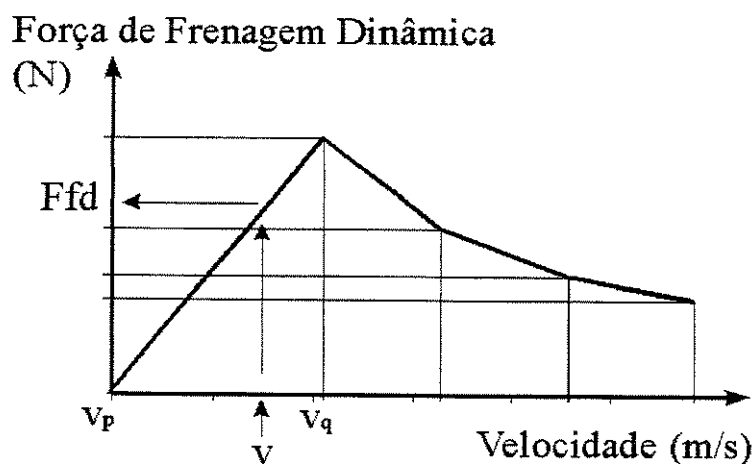


Figura 6.19 – Variação da Força de Frenagem Dinâmica no trecho $v_p \sim v_q$

- A figura 6.20 mostra o procedimento para a obtenção do valor da força de frenagem dinâmica no trecho entre v_q e v_r .

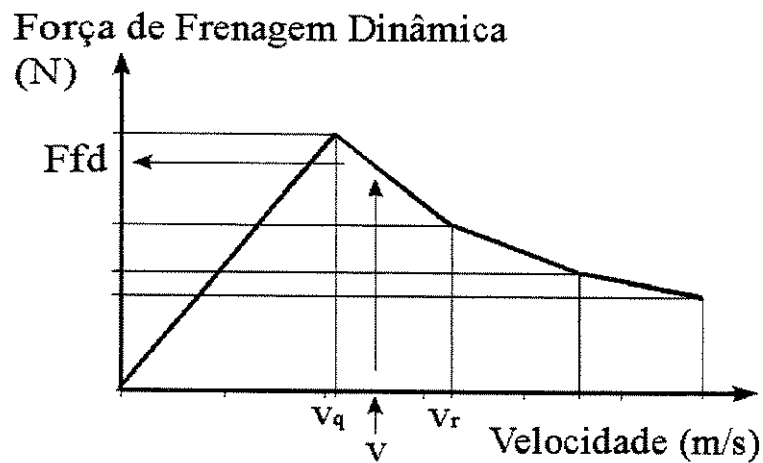


Figura 6.20 – Variação da Força de Frenagem Dinâmica no trecho $v_q \sim v_r$

- c) A figura 6.21 mostra o procedimento para a obtenção do valor da força de frenagem dinâmica no trecho entre v_r e v_s .

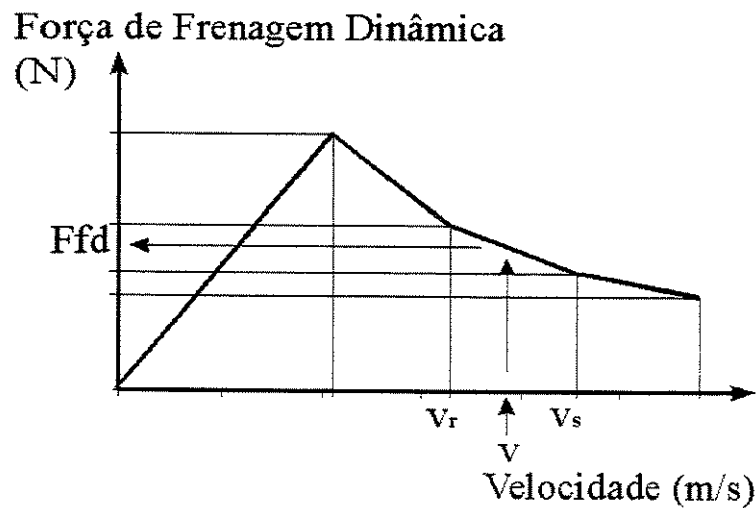


Figura 6.21 – Variação da Força de Frenagem Dinâmica no trecho $v_r \sim v_s$

- d) A figura 6.22 mostra o procedimento para a obtenção do valor da força de frenagem dinâmica no trecho entre v_s e v_t .

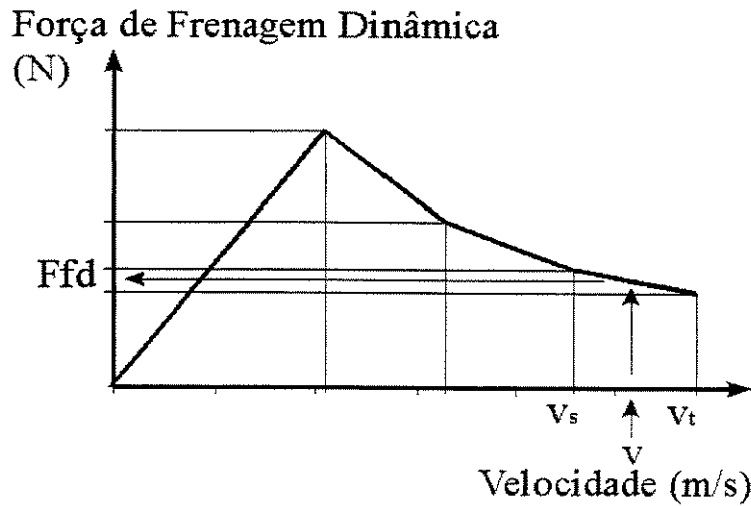


Figura 6.22 – Variação da Força de Frenagem Dinâmica no trecho $v_s \sim v_t$

- e) A partir da velocidade igual a v_t , admite-se que a força de frenagem dinâmica não sofre mais variação, mantendo o valor correspondente a F_{fd_t} .

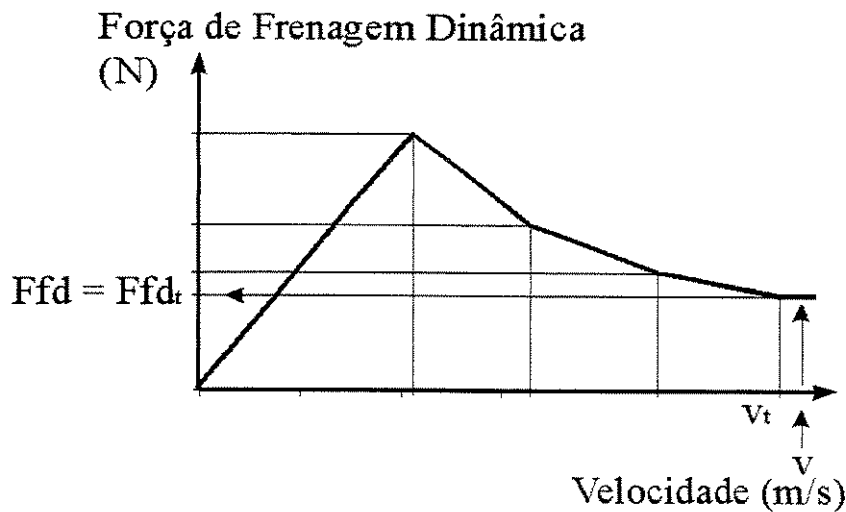


Figura 6.23 – Variação da Força de Frenagem Dinâmica a partir de v_t

6.1.7 Força Retardadora do Freio Pneumático

A força retardadora média correspondente à atuação do freio pneumático em cada vagão é calculada por:

$$F_{rv} = a_r \cdot P_{cl} \cdot r_a \cdot ef \cdot ca \cdot 10 \quad (6.3)$$

6.1.8 Resistência de Rampa

A força correspondente à resistência de rampa no trecho da via é calculada por:

$$F_p = P_v \cdot \frac{hrp}{(100^2 + hrp^2)^{1/2}} \quad (6.4)$$

6.1.9 Resistência de Curva

A resistência de curva é calculada por:

$$R_v = \frac{1746,5 \cdot P_v}{2000 \cdot r_c} \quad (6.5)$$

6.1.10 Resistência ao Rolamento

A resistência ao rolamento é calculada por:

$$R_r = \frac{P_v}{3331} + 356 + v \cdot \frac{P_v}{89334} + \frac{(2,237 \cdot v^2)}{3,185} \quad (6.6)$$

6.1.11 Distribuição da Força Dinâmica

A distribuição da força dinâmica é feita para definir o quanto a frenagem dinâmica influi na frenagem de cada veículo do trem. É calculada por:

$$F_{rd} = \frac{F_{fd}}{q_l + q_v - q_i} \quad (6.7)$$

onde: F_{rd} = força retardadora do freio dinâmico distribuída (N)
 q_l = quantidade de locomotivas no trem
 q_v = quantidade de vagões no trem
 q_i = quantidade de vagões com freio isolado no trem

6.1.12 Força Retardadora

A força retardadora correspondente a cada veículo é determinada por:

$$F_r = F_{rv} + F_p + R_v + R_r + F_{rd} \quad (6.8)$$

6.1.13 Desaceleração

A desaceleração é calculada levando em conta que se houver vagões com os freios isolados no trem, os demais terão que freiar por eles, portanto:

$$d = \frac{F_r \cdot 9,807}{P_v} \cdot \frac{q_v - q_i}{q_v} \quad (6.9)$$

6.1.14 Variação da Velocidade

Com os dados obtidos podemos agora calcular a variação da velocidade no intervalo conforme segue:

$$\Delta v = -d \cdot it \quad (6.10)$$

onde: it = intervalo de tempo adotado para o processamento (s)

6.1.15 Variação da Distância

A distância percorrida referente ao intervalo de tempo é determinada como segue:

$$\Delta s = v \cdot it - \frac{1}{2} \cdot d \cdot it^2 \quad (6.11)$$

6.1.16 Velocidade Final

A velocidade no final do intervalo é igual à soma do valor da velocidade no início do intervalo e a variação da velocidade durante o intervalo:

$$v_f = v_i + \Delta v \quad (6.12)$$

onde: v_f = velocidade no final do intervalo (m/s)
 v_i = velocidade no início do intervalo (m/s)

Esta velocidade final neste intervalo será a velocidade inicial no intervalo seguinte.

6.1.17 Distância Final

A distância no final do intervalo de tempo é o resultado da soma do valor da distância no início do intervalo e a variação da distância durante o intervalo:

$$sd_f = sd_i + \Delta s \quad (6.13)$$

onde: sd_f = distância no final do intervalo (m)
 sd_i = distância no início do intervalo (m)

Esta distância final neste intervalo será a distância inicial no intervalo seguinte.

6.1.18 Verificação do Valor da Velocidade

O valor resultante da velocidade no final dos cálculos referentes ao intervalo em estudo é comparado com o valor zero:

- a) Caso a velocidade seja maior que zero, então é acrescido mais um intervalo de tempo (it) no valor do tempo decorrido até então, reiniciando o processamento a partir do item 6.1.2.
- b) caso a velocidade seja igual a zero, isto significa que o trem parou e o processamento é encerrado.

6.1.19 Exibição dos Resultados

Terminado o processamento, o programa exibe na tela do monitor os seguintes resultados:

- a) Curva de frenagem, mostrando a variação da velocidade em relação à distância através de um gráfico;
- b) Tempo de parada em segundos;
- c) Distância de parada em metros;
- d) Maior velocidade atingida após a aplicação dos freios.

6.2 Fluxograma do Programa Computacional (Listagem no Apêndice B)



6.3 Validação do Modelo

Para fazer a validação do modelo matemático, será processado o cálculo do tempo e da distância de parada de um trem do qual são conhecidos os resultados de um ensaio realizado em condições conhecidas que podem ser convertidas em dados de entrada para o processamento do programa computacional. Com isso é possível comparar uma simulação por computador com um ensaio prático.

Uma aplicação de freio total de serviço resultou na parada total do trem após ter percorrido uma distância de 1225 m e decorridos 100 segundos. Este ensaio de frenagem que usaremos como referência foi realizado com trem de minério da CVRD - EFVM [58]. As características básicas do trem e as condições de operação e da via são detalhadas a seguir.

O trem é composto por 160 vagões carregados (941,472 kN cada vagão = 96 ton), em rampa descendente de 0,725%, trafegando com velocidade de 60 km/h (16,67 m/s), com 620 kPa (90 psi) de pressão de trabalho no encanamento geral.

6.3.1 Pressão nos Cilindros de Freio

Foi utilizado o ábaco da figura 4.4 para criar a curva de crescimento da pressão média nos cilindros de freio dos vagões. Para a aplicação do ábaco são necessárias as seguintes informações:

a) Comprimento do encanamento geral do trem: Este valor é obtido multiplicando-se o número de vagões pelo comprimento entre centros de engates de cada vagão. Como estamos lidando com um trem unitário, então todos os vagões são iguais e o comprimento entre engates é mostrado na figura 6.24.

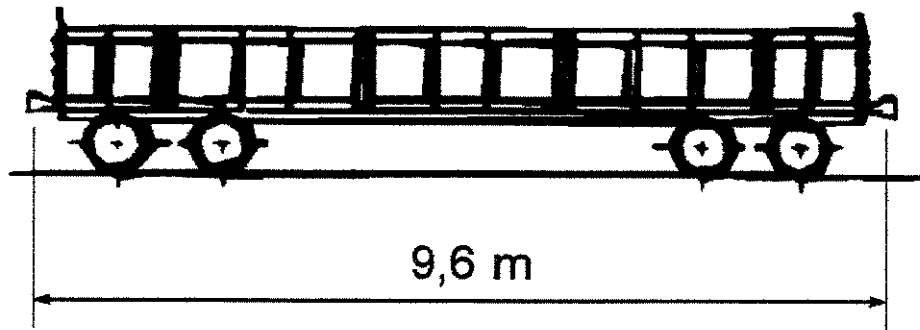


Figura 6.24 - Comprimento entre centros de engates do vagão gôndola da CVRD

Portanto, como o trem é composto por 160 vagões, o comprimento do encanamento geral é calculado como segue:

$$9,6 \times 160 = 1.536 \text{ m}$$

b) Pressão de equalização de serviço no cilindro: A pressão de trabalho no encanamento geral do trem em estudo é de 620,46 kPa (90 psi). Através da tabela 2.1 verificamos que a pressão de equalização no cilindro, após uma aplicação de freio total de serviço, será de 441,22 kPa (64 psi).

c) Tipo de válvula de controle de freio instalada nos vagões: A válvula de controle de freio instaladas nos vagões é do tipo ABD.

Com esses dados é possível traçar a curva média de crescimento da pressão nos cilindros de freio, conforme mostra a figura 6.25.

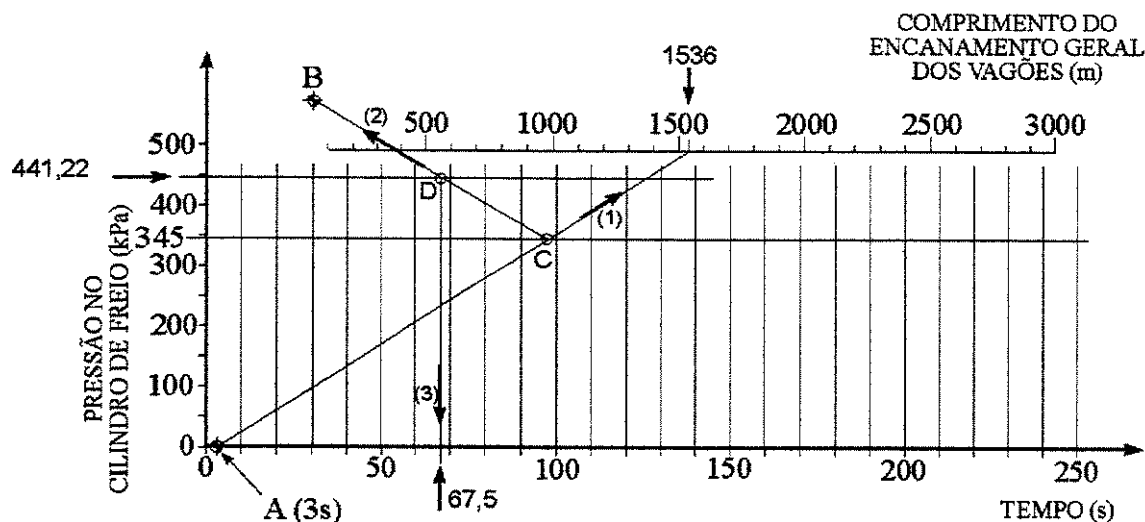


Figura 6.25 - Criação da Curva de Crescimento da Pressão nos Cilindros

A sequência de operações realizadas para traçar a curva, de acordo com a orientação para emprego do ábaco, contida na figura 4.4, foi a seguinte:

(1) Partindo do ponto “A” traça-se uma reta até o ponto correspondente ao comprimento de 1536 metros de encanamento geral. O ponto onde esta reta cruza a linha correspondente à pressão no cilindro de 345 kPa (50 psi) determina o ponto “C”. A posição do ponto “A” é fixa e faz parte do ábaco da figura 4.4, valendo para qualquer situação.

(2) Ligando o ponto “C” ao ponto “B” determina-se o ponto “D” onde esta reta cruza a linha correspondente à pressão de 441,22 kPa (64 psi). A posição do ponto “B” é fixa e faz parte do ábaco da figura 4.4, e este ponto é utilizado nos casos em que a pressão de trabalho utilizada nos cilindros é superior a 345 kPa (50 psi), de acordo com a orientação contida na figura 4.4.

(3) A partir do ponto “D”, descendo verticalmente, obtém-se o valor do tempo médio de equilíbrio da pressão nos cilindros de freio dos vagões, que é igual a 67,5 segundos.

Assim é obtida a curva da figura 6.26.

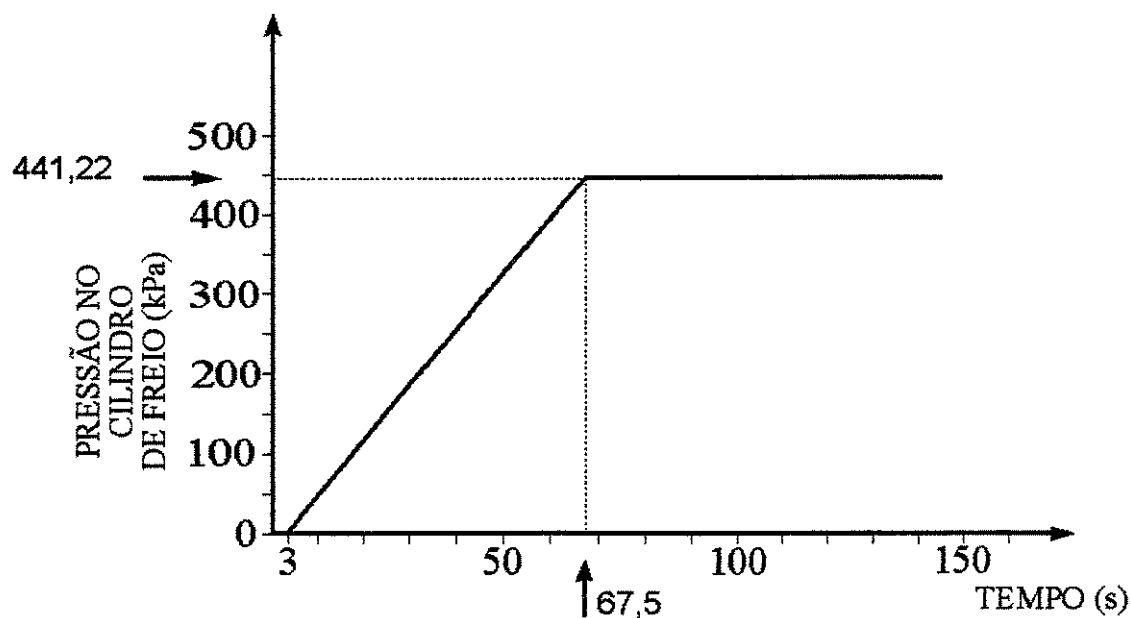


Figura 6.26 - Curva de Crescimento da Pressão Média nos Cilindros de Freio dos Vagões

Desta curva resultam os valores das variáveis t_a , t_b e P_{cl_b} que correspondem aos pontos característicos que definem o seu traçado:

$$t_a = 3 \text{ s}$$

$$t_b = 67,5 \text{ s}$$

$$P_{cl_b} = 441,22 \text{ kPa}$$

6.3.2 Eficiência da Timoneria de Freio

A curva de eficiência da timoneria de freio em função da pressão no cilindro, para o vagão em estudo, é mostrada na figura 6.27.

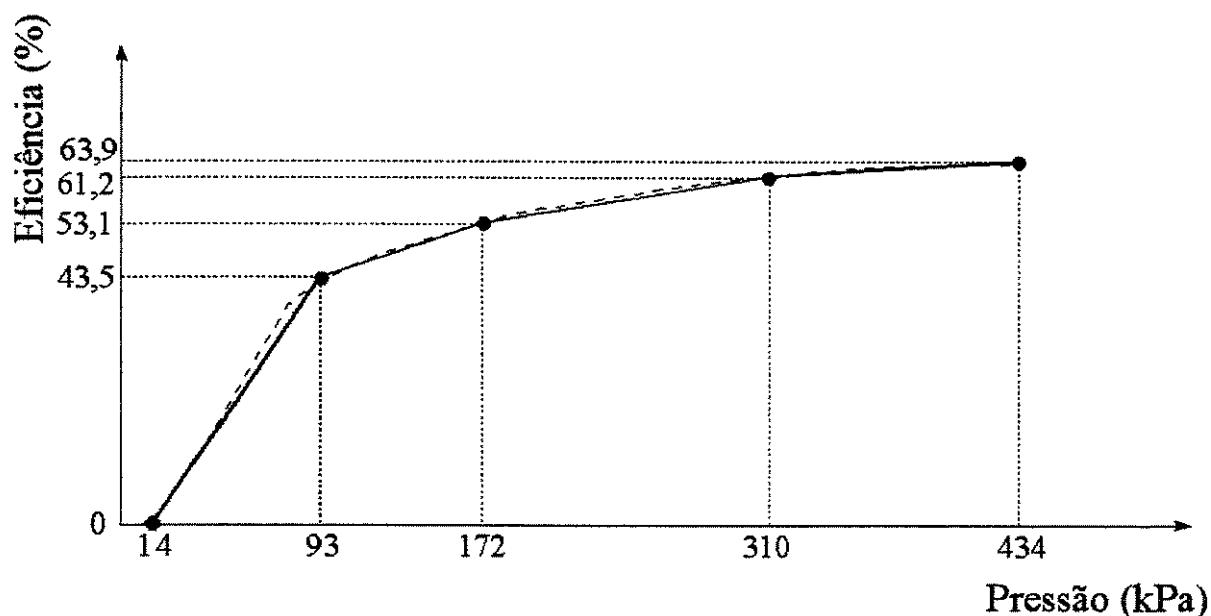


Figura 6.27 - Variação da Eficiência da Timoneria em Função da Pressão no Cilindro

Esta curva está representada através de cinco pares de coordenadas que definem aproximadamente o seu traçado. Estes são os valores de P_{cl_c} a P_{cl_g} e ef_c a ef_g :

$P_{cl_c} = 14 \text{ kPa}$	$ef_c = 0 \%$
$P_{cl_d} = 93 \text{ kPa}$	$ef_d = 43,5 \%$
$P_{cl_e} = 172 \text{ kPa}$	$ef_e = 53,1 \%$
$P_{cl_f} = 310 \text{ kPa}$	$ef_f = 61,2 \%$
$P_{cl_g} = 434 \text{ kPa}$	$ef_g = 63,9 \%$

6.3.3 Coeficiente de Atrito

A curva de variação do coeficiente de atrito entre a sapata de freio e a roda em função da velocidade, para o trem em estudo, é mostrada na figura 6.28.

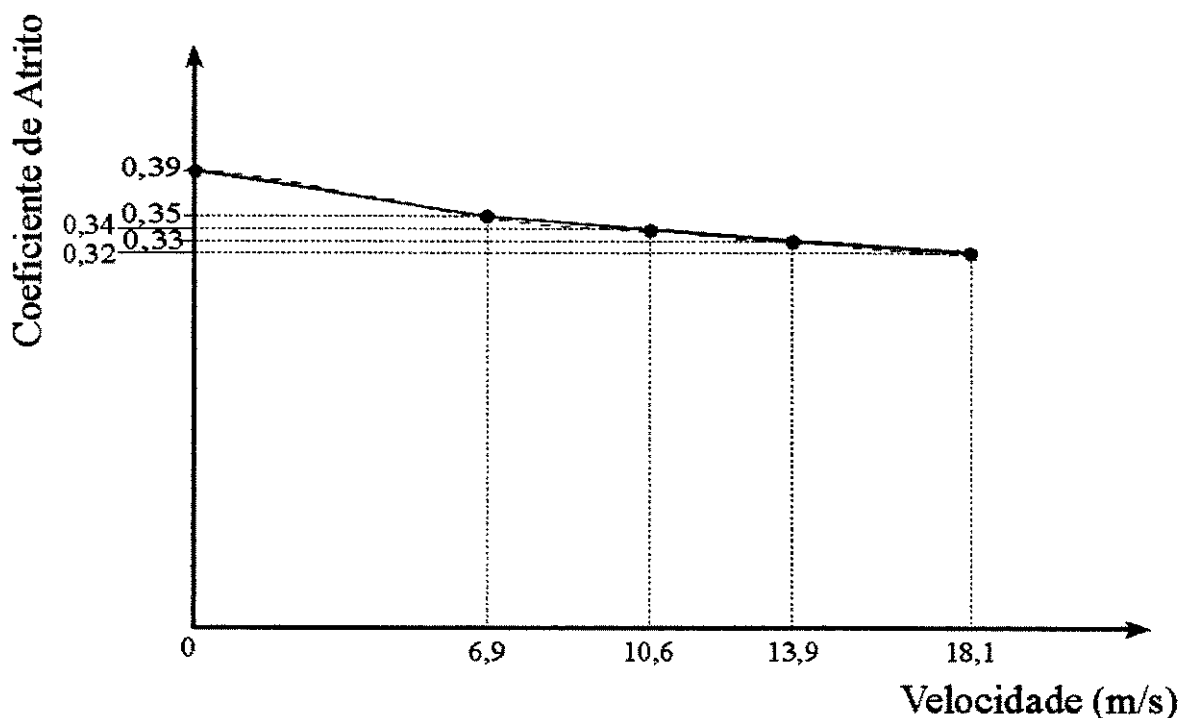


Figura 6.28 - Variação do Coeficiente de Atrito em Função da Velocidade

Da mesma forma, cinco pares de coordenadas definem o traçado aproximado da curva:

$v_a = 0 \text{ m/s}$	$ca_a = 0,39$
$v_b = 6,9 \text{ m/s}$	$ca_b = 0,35$
$v_c = 10,6 \text{ m/s}$	$ca_c = 0,34$
$v_d = 13,9 \text{ m/s}$	$ca_d = 0,33$
$v_e = 18,1 \text{ m/s}$	$ca_e = 0,32$

6.3.4 Área do Cilindro de Freio

A área do êmbolo do cilindro de freio em uso nos vagões, que é usada para calcular a força de atuação da haste do cilindro em função da pressão exercida na superfície do êmbolo, é de $0,073 \text{ m}^2$, referente a um cilindro com 304,8 mm (12") de diâmetro interno. Portanto:

$$a_r = 0,073 \text{ m}^2$$

6.3.5 Relação de Alavancas

A relação de alavancas da timoneria de freio dos vagões em estudo, responsável pela multiplicação da força exercida pela haste do cilindro de freio, é de 5,13. Então:

$$ra = 5,13$$

6.3.6 Características dos Vagões

O trem em estudo é composto por 160 vagões, sendo que cada um deles pesa 96 t (941,472 kN) quando carregado. Então:

$$pv = 941,472 \text{ kN}$$

$$qv = 160$$

6.3.7 Características das Locomotivas

O trem é tracionado por quatro locomotivas. Cada uma delas pesa 160 t (1569,12 kN). As quatro locomotivas são usadas para tracionar o trem em trechos de rampa ascendente acentuada. Em outros trechos onde a força de tração necessária é menor, são operadas menos locomotivas para tracionar o trem, sendo que sempre haverá uma locomotiva comandante e as demais comandadas. No ensaio, os freios dinâmicos das locomotivas não foram acionados, portanto os valores das variáveis v_p a v_t e Ffd_p a Ffd_t são zerados na simulação para representar esta condição. Então:

$$pl = 1569,12 \text{ kN}$$

$$ql = 4$$

$$v_p, v_q, v_r, v_s \text{ e } v_t = 0$$

$$Ffd_p, Ffd_q, Ffd_r, Ffd_s \text{ e } Ffd_t = 0$$

6.3.8 Rampa

A rampa média compensada, no trecho onde ocorreu a frenagem, resultou em uma inclinação de rampa descendente de 0,725 %. O ensaio foi realizado no trecho com a maior inclinação descendente do percurso justamente para avaliar as condições de controle do trem na situação mais crítica. Então:

$$hrp = - 0,725 \%$$

6.3.9 Curvas

Trechos de curva existentes no percurso resultaram em valores de resistência que foram convertidos em rampas equivalentes que provocariam uma mesma resistência e estes valores foram incorporados ao valor de rampa média compensada mostrado acima. Portanto é considerado na simulação que não há curvas no trecho e conseqüentemente o raio de curva é infinito, o que será indicado como raio de valor zero para que a resistência de curva não seja considerada pelo programa de simulação, uma vez que esta resistência já está considerada na resistência de rampa. Então:

$$rc = 0 \text{ m}$$

6.3.10 Velocidade

O ensaio de frenagem teve início com uma aplicação de freio de serviço total no momento em que o trem trafegava a uma velocidade de 60 km/h (16,67 m/s). Então

$$v = 16,67 \text{ m/s}$$

6.3.11 Intervalo de Tempo

Para intervalo de tempo, referente à reciclagem de cálculos no processamento da simulação, é adotado o valor de 1 segundo. Então:

$$it = 1 \text{ s}$$

6.3.12 Vagão com Freio Isolado

No ensaio de frenagem não havia nenhum vagão com problemas no sistema de freio que necessitasse que o freio fosse isolado. Portanto, na simulação é considerado que não há vagão com freio isolado. Então:

$$q_i = 0$$

6.3.13 Resumo dos Dados de Entrada

A tabela 6.1 resume os dados de entrada utilizados no processamento da simulação por computador.

<u>Variável</u>	<u>Valor</u>	<u>Unidade</u>	<u>Variável</u>	<u>Valor</u>	<u>Unidade</u>
t _a	3	s	ca _e	0,32	-
t _b	67,5	s	v _p	0	m/s
Pcl _b	441,22	s	Ffd _p	0	N
Pcl _c	14	kPa	v _q	0	m/s
ef _c	0	%	Ffd _q	0	N
Pcl _d	93	kPa	v _r	0	m/s
ef _d	43,5	%	Ffd _r	0	N
Pcl _e	172	kPa	v _s	0	m/s
ef _e	53,1	%	Ffd _s	0	N
Pcl _f	310	kPa	v _t	0	m/s
ef _f	61,2	%	Ffd _t	0	N
Pcl _g	434	kPa	ar	0,073	m ²
ef _g	63,9	%	ra	5,13	-
v _a	0	m/s	Pv	941,5	kN
ca _a	0,39	-	qv	160	-
v _b	6,9	m/s	Pl	1569	kN
ca _b	0,35	-	ql	4	-
v _c	10,6	m/s	hrp	- 0,725%	
ca _c	0,34	-	rc	0	m
v _d	13,9	m/s	v	16,67	m/s
ca _d	0,33	-	it	1	s
v _e	18,1	m/s	qi	0	-

Tabela 6.1 - Dados de Entrada para o Processamento do Programa

6.3.14 Resultados da Simulação

Utilizando os dados acima e processando o cálculo da distância de parada com o emprego do programa computacional, obtém-se como resultado uma distância de parada de 1203 m e um tempo decorrido de 98 segundos, apresentando uma diferença de aproximadamente 2% em relação aos resultados verificados na prática.

Como resultado o programa fornece o traçado da curva de frenagem e os resultados conforme mostrado na figura 6.29 e na tabela 6.2.

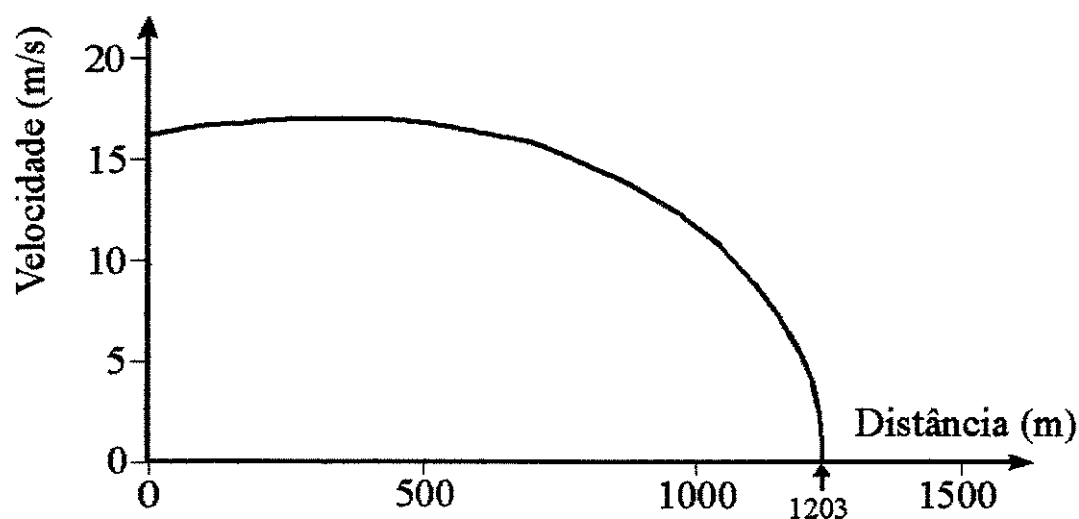


Figura 6.29 - Curva Resultado da Simulação

<u>Resultado</u>	<u>Valor</u>	<u>Unidade</u>
TEMPO	98	s
DISTÂNCIA	1203	m
VELOCIDADE MÁXIMA	17,44	m/s

Tabela 6.2 - Valores Resultados da Simulação

Capítulo 7

Simulações

O objetivo principal deste estudo é o processamento das simulações que serão apresentadas a seguir. Até aqui foram apresentados e analisados todos os requisitos necessários para a realização dos cálculos computacionais da distância de parada pelo Método dos Intervalos.

As séries de simulações processadas procuram cobrir um amplo leque de possibilidades de interesse real das ferrovias.

7.1 Condições Consideradas nas Simulações

Foram estabelecidas condições dentro das faixas de maior probabilidade de ocorrência nas ferrovias, para que possamos avaliar a influência das variáveis e para que seja possível localizar simulações em condições próximas de casos reais para análises comparativas ou avaliações aproximadas.

7.1.1 Aplicação da frenagem e condição de manutenção do trem

a) Aplicação de freio total de serviço. Esta condição é a normalmente utilizada quando se pretende parar um trem. Representa a aplicação mais intensa possível em uma operação normal de frenagem com o objetivo de parar o trem.

b) Aplicação de freio total de serviço em um trem com 20 % de perda de eficiência da timoneria de freio. Esta condição representa um trem em condições precárias de manutenção. Neste caso a aplicação da frenagem é normal como no caso anterior, mas a resposta do sistema mecânico de freio dos vagões (timoneria), está comprometida pela má condição de manutenção dos vagões. Assim, a eficiência da timoneria, que já leva em consideração a perda normal das forças transmitidas através do sistema de alavancas e tirantes articulados, tem uma perda adicional, no caso de 20 %, resultando em uma força de frenagem menor, que refletirá em uma maior dificuldade para parar o trem, conforme esclarecido em 4.2.

7.1.2 Condição da via

a) Primeiramente é feita a análise da frenagem em um trecho de via em tangente (sem curva) e em nível (sem rampa). Nestas condições estamos analisando o desempenho do sistema de freio do trem sem a interferência de rampas ou curvas.

b) Via em tangente e rampa descendente de 1 %. Nesta condição o trem estará parando em uma descida uniforme de 1 % de inclinação (1 metro na vertical para cada 100 metros na horizontal). Este valor de rampa é usualmente encontrado nas ferrovias e é considerado como uma rampa normal. Comparando os resultados das simulações processadas nesta condição, com as correspondentes processadas na condição de via em nível, é possível analisar o quanto a inclinação da via interfere no processo de frenagem.

c) Via em tangente e rampa descendente de 2 %. Este valor de inclinação média nas ferrovias já é considerado como rampa acentuada. Aqui já é necessário uma força de tração considerável na subida, e na descida a inclinação dificulta sensivelmente o processo de frenagem. Da mesma forma, a comparação dos resultados das simulações processadas nesta condição com os resultados

dos casos equivalentes em outras condições de rampa, permite avaliar o quanto esta inclinação interfere nos resultados de tempo e distância de parada do trem.

d) Via em curva com raio de 800 metros e em nível. Curvas com raio na faixa de 300 a 500 metros já são consideradas curvas fechadas. Como a ocorrência de curvas fechadas é pequena em trechos por onde circulam trens longos e pesados, é analisada aqui a influência de uma curva de 800 metros de raio. Já as curvas com raio maior interferem muito pouco no tráfego por se aproximar da condição de trecho em tangente.

7.1.3 Comprimento do trem

Trens unitários são compostos por uma grande quantidade de vagões iguais, e sabendo que um trem destes geralmente tem mais de cem vagões, será considerar então um trem unitário composto por 110 vagões de 10 metros de comprimento entre centros de engates, resultando em um comprimento total de 1100 metros. Como está sendo considerado que o comprimento do trem é o comprimento do conjunto de vagões que compõem o trem, este valor também é igual ao comprimento do encanamento geral do trem. Já os grandes trens unitários são compostos por mais de duzentos vagões e portanto será analisado também um trem composto por 230 vagões de 10 metros resultando em 2300 metros de comprimento. Entre estes dois valores extremos, é analisado ainda um trem de comprimento médio que será definido como tendo 170 vagões de 10 metros resultando em 1700 metros de comprimento.

7.1.4 Tipo de válvula de freio

Os trens em uso pelas ferrovias estão equipados com válvulas de freio tipo ABD ou tipo ABDW. Vamos portanto considerar estas duas condições para poder avaliar a diferença de desempenho entre estes dois tipos de equipamentos.

7.1.5 Taxa de frenagem

A taxa de frenagem, conforme estabelecido pelas normas da AAR e da ABNT, deve estar dentro da faixa de 6,5 % e 10 % para as condições pré-estabelecidas de ensaio, na condição de vagão carregado. Como estaremos analisando o caso mais crítico de frenagem que é justamente quando o trem está carregado, então é exatamente esta a faixa de nosso interesse. Consideraremos portanto a condição de taxa de frenagem mínima (6,5 %) onde a força de frenagem é a mínima admissível para o trem em questão, resultando em uma maior dificuldade de frenagem, e a condição de taxa de frenagem máxima (10 %) onde a força de frenagem é a máxima admissível, e portanto próxima do limite de aderência entre a roda e o trilho.

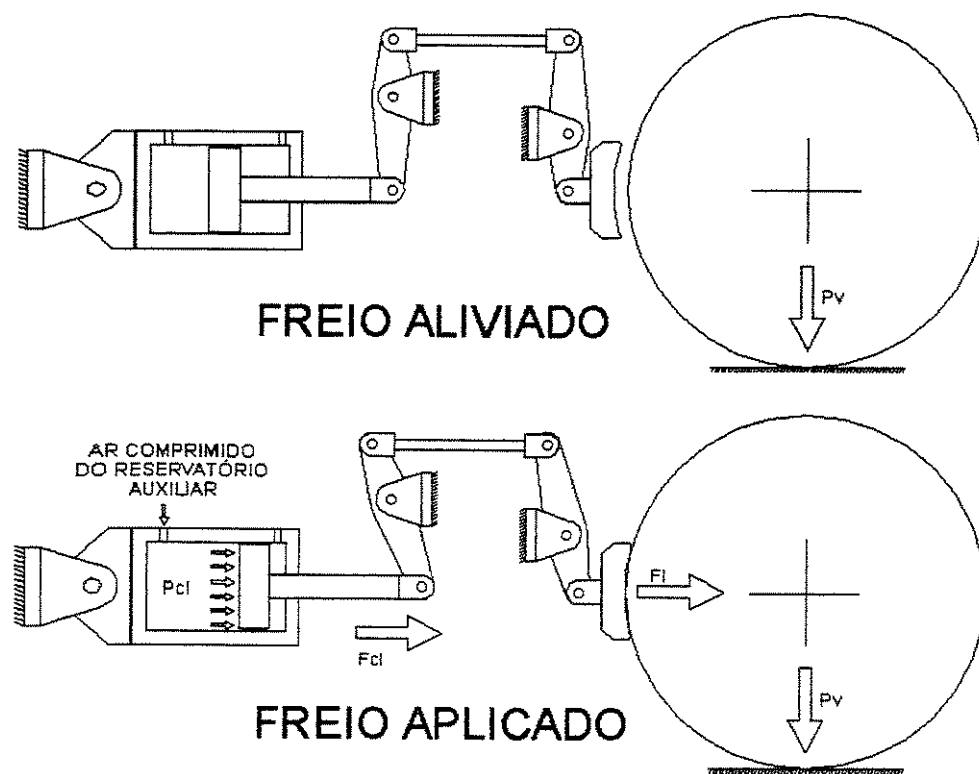


Figura 7.1 - Esquema de Aplicação do Freio no Vagão

A taxa de frenagem é a relação entre o peso do vagão e a força líquida aplicada pela sapata contra a roda. Esta força é medida através de um procedimento de ensaio padroniza-

do pela AAR e pela ABNT que estabelecem que a pressão no cilindro de freio deve ser de 345 kPa (50 psi).

$$tx = \frac{P_v}{F_l} \quad (7.1)$$

Onde: tx = taxa de frenagem (%)

A força líquida depende da força exercida pela haste do cilindro, da eficiência da timoneria e da relação de alavancas:

$$F_l = F_{cl} \cdot ef \cdot ra \quad (7.2)$$

Substituindo esta última equação na anterior, obtemos:

$$tx = \frac{P_v}{F_{cl} \cdot ef \cdot ra} \quad (7.3)$$

As normas ABNT e AAR estabelecem que o ensaio realizado para a obtenção do valor da força líquida de frenagem, utilizado no cálculo da taxa de frenagem, deve ser realizado com a pressão de 50 psi (345 kPa) no cilindro de freio. As normas também estabelecem que vagões de carga devem ser projetados para valores definidos de peso bruto máximo (vagão carregado), sendo que os mais comuns atualmente são 800, 1000 e 1190 kN. Como as taxas de frenagem limites são estabelecidas por normas e dependem do peso do vagão, então é feito o ajuste no valor da relação de alavancas da timoneria de freio do vagão, quando ainda em projeto, para que se obtenha o valor desejado de taxa de frenagem, conforme mostrado na equação 7.3.

Considerando que foram feitas simulações com taxas de frenagem iguais aos valores limites estabelecidos (6,5% e 10%), pois o objetivo é analisar os casos limites, então para

um determinado peso de vagão haverá um valor correspondente de relação de alavancas que resulta em um valor pré-estabelecido de taxa de frenagem. Estes valores de relação de alavancas foram calculados e são mostrados a seguir:

PESO BRUTO DO VAGÃO (kN)	800	1000	1190
TAXA DE FRENAGEM 6,5%	4,378	5,473	6,513
TAXA DE FRENAGEM 10%	6,736	8,420	10,019

Isto significa que se for feita a simulação com peso do vagão igual a 800 kN e relação de alavancas igual a 4,378, resultará em uma taxa de frenagem de 6,5% através do emprego da equação 7.3 pois F_{cl} e ef são constantes, resultando no valor mínimo de desaceleração para o trem em estudo. A mesma desaceleração será obtida se o trem for composto por vagões de 1000 kN com relação de alavancas igual a 5,473, pois neste caso a taxa de frenagem também é igual a 6,5%. Da mesma forma, para vagões de 1190 kN com relação de alavancas igual a 6,513 pois a taxa de frenagem também é igual a 6,5%. O mesmo raciocínio se aplica para o caso de taxa de frenagem igual a 10%, resultando no limite máximo de desaceleração do trem.

Portanto, se for estabelecido que as simulações serão feitas para os casos limites de 6,5% e 10%, podemos utilizar qualquer valor de peso do vagão desde que seja empregado o valor correspondente de relação de alavancas para que se obtenha a taxa de frenagem desejada.

7.1.6 Velocidade

A velocidade de tráfego de um trem unitário deve ser a maior possível dentro de condições adequadas de segurança. Vias mais antigas, com traçados mais sinuosos e condições mais precárias de manutenção, exigem velocidades mais baixas. Já as vias modernas especialmente projetadas para o tráfego de trens longos e pesados, permitem o emprego de velocidades mais elevadas.

Com base nas velocidades normalmente utilizadas pelas ferrovias, vamos considerar nas análises três possibilidades de velocidades de tráfego: a primeira considerada como velocidade baixa de 11,11 m/s (40 km/h) para o caso de vias que requeiram velocidades moderadas. Para o caso de vias que permitem velocidades mais altas, vamos considerar o tráfego a uma velocidade de 22,22 m/s (80 km/h). E analisaremos também a velocidade intermediária de 16,67 m/s (60 km/h).

7.1.7 Pressão no encanamento geral

A pressão de trabalho no encanamento geral do trem é normalmente ajustada em 483 kPa (70 psi). Em determinadas situações, o valor adotado é de 620 kPa (90 psi), onde a pressão de trabalho mais elevada resulta em forças de frenagem mais intensas. Entretanto a manutenção do sistema pneumático precisa ser mais rigorosa porque a pressão mais alta resulta em uma maior solicitação do sistema pneumático e requer uma atenção maior com relação a vazamentos. Algumas ferrovias adotam valores intermediários de pressão de trabalho no encanamento geral, para se adequarem a condições específicas de trem e via.

Consideraremos, nas simulações, as duas condições extremas de pressão de trabalho citadas acima que são 483 kPa (70 psi) e 620 kPa (90 psi).

7.1.8 Peso do vagão carregado

Vagões mais antigos ou que trafegam em vias antigas, são projetados para pesar, com carga total, 800 kN (81574 kg). Em vias com condições um pouco mais adequadas de tráfego, são usados vagões de outra classe, projetados para resultar em um peso total de 1000 kN (101968 kg). Já os trens mais modernos, trafegando em vias projetadas para suportar maiores cargas, são compostos por vagões que pesam 1190 kN (121342 kg) quando carregados.

As simulações processadas consideram trens compostos por vagões das três classes citadas acima, ou seja, 800 kN, 1000 kN e 1190 kN, conforme demonstrado no item 7.1.5.

7.1.9 Intervalo de tempo adotado para o processamento

O intervalo de tempo, adotado para reciclar o processamento do programa computacional, é de 1 segundo. Para adotar este valor foi feita uma série de simulações com intervalos de tempo variando de 0,01 a 10 segundos, com o objetivo de estabelecer um valor adequado de intervalo de tempo que proporcionasse uma precisão aceitável nos resultados e um tempo de processamento relativamente curto.

7.1.10 Vagão com freio isolado

A condição de existir um ou mais vagão com freio isolado no trem representa uma situação anormal onde temos um trem com problemas que devem ser reparados o mais breve possível. Entretanto, como pode ocorrer de não haver uma oficina disponível equipada para realizar os reparos, interessa-nos saber o quanto esta situação reflete nos resultados do processo de frenagem. Foram feitas, portanto, algumas simulações considerando os casos de 1 e de 2 vagões com os freios isolados.

7.2 Resultados das Simulações

O objetivo das simulações é analisar a influência das variáveis envolvidas no processo de frenagem através da comparação de resultados, onde o conjunto de variáveis é manipulado de uma maneira ordenada, procedendo-se a variação de uma delas enquanto as demais são mantidas fixas, para que os resultados reflitam a sua influência.

Os conjuntos de simulações S, T, U, V, W, X e Y são divididos, cada um deles, em quatro grupos:

- a) trem com 110 vagões equipados com válvulas tipo ABD;
- b) trem com 110 vagões equipados com válvulas tipo ABDW / DB-60;
- c) trem com 170 vagões equipados com válvulas tipo ABDW / DB-60;
- d) trem com 230 vagões equipados com válvulas tipo ABDW / DB-60.

Cada um desses grupos é subdividido em dois subgrupos correspondentes a taxas de frenagens de 10 % e 6,5 %. Cada subgrupo, por sua vez é dividido em três conjuntos de simulações correspondentes às velocidades de 11,11 m/s, 16,67 m/s e 22,22 m/s (40, 60 e 80 km/h); e, finalmente, para cada uma dessas velocidades é analisado o efeito da pressão de trabalho utilizada no encanamento geral do trem, para os casos de 483 kPa e 620 kPa (70 e 90 psi).

As simulações S representam as condições de via em tangente (sem curva) e em nível (sem rampa).

As simulações T representam as condições de via em tangente (sem curva) e em rampa descendente de 1 %.

As simulações U representam as condições de via em tangente (sem curva) e em rampa descendente de 2 %.

As simulações V representam as condições de via com curva de 800 metros e em nível (sem rampa).

As simulações W, X e Y são processadas nas mesmas condições das simulações S, T e U respectivamente, porém com uma perda média de 20 % na eficiência das timonarias de freia dos vagões, representando a condição de vagões em condição precária de manutenção.

Complementarmente são processados mais quatro lotes de simulações identificados com as letras A, B, C e D, com os objetivos descritos a seguir:

As simulações A mostram a influência do valor adotado para intervalo de tempo durante o processamento computacional, de modo que possa ser adotado um valor adequado para todos os demais processamentos.

As simulações B mostram a influência do freio dinâmico das locomotivas, quando empregado em conjunto com os freios pneumáticos dos vagões.

As simulações C mostram a influência da existência de vagões com freio isolado no trem.

As simulações D mostram a influência do emprego de válvulas de freio tipo ABD em comparação com as válvulas tipo ABDW / DB-60.

7.2.1 Simulações S

Para o caso de frenagem em um trecho em tangente e em nível, conforme mostram os valores apresentados na tabela 7.1, verifica-se pelos resultados das simulações que um trem, nas condições pré-estabelecidas de análise, em uma frenagem normal, pára em uma distância que varia de 298 a 1950 metros.

CONDICÃO: VIA EM TANGENTE E EM NÍVEL							
COMPR. E. G.	TIPO VALV.	TAXA FREN.	VEL. (m/s)	PRES. E. G. (kPa)	SIMU- LAÇÃO	DIST. PAR. (m)	TEMPO PARADA (s)
1100	ABD	10	11,11	483	S001	556	71
			11,11	620	S002	400	51
			16,67	483	S003	1009	87
			16,67	620	S004	729	63
			22,22	483	S005	1554	103
			22,22	620	S006	1127	75
		6,5	11,11	483	S007	658	85
			11,11	620	S008	476	62
			16,67	483	S009	1215	109
			16,67	620	S010	883	79
			22,22	483	S011	1910	133
			22,22	620	S012	1393	97
1100	ABDW	10	11,11	483	S101	415	54
			11,11	620	S102	298	39
			16,67	483	S103	772	70
			16,67	620	S104	557	50
			22,22	483	S105	1227	86
			22,22	620	S106	886	62
		6,5	11,11	483	S107	503	68
			11,11	620	S108	363	49
			16,67	483	S109	969	92
			16,67	620	S110	701	66
			22,22	483	S111	1580	117
			22,22	620	S112	1147	84
1700	ABDW	10	11,11	483	S201	498	63
			11,11	620	S202	348	44
			16,67	483	S203	909	79
			16,67	620	S204	638	56
			22,22	483	S205	1414	96
			22,22	620	S206	999	68
		6,5	11,11	483	S207	592	78
			11,11	620	S208	417	55
			16,67	483	S209	1110	101
			16,67	620	S210	786	72
			22,22	483	S211	1767	126
			22,22	620	S212	1261	90
2300	ABDW	10	11,11	483	S301	572	73
			11,11	620	S302	388	50
			16,67	483	S303	1037	89
			16,67	620	S304	709	61
			22,22	483	S305	1593	105
			22,22	620	S306	1098	73
		6,5	11,11	483	S307	676	87
			11,11	620	S308	463	60
			16,67	483	S309	1245	111
			16,67	620	S310	861	77
			22,22	483	S311	1950	135
			22,22	620	S312	1363	95

Tabela 7.1 - Simulações S

A frenagem mais curta (simulação S102) ocorre quando se combinam todos os fatores favoráveis conforme relacionado a seguir:

- a) Comprimento do trem: 1100 m;
- b) Válvula de freio: tipo ABDW (mais eficiente);
- c) Taxa de frenagem: 10 % (alta);
- d) Velocidade: 11,11 m/s (baixa);
- e) Pressão no encanamento geral: 620 kPa (alta).

Já a frenagem mais longa (simulação S312) ocorre quando os mesmos fatores são opostos, criando portanto a combinação mais desfavorável, com excessão da válvula de controle de freio que é do tipo ABDW / DB-60. Obviamente se a válvula em uso fosse do tipo ADB a distância de frenagem seria bem maior, mas essa simulação não foi feita porque esta condição não acontece na prática porque a criação da válvula ABDW / DB-60 ocorreu justamente devido ao mal desempenho da válvula ABD em tremos médios e longos.

O que se verifica ainda através dos resultados apresentados na tabela 7.1, é que o primeiro bloco de 12 simulações (S001 a S012) apresenta resultados de distância e tempo de parada bastante próximos dos resultados do quarto bloco (S301 a S312). Isto mostra que a válvula de controle tipo ABDW / DB-60 é tão eficiente em tremos de 2300 m quanto a válvula ABD o é em tremos de 1100 m.

7.2.2 Simulações T

A Tabela 7.2 apresenta os resultados das mesmas simulações porém em rampa descendente de 1 %. Na tabela existe uma coluna adicional (a penúltima) que mostra a variação percentual dos resultados das distâncias de parada em relação aos obtidos nos ensaios referidos na tabela 7.1 onde o tráfego é em nível.

CONDICÃO: VIA EM TANGENTE E RAMPA DESCENDENTE DE 1%								
COMPR. E. G.	TIPO VALV.	TAXA FREN.	VEL.	PRES. E. G.	SIMU- LAÇÃO	DIST. PAR.	VAR. DIST.	TEMPO PARADA
(m)		(%)	(m/s)	(kPa)		(m)	(%) ⁽¹⁾	(s)
1100	ABD	10	11,11	483	T001	916	+65	97
			11,11	620	T002	568	+42	63
			16,67	483	T003	1561	+55	120
			16,67	620	T004	987	+35	78
			22,22	483	T005	2345	+51	144
			22,22	620	T006	1499	+33	94
		6,5	11,11	483	T007	1302	+98	142
			11,11	620	T008	756	+59	86
			16,67	483	T009	2306	+90	186
			16,67	620	T010	1356	+54	112
			22,22	483	T011	3571	+87	231
			22,22	620	T012	2119	+52	139
1100	ABDW	10	11,11	483	T101	619	+49	73
			11,11	620	T102	393	+32	47
			16,67	483	T103	1128	+46	96
			16,67	620	T104	721	+29	62
			22,22	483	T105	1784	+45	120
			22,22	620	T106	1146	+29	78
		6,5	11,11	483	T107	912	+81	113
			11,11	620	T108	540	+49	68
			16,67	483	T109	1749	+80	156
			16,67	620	T110	1037	+48	94
			22,22	483	T111	2864	+81	201
			22,22	620	T112	1703	+48	121
1700	ABDW	10	11,11	483	T201	784	+57	86
			11,11	620	T202	474	+36	55
			16,67	483	T203	1370	+51	109
			16,67	620	T204	844	+32	69
			22,22	483	T205	2098	+48	133
			22,22	620	T206	1308	+31	85
		6,5	11,11	483	T207	1127	+90	129
			11,11	620	T208	638	+53	77
			16,67	483	T209	2058	+85	173
			16,67	620	T210	1183	+51	102
			22,22	483	T211	3259	+84	218
			22,22	620	T212	1893	+50	129
2300	ABDW	10	11,11	483	T301	954	+67	100
			11,11	620	T302	547	+41	61
			16,67	483	T303	1615	+56	123
			16,67	620	T304	954	+35	76
			22,22	483	T305	2416	+52	147
			22,22	620	T306	1455	+33	92
		6,5	11,11	483	T307	1353	+100	146
			11,11	620	T308	728	+57	84
			16,67	483	T309	2377	+91	189
			16,67	620	T310	1316	+53	110
			22,22	483	T311	3660	+88	234
			22,22	620	T312	2067	+52	137

(1) - Variação da distância em relação ao resultado da tabela 7.1.

Tabela 7.2 - Simulações T

Esta variação percentual da distância de parada fica na faixa de 29 % a 100 %, sendo que a maior variação ocorre na simulação T301 onde a rampa descendente de 1 % faz com que a distância de parada dobre de comprimento, mas o caso mais crítico ocorre na simulação T311 onde a distância de parada é de 3660 metros, valor bastante alto, obtido em função da conjunção de fatores desfavoráveis.

7.2.3 Simulações U

Para frenagens em rampa descendente de 2 %, pela análise dos resultados apresentados na tabela 7.3, verifica-se o mesmo tipo de resultados mostrados no item anterior porém com um sensível agravamento. Valores teóricos de distância de parada superiores a 17 km (simulações U011 e U311) demonstram que para haver controle do trem em rampas mais acentuadas, é necessário cuidar para que fatores desfavoráveis sejam eliminados. O estabelecimento de limites de velocidade e o uso de válvulas de frenagem mais eficientes, já se tornam imprescindíveis. Também a pressão de trabalho no encanamento geral deve ser alta, da mesma forma que a taxa de frenagem.

CONDICÃO: VIA EM TANGENTE E RAMPAS DESCENDENTE DE 2%								
COMPR. E. G.	TIPO VALV.	TAXA FREN.	VEL.	PRES. E. G.	SIMU- LAÇÃO	DIST. PAR.	VAR. DIST.	TEMPO PARADA
(m)		(%)	(m/s)	(kPa)		(m)	(%)(1)	(s)
1100	ABD	10	11,11	483	U001	1762	+217	156
			11,11	620	U002	855	+114	83
			16,67	483	U003	2920	+189	198
			16,67	620	U004	1437	+97	104
			22,22	483	U005	4261	+174	239
			22,22	620	U006	2147	+91	126
		6,5	11,11	483	U007	5908	+798	501
			11,11	620	U008	1483	+212	148
			16,67	483	U009	11580	+853	750
			16,67	620	U010	2651	+200	199
			22,22	483	U011	17507	+817	961
			22,22	620	U012	4126	+196	251
1100	ABDW	10	11,11	483	U101	1088	+162	115
			11,11	620	U102	553	+86	62
			16,67	483	U103	1978	+156	155
			16,67	620	U104	1005	+80	82
			22,22	483	U105	3136	+156	198
			22,22	620	U106	1597	+80	104
		6,5	11,11	483	U107	3500	+596	361
			11,11	620	U108	984	+171	115
			16,67	483	U109	7746	+699	581
			16,67	620	U110	1929	+175	164
			22,22	483	U111	13766	+711	828
			22,22	620	U112	3234	+182	217
1700	ABDW	10	11,11	483	U201	1452	+192	138
			11,11	620	U202	687	+97	72
			16,67	483	U203	2491	+174	179
			16,67	620	U204	1199	+88	92
			22,22	483	U205	3759	+166	221
			22,22	620	U206	1845	+85	114
		6,5	11,11	483	U207	4761	+704	437
			11,11	620	U208	1203	+188	130
			16,67	483	U209	9876	+790	678
			16,67	620	U210	2250	+186	180
			22,22	483	U211	15883	+799	905
			22,22	620	U212	3637	+188	232
2300	ABDW	10	11,11	483	U301	1856	+224	161
			11,11	620	U302	815	+110	81
			16,67	483	U303	3047	+194	203
			16,67	620	U304	1381	+95	102
			22,22	483	U305	4407	+177	244
			22,22	620	U306	2077	+89	123
		6,5	11,11	483	U307	6265	+827	520
			11,11	620	U308	1416	+206	144
			16,67	483	U309	12063	+869	770
			16,67	620	U310	2556	+197	194
			22,22	483	U311	17967	+821	977
			22,22	620	U312	4012	+194	247

(1) - Variação da distância em relação ao resultado da tabela 7.1.

Tabela 7.3 - Simulações U

7.2.4 Simulações V

A frenagem do trem em um trecho com curva é favorecido pela desaceleração provocada pela resistência proveniente do atrito dos flanges das rodas contra a lateral interna do trilho externo. A diferença de resistência entre as rodas de um mesmo rodeiro provoca também um desalinhamento do eixo do rodeiro em relação à linha perpendicular à tangente da curva, produzindo uma resistência adicional por provocar também o contato do flange da roda interna na lateral do trilho interno, além do escorregamento nos pontos de contato das bandas de rolamento das rodas com os boletos dos trilhos.

Como resultado das simulações, a tabela 7.4 mostra uma diminuição muito pequena nos valores das distâncias de parada (máximo de 5 %).

O que ocorre na prática é que frenagem em curva aumentam o risco de descarrilamento pelos motivos já descritos acima, devendo portanto ser evitada.

CONDIÇÃO: CURVA COM RAIO DE 800 m EM NÍVEL								
COMPR. E. G.	TIPO VALV.	TAXA FREN.	VEL.	PRES. E. G.	SIMU- LAÇÃO	DIST. PAR.	VAR. DIST.	TEMPO PARADA
(m)		(%)	(m/s)	(kPa)		(m)	(%) (1)	(s)
1100	ABD	10	11,11	483	V001	529	-5	69
			11,11	620	V002	386	-4	50
			16,67	483	V003	968	-4	84
			16,67	620	V004	707	-3	61
			22,22	483	V005	1495	-4	100
			22,22	620	V006	1096	-3	73
		6,5	11,11	483	V007	619	-6	82
			11,11	620	V008	455	-4	60
			16,67	483	V009	1151	-5	104
			16,67	620	V010	849	-4	76
			22,22	483	V011	1813	-5	127
			22,22	620	V012	1341	-4	94
1100	ABDW	10	11,11	483	V101	399	-4	52
			11,11	620	V102	290	-3	38
			16,67	483	V103	746	-3	68
			16,67	620	V104	543	-3	49
			22,22	483	V105	1186	-3	84
			22,22	620	V106	865	-2	61
		6,5	11,11	483	V107	478	-5	65
			11,11	620	V108	349	-4	48
			16,67	483	V109	923	-5	88
			16,67	620	V110	677	-3	64
			22,22	483	V111	1504	-5	112
			22,22	620	V112	1107	-3	82
1700	ABDW	10	11,11	483	V201	476	-4	62
			11,11	620	V202	337	-3	44
			16,67	483	V203	875	-4	77
			16,67	620	V204	621	-3	55
			22,22	483	V205	1364	-4	93
			22,22	620	V206	937	-3	66
		6,5	11,11	483	V207	560	-5	75
			11,11	620	V208	400	-4	53
			16,67	483	V209	1054	-5	97
			16,67	620	V210	757	-4	70
			22,22	483	V211	1681	-5	120
			22,22	620	V212	1216	-4	87
2300	ABDW	10	11,11	483	V301	543	-5	71
			11,11	620	V302	375	-3	49
			16,67	483	V303	994	-4	86
			16,67	620	V304	688	-3	60
			22,22	483	V305	1532	-4	102
			22,22	620	V306	1068	-3	71
		6,5	11,11	483	V307	635	-6	84
			11,11	620	V308	443	-4	58
			16,67	483	V309	1178	-5	106
			16,67	620	V310	828	-4	75
			22,22	483	V311	1850	-5	129
			22,22	620	V312	1312	-4	92

(1) - Variação da distância em relação ao resultado da tabela 7.1.

Tabela 7.4 - Simulações V

7.2.5 Simulações W

No caso de vagões em estado precário de manutenção, foi verificado através de ensaios, que a perda da eficiência do sistema de transmissão mecânica de forças (timoneria de freio) pode atingir valores em torno de 20 %.

A eficiência da timoneria, que já representa em si uma perda de força nos sistemas articulados de transmissão, passa a ser menor e no caso consideraremos que estaremos com apenas 80 % da eficiência originalmente disponível.

Os valores mostrados na tabela 7.5 demonstram que para frenagem em tangente e em nível observa-se como resultado um aumento da distância de parada em torno de 14%.

CONDICÃO: VIA EM TANGENTE E EM NÍVEL - 80 % DA EFICIÊNCIA								
COMPR. E. G.	TPO VALV.	TAXA FREN.	VEL.	PRES. E. G.	SIMU- LAÇÃO	DIST. PAR.	VAR. DIST.	TEMPO PARADA
(m)		(%)	(m/s)	(kPa)		(m)	(%)(1)	(s)
1100	ABD	10	11,11	483	W001	606	+9	78
			11,11	620	W002	438	+10	56
			16,67	483	W003	1110	+10	97
			16,67	620	W004	803	+10	70
			22,22	483	W005	1727	+11	118
			22,22	620	W006	1254	+11	85
		6,5	11,11	483	W007	721	+10	95
			11,11	620	W008	524	+10	69
			16,67	483	W009	1354	+11	125
			16,67	620	W010	985	+12	90
			22,22	483	W011	2154	+13	155
			22,22	620	W012	1573	+13	112
1100	ABDW	10	11,11	483	W101	457	+10	61
			11,11	620	W102	329	+10	44
			16,67	483	W103	868	+12	80
			16,67	620	W104	625	+12	58
			22,22	483	W105	1398	+14	101
			22,22	620	W106	1009	+14	73
		6,5	11,11	483	W107	563	+12	78
			11,11	620	W108	406	+12	56
			16,67	483	W109	1108	+14	108
			16,67	620	W110	801	+14	78
			22,22	483	W111	1827	+16	139
			22,22	620	W112	1327	+16	100
1700	ABDW	10	11,11	483	W201	544	+9	70
			11,11	620	W202	381	+9	49
			16,67	483	W203	1007	+11	90
			16,67	620	W204	709	+11	63
			22,22	483	W205	1586	+12	110
			22,22	620	W206	1123	+12	78
		6,5	11,11	483	W207	654	+10	88
			11,11	620	W208	462	+11	62
			16,67	483	W209	1248	+12	117
			16,67	620	W210	887	+13	84
			22,22	483	W211	2013	+14	148
			22,22	620	W212	1441	+14	106
2300	ABDW	10	11,11	483	W301	623	+9	80
			11,11	620	W302	425	+10	55
			16,67	483	W303	1138	+10	100
			16,67	620	W304	782	+10	69
			22,22	483	W305	1766	+11	120
			22,22	620	W306	1224	+11	83
		6,5	11,11	483	W307	740	+9	97
			11,11	620	W308	510	+10	67
			16,67	483	W309	1384	+11	127
			16,67	620	W310	963	+12	89
			22,22	483	W311	2194	+13	157
			22,22	620	W312	1543	+13	111

(1) - Variação da distância em relação ao resultado da tabela 7.1.

Tabela 7.5 - Simulações W

7.2.6 Simulações X

Já neste caso, verifica-se pela análise dos resultados das simulações mostrados na tabela 7.6, que o fato da frenagem ocorrer em rampa descendente de 1 % resulta em valores que refletem situações mais críticas quando ocorre a conjunção de fatores desfavoráveis, havendo casos em que a distância de parada atinge valores com variação superior a 150 % quando comparados com as mesmas condições de frenagem porém em nível.

Isto mostra que o agravante da frenagem em rampa juntamente com o agravante da redução da eficiência da timoneria de freio, criam uma situação que requer uma análise cuidadosa dos demais fatores envolvidos e também demonstra a importância da recuperação da eficiência através de uma manutenção adequada dos vagões.

CONDICÃO: VIA EM TANGENTE E RAMPa DESCENDENTE DE 1 % - 80 % DA EFICIÊNCIA								
COMPR. E. G.	TIPO VALV.	TAXA FREN.	VEL. (m/s)	PRES. E. G. (kPa)	SIMU- LAÇÃO	DIST. PAR. (m)	VAR. DIST. (%)(1)	TEMPO PARADA (s)
1100	ABD	10	11,11	483	X001	1083	+95	116
			11,11	620	X002	653	+63	73
			16,67	483	X003	1881	+86	148
			16,67	620	X004	1150	+58	93
			22,22	483	X005	2871	+85	181
			22,22	620	X006	1771	+57	113
		6,5	11,11	483	X007	1699	+158	190
			11,11	620	X008	914	+92	107
			16,67	483	X009	3098	+155	256
			16,67	620	X010	1678	+90	142
			22,22	483	X011	4888	+156	324
			22,22	620	X012	2668	+92	180
1100	ABDW	10	11,11	483	X101	746	+80	90
			11,11	620	X102	458	+54	57
			16,67	483	X103	1395	+81	122
			16,67	620	X104	860	+54	76
			22,22	483	X105	2247	+83	155
			22,22	620	X106	1388	+57	96
		6,5	11,11	483	X107	1218	+142	154
			11,11	620	X108	667	+84	87
			16,67	483	X109	2416	+149	220
			16,67	620	X110	1318	+88	122
			22,22	483	X111	4036	+155	289
			22,22	620	X112	2202	+92	160
1700	ABDW	10	11,11	483	X201	933	+87	105
			11,11	620	X202	547	+57	64
			16,67	483	X203	1666	+83	137
			16,67	620	X204	992	+55	84
			22,22	483	X205	2596	+84	170
			22,22	620	X206	1564	+57	104
		6,5	11,11	483	X207	1482	+150	174
			11,11	620	X208	778	+87	96
			16,67	483	X209	2794	+152	240
			16,67	620	X210	1481	+88	132
			22,22	483	X211	4512	+155	309
			22,22	620	X212	2415	+92	169
2300	ABDW	10	11,11	483	X301	1127	+97	120
			11,11	620	X302	628	+62	71
			16,67	483	X303	1943	+87	151
			16,67	620	X304	1114	+57	91
			22,22	483	X305	2950	+85	184
			22,22	620	X306	1723	+57	111
		6,5	11,11	483	X307	1762	+161	194
			11,11	620	X308	882	+90	104
			16,67	483	X309	3186	+156	261
			16,67	620	X310	1632	+90	140
			22,22	483	X311	4996	+156	328
			22,22	620	X312	2610	+91	177

(1) - Variação da distância em relação ao resultado da tabela 7.1.

Tabela 7.6 - Simulações X

7.2.7 Simulações Y

A tabela 7.7 mostra que no caso de rampa descendente de 2 % os resultados das simulações demonstram que em certos casos nem a distância de parada teórica é obtida, ou seja, o trem não tem capacidade de freio suficiente para parar, estando portanto desgovernado. A força gerada pelo sistema de freio é inferior à força gerada pela ação da gravidade. Isto volta a demonstrar que no caso de tráfego em rampa é extremamente importante adequar as variáveis envolvidas no processo de frenagem de modo que a frenagem venha a ocorrer de maneira segura.

CONDICÃO: VIA EM TANGENTE E RAMPA DESCENDENTE DE 2 % - 80 % DA EFICIÊNCIA								
COMPR. E. G.	TIPO VALV.	TAXA FREN.	VEL.	PRES. E. G.	SIMU- LAÇÃO	DIST. PAR.	VAR. DIST.	TEMPO PARADA
(m)		(%)	(m/s)	(kPa)		(m)	(%)(1)	(s)
1100	ABD	10	11,11	483	Y001	2745	+394	243
			11,11	620	Y002	1090	+173	107
			16,67	483	Y003	4777	+373	326
			16,67	620	Y004	1878	+158	139
			22,22	483	Y005	7103	+357	403
			22,22	620	Y006	2859	+154	171
		6,5	11,11	483	Y007	—	—	—
			11,11	620	Y008	2517	+429	250
			16,67	483	Y009	—	—	—
			16,67	620	Y010	4834	+447	359
			22,22	483	Y011	—	—	—
			22,22	620	Y012	7798	+460	471
1100	ABDW	10	11,11	483	Y101	1699	+309	181
			11,11	620	Y102	713	+139	82
			16,67	483	Y103	3280	+325	259
			16,67	620	Y104	1342	+141	112
			22,22	483	Y105	5397	+340	341
			22,22	620	Y106	2184	+147	145
		6,5	11,11	483	Y107	—	—	—
			11,11	620	Y108	1675	+361	195
			16,67	483	Y109	—	—	—
			16,67	620	Y110	3550	+406	298
			22,22	483	Y111	—	—	—
			22,22	620	Y112	6273	+447	413
1700	ABDW	10	11,11	483	Y201	2259	+354	215
			11,11	620	Y202	880	+153	93
			16,67	483	Y203	4096	+351	296
			16,67	620	Y204	1581	+148	124
			22,22	483	Y205	6345	+349	376
			22,22	620	Y206	2489	+149	157
		6,5	11,11	483	Y207	—	—	—
			11,11	620	Y208	2041	+389	220
			16,67	483	Y209	—	—	—
			16,67	620	Y210	4114	+423	326
			22,22	483	Y211	—	—	—
			22,22	620	Y212	6966	+452	440
2300	ABDW	10	11,11	483	Y301	2892	+406	251
			11,11	620	Y302	1040	+168	104
			16,67	483	Y303	4975	+380	334
			16,67	620	Y304	1808	+155	136
			22,22	483	Y305	7323	+360	410
			22,22	620	Y306	2773	+153	168
		6,5	11,11	483	Y307	—	—	—
			11,11	620	Y308	2403	+419	243
			16,67	483	Y309	—	—	—
			16,67	620	Y310	4663	+442	351
			22,22	483	Y311	—	—	—
			22,22	620	Y312	7605	+458	464

(1) - Variação da distância em relação ao resultado da tabela 7.1.

Tabela 7.7 - Simulações Y

7.2.8 Simulações A

Esta série de simulações tem por objetivo analisar a influência do valor adotado para intervalo de tempo entre os processamentos do programa computacional nos resultados obtidos. São analisados aqui um trem de 1100 m e um trem de 2300 m.

Foram feitas simulações com intervalos de tempo variando de 0,01 a 10 segundos. Considerando que para intervalos em torno de 0,01 segundos os resultados praticamente já não se alteram, estabeleceremos que para este valor de intervalo os resultados podem ser considerados exatos e portanto serão usados como referência para a variação dos resultados quando forem empregados outros valores.

Pela análise dos resultados mostrados na tabela 7.8, verifica-se que o valor de 1 segundo, para intervalo de tempo, resulta em uma variação de 1,69 % para o caso mais crítico, que consideramos aceitável para a precisão requerida nos resultados em questão.

SIMULAÇÃO	IT	TEMPO DE PARADA	DISTÂNCIA DE PARADA	PORCENTAGEM DE ERRO NA DISTÂNCIA	NÚMERO DE PROCESSAMENTOS
(1)	(s)	(s)	(m)	(%) (2)	
A-S102A	10	40	237,5247	21,68	4
A-S102B	5	40	274,7562	9,40	8
A-S102C	3	39	287,6119	5,16	13
A-S102D	2	38	293,3316	3,27	19
A-S102E	1	39	298,1336	1,69	39
A-S102F	0,7	38,5	299,8357	1,13	55
A-S102G	0,5	38,5	300,8347	0,80	77
A-S102H	0,3	38,7	301,8132	0,48	129
A-S102I	0,1	38,6	302,8182	0,14	386
A-S102J	0,05	38,5	303,0655	0,06	770
A-S102K	0,01	38,6	303,2571	0,00	3860
A-S311A	10	140	1855,304	5,26	14
A-S311B	5	135	1912,513	2,34	27
A-S311C	3	135	1931,683	1,36	47
A-S311D	2	136	1940,189	0,93	68
A-S311E	1	135	1949,640	0,45	135
A-S311F	0,7	135	1952,353	0,31	193
A-S311G	0,5	135	1954,137	0,22	270
A-S311H	0,3	135	1955,926	0,13	450
A-S311I	0,1	135	1957,698	0,04	1350
A-S311J	0,05	135	1958,123	0,01	2700
A-S311K	0,01	135	1958,405	0,00	13500

(1) - S102 = TREM DE 1100 m EM BAIXA VELOCIDADE

S311 = TREM DE 2300 m EM ALTA VELOCIDADE

(2) - CONSIDERADO QUE O RESULTADO SEJA EXATO COM IT = 0,01 s

Tabela 7.8 - Simulações A - Análise do valor do Intervalo de Tempo (it)

7.2.9 Simulações B

O objetivo aqui é avaliar o quanto a frenagem dinâmica das locomotivas contribui quando atuam simultaneamente com o freio a ar. Aqui também são analisados um trem de 1100 m e um trem de 2300 m. O trem curto com uma ou duas locomotivas e o trem longo com duas ou quatro locomotivas.

A quantidade de locomotivas empregadas em um trem é determinada em função da demanda de tração necessária para as características do trem, da via, e da operação em questão. Geralmente um trem unitário é pesado o suficiente para exigir o emprego de mais de uma locomotiva.

Como resultado, verifica-se através da análise da tabela 7.9, que o emprego do freio dinâmico é aconselhável, uma vez que auxiliando significativamente no processo de frenagem, além de permitir que haja uma menor solicitação dos freios dos vagões, com as conseqüentes vantagens como redução da temperatura das rodas e menor solicitação dos sistemas mecânico e pneumático dos vagões.

Entretanto deve ser lembrado que a operação do freio dinâmico das locomotivas em trens longos representa uma operação que requer experiência e destreza por parte do operador para fazer com que as locomotivas se desacelerem de maneira compatível com a desaceleração do restante do trem, para que não ocorra o deslizamento das rodas sobre os trilhos com seus conseqüentes danos.

SIMULAÇÃO (1)	QUANTIDADE DE LOCOMOTIVAS	PESO DOS VAGÕES (kN) (2)	DISTÂNCIA DE PARADA (m)	VARIAÇÃO DA DISTÂNCIA (%) (3)
B-S102A	2	88000	267	-10
B-S102B	4	88000	244	-18
B-S311A	4	184000	1704	-13

(1) - S102 = TREM DE 1100 m EM BAIXA VELOCIDADE

S311 = TREM DE 2300 m EM ALTA VELOCIDADE

(2) - CONSIDERANDO VAGÃO DE 800 kN (82 t) E 10 m

(3) - REFERÊNCIA TABELA 7.1

Tabela 7.9 - Simulações B - Análise da Frenagem Dinâmica

7.2.10 Simulações C

Aqui o objetivo é analisar a influência da existência de vagão com freio isolado no trem, no resultado da distância de parada.

Os resultados mostrados na tabela 7.10 mostram que a variação da distância de parada neste caso é desprezível. O que deve ser lembrado é que o sistema de trens unitários se vale das vantagens da padronização onde todos os vagões se comportam de forma semelhante por serem iguais. Havendo vagões com freio isolado, os demais vagões passam a ter que frear por estes, ocorrendo uma sobrecarga indesejável, além da criação de forças longitudinais adicionais nos sistemas de engates, pois o vagão que não freia, por inércia tende a tracionar o de trás e empurrar o da frente. Portanto os vagões com problemas nos freios devem ser reparados o mais breve possível.

SIMULAÇÃO (1)	QUANTIDADE DE FREIOS ISOLADOS	DISTÂNCIA DE PARADA (m)	VARIAÇÃO DA DISTÂNCIA (%) (2)
C-S102A	1	299	0
C-S102B	2	301	+1
C-S311A	1	1954	0
C-S311B	2	1960	+1

(1) - S102 = TREM DE 1100 m EM BAIXA VELOCIDADE

S311 = TREM DE 2300 m EM ALTA VELOCIDADE

(2) - REFERÊNCIA TABELA 7.1

Tabela 7.10 - Simulações C - Análise de Vagão com Freio Isolado

7.2.11 Simulações D

Nesta série de simulações o objetivo é avaliar a influência do tipo de válvula utilizada nos vagões.

São consideradas diversas possibilidades de configuração de trens equipados com válvulas de controle de freio tipo ABD e tipo ABDW / DB-60.

Os resultados das simulações, conforme pode ser verificado na tabela 7.11, mostram que para o caso de trem de 1100 m (primeira metade da tabela), o uso de válvula tipo ABDW / DB-60 reflete em uma diminuição da distância de parada que varia em torno de 25%, havendo portanto uma melhora, porém não tão acentuada, que talvez não justifique o investimento em equipamento mais caro principalmente se a abordagem for referente a substituição de equipamentos já em uso.

Já para trens de 2300 m o ganho é bem mais representativo, ficando em torno de 89% o que pode ser decisivo para que o trem seja capaz de parar dentro de determinados trechos da via.

VÁLVULA TIPO ABDW		VÁLVULA TIPO ABD		VARIAÇÃO DA DIST. (%)
SIMULAÇÃO	DISTÂNCIA (m)	SIMULAÇÃO	DISTÂNCIA (m)	
S101	415	D-S001	556	+25
S102	298	D-S002	400	+26
S103	772	D-S003	1009	+23
S104	557	D-S004	729	+24
S105	1227	D-S005	1554	+21
S106	886	D-S006	1127	+21
S107	503	D-S007	658	+24
S108	363	D-S008	476	+24
S109	969	D-S009	1215	+20
S110	701	D-S010	883	+21
S111	1580	D-S011	1910	+17
S112	1147	D-S012	1393	+18
S301	572	D-S301	770	+35
T301	954	D-T301	1529	+60
U301	1856	D-U301	3442	+85
W301	623	D-W301	836	+34
X301	1127	D-X301	1803	+60
Y301	2892	D-Y301	5473	+89
S302	388	D-S302	520	+34
T302	547	D-T302	825	+51
U302	815	D-U302	1373	+68
W302	425	D-W302	569	+34
X302	628	D-X302	951	+51
Y302	1040	D-Y302	1749	+68

S301: TREM DE 2300 m E PRESSÃO NORMAL NO ENCANAMENTO GERAL

S302: TREM DE 2300 m E PRESSÃO ALTA NO ENCANAMENTO GERAL

Tabela 7.11 - Simulações D - Análise do Tipo de Válvula de Freio

7.3 Análise dos Resultados

Os resultados das simulações apresentados nas tabelas 7.1 a 7.11 podem ser agrupados e comparados de diversas maneiras, algumas das quais, consideradas de maior interesse, são mostradas a seguir através de gráficos.

7.3.1 Comprimento do trem

O aumento da distância de parada em relação ao aumento do comprimento do trem é mostrado na figura 7.2 para os casos de frenagem em nível, em rampa descendente de 1% e em rampa descendente de 2%.

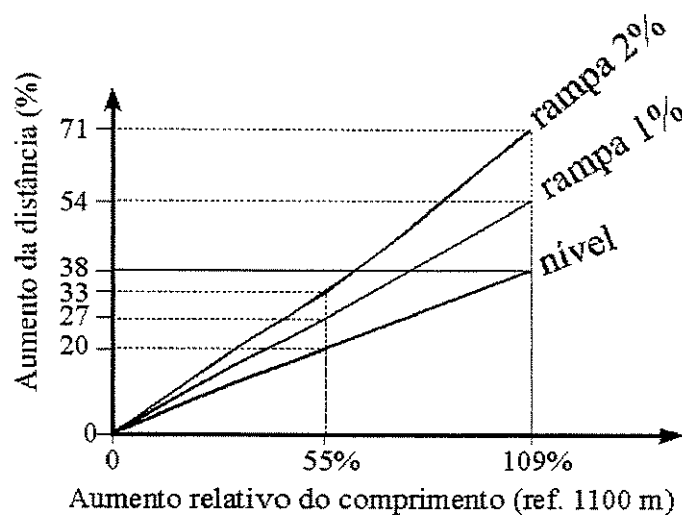
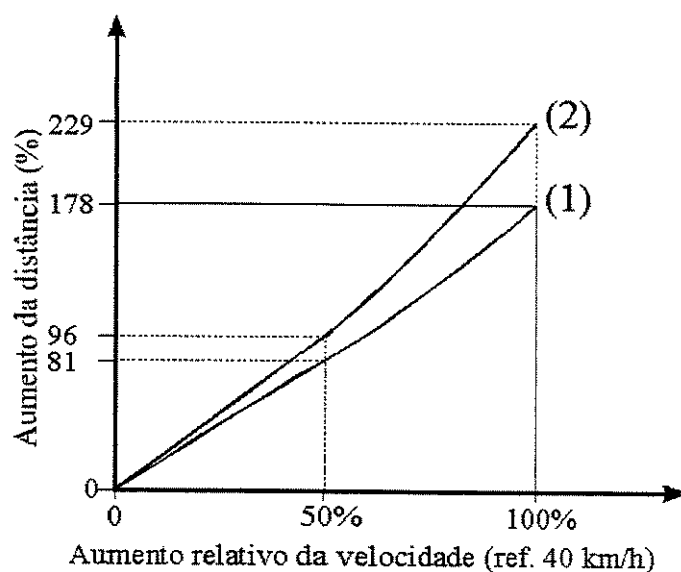


Figura 7.2 – Comprimento do Trem

7.3.2 Velocidade

O aumento da distância de parada em relação ao aumento da velocidade de tráfego é mostrado na figura 7.3, também para os casos de frenagem em nível, em rampa descendente de 1% e em rampa descendente de 2%.



- (1) Taxa de frenagem alta (10%)
 (2) taxa de frenagem baixa (6,5%)

Figura 7.3 – Velocidade

7.3.3 Pressão no Encanamento Geral

A redução na distância de parada em relação ao aumento da pressão de trabalho no encanamento geral de 70 psi (483 kPa) para 90 psi (620 kPa) é mostrada na figura 7.4, também para os casos de frenagem em nível, em rampa descendente de 1% e em rampa descendente de 2%.

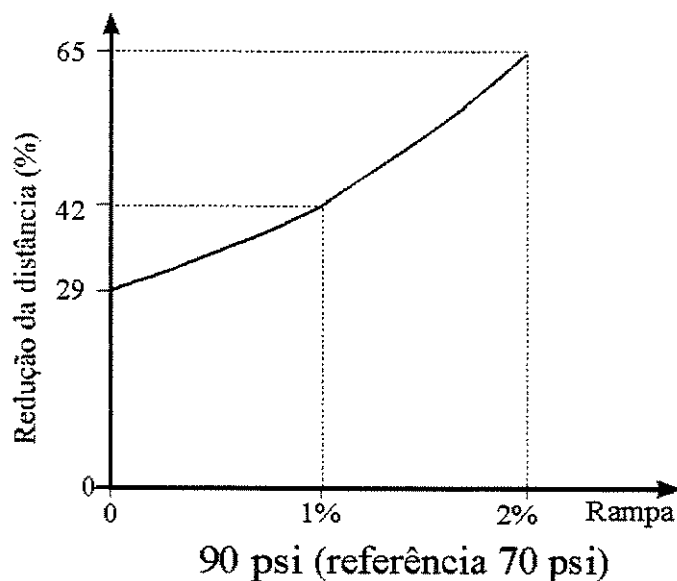


Figura 7.4 – Pressão no Encanamento Geral aumentada de 70 psi (483 kPa) para 90 psi (620) kPa

7.3.4 Perda de 20% na Eficiência da Timoneria

O aumento da distância de parada causado pela perda de 20% de eficiência da timoneria de freio dos vagões é mostrado na figura 7.5, para os casos de frenagem em nível, em rampa descendente de 1% e em rampa descendente de 2%, e para os casos de 70 psi (483 kPa) e 90 psi (620 kPa). Verifica-se que com 70 psi (483 kPa) de pressão de trabalho no encanamento geral, em rampa descendente com inclinação próxima de 2% o trem já não pode mais ser controlado.

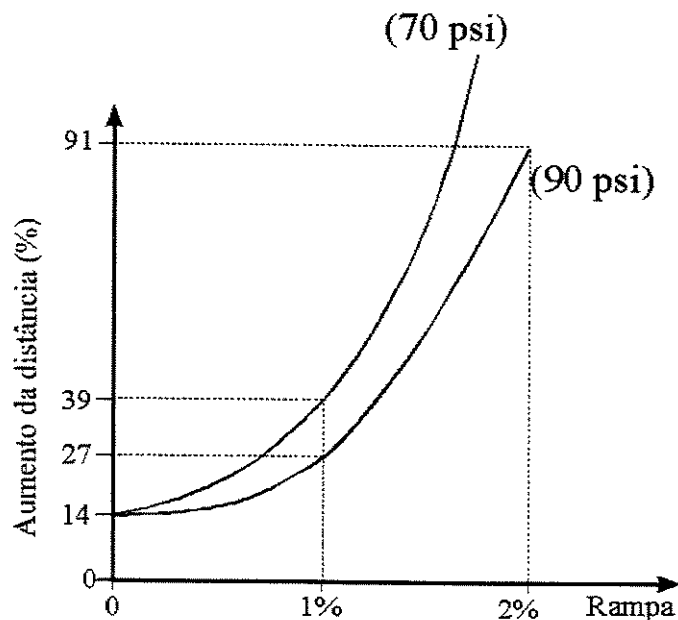


Figura 7.5 - Perda de 20% na Eficiência da Timoneria

7.3.5 Taxa de Frenagem

A figura 7.6 mostra o aumento da distância de parada quando se emprega o valor limite mínimo de taxa de frenagem de 6,5%, em comparação com o emprego de 10% que é o limite máximo estabelecido pelas normas. Verifica-se que em rampa de 2% a distância de parada atinge valores de aproximadamente o dobro do comprimento.

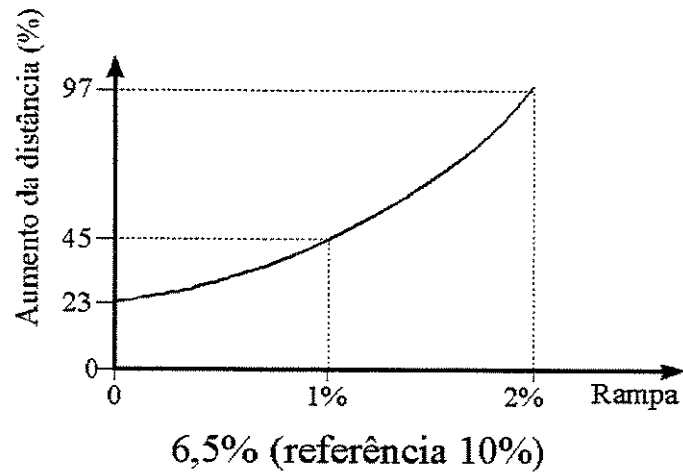


Figura 7.6 Taxa de Frenagem

7.3.6 Válvula de Freio

O emprego de válvula moderna tipo ABDW / ABDX / DB-60, resulta em um ganho significativo na distância de parada, principalmente para trens mais longos como mostra a figura 7.7.

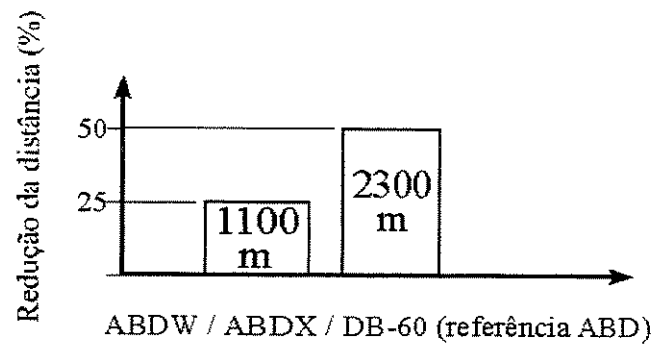


Figura 7.7 – Válvula de Freio

Capítulo 8

Conclusões e Sugestões para Próximos Trabalhos

Apesar de ser interessante que sejam feitos ensaios práticos de frenagem, isto exige que se tenha um trem carregado e em condições de uso e a via por onde ele circulará ou uma via em condições similares. Os pouquíssimos registros de ensaios demonstram que para conseguir atender a estes requisitos as dificuldades são bastante grandes, pois as disponibilidades de veículos e vias são escassas devido à alta demanda de transporte de carga.

O emprego de um programa computacional no estudo do processo de frenagem de um trem unitário de carga permite que sejam feitas exaustivas variações no conjunto dos dados de entrada de modo que possam ser avaliadas diversas possibilidades de ocorrências práticas.

Além disso, através de simulações podem ser feitas análises de situações limites onde pode ocorrer a perda de controle do trem que, em experimentações práticas poderiam acarretar danos ou acidentes.

O programa computacional aqui apresentado foi desenvolvido especificamente para atender aos requisitos do presente estudo, com limitações impostas que se fizeram necessárias para delimitar o campo de estudo permitindo assim um aprofundamento maior no assunto aqui abordado que é o processo de frenagem de trens unitários de carga, pois este tipo de transporte

vem sendo largamente utilizado em nosso país devido ao grande interesse em facilitar o escoamento de carga a granel em grande quantidade do interior do país para os portos com o objetivo de exportação. Entretanto o procedimento matemático apresentado é baseado em equações fundamentais da mecânica de modo que com pequenas alterações no programa computacional é possível ajustá-lo a outras áreas de interesse como por exemplo trens mistos para transporte de cargas variadas ou trens para transporte de passageiros.

A padronização na determinação das variáveis envolvidas no processo de frenagem do trem é de grande importância para fins de comparação dos resultados obtidos em condições diferentes de simulação.

O emprego do ábaco da figura 4.4 para determinar a curva de crescimento da pressão nos cilindros de freio ao longo do trem dispensa a necessidade da realização de ensaio para a obtenção desta curva. Além da dificuldade de se dispor de um trem em condições de uso para ser monitorado, a curva obtida no ensaio prático só é válida para as condições de ensaio. Caso se queira alterar o comprimento do trem ou a pressão de trabalho no encanamento geral, por exemplo, é necessário que se realizem novos ensaios pois as curvas são outras. Já com o emprego do ábaco, é possível avaliar diversas combinações de dados com um pequeno consumo de tempo sem a necessidade de imobilizar um trem e o pessoal e equipamentos envolvidos na monitoração dos ensaios. E, principalmente, no caso de estudos de novas ferrovias ou novos trens, as simulações são fundamentais na fase de planejamento.

As simulações aqui processadas, cujos resultados são apresentados no capítulo 7, cobrem uma grande gama de possibilidades de ocorrência prática compatíveis com as condições das vias e dos veículos atualmente em uso pelas ferrovias brasileiras. Isto permite que a consulta de resultados das simulações possa trazer informações de interesse prático, além de, através da comparação com casos similares, poder servir de orientação na solução de problemas ou decisão quanto a modificações a serem feitas em veículos ou em procedimentos de operação, com o objetivo de otimizar o desempenho da operação dos trens.

Por outro lado, em estudos mais específicos, com o emprego do programa computacional é possível simular diversas situações na fase de desenvolvimento de novos sistemas de transporte envolvendo via, veículo ou procedimento operacional, na busca da melhor resposta do sistema para atender a determinados objetivos.

A análise dos resultados destas simulações permitem concluir ou comprovar fatos de interesse das ferrovias conforme destacam-se a seguir:

a) Apesar das normas permitirem que se projetem vagões com taxa de frenagem na faixa de 6,5 % a 10 %, deve ser dada preferência para projetos onde a taxa de frenagem seja o mais próximo possível de 10 %. Isto resulta em uma maior capacidade de frenagem do trem.

b) É necessário conhecer com precisão a capacidade de frenagem de um trem em um determinado trecho de via para que seja possível determinar com segurança a velocidade limite permitida e as distâncias entre sinalizações;

c) A pressão de trabalho no encanamento geral de trens unitários de carga deve ser de 620 kPa (90 psi) para que haja uma disponibilidade adequada de capacidade de frenagem;

d) Operações em rampas descendentes devem ser cuidadosamente planejadas para garantirem que o trem permaneça dentro de condições seguras de controle;

e) A manutenção de condições operacionais compatíveis com as do projeto dos vagões deve ser garantida para que os veículos tenham sempre desempenho adequado em uso. O desgaste de peças articuladas da timoneria de freio provoca desalinhamentos de alavancas e tirantes que levam a perdas adicionais de forças, o que deve ser evitado;

f) O freio dinâmico da locomotiva deve ser aplicado em conjunto com os freios pneumáticos dos vagões, permitindo uma menor solicitação destes e para que a locomotiva freie de maneira compatível com os vagões;

g) Válvulas de controle de freio modernas (tipo ABDW, ABDX ou DB-60) são recomendadas para trens de comprimento médios e longos devido ao seu desempenho significativamente superior em comparação com válvulas de concepção mais antiga.

8.1 Sugestões para Próximos Trabalhos

8.1.1 Estudo da perda de eficiência da timoneria de freio e estudo de soluções de projeto para minimizar o problema: Vagões já em uso por um certo tempo, mesmo estando aparentemente em condições normais de uso, podem ter desgastes excessivos nas articulações das timonias de freio. Ensaio em vagões existentes, análises dos projetos de timonias e análises dos materiais empregados, podem resultar em orientações importantes para novos projetos.

8.1.2 Aperfeiçoamento do programa computacional: O programa computacional apresentado pode sofrer diversas melhorias como aperfeiçoamento da precisão da leitura dos traçados das curvas utilizadas como dados de entrada, introdução de procedimentos para leitura de bancos de dados com características de trens e de vias, adaptação para utilização em sistemas de transporte por trens mistos de carga ou trens de passageiros, etc.

8.1.3 Estudo das forças longitudinais geradas nos sistemas de acoplamento durante a frenagem: A partir do instante em que se inicia o processo de frenagem, a propagação da queda de pressão ao longo do trem faz com que os vagões da frente comecem a frear antes dos de trás. Isto provoca a compressão do trem gerando forças nos sistemas de acoplamento. Também um vagão com freio inoperante resulta em forças longitudinais junto aos vagões adjacentes durante a frenagem. Em trens longos e pesados estas forças certamente devem ser grandes e devem ser adequadamente amortecidas e absorvidas pelos sistemas de acoplamento e pela estrutura do vagão.

8.1.4 Utilização do programa computacional para desenvolver pesquisas junto com ferrovias que operam com trens unitários de carga: Pesquisas de cunho prático, realizadas em conjunto com ferrovias, podem fornecer importantes subsídios para a aferição do procedimento matemático do programa computacional de modo a confirmar resultados de simulações ou levar a ajustes que resultem em uma ampla confiabilidade nos resultados das simulações.

Referências Bibliográficas

- [1] Air Brake Association - *Engineering and design of railway brake systems*. Chicago, 1975.
- [2] Air Brake Association - *Modern freight train handling*. Chicago, 1967.
- [3] American Society of Mechanical Engineers - *Computer simulation of rail vehicle. Rail Transportation Proceedings*. New York, 1973.
- [4] Associação Brasileira de Normas Técnicas - *Norma CB-60 - vagão ferroviário; classificação*. Rio de Janeiro, 1991.
- [5] Associação Brasileira de Normas Técnicas - *Norma EB-113 - freio ferroviário - timoneria de freio; especificação*. Rio de Janeiro, 1984.
- [6] Associação Brasileira de Normas Técnicas - *Norma EB-828 - freio ferroviário - sapata não metálica; especificação*. Rio de Janeiro, 1984.
- [7] Associação Brasileira de Normas Técnicas - *Norma EB-894 - freio ferroviário - ajustador automático de freio - ajustador de duplo efeito; especificação*. Rio de Janeiro, 1979.
- [8] Associação Brasileira de Normas Técnicas - *Norma NB-58 - freio ferroviário - cálculo e projeto; procedimento*. Rio de Janeiro, 1986.
- [9] Associação Brasileira de Normas Técnicas - *Norma NBR 7508 - freio ferroviário; terminologia*. Rio de Janeiro, 1990.

- [10] Associação Brasileira de Normas Técnicas - *Norma NBR 7513 - freio ferroviário - freio isolado; procedimento*. Rio de Janeiro, 1982.
- [11] Associação Brasileira de Normas Técnicas - *Norma NBR 7589 - eixo ferroviário; classificação*. Rio de Janeiro, 1989.
- [12] Associação Brasileira de Normas Técnicas - *Norma NBR 7592 - freio ferroviário - ajustador automático de freio; classificação*. Rio de Janeiro, 1982.
- [13] Associação Brasileira de Normas Técnicas - *Norma NBR 7603 - freio ferroviário; classificação*. Rio de Janeiro, 1982.
- [14] Associação Brasileira de Normas Técnicas - *Norma NBR 7705 - exame do freio de trem; procedimento*. Rio de Janeiro, 1983.
- [15] Associação Brasileira de Normas Técnicas - *Norma NBR 7743 - freio ferroviário - frenagem; classificação*. Rio de Janeiro, 1983.
- [16] Associação Brasileira de Normas Técnicas - *Norma NBR 7905 - freio ferroviário - cilindro de freio - curso do pistão; padronização*. Rio de Janeiro, 1983.
- [17] Associação Brasileira de Normas Técnicas - *Norma NBR 7906 - freio ferroviário - reservatório; classificação*. Rio de Janeiro, 1983.
- [18] Associação Brasileira de Normas Técnicas - *Norma NBR 7910 - sapata para freio ferroviário; classificação*. Rio de Janeiro, 1988.
- [19] Associação Brasileira de Normas Técnicas - *Norma NBR 7934 - freio ferroviário - cilindro de freio; padronização*. Rio de Janeiro, 1985.
- [20] Associação Brasileira de Normas Técnicas - *Norma NBR 9071 - sapata não metálica para freio ferroviário - determinação do coeficiente de atrito através da máquina krauss; método de ensaio*. Rio de Janeiro, 1985.
- [21] Associação Brasileira de Normas Técnicas - *Norma NBR 9073 - mangueiras para freio ferroviário - tipos, forma e dimensões; classificação*. Rio de Janeiro, 1985.
- [22] Associação Brasileira de Normas Técnicas - *Norma NBR 12323 - Roda ferroviária; padronização*. Rio de Janeiro, 1991.

- [23] Associação Brasileira de Normas Técnicas - *Norma PB-384 - freio ferroviário - mangueira de freio a ar; padronização*. Rio de Janeiro, 1980.
- [24] Associação Brasileira de Normas Técnicas - *Norma PB-560 - freio ferroviário - ajustador automático de freio; padronização*. Rio de Janeiro, 1980.
- [25] Associação Brasileira de Normas Técnicas - *Norma PB-608 - freio ferroviário - tubulação; padronização*. Rio de Janeiro, 1981.
- [26] Associação Brasileira de Normas Técnicas - *Texto-base 6:08:08-014 - freio ferroviário - determinação da distância de parada; método de ensaio*. Rio de Janeiro, 1982.
- [27] Associação Brasileira de Normas Técnicas - *Texto-base 6:08:08-255 - freio ferroviário - determinação da distância de parada com carro laboratório; método de ensaio*. Rio de Janeiro, 1986.
- [28] Association of American Railroads - *Car and locomotive cyclopedia*. Simmons Boardman, New York, 1974.
- [29] Association of American Railroads - *Field manual of interchange rules*. Washington, 1989.
- [30] Association of American Railroads - *Manual of standards and recommended practices. Section C - car construction*. Washington, 1988
- [31] Association of American Railroads - *Manual of standards and recommended practices. Section E - brake and brake equipments*. Washington, 1988
- [32] Association of American Railroads - *Manual of standards and recommended practices. Section G - wheel and axle*. Washington, 1988
- [33] Association of American Railroads - *Update on the brake shoe performance test. Railway Age*. New York, December 13/27, 1982.
- [34] Barbosa, Roberto Spínola - *Estudo do processo de frenagem com auxílio de computador*. ABNT/IPT, São Paulo, 1991.

- [35] Beer, Ferdinand P. & Johnston Jr., E. Russel - *Mecânica vetorial para engenheiros - dinâmica*. Mc Graw Hill, São Paulo, 1981.
- [36] Blaine, David G. - *Modern freight car air brakes*. Simmons-Boardman, Omaha, 1979.
- [37] Botelho, João Henrique Baker - *Introdução às timonérias de freio*. RFFSA/Sucobrás, Campinas, 1984.
- [38] Brina, Helvécio Lapertosa - *Estrada de Ferro*. Livros Técnicos e Científicos, Rio de Janeiro, 1982.
- [39] Cobrasma S/A - *Teste de frenagem com vagão hopper tanque RFFSA*. Relatório EV-003/88. Sumaré, 1988.
- [40] Cobrasma S/A - *Teste de frenagem em vagão plataforma romeno e acompanhamento de problemas com vagão gôndola GDT*. Relatório EV-004/87. Sumaré, 1987.
- [41] Cobrasma S/A - *Registros de testes dinamométricos realizados em vagões novos*. Sumaré, 1995.
- [42] Cruz, Gilson Fernandes - *Porcentagem de freio*. Rio de Janeiro, RFFSA, s.d.
- [43] Fepasa - Ferrovias Paulista S/A - *Catálogo de vagões*. São Paulo, 1980.
- [44] Gomes Neto, Francisco - *DB-60 - A válvula brasileira homologada pela AAR*. ABNT/Knorr, Tubarão, 1989.
- [45] Hage, Ali El - *Sapata de composição*. ABNT/Cobreq, Porto Alegre, 1985.
- [46] Hamilton, David S. - *História ilustrada do trem*. Fresinbra, Rio de Janeiro, 1979.
- [47] Iamonde, Eduardo Domingos & Lombardi, Sérgio Valente - *Conhecimentos técnicos sobre a frenagem ferroviária*. ABNT/Knorr, Porto Alegre, 1985.

- [48] Knorr - Indústria de Freios Knorr Ltda - *Válvula de controle FE-117 DB-2 e FE-117 D-2*. Folheto descritivo DK-DE 10-01-PO. São Paulo, 1981.
- [49] Lavorente, José Luiz & Cruz, José Osvaldo - *Ensaio de frenagem*. ABNT/Fepasa, Porto Alegre, 1985.
- [50] Martins, Sérgio Roberto - *Análise da distribuição dos esforços nos rodeiros de um trem de carga*. ABNT/Cobrasma, São Paulo, 1989.
- [51] Martins, Sérgio Roberto - *Dispar - programa para microcomputador - cálculo da distância de parada de trem de carga*. ABNT/Cobrasma, São Paulo, 1991.
- [52] Martins, Sérgio Roberto & Mattiello, Roberto - *Considerações sobre os efeitos da frenagem nos conjuntos de acoplamento de um trem de carga*. ABNT/Cobrasma/Fresinbra, Rio de Janeiro, 1988.
- [53] Mattiello, Roberto - *Gradiente e vazamento do encanamento geral dos trens de carga*. ABNT/Fresinbra, Recife, 1986.
- [54] Mattiello, Roberto - *Sistemas de freio para vagões e locomotivas*. ABNT/Sab Wabco, São Paulo, 1992.
- [55] Mattiello, Roberto & Keung, So Kwan - *Equipamentos de freio para vagões*. ABNT/Fresinbra/Fonseca Almeida, Salvador, 1983.
- [56] Nicolau, Walfredo Cheohem - *Distância de frenagem dos trens da SP-3*. ABNT/RFFSA, Porto Alegre, 1985.
- [57] Ribeiro, Marcos Mendonça - *Aspectos técnicos na definição de taxas de frenagem de vagão*. ABNT/CVRD, Porto Alegre, 1985.
- [58] Ribeiro, Marcos Mendonça - *Distância de parada de trem pelo método dos intervalos*. ABNT/CVRD, Salvador, 1983.

- [59] Rodrigues Filho, Fausto & Roza, Leopoldo Correa - *Conseqüências das elevadas temperaturas nas rodas de veículos ferroviários*. ABNT/Unicamp, Porto Alegre, 1985.
- [60] Rodrigues Filho, Fausto & Roza, Leopoldo Correa - *Dispersão da força de frenagem - novas considerações*. ABNT/Unicamp, São Paulo, 1991.
- [61] Roza, Leopoldo Correa - *O uso de locomotiva de manobra GE como fator de economia*. General Eletric, Campinas, 1985.
- [62] Roza, Leopoldo Correa - *Utilização do freio independente no controle dos trens*. General Eletric/Unicamp, Campinas, 1985.

APÊNDICE A

Ábaco para a Determinação da Curva Média de Crescimento da Pressão nos Cilindros de Freio

A partir do momento em que se aplicam os freios, a válvula de freio de cada vagão será acionada em função da queda de pressão no encanamento geral do trem. Como a transmissão dessa queda de pressão é produzida pneumáticamente, apesar de ser rápida, ocorre que as válvulas de freio dos primeiros vagões são acionadas antes das válvulas dos vagões que se encontram na parte traseira do trem. As válvulas modernas incorporam características de aceleração na transmissão da queda de pressão e retardamento na aplicação dos freios dos primeiros vagões, para minimizar essa diferença de tempo na atuação dos freios, que é chamada função W.

De qualquer forma, o que se constata na prática é que o processo de frenagem depende muito da velocidade de transmissão da queda de pressão no encanamento geral e verifica-se que o trem só começa a desacelerar de maneira sensível a partir do momento em que uma quantidade significativa de válvulas de freio já tenham sido acionadas ao longo do trem. Após um determinado intervalo de tempo, todas as válvulas estarão acionadas e aplicando os freios de maneira uniforme. Temos, portanto, duas fases da frenagem que são: a fase em que a transmissão da queda de pressão está ocorrendo ao longo do trem e que parte dos vagões já estão freindo enquanto que outros ainda não estão; e a fase em que todos os vagões estão freindo de maneira teoricamente idêntica, uma vez que estamos estudando o processo de parada de trens unitários que são compostos de vagões iguais. Na verdade as intensidades das forças de frenagem não são idênticas devido a fatores de influência locais que resultam em uma certa dispersão dessas forças.

Entretanto, o que nos interessa é a força média de frenagem que consideraremos igual para todos os vagões.

Quando a válvula de freio de um vagão é acionada em função da queda de pressão no encanamento geral, ela libera a passagem de ar do reservatório para o cilindro de freio, o que provoca o deslocamento do êmbolo do cilindro que empurra o sistema de alavancas e tirantes que compõem a timoneria de freio e isto resulta na aplicação das sapatas contra as rodas do vagão, iniciando o processo de parada. A força aplicada pelas sapatas será tanto mais intensa quanto maior for a pressão no cilindro, e será constante a partir do momento em que a pressão no cilindro atingir o valor de equilíbrio que depende da pressão de trabalho que está em uso no encanamento geral e da intensidade da queda de pressão provocada no encanamento geral no momento da aplicação do freio.

Para estudarmos o processo de parada de um trem, precisamos conhecer as características deste trem que influem no processo, e uma delas é a maneira como as válvulas de freio atuam nos vagões liberando ar para produzirem pressão nos cilindros de freio. Como o nosso interesse está em analisar o desempenho do trem durante o processo de parada, a intensidade de aplicação do freio que nos interessa é a correspondente a uma aplicação de serviço total, que é a mais intensa possível em uma frenagem normal. Portanto restam como variáveis somente o tipo de válvula, o comprimento do trem e a pressão de trabalho no encanamento geral.

A curva média de crescimento da pressão nos cilindros pode ser levantada através de um ensaio onde são monitoradas as pressões nos cilindros em diversos pontos ao longo do trem, ou então em bancadas de testes em laboratórios que tenham um sistema de válvulas interligadas simulando a montagem em um trem. Outra possibilidade é analisar as curvas existentes e com base nos seus comportamentos determinar um ábaco que nos permita obter o traçado estimativo de curvas para outras situações desde que se conheçam as respectivas variáveis de influência.

O objetivo do estudo contido neste apêndice é definir um procedimento para a determinação da curva teórica de crescimento da pressão no cilindro de freio, para ser utilizado quando não for possível realizar os ensaios necessários para a determinação da curva real.

As curvas que são apresentadas a seguir são curvas resultantes de ensaios e foram encontradas na literatura especializada [2] [53]. Elas serão utilizada como referência para a determinação de um ábaco que permita a criação de novas curvas a partir de dados característicos do trem em estudo. A tabela A1 relaciona as características relativas a cada uma das curvas em estudo, e as figuras A1 a A7 mostram os seus traçados.

CURV.	QTD. VAG.	COMPRIMENTO		PRESSÃO	REDUÇÃO	VÁLVULA TIPO
		VAGÃO	ENCAN. GERAL	ENCAN. GERAL		
		(m)	(m)	(kPa)	(kPa)	
A	150	15,24	2286	551,52	158,56	ABD
B	150	15,24	2286	551,52	158,56	ABDW
C	100	15,24	1524	551,52	41,36	ABD
D	100	15,24	1524	551,52	103,41	ABD
E	75	15,24	1143	517,05	151,67	ABD
F	75	30,48	2286	517,05	151,67	ABD
G	75	30,48	2286	517,05	151,67	ABDW

Nota 1: Curvas A, B, E, F e G: aplicação de freio de serviço total. Curvas C e D: aplicação parcial.

Nota 2: Curvas A e B: Ref. [53] / Curvas C, D, E, F, e G: Ref [2].

Tabela A.1 - Curva de Crescimento da Pressão ao Longo do Trem

A figura seguinte é o resultado de um ensaio onde foram monitoradas as pressões no encanamento geral e nos cilindros em alguns vagões ao longo de um trem contendo 150 vagões de 15,24 metros cada resultando em um comprimento total de 2286 metros. Os vagões estão equipados com válvulas tipo ABD e a pressão de trabalho no encanamento geral é de 80 psi (551,52 kPa). A partir do instante em que se aplica o freio através do manipulador da locomotiva (tempo zero), a pressão no encanamento geral começa a se reduzir, provocando o acionamento das válvulas de freio dos vagões que liberam a passagem de ar dos reservatórios auxiliares para os cilindros de freio e a pressão nos cilindros começa a aumentar.

Vemos na figura um conjunto de curvas que com o decorrer do tempo tendem a se nivelar em um valor de pressão que corresponde à pressão de equalização do sistema que depende do valor da pressão de trabalho no encanamento geral. Parte das curvas decrescem (pressão no encanamento geral) e estão identificadas como “car 1”, “car 50”, car “100” e car 150”,

correspondentes às pressões em pontos do encanamento geral referentes a cada um desses vagões ao longo do trem. Da mesma forma temos um outro grupo de curvas que crescem (pressão nos cilindros de freio dos vagões) e que também estão identificadas para os mesmos vagões. E finalmente temos uma curva tracejada que corresponde à pressão média nos cilindros de freio do trem ("Average Brake Cylinder = AVG. B.C.").

Desta figura, o que nos interessa são as curvas de crescimento de pressão nos cilindros de freio dos vagões porque é isso que causará a aplicação das sapatas contra as rodas e conseqüentemente a frenagem do trem. Vemos que no primeiro vagão (car 1) a pressão cresce até atingir a pressão de equalização de 58 psi (399,85 kPa), em um tempo de 48 segundos, enquanto que o último vagão do trem (car 150) atinge a mesma pressão após decorrido o tempo de 132 segundos. A curva média do trem indica que o equilíbrio é atingido em 120 segundos.

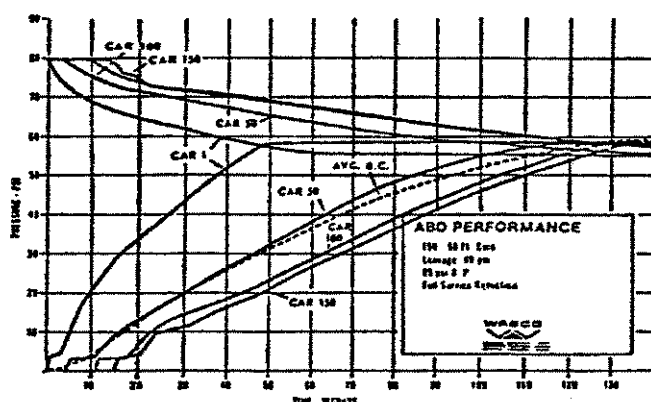


Figura A.1 - Curvas A - Aplicação de Freio Total de Serviço com Válvulas tipo ABD
(Fonte [53])

A figura A2 representa o mesmo trem porém estando agora equipado com válvulas tipo ABDW. Verifica-se que a pressão de equalização é alcançada bem mais rapidamente. O primeiro vagão (car 1) atinge a pressão de equilíbrio em 31 segundos, o que é praticamente a metade do tempo necessário para o caso do emprego de válvulas tipo ABD (58 segundos). Da mesma maneira as outras curvas também apresentam um ganho considerável no tempo necessário para equilibrar a pressão.

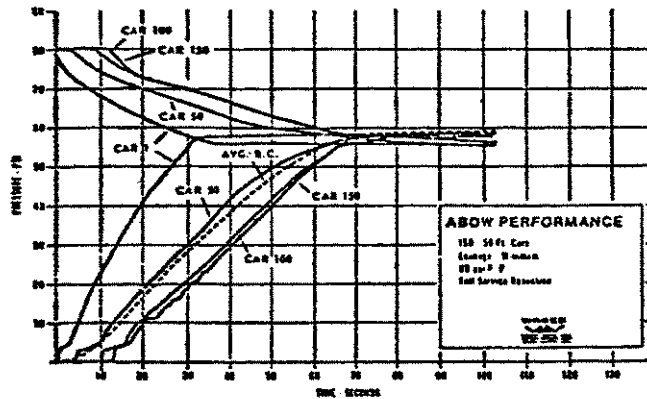


Figura A.2 - Curvas B - Aplicação de Freio Total de Serviço com Válvulas tipo ABDW (Fonte [51])

Estas curvas servem para justificar o emprego de válvulas tipo ABDW em trens longos. A evolução dos projetos das válvulas de controle buscaram justamente atender a esta melhora de desempenho na rapidez da transmissão da queda de pressão ao longo do trem, o que resulta em uma frenagem mais uniforme causando um mínimo de choques ou forças indesejadas entre os vagões, e em um tempo consideravelmente mais curto.

Na figura A3 vemos um conjunto de curvas que representam o resultado de um ensaio onde foi feita uma aplicação de freio parcial, com uma redução 6 psi (41,36 kPa) de pressão no encanamento geral. O trem em estudo é composto de 100 vagões, resultando em um comprimento total de 1524 metros, e equipados com válvulas tipo ABD. Verifica-se que o equilíbrio ocorre com 11 psi (75,83 kPa) de pressão nos cilindros de freio. Notamos que neste caso não houve a equalização das pressões pois ainda existe ar nos reservatórios auxiliares dos vagões com pressão suficiente para causar um aumento ainda maior da pressão nos cilindros, o que ocorrerá se for feita uma aplicação adicional de freio que provoque uma redução maior da pressão no encanamento geral. Portanto aqui temos uma aplicação de freio parcial que resultou em um equilíbrio de pressão no encanamento geral em 74 psi (510,17 kPa) e um equilíbrio de pressão nos cilindros de freio em 11 psi. Se a aplicação tivesse sido total de serviço, as pressões tanto no encanamento geral como nos cilindros se equilibrariam em 58 psi (399,85 kPa) que é a pressão de equalização do sistema quando se utiliza uma pressão de trabalho no encanamento geral de 80 psi (551,52 kPa) como é o caso dos resultados dos ensaios apresentados nas figuras A1 e A2.

Verificamos aqui que o equilíbrio da pressão no cilindro do primeiro vagão ocorre após haver decorrido o tempo de aproximadamente 18 segundos, enquanto que o último (centésimo) vagão leva cerca de 28 segundos para ter a pressão no cilindro equilibrada. O vagão médio do trem (quinquagésimo) demora cerca de 25 segundos para ter a pressão equilibrada.

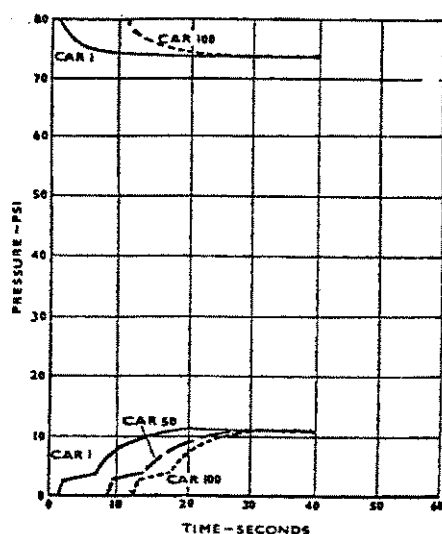


Figura A.3 - Curvas C - Aplicação de Freio Parcial de Serviço com Válvulas tipo ABD
(Fonte [2])

A figura A4 representa o mesmo trem, porém com uma aplicação de freio parcial um pouco mais intensa, resultando em uma queda de pressão no encanamento geral de 15 psi (103,41 kPa). Neste caso a pressão de equilíbrio nos cilindros de freio dos vagões é de 39 psi (268,87 kPa), sendo que o primeiro vagão atinge esta pressão após haverem decorridos cerca de 35 segundos e o último vagão em aproximadamente 90 segundos. O vagão médio tem a pressão no cilindro equilibrada após haverem decorridos cerca de 80 segundos.

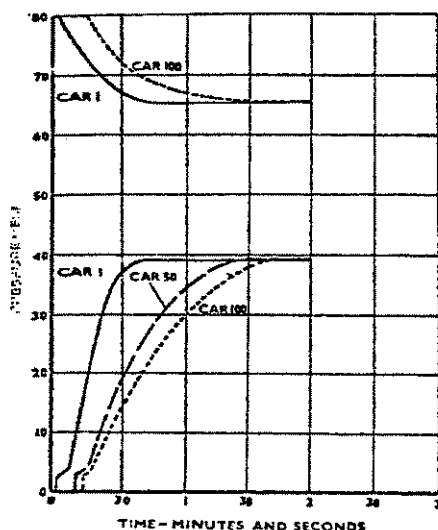


Figura A.4 - Curvas D - Aplicação de Freio Parcial de Serviço com Válvulas tipo ABD
(Fonte [2])

Na figura A5 vemos a representação do crescimento da pressão nos cilindros de freio de um trem com 75 vagões de 15,24 metros, resultando em um trem com 1143 metros de comprimento. A pressão de trabalho no encanamento geral é de 75 psi (517,05 kPa) e os vagões estão equipados com válvulas de freio tipo ABD. As curvas representam o resultado após uma aplicação de freio total de serviço, onde a pressão nos cilindros se equilibra em 52 psi (358,49 kPa). O primeiro vagão atinge esta pressão em 50 segundos e o último em 85 segundos.

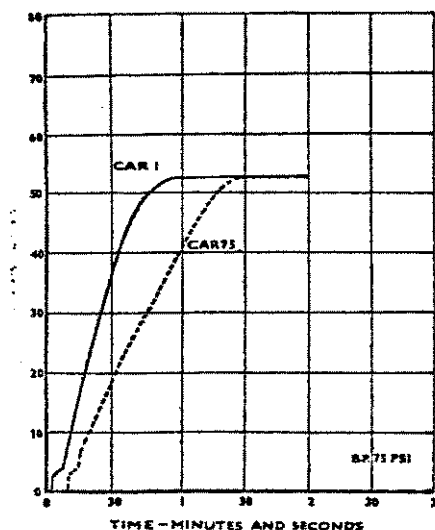


Figura A.5 - Curvas E - Aplicação de Freio Total de Serviço com Válvulas tipo ABD
(Fonte [2])

Já a figura A6 representa um trem com 75 vagões de 30,48 metros cada, resultando em um comprimento total de 2286 metros. A pressão de trabalho no encanamento geral é de 75 psi (517,05 kPa) e os vagões estão equipados com válvulas tipo ABD. A frenagem é feita com uma aplicação de freio total de serviço, onde a pressão nos cilindros se equaliza em 52 psi (358,49 kPa). O cilindro de freio do primeiro vagão atinge esta pressão após haverem decorridos 80 segundos e o cilindro do último vagão (centésimo) atinge a pressão de equilíbrio em 145 segundos.

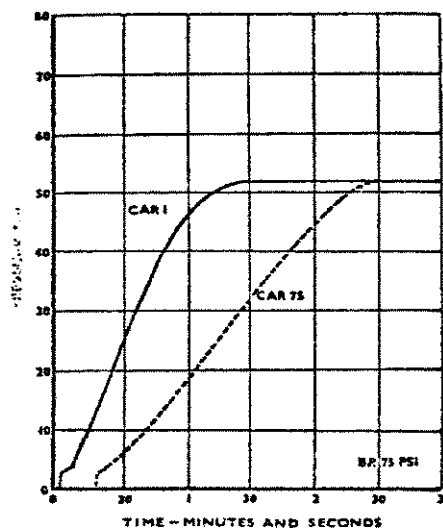


Figura A.6 - Curvas F - Aplicação de Freio Total de Serviço com Válvulas tipo ABD
(Fonte [2])

A figura A7 representa o mesmo trem, porém equipado com válvulas tipo ABDW. Como resultado vemos que o desempenho é aproximadamente igual ao apresentado na figura A5 que corresponde a um trem equipado com válvulas tipo ABD e com a metade do comprimento deste último.

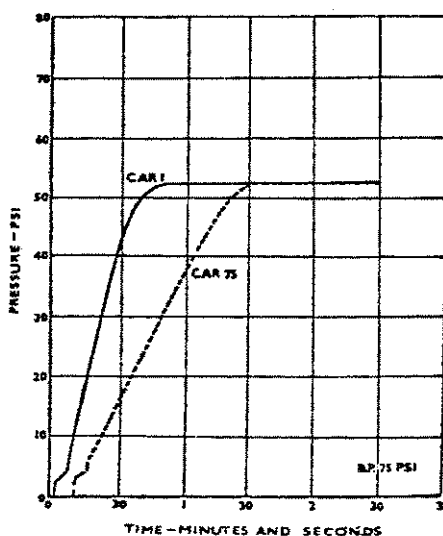


Figura A.7 - Curvas G - Aplicação de Freio Total de Serviço com Válvulas tipo ABDW
(Fonte [2])

Estas três últimas curvas demonstram mais uma vez a grande vantagem do emprego de válvulas tipo ABDW em trens longos. Vamos agora trabalhar com estas curvas apresentadas de modo a obter delas informações que nos permitam criar um ábaco que possa ser utilizado para gerar curvas teóricas para outras condições de comprimentos de trens e pressões de trabalho no encanamento geral. Para tal precisamos conhecer a curva média de crescimento da pressão nos cilindros de freio para os sete casos apresentados.

Em primeiro lugar vamos linearizar as curvas de nosso interesse, uma vez que através de uma análise visual vemos que nos casos de aplicação de freio de serviço total, o crescimento da pressão nos cilindros se aproxima bastante de uma reta e isto simplificará os processos de interpolação de curvas necessárias ao estudo. O processo adotado para a linearização das curvas foi a Regressão Linear pelo Método dos Mínimos Quadrados (Gauss). As linearizações processadas são apresentadas a seguir. A identificação das curvas é composta por uma letra correspondente ao conjunto de curvas e um número correspondente à posição do vagão no trem. A curva média de crescimento da pressão nos cilindros de freio do trem foi considerada coincidente com a curva de crescimento da pressão no cilindro do vagão médio do trem. As curvas estão identificadas com uma letra correspondente ao ensaio, seguido de outra correspondente à posição do vagão no trem (I = inicial; M = médio; F = final).

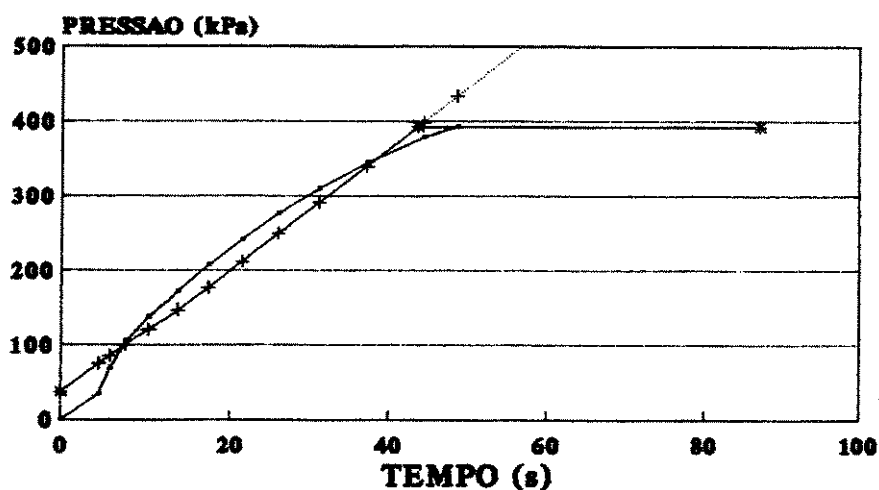


Figura A.8 - Linearização da Curva AI

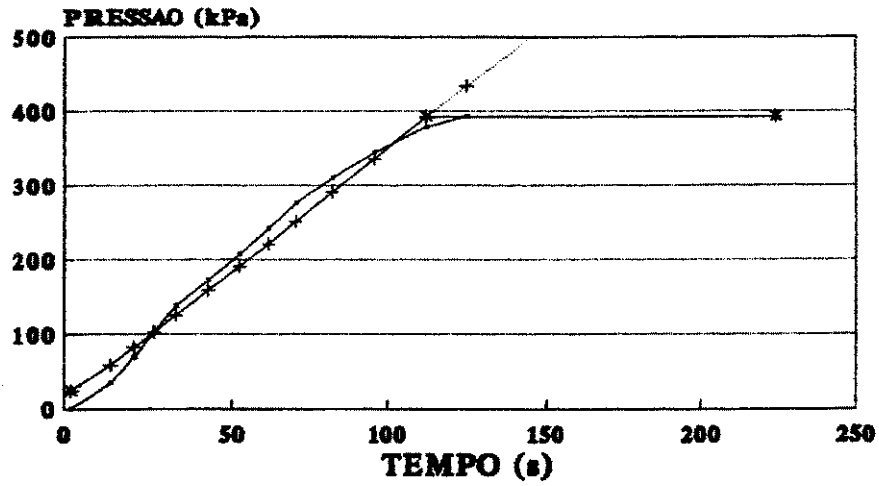


Figura A.9 - Linearização da Curva AM

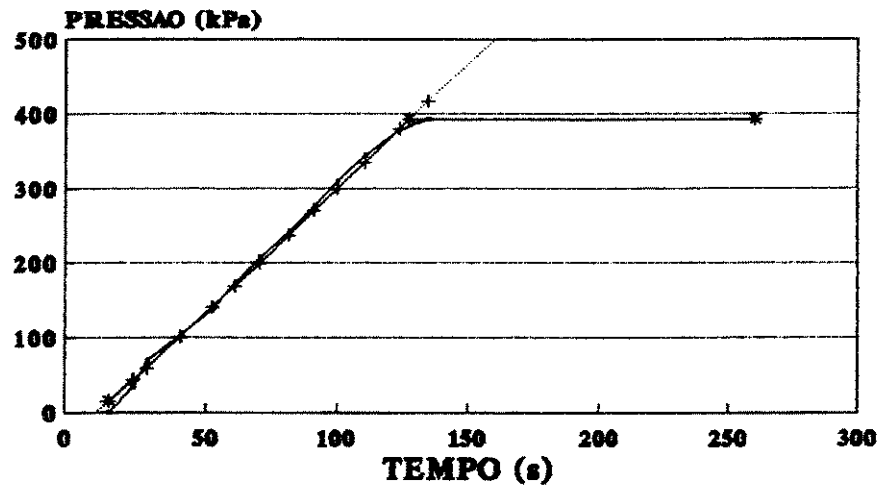


Figura A.10 - Linearização da Curva AF

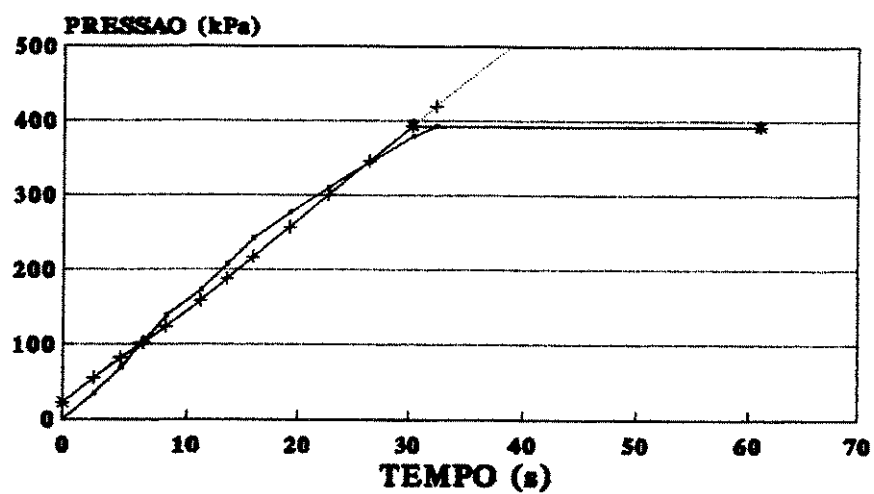


Figura A.11 - Linearização da Curva BI

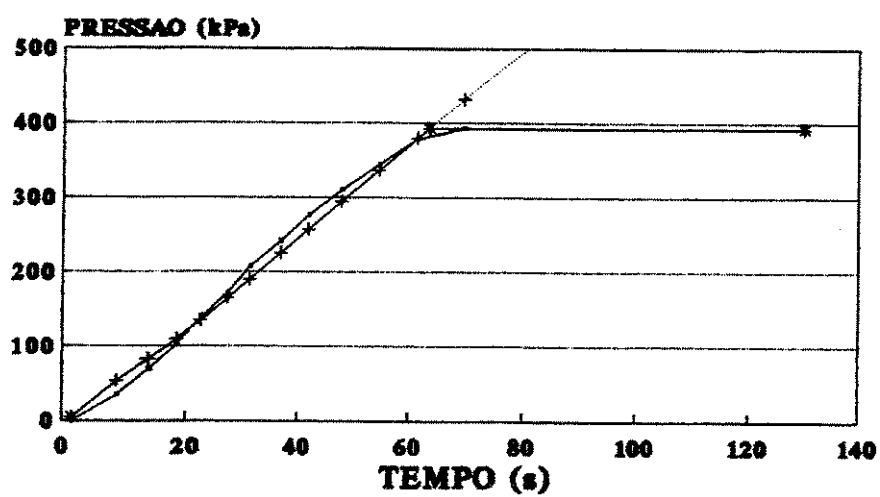


Figura A.12 - Linearização da Curva BM

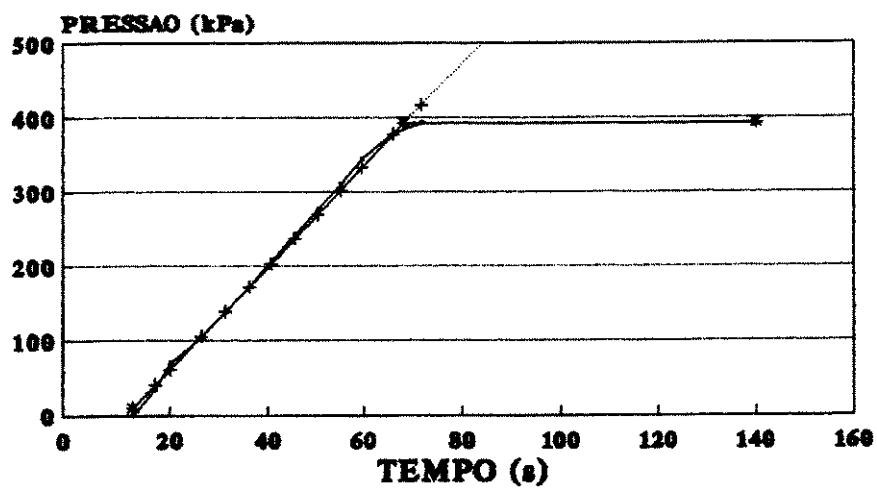


Figura A.13 - Linearização da Curva BF

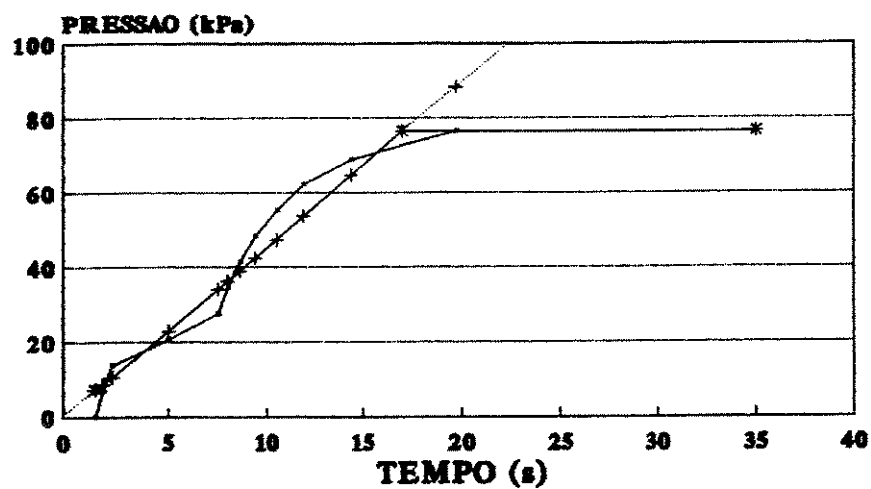


Figura A.14 - Linearização da Curva CI

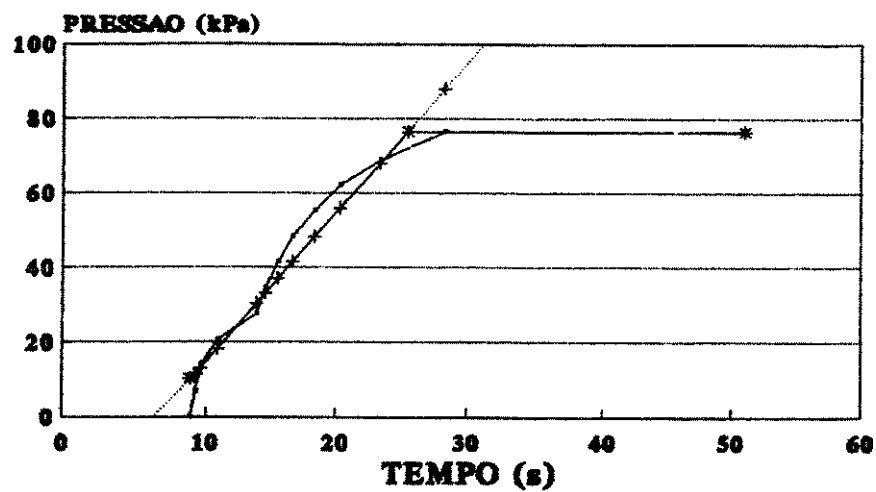


Figura A.15 - Linearização da Curva CM

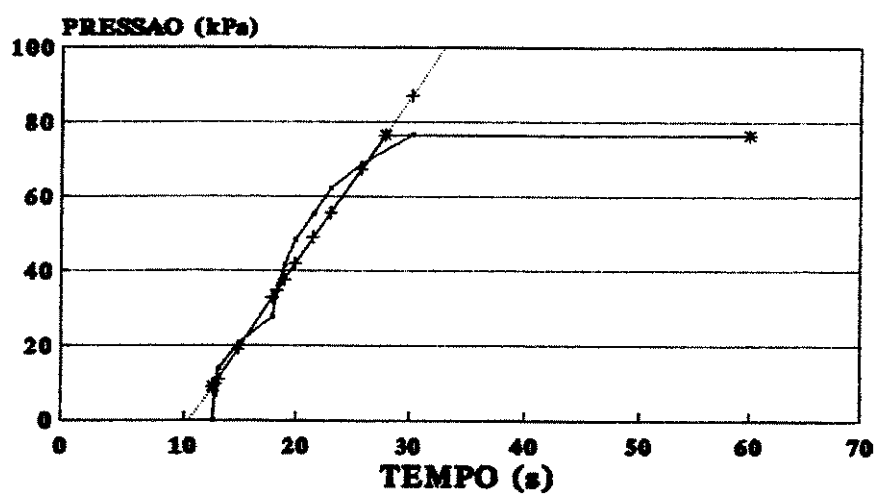


Figura A.16 - Linearização da Curva CF

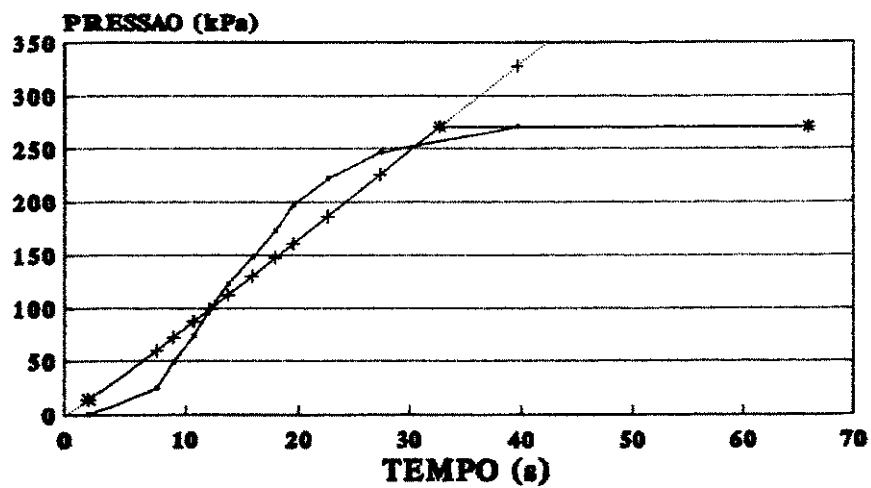


Figura A.17 - Linearização da Curva DI

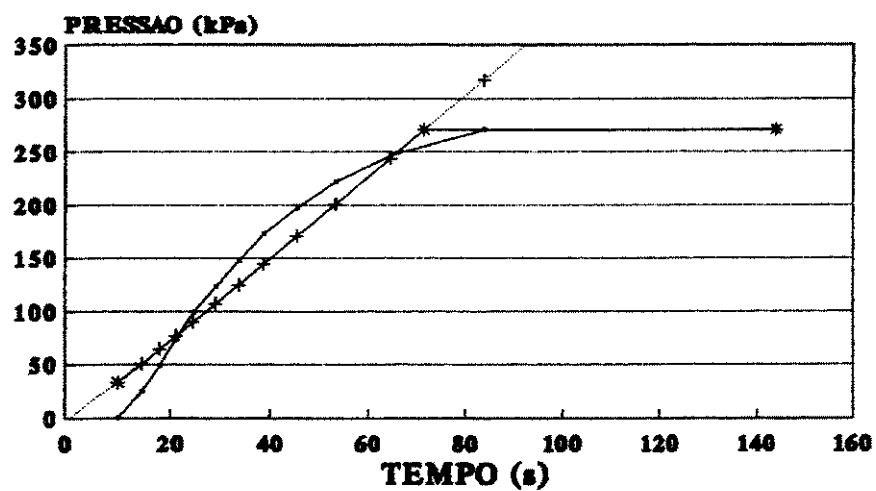


Figura A.18 - Linearização da Curva DM

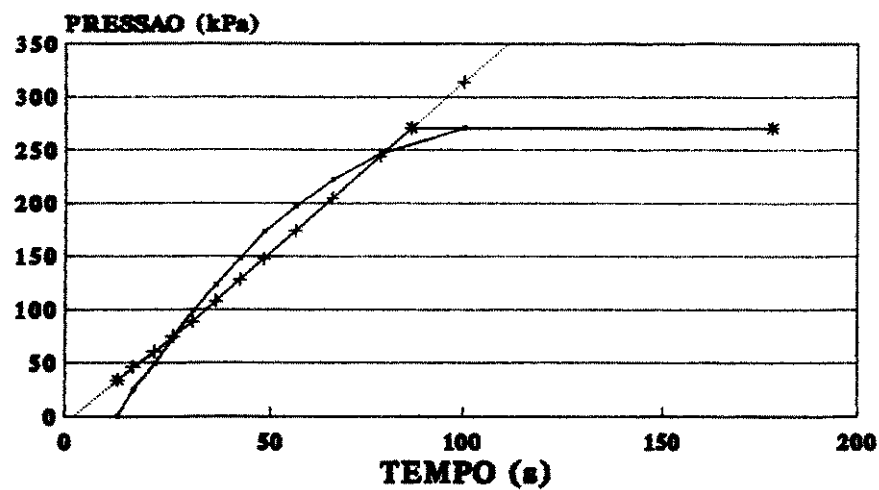


Figura A.19 - Linearização da Curva DF

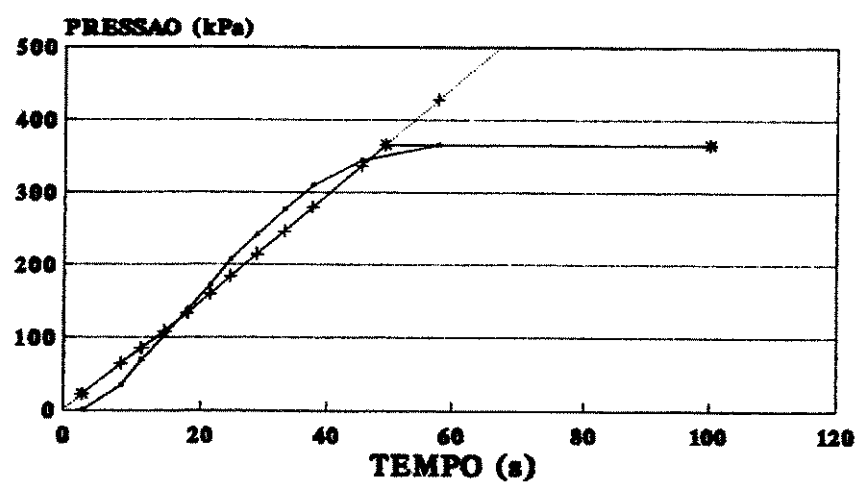


Figura A.20 - Linearização da Curva EI

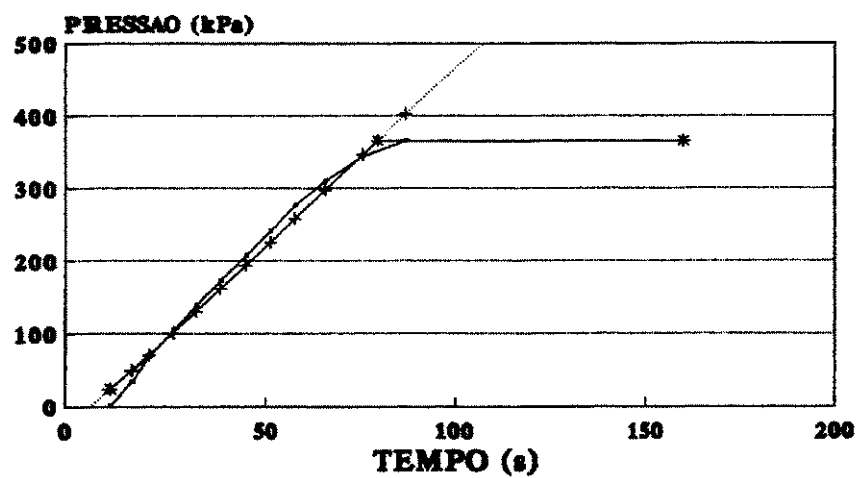


Figura A.21 - Linearização da Curva EF

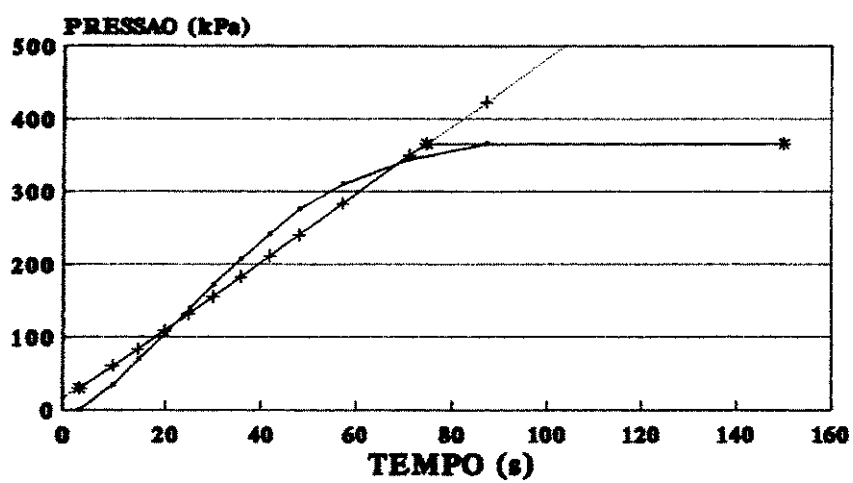


Figura A.22 - Linearização da Curva FI

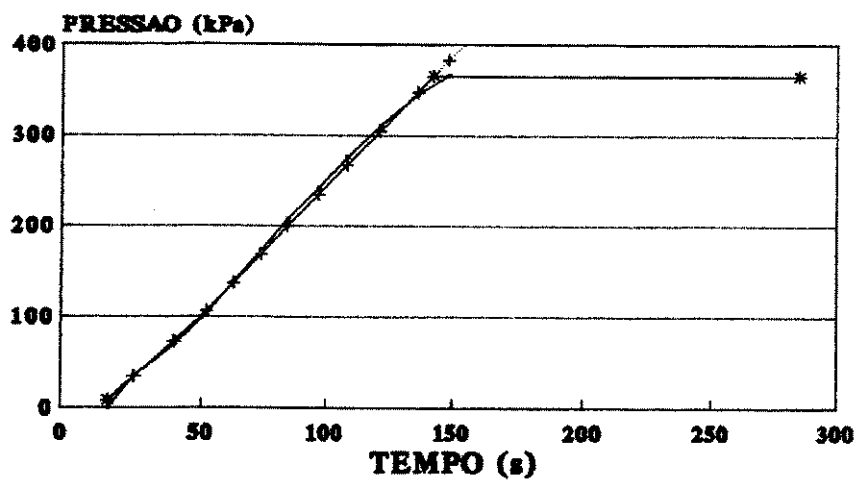


Figura A.23 - Linearização da Curva FF

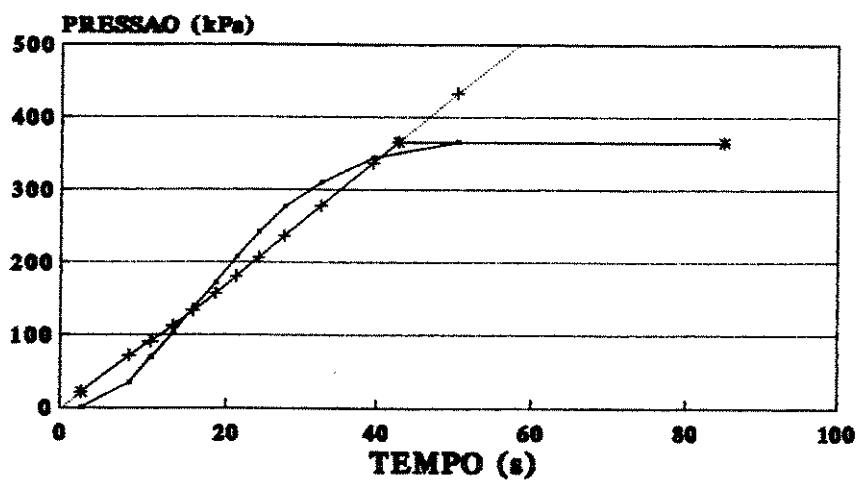


Figura A.24 - Linearização da Curva GI

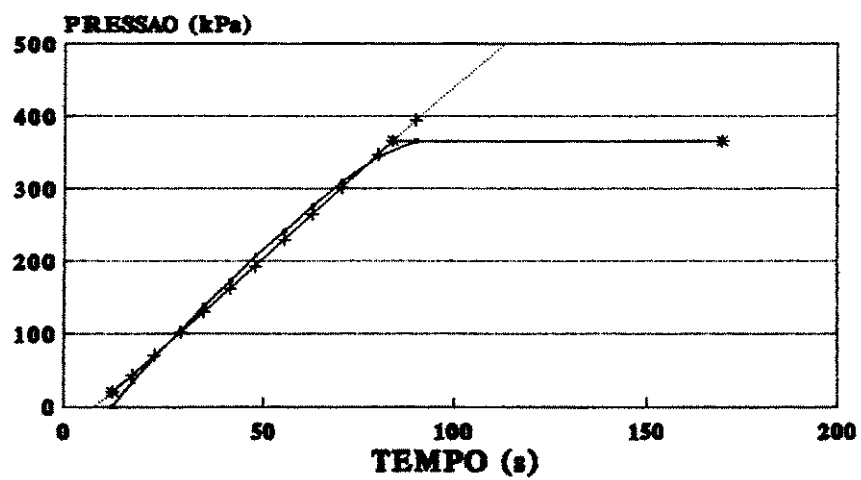


Figura A.25 - Linearização da Curva GF

Nos ensaios correspondentes aos casos F e G, não foram registradas as curvas médias ou dos vagões médios, e são exatamente estas curvas que nos interessam. Para que tenhamos mais curvas para serem usadas como referência, vamos utilizar a relação entre a posição da curva média e as posições das curvas extremas, para determinar as curvas médias teóricas para estes casos. O procedimento adotado está esquematizado na figura A.26.

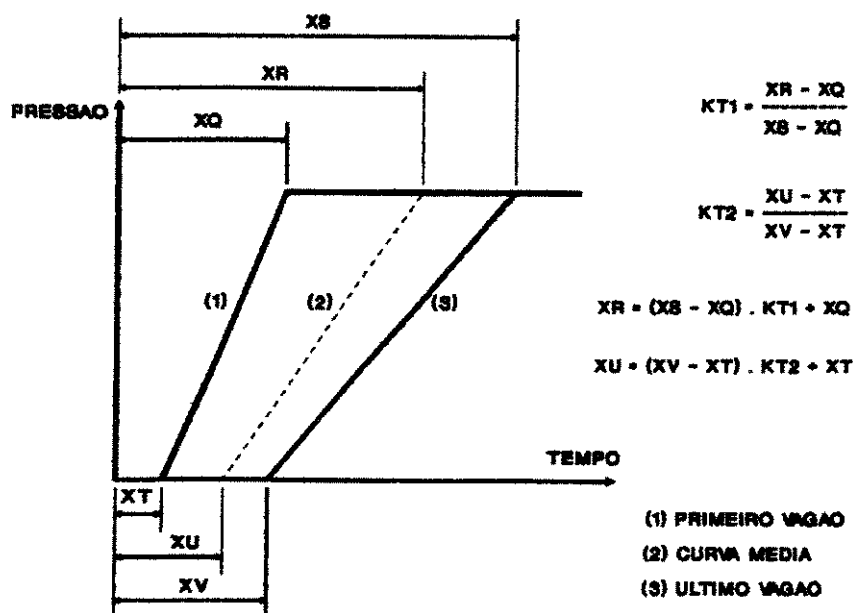


Figura A.26 - Posição Relativa da Curva Média

A curva identificada como (1) corresponde ao primeiro vagão do trem e os pontos que a definem são x_t na sua origem e x_q no instante em que a pressão se equilibra mantendo-se constante daí em diante. Da mesma forma a curva (3) se refere ao último vagão e fica definida pelas abscissas x_v e x_s . A curva média está identificada como (2) e fica definida através das abscissas x_u e x_r . As constantes $kt1$ e $kt2$ relacionam os pontos que definem a posição da curva média com as suas distâncias relativas às curvas correspondentes ao primeiro e ao último vagão do trem.

A tabela seguinte relaciona os pontos característicos das curvas correspondentes aos ensaios A, B, C e D.

CURVA	XQ	XR	XS	XT	XU	XV
A	43,698	112,802	127,939	-4,503	-5,117	10,361
B	30,216	63,596	68,437	-1,812	0,984	11,101
C	17,039	25,413	27,768	-0,161	6,347	10,345
D	32,690	71,570	86,473	-0,182	1,019	2,204

Tabela A.2 - Localização das Curvas A, B, C e D

Como conhecemos os pontos característicos das curvas inicial, média e final para os ensaios referentes aos casos A, B, C e D, vamos calcular *kt1* e *kt2*, conforme equacionado na figura A.26, para estes casos. Os resultados e os valores médios estão mostrados na tabela A.3.

FIGURA	KT1	KT2
A	0,8203038	-0,0409789
B	0,8733426	0,2165378
C	0,7804677	0,6193793
D	0,7229080	0,4138557
MÉDIA	0,7992556	0,3021985

Tabela A.3 - Determinação de *kt1* e *kt2* médios

Utilizaremos agora os valores médios de *kt1* e *kt2* para determinar a posição relativa das curvas médias para os ensaios referentes aos casos E, F e G. Com isso obtemos a tabela A.4 contendo os pontos característicos das curvas inicial, média e final correspondentes aos ensaios E, F e G.

CURVA	XQ	XS	XT	XV	XR	XU
E	49,250	79,618	-0,018	5,395	72,522	1,618
F	74,781	142,206	-3,512	15,075	128,671	2,105
G	42,767	84,156	0,244	6,939	75,848	2,265

*Nota: Considerados *kt1* e *kt2* médios da Tabela A.3*

Tabela A.4 - Localização das Curvas E, F e G

Os valores de x_r e x_u apresentados na Tabela A.4 definem as posições das curvas médias E, F e G conforme mostram as figuras A.27, A.28 e A.29.

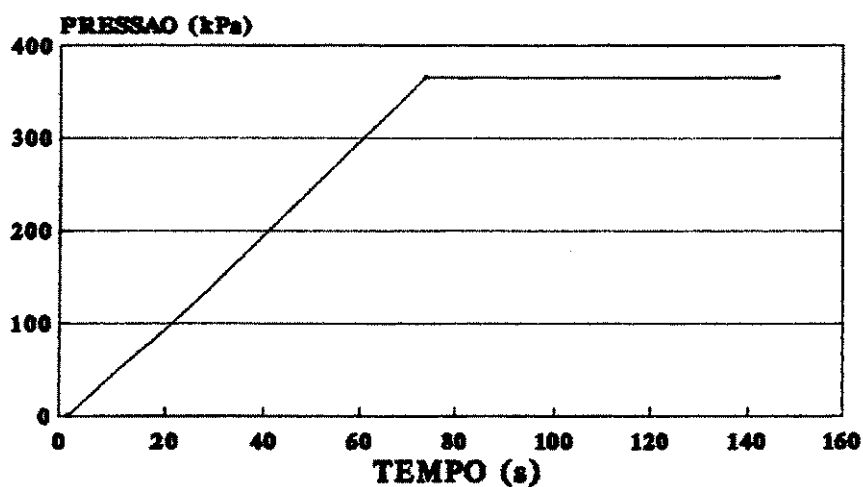


Figura A.27 - Curva Teórica EM

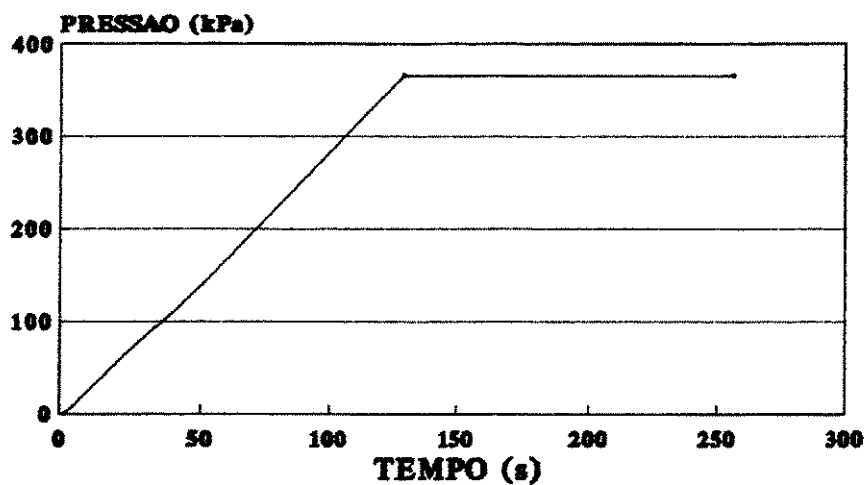


Figura A.28 - Curva Teórica FM

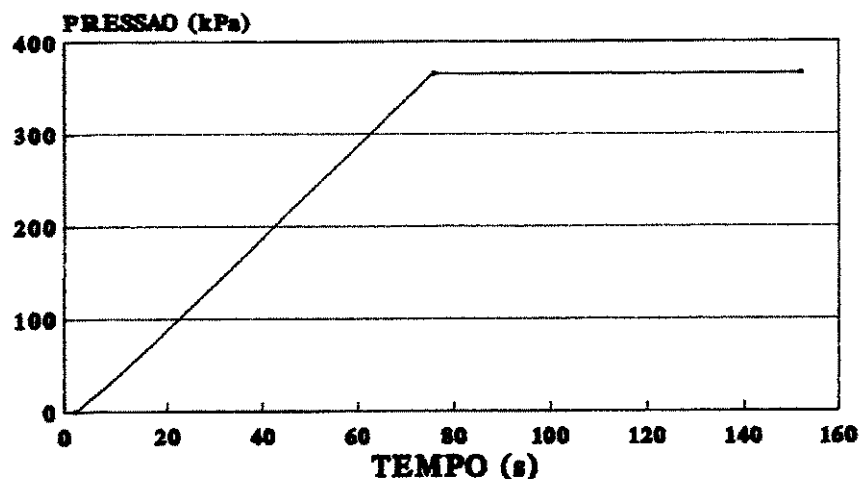


Figura A.29 - Curva Teórica GM

A figura A.30 apresenta todas as curvas médias para uma análise conjunta.

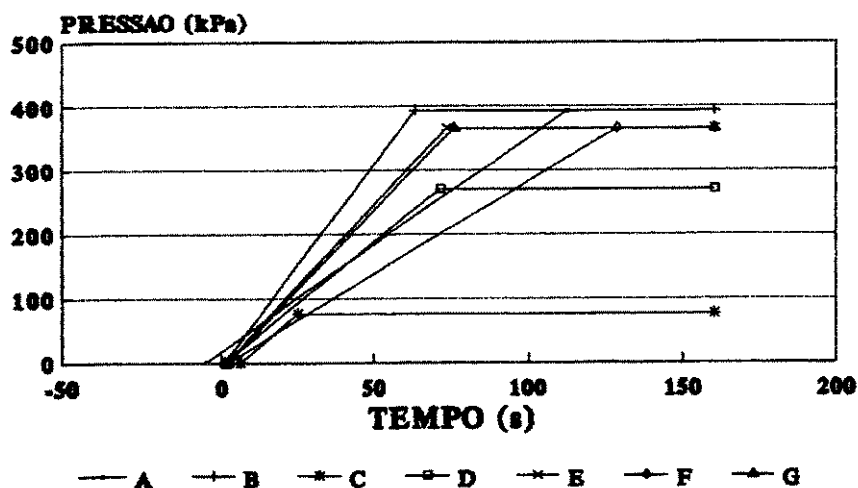
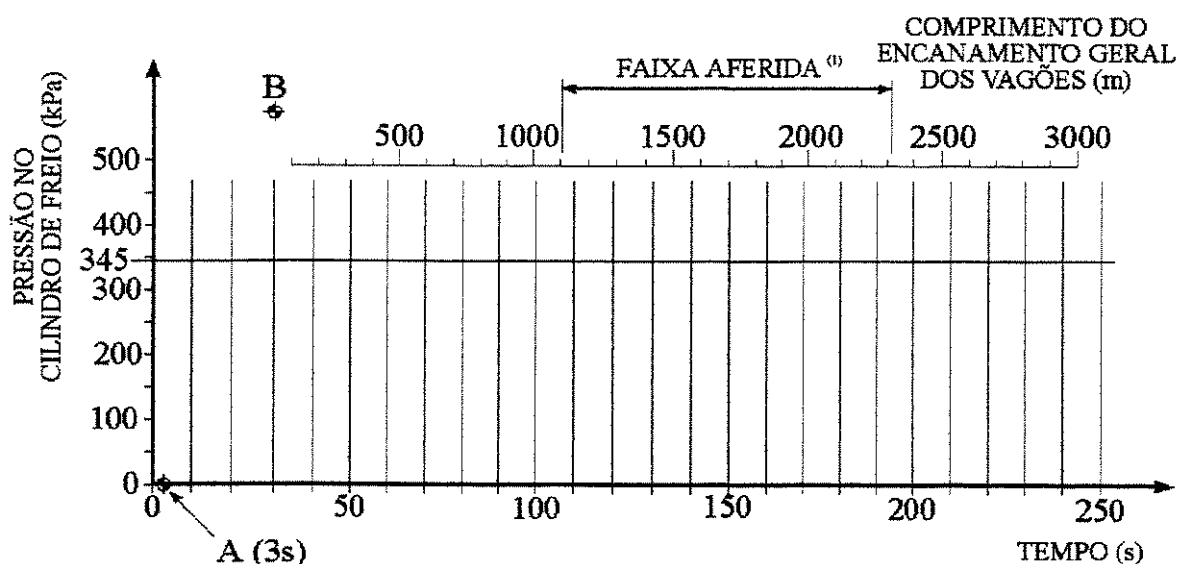


Figura A.30 - Resumo das Curvas Médias

As curvas mostradas acima apresentam os pontos iniciais bastante próximos e verifica-se que as suas inclinações são variáveis e dependem dos seguintes fatores:

- Comprimento do encanamento geral do trem;
- Pressão de equilíbrio nos cilindros;
- Válvula de freio utilizada.

Com base na análise do comportamento relativo das curvas em função da variação dos fatores relacionados acima, foi elaborado um ábaco que se ajusta da melhor forma possível a todas elas. Como resultado obtivemos o ábaco apresentado na figura A.31 que permite a determinação da curva média teórica de crescimento da pressão nos cilindros de freio dos vagões do trem, a partir do conhecimento das variáveis de influência relacionadas acima.



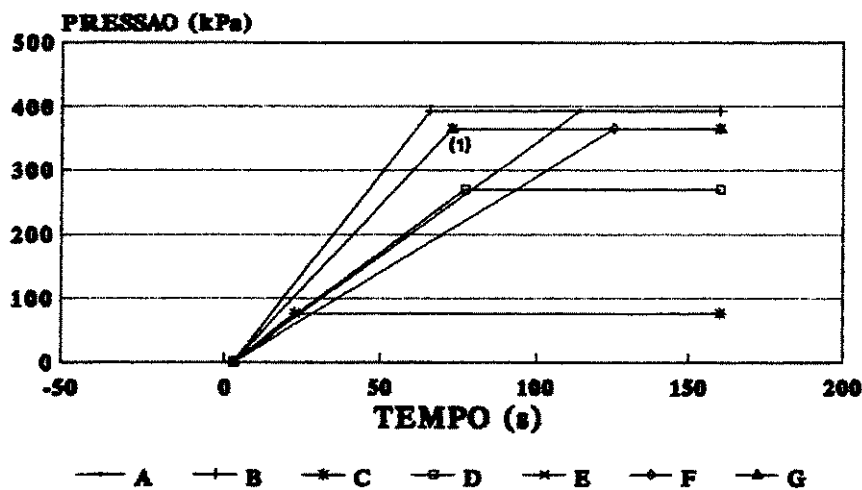
Notas:

- (1) As informações disponíveis permitiram aferir a faixa indicada. Comprimentos fora desta faixa devem ser usados com cautela.
- (2) Para casos onde a pressão no cilindro seja de até 345 kPa:
 - a) Ligar o ponto "A" ao valor correspondente ao comprimento do encanamento geral;
 - b) A interseção desta linha com a linha referente à pressão no cilindro, define o tempo de equilíbrio da pressão no cilindro de freio.
- (3) Para casos onde a pressão no cilindro seja superior a 345 kPa:
 - a) Ligar o ponto "A" ao valor correspondente ao comprimento do encanamento geral;
 - b) Onde esta linha interceptar a linha referente a 345 kPa, será definido um ponto e este ponto deve ser ligado ao ponto "B";
 - c) A interseção desta nova linha com a linha referente à pressão, define o tempo de equilíbrio da pressão no cilindro de freio.
- (4) Para válvula com módulo acelerador (tipo ABDW), multiplicar o resultado por 0,58.
- (5) Este ábaco aplica-se a trens unitários (vagões iguais), equipados com válvulas tipo ABD ou tipo ABDW (ver nota 4).

Figura A.31 - Ábaco para a Determinação da Curva de Crescimento da Pressão nos Cilindros

Utilizando o ábaco com as características dos trens referentes aos ensaios que forneceram as curvas A, C, D, E e F, obtemos as curvas teóricas médias correspondentes. Aplicando o fator referido na nota (4) da figura A.31 nos resultados obtidos para os casos das curvas A e F, determinamos os tempos médios teóricos de equilíbrio de pressão para os casos das curvas B e G (vagões equipados com válvulas de freio tipo ABDW).

A figura seguinte apresenta um resumo destas curvas médias teóricas.



(1) As curvas E e G estão sobrepostas

Figura A.32 - Resumo das Curvas Teóricas

As diferenças entre os resultados apresentados nas figuras A.30 e A.32 são mostrados na tabela seguinte.

CURVA	TEMPO PARA EQUILIBRAR A PRESSÃO (s)		DIFERENÇA (%)
	CURVA LINEARIZADA (FIGURA A.30)	CURVA TEÓRICA (FIGURA A.32)	
A	113	114	0,9
B	64	66	3,0
C	25	23	8,0
D	72	77	6,5
E	74	73	1,4
F	129	125	3,1
G	76	73	3,9

Tabela A.5 - Comparação entre as Curvas Linearizadas e Teóricas

Apesar de ter sido constatada uma boa aproximação entre os resultados das curvas reais linearizadas e as curvas teóricas obtidas através do ábaco da figura A.31, é importante lembrar que o ideal é ter a curva obtida em ensaio com o trem em estudo ou em simulação em bancada de ensaio. O ábaco deve ser empregado quando não for possível realizar os ensaios.

Consideramos que o ábaco é aplicável para as condições normais de gradiente (diferença de pressão entre o primeiro e o último vagão do trem) e condições normais admissíveis de vazamentos no sistema pneumático. Ainda deve ser levado em consideração que resultados relativamente próximos aos obtidos em ensaios (erro inferior a 10 %), só são garantidos dentro da faixa aferida indicada na figura A.31.

Dentro da faixa aferida, se considerarmos somente os casos onde são feitas aplicações de freio total de serviço (casos A, B, E, F e G) que é o caso de nosso interesse, o erro passa a ser inferior a 4 % conforme mostra a tabela A.5. Esta comparação demonstra que com a aplicação do ábaco os resultados obtidos são bastante próximos dos verificados em ensaios, mas sempre que for possível devem ser feitos os ensaios em trens montados.

Comparações de outros resultados de ensaios com resultados obtidos através do ábaco podem futuramente resultarem em ajustes para que o ábaco aproxime ao máximo os resultados teóricos dos obtidos em ensaios.

APÊNDICE B

Listagem do Programa em TURBO PASCAL

```

PROGRAM DP;
USES CTR,PRINTER,GRAPH;
VAR
  K0,K1,K2,X1,Y1,X2,Y2,X3,Y3,X4,Y4,X5,Y5,X6,Y6 :REAL;
  X7,Y7,X8,Y8,X9,Y9,X10,Y10,X11,Y11,X12,Y12,X13 :REAL;
  Y13,X14,Y14,X15,Y15,AR,RA,PV,QV,PL,QL,HRP,RC :REAL;
  VY,IT,PCL,EF,CA,FFD,FRV,FP,RV,RR,FRD,FR,DC,DV :REAL;
  DS,SD,TP,QI,VX,VM,W1,W2,W3,W4,W5,W1A,W1B,B :REAL;
  VK,DK,PK,TA,TB,PCLB,PCLC,EFC,PCLD,EFD,PCL :REAL;
  EFE,PCLF,EFF,PCLG,EFG,VA,CAA,VB,CAB,VC,CAC :REAL;
  VD,CAD,VE,CAE,VP,FFDP,VQ,FFDQ,VR,FFDR,VS :REAL;
  FFDS,VT,FFDT :REAL;
  D,M,A1,A2,A3,A4,A5,A6,E :INTEGER;
  TT,DD,A :STRING[8];
  RF :STRING[20];
PROCEDURE P0;
BEGIN
  TA:=3;
  TB:=50.46;
  PCLB:=345;
  PCLC:=17;
  EFC:=0;
  PCLD:=76;
  EFD:=40;
  PCL:=104;
  EFE:=50;
  PCLF:=183;
  Y4EFF:=60;
  PCLG:=345;
  EFG:=68;
  VA:=0;
  CAA:=0.441;
  VB:=2.24;
  CAB:=0.426;
  VC:=6.71;
  CAC:=0.374;
  VD:=13.41;
  CAD:=0.339;
  VE:=20.12;
  CAE:=0.309;
  VP:=0;
  FFDP:=0;
  VQ:=10.73;
  FFDQ:=266880;
  VR:=17.88;
  FFDR:=153460;
  VS:=22.35;
  FFDS:=124540;
  VT:=31.29;
  FFDT:=93410;
  AR:=0.0507;
  RA:=6.7;
  PV:=800000;
  QV:=80;
  PL:=1500000;
  QL:=2;
  HRP:=0.5;
  RC:=1800;
  V:=12;
  IT:=1;
  QI:=1;
  RF:='TESTE 1';
END;
PROCEDURE POA;
BEGIN
  HRP:=HRP;
  VY:=V;
  K0:=TA;
  K1:=TB;
  K2:=PCLB;
  X1:=PCLC;
  Y1:=EFC;
  X2:=PCLD;
  Y2:=EFD;
  X3:=PCL;
  Y3:=EFE;
  X4:=PCLF;
  Y4:=EFF;
  X5:=PCLG;
  Y5:=EFG;
  X6:=VA;
  Y6:=CAA;
  X7:=VB;
  Y7:=CAB;
  X8:=VC;
  Y8:=CAC;
  X9:=VD;
  Y9:=CAD;
  X10:=VE;
  Y10:=CAE;
  X11:=VP;
  Y11:=FFDP;
  X12:=VQ;
  Y12:=FFDQ;
  X13:=VR;
  Y13:=FFDR;
  X14:=VS;
  Y14:=FFDS;
  X15:=VT;
  Y15:=FFDT;
  VX:=VY;
  VM:=VY;
  TP:=0;
  SD:=0;
  RV:=0;
  PK:=PV;
  IF Y12<0 THEN
    BEGIN
      PV:=PV+PL*QL/QV;
    END;
  END;
PROCEDURE P1;
BEGIN
  REPEAT
    TP:=TP+IT;
    IF B=1 THEN
      BEGIN
        WRITELN(LST);
        WRITE(LST,' TP: ');
        WRITE(LST,TP:9:2);
      END;
    IF TP>=K1 THEN
      BEGIN
        PCL:=K2
      END;
    IF TP<K1 THEN
      BEGIN
        PCL:=K2*(TP-K0)/(K1-K0);
        IF PCL<0 THEN
          BEGIN
            PCL:=0;
          END;
        END;
      IF B=1 THEN
        BEGIN
          WRITE(LST,' PCL: ');
          WRITE(LST,PCL:9:2);
        END;
      IF PCL<=X1 THEN
        BEGIN
          EF:=0;
        END;
      END;
  UNTIL FALSE;
END;

```

APÊNDICE B

```

IF PCL <=X2 THEN
  BEGIN
    IF PCL>X1 THEN
      BEGIN
        EF:=(Y2-Y1)*(PCL-X1)/(X2-X1)+Y1;
      END;
    END;
  IF PCL <=X3 THEN
    BEGIN
      IF PCL>X2 THEN
        BEGIN
          EF:=(Y3-Y2)*(PCL-X2)/(X3-X2)+Y2;
        END;
      END;
    END;
  IF PCL <=X4 THEN
    BEGIN
      IF PCL>X3 THEN
        BEGIN
          EF:=(Y4-Y3)*(PCL-X3)/(X4-X3)+Y3;
        END;
      END;
    END;
  IF PCL <=X5 THEN
    BEGIN
      IF PCL>X4 THEN
        BEGIN
          EF:=(Y5-Y4)*(PCL-X4)/(X5-X4)+Y4;
        END;
      END;
    END;
  IF PCL>X5 THEN
    BEGIN
      EF:=Y5;
    END;
  IF B=1 THEN
    BEGIN
      WRITE(LST, ' EF: ');
      WRITE(LST,EF:9:2);
    END;
  IF VY<=X7 THEN
    BEGIN
      IF VY>X6 THEN
        BEGIN
          CA:=(Y7-Y6)*(VY-X6)/(X7-X6)+Y6;
        END;
      END;
    END;
  IF VY <=X8 THEN
    BEGIN
      IF VY>X7 THEN
        BEGIN
          CA:=(Y8-Y7)*(VY-X7)/(X8-X7)+Y7;
        END;
      END;
    END;
  IF VY <=X9 THEN
    BEGIN
      IF VY>X8 THEN
        BEGIN
          CA:=(Y9-Y8)*(VY-X8)/(X9-X8)+Y8;
        END;
      END;
    END;
  IF VY <=X10 THEN
    BEGIN
      IF VY>X9 THEN
        BEGIN
          CA:=(Y10-Y9)*(VY-X9)/(X10-X9)+Y9;
        END;
      END;
    END;
  IF VY>X10 THEN
    BEGIN
      CA:=Y10;
    END;
  IF B=1 THEN
    BEGIN
      WRITE(LST, ' CA: ');
      WRITE(LST,CA:9:2);
    END;

```

```

IF VY<=X12 THEN
  BEGIN
    FFD:=(Y12-Y11)*(VY-X11)/(X12-X11)+Y11;
  END;
  IF VY <=X13 THEN
    BEGIN
      IF VY>X12 THEN
        BEGIN
          FFD:=(Y13-Y12)*(VY-X12)/(X13-X12)+Y12;
        END;
      END;
    END;
  IF VY <=X14 THEN
    BEGIN
      IF VY>X13 THEN
        BEGIN
          FFD:=(Y14-Y13)*(VY-X13)/(X14-X13)+Y13;
        END;
      END;
    END;
  IF VY <=X15 THEN
    BEGIN
      IF VY>X14 THEN
        BEGIN
          FFD:=(Y15-Y14)*(VY-X14)/(X15-X14)+Y14;
        END;
      END;
    END;
  IF VY>X15 THEN
    BEGIN
      FFD:=Y15;
    END;
  IF B=1 THEN
    BEGIN
      WRITE(LST, ' FFD: ');
      WRITE(LST,FFD:9:2);
    END;
  FRV:=AR*PCL*RA*EF*CA*10;
  IF B=1 THEN
    BEGIN
      WRITE(LST, ' FRV: ');
      WRITE(LST,FRV:9:2);
    END;
  FP:=PV*HRP/(SQRT(SQR(100)+SQR(HRP)));
  IF B=1 THEN
    BEGIN
      WRITE(LST, ' FP: ');
      WRITE(LST,FP:9:2);
    END;
  IF RC<0 THEN
    BEGIN
      RV:=1746.5*PV/(2000*RC);
    END;
  IF B=1 THEN
    BEGIN
      WRITE(LST, ' RV: ');
      WRITE(LST,RV:9:2);
    END;
  W2:=2.237*SQR(VE);
  W3:=PV/3331+356;
  W4:=VY*PV/89334+W2/3.185;
  RR:=W3+W4;
  IF B=1 THEN
    BEGIN
      WRITE(LST, ' RR: ');
      WRITE(LST,RR:9:2);
    END;
  FRD:=FFD/(QL+QV-QI);
  IF B=1 THEN
    BEGIN
      WRITE(LST, ' FRD: ');
      WRITE(LST,FRD:9:2);
    END;
  FR:=FRV-FP+RV+RR+FRD;
  IF B=1 THEN
    BEGIN
      WRITE(LST, ' FR: ');

```

APÊNDICE B

```

WRITE(LST,FR:9:2);
END;
DC:=FR*9.807/PV*(QV-QI)/QV;
IF B=1 THEN
BEGIN
WRITE(LST,' DC: ');
WRITE(LST,DC:9:2);
END;
DV:=-DC*IT;
IF B=1 THEN
BEGIN
WRITE(LST,' DV: ');
WRITE(LST,DV:9:2);
END;
W5:=EXP(2*LN(IT));
DS:=VY*IT-0.5*DC*W5;
IF B=1 THEN
BEGIN
WRITE(LST,' DS: ');
WRITE(LST,DS:9:2);
END;
VK:=VY;
VY:=VY+DV;
IF B=1 THEN
BEGIN
WRITE(LST,' VY: ');
WRITE(LST,VY:9:2);
END;
IF VY>VX THEN
BEGIN
VX:=VY;
END;
IF B=1 THEN
BEGIN
WRITE(LST,' VX: ');
WRITE(LST,VX:9:2);
END;
DK:=SD;
SD:=SD+DS;
IF B=1 THEN
BEGIN
WRITE(LST,' SD: ');
WRITE(LST,SD:9:2);
WRITE(LN(LST);
END;
IF B=2 THEN
BEGIN
A1:=ROUND(DK/W1B+50);
A2:=ROUND(150-VK/W1A);
A3:=ROUND(SD/W1B+50);
A4:=ROUND(150-VY/W1A);
LINE(A1,A2,A3,A4);
END;
UNTIL VY<0;
END;
PROCEDURE P2;
BEGIN
CLRSCL;
WRITE('DP - DISTANCIA DE PARADA ');
WRITE('REFERENCIA : ');
WRITE(LN(RF));
WRITE('-----');
WRITE(LN);
END;
PROCEDURE P3;
BEGIN
WRITE(LN('DADOS DE ENTRADA'));
WRITE(LN('-----'));
WRITE(' K0: ');
WRITE(K0:10:2);
WRITE(' s ');
WRITE(' K1: ');
WRITE(K1:10:2);
WRITE(' s ');
WRITE(' K2: ');
WRITE(K2:10:2);
WRITE(' kPa ');
WRITE(' X1: ');
WRITE(X1:10:2);
WRITE(' kPa ');
WRITE(' Y1: ');
WRITE(Y1:10:2);
WRITE(' % ');
WRITE(' X2: ');
WRITE(X2:10:2);
WRITE(' kPa ');
WRITE(' Y2: ');
WRITE(Y2:10:2);
WRITE(' % ');
WRITE(' X3: ');
WRITE(X3:10:2);
WRITE(' kPa ');
WRITE(' Y3: ');
WRITE(Y3:10:2);
WRITE(' % ');
WRITE(' X4: ');
WRITE(X4:10:2);
WRITE(' kPa ');
WRITE(' Y4: ');
WRITE(Y4:10:2);
WRITE(' % ');
WRITE(' X5: ');
WRITE(X5:10:2);
WRITE(' kPa ');
WRITE(' Y5: ');
WRITE(Y5:10:2);
WRITE(' % ');
WRITE(' X6: ');
WRITE(X6:10:2);
WRITE(' m/s ');
WRITE(' Y6: ');
WRITE(Y6:10:2);
WRITE(' X7: ');
WRITE(X7:10:2);
WRITE(' m/s ');
WRITE(' Y7: ');
WRITE(Y7:10:2);
WRITE(' X8: ');
WRITE(X8:10:2);
WRITE(' m/s ');
WRITE(' Y8: ');
WRITE(Y8:10:2);
WRITE(' X9: ');
WRITE(X9:10:2);
WRITE(' m/s ');
WRITE(' Y9: ');
WRITE(Y9:10:2);
WRITE(' X10: ');
WRITE(X10:10:2);
WRITE(' m/s ');
WRITE(' Y10: ');
WRITE(Y10:10:2);
WRITE(' X11: ');
WRITE(X11:10:2);
WRITE(' m/s ');
WRITE(' Y11: ');
WRITE(Y11:10:2);
WRITE(' N ');
WRITE(' X12: ');
WRITE(X12:10:2);
WRITE(' m/s ');
WRITE(' Y12: ');
WRITE(Y12:10:2);
WRITE(' N ');
WRITE(' X13: ');
WRITE(X13:10:2);
WRITE(' m/s ');
WRITE(' Y13: ');

```

APÊNDICE B

```

WRITE(Y13:10:2);
WRITE(' N ');
WRITE(' X14: ');
WRITE(X14:10:2);
WRITE(' m/s ');
WRITE(' Y14: ');
WRITE(Y14:10:2);
WRITE(' N ');
WRITE(' X15: ');
WRITE(X15:10:2);
WRITE(' m/s ');
WRITE(' Y15: ');
WRITE(Y15:10:2);
WRITE(' N ');
WRITE(' AR: ');
WRITE(AR:10:2);
WRITE(' M2 ');
WRITE(' RA: ');
WRITE(RA:10:2);
WRITE(' PV: ');
WRITE(PV:10:2);
WRITE(' N ');
WRITE(' QV: ');
WRITE(QV:10:2);
WRITE(' PL: ');
WRITE(PL:10:2);
WRITE(' N ');
WRITE(' QL: ');
WRITE(QL:10:2);
WRITE(' HRP: ');
WRITE(HRP:10:2);
WRITE(' % ');
WRITE(' RC: ');
WRITE(RC:10:2);
WRITE(' m ');
WRITE(' VY: ');
WRITE(VM:10:2);
WRITE(' m/s ');
WRITE(' IT: ');
WRITE(IT:10:2);
WRITE(' s ');
WRITE(' Qi: ');
WRITE(Qi:10:2);
WRITELN;
END;
PROCEDURE P4;
BEGIN
  WRITELN;
  WRITELN(' PARA ALTERAR DADOS EDITE O PROGRAMA ');
  READLN(A);
END;
PROCEDURE P5;
BEGIN
  WRITELN;
  WRITELN(' ESCOLHA: ');
  WRITELN;
  WRITELN(' [ 1 ]-VALORES INTERMEDIARIOS NA IMPRESSORA ');
  WRITELN;
  WRITELN(' [ 2 ]-GRAFICO DE PARADA ');
  WRITELN;
  WRITELN(' [ 3 ]-DADOS / RESULTADOS ');
  WRITELN;
  WRITELN(' [ 4 ]-FIM ');
  WRITELN;
  READLN(E);
END;
BEGIN
  P0;
  P0A;
  P1;
  P2;
  P3;
  P4;
  P2;

  P5;
  REPEAT
    IF E=1 THEN
      BEGIN
        B:=1;
        VY:=VM;
        TP:=0;
        SD:=0;
        RV:=0;
        PV:=PK0;
        P0;
        IF Y2<0 THEN
          BEGIN
            PV:=PV+PL*QL/QV;
          END;
        P1;
        B:=0;
        P2;
        P5;
      END;
    IF E=2 THEN
      BEGIN
        STR(TP:6:2,TT);
        STR(SD:6:2,DD);
        D:=1;
        INITGRAPH(D,M,' ');
        W1A:=VX/90;
        W1B:=SD/190;
        RECTANGLE(0,0,275,174);
        LINE(50,50,50,150);
        LINE(50,150,250,150);
        LINE(0,12,275,12);
        LINE(0,24,275,24);
        LINE(80,24,80,48);
        LINE(80,36,275,36);
        LINE(80,48,275,48);
        A5:=ROUND(150-5/W1A);
        A6:=ROUND(50+500/W1B);
        LINE(20,150,20,A5);
        LINE(50,162,A6,162);
        MOVETO(3,143);
        OUTTEXT(' 5 ');
        MOVETO(3,165);
        OUTTEXT(' ESCALA ');
        MOVETO(60,165);
        OUTTEXT(' 500 ');
        MOVETO(10,3);
        OUTTEXT(' DP - DISTANCIA DE PARADA ');
        MOVETO(10,15);
        OUTTEXT(' REFERENCIA: ');
        OUTTEXT(RF);
        MOVETO(2,50);
        OUTTEXT(' V (m/s) ');
        MOVETO(230,153);
        OUTTEXT(' S (m) ');
        MOVETO(95,27);
        OUTTEXT(' TEMPO (s) ');
        OUTTEXT(TT);
        MOVETO(95,39);
        OUTTEXT(' DISTANCIA (m) ');
        OUTTEXT(DD);
        B:=2;
        P0;
        P0A;
        P1;
        REPEAT UNTIL KEYPRESSED;
        CLOSEGRAPH;
        B:=0;
        P2;
        P5;
      END;
    IF E=3 THEN
      BEGIN
        P2;

```

APÊNDICE B

```
P3;
WRITELN( ' RESULTADOS ');
WRITELN( ' ----- ');
WRITE( ' TEMPO  : ');
WRITE(TP:9:2);
WRITE( ' s ');
WRITE( ' VELOCIDADE MAX. : ');
WRITE(VX:14:2);
WRITELN( ' m/s ');
WRITE( ' DISTANCIA ');
WRITE(SD:9:2);
WRITE( ' m ');
WRITE( ' PESO TOTAL DO TREM ');
WRITE(QV*PK+QL*PL:14:2);
WRITELN( ' N ');
READLINE(A);
P2;
P5;
END;
UNTIL E=4;
END.
```

