

MÁRIO BATISTA DA ANA

**ANÁLISE DO COLAPSO POR FADIGA DO EIXO
VEICULAR AUXILIAR DE CAMINHÕES**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do
título de Mestre em Engenharia

São Paulo

1998

MÁRIO BATISTA DA ANA

**ANÁLISE DO COLAPSO POR FADIGA DO EIXO
VEICULAR AUXILIAR DE CAMINHÕES**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do
título de Mestre em Engenharia

Área de Concentração
Engenharia e Mecânica.

Orientador:
Prof. Dr. Gilberto F. M. Souza

São Paulo

1998

Universidade de São Paulo
Biblioteca da Escola Politécnica

FD-0361

ÀS MINHAS FILHAS

PATRÍCIA

E

VANESSA

AGRADECIMENTOS

Ao amigo e orientador Professor Doutor GILBERTO F. M. DE SOUZA, pelas diretrizes seguras, apoio nos momentos críticos e principalmente pelo rigor e critério que só fizeram melhorar a qualidade dos resultados obtidos.

Aos Professores Doutores Edison Gonçalves e Tarcísio Antonio H. Coelho pelas sugestões e contribuições técnicas que auxiliaram na melhoria deste texto.

À minha esposa MARTA, pelo estímulo e incansável compreensão.

À MECÂNICA SILPA LTDA pelo fornecimento do protótipo do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões.

À TRANSPORTADORA IRMÃOS ROMBALDI LTDA, pelo fornecimento do caminhão com Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões.

À MASA IMPLEMENTOS RODOVIÁRIOS LTDA, pelo fornecimento de recursos e de equipamentos.

Ao INSTITUTO DE PESQUISAS TECNOLÓGICAS, pelo fornecimento de recursos e equipamentos para execução dos testes estático e dinâmico no Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões.

À METALTEC NÃO DESTRUTIVOS LTDA, pela elaboração dos testes radiográficos, ultra som e líquido penetrante.

À MERCEDES BENZ DO BRASIL S/A, pelo fornecimento de catálogo técnico contendo instruções para montagem de equipamentos em caminhões.

RESUMO

No Brasil, muitos caminhões empregados no transporte de carga a granel ou líquida utilizam um eixo auxiliar, que aumenta a capacidade de carga do veículo. Apesar das vantagens associadas ao emprego deste eixo auxiliar, este componente tem apresentado um colapso por fadiga, caracterizado pela ocorrência de fratura na região do cordão de solda de ligação entre a ponteira e a viga tubular, causando a perda das rodas. Neste trabalho é apresentada a análise do fenômeno de fadiga deste eixo veicular auxiliar, tendo em vista o complexo carregamento dinâmico atuante sobre este componente, devido ao contato pneu/via trafegável. Foi desenvolvida uma metodologia de análise baseada na aplicação da Curva SN em conjunto com a regra de Palmgren-Miner, de forma a definir o dano acumulado associado a cada solicitação dinâmica, permitindo a definição da vida operacional do eixo. As tensões dinâmicas atuantes sobre este eixo foram obtidas experimentalmente, com a instrumentação de um eixo instalado em um caminhão tanque, sendo estas registradas quando o caminhão percorria uma rota específica. Com auxílio da utilização do Métodos dos Elementos Finitos, para definição das tensões estáticas atuantes no eixo veicular auxiliar, avaliou-se uma possível proposta de alteração da geometria deste componente, visando a redução das tensões atuantes na região da solda de fixação da ponteira, bem como procurou-se sugerir alterações no processo de fabricação do eixo veicular auxiliar, visando a redução dos defeitos introduzidos pelo emprego da soldagem para união dos elementos que compõem este eixo, sempre buscando uma melhora do desempenho do eixo, com relação à ocorrência de colapso por fadiga.

ABSTRACT

In Brazil , many trucks for solid and liquid cargo transportation have an auxiliary axle that improves the truck transportation capacity. Despite the advantages associated with the employment of these axles , many of them are presenting a premature fatigue, failure characterized by a fatigue fracture near the weld that links the axle edge to the axle main body , causing the tires loose and reducing the truck safety. This dissertation presents the axle fatigue analysis , taking in view the complex loading acting on this part due to the road irregularities. Applying the Palmgren-Miner rule associated to the fatigue SN curve model , the axle fatigue cumulative damage was defined for each road condition, in order to define the axle operational life. An auxiliary axle assembled in a tank cargo truck was instrumented with electric strain gauges ,in order to define the stresses acting over it when the truck was running in different roads. Applying the Finite Element Method for stresses analysis , it was studied a possible proposal for axle geometry modification, in order to reduce the stresses acting on the edge weld; and it was also suggested an alternative welding process for axle parts joining, aiming the minimization of the weld defects dimensions, order to minimize the fatigue damage related to the loads experimentally evaluated , improving the axle operational life.

ÍNDICE GERAL

DEDICATÓRIA	ii
AGRADECIMENTOS	iii
RESUMO	iv
ABSTRACT	v
ÍNDICE GERAL	vi
LISTA DE FIGURAS	x
LISTA DE TABELAS	xvi
LISTA DE SÍMBOLOS	xviii
CAPÍTULO I - INTRODUÇÃO	
1.1 - Considerações Iniciais	1
1.2 - Objetivo do Trabalho	5
CAPÍTULO II - MATERIAIS E CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DO EIXO VEICULAR AUXILIAR DE CAMINHÕES	
2.1 - Considerações Iniciais	10
2.2 - Procedimento de Fabricação do Eixo Veicular Auxiliar	10
2.3 - Procedimento de Montagem do Eixo Veicular Auxiliar no Caminhão.....	24

CAPÍTULO III - CARREGAMENTO ATUANTE SOBRE O EIXO VEICULAR

AUXILIAR DE CAMINHÕES

3.1 - Considerações Iniciais	26
3.2 - Solicitações Estáticas	27
3.2.1 - Cargas Verticais	27
3.2.2 - Cargas Horizontais	31
3.2.3 - Momento Torsor	34
3.2.4 - Diagramas de Esforços Solicitantes para Cargas Estáticas	35
3.3 - Solicitação Dinâmica	39

CAPÍTULO IV - MECANISMO DE COLAPSO DO EIXO VEICULAR

AUXILIAR DE CAMINHÕES

4.1 - Considerações Iniciais	45
4.2 - Escoamento	46
4.3 - Fadiga	47

CAPÍTULO V - MODELO DE ANÁLISE DA VIDA EM FADIGA DO EIXO

VEICULAR AUXILIAR DE CAMINHÕES

5.1 - Considerações Iniciais	61
5.2 - Formulação da Função de Estado Limite para Análise de Fadiga do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões.....	61

CAPÍTULO VI - ANÁLISE DE TENSÕES ATUANTES NO EIXO VEICULAR

AUXILIAR DE CAMINHÕES

6.1 - Considerações Iniciais	73
6.2 - Discretização do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões	74
6.3 - Condições de Carregamento	77
6.4 - Condições de Contorno	80
6.5 - Avaliação das Tensões Atuantes na Estrutura	81
6.6 - Análise Experimental das Tensões Atuantes no Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões	87
6.6.1 - Instrumentação do Eixo Veicular Auxiliar	88
6.6.2 - Procedimento de Execução do Ensaio	90
6.6.3 - Apresentação de Resultados	96
6.6.4 - Análise dos Resultados	106
6.7 - Comparação entre Resultados Obtidos Numérica e Experimentalmente para as Tensões Atuantes no Eixo Veicular Auxiliar	117

CAPÍTULO VII - ANÁLISE DA VIDA EM FADIGA DO EIXO VEICULAR

AUXILIAR DE CAMINHÕES CONSIDERANDO UM ENSAIO DE CAMPO

7.1 - Considerações Iniciais	127
7.2 - Avaliação das Tensões Dinâmicas Atuantes no Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões	128

	ix
7.2.1 - Instrumentação do Eixo Veicular Auxiliar	129
7.2.2 - Procedimento de Execução do Ensaio	132
7.2.3 - Apresentação de Resultados	138
7.2.4 - Análise dos Resultados	144
7.3 - Estimativa da Vida Operacional em um Eixo Veicular Auxiliar	149
7.3.1 - Estimativa das Solicitações Dinâmicas	149
7.3.2 - Metodologia de Análise de Fadiga do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões	155
7.4 - Exemplo Ilustrativo	165
7.5 - Sugestões de Modificações no Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões Visando o Aumento da Vida Operacional	168
7.5.1 - Alteração na Geometria da Ponteira do Eixo Veicular Auxiliar....	169
7.5.2 - Modificações nos Procedimentos de Soldagem Empregados na Fabricação do Eixo Veicular Auxiliar	199
7.5.2.1 - Solda Longitudinal na Viga Tubular	199
7.5.2.2 - Solda de Ligação entre a Ponteira e a Viga Tubular	202
 CAPÍTULO VIII - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	
8.1 - Conclusões	204
8.2 - Recomendações para Trabalhos Futuros	207
 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	209

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1	Esquema do Caminhão Fornecido pela Mercedes-Benz, [2]	4
FIGURA 1.2	Esquema de Caminhão Montado com Eixo Veicular Auxiliar.....	6
FIGURA 1.3	Representação Esquemática da Sequência deste Estudo	9
FIGURA 2.1	Geometria do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões, [9]	13
FIGURA 2.2	Esquema da Configuração Final da Viga Tubular	20
FIGURA 2.3	Esquema da Ponteira	20
FIGURA 2.4	Solda de Posicionamento da Ponteira na Viga Tubular	22
FIGURA 2.5	Montagem dos Acessórios no Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões	23
FIGURA 2.6	Esquema de Montagem do Eixo Veicular Auxiliar no Chassi do Caminhão, [9]	25
FIGURA 3.1	Esquema da Divisão de um Veículo em Sub - Sistema, [17].....	28
FIGURA 3.2	Distribuição de Cargas no Chassi de um Caminhão	29
FIGURA 3.3	Montagem das Rodas do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões	37
FIGURA 3.4	Diagrama de Esforços Solicitantes Atuantes sobre Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões devido à Ação de Esforços Estáticos	38
FIGURA 3.5	Espectro de Potência Representativo do Perfil de Via Trafegável, [20]	41
FIGURA 3.6	Representação Matemática das Irregularidades Eventuais, [22]	42

FIGURA 4.1	Secção Transversal do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões na Região de Fratura por Fadiga	51
FIGURA 4.2	Diagrama de Tensões Típico de um Ensaio sob Tensão Cíclica	54
FIGURA 4.3	Diagramas SN Típicos para o Aço e o Alumínio Obtidos a partir de Ensaios com Corpos de Prova	55
FIGURA 4.4	Curvas SN de Projeto Indicadas Pela Norma AWS, [30].....	60
FIGURA 5.1	Exemplo de Utilização da Curva SN conforme Critério de Palmgren - Miner	63
FIGURA 5.2	Solicitação Padrão da AWS para a Curva Categoria B.....	69
FIGURA 6.1	Esquema do Eixo Veicular Auxiliar Veicular Empregado na Modelagem do Eixo Veicular de Caminhões	75
FIGURA 6.2	Malha de Elementos Finitos Empregadas na Modelagem do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões	78
FIGURA 6.3	Detalhe da Modelagem da Montagem da Ponteira na Viga Tubular	79
FIGURA 6.4	Distribuição de Tensões Atuantes no Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões	82
FIGURA 6.5a	Concentração de Tensões na Região da Solda de Ligação Ponteira/Viga Tubular. Região Superior	85
FIGURA 6.5b	Concentração de Tensões na Região da Solda de Ligação Ponteira/Viga Tubular. Região Inferior	86
FIGURA 6.6	Localização da Instrumentação do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões	91
FIGURA 6.7	Esquema da Montagem do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões na Máquina de Ensaio	94
FIGURA 6.8	Imagem da Montagem do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões na Máquina de Ensaio	94

FIGURA 6.9	Equipamentos de Aquisição de dados empregados no Ensaio do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões	95
FIGURA 6.10	Deformação em Função da Carga Lateral. Extensômetro 0	100
FIGURA 6.11	Deformação em Função da Carga Lateral. Extensômetro 1	100
FIGURA 6.12	Deformação em Função da Carga Lateral. Extensômetro 2	101
FIGURA 6.13	Deformação em Função da Carga Lateral. Extensômetro 3	101
FIGURA 6.14	Deformação em Função da Carga Lateral. Extensômetro 4	102
FIGURA 6.15	Deformação em Função da Carga Lateral. Extensômetro 5	102
FIGURA 6.16	Deformação em Função da Carga Lateral. Extensômetro 6	103
FIGURA 6.17	Deformação em Função da Carga Lateral. Extensômetro 7	103
FIGURA 6.18	Deformação em Função da Carga Lateral. Extensômetro 8	104
FIGURA 6.19	Deformação em Função da Carga Lateral. Extensômetro 9	104
FIGURA 6.20	Deformação em Função da Carga Lateral. Extensômetro 10	105
FIGURA 6.21	Deformação em Função da Carga Lateral. Extensômetro 11	105
FIGURA 6.22	Curva Tensão x Deformação Característica do Aço	109
FIGURA 6.23	Curva Deformação x Carga Característica de um Extensômetro Instalado em uma Estrutura	109
FIGURA 6.24	Regressão Linear para Obtenção da Relação Deformação x Carga Lateral.....	110

FIGURA 6.25	Posicionamento dos Extensômetros Elétricos na Malha de Elementos Finitos da Ponteira	120
FIGURA 6.26	Posicionamento dos Extensômetros Elétricos na Malha de Elementos Finitos da Viga Tubular	120
FIGURA 7.1	Caminhão Tanque Empregado na Avaliação do Carregamento Dinâmico Autante no Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões	131
FIGURA 7.2	Esquema da Instrumentação do Eixo Veicular Auxiliar do Caminhão Tanque	131
FIGURA 7.3	Colagem dos Extensômetros no Eixo Veicular Auxiliar do Caminhão Tanque	134
FIGURA 7.4	Histórico Temporal de Deformações obtido para os Extensômetros Colados nas Faces Superior e Inferior do Eixo Veicular. Trecho 1	141
FIGURA 7.5	Histórico Temporal de Deformações obtido para os Extensômetros Colados nas Faces Superior e Inferior do Eixo Veicular. Trecho 2	141
FIGURA 7.6	Histórico Temporal de Deformações obtido para os Extensômetros Colados nas Faces Superior e Inferior do Eixo Veicular. Trecho 3	142
FIGURA 7.7	Histórico Temporal de Deformações obtido para os Extensômetros Colados nas Faces Superior e Inferior do Eixo Veicular. Trecho 4	142
FIGURA 7.8	Histórico Temporal de Deformações obtido para os Extensômetros Colados nas Faces Superior e Inferior do Eixo Veicular. Trecho 5	143
FIGURA 7.9	Histórico Temporal de Deformações obtido para os Extensômetros Colados nas Faces Superior e Inferior do Eixo Veicular. Trecho 6	143
FIGURA 7.10	Relação das Tensões Atuantes no Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões.....	148
FIGURA 7.11	Histórico Temporal de Tensões Atuantes na Ponteira do Eixo Veicular. Trecho 1	151

FIGURA 7.12	Histórico Temporal de Tensões Atuantes na Ponteira do Eixo Veicular. Trecho 2	151
FIGURA 7.13	Histórico Temporal de Tensões Atuantes na Ponteira do Eixo Veicular. Trecho 3	152
FIGURA 7.14	Histórico Temporal de Tensões Atuantes na Ponteira do Eixo Veicular. Trecho 4	152
FIGURA 7.15	Histórico Temporal de Tensões Atuantes na Ponteira do Eixo Veicular. Trecho 5	153
FIGURA 7.16	Histórico Temporal de Tensões Atuantes na Ponteira do Eixo Veicular. Trecho 6	153
FIGURA 7.17	Exemplo de Contagem de Flutuações sobre um Histórico da Tensão Dinâmica de Curto Prazo numa dada Condição de Solicitação, [26]	156
FIGURA 7.18	Histograma de Flutuação de Tensões Atuantes no Eixo Veicular Auxiliar do Caminhão. Trecho 1	157
FIGURA 7.19	Histograma de Flutuação de Tensões Atuantes no Eixo Veicular Auxiliar do Caminhão. Trecho 2	157
FIGURA 7.20	Histograma de Flutuação de Tensões Atuantes no Eixo Veicular Auxiliar do Caminhão. Trecho 3	158
FIGURA 7.21	Histograma de Flutuação de Tensões Atuantes no Eixo Veicular Auxiliar do Caminhão. Trecho 4	158
FIGURA 7.22	Histograma de Flutuação de Tensões Atuantes no Eixo Veicular Auxiliar do Caminhão. Trecho 5	159
FIGURA 7.23	Histograma de Flutuação de Tensões Atuantes no Eixo Veicular Auxiliar do Caminhão. Trecho 6	159
FIGURA 7.24	Representação Esquemática da Correção Executada na Curva SN, considerando a Eficiência da Junta Soldada	163
FIGURA 7.25	Esquema do Canal Executado na Ponteira do Eixo	170
FIGURA 7.26	Malha de Elementos Finitos empregados na Análise de Tensões do Eixo com Canal	172

FIGURA 7.27	Distribuição de Tensões de Flexão no Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões Modificados	173
FIGURA 7.28a	Distribuição de Tensões na Região da Solda de Ligação Ponteira/Viga Tubular - Face Superior	174
FIGURA 7.28b	Distribuição de Tensões na Região da Solda de Ligação Ponteira/Viga Tubular - Face Inferior	175
FIGURA 7.29	Detalhe da Malha Refinada na Região do Dedão do Cordão de Solda de Ligação Ponteira/Viga Tubular	177
FIGURA 7.30a	Concentração de Tensões na Região da Solda de Ligação Ponteira/Viga Tubular - Efeito do Refinamento da Malha. Região Superior	178
FIGURA 7.30b	Concentração de Tensões na Região da Solda de Ligação Ponteira/Viga Tubular - Efeito do Refinamento da Malha. Região Inferior	179
FIGURA 7.31	Histograma de Flutuação de Tensões Atuantes no Canal da Ponteira do Eixo Veicular Auxiliar. Trecho 1	190
FIGURA 7.32	Histograma de Flutuação de Tensões Atuantes no Canal da Ponteira do Eixo Veicular Auxiliar. Trecho 2	190
FIGURA 7.33	Histograma de Flutuação de Tensões Atuantes no Canal da Ponteira do Eixo Veicular Auxiliar. Trecho 3	191
FIGURA 7.34	Histograma de Flutuação de Tensões Atuantes no Canal da Ponteira do Eixo Veicular Auxiliar. Trecho 4	191
FIGURA 7.35	Histograma de Flutuação de Tensões Atuantes no Canal da Ponteira do Eixo Veicular Auxiliar. Trecho 5	192
FIGURA 7.36	Histograma de Flutuação de Tensões Atuantes no Canal da Ponteira do Eixo Veicular Auxiliar. Trecho 6	192
FIGURA 7.37	Efeito do Canal sobre a Distribuição de Tensões de Flexão Transversais, [40].	195
FIGURA 7.38	Processo de Soldagem por Arco Submerso	201

LISTA DE TABELAS

TABELA 2.1	Composição Química do Aço DIN 17100-ST 52.3, [10]	14
TABELA 2.2	Requisitos Mecânicos do Aço DIN 17100-ST 52.3, [10]	14
TABELA 2.3	Composição Química do Aço ABNT 1045, Laminado a Quente,[11]	15
TABELA 2.4	Requisitos Mecânicos do Aço ABNT 1045, Laminado a Quente, [11]	15
TABELA 2.5	Composição Química do Aço SAE 1020, [12]	16
TABELA 2.6	Requisitos Mecânicos do Aço SAE 1020, [12]	16
TABELA 2.7	Composição Química do Aço ASTM A36, [13]	17
TABELA 2.8	Requisitos Mecânicos do Aço ASTM A36, [13]	17
TABELA 5.1	Valores Estatísticos Empregados na Descrição do Dano Acumulado (Δ), [32]	70
TABELA 6.1	Deformações Registradas no Ensaio do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões	98
TABELA 6.2	Inclinação da Reta Média que Expressa a Relação de Deformação/ Carga Lateral	113
TABELA 6.3	Valores de K_t para Definição da Relação Tensão/Carga Lateral	116
TABELA 6.4	Tensão Teórica e Experimental na Ponteira do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões.Carga Lateral 39710N	121
TABELA 6.5	Tensão Teórica e Experimental na Viga Tubular do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões. Carga Lateral 39710N	124
TABELA 6.6	Comparação de Tensões Teóricas e Experimentais na Linha de Simetria Longitudinal do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões - Ponteira Carga Lateral 39710N.....	125

TABELA 6.7	Comparação de Tensões Teóricas e Experimentais na Linha de Simetria Longitudinal do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões - Viga Tubular - Carga Lateral 39710N	126
TABELA 7.1	Registros Experimentais e Cálculos Teóricos de Deformação no Ponto de Colagem dos Extensômetros	135
TABELA 7.2	Percurso do Caminhão entre Canoas/RS e Cubatão/SP	167
TABELA 7.3	Dano Acumulado do Eixo Veicular Auxiliar do Caminhão no Percurso Canoas/RS a Cubatão/SP	167
TABELA 7.4a	Tensões Atuantes na Solda de Ligação Ponteira/Viga Tubular. Comparação entre os Valores Obtidos para o Eixo com Canal e Sem Canal. Face Superior.....	183
TABELA 7.4b	Tensões Atuantes na Solda de Ligação Ponteira/Viga Tubular. Comparação entre os Valores Obtidos para o Eixo com Canal e Sem Canal. Face Inferior	185
TABELA 7.5	Dados Empregados na Avaliação da Curva SN do Aço SAE 1045, Laminado à Quente, [39]	193
TABELA 7.6	Dano Acumulado no Canal da Ponteira do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões para os Seis Trechos Padrão	198

LISTA DE SÍMBOLOS

BT	... Balanço traseiro;
b	... Expoente da Curva SN;
CG1	... Centro de gravidade da massa suspensa;
CG2	... Centro de gravidade da carga;
D	... Dano acumulado da Regra de Palmgren-Míner;
D_{IV}	... Dano acumulado em 1 viagem do caminhão;
DE	... Distância entre eixos;
D_j	... Dano acumulado em uma condição de via trafegável j;
E	... Módulo de Elasticidade;
F	... Carga lateral aplicada no eixo veicular auxiliar;
f_R	... Coeficiente de atrito de rolamento;
g(<u>x</u>)	... Função de estado limite;
K_s	... Constante da Curva SN;
K_{S_{CORR}}	... Constante da Curva SN corrigida pelo efeito da tensão média;
K_t	... Fator que relaciona a carga lateral atuante no eixo com a tensão atuante neste mesmo componente;
K_α	... Fator que relaciona a tensão atuante na ponteira do eixo veicular auxiliar com a tensão atuante na viga tubular deste componente;
K_{oc}	... Fator que relaciona a tensão atuante no canal da ponteira com a tensão atuante na viga tubular do eixo veicular auxiliar, quando este é submetido à ação de carga lateral vertical;

K_{TEN}	... Fator de concentração de tensões para o canal da ponteira, quando o eixo veicular auxiliar é submetido à flexão devido à ação de carga lateral horizontal;
L	... Comprimento da carroceria;
M_{FLETOR}	... Momento fletor atuante no eixo veicular auxiliar em função da ação de carregamento lateral;
N	... Número de ciclos admissível de tensão cíclica de magnitude constante;
n	... Número de ciclos de tensão cíclica;
n_i	... Número de ciclos de tensão de amplitude S_{ai} ;
N_i	... Número de ciclos de tensão admissível quando o material é submetido à tensões cíclicas de amplitude S_{ai} ;
N_V	... Número de viagens previstas para o caminhão;
p_j	... Probabilidade de ocorrência de uma dada condição de via trafegável j ;
PCT	... Peso da carga a ser transportada;
PED	... Peso da massa suspensa no eixo dianteiro;
$PCED$... Peso da carga no eixo dianteiro;
$PBED$... Peso total no eixo dianteiro;
PET	... Peso da massa suspensa no eixo traseiro;
$PCET$... Peso da carga no eixo traseiro;
$PBET$... Peso total no eixo traseiro;
R_{at}	... Resistência devido ao atrito de rolamento;
$RB1$... Reação de apoio no eixo de tração;
$RB2$... Reação de apoio no eixo veicular auxiliar;
R	... Razão de tensão;
S	... Tensão;
S_a	... Amplitude de tensão cíclica;

S_R	... Flutuação de tensão cíclica;
S_m	... Tensão média;
$S_{m\acute{a}x}$... Tensão máxima;
$S_{m\acute{i}n}$... Tensão mínima;
S_u	... Tensão limite de resistência;
S_{ys}	... Tensão de escoamento;
$S_{a,n}$... Tensão limite de fadiga do material, para um número de ciclos de tensão específico, para ensaio com tensão média nula;
S_{ai}	... Amplitude de tensão cíclica de um dado ciclo de tensão;
$S_{PONTEIRA}$... Tensão atuante na ponteira do eixo veicular auxiliar, na região da solda de ligação com a viga tubular;
$S_{VIGA\ TUBULAR}$... Tensão atuante na viga tubular, na região de instalação dos extensômetros elétricos;
S_{Long}	... Tensão de flexão longitudinal, devido à ação da carga lateral vertical;
S_{Transv}	... Tensão de flexão transversal, devido à ação da carga lateral horizontal;
S_{eq}	... Tensão constante equivalente;
S_{CANAL}	... Tensão normal de flexão atuante no canal da ponteira do eixo veicular auxiliar, devido à ação de carga lateral vertical;
T	... Peso da massa suspensa;
T_V	... Tempo total de 1 viagem do caminhão;
$tg\alpha$... Inclinação da reta que relaciona ϵ e F ;
V_x	... Velocidade de deslocamento do veículo;
Ω	... Número de onda;
δ	... Dano acumulado em 1 ciclo de tensão;
ϵ	... Deformação;

- Δ ... Valor crítico do dano acumulado, para o qual haveria colapso por fadiga;
- $\Delta\delta$... Dano acumulado em n ciclos de tensão;
- $\sum_i S_{ai}^b$... Somatória de amplitudes de tensões atuantes na estrutura ao longo do período de tempo estudado;
- $\left[\sum_{i=1}^p S_{ai}^b \right]_j$... Somatória de flutuações de tensão em função da ação da condição de via trafegável j;
- $\left[\sum_{i=1}^n \frac{S_R^b}{K_S} \right]_{j15}$... Dano acumulado no eixo veicular auxiliar, na condição de via trafegável j, em um período de tempo de 15 minutos;
- ϕ ... Frequência de excitação.

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

1.1- CONSIDERAÇÕES INICIAIS

A evolução dos sistemas de transportes utilizados pela sociedade advém da necessidade do homem transportar mercadorias de um local para outro, quer seja para efeito de comércio ou de sua própria sobrevivência.

Na pré-história, o homem buscava a sua alimentação andando a pé, mas sempre deixando trilhas ou caminhos pré-marcados, a fim de tornar sua jornada mais fácil. Posteriormente o homem passou a utilizar o animal para seu próprio transporte, e também para movimentação de víveres que serviam à sua sobrevivência.

Uma das grandes etapas de evolução dos sistema de transportes ocorreu quando da invenção da roda, o que permitiu que veículos bastante primitivos fossem atrelados aos animais, facilitando o transporte de um volume maior de víveres.

Com a evolução do comércio, a partir dos anos finais da Idade Média, os veículos de transporte puxados por animais passaram a ser largamente empregados no transporte de mercadorias entre centros produtores e consumidores, bem como no transporte de passageiros, o que deu novo impulso ao desenvolvimento destes veículos, [1].

Ao final do século XIX, como consequência das grandes descobertas tecnológicas propiciadas pela revolução industrial, bem como da constante busca por parte do homem de um meio de locomoção simples e rápido, surgiram os primeiros veículos sobre rodas, movidos por motores de combustão interna, e destinados do

transporte de passageiros, embora ainda utilizados mais para o lazer e esporte, [1]. Para o transporte de mercadorias por via terrestre ainda havia o grande domínio das ferrovias.

Somente com início da Primeira Guerra Mundial, o veículo automotor passou a ser utilizado no transporte de medicamentos, soldados, armas e outras mercadorias necessárias à manutenção de uma guerra, mostrando que esse meio de transporte era mais flexível que o transporte ferroviário, exigindo menos recursos de infra-estrutura para a sua movimentação, adaptando-se a uma grande variedade de terrenos, [1].

Porém, foi somente ao final da Segunda Guerra Mundial que os transportes rodoviários se consolidaram como um meio de movimentação de mercadorias, dada a iniciativa norte-americana em recuperar as rodovias em seu próprio território bem como no continente europeu, dada a maior facilidade com que os veículos de transporte rodoviários podem transpor áreas de terreno mais acidentado, em comparação com os veículos ferroviários, [1].

Esta iniciativa norte-americana influenciou significativamente as autoridades governamentais brasileiras, sendo que desde a década de 50, o transporte rodoviário de cargas vem sendo prioritário.

Como resposta a esta opção pelo transporte rodoviário, as empresas montadoras de caminhões, Ford, Mercedes-Benz, Scania, Volkswagem e Fiat, oferecem uma grande variedade de veículos destinados ao transporte de carga, seca ou líquida, desde a categoria leve, com peso bruto total de 7 ton. até a categoria de extra pesados, com peso bruto total de 45 ton., [2].

O modelo típico de caminhão fabricado pela Mercedes-Benz e outras montadoras é apresentado na Figura 1.1, ou seja, é um veículo de dois eixos, sendo que no eixo dianteiro são montadas duas rodas, uma em cada extremidade do eixo, e no eixo traseiro, de tração, são montadas quatro rodas, duas em cada uma das extremidade do mesmo.

Segundo a Lei de Balança Brasileira, [3], que é o regulamento que normaliza o peso máximo que pode ser aplicado em cada um dos eixos de uma dada configuração de caminhão, a distribuição de pesos admitida para o caminhão apresentado na Figura 1.1 é 58800N no eixo dianteiro isolado, para pneus com diâmetro maior que 830 mm, e 98000N para o eixo traseiro isolado, utilizando o mesmo tipo de pneu acima citado.

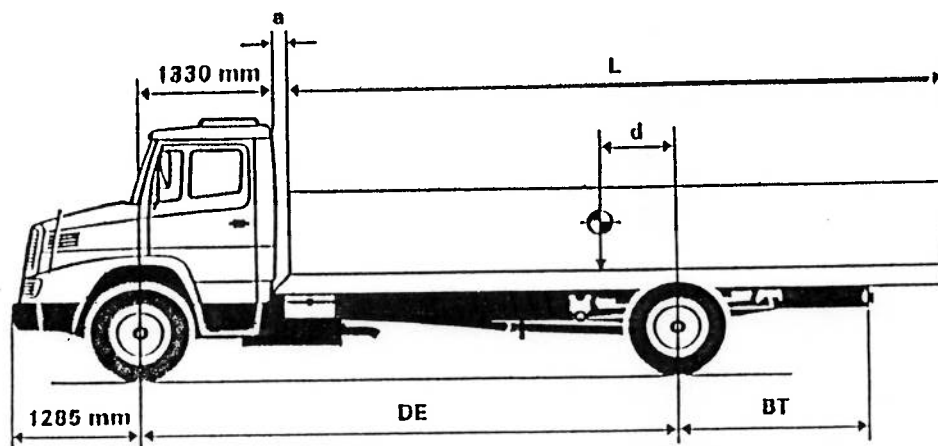
Tendo em vista a constante solicitação dos proprietários de empresas de transporte para o aumento da capacidade de carga dos caminhões, dada a possibilidade do transporte de algumas cargas ser deficitário em função do alto custo do caminhão, o Conselho Nacional de Trânsito (CONTRAN), através da resolução nº 597/82, [4], permite a adaptação de um eixo veicular auxiliar nos caminhões fabricados com dois eixos, o qual passa a apresentar a configuração apresentada na Figura 1.2. Com essa alteração, o peso bruto total admissível para o conjunto de eixos traseiros, denominados eixos em tandem, passa a ser 166600N desde que sejam montados quatro pneus por eixo, e a distância horizontal entre os mesmos variar entre 1,20m e 2,40m.

Visando a manutenção da segurança do veículo, a regulamentação do CONTRAN exige que esta instalação do eixo veicular auxiliar seja executada por empresas adaptadoras credenciadas pelo Instituto Nacional de Metrologia Normalização e Qualidade Industrial (INMETRO), [4], e o próprio eixo deve ser submetido a uma série de testes, descritos nas referências [5] a [8], os quais visam garantir a adequabilidade do projeto e do processo de fabricação do eixo veicular auxiliar aos rígidos requisitos que regem a fabricação de componentes da transmissão de veículos automotores.

Dada a constante preocupação dos proprietários de empresas transportadoras em reduzir o peso da estrutura do veículo, a fim de aumentar a capacidade de transporte de carga útil do mesmo, os fabricantes de eixo veicular auxiliar desenvolveram uma nova

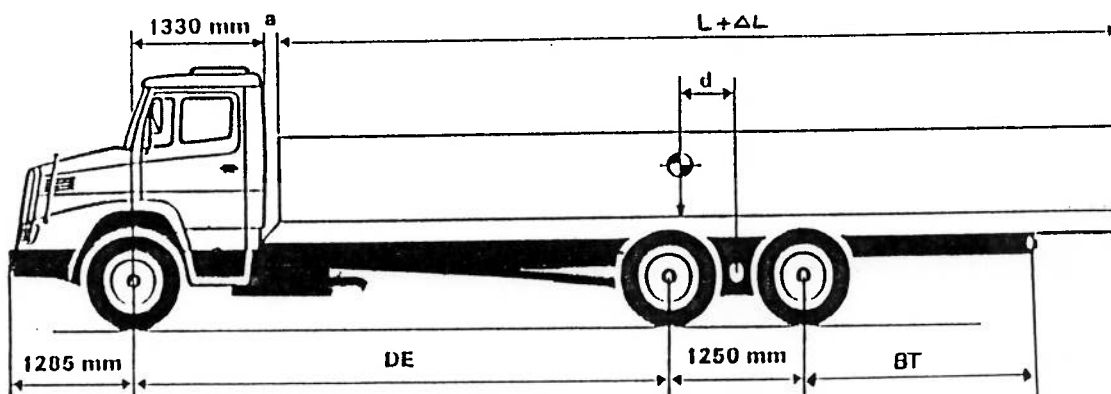
geometria para este componente, visando a redução do seu peso, o qual passou a ser constituído por uma viga de secção transversal retangular, porém oca, e nas suas extremidade são instaladas ponteiras, nas quais são montadas as rodas.

Embora este tipo de eixo seja submetido aos testes descritos nas referências [6] a [8], a fim de ser obtida a sua certificação, os proprietários da empresas transportadoras tem registrado a quebra do eixo veicular auxiliar, caracterizada pelo rompimento da ponteira do eixo, na região da sua fixação à viga tubular, a qual é executada com o emprego de um cordão de solda. Esta falha do eixo veicular auxiliar causa prejuízos econômicos ao transportador, devido a necessidade de parada do caminhão para reparos, bem como põe em risco a vida humana, não só do motorista do caminhão, mas também de ocupantes outros veículos que transitam pela estrada, os quais podem ser atingidos pela roda do caminhão, quando da ocorrência da quebra da ponteira do eixo.



- a Distância entre cabine/carroceria
- L Comprimento da carroceria
- d Distância entre o centro geométrico da carroceria e o eixo de tração
- DE Distância entre eixos
- BT Bitola traseira

Figura 1.1 - Esquema do Caminhão Fornecido pela Mercedes-Benz,[2].



- a Distância entre cabine/carroceria
- L+ΔL Comprimento da carroceria
- d Distância entre o centro geométrico da carroceria e o eixo de tração
- DE Distância entre eixos
- BT Bitola traseira

Figura 1.2 - Esquema de Caminhão Montado com Eixo Veicular Auxiliar.

1.1 – OBJETIVO DO TRABALHO

O objetivo principal deste trabalho é analisar o processo de colapso do eixo veicular auxiliar, caracterizado pela quebra da ponteira.

Como o processo de colapso do eixo veicular auxiliar ocorre após longo período de utilização do caminhão, da ordem de 5 anos, e sabendo-se que o contato do pneu com a via trafegável induz um carregamento dinâmico sobre o eixo, pode-se associar a este colapso um mecanismo de dano cumulativo, que é característico do processo de fadiga dos materiais.

Desse modo, neste trabalho avalia-se o processo de fadiga do eixo veicular auxiliar, procurando-se definir uma vida operacional para o mesmo. Para tanto analisam-se alguns modelos empregados no cálculo da vida em fadiga de estruturas soldadas, definindo-se o modelo de análise a ser empregado para a análise de fadiga do eixo veicular auxiliar. Como as tensões estáticas e dinâmicas atuantes sobre o eixo influenciam o fenômeno da fadiga deste componente, executa-se um estudo teórico-experimental para definição destas tensões, de forma a minimizar algumas incertezas que poderiam ser levantadas quanto a magnitude e distribuição das mesmas, principalmente com relação às tensões dinâmicas atuantes no eixo.

Na Figura 1.3 apresenta-se, de forma esquemática, a seqüência das diversas etapas desenvolvidas neste estudo.

Após a introdução ao estudo, feita neste Capítulo, o Capítulo 2 apresenta os materiais e as técnicas de fabricação empregadas na montagem do eixo veicular auxiliar, bem como a forma de sua instalação no chassi de um caminhão. No Capítulo 3 são apresentados os principais esforços atuantes no eixo veicular, sendo discutida a sua natureza, estática ou dinâmica, bem como as possíveis fontes de excitação dos mesmos. Já no Capítulo 4 são discutidos os métodos de análise de fadiga em estruturas e

componentes mecânicos, enfatizando a influência dos cordões de solda sobre este mecanismo de falha dos materiais, enquanto que no Capítulo 5 é definido o modelo de análise de fadiga do eixo veicular auxiliar que é empregado neste estudo. No Capítulo 6 é apresentada a análise estrutural do eixo veicular auxiliar, quando submetido a carregamento de natureza estática, obtendo-se resultados teóricos e experimentais que permitem a definição dos pontos de concentração de tensões no componente, bem como a distribuição de tensões na região do cordão de solda de ligação da ponteira com a viga tubular. No Capítulo 7 é apresentado o cálculo da vida operacional do eixo veicular auxiliar, considerado o modelo de análise desenvolvido no Capítulo 5, sendo executado um levantamento experimental das tensões dinâmicas atuantes sobre este componente, bem como são feitas sugestões de possíveis modificações do processo de construção do eixo veicular auxiliar, visando o aumento da vida operacional do mesmo. Finalmente no Capítulo 8 são apresentadas as principais conclusões e recomendações obtidas a partir da execução deste estudo.

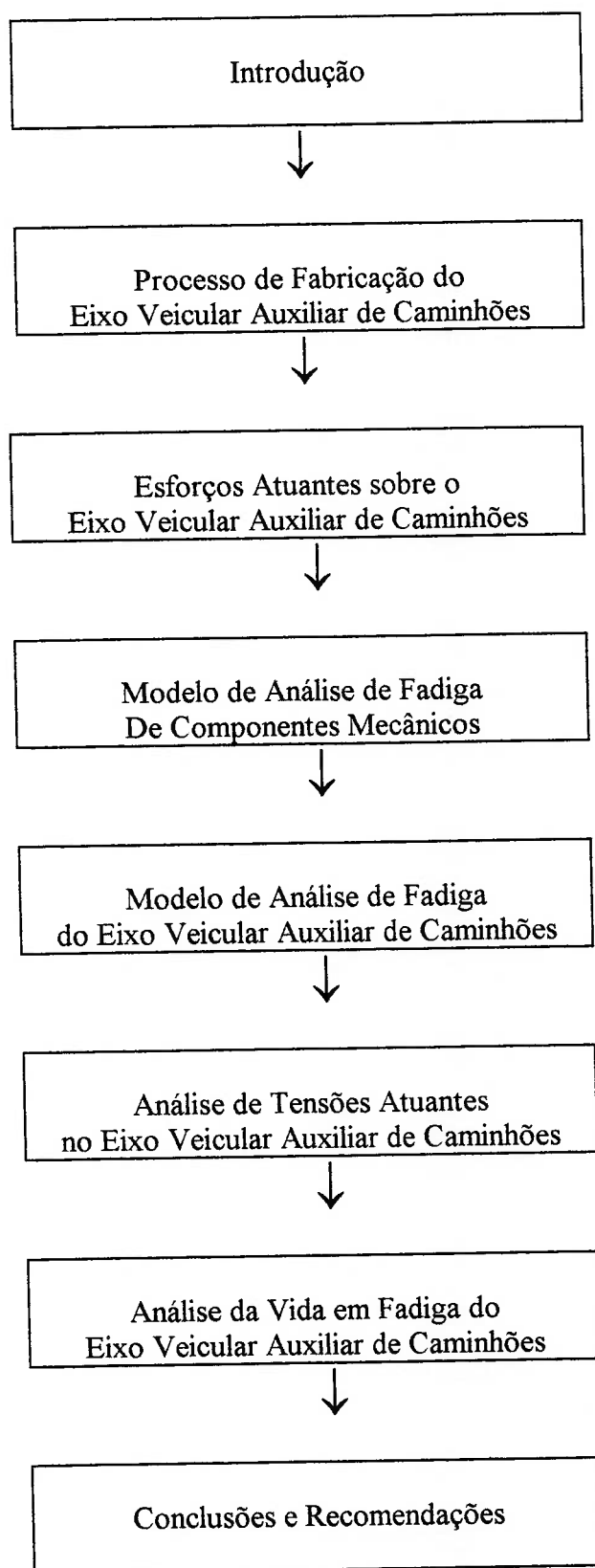


Figura 1.3 – Representação Esquemática da Sequência deste Estudo.

CAPÍTULO II

MATERIAIS E CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DO EIXO VEICULAR AUXILIAR DE CAMINHÕES

2.1- CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Neste capítulo deste trabalho são apresentados os materiais e os procedimentos de fabricação e montagem das diversas partes que compõem o eixo veicular auxiliar de caminhões, bem como apresenta-se o procedimento de instalação deste componente no veículo, descrevendo os principais acessórios empregados nesta montagem.

2.2- PROCEDIMENTO DE FABRICAÇÃO DO EIXO VEICULAR AUXILIAR

Tal como apresentado no capítulo introdutório deste trabalho, o eixo veicular auxiliar de caminhões é constituído basicamente por uma viga tubular com secção transversal de geometria retangular, sendo que nas extremidades da mesma são montadas, com a utilização do processo de soldagem, as peças denominadas ponteiras, que são peças maciças sobre as quais são montadas as rodas. Na viga tubular também são soldados os apoios para fixação da suspensão e dos braços tensores e a flange para fixação do freio, tal como indicado na Figura 2.1.

O material empregado na fabricação da viga tubular é o aço ST52.3 da classe DIN 17100, [10], que é um aço de baixo carbono, usualmente empregado na fabricação de componentes estruturais automotivos, dada a boa conformabilidade e soldabilidade deste material. A composição química exigida para este material é apresentada na Tabela

2.1, enquanto que na Tabela 2.2 apresenta-se os requisitos mecânicos estabelecidos para este aço.

Já a ponteira do eixo é fabricada em aço ABNT 1045, [11], laminado a quente, que é um aço médio carbono, usualmente empregado na fabricação de eixos usinados, destinados à transmissão de potência .

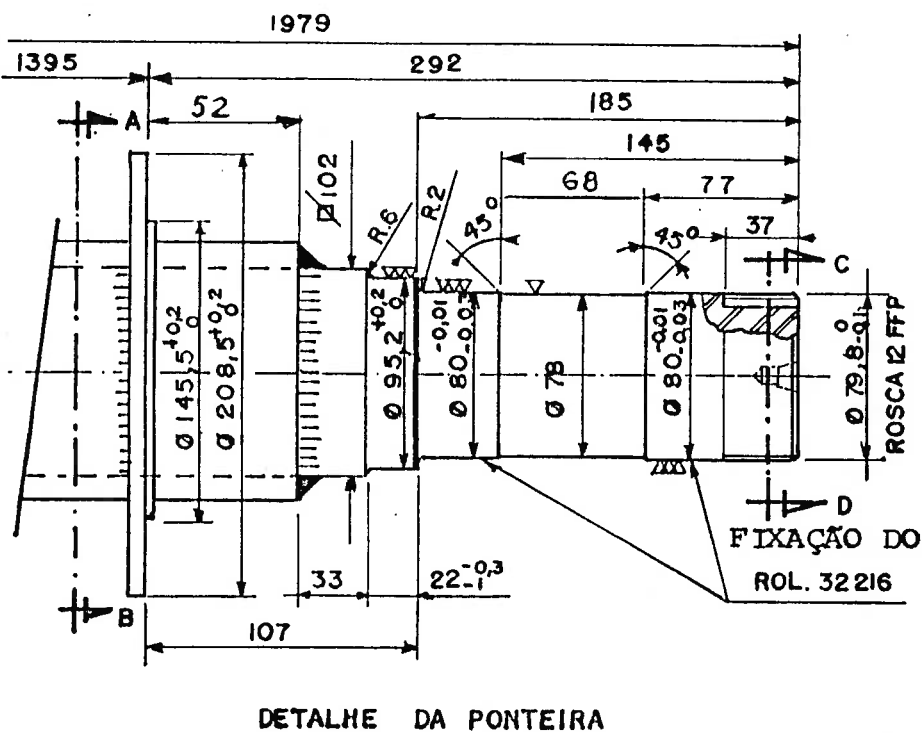
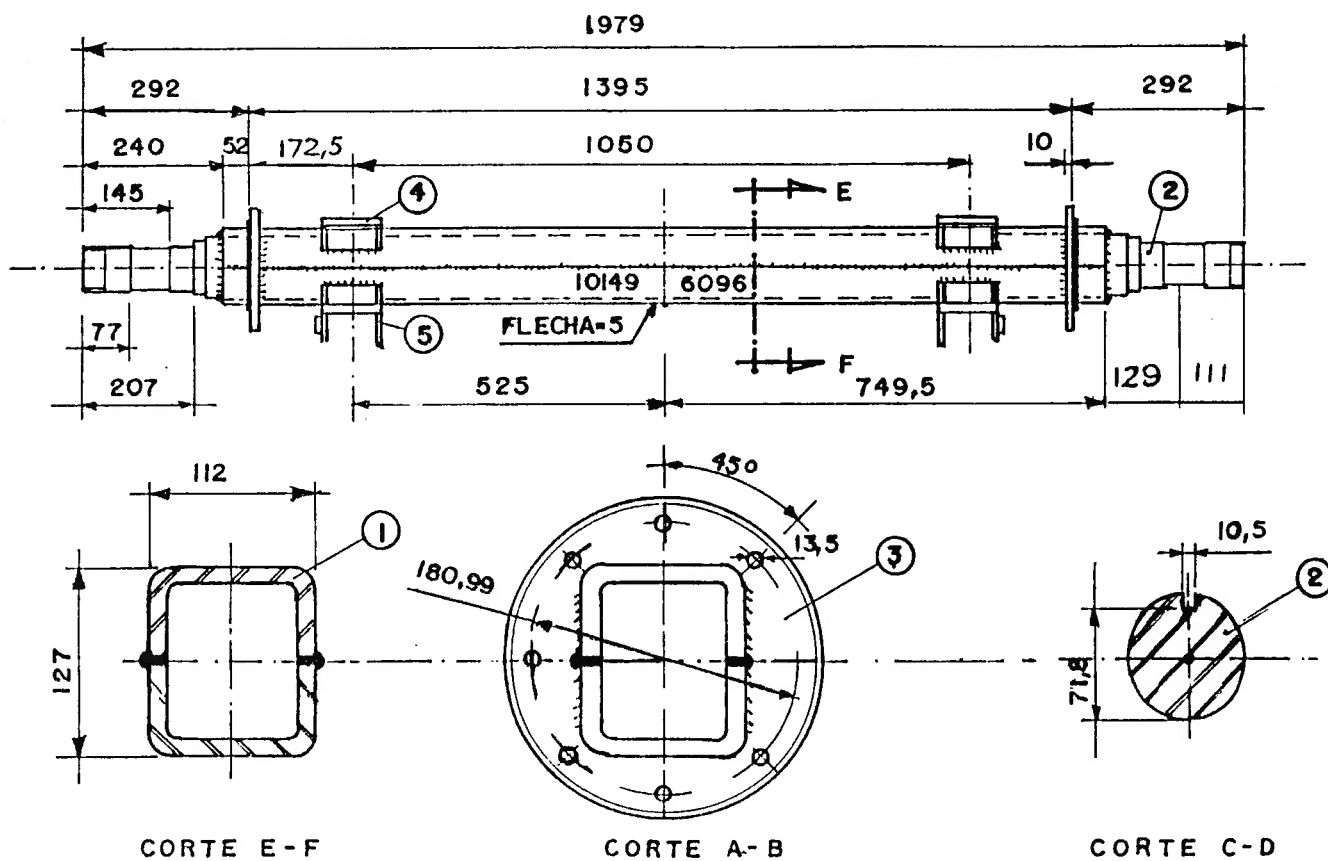
A composição química exigida para este material é apresentada na Tabela 2.3 e os requisitos mecânicos estabelecidos para o mesmo constam da Tabela 2.4.

Os suportes para fixação da suspensão e do braço tensor são fabricados em aço SAE 1020 [12] laminado a quente, que é um aço baixo carbono, normalmente fabricado em chapas, barras ou perfis, sendo facilmente conformado. A composição química e os requisitos mecânicos exigidos para este material são apresentados, respectivamente, nas Tabelas 2.5 e 2.6.

Os flanges de fixação dos conjuntos de freio são fabricados em aço ASTM A36, [13], que é um aço carbono, que a ASTM classifica como aço estrutural, normalmente fabricado em chapas ou barras, sendo facilmente conformado e soldado. A composição química e os requisitos mecânicos exigidos para este material são apresentados, respectivamente, nas Tabelas 2.7. e 2.8.

Verifica-se que, excetuando-se a ponteira do eixo, os demais componentes são fabricados em aço baixo carbono, com cerca de 0,2% de carbono, porém com pequenas variações nas suas propriedades mecânicas, e no teor dos demais elementos presentes na composição química. O aço baixo carbono de maior resistência ao escoamento, DIN 17100-ST52.3, é empregado na fabricação da viga tubular, pois esta, tal como indicado no Capítulo 3, é submetida a esforços mecânicos elevados, devido ao contato pneu/via trafegável. Os materiais de menor resistência são empregados na fabricação do flange de fixação do freio, no caso aço ASTM A36, e nos suportes da suspensão e do braço

tensor. A utilização destes materiais nestas peças deve-se ao fato dos mesmos apresentarem boa soldabilidade e conformabilidade, facilitando a fabricação das mesmas sendo estas, operações que poderiam ter sua execução prejudicadas com o emprego de aços com maior teor de carbono em sua composição química.



- ①-Viga Tubular
- ②-Ponteira
- ③-Flange de fixação do freio
- ④-Suporte da suspensão
- ⑤-Suporte do braço tensor

Figura 2.1 - Geometria do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões, [9].

TABELA 2.1 - Composição Química do Aço DIN 17100-ST52.3, [10].

ELEMENTOS	%
Carbono (máx)	0,20
Manganês (máx)	1,50
Silício	0,55
Fósforo (máx)	0,045
Enxofre (máx)	0,045

TABELA 2.2- Requisitos Mecânicos do Aço DIN 17100-ST52.3, [10].

PROPRIEDADES	VALORES
Resistência à tração	520 a 620 MPa
Resistência ao escoamento (min)	360 MPa
Alongamento de 50,8mm (min)	22%

TABELA 2.3- Composição Química do Aço ABNT 1045, laminado a quente, [11].

ELEMENTOS	%
Carbono	0,42 a 0,50
Manganês	0,60 a 0,90
Silício	0,10 a 0,20
Fósforo	0,04
Enxofre	0,05

TABELA 2.4- Requisitos Mecânicos do Aço ABNT 1045, laminado a quente [11].

PROPRIEDADES	VALORES
Resistência à tração (min)	724 MPa
Resistência ao escoamento (min)	545 MPa
Alongamento de 50,8mm (min)	12%

TABELA 2.5- Composição Química do Aço SAE 1020, [12].

ELEMENTOS	%
Carbono (máx)	0,17 a 0,23
Manganês	0,30 a 0,60
Silício (máx)	0,10 a 0,20
Fósforo (máx)	0,040
Enxofre (máx)	0,050

TABELA 2.6- Requisitos Mecânicos do Aço SAE 1020, [12].

PROPRIEDADES	VALORES
Resistência à tração (min)	460 MPa
Resistência ao escoamento (min)	213 MPa
Alongamento de 50,8mm	25%

TABELA 2.7 - Composição Química do Aço ASTM A36, [13].

ELEMENTOS	%
Carbono (máx)	0,25
Manganês	0,80 a 1,20
Silício	0,15 a 0,30
Fósforo (máx)	0,04
Enxofre (máx)	0,05

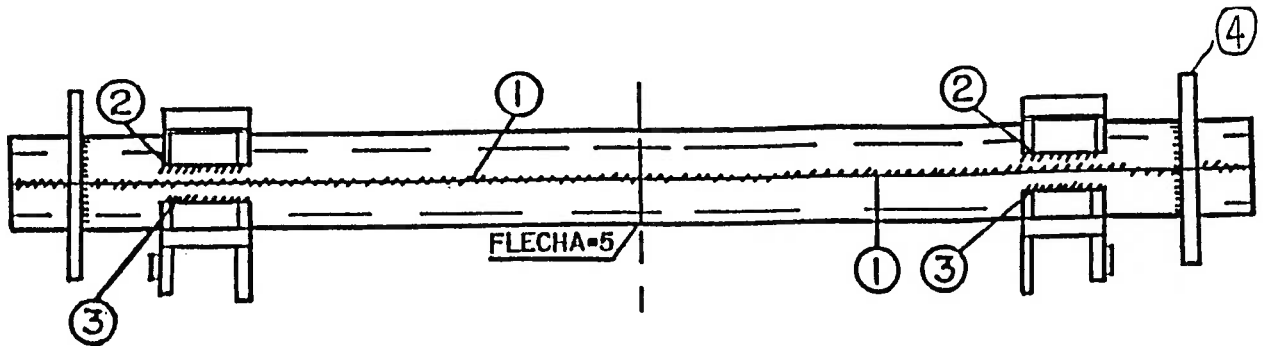
TABELA 2.8 - Requisitos Mecânicos do Aço ASTM A36, [13].

PROPRIEDADES	VALORES
Resistência à tração (min)	568 MPa
Resistência ao escoamento (min)	256 MPa
Alongamento de 50,8mm	23%

A fabricação e montagem dos componentes do eixo veicular auxiliar é executada conforme o seguinte procedimento:

- i) Fabricação da Viga Tubular
 - i.1) Corte da chapa de aço DIN 17100-ST52.3 com espessura de 12,5 mm, em dimensões pré-defenidas, com o emprego de uma guilhotina hidráulica;
 - i.2) Dobra da chapa, para obtenção de um perfil “U” de dimensões 1540x112x63mm, com emprego de uma dobradeira hidráulica;
 - i.3) Montagens de 2 perfis “U”, de forma a obter-se a viga tubular. Os dois perfis são montados em um gabarito, sendo executado o cordão de solda longitudinal para união dos mesmos, com o emprego do processo de soldagem a arco submerso, utilizando o arame de enchimento de 2,3mm de diâmetro, tipo maciço, e com classificação EL12, conforme norma AWS A5.17, [14], e com fluxo, ok Flux 10.81 de granulação 12x50 “mesh” fabricado pela ESAB S/A IND E COM.
 - i.4) Fixação dos suportes da suspensão e do braço tensor, com emprego do processo de soldagem MAG, utilizando o arame de enchimento de 1,2mm de diâmetro, tipo maciço, e com classificação ER70S6, conforme norma AWS A5.18, [15], com gás de proteção Argônio tipo S (85% de Argônio com 15% de gás carbônico CO₂);
 - i.5) Fixação da viga tubular em uma prensa hidráulica, para execução da operação de empenamento da mesma, visando a obtenção de uma flecha de 5mm na posição central da viga;

- i.6) Instalação do flange de fixação do freio na viga tubular, com o emprego do processo de soldagem MAG, utilizando arame de enchimento de 1,2mm de diâmetro, tipo maciço e com classificação ER70S6, conforme norma AWS A5.18,[15], com gás de proteção Argônio tipo S, obtendo a configuração final da viga tubular, tal como indicado na figura 2.2.
- i.i) Fabricação da Ponteira
 - i.i.1) Corte de uma barra de secção quadrada, 102x102mm, visando a obtenção de um vergalhão de dimensões 102x102x320mm;
 - i.i.2) Usinagem de uma das extremidades do vergalhão, obtendo a geometria necessária para encaixe da ponteira na viga tubular, tal como indicado na Figura 2.3;
 - i.i.3) Usinagem, em torno horizontal, da extremidade da ponteira onde são montados os rolamentos da roda, obtendo a geometria final da ponteira, tal como indicado na figura 2.3.



- ① Viga Tubular
- ② Suporte da Suspensão
- ③ Suporte do braço Tensor
- ④ Flange de Fixação do Freio

Figura 2.2 - Esquema da Configuração Final da Viga Tubular.

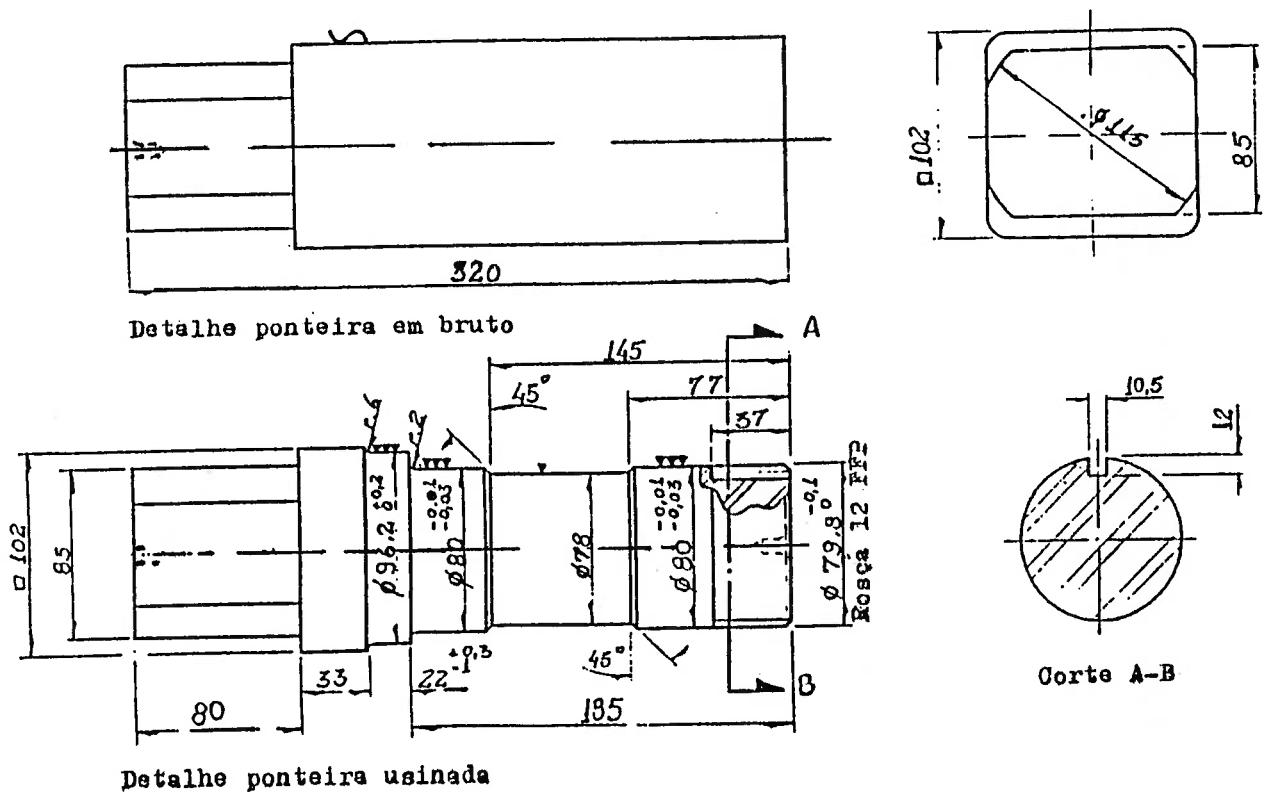


Figura 2.3 - Esquema da Ponteira.

- i.i.i) Montagem do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões
 - i.i.i.1) Montar a ponteira em uma das extremidade da viga tubular, executando a soldagem da parte inferior da ponteira à viga tubular, tal como indicado na Figura 2.4, sendo que esta solda ajuda na pré-fixação da ponteira. Nesta operação emprega-se o processo de soldagem MAG, utilizando um arame de enchimento de diâmetro 1,32mm, em conformidade com a especificação ER 70s6 da norma AWS 5-18, [15], pois este eletrodo possibilita uma elevada penetração da solda, empregando-se gás Argônio tipo S para geração da atmosfera protetora.
 - i.i.i.2) Soldagem final da ponteira à viga tubular, executando-se a solda em filete na extremidade da viga tubular, empregando-se o mesmo processo de soldagem citado na alínea i.i.i.1.
 - i.i.i.3) Execução das operações acima citadas para fixação da ponteira na outra extremidade da viga tubular, obtendo-se a configuração final do eixo veicular auxiliar de caminhões, tal como indicado na Figura 2.1.
- i.v) Montagem dos Acessórios
 - i.v.1) Montagem a quente do anel de encosto do rolamento interno, nas ponteiras direita e esquerda do eixo veicular auxiliar.
 - i.v.2) Montagem do conjunto de freio direito e esquerdo.
 - i.v.3) Montagem do rolamento interno, cubo de roda, rolamento externo, arruela do eixo, porca do eixo, tampa, tambor do freio, rodas, e pneus, conforme indicado na Figura 2.5.

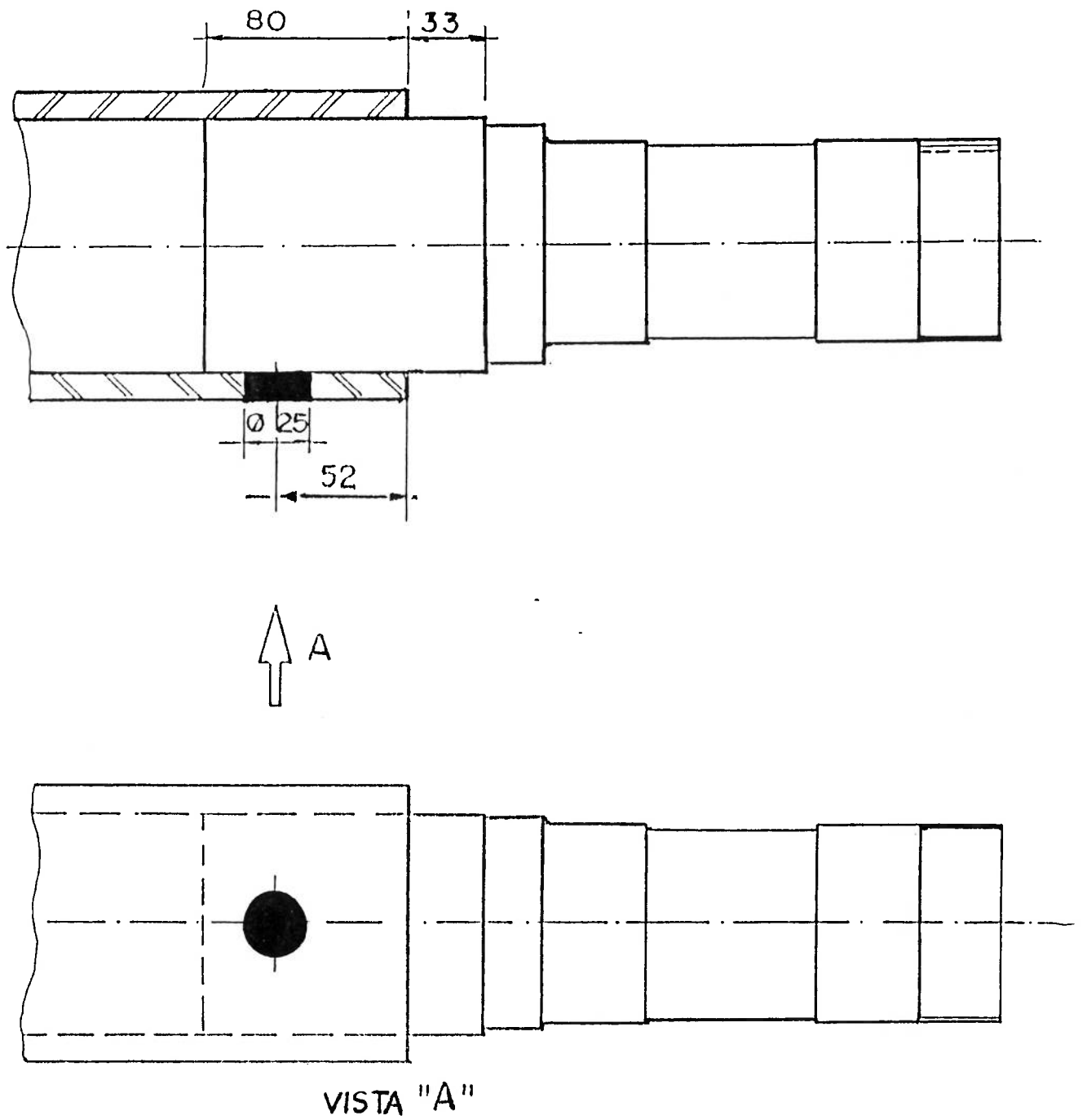
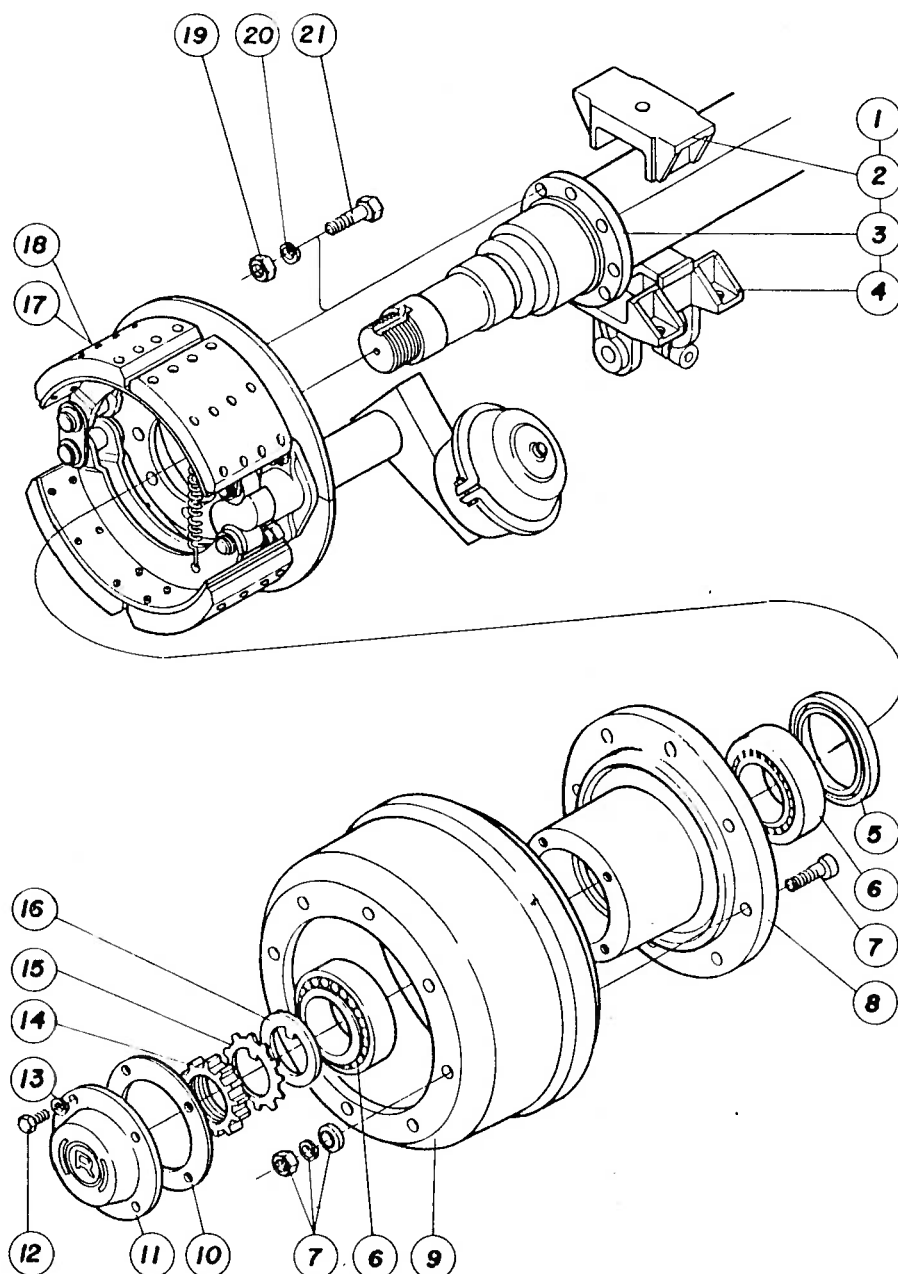


Figura 2.4 - Solda de Posicionamento da Ponteira na Viga Tubular.



- | | | | |
|----|-------------------|----|----------------------------|
| 1 | Viga do E.V.A. | 11 | Tampa do cubo |
| 2 | Apoio da mola | 12 | Parafuso |
| 3 | Flange | 13 | Arruela |
| 4 | Suporte do tensor | 14 | Porca |
| 5 | Retentor | 15 | Arruela |
| 6 | Rolamento | 16 | Arruela |
| 7 | Parafuso | 17 | Conjunto de freio direito |
| 8 | Cubo | 18 | Conjunto de freio esquerdo |
| 9 | Tambor do freio | 19 | Porca |
| 10 | Junta | 20 | Arruela |
| | | 21 | Parafuso |

Figura 2.5 - Montagem dos Acessórios no Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões.

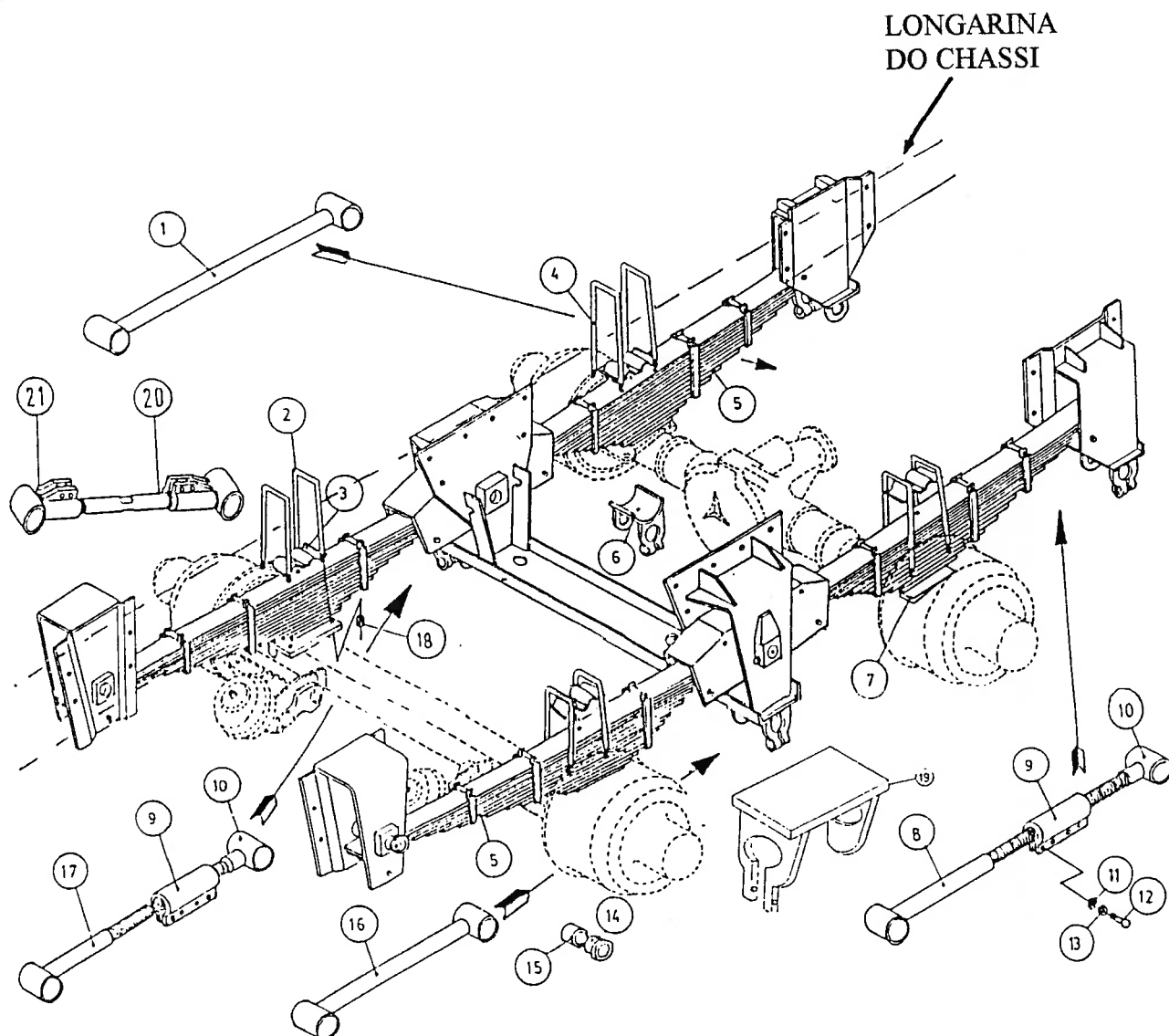
2.3- PROCEDIMENTO DE MONTAGEM DO EIXO VEICULAR AUXILIAR NO CAMINHÃO

O eixo veicular auxiliar é montado nos chassis de caminhões por intermédio de firmas montadoras especialmente credenciadas pelo Instituto Nacional de Metrologia, INMETRO, [14], para execução desta tarefa.

A instalação do eixo veicular auxiliar de caminhões deve ser executada seguindo as prescrições técnicas indicadas pelo fabricante do caminhão, tais como as constantes da referência [2] para o caso dos caminhões da Mercedes-Benz, envolvendo, usualmente, a necessidade de reforço da estrutura do chassi, [16].

Na Figura 2.6 é mostrada, de uma forma esquemática, a instalação do eixo veicular auxiliar no chassi do caminhão. Este é fixado nas molas, que compensam a movimentação vertical do eixo quando submetido a solicitações dinâmicas, e a um braço tensor, que é fixado ao chassi do caminhão, e tem a função de evitar a movimentação do eixo na direção horizontal, bem como resistir ao momento tursor atuante sobre o eixo, quando da frenagem do veículo

O eixo veicular auxiliar deve ser instalado paralelamente ao eixo de tração do caminhão, e esta montagem está limitada por requisitos bastante rígidos quando a tolerância de paralelismo, já que o desalinhamento entre os eixos prejudica a dirigibilidade do caminhão, bem como causa um desgaste excessivo dos pneus montados no eixo veicular auxiliar, o que exigiria a sua troca com maior frequência, aumentando os custos de operação do caminhão.



- | | | | |
|----|------------------------|----|------------------------------|
| 1 | Tensor fixo dianteiro | 11 | Porca |
| 2 | Grampo | 12 | Parafuso |
| 3 | Sapata do grampo | 13 | Arruela |
| 4 | Grampo | 14 | Bucha de borracha |
| 5 | Feixe de mola | 15 | Bucha de borracha |
| 6 | Suporte | 16 | Tensor fixo traseiro |
| 7 | Cunha da mola | 17 | Tensor móvel traseiro |
| 8 | Tensor móvel dianteiro | 18 | Porca |
| 9 | Luva do tensor | 19 | Suporte reto |
| 10 | Ponteira do tensor | 20 | Braço de regulagem do tensor |
| | | 21 | Bucha de regulagem do tensor |

Figura 2.6- Esquema da Montagem do Eixo Veicular Auxiliar no Chassi do Caminhão, [9].

CAPÍTULO III

CARREGAMENTO ATUANTE SOBRE O EIXO VEICULAR AUXILIAR DE CAMINHÕES

3.1- CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Um veículo automotor pode ser sub-dividido em sub-sistemas básicos, como indicado na Figura 3.1, tais como carroceria, chassi, transmissão, motor, suspensões, eixos dianteiros e traseiros e rodas e pneus, [17].

Partindo da divisão do veículo nestes sub-sistemas, é possível afirmar que o problema da avaliação da resposta dinâmica de um veículo é basicamente caracterizado pelo estudo da resposta dinâmica de um sistema composto por diversos corpos, com massas diferenciadas, interligadas entre si. O sistema é usualmente livre de vínculos com o solo, [18]. As cargas dinâmicas atuantes sobre o chassi de um veículo são, basicamente, transmitidas pelo conjunto da suspensão, pelo motor, pelas ações de aceleração, frenagem e mudança de direção ou pela ação de rebocar ou ser rebocado. Existem, adicionalmente, uma grande variedade de cargas estáticas atuando sobre chassi, tais como, peso dos ocupantes e/ou carga, peso da estrutura ou mesmo eventuais tensões residuais introduzidas pelos processos empregados na sua fabricação.

Neste capítulo são apresentados os esforços estáticos e dinâmicos atuantes sobre o eixo veicular auxiliar, sendo justificada a origem e os principais fatores que influenciam a magnitude dos mesmos.

3.2- SOLICITAÇÕES ESTÁTICAS

3.2.1- CARGAS VERTICAIS

Considerando as características de montagem do eixo veicular auxiliar no chassi de um caminhão, é possível definir as principais cargas estáticas verticais atuantes nesta estrutura, tendo em vista a distribuição de cargas no chassi do caminhão, a qual é esquematicamente indicada na Figura 3.2.

O carregamento vertical atuante no eixo veicular auxiliar de caminhões depende basicamente das seguintes variáveis:

- i)** Peso (T) e localização centro de gravidade da massa suspensa ($CG1$), sendo que estes dados dependem do tipo de caminhão no qual foi montado o eixo veicular auxiliar. Considera-se como compondo a denominada massa suspensa todos os componentes do caminhão, ou seja, é a condição do veículo pronto para rodar, porém sem estar carregado com o material a ser transportado;
- ii)** Peso e localização do centro de gravidade ($CG2$) da carga a ser transportada (PCT);
- iii)** Distância (DE) entre o eixo dianteiro e o eixo de transmissão;
- iv)** Distância $2b$ entre o eixo de tração e o eixo veicular auxiliar, devendo variar entre 1200 e 2400mm, conforme exigências da Lei de Balança, [3].

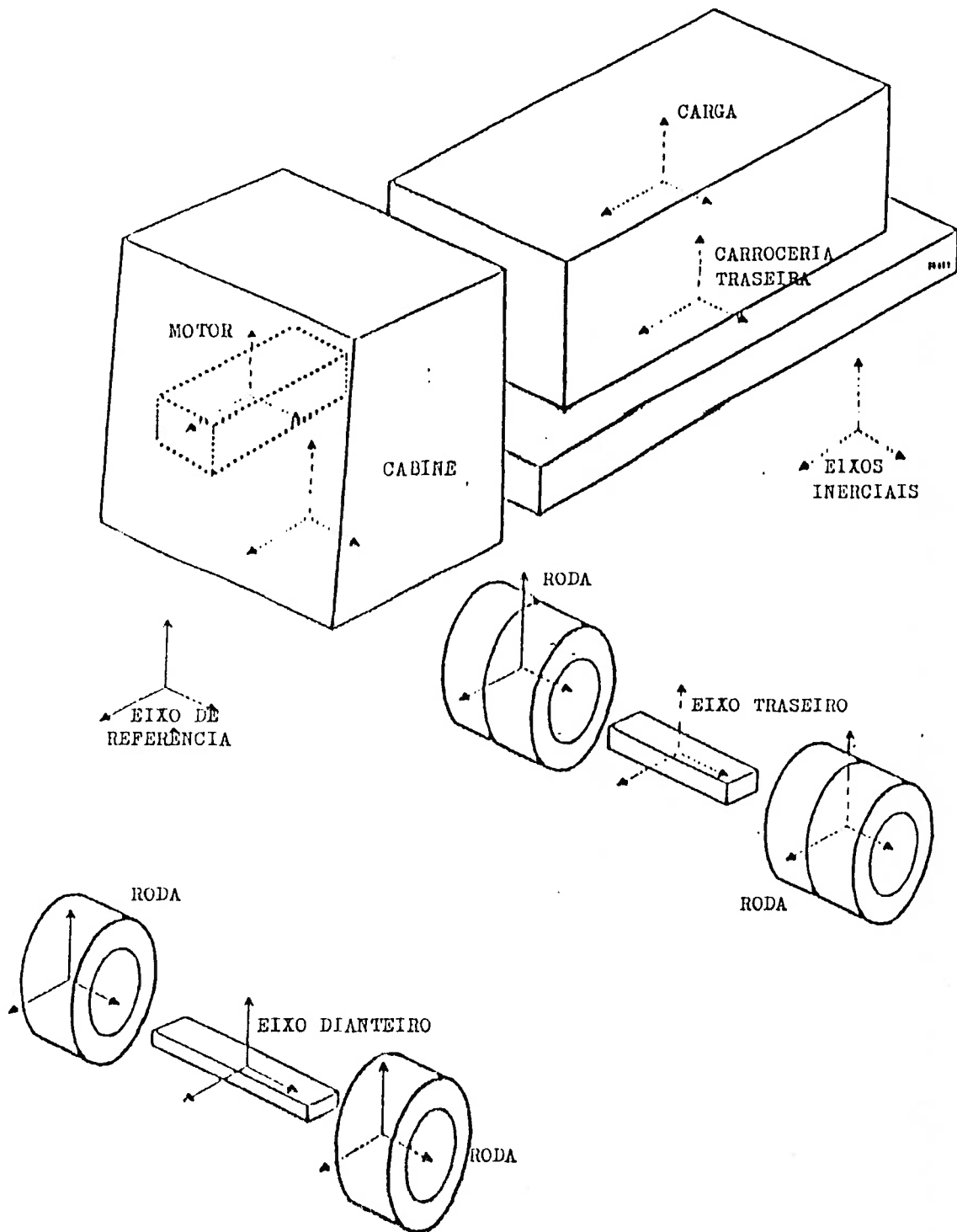


Figura 3.1 - Esquema da Divisão de um Veículo em Sub-sistemas, [17].

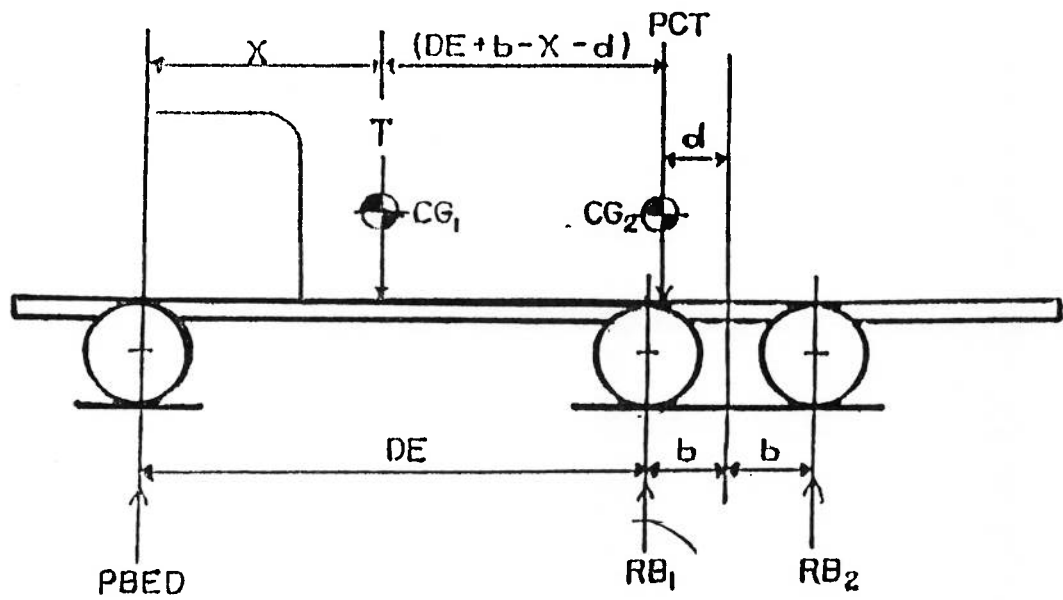


Figura 3.2 - Distribuição de Cargas no Chassi de um Caminhão.

Considerando as equações de equilíbrio estático do caminhão, obtidas através do equilíbrio dos momentos gerados pelas forças verticais em relação ao centro do eixo dianteiro e pelo equilíbrio de forças agindo na direção vertical, define-se as reações de apoio atuantes nos eixos traseiros, as quais são, [19]:

$$RB1 = [PCT(d + b) + T (DE + 2b - x) - PBED(DE+2b)] / 2b \quad (3.1)$$

$$RB2 = PCT + T - RB1 - PBED$$

onde

- RB1 ... reação de apoio atuante no eixo de tração;
- RB2 ... reação de apoio atuante no eixo veicular auxiliar;
- PBED ... peso total no eixo dianteiro.

Deve-se ressaltar que no momento do cálculo do carregamento atuante nos eixos traseiros considera-se que o eixo dianteiro está submetido à uma carga vertical, cuja magnitude máxima deve ser de 58800N, em conformidade com os requisitos da Lei Balança, [3]. Adicionalmente, deve-se verificar se os resultados obtidos para as reações de apoio nos eixos estão de acordo com a seguinte limitação da Lei de Balança, [3]:

O peso total atuante nos eixos traseiros (PBET) deve ser inferior a 166600N, ou seja, a soma das reações de apoio nos eixos de tração (RB1) e auxiliar (RB2) deve ser inferior a este valor.

As montadoras de caminhões recomendam a utilização de uma distribuição de carregamento sobre os eixos de um caminhão sendo que para o caso de um caminhão tanque, construído sobre um chassi com cabine recuada a Mercedes-Benz recomenda a seguinte distribuição, [2]:

- a) Eixo Dianteiro
Peso da Massa Suspensa (PED) = 28812 N
Peso da Carga (PCED) = 20188 N
Peso Total no Eixo Dianteiro (PBED) = 49000 N
- b) Conjunto de Eixo Traseiros (Tração + Auxiliar)
Peso da Massa Suspensa (PET) = 34790 N
Peso da Carga (PCET) = 131810 N
Peso Total nos Eixos Traseiros (PBET) = 166600 N

Dos dados supra-citados pode-se verificar que as montadoras podem recomendar que a carga total atuante no eixo dianteiro seja inferior a admissível pela Lei da Balança, dependendo do tipo do caminhão, enquanto que a carga total recomendada para os eixos traseiros deve obedecer rigidamente a Lei da Balança.

Finalmente, deve-se ressaltar que, embora a Lei da Balança permita que a carga vertical atuante nos eixos de tração e auxiliar sejam diferentes, desde que a soma das duas não ultrapasse 166600N, os montadores e operadores de caminhões procuram definir uma distribuição de carga que gere carregamentos verticais nos eixos de tração e auxiliar com magnitude bastante próximas, de forma a evitar que ocorram desgastes diferenciados nos pneus montados nestes dois eixos, pois sabe-se que, quanto maior for a carga vertical atuante em um pneu, maior será o desgaste do mesmo.

3.2.2- CARGAS HORIZONTAIS

Uma das maiores fontes de resistência ao avanço de qualquer veículo é a resistência provocada pelo contato pneu/via trafegável, quando do rolamento do pneu sobre a via, denominada resistência por atrito.

Enquanto outros tipos de resistência ao avanço atuam apenas em algumas condições de movimento, a resistência por atrito está presente a partir do momento em que o veículo iniciar o movimento de avanço.

Considerando o veículo como um corpo sólido apoiado sobre as rodas, a resistência por atrito é calculada pela relação:

$$R_{at} = f_r (PBED + PBET) \quad (3.2)$$

onde f_r ... coeficiente de atrito de rolamento

R_{at} ... resistência por atrito de rolamento

A equação (3.2) indica a utilização do peso estático do caminhão para cálculo da resistência do rolamento. Teoricamente, para cálculo deste valor, dever-se-ia empregar o peso dinâmico do veículo, o qual incluiria efeitos de acelerações e a componente vertical da força de resistência ao avanço, imposta pelo ar. Entretanto, conforme citado por Gillespie, [20], a inclusão destes fatores no cálculo da resistência por atrito de rolamento não modifica, sob o ponto de vista da precisão de cálculos de engenharia, os resultados obtidos com a simples utilização do peso estático.

O coeficiente de atrito de rolamento, f_r , é um fator adimensional que indica a resistência ao rolamento do pneu, quando em contato com o solo, e é influenciado por uma série de propriedades físicas do solo e do próprio pneu, tais como, [20]:

- i) temperatura do pneu;
- ii) pressão interna no pneu;
- iii) velocidade de avanço do veículo;
- iv) composição de materiais e estrutura do pneu;
- v) tipo de material da via trafegável.

Dentre os fatores supra-citados, os itens i, iv e v exercem significativa influência sobre o coeficiente de atrito de rolamento.

Conforme informações obtidas com o Departamento de Engenharia do Produto da Goodyear [21], para um caminhão trafegando carregado, nas condições de via representativa de uma estrada brasileira, pode-se considerar o coeficiente de atrito de rolamento igual a 0,40. Este valor é superior ao comumente utilizado pela literatura norte-americana, o qual varia entre 0,06 e 0,25, porém as condições de pavimento consideradas nestes estudos diferem das usualmente encontradas nas rodovias e ruas do Brasil, o que justifica o emprego de um coeficiente de atrito de maior magnitude.

A resistência por atrito de rolamento, calculada com o emprego da equação (EQ 3.2), fornece a força de atrito total, que pode ser entendida como a somatória das forças de atrito atuantes em cada pneu do veículo, sendo função do tipo de pneu e da carga atuante sobre o eixo onde o pneu está montado.

Considerando que em um caminhão utiliza-se pneus do mesmo tipo, ou no jargão automotivo típico, de mesma banda de rodagem, pode-se supor que em cada pneu estará atuando uma força de atrito proporcional ao valor da carga lateral que este suporta, enquanto que o coeficiente de atrito de rolamento pode ser considerado único para todos os pneus.

No eixo veicular auxiliar são instalados quatro pneus, um par em cada extremidade do eixo. Supondo que a carga lateral atuante sobre o eixo está igualmente dividida nos pontos de fixação da suspensão, pode-se supor que cada pneu estará carregado com uma força igual a $\frac{1}{4}$ da total atuante sobre o eixo, estando submetidos, portanto, a uma força de atrito proporcional a esta carga, sendo a magnitude da mesma igual em todos os pneus.

Esta força de atrito atuante no pneu passa a ser um carregamento lateral atuante no próprio eixo veicular auxiliar, atuando perpendicularmente ao plano de ação da carga

lateral devido ao peso total do caminhão, portanto, agindo no plano horizontal deste eixo. Esta carga é equilibrada pela ação do braço tensor, que impede o movimento horizontal do eixo.

3.2.3- MOMENTO TORSOR

Tal como apresentado no Capítulo 2 deste trabalho, no eixo veicular auxiliar é instalado um sistema de freio, utilizado para auxiliar a operação de frenagem do caminhão.

No momento em que há frenagem do veículo, a carga de frenagem, mais especificamente o momento de torção, é transmitido para a flange do eixo, tendo em vista o próprio esquema de montagem do freio, esquematicamente apresentado na Figura 2.5.

Este momento torsor será transmitido ao eixo veicular auxiliar, e será resistido pelo braço tensor, que é montado excêntricamente ao eixo, tal como indicado na figura 2.6.

A magnitude do momento torsor aplicado ao eixo depende da intensidade da aceleração de frenagem do caminhão, a qual é variável em função da situação que envolve a operação de redução da velocidade do caminhão. Sob o ponto de vista de projeto do eixo veicular auxiliar, as empresas montadoras de caminhões impõem requisitos para a resistência à torção deste componente, sendo esta expressa em termos de um momento de torção máximo que deve ser resistido pelo eixo, sendo que no caso da Mercedes-Benz do Brasil a magnitude deste momento é 27000Nm [2].

Para efeito de avaliação das tensões estáticas atuantes sobre o eixo veicular auxiliar de caminhões, pode-se supor que este está submetido a um momento torsor igual ao valor máximo exigido pelas montadoras.

Finalmente, deve-se ressaltar que o momento torsor não é uma carga realmente estática, pois um veículo só é freado quando há necessidade de redução de velocidade ou parada total do mesmo, havendo, portanto, variação da magnitude deste momento torsor ao longo do tempo. Entretanto, a frequência com que um veículo é freado pode ser considerada muito baixa quando comparado com a frequência da excitação dinâmica proveniente do contato pneu/via trafegável. Portanto, pode-se verificar que o carregamento de torção é nulo ou mesmo de reduzida magnitude, ao longo de grande parcela do tempo operacional de um veículo.

Desse modo, quando do dimensionamento e avaliação da resistência do eixo veicular auxiliar de caminhões, pode-se adotar a hipótese conservadora, e portanto, a favor da segurança, de que o momento de torção é um carregamento estático sobre o eixo.

3.2.4 - DIAGRAMAS DE ESFORÇOS SOLICITANTES PARA AS CARGAS ESTÁTICAS

Sabendo-se que a montagem do eixo veicular auxiliar é simétrica em relação à linha de centro do caminhão, é possível supor que o carregamento nos pontos de fixação da suspensão do veículo apresenta igual magnitude, o mesmo ocorrendo para o carregamento atuante nas rodas do eixo.

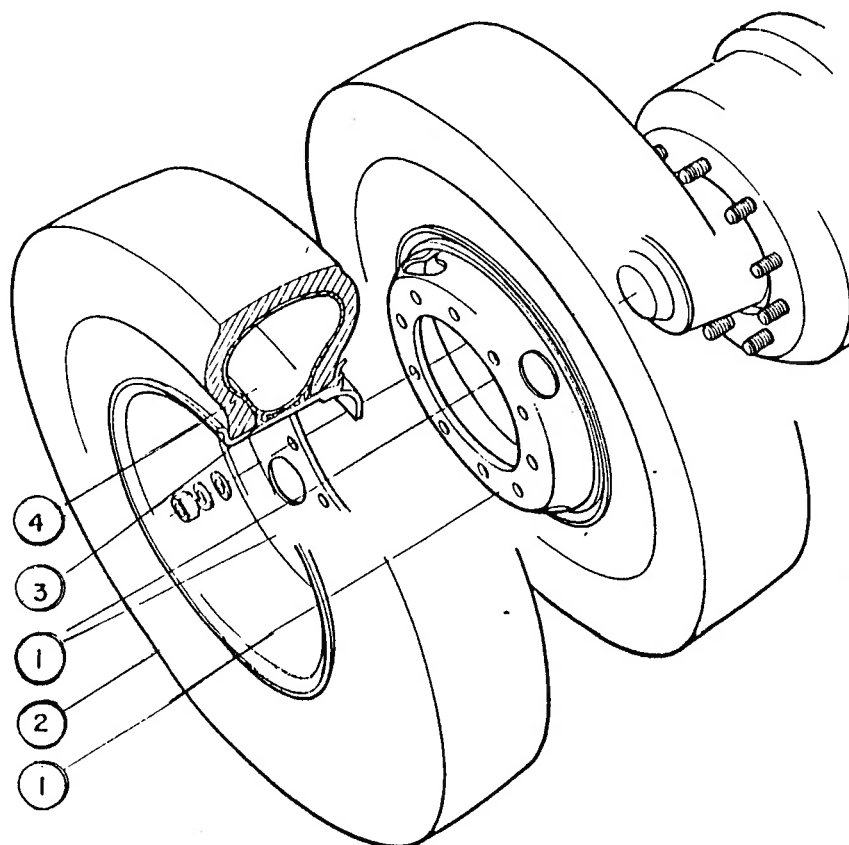
Considerando que o eixo é rigidamente fixado à suspensão, pode-se supor que esta última funciona como um apoio para o eixo.

Finalmente, como indicado na Figura 3.3, as rodas e cubo do eixo veicular auxiliar são montadas sobre rolamentos de rolos cônicos, sendo que a distância horizontal entre eles é bastante reduzida, mais especificamente 105mm. Como a carga atuante nas rodas é transmitida ao eixo através do rolamentos, e considerando a reduzida

distância entre estes últimos, supor-se-á que as cargas horizontais e verticais atuantes sobre o eixo são aplicadas no centro desta distância que separa os rolamentos cônicos.

Na Figura 3.4 são indicados os diagramas de momento fletor e força cortante, vertical e horizontal, e de momento torsor atuantes sobre o eixo, considerando a teoria simples de viga.

Verifica-se que o máximo momento fletor, tanto devido a carga horizontal como devido a carga vertical, irá ocorrer na porção central do eixo, entre os pontos de fixação da suspensão. Já o momento torsor atua em uma pequena porção do comprimento do eixo, limitada pela flange de fixação do freio e pelo ponto de fixação do braço tensor, que é coincidente com o ponto de fixação da suspensão.



- ① Conjunto de roda
- ② Pneu
- ③ Protetor
- ④ Câmara

Figura 3.3- Montagem das Rodas no Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões.

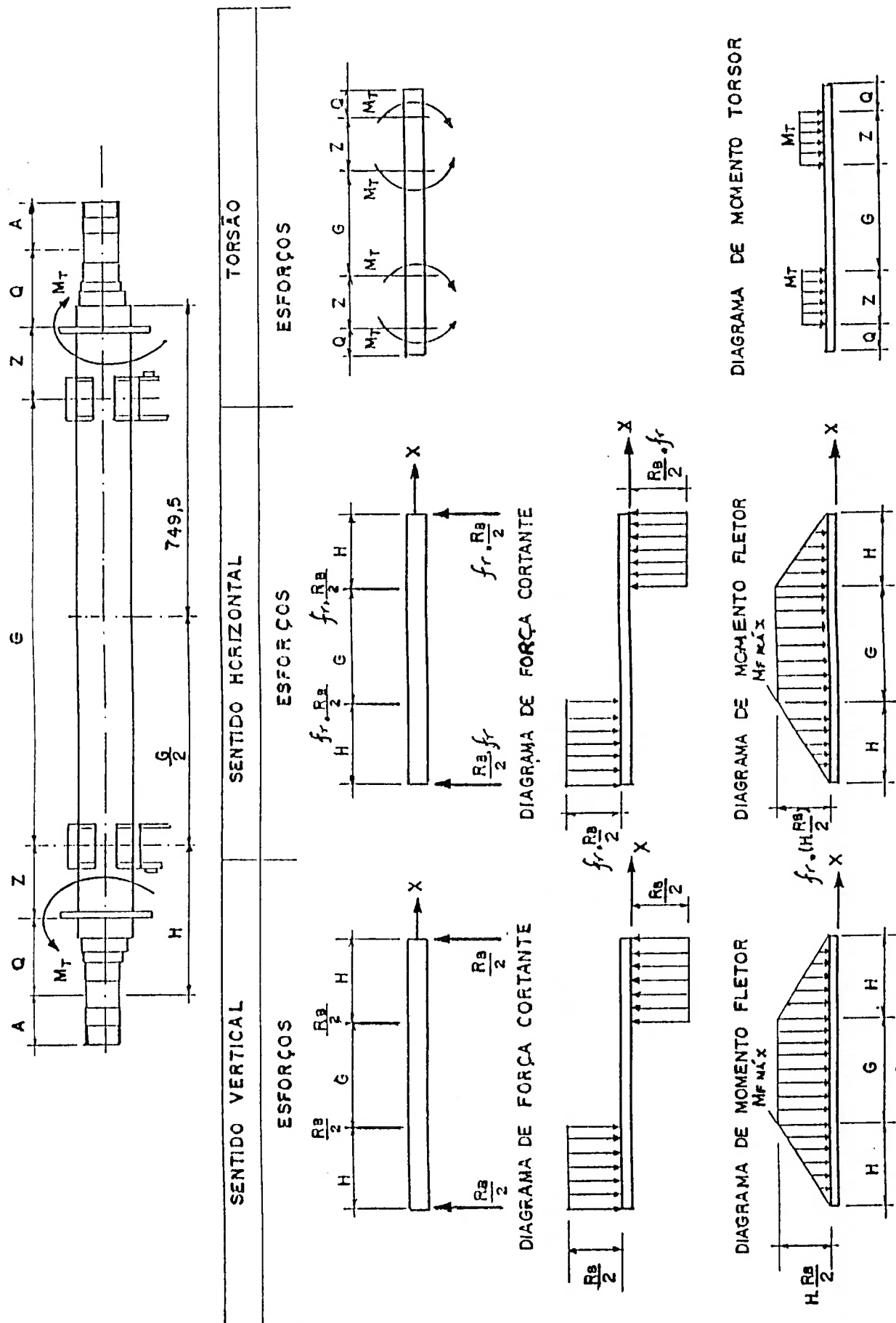


Figura 3.4 - Diagrama de Esforços Solicitantes Atuantes sobre o Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões Devido à Ação de Esforços Estáticos.

3.3- SOLICITAÇÃO DINÂMICA

Uma das cargas dinâmicas mais importantes atuantes sobre o chassi e outros componentes automotivos é proveniente da interação entre os pneus e a superfície da via trafegável, sendo que o carregamento atuante sobre o veículo dependerá da velocidade de deslocamento do mesmo e do perfil da superfície da via.

Este perfil da superfície da via pode ser definido, de uma forma simplificada, como o perfil das elevações da superfície da via sobre a qual o veículo estará se deslocando.

O perfil da via trafegável pode ser decomposto em um perfil básico, dependente da precisão com a qual a superfície da via trafegável pode ser construída, e por variações inesperadas, incluindo eventuais depressões ou reparos do pavimento, ou mesmo buracos, tampas de entrada de galerias de água ou gás, e lombadas para redução de velocidade.

O perfil básico da via trafegável é caracterizado como um sinal aleatório de banda larga, podendo ser representado com o emprego de técnicas estatísticas, sendo que este é comumente caracterizado pela função Densidade Espectral de Potência, [20].

Como qualquer sinal aleatório, o perfil de elevações medido ao longo de um dado comprimento de via pode ser decomposto em uma somatória de ondas senoidais, de frequência e amplitudes específicas, com a aplicação da transformada de Fourier. Como a cada uma destas ondas senoidais pode ser associada uma dada energia, o perfil aleatório pode ser representado pela relação entre a energia associada a cada uma das ondas senoidais e a sua frequência ou número de onda, tal como indicado na Figura 3.5.

Embora a Densidade Espectral de Potência possa ser considerada característica de cada via trafegável, os grupos de vias construídas com o mesmo material e com as mesmas técnicas de construção, bem como submetidas aos mesmos procedimentos de

manutenção, tendem a ter um perfil de via típico, associado a uma dada função densidade espectral de potência.

Entretanto, embora haja diferenças entre as funções densidade espectral de potência para as “famílias” de via trafegável, o comportamento básico destas funções é único, ou seja, há um decréscimo da densidade espectral com o aumento do número de onda. Este comportamento reflete o fato de que irregularidades de grande elevação estão associadas com grandes comprimentos, enquanto que pequenas elevações estão associadas à pequenos comprimentos.

Já as variações inesperadas ou irregularidades eventuais são representadas por funções determinísticas no domínio do tempo, tais como as indicadas na Figura 3.6.

Sabendo-se que a irregularidade da via trafegável será sentida pelo veículo à medida que este se movimenta sobre a via, pode-se supor que este perfil atua como um deslocamento vertical imposto sobre a roda do veículo, excitando dinamicamente os componentes do mesmo. A frequência com que o veículo encontra as irregularidades é proporcional à velocidade de deslocamento do mesmo, e pode ser calculada pela relação:

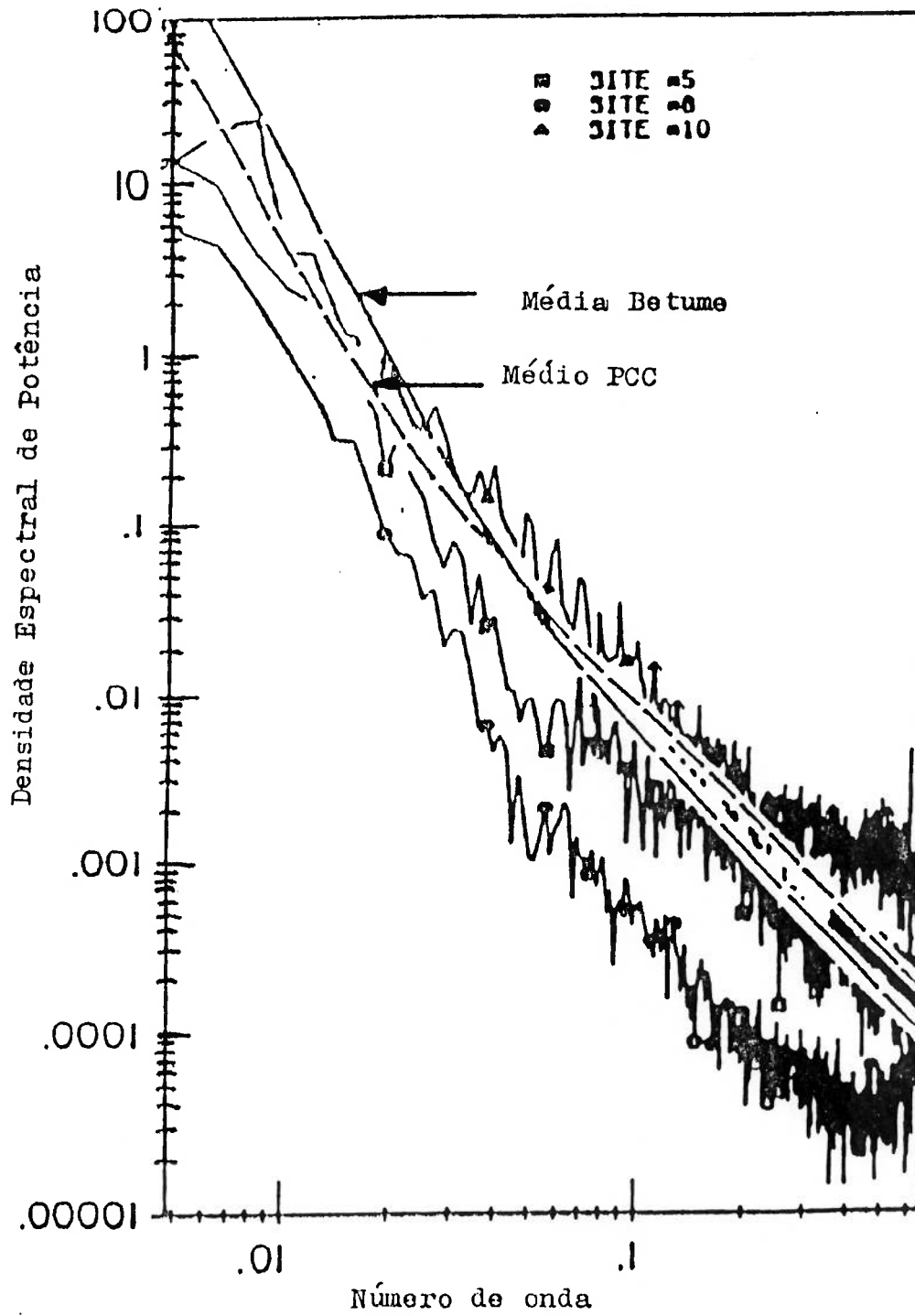
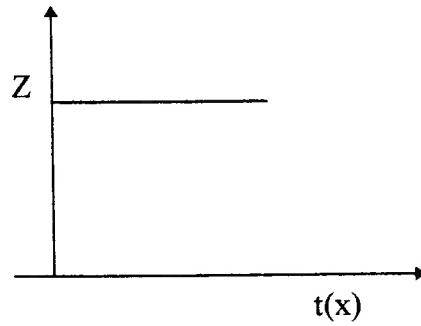
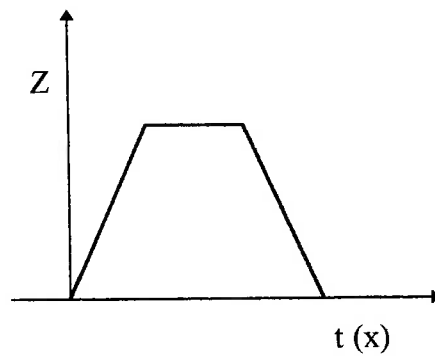


Figura 3.5 - Espectro de Potência Representativo do Perfil de Via Trafegável, [20].

DEGRAU



RAMPAS TERMINADAS



FUNÇÕES HARMÔNICAS

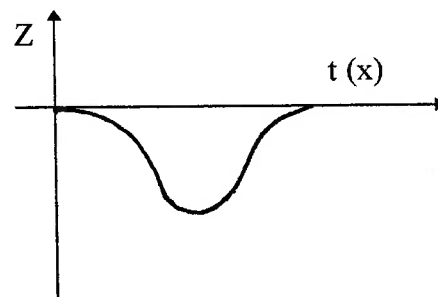


Figura 3.6- Representação Matemática das Irregularidades Eventuais,[22].

$$\phi = \Omega \cdot V_x \quad (3.3)$$

onde ϕ frequência da excitação (Hz)

V_x Velocidade de deslocamento do veículo (m/s)

Ω número de onda, representado na função Densidade Espectral de Potência da Via (ciclo/m).

Considerando as afirmações anteriores, pode-se afirmar que a excitação dinâmica atuante sobre o eixo veicular auxiliar está diretamente relacionada com o contato pneu/via trafegável, dependendo diretamente do perfil da mesma.

Como fatores adicionais que influenciam este carregamento dinâmico, podem ser citados:

- i) Peso de carga transportada e o peso da própria estrutura do caminhão (chassi, cabine, transmissão, motor, suspensão, eixos, pneus e rodas);
- ii) A presença do pneu montado sobre a roda, o qual devido à sua reduzida rigidez, tende a absorver alguns impactos devido à presença de irregularidades eventuais, bem como, devido à imperfeições em sua fabricação, como desbalanceamento de massa, e variações dimensionais e de rigidez, pode induzir a ação de cargas dinâmicas sobre o eixo, [20].

Pode-se concluir que a avaliação do carregamento dinâmico atuante no eixo veicular auxiliar de caminhões é uma tarefa bastante complexa, envolvendo a necessidade da definição do espectro de potência que caracteriza as irregularidades presentes em uma via trafegável, bem como exige uma avaliação do comportamento estrutural do pneu,

visando a definição das características de transmissão de carregamento do pneu para a roda, e portanto para o eixo veicular. Porém, deve ser ressaltado que é este carregamento dinâmico que define o processo de fadiga do eixo veicular auxiliar de caminhões, evidenciando a importância da correta caracterização do mesmo quando da execução do cálculo da vida deste componente.

CAPÍTULO IV

MECANISMO DE COLAPSO DO EIXO VEICULAR AUXILIAR DE CAMINHÕES

4.1- CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Os eixos veiculares, ao longo de suas vidas operacionais, estão sujeitos às solicitações impostas pelo contato pneu/via trafegável, para diversos tipos de pavimentos.

Este complexo conjunto de solicitações atuantes sobre a estrutura, aliado às próprias imperfeições introduzidas pelo processo de fabricação empregado na construção das unidades, podem induzir a ocorrência do colapso do eixo veicular auxiliar de caminhões sob formas bastantes diferenciadas. Neste texto, o termo “colapso da estrutura” é utilizado para definir a ocorrência de um evento de caráter estrutural, que impeça, de forma total ou parcial, a utilização da estrutura nas condições para a qual foi projetada.

Neste Capítulo são discutidos os principais modos de colapso que um eixo veicular auxiliar de caminhões pode sofrer, identificando-se quais os carregamentos externos que tem influência no processo de ocorrência dos mesmos, apresentando, portanto, a base para o Critério de Projeto a ser possivelmente aplicado na síntese estrutural deste componente. Considerando que o eixo veicular auxiliar de caminhões é um eixo, embora não de transmissão de potência, as formas de colapso do mesmo são similares às observadas e avaliadas para eixos de transmissão, ou seja, escoamento e fadiga.

Na seqüência deste Capítulo são apresentadas considerações sobre os mecanismos de colapso por escoamento e fadiga.

4.2- ESCOAMENTO

O Escoamento generalizado do material, como resultado de um carregamento excessivo, decorre da ação combinada de todos os carregamentos atuantes no eixo veicular auxiliar, ou seja, porque todos jogam contra a segurança e podem atuar simultaneamente em condições normais de operação. Usualmente a primeira preocupação do projetista e das normas é a verificação da segurança estrutural com relação a este modo de falha, o que se faz através da análise de tensões. Para tanto considera-se atuante sobre a estrutura o denominado “Carregamento de Projeto”, que normalmente exprime situações máximas de solicitações externas e com a utilização de recursos teóricos, computacionais ou experimentais, define-se as tensões atuantes na estrutura. Cada uma dessas solicitações gera uma tensão atuante na estrutura, sendo estas compostas através de um apropriado Critério de Resistência (Von Mises, Máxima Energia de Distorção), de sorte a se traduzirem num único valor de tensão equivalente para, por comparação com a tensão de escoamento do material base, definir-se o início de escoamento, considerando um coeficiente de segurança adequado. Tendo em vista que os recursos de cálculo estrutural atualmente existentes já garantem uma boa confiança nos resultados da análise, pode-se afirmar que com a utilização de coeficientes de segurança e carregamentos de projeto adequados é possível garantir a segurança do eixo veicular auxiliar de caminhões com relação a este modo de colapso.

Outrossim, os próprios ensaios que são executados no eixo veicular, quando de sua homologação pelo INMETRO, citados nas referências [6] a [8], garantem a verificação da possibilidade de ocorrência deste mecanismo de colapso.

4.3- FADIGA

Fadiga de uma estrutura ou componente mecânico pode ser definida como um processo de fratura decorrente da aplicação repetida de cargas ou deformações, quando a aplicação de uma única vez desse carregamento não causa fratura do mesmo.

Para haver ocorrência do fenômeno de fadiga é necessário a existência de três fatores básicos, os quais são:

- i) presença de tensões cíclicas;
- ii) presença de tensões de tração;
- iii) presença de deformações plásticas localizadas.

A partir da definição do processo de colapso por fadiga, bem como das condições necessárias para a ocorrência do mesmo, pode-se observar que o processo de fadiga decorre da aplicação repetida de cargas, portanto ocorre ao longo de um período de uso da estrutura, embora a fratura do componente ocorra sem qualquer indicação prévia. Outrossim, o processo de fadiga ocorre em pontos localizados da estrutura, sendo que, normalmente, estes correspondem a áreas onde a magnitude das tensões cíclicas é elevada, pontos de mudança de geometria, locais onde ocorrem tensões residuais ou onde observa-se imperfeições do material base, sendo estas consideradas localidades propícias para a ocorrência do processo de fadiga. Finalmente, deve-se ressaltar que o processo de fadiga culmina no colapso do componente por fratura, portanto, este caracteriza-se pela propagação de uma trinca até que esta atinja um comprimento tal que a estrutura não suporte o carregamento externo e falha por fratura frágil.

No caso de estruturas soldadas, submetidas à ação de carregamentos cíclicos, como o eixo veicular auxiliar de caminhões, o colapso por fadiga deve ser previamente avaliado pois o próprio processo de soldagem introduz defeitos que podem favorecer a

ocorrência deste fenômeno, tais como a presença de tensões residuais de tração de grande magnitude, a introdução de poros e trincas na região do cordão de solda e a fragilização do material base. Normalmente, durante o projeto de uma estrutura, definem-se critérios para garantir a integridade da mesma sob solicitações externas de características estáticas, consideradas como carregamento de projeto. Posteriormente, verifica-se a vida da estrutura, tendo em vista as solicitações dinâmicas atuantes sobre a mesma, sendo que esta deve ser superior à vida exigida como requisito de projeto. A previsão da vida em fadiga do eixo veicular auxiliar de caminhões, como de qualquer outra estrutura soldada, deve ser executada com o auxílio de relações teóricas, empíricas ou semi-empíricas, que buscam expressar analiticamente o fenômeno de propagação da trinca.

Apesar dos testes de fadiga executados com o eixo veicular auxiliar de caminhões, quando da sua homologação pelo INMETRO, descrito nas referências [7] e [8], os eixos tem apresentado colapso por fadiga quando da sua utilização em carretas ou caminhões, tal como indicado na Figura 4.1, onde tem-se um eixo veicular auxiliar quebrado.

A fratura por fadiga ocorre na região da solda de ligação da ponteira com a viga tubular, apresentando marcas que sugerem a progressão da trinca da face inferior do eixo em direção à face superior do mesmo. Estas marcas são similares às chamadas “marcas de praia”, havendo uma região cuja textura superficial é muito rústica, caracterizando a fratura frágil, após um processo de propagação da trinca.

Inicialmente pode-se afirmar que o carregamento dinâmico que causa a propagação da trinca é o de flexão, relacionado ao contato roda/vida trafegável. Outrossim, a trinca se inicia na face inferior do eixo, pois é nessa região que as tensões de flexão são de tração, condição necessária para haver o processo de fadiga.

Finalmente, o processo de fadiga ocorre na região da solda de ligação da ponteira/viga tubular, onde há concentração de tensões devido à própria geometria do eixo, aliada à presença de tensões residuais induzidas pelo processo de soldagem.

Tal como apresentado na referência [23] podem ser distinguidas duas diferentes metodologias para levantamento da resistência à fadiga de um componente mecânico ou estrutural, as quais são:

- i) Aplicação das Curvas SN;
- ii) Aplicação das Curvas $\frac{da}{dN} \times \Delta K$;

As curvas SN e $\frac{da}{dN} \times \Delta K$ são obtidas através de ensaios, para os quais a técnica de execução, a geometria do corpo de prova, bem como a forma de apresentação dos resultados experimentais são normalizados.

Como observações relevantes sobre a curva SN, tem-se que através desta não é possível a distinção das fases de iniciação e propagação da trinca, bem como, em função das reduzidas dimensões do corpo de prova, o tamanho crítico da trinca que induz a fratura do mesmo também é reduzido. Ressalta-se que as curvas SN tem sido tradicionalmente empregadas no projeto de componentes mecânicos tais como: eixos, engrenagens, rodas, etc, bem como na previsão da vida de estruturas complexas, tais como plataformas oceânicas, casco resistente de submarinos, vasos de pressão ou linhas de amarração de unidades flutuantes de exploração de petróleo.

Já a curva $\frac{da}{dN} \times \Delta K$; é empregada, basicamente, na avaliação da fase de propagação de uma trinca, considerada já existente na estrutura no início de sua vida operacional. Tendo em vista que o desenvolvimento da teoria de Mecânica de Fratura Linear Elástica é bastante recente (1958), [23], bem como a própria dificuldade de

cálculo do fator de intensificação de tensões para algumas geometrias de trincas em estruturas mais complexas, aliada a uma certa escassez de informações sobre as curvas $\frac{da}{dN} \times \Delta K$; para os materiais usualmente empregados em componentes mecânicos e estruturais, quando comparado à vasta bibliografia existente sobre as curvas SN, tem inibido a aplicação das curvas $\frac{da}{dN} \times \Delta K$; na avaliação da vida em fadiga de componentes submetidos à solicitações cíclicas. Entretanto, na indústria aeronáutica e naval tem-se verificado uma crescente aplicação destas curvas na previsão da vida de detalhes estruturais, sendo que as normas empregadas na regulamentação de estruturas soldadas já propõem métodos para avaliação da vida de uma estrutura a partir do tempo necessário para uma trinca de tamanho inicial conhecido, sob ação de carregamento cíclico, atingir o tamanho crítico que causa a fratura do componente estudado, tal como citado por Branco [28].

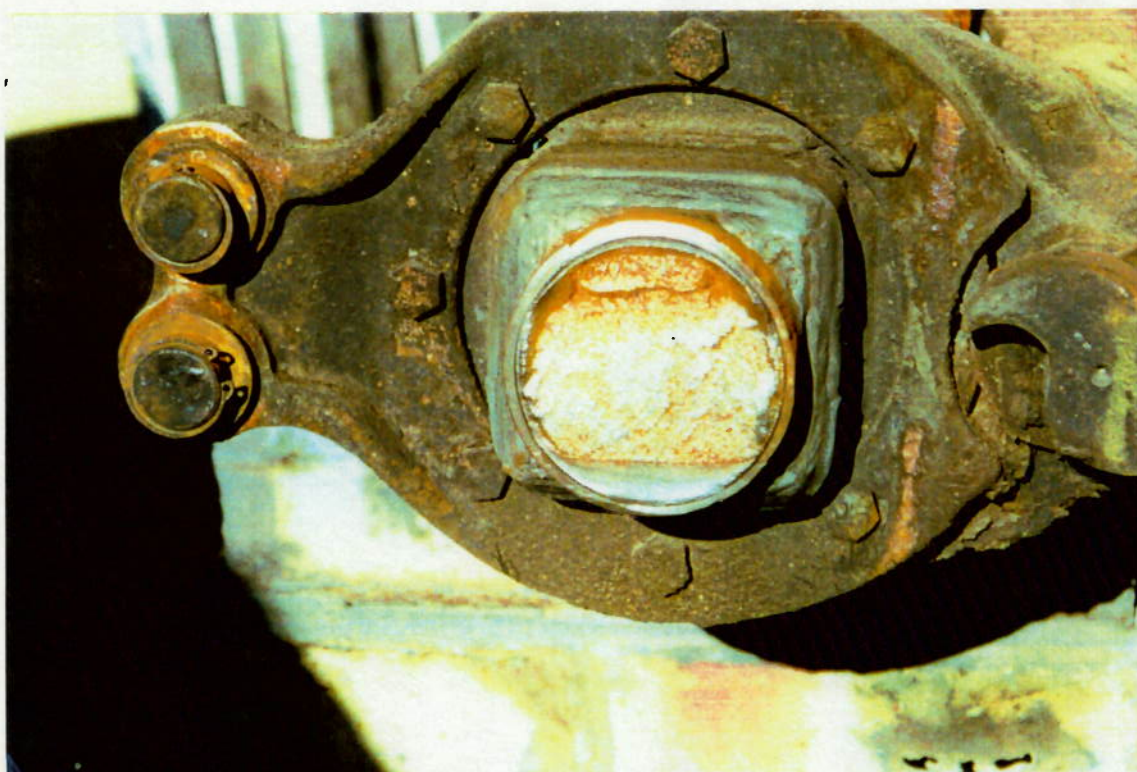


Figura 4.1- Secção Transversal do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões na Região de Fratura por Fadiga.

No presente estudo empregar-se-á a curva SN para avaliação da vida em fadiga do eixo veicular auxiliar de caminhões, pois esta é tradicionalmente empregada no dimensionamento de eixos.

Tendo em vista as características de fabricação do eixo veicular auxiliar de caminhões, deve-se observar alguns aspectos específicos quando da previsão do processo de fadiga dos mesmos, através do emprego das curvas SN.

O teste de fadiga que define a curva SN baseia-se na aplicação de um carregamento cíclico de amplitude constante a um corpo de prova de dimensões normalizadas, até que ocorra a falha por fratura do mesmo. A execução de testes com condições de carregamento cíclico com amplitudes variadas, permite a definição do número de ciclos até a falha do corpo de prova para cada condição ensaiada, obtendo-se dados para levantamento da curva SN de um material específico.

Conforme indicado na Figura 4.2, os parâmetros importantes para definição da condições de um teste de fadiga são:

- S_a amplitude da tensão cíclica;
- S_f flutuação total da tensão cíclica;
- S_m tensão média;
- R razão de tensão;
- $S_{máx}$ tensão máxima;
- $S_{mín}$ tensão mínima.

Na Figura 4.3 são indicadas duas curvas SN típicas para testes em corpos de prova. A primeira delas, típica do aço, indica que existe uma tensão, denominada tensão limite de fadiga, abaixo da qual o material não sofre a ruptura por fadiga, ou seja, abaixo

de um certo valor de tensão cíclica o material tem vida infinita. Na mesma figura observa-se a curva SN típica para o alumínio, onde verifica-se que este material não apresenta tensão limite de fadiga, ou seja, para cada valor de tensão cíclica o material apresenta uma vida finita e numericamente determinada, indicando uma variação do comportamento da curva SN em função do material analisado.

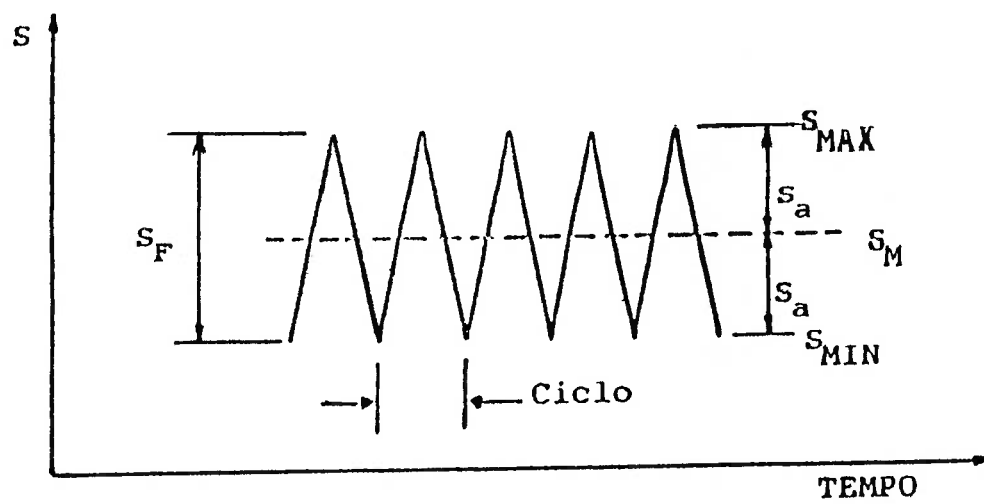


Figura 4.2- Diagrama de Tensões Típico de um Ensaio Sob Tensão Cíclica.

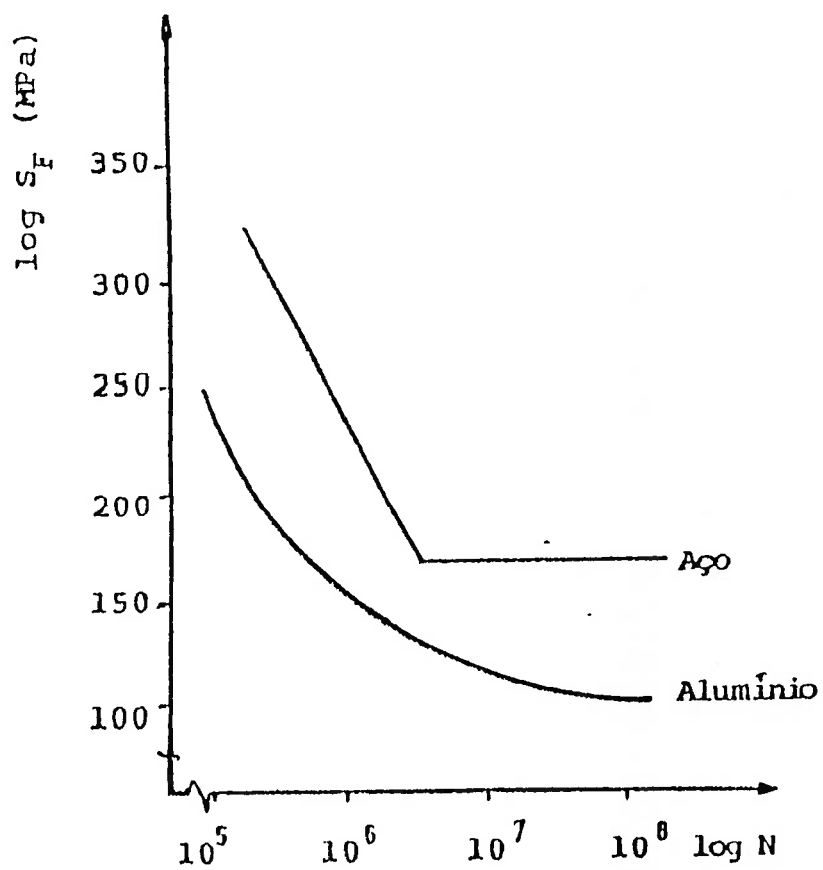


Figura 4.3- Diagramas SN Típicos para o Aço e o Alumínio Obtidos a partir de Ensaio com corpos de Prova.

Um fator que afeta significativamente o comportamento da curva SN é o valor da razão de tensão (R). Como as estruturas normalmente são submetidas a um valor de tensão média diferente de zero, tem-se que a correta determinação da influência do fator R é fundamental para a avaliação da vida em fadiga da estrutura.

Existem diversas relações empíricas propostas para corrigir o diagrama SN em função da variação do valor de R, permitindo que seja calculada a vida em fadiga da estrutura, mesmo que esta esteja submetida a tensões médias diferentes do valor empregado nos testes. Dentre estas relações podem ser citadas, [27]:

$$\begin{aligned}
 \text{Goodman modificada: } S_a &= S_{a,n} \left(1 - \frac{S_m}{S_u} \right) \\
 \text{Gerber: } S_a &= S_{a,n} \left(\frac{S_m}{S_u} \right)^2 \\
 \text{Soderberg: } S_a &= S_{a,n} \left(1 - \frac{S_m}{S_{ys}} \right)
 \end{aligned} \tag{4.3}$$

onde:

$S_{a,n}$ tensão limite de fadiga para um dado número de ciclos, com $S_m = 0$,

(ou $R = - 1$);

S_u tensão limite de resistência do material;

S_{ys} tensão de escoamento do material.

Alguns autores, tal como citado na referência [27], propõem críticas às relações acima, afirmando que as tensões de escoamento e limite de resistência do material se alteram em função do carregamento cíclico. Tal fato é verdadeiro nas situações em que ocorre a plastificação do material, podendo ocorrer o amolecimento ou endurecimento do mesmo em função da ação do carregamento cíclico. Entretanto, para o eixo veicular auxiliar de caminhões, em que o carregamento, dada as condições de projeto, não causa tensões cujas magnitudes atinjam o valor da tensão de escoamento do material, este último trabalha em regime de proporcionalidade, não havendo o efeito do encruamento sobre as tensões de escoamento e limite de resistência. Desse modo as relações empíricas para correção do diagrama SN podem ser aplicadas com confiança para o cálculo da vida em fadiga destas estruturas.

Outros fatores que influenciam diretamente os resultados experimentais empregados no levantamento do diagrama SN são [27],[29]:

- i) condição superficial do corpo de prova, pois quanto melhor for a qualidade do acabamento superficial, maior será a vida em fadiga, dada à menor incidência de defeitos que podem dar início à trinca;
- ii) tipo de carregamento cíclico aplicado , tal como tração axial , flexão ou fadiga rotacional;
- iii) presença de entalhe no corpo de prova, aumentando a concentração de tensões, e reduzindo, portanto, a vida em fadiga do mesmo;
- iv) condições ambientais em que foi executado o teste, tal como temperatura, ou presença de ambiente corrosivo.

Outro ponto de fundamental importância a ser considerado quando da caracterização da curva SN de estruturas é o processo de fabricação da mesma, mais especificamente o processo de soldagem empregado na união dos elementos estruturais.

Este processo, em função de suas características básicas, introduz defeitos na estrutura como poros, trincas, fragilização, tensões e deformações residuais, etc, mesmo que sejam aplicados procedimentos de execução de solda e de inspeção desta bastante minuciosos. Tendo em vista estas imperfeições, verifica-se que em estruturas soldadas as trincas tendem a se propagar através das regiões da solda, incluindo a zona teoricamente afetada.

Para as entidades normalizadoras que regulamentam o projeto e a fabricação de estruturas soldadas, tais como a AWS-American Welding Society e a API-American Petroleum Institute, definirem as curvas SN a serem empregadas no projeto de estruturas soldadas, além de serem executados estudos com corpos de prova, são levados em consideração fatores que diferenciam uma estrutura real de um corpo de prova, tais como:

- i) efeitos do processo de fabricação, pois os corpos de prova são produzidos em condições ideais, como ambiente limpo, abrigado e com controle rígido do procedimento de fabricação, o que não ocorre na estrutural real. Idealmente, os corpos de prova devem apresentar maior resistência à fadiga.
- ii) há maior possibilidade de ocorrência de defeitos em uma estrutura real, face ao maior número de uniões soldadas como maior comprimento. Como o processo de fadiga por propagação de trinca tende a ser mais rápido para os defeitos iniciais de maior comprimento (“Processo de Elo mais Fraco”), e em uma estrutura real estes defeitos são maiores que os encontrados em corpos de prova, a resistência a fadiga desta é reduzida em relação ao valor obtido em laboratório.
- iii) as soldas de uma estrutura são mais “pesadas” que a de um corpo de prova, portanto apresentando tensões residuais de maior magnitude.

A norma AWS [30] apresenta as curvas SN empregadas para o projeto de estruturas soldadas sendo estas definidas como limitantes inferiores dos resultados dos teste executados para sua definição. As curvas SN AWS são classificadas conforme a geometria da união soldada e do carregamento atuante sobre a mesma, variando em função do tipo de junta. Na Figura 4.4 são reproduzidas as curvas SN da norma AWS. Verifica-se que a norma recomenda o emprego destas curvas para os tipos de aço usualmente utilizados na fabricação de estruturas, considerando que as uniões soldadas sejam executadas de acordo com as exigências da norma AWS. Portanto, através da utilização dessas curvas têm-se estimativas conservadoras para a resistência à fadiga dos aços estruturais.

No caso particular do eixo veicular auxiliar de caminhões, tal como discutido no Capítulo 5 deste texto, empregar-se-á uma destas curvas AWS para definição da vida em fadiga deste componente.

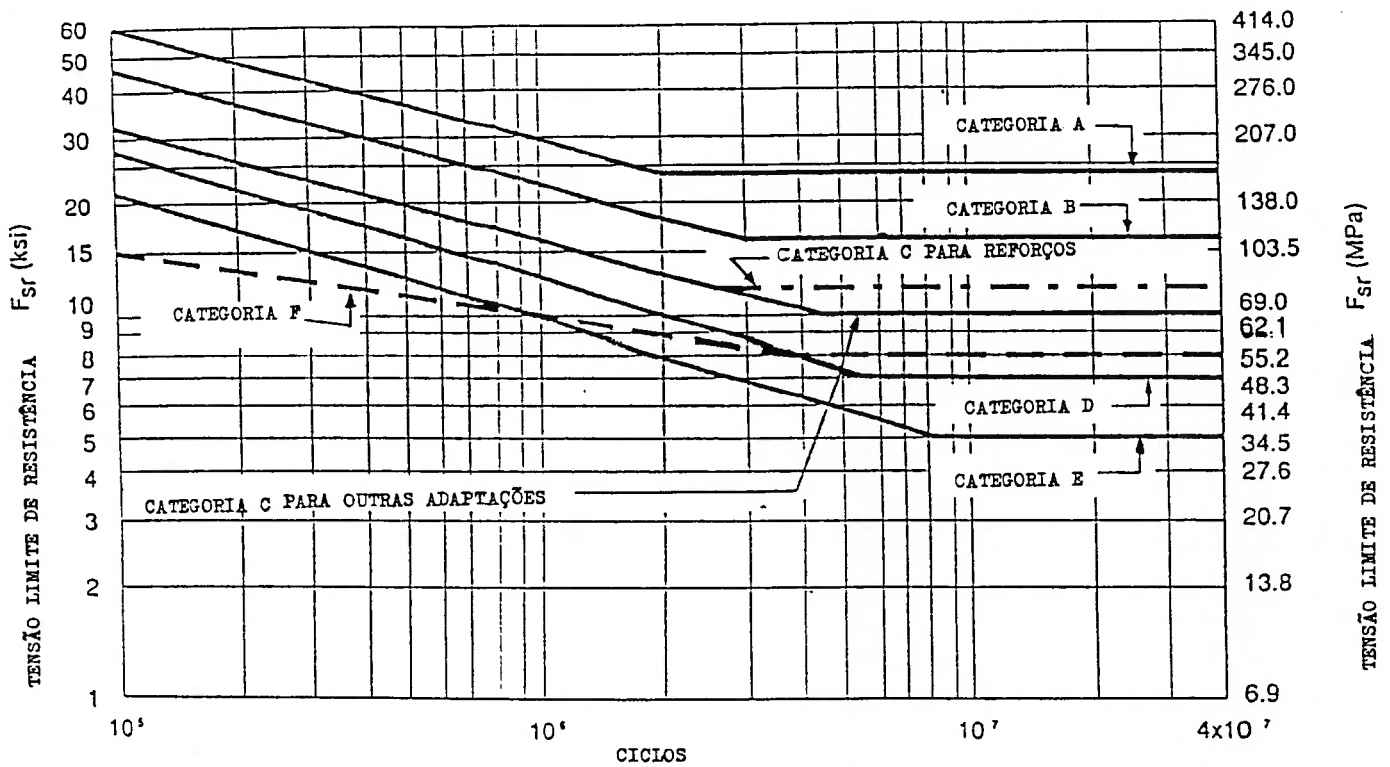


Figura 4.4 – Curvas SN de Projeto Indicadas pela Norma AWS [30].

CAPÍTULO V

MODELO DE ANÁLISE DA VIDA EM FADIGA DO EIXO VEICULAR AUXILIAR DE CAMINHÕES

5.1- CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Neste Capítulo procura-se desenvolver uma função de estado limite, $g(\underline{X})$, composta por um vetor de variáveis independentes (\underline{X}), que influenciam diretamente o processo de colapso por fadiga do eixo veicular auxiliar de caminhões, tais como resistência à fadiga do material e a magnitude das tensões cíclicas.

O desenvolvimento desta função de estado limite será baseado no procedimento de análise de fadiga com aplicação da curva SN, em conformidade com as explicações apresentadas no Capítulo 4 deste trabalho.

5.2- FORMULAÇÃO DA FUNÇÃO DE ESTADO LIMITE PARA ANÁLISE DE FADIGA DO EIXO VEICULAR AUXILIAR DE CAMINHÕES

Como dito anteriormente, o levantamento da curva SN supõe que o carregamento cíclico atuante no corpo de prova seja senoidal, com magnitude constante ao longo do tempo de execução do ensaio. De acordo com os dados apresentados no Capítulo 3, verifica-se que as tensões dinâmicas atuantes no eixo veicular auxiliar tem natureza aleatória, portanto não tem magnitude constante ao longo da vida útil do caminhão.

Porém, tal como indicado no Capítulo 3, o histórico temporal de tensões pode ser decomposto em uma série de ciclos de tensão de magnitude constante. Baseando-se nesta hipótese, Palmgren e Miner, citados nas referências [23], [27] e [28],

desenvolveram, independentemente, uma metodologia para previsão da vida em fadiga empregando-se a curva SN.

Para melhor exemplificar o critério de Palmgren-Miner, pode-se considerar a situação em que um corpo é submetido a n_1 ciclos de carregamento com amplitude de tensão S_{a1} , . . . n_2 ciclos com amplitudes de tensão S_{a2} , n_i ciclos com amplitude de tensão S_{ai} etc. Da curva SN, conforme indicado na Figura 5.1, obtém-se o número de ciclos N_1 que o corpo suportaria sob ação da tensão cíclica S_{a1} , o número de ciclos N_2 que o corpo suportaria sob ação da tensão cíclica S_{a2} , etc.

Neste critério considera-se que o fenômeno dos danos acumulados, ou seja, a deterioração da resistência sob aplicação de uma tensão cíclica, é proporcional à energia absorvida pelo material, sendo expressa pela seguinte relação;

$$X = \frac{n}{N} \quad (5.1)$$

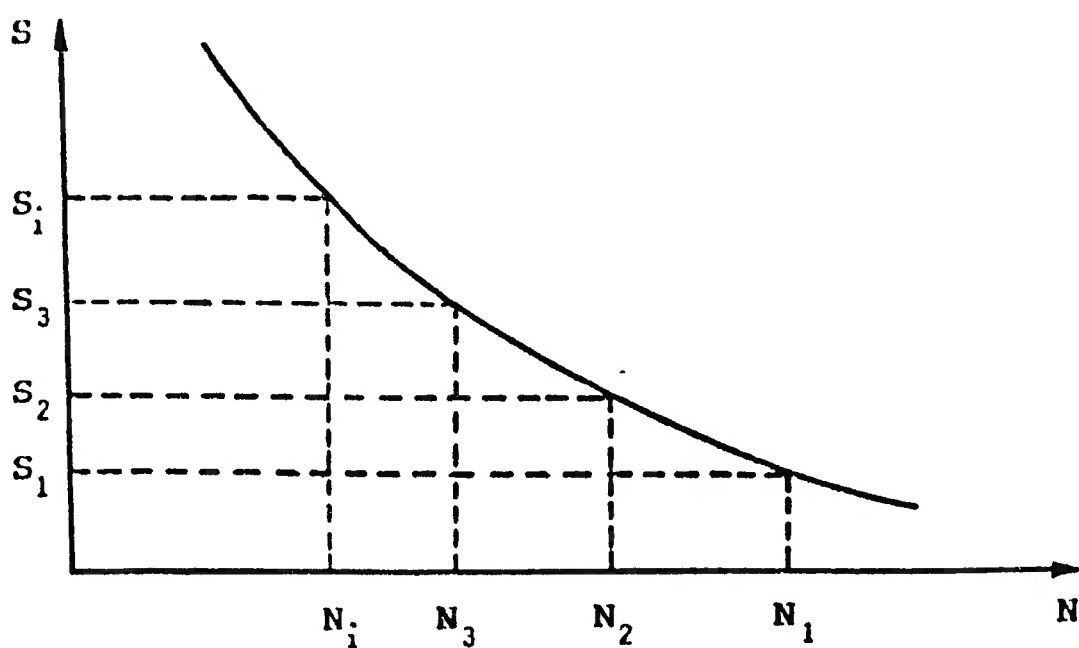


Figura 5.1- Exemplo de Utilização da Curva SN Conforme Critério de Palmgren-Miner.

para condições de carga de amplitude constante, sendo X a fração da vida gasta pela aplicação de um certo número de ciclos a um dado nível de amplitude de tensão, sendo igual à razão entre o número de ciclos aplicados n e o número de ciclos total que provocaria a ruptura total, N . Se W representar a energia total efetiva despendida na ruptura tem-se que:

$$\frac{W_1}{W} = \frac{n_1}{N_1}, \frac{W_2}{W} = \frac{n_2}{N_2}, \dots, \frac{W_n}{W} = \frac{n_n}{N_n} \quad (5.2)$$

sendo W_1, W_2, \dots, W_n a energia despendida durante n_1, n_2, \dots, n_n ciclos para n níveis de tensão. Dado que:

$$W_1 + W_2 + \dots + W_n = W$$

$$\frac{W_1}{W} + \frac{W_2}{W} + \dots + \frac{W_n}{W} = 1$$

ou

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_n}{N_n} = 1$$

Ou

$$D = \sum_{i=1}^n X_i = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (5.3)$$

que é a expressão da regra de Palmgren - Miner.

A aplicação desta regra ao estudo do comportamento à fadiga de um componente submetido a um espectro de carga de amplitude variável implica que esses espectros sejam decompostos numa série de espectro parciais de amplitude constante.

Segundo esta regra, se $D > 1$ ocorrerá ruptura por fadiga ao longo da vida prevista para o componente e se $D < 1$ o componente suportará o tempo previsto para sua utilização.

Utilizando-se a formulação da curva SN indicada na equação (5.3) e empregando-se o Critério de Palmgren-Miner, pode-se afirmar que o dano por fadiga sofrido pelo eixo veicular auxiliar em um ciclo de tensão de amplitude S_a é calculado por:

$$\delta = \frac{1}{N(S_a)} \quad (5.4)$$

onde:

δ dano acumulado em 1 ciclo de tensão cíclica de amplitude S_a

$N(S_a)$ número de ciclos que o material suporta sob ação da tensão cíclica de amplitude S_a .

O dano δ , considerando-se a Curva SN, pode ser expresso da forma:

$$\delta = \frac{1}{K_s} \cdot S_a^b \quad (5.5)$$

Considerando-se que a tensão atuante no componente seja variável ao longo do tempo, é possível afirmar que o dano acumulado na estrutura ao longo de n ciclos de tensão de amplitude S_{ai} é

$$\Delta\delta = \sum_{i=0}^{n-1} \delta_i$$

onde:

$$\delta_i = \frac{1}{K_s} \cdot S_{ai}^b$$

Aplicando-se o Critério de Falha por dano acumulado, tem-se que a estrutura falharia se:

$$1 - \frac{1}{K_s} \cdot \sum_i S_{ai}^b \leq 0 \quad (5.6)$$

Considerando-se a natureza probabilística das variáveis envolvidas na equação supra-citada, tem-se que a função de estado limite que governa o fenômeno de colapso por fadiga pode ser escrita da forma,[31]:

$$Z_s = g_s(\underline{X}) = \Delta - \frac{1}{K_s} \cdot \sum_i S_{ai}^b \quad (5.7)$$

consideradas as seguintes variáveis probabilísticas aleatórias.

Δ valor crítico do dano acumulado, para o qual haveria ruptura por fadiga;

K_s coeficiente da curva SN;

$\sum_i S_{ai}^b$ somatória de amplitude de tensões atuantes na estrutura ao longo do período de tempo estudado.

sendo que a estrutura sofrerá colapso por fadiga quando

$$g_s(\underline{X}) \leq 0$$

Tradicionalmente, os Critérios de Projeto de Componentes/Estruturas Mecânicas tratam a natureza probabilística destas variáveis através da utilização de valores críticos para as mesmas, os quais apresentariam reduzida probabilidade de ocorrência. Para os casos do valor crítico do dano acumulado e da resistência à fadiga do material empregam-se valores inferiores ao valor médio, enquanto que procura-se utilizar valores de tensão obtidos através de simulações do comportamento dinâmico da estrutura, para o cálculo da somatória de amplitude de tensões atuantes na estrutura ao longo de um dado período de tempo.

Neste trabalho deve-se utilizar uma curva SN que caracteriza a resistência à fadiga de um componente soldado, sendo que a Norma AWS-D1.1-Structural Steel Welding Code, [30], apresenta uma família de curvas SN que representam a resistência à fadiga de uma família de estruturas soldadas, com diferentes geometrias de cordões de

solda e submetidas a carregamento diferenciados, sendo que a família destas curvas é reproduzida na Figura 4.4. A Curva B representa a resistência a fadiga de um perfil estrutural cujo cordão de solda é executado ao longo de todo o perímetro da secção transversal do mesmo, sendo este submetido à ação de carregamento de flexão, tal como indicado na Figura 5.2. Esta curva será utilizada para representar a resistência à fadiga da junta da solda de ligação ponteira/viga tubular do eixo veicular auxiliar de caminhões, dada a similaridade da geometria do cordão de solda e do carregamento cíclico atuante nesta união soldada, discutidos repetitivamente nos Capítulos 2 e 3 deste trabalho, com as hipóteses utilizadas para levantamento da Curva B da Norma AWS.

Esta Curva B, da norma AWS D1.1, [30], já é uma curva recomendada para o projeto de uniões soldadas, e portanto já caracteriza uma curva obtida a partir da análise probabilística do dados experimentais empregados para o seu levantamento.

Com relação ao valor crítico do dano acumulado (Δ), embora quando da formulação do Critério do Dano Acumulado, por Palmgren e Miner, houvesse sido suposto que esse valor era unitário, tal como indicado na equação (5.6), as pesquisas mais atuais indicam que há uma variação deste valor, sendo que na Tabela 5.1 é reproduzido o valor crítico do dano acumulado, apresentado na referência [32], expresso em termos de valor esperado e do coeficiente de variação, obtidos através da compilação do trabalho de diversos pesquisadores. Verifica-se que existe uma certa dispersão nos valores apresentados e que os materiais empregados nas pesquisas supra-citadas foram bastante variados, tais como ligas de alumínio e aço estrutural.

Os códigos que regem o projeto de estruturas soldadas, tal como o AWS, [30], e o API, [33], utilizam fatores de segurança para considerar a dispersão do valor crítico do dano acumulado, sendo que quando da execução do projeto de estruturas soldadas estas

normas recomendam a utilização dos seguintes danos acumulados críticos: 0,3 (AWS) e 0,5 (API).

Para o caso da análise da resistência à fadiga do eixo veicular auxiliar de caminhões, como não existe um critério de projeto consagrado para este componente, procurar-se-á utilizar um fator de segurança para o valor do dano crítico acumulado, obtido através da representação da variação estatística deste valor.

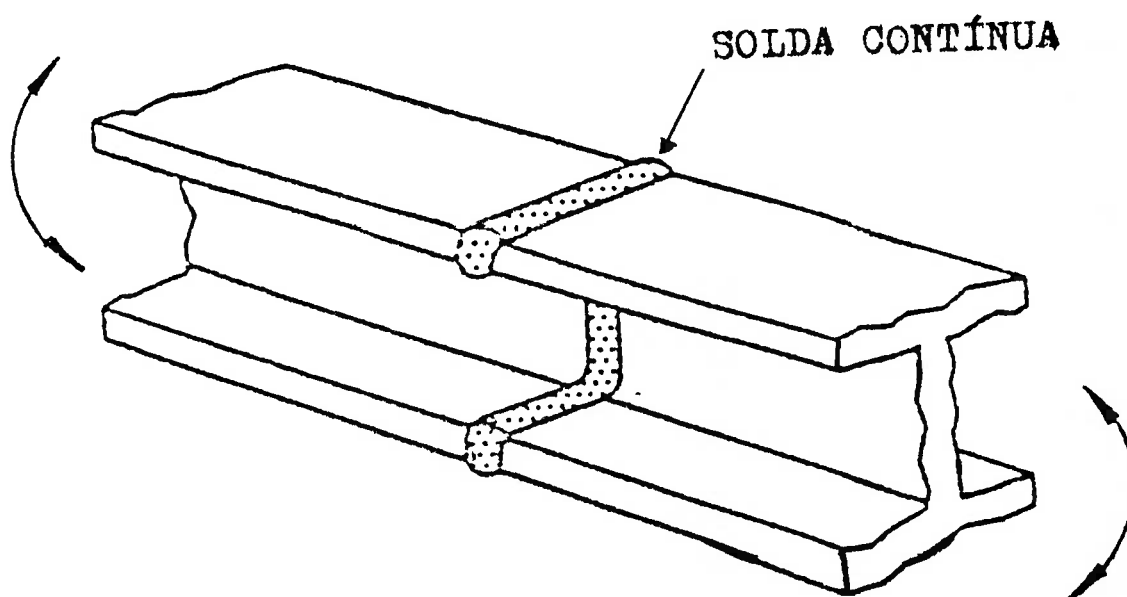


Figura 5.2 - Solicitação Padrão da AWS para a Curva Categoria B (Similar à Solicitação do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões).

Tabela 5.1- Valores Estatísticos Empregados na Descrição do Dano Acumulado (Δ), [32].

Tipos de Testes Empregados na Definição das Propriedades Estatísticas	Valor Esperado de Δ	Coefficiente de Variação de (C_{Δ})
1. Compilação de Resultados de Estruturas Aeronáuticas com diversas configurações e fabricadas com materiais diferenciados, incluindo as asas dos aviões C-46 e P-51	1,53	0,627
1. Compilação de Resultados de ensaios com corpos fabricados em Alumínio 2024 e 7075	1,72	0,980
1. Compilação de Resultados de Ensaio com corpos de prova fabricados em aço ASTM-A7 e carregados axialmente	1,27	0,269
1. Compilação de Resultados de Ensaio com corpos de prova fabricados em aço ASTM-A7 e submetidos a teste de fadiga rotativa	1,47	0,353
1. Teste de tensão controlada para corpos fabricados em Alumínio 2024-T4	1,15	0,161
6. Testes em corpos de Alumínio 2024-T4, no regime elástico, aplicando a técnica de Rainflow na contagem de Picos	0,863	0,314

Usualmente, o valor crítico do dano acumulado (Δ) é tratado como uma variável com função densidade de probabilidade lognormal, com mediana 1,0 e coeficiente de variação 0,53, [32]. Considerando as características da distribuição lognormal pode-se definir um valor do dano crítico acumulado que represente uma probabilidade de ocorrência de 10% de valores inferiores a ele, ou seja, existiria uma probabilidade de 10% da estrutura ou componente apresentar falha por fadiga quando o dano acumulado atingisse o valor ora definido.

Utilizando as definições acima citadas, define-se o valor de 0,53 como o valor crítico do dano acumulado a ser utilizado no cálculo da vida em fadiga do eixo veicular auxiliar de caminhões, sendo este bastante próximo do empregado pela API, quando do cálculo da vida em fadiga de estruturas oceânicas soldadas.

Com relação a somatória de amplitude de tensões atuantes no eixo veicular auxiliar de caminhões, referente a um determinado período de tempo, está será determinada pela aplicação de um procedimento de contagem de picos, mais especificamente o Método “Rainflow”, detalhadamente descrito na referência [23].

Finalmente, deve-se ressaltar que a equação (5.7) foi desenvolvida considerando a ocorrência de uma única solicitação ao longo da vida útil do eixo veicular auxiliar de caminhões. Entretanto, este componente, ao longo de sua vida útil, é submetido a uma série de estados de via trafegável, cada um dos quais representando por um espectro de energia bem determinado; e a cada um dos mesmos associa-se uma dada probabilidade de ocorrência.

Dessa forma o dano acumulado para um dado estado de via trafegável j , tendo p ciclos de tensão, é expresso através da seguinte formulação, [31]:

$$D_j = \frac{1}{K_s} \left(\sum_{i=1}^p S_{ai}^b \right)_j$$

onde:

$\left(\sum_{i=1}^p S_{ai}^b \right)$ é a soma das flutuações de tensão atuantes na estrutura em função da ação do estado de via trafegável j.

O dano total acumulado durante toda a vida operacional da estrutura, através da utilização do critério de Palmgren-Miner, é computado pela soma ponderada dos danos causados pelas condições de via trafegável envolvidas (K), ou seja:

$$D = \left[\sum_{j=1}^K p_j \cdot D_j \right] \quad (5.8)$$

onde p_j é a probabilidade de ocorrência de uma dada condição de via trafegável j:

Considerando-se a ação de K estados de via trafegável ao longo da vida da estrutura, a função “Estado Limite” passa a apresentar a forma,[31]:

$$Z_s = g_s(\underline{X}) = \Delta - \frac{1}{K_s} \cdot \sum_{j=1}^K p_j \cdot \left[\sum_{i=1}^p S_{ai}^b \right]_j \quad (5.9)$$

A equação (5.9) é a função do estado limite para cálculo da vida em fadiga do eixo veicular auxiliar de caminhões, aplicando-se a curva SN.

CAPÍTULO VI

ANÁLISE DE TENSÕES ATUANTES NO EIXO VEICULAR AUXILIAR DE CAMINHÕES

6.1 - CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Devido a complexidade da geometria do eixo veicular auxiliar de caminhões, principalmente na região da ligação da ponteira com a viga tubular tal como indicado na Figura 2.1, a análise do comportamento da estrutura, quer sob ação de carregamento estático ou dinâmico, requer cuidados especiais de cálculo, invalidando a utilização de formulações analíticas ou semi-empíricas usualmente empregadas no dimensionamento de pontos de elevada concentração de tensões em eixos, tais como transição entre diâmetro diferenciados, regiões do rasgo de chaveta ou áreas entalhadas.

Para determinação das tensões e deformações nos elementos estruturais -viga tubular e ponteira- que compõem o eixo veicular auxiliar de caminhões, emprega-se o Método dos Elementos Finitos.

Com a utilização deste modelo numérico é possível avaliar as tensões a que estão submetidos a ponteira e a viga tubular, quando o eixo é submetido à um carregamento caracterizado pela ação de uma força constante na ponteira, na posição de montagem dos pneus, permitindo a determinação das regiões críticas do componente no aspecto de concentração de tensões, bem como determina-se a distribuição de tensões na região do cordão de solda de ligação entre a ponteira e a viga tubular, sendo que estas tensões serão empregadas na avaliação do fenômeno de fadiga do eixo veicular auxiliar de caminhões, que é o objetivo principal deste trabalho.

Para tanto, o modelo de elementos finitos do eixo foi elaborado com o objetivo de permitir o levantamento de tensões na região do cordão de solda supra-citado, havendo um refinamento da malha nesta região, porém, utiliza-se uma malha menos detalhada na discretização da ponteira do eixo, pois embora esta apresente uma série de ressaltos e variações de diâmetros, que são considerados elementos concentradores de tensão, a distribuição de tensões nestas áreas pode ser determinada através da aplicação de fatores de concentração de tensão, que são apresentados em uma série de referências bibliográficas que tratam de técnicas de dimensionamento de elementos de máquinas, tais como as citadas nas referências [24] e [25].

6.2- DISCRETIZAÇÃO DO EIXO VEICULAR AUXILIAR DE CAMINHÕES

No caso do estudo por elementos finitos do comportamento estrutural do eixo veicular auxiliar de caminhões, é de fundamental importância a determinação da extensão longitudinal do modelo. Considerando a montagem do eixo no chassi do caminhão, indicada esquematicamente na Figura 2.6, tem-se que este é fixado à suspensão de uma forma extremamente rígida praticamente não sendo permitida a rotação do eixo neste ponto de fixação.

Considerando que o objetivo deste trabalho é avaliar as tensões atuantes na região da solda de ligação ponteira/viga tubular, optou-se pela execução de uma modelagem que considera apenas uma extensão de 353,5 mm do comprimento do eixo a qual vai do centro da montagem dos rolamentos na ponteira até o ponto de fixação do mesmo na suspensão, tal como indicado na Figura 6.1.

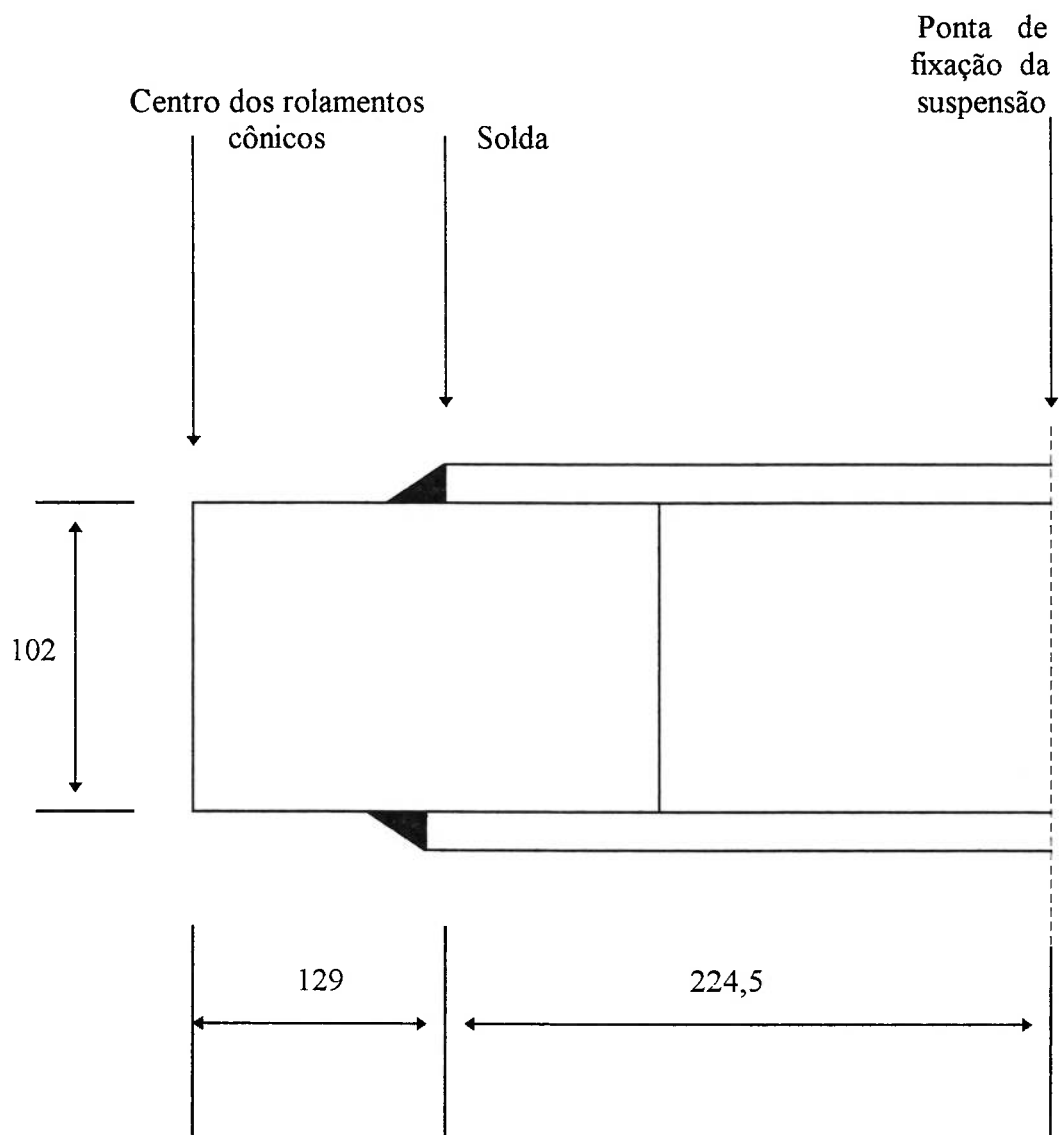


Figura 6.1 - Esquema do Eixo Veicular Auxiliar Empregado na Modelagem do Eixo Veicular de Caminhões.

Adicionalmente, verifica-se que a ponteira do eixo foi modelada de uma forma simplificada, não sendo consideradas todas as variações de diâmetros existentes na mesma, cuja função é garantir a montagens dos rolamentos, pois o objetivo do trabalho é determinar as tensões na região da solda da ponteira com o eixo, e não verificar concentração de tensões devido a variações de geometria da ponteira. A própria modelagem da viga tubular foi simplificada, não sendo considerada a presença do flange de fixação de sistema de freio, pois esta peça não contribui na resistência à flexão da viga tubular.

Sabendo-se que o objetivo do estudo é determinar as tensões atuantes em uma região específica do eixo veicular auxiliar, quando este é submetido a um carregamento lateral atuante na ponteira do mesmo, portanto, um caso de flexão pura em um único plano, no caso o plano longitudinal do eixo, e considerando as grandes dimensões do eixo na ligação ponteira/viga tubular, optou-se pelo emprego de elementos de estado plano de deformação na discretização da estrutura.

Na Figura 6.2 apresenta-se a malha de elementos finitos empregada no estudo do comportamento estrutural do eixo veicular auxiliar de caminhões.

Ressalta-se que um ponto de grande importância na modelagem do eixo veicular auxiliar de caminhões é a consideração sobre a possibilidade de ocorrência de um movimento relativo entre a ponteira e a viga tubular, quando o eixo é submetido à carregamento de flexão, pois conforme indicado na Figura 2.4, a ponteira é fixa à viga tubular pelo cordão de solda transversal, e por um cordão de solda executado em um furo de diâmetro 25 mm existente na viga tubular, fixando à viga tubular apenas uma parte da ponteira inserida no seu interior, possibilitando, que sob ação de carga lateral, haja um deslizamento entre a viga e a ponteira. No modelo empregado neste trabalho, utiliza-se na interface superfície da ponteira/ superfície da viga tubular, nós diferentes na

modelagem da viga tubular e da ponteira, embora estes nós tenham posições geométricas concidentes quando a estrutura não está carregada, permitindo que ambos os elementos estruturais apresentem deformações diferenciadas. Apenas na região do cordão de solda executado na parte inferior da viga tubular, utiliza-se os mesmos nós para modelagem da viga e da ponteira, tal como indicado na Figura 6.3.

6.3- CONDIÇÕES DE CARREGAMENTO

A avaliação das tensões no eixo veicular auxiliar de caminhões foi executada considerando que o eixo está submetido a uma carga de 79420 N, pouco inferior ao máximo valor permitido pela Lei de Balança [3], sendo este um valor usualmente empregado no projeto de caminhões tanque.

Considerando que, na condição de montagem deste componente, a estrutura do caminhão é perfeitamente simétrica em relação ao seu eixo de referência longitudinal, e o eixo de simetria do eixo coincide com este último, e que na condição de operação, a carga do caminhão esteja distribuída uniformemente sobre o seu chassi, pode-se supor que a carga total atuante sobre o eixo esteja sendo equilibrada por reações de apoio, de mesma magnitude, com valor igual a 39710N, agindo sobre os pneus montados no eixo veicular auxiliar. Como os pneus são montados em rodas que são rigidamente fixadas às pontas desse eixo, tem-se que a reação de apoio é transmitida à ponta do eixo, ou seja, este é submetido à cargas laterais, atuantes em cada uma das pontas do eixo, com magnitude igual a 39710N.

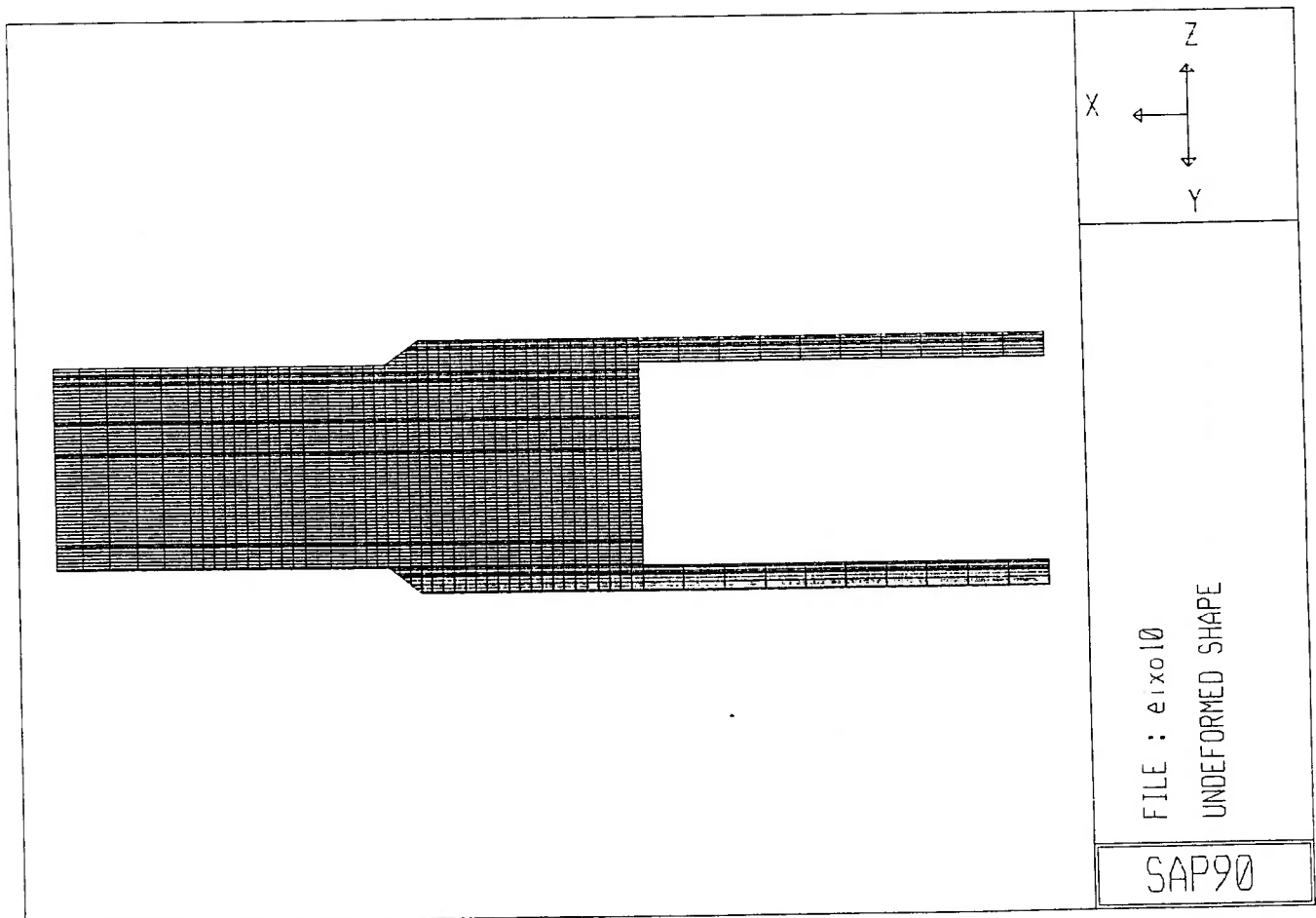


Figura 6.2 - Malha de Elementos Finitos Empregadas na Modelagem do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões.

Região Superior da Ligação/Ponteira Viga Tubular.

552	553	554	555						
531	532	533	534	623					
510	511	512	513	622	624				
794	795	796	21	22	23	24			
18	19	20	21	22	23	24	25	26	
59	60	61	62	63	64	65	66	67	
100	101	102	103	104	105	106	107	108	
141	142	143	144	145	146	147	148	149	

Região da Solda da Viga Tubular à Ponteira.

331	332	333	334	335	336	337	338	339	340
372	373	374	375	376	377	378	379	380	381
413	414	415	416	417	418	419	420	421	422
454	455	456	457	458	459	460	461	462	463
800	801	456	457	458	459	460	461	462	809
558	559	560	561	562	563	564	565	566	567
579	580	581	582	583	584	585	586	587	588
600	601	602	603	604	605	606	607	608	609

Figura 6.3 – Detalhe da Modelagem da Montagem da Ponteira na Viga Tubular.

Portanto, na análise estrutural executada neste estudo, supõe-se que o modelo do eixo está submetido a uma carga lateral de 39710N, posicionada no nó correspondente ao centro da distância longitudinal que separa os rolamentos de rolos cônicos sobre os quais é montado o cubo da roda, tal como indicado na Figura 6.2.

O cálculo das tensões atuantes no eixo veicular auxiliar de caminhões é executado considerando o regime linear elástico, sendo possível afirmar que as tensões atuantes em qualquer ponto do componente será proporcional ao valor da força lateral.

6.4. CONDIÇÕES DE CONTORNO

Para processamento do modelo de elementos finitos é necessário definir condições de contorno de alguns nós da estrutura, as quais visam impor restrições de deslocamento-linear ou rotação-nos mesmos.

Considerando que o eixo é rigidamente fixado à suspensão, a qual é montada no chassi do caminhão, pode-se afirmar que não há rotação neste ponto. Outrossim embora, a suspensão permita o deslocamento vertical do eixo como um corpo rígido, ela atua como um apoio para outros modos de deslocamento, que envolvam a deformação do eixo no seu plano vertical.

Tomando-se por base a definição dos eixos (x,y) que regem a execução do modelo do eixo veicular auxiliar de caminhões, indicada na Figura 6.2, e as hipóteses acima listadas relativas à fixação do eixo à suspensão, é possível utilizar como condição de contorno o engastamento dos nós, que fazem parte do modelo da viga tubular, na posição correspondente ao ponto de fixação do eixo à suspensão, restringindo os deslocamentos lineares nas direções x e y, correspondentes, respectivamente, aos deslocamentos horizontal e vertical do eixo, e conseqüentemente a rotação no plano x y.

6.5- AVALIAÇÃO DAS TENSÕES ATUANTES NA ESTRUTURA

Neste item são avaliados os resultados obtidos com o processamento do modelo do eixo veicular, pelo programa SAP/90 [34]. Em conformidade com os objetivos desta análise estrutural, é avaliada com maiores detalhes a distribuição de tensões na região da solda de ligação entre a ponteira e a viga tubular.

A apresentação das tensões atuantes no eixo é baseada na utilização das linhas de distribuição de tensões normais atuantes na direção longitudinal do eixo, correspondendo às tensões normais de flexão atuantes na estrutura, obtidas com o pós-processador do programa SAP/90. A análise de tensões normais de flexão atuantes no eixo é de fundamental importância, pois como apresentado no Capítulo 4 deste estudo, a falha por fadiga do eixo ocorre devido à ação de tensões normais de flexão cíclicas, induzidas pelo contato roda/superfície da via trafegável, dada uma velocidade de deslocamento do caminhão.

Na Figura 6.4 apresenta-se a distribuição de tensões normais de flexão atuantes sobre o eixo.

Na secção correspondente ao engastamento do modelo, tem-se que a distribuição de tensões normais de flexão é similar à uma distribuição de tensões normais de flexão calculada pela teoria simples de viga, considerada cada superfície da viga tubular como uma viga em balanço submetida à ação de momento fletor no ponto de engastamento. Este comportamento não retrata o real comportamento da estrutura, pois a viga tubular é um perfil retangular fechado, e as tensões atuantes nas paredes do mesmo, no ponto de fixação da suspensão, são calculadas pela seguinte formulação:

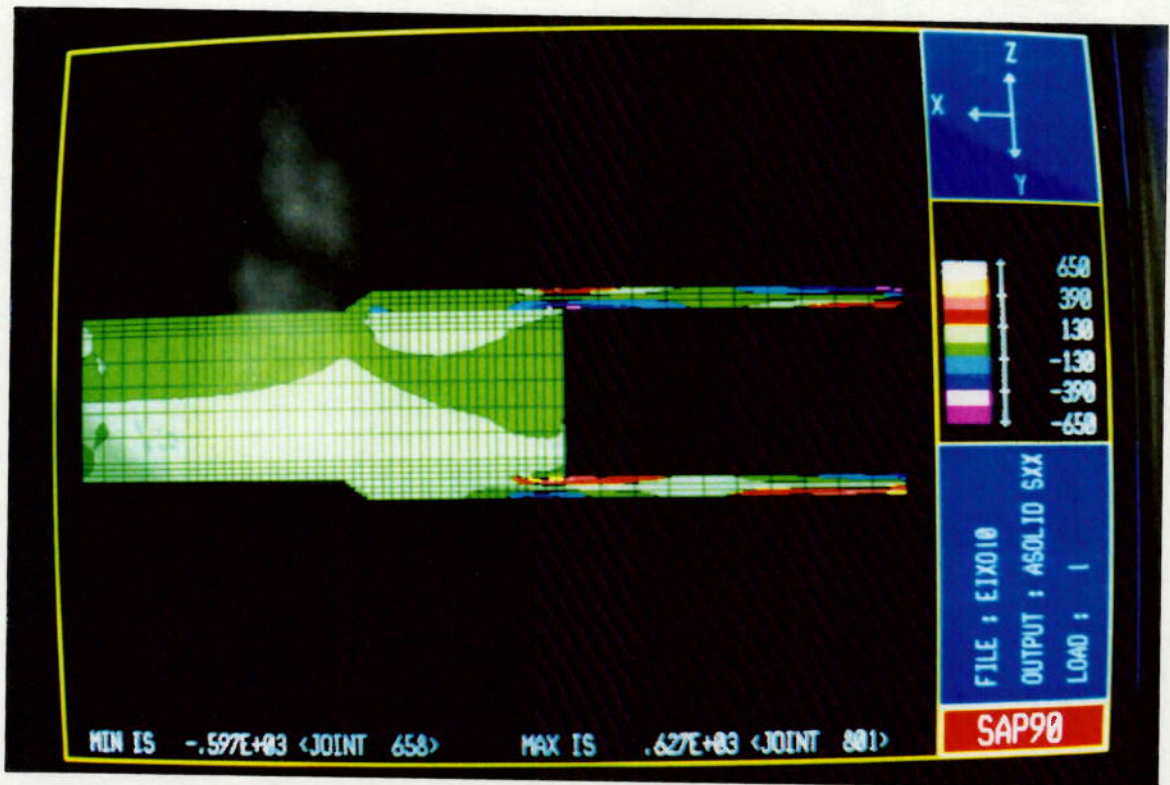
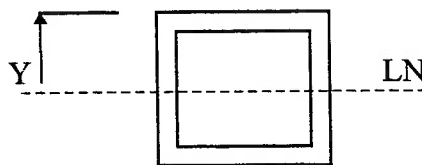


Figura 6.4 – Distribuição de Tensões Atuantes no Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões.

$$\sigma_{\text{FLEXÃO}} = \frac{M_{\text{FLETOR}} \cdot Y}{I}$$



onde

M_{FLETOR} momento fletor atuante no ponto de engastamento;

Y distância medida da Linha Neutra a um ponto da secção transversal da viga tubular;

I momento de inércia da secção transversal da viga tubular tomado em relação à linha neutra.

Esta diferença entre o comportamento estrutural do eixo real e do modelo de eixo, no ponto de fixação da suspensão, é explicado pelo emprego da modelagem por elementos de estado plano de deformação, pois a viga tubular, fora da região de montagem da ponteira, atua como uma viga, e no modelo utilizado neste estudo não é modelada a parede lateral deste elemento, não sendo possível determinar a flexão simples típica das vigas carregadas lateralmente.

Já na região da montagem da ponteira com a viga tubular, tal como indicado na Figura 6.4, identifica-se claramente duas áreas onde há concentração de tensões, as quais são:

- i) região do cordão de solda de ligação da ponteira com a viga tubular;
- ii) região onde a extremidade livre da ponteira se apoia na viga tubular;

Com relação à primeira região de concentração de tensões, no cordão de solda de ligação da ponteira com a viga tubular, na Figura 6.5 é mostrada, de uma forma mais detalhada, a distribuição de tensões normais nesta área. Verifica-se que o cordão de solda

é submetido à tensões de tração, cuja magnitude varia ao longo da área do mesmo, com valor mínimo da ordem de 0 MPa e valor máximo da ordem de 35 MPa. Adicionalmente, tem-se que a maior magnitude de tensões ocorre na extremidade do cordão de solda, na região da ponteira, havendo também concentração de tensões na interface entre a ponteira e a viga tubular. Já na superfície do cordão de solda próxima a viga tubular, e na própria superfície da viga tubular, a magnitude da tensão normal de tração é reduzida a valores inferiores a 20MPa. Estes valores são bastante inferiores ao valor da tensão de escoamento do aço DIN17100-ST52.3, empregado na fabricação da viga tubular, que é de 360MPa, sendo este material menos resistente que o utilizado na fabricação da ponteira.

Para efeito comparativo, verifica-se que as tensões na região superior do cordão de solda de ligação da ponteira com viga tubular são de compressão, caracterizando o efeito de flexão do eixo quando submetido à carregamento lateral, e apresentam uma variação menos acentuada no interior do cordão de solda, sendo que a magnitude máxima da mesma, em módulo, definido para a tensão máxima na solda da região inferior do eixo.

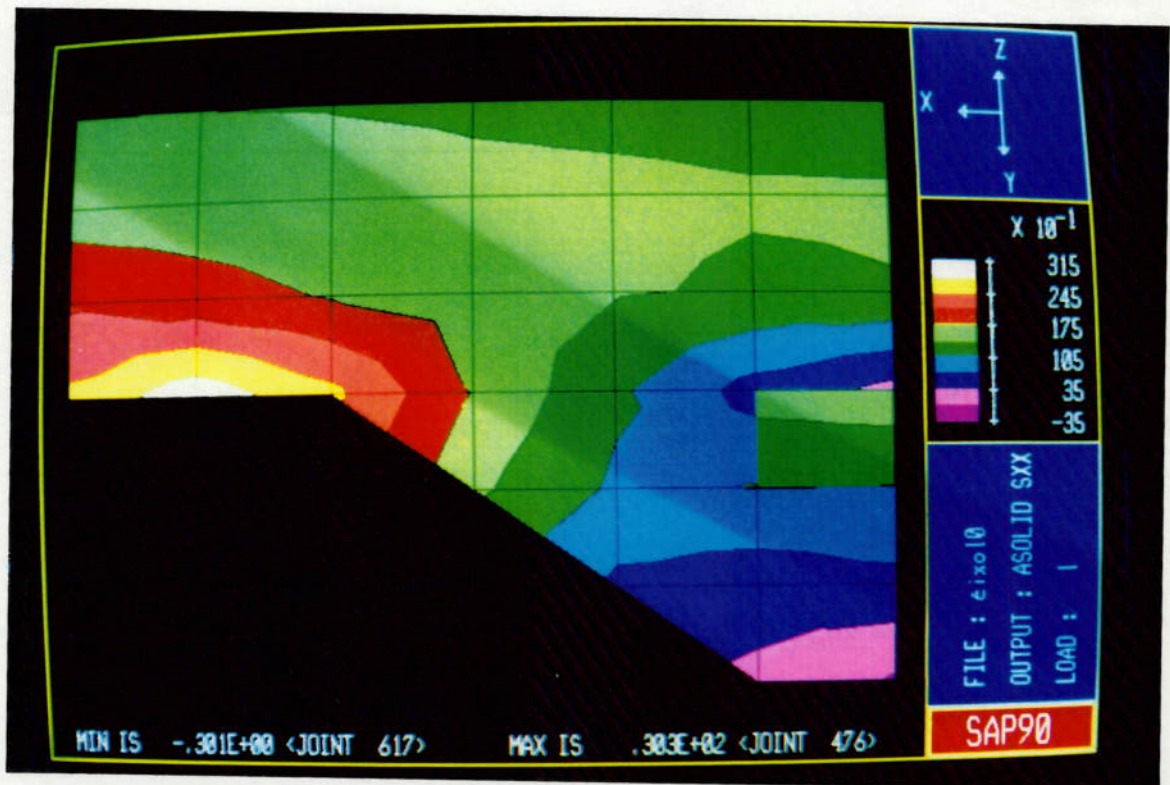


Figura 6.5.b - Concentração de Tensões na Região da Solda de Ligação Ponteira/Viga Tubular. Região Inferior.

Quanto à concentração de tensões na região superior da viga tubular, na área próxima à extremidade da ponteira do eixo, tal como indicado na Figura 6.4, há grande variação da magnitude da tensão normal ao longo da espessura da viga tubular, havendo inclusive variação no sinal da tensão, indicando a ocorrência de uma flexão localizada nesta região. O mesmo ocorre na região inferior do contato ponteira/viga tubular, mesmo com a presença do furo soldado próximo a esta área.

Essa concentração localizada de tensão é rapidamente reduzida ao longo de viga tubular. Considerando os resultados da análise numérica de tensões atuantes no eixo veicular auxiliar, quando este é submetido a um carregamento lateral, tem-se que, para uma carga lateral estática de magnitude igual ao valor limite permitido para a Lei Balança, [3], as tensões normais atuantes sobre o eixo são bastante inferiores aos valores das tensões de escoamento previstas para os materiais empregados na fabricação deste componente mecânico, indicando que o projeto do mesmo é adequado para resistir às solicitações estáticas impostas pela ação do peso próprio da estrutura do caminhão e do peso da carga transportada, considerando os limites de carga previsto por lei.

6.6 – ANÁLISE EXPERIMENTAL DAS TENSÕES ATUANTES NO EIXO VEICULAR AUXILIAR DE CAMINHÕES

Tendo em vista as hipóteses assumidas quando da execução do modelo de elementos finitos do eixo veicular auxiliar de caminhões, principalmente na modelagem da interação ponteira/viga tubular, na região na qual a ponteira está inserida no interior da viga tubular, executou-se uma análise experimental das tensões atuantes neste eixo quando este é submetido à uma carga lateral estática, visando um levantamento dos resultados experimentais de tensões e sua posterior comparação com a previsão teórica, a fim de verificar a adequabilidade do modelo empregado neste estudo para cálculo das tensões normais atuantes no eixo veicular auxiliar de caminhões.

Sabendo-se que durante a operação dos eixos veiculares auxiliares de caminhões, estes tem apresentado uma falha por fadiga na região do cordão de solda de ligação entre a ponteira e a viga tubular, procurou-se, quando da execução do ensaio com um eixo auxiliar instrumentando, definir a distribuição das tensões normais de flexão que atuam na região supra-citada.

6.6.1 – INSTRUMENTAÇÃO DO EIXO VEICULAR AUXILIAR

O sensor empregado na instrumentação do eixo veicular auxiliar de caminhões deve permitir a avaliação das tensões normais de flexão atuantes na região da união soldada ponteira/viga tubular, considerando que o eixo está submetido à ação de uma carga lateral atuando no plano de simetria longitudinal do mesmo, podendo-se supor que este eixo apresentará tensões de flexão pura atuando sobre a secção transversal do mesmo, tal como indicado no Capítulo 3.

Tendo em vista a necessidade da obtenção de tensões atuantes em uma direção específica, optou-se pela utilização de extensômetros elétricos uniaxiais na instrumentação do eixo veicular auxiliar de caminhões, dada a facilidade de obtenção deste sensor, confiabilidade dos registros de deformação apresentados pelo mesmo e pela simplicidade de manipulação dos equipamentos de aquisição e registro de sinais utilizados em conjunto com os extensômetros.

Os extensômetros elétricos permitem o registro da deformação que ocorre no corpo sobre o qual este é colado, na direção do eixo longitudinal do sensor. A partir dos registros de deformação indicados pelos extensômetros e com a aplicação de conceitos da resistência dos materiais, [35], tal como indicado no item 6.6.4 deste estudo, determina-se a tensão atuante na região na qual o sensor está fixado.

Os extensômetros elétricos utilizados na análise experimental foram do tipo KFG-5-C1-11, fabricados pela Kyowa, [36], sendo que eles apresentam as seguintes características básicas:

- i) Dimensões: comprimento do extensômetro5mm
dimensões da base10 x 3,7 mm
- ii) Compensação de Temperatura para Aço
- iii) Extensômetro uniaxial
- iv) Resistência: 120 Ω
- iii) Fator do Extensômetro: 2,14

O eixo veicular foi instrumentado conforme o esquema indicado na Figura 6.6. Os extensômetros foram colados nas face superior e inferior da ponteira e da viga tubular em um dos lados do eixo, o mais próximo possível do cordão de solda que liga as peças acima citadas. Foram colados três extensômetros elétricos em cada uma das posições supra-citadas, sendo um deles colado na linha de centro do eixo, coincidindo com o plano de simetria longitudinal do mesmo, e os outros dois são posicionados à direita e à esquerda deste primeiro extensômetro, com um mesmo afastamento lateral. A direção longitudinal do extensômetro, na qual as deformações são registradas, fica alinhada com a linha de simetria longitudinal do eixo.

Esta localização dos extensômetros permite avaliar as tensões normais, atuantes na direção longitudinal do eixo, nas faces inferior e superior do elementos instrumentados, o que possibilita calcular as tensões de flexão às quais o componente é submetido. Além disso, a avaliação das tensões ao longo da largura do eixo, permite a verificação da possível variação da distribuição das mesmas, quando há um afastamento da linha de centro do componente.

6.6.2 – PROCEDIMENTO DE EXECUÇÃO DO ENSAIO

O eixo veicular auxiliar de caminhões instrumentado foi submetido a um ensaio de flexão, cujo objetivo era de simular a solicitação estática atuante sobre o eixo, quando montado em um chassi de caminhão.

Tendo em vista as características do equipamento de aplicação de carga que foi empregado no ensaio ora descrito, a ponta do eixo foi protegida com uma luva, que se encaixa na ponteira do eixo, apresentando um formato cilíndrico na sua superfície externa.

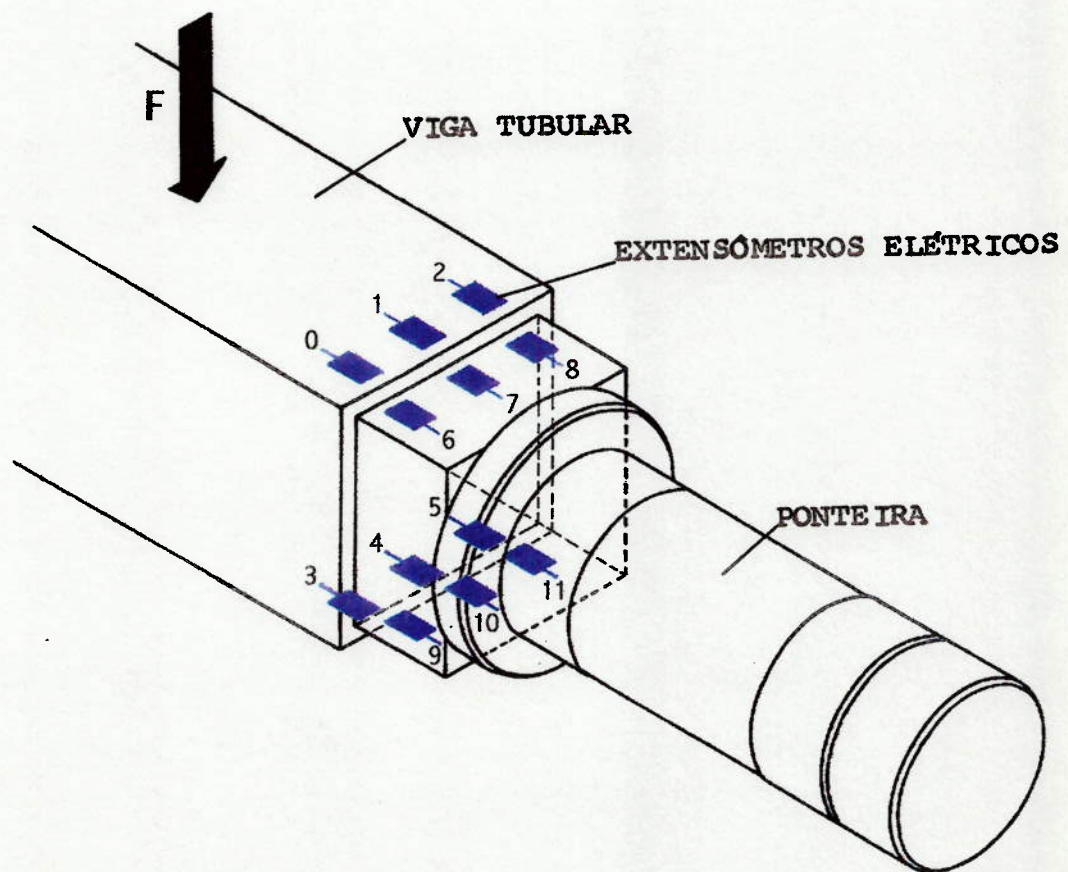


Figura 6.6 – Localização da Instrumentação no Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões.

O eixo veicular foi montado no equipamento de ensaio na forma esquematicamente mostrada na Figura 6.7, ou seja, as luvas cilíndricas instaladas nas ponteiras do eixo foram apoiadas em dois roletes cilíndricos, sendo que a distância entre estes pontos de apoio corresponde à distância entre o centro dos rolamentos do cubo das rodas instaladas em cada extremidade do eixo. Essa montagem sobre roletes impede o movimento vertical do eixo, mas permite a sua rotação, quando submetido a ação do carregamento lateral.

Ainda de acordo com o esquema constante da Figura supra-citada, o carregamento lateral foi aplicado pela ação de dois cilindros hidráulicos, sendo que a haste de cada um desses cilindros foi montada, respectivamente, sobre um dos assentos da mola da suspensão presentes no eixo veicular auxiliar. Quando a haste dos cilindros se movimentava, estas passavam a aplicar uma força concentrada na lateral da viga tubular, simulando a ação da suspensão do veículo, enquanto que a reação de apoio atuante na ponteira do eixo, devido ao contato com o rolete, simula a reação de apoio atuante no eixo devido ao contato da ponteira com os rolamentos do cubo da roda, montado na extremidade deste eixo.

O ensaio foi realizado nos laboratórios da Divisão de Tecnologia de Transporte do Instituto de Pesquisas Tecnológicas (IPT), sendo que na Figura 6.8 é mostrado o eixo veicular auxiliar de caminhões montado no pórtico de ensaio.

Para registro das deformações indicadas pelos extensômetro, quando o eixo é submetido a uma carga lateral de valor controlado, utilizou-se os seguintes equipamentos:

- duas caixas de ligação, modelo V/E 21 ALT, fabricadas pela Vishay, com 10 canais cada caixa;

- unidade de controle modelo EL25, fabricado pela Vishay;
- indicador de deformação digital, modelo V/E 20 AJL, fabricado pela Vishay;

A fotografia constante da Figura 6.9, mostra os equipamentos empregados para registro das deformações indicadas pelos extensômetros elétricos. Cada um dos doze extensômetros elétricos foi ligado em um canal das caixas de ligação, caracterizando a configuração de montagem em $\frac{1}{4}$ de ponte.

Para execução do ensaio do eixo veicular auxiliar de caminhões foi empregado o seguinte procedimento experimental:

- i) Montagem do eixo veicular auxiliar de caminhões no pórtico de ensaio, com a movimentação da haste dos cilindros hidráulicos de aplicação de carga, até estas encostarem no assento das molas do eixo, tomando o cuidado de não haver a ação de carga lateral sobre o eixos;
- ii) Executar a ligação dos extensômetros elétricos às caixas de ligação;
- iii) Ajustar o Zero em cada um dos extensômetros elétricos, de forma que cada um destes indique uma deformação nula para a condição em que não há carga lateral atuante sobre o eixo;
- iv) Aplicar uma carga lateral de 4900N em cada assento da mola do eixo veicular auxiliar, através da ação dos cilindros hidráulicos;
- v) Registrar a deformação indicada por cada um dos doze extensômetros elétricos instalados no eixo;
- vi) Incrementar a carga lateral atuante em cada assento de mola em 4900N, e repetir a operação indicada na alínea v;

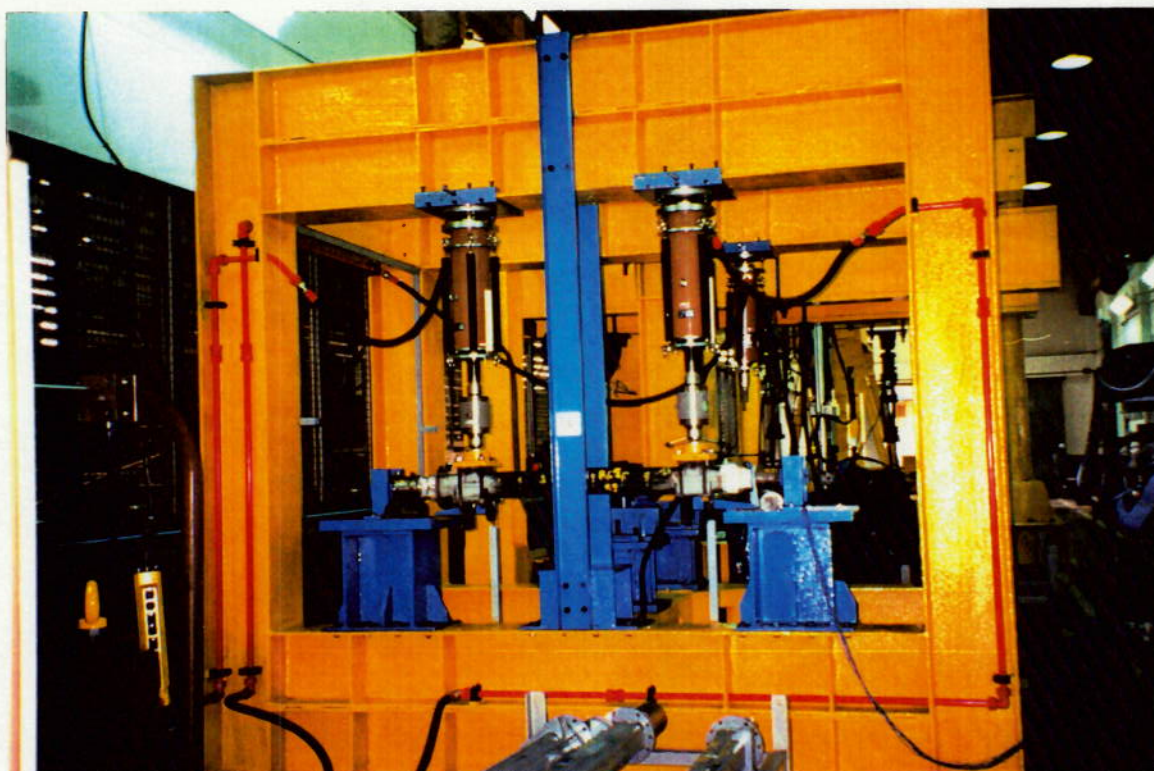


Figura 6.7 – Esquema da Montagem do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões na Máquina de Ensaio.

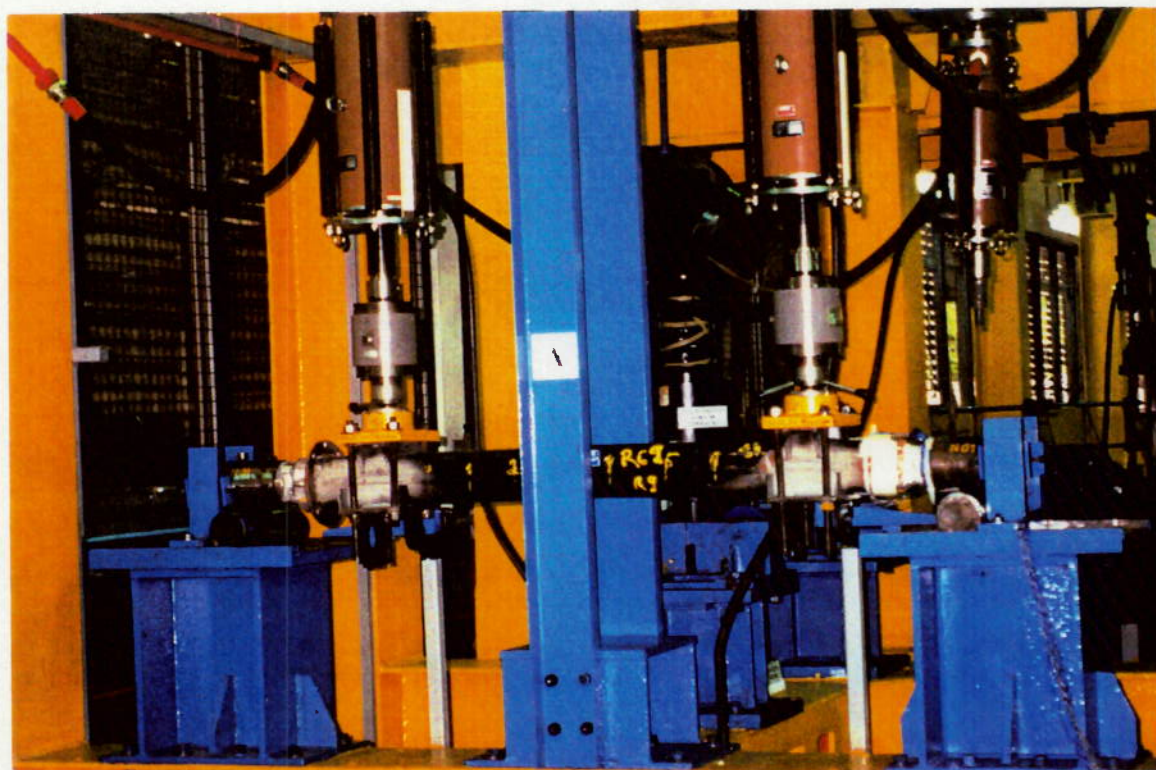


Figura 6.8 – Imagem da Montagem do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões na Máquina de Ensaio.

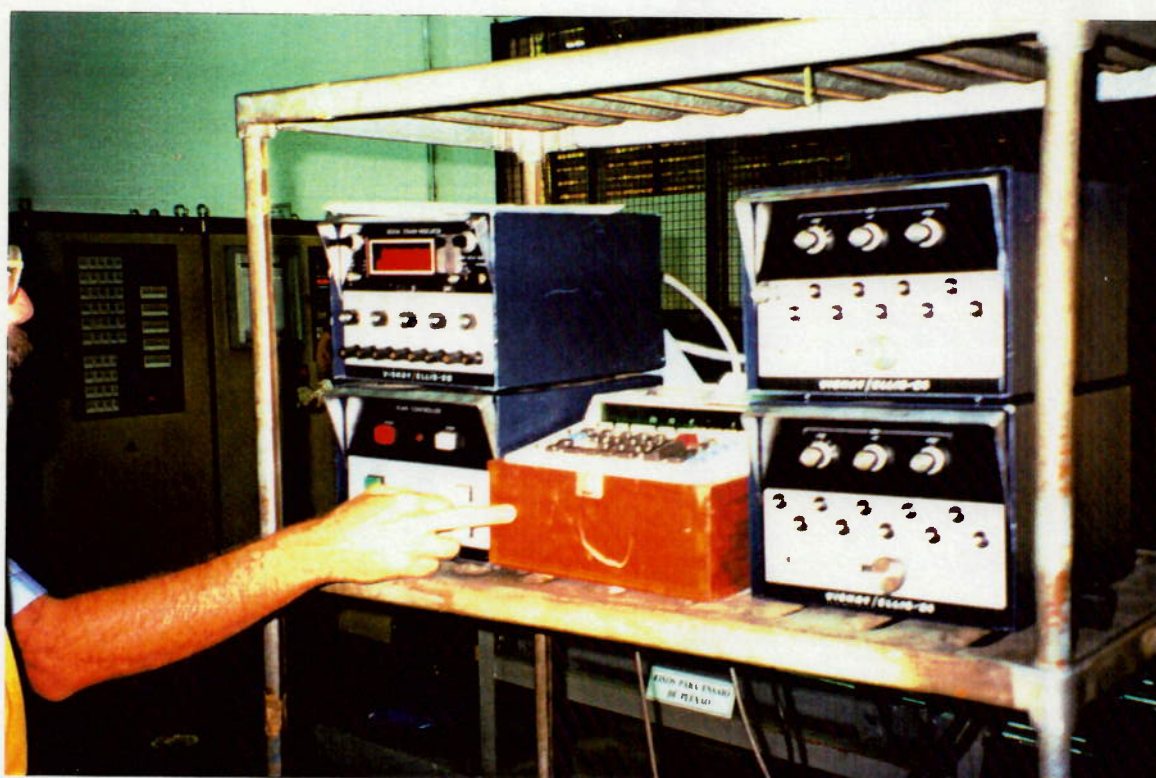


Figura 6.9 - Equipamentos de Aquisição de dados Empregados no Ensaio do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões.

- vii) Repetir as operações citadas na alínea vi ,até que a carga atuante em cada assento de mola seja igual a 117600N;
- viii) Reduzir a carga lateral atuante em cada assento de mola em 4900N, e registrar a deformação indicada por cada um dos doze extensômetros elétricos instalados no eixo;
- ix) Executar as operações indicadas na alínea viii, até que a carga lateral atuante sobre o eixo tenha valor nulo.

Verifica-se que durante o ensaio o eixo veicular auxiliar de caminhões foi submetido a cargas laterais muito superiores ao valor máximo recomendado pela Lei da Balança, sendo este procedimento executado com o intuito de verificar a possível ocorrência de plastificação nas regiões instrumentadas, a fim de caracterizar um possível limite de resistência do eixo veicular auxiliar de caminhões.

6.6.3 – APRESENTAÇÃO DE RESULTADOS

Na Tabela 6.1 são apresentados os valores de deformação apresentados por cada um dos doze extensômetros elétricos instalados no eixo veicular, em função da carga lateral atuante em cada um dos assentos de mola do eixo, ou seja, a carga lateral aplicada por cada cilindro hidráulico.

Os sinais algébricos das deformações indicadas pelos extensômetros seguem a seguinte convenção:

- o sinal + indica que está havendo um alongamento do extensômetro, ou seja, este está submetido à tensões de tração;
- o sinal – indica que está havendo uma contração do extensômetro, ou seja, este está submetido à tensões de compressão.

Nos gráficos mostrados nas Figura 6.10 a 6.21, são apresentados os resultados de variação da deformação em função do valor da carga lateral aplicada nos assentos das molas, para cada um dos doze extensômetros elétricos. Os pontos apresentados nos gráficos, para uma melhor visualização dos resultados, foram ligados por segmentos de reta.

Tabela 6.1 – Deformações Registradas no Ensaio do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões.

Folha 01/02

CARGA (N)	CANAL 0 (x10 ⁶)	CANAL 1 (x10 ⁶)	CANAL 2 (x10 ⁶)	CANAL 3 (x10 ⁶)	CANAL 4 (x10 ⁶)	CANAL 5 (x10 ⁶)
00000	-000	000	-000	000	000	000
04900	-003	-003	-005	009	004	005
09800	-008	-004	-008	013	007	008
14700	-011	-009	-011	020	016	016
19600	-015	-012	-015	025	018	018
24500	-018	-015	-018	032	023	022
29400	-021	-016	-020	038	029	028
34300	-025	-020	-025	042	034	031
39200	-028	-023	-026	049	041	037
44100	-031	-024	-030	055	047	042
49000	-035	-027	-033	062	051	045
53900	-037	-030	-035	066	056	051
58800	-042	-034	-039	071	061	055
63700	-044	-034	-040	080	068	059
68600	-049	-038	-042	081	070	063
73500	-052	-039	-048	088	075	065
78400	-055	-042	-050	096	079	071
83300	-057	-043	-051	099	085	076
88200	-062	-046	-056	102	090	080
93100	-065	-049	-058	108	094	083
98000	-069	-050	-061	115	098	090
102900	-082	-052	-067	120	104	091
107800	-105	-054	-078	123	105	095
112700	-138	-054	-092	129	110	098
117600	-179	-050	-105	135	114	105
112700	-197	-050	-105	133	108	101
107800	-197	-045	-104	125	101	097
102900	-195	-042	-100	121	099	095
98000	-195	-039	-100	116	092	089
93100	-192	-036	-096	112	089	086
88200	-190	-035	-097	105	085	083
83300	-186	-032	-092	103	080	077
78400	-185	-030	-088	094	072	072
73500	-180	-028	-086	089	070	068
68600	-179	-024	-085	086	065	063
63700	-175	-023	-080	079	058	059
58800	-172	-021	-079	073	053	054
53900	-168	-019	-076	066	048	052
49000	-165	-016	-072	060	044	047
44100	-164	-015	-071	060	042	044
39200	-161	-013	-071	052	036	039
34300	-158	-010	-068	046	030	034
29400	-155	-009	-062	038	024	029
24500	-151	-003	-062	034	019	025
19600	-147	-002	-059	028	013	021
14700	-144	-001	-054	021	009	016
09800	-140	000	-052	016	004	013
04900	-135	000	-046	009	003	006
00000	-129	000	-038	000	004	001
F	ϵ_{12}	ϵ_{13}	ϵ_{14}	ϵ_{15}	ϵ_{16}	ϵ_{17}

Tabela 6.1 – Deformações Registradas no Ensaio do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões.

Folha 02/02

CARGA (N)	CANAL 6 (x10 ⁶)	CANAL 7 (x10 ⁶)	CANAL 8 (x10 ⁶)	CANAL 9 (x10 ⁶)	CANAL 10 (x10 ⁶)	CANAL 11 (x10 ⁶)
00000	000	000	000	000	000	000
04900	-019	-023	-016	014	020	017
09800	-027	-041	-032	028	038	028
14700	-053	-064	-049	042	058	045
19600	-067	-084	-065	056	077	058
24500	-075	-107	-081	071	097	074
29400	-100	-125	-097	083	114	083
34300	-115	-147	-113	097	133	102
39200	-132	-168	-131	113	153	114
44100	-151	-190	-149	127	174	130
49000	-167	-209	-163	140	192	146
53900	-182	-231	-180	153	210	158
58800	-195	-251	-195	167	230	174
63700	-217	-272	-214	180	248	185
68600	-229	-291	-229	193	266	201
73500	-248	-310	-243	205	282	212
78400	-261	-332	-259	220	302	227
83300	-279	-355	-273	231	316	238
88200	-289	-367	-289	244	334	252
93100	-305	-387	-303	255	348	260
98000	-322	-407	-319	267	366	275
102900	-337	-423	-332	276	377	282
107800	-351	-441	-347	288	393	295
112700	-359	-464	-364	301	410	305
117600	-385	-481	-379	314	428	318
112700	-372	-476	-366	306	416	307
107800	-357	-449	-353	296	404	299
102900	-346	-434	-340	286	390	287
98000	-332	-426	-326	277	379	280
93100	-315	-401	-313	267	363	267
88200	-305	-387	-304	257	351	259
83300	-287	-359	-281	240	327	240
78400	-272	-343	-267	229	312	230
73500	-256	-322	-252	215	293	214
68600	-241	-303	-236	202	277	202
63700	-224	-284	-219	187	255	185
58800	-208	-264	-205	173	239	174
53900	-183	-243	-188	161	220	157
49000	-173	-226	-173	147	201	147
44100	-171	-215	-168	143	195	139
39200	-154	-196	-152	128	176	126
34300	-136	-173	-137	114	155	108
29400	-119	-153	-117	098	136	097
24500	-099	-130	-099	083	114	079
19600	-086	-111	-085	069	096	068
14700	-083	-089	-068	055	077	052
09800	-056	-067	-050	041	056	038
04900	-034	-043	-031	025	035	020
00000	-013	-016	-007	004	005	001
F	ϵ_{19}	ϵ_{20}	ϵ_{21}	ϵ_{22}	ϵ_{23}	ϵ_{24}

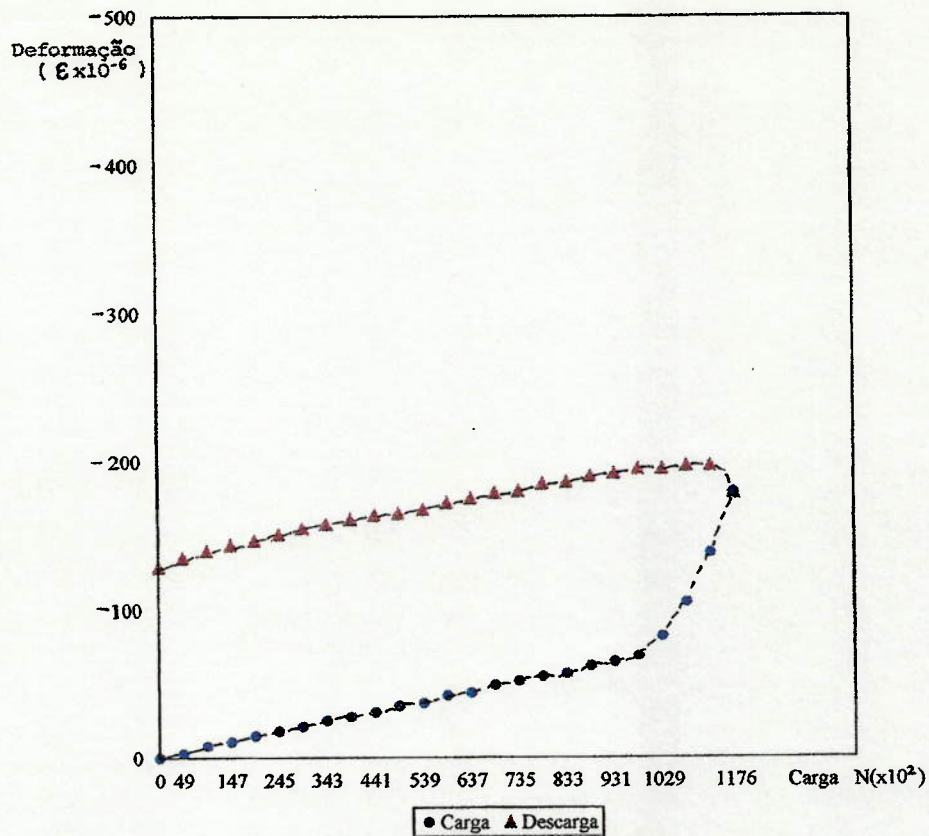


Figura 6.10 -
Deformação em Função da Carga Lateral.(Extensômetro 0)

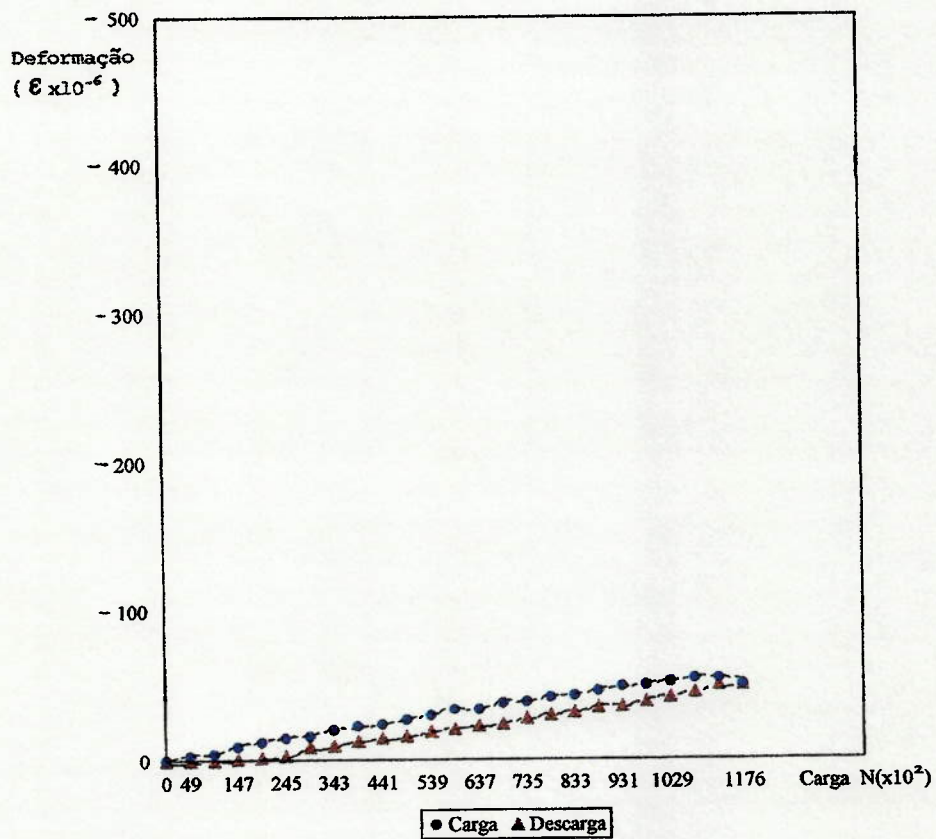


Figura 6.11 -
Deformação em Função da Carga Lateral.(Extensômetro 1)

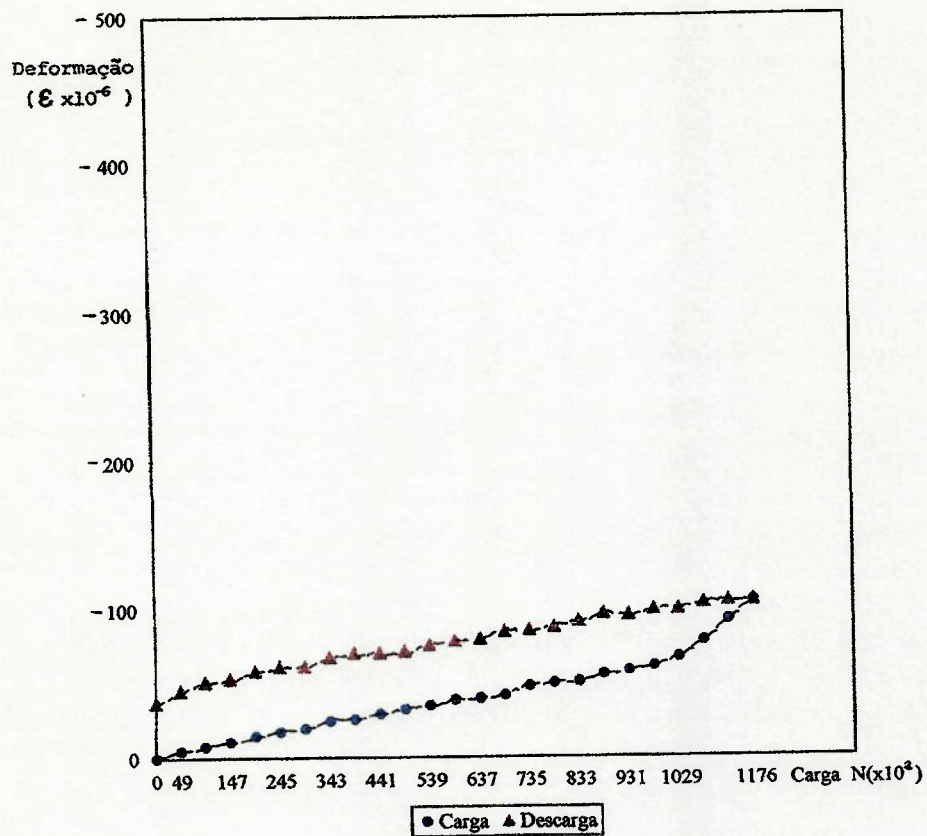


Figura 6.12 -
Deformação em Função da Carga Lateral.(Extensômetro 2)

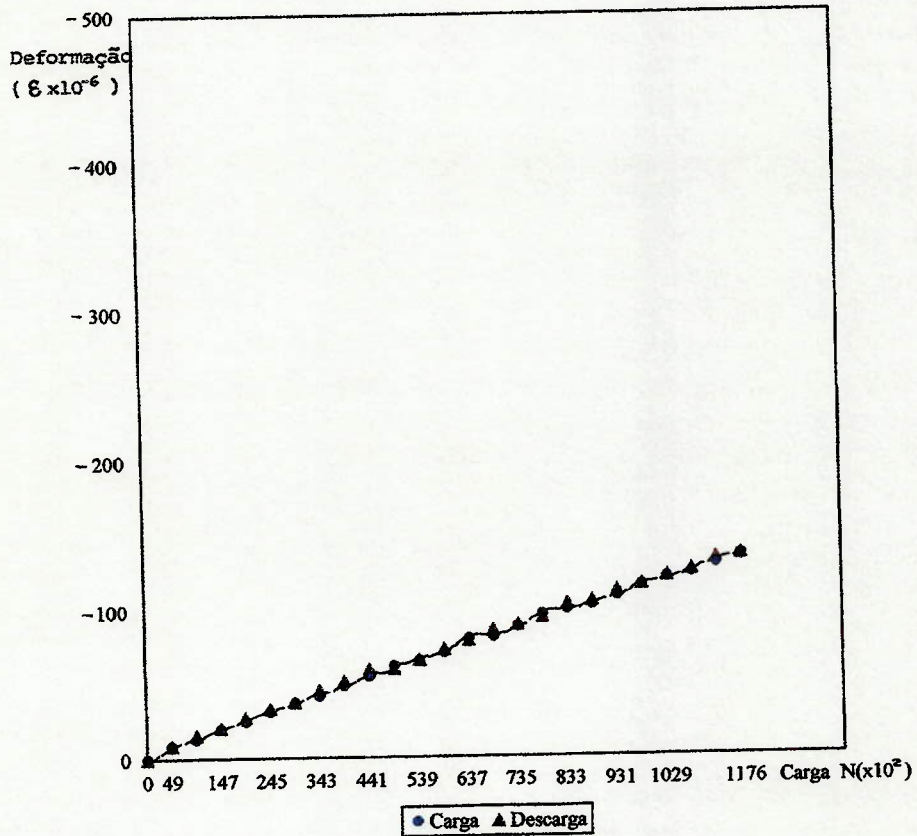


Figura 6.13 -
Deformação em Função da Carga Lateral.(Extensômetro 3)

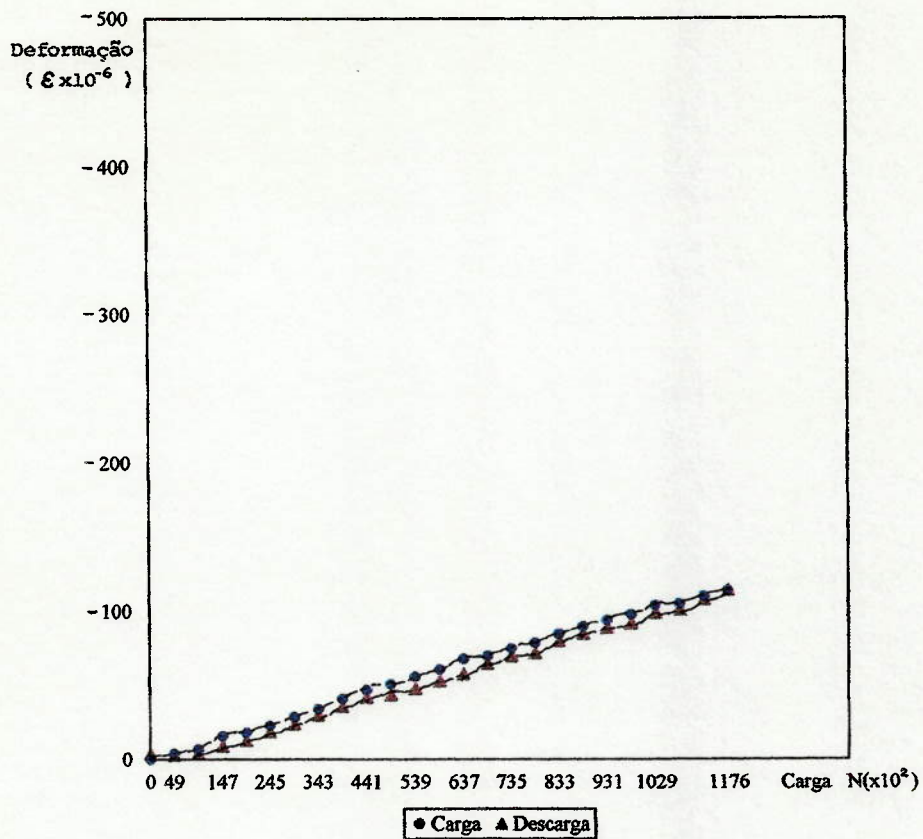


Figura 6.14 -
Deformação em Função da Carga Lateral.(Extensômetro 4)

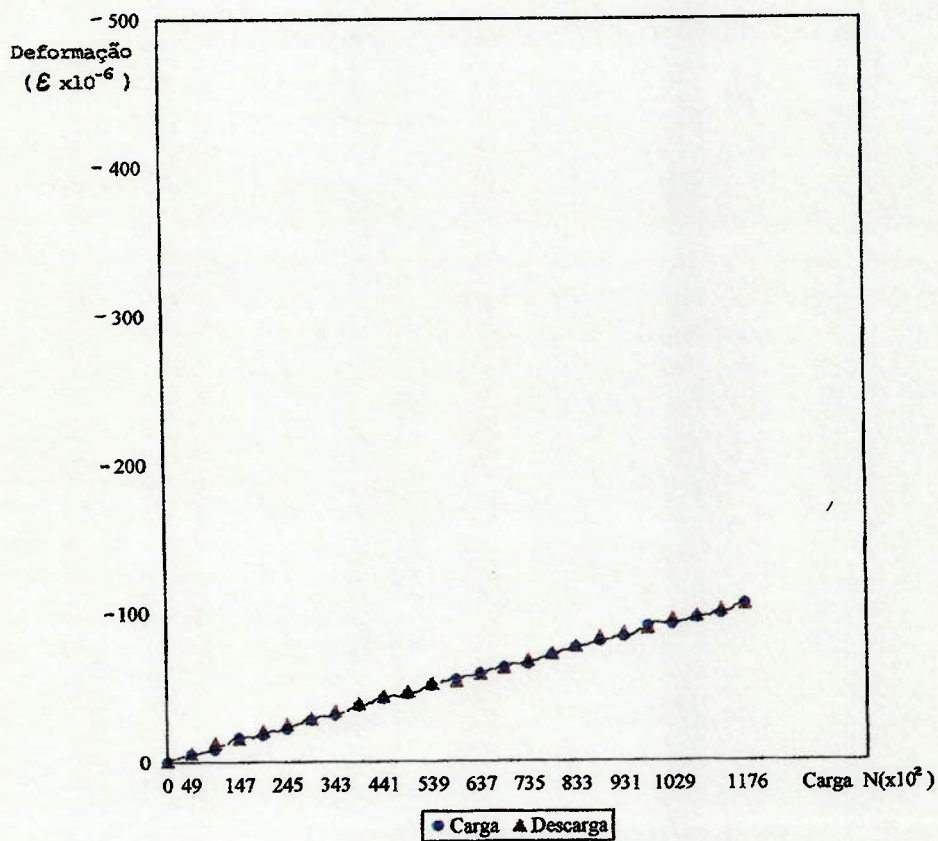


Figura 6.15 -
Deformação em Função da Carga Lateral.(Extensômetro 5)

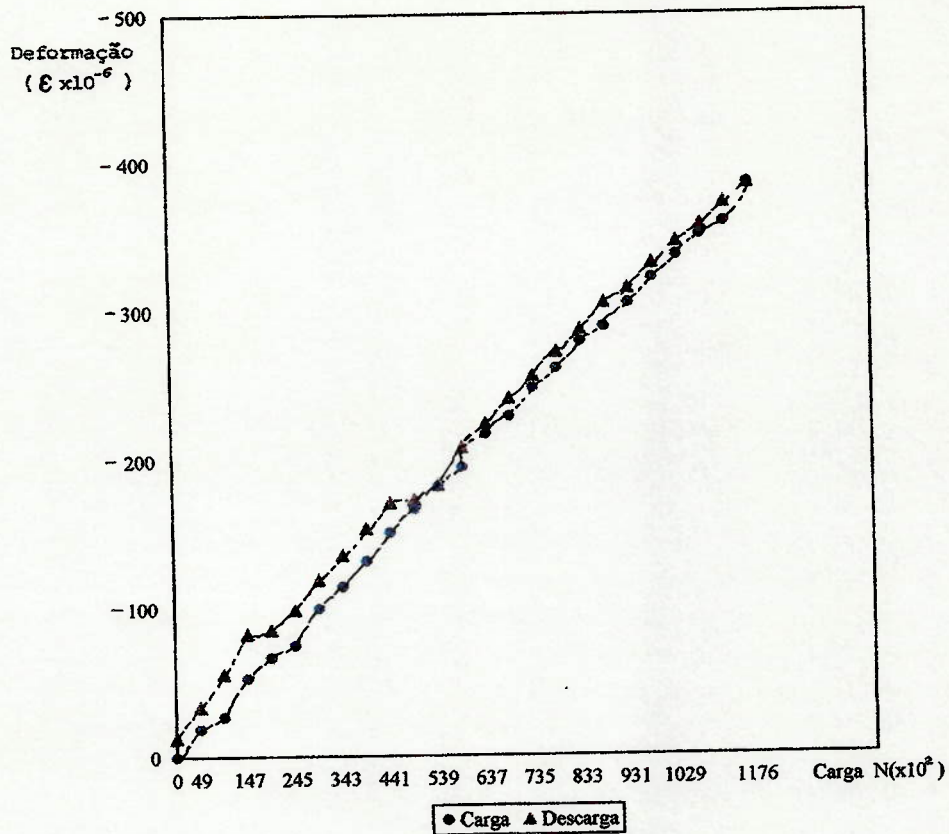


Figura 6.16 -
Deformação em Função da Carga Lateral.(Extensômetro 6)

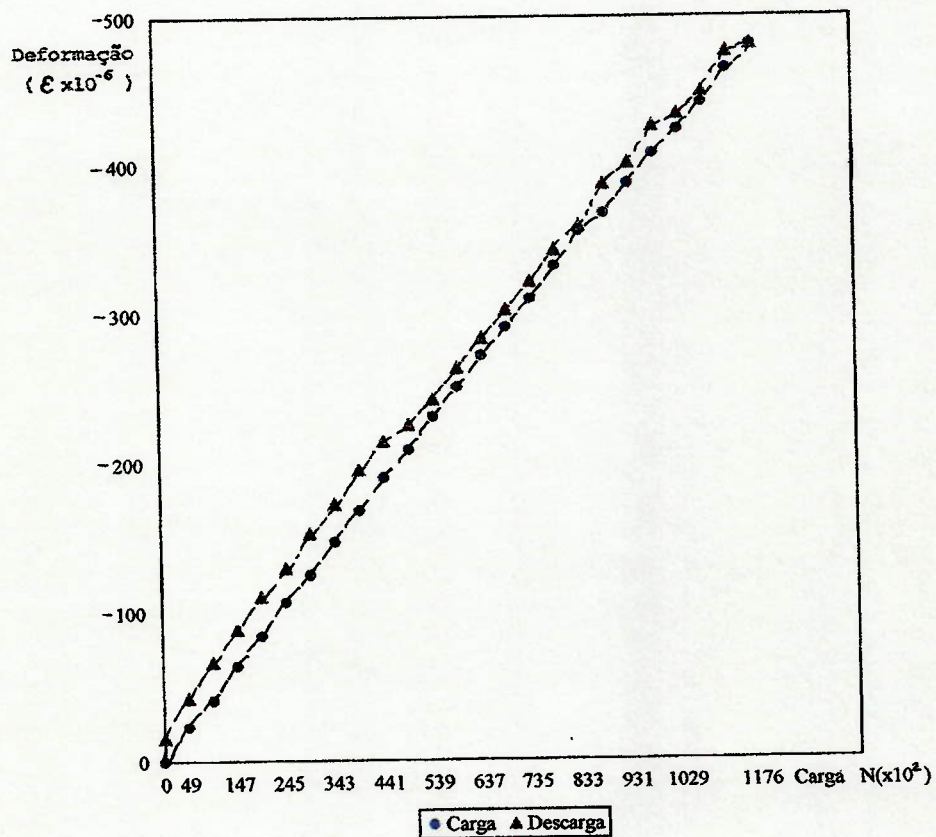


Figura 6.17 -
Deformação em Função da Carga Lateral. (Extensômetro 7)

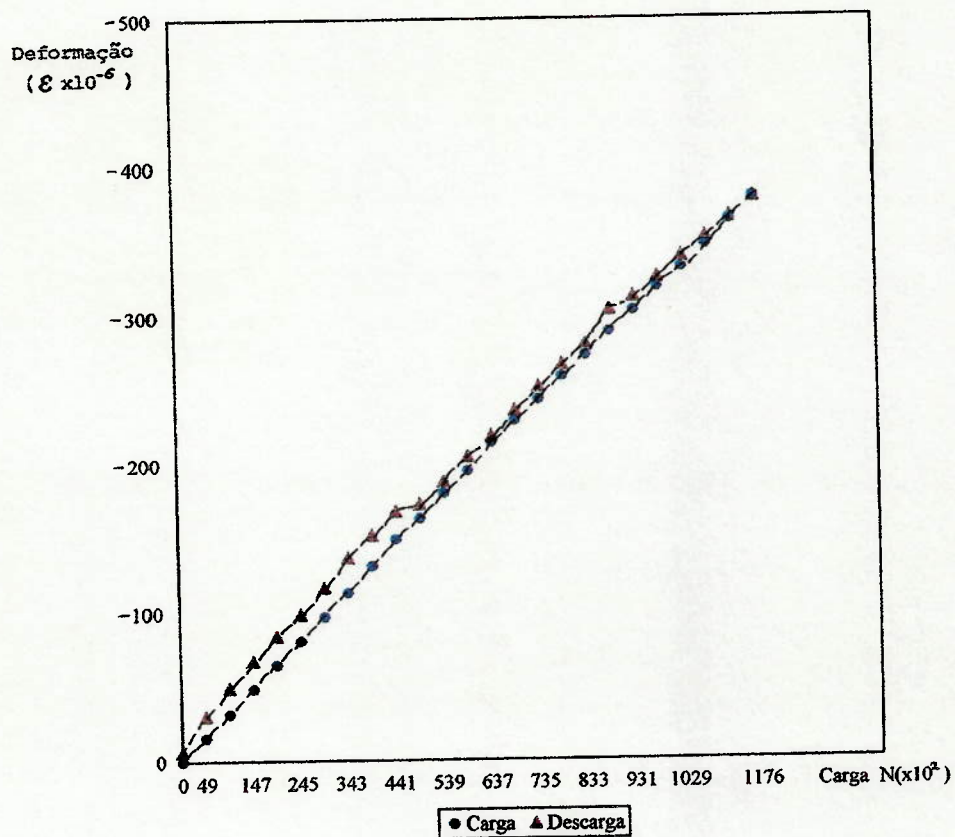


Figura 6.18 -
Deformação em Função da Carga Lateral.(Extensômetro 8)

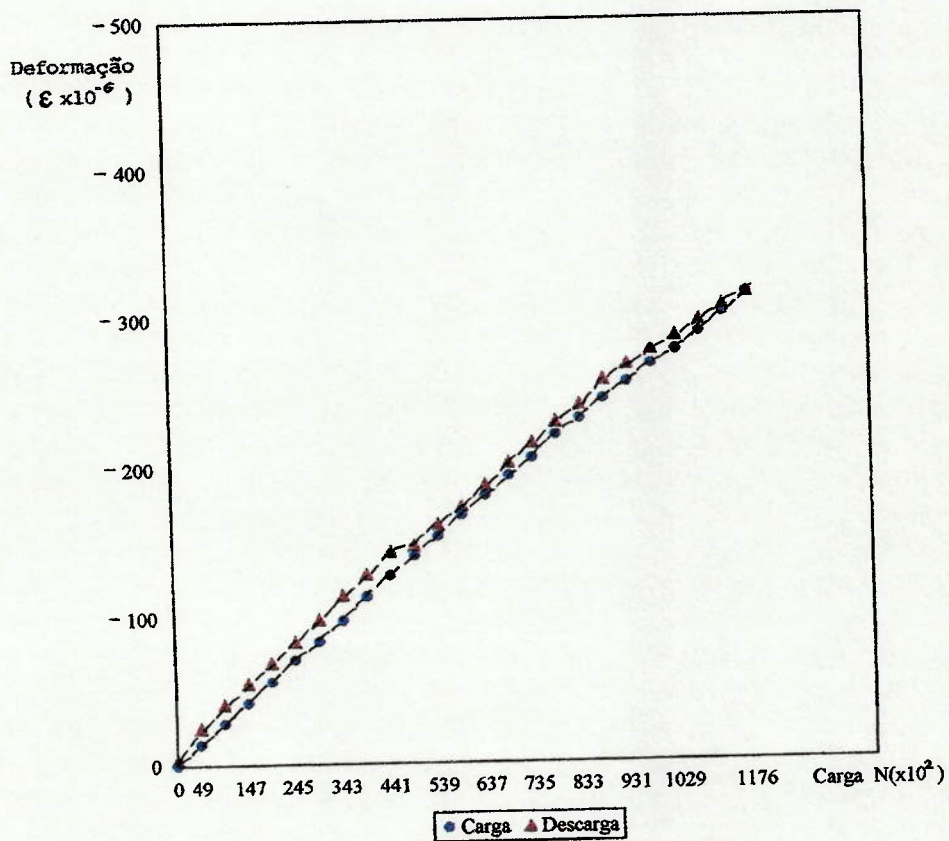


Figura 6.19 -
Deformação em Função da Carga Lateral.(Extensômetro 9)

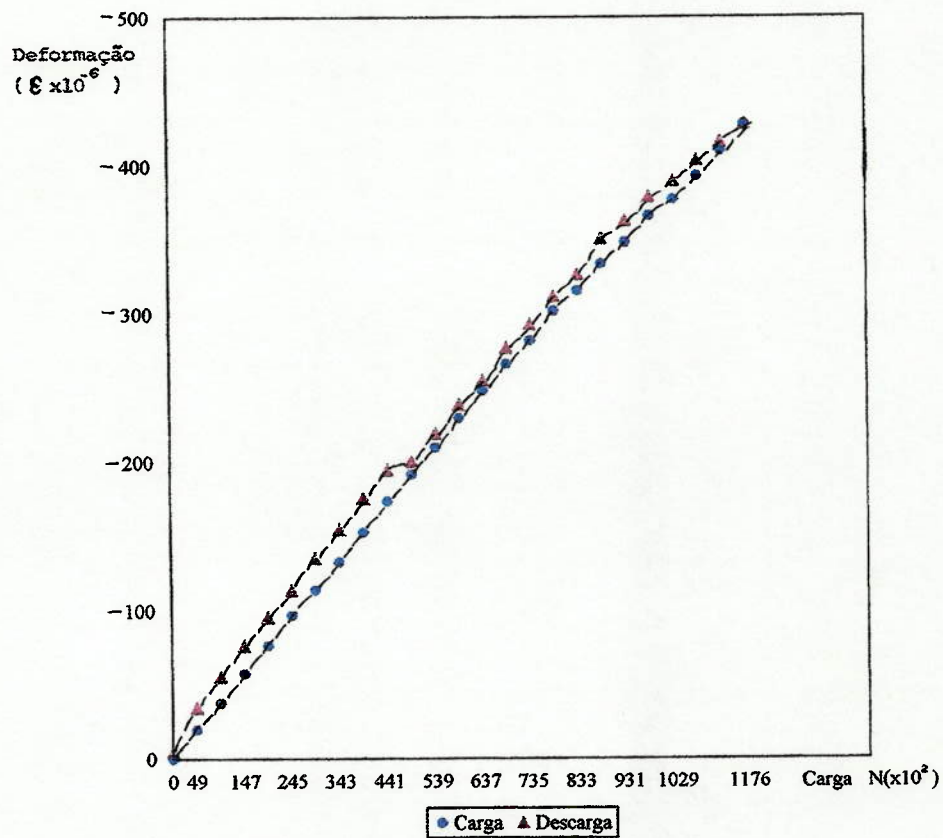


Figura 6.20 -
Deformação em Função da Carga Lateral.(Extensômetro 10)

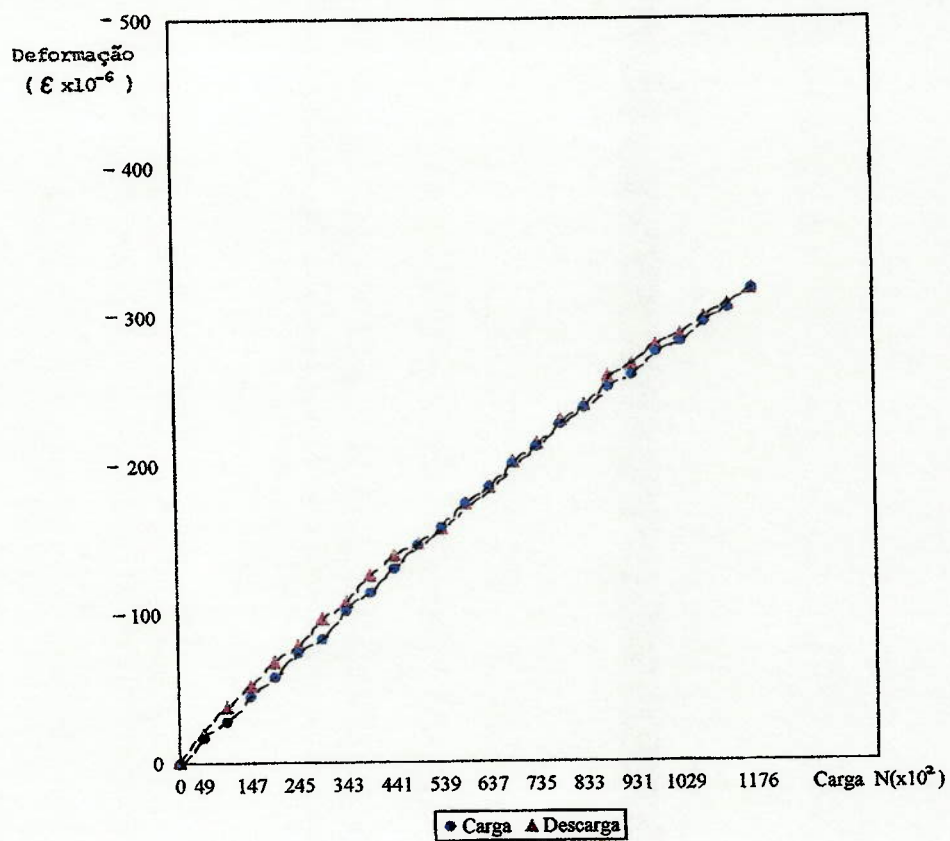


Figura 6.21 -
Deformação em Função da Carga Lateral.(Extensômetro 11)

6.6.4 – ANÁLISE DOS RESULTADOS

Tal como apresentado no item 6.6.2 deste texto, verificou-se que o eixo foi submetido a carregamento lateral de elevada magnitude, acima dos limites admissíveis pela Lei de Balança, [3], para a operação normal do caminhão. A este nível de carregamento podem ocorrer deformações plásticas em áreas localizadas do eixo, caracterizando uma acomodação da mesma. Este processo de acomodação está associado à própria curva tensão x deformação do aço, que apresenta um comportamento praticamente linear até ser atingido o limite de escoamento, tornando-se não linear na região plástica, tal como indicado na Figura 6.22.

Sabendo-se que o extensômetro elétrico é um sensor que registra as deformações sofridas pela estrutura quando esta é carregada, é possível levantar a curva carregamento x deformação para o ponto onde está instalado o sensor, tal como indicado na Figura 6.23. Para o material trabalhando no regime linear elástico esta curva é uma reta, e o comportamento da estrutura sob carga pode ser descrito pela inclinação desta reta, ou seja, pela tangente da mesma. Outrossim, estes sensores são capazes de indicar a acomodação estrutural, quando o material passa a trabalhar no regime plástico, sendo este fenômeno caracterizado pela mudança da inclinação da curva carga x deformação, da forma indicada na Figura 6.23.

Como o objetivo do ensaio ora descrito foi verificar o comportamento da estrutura do eixo veicular auxiliar nas condições normais de operação do mesmo, para cada extensômetro instalado no eixo deve ser levantada a curva deformação x carga, e posteriormente calcula-se a reta média associada a esta curva, ou mais precisamente, o seu coeficiente angular, que caracteriza a sua inclinação, denominado neste relatório de

$\text{tg}\alpha$, tal como indicado na Figura 6.24. Desse modo relaciona-se a deformação com a carga aplicada através da seguinte expressão:

$$\varepsilon = \text{tg}\alpha.F$$

onde

ε deformação

F carga lateral aplicada

$\text{tg}\alpha$ inclinação da reta

No caso específico do ensaio do eixo veicular auxiliar de caminhões, este foi executado em duas etapas. Na primeira etapa, foi atingida uma carga total de 235200N sobre o eixo partindo de uma carga nula, e numa segunda etapa esta carga foi novamente reduzida a zero. Tal como indicado nos gráficos constantes das Figuras 6.10 a 6.21, verifica-se que não há diferença no comportamento estrutural do eixo quando nas etapas de carregamento e descarregamento, não havendo indicações de acomodação da estrutura, excetuando os resultados apresentados nas Figuras 6.10 e 6.12, respectivamente para os extensômetros 0 e 2.

Para estes extensômetros, a partir de uma carga lateral de magnitude de 102900 N, há uma variação na inclinação na curva deformação x curva lateral, de uma forma similar a esquematicamente mostrada na Figura 6.23, indicando uma acomodação da viga tubular, representada pela plastificação do material empregado na sua fabricação.

Os extensômetros 0 e 2 estão localizados próximos à lateral da viga tubular, ou seja, próximo da região onde é executada a dobra da chapa de aço, visando a fabricação do perfil "U". Esta dobra introduz tensões residuais na chapa que, aliando-se às tensões

de compressão induzidas pela ação do carregamento lateral, poderia causar a plastificação de algumas áreas da viga tubular.

Ressalta-se que esta plastificação é detectada quando o eixo é submetido a uma carga lateral de 102900 N, cerca de 150% superior a carga de 41650 N, admissível pela Lei de Balança, o que indica a segurança do dimensionamento do eixo veicular auxiliar com relação ao colapso por escoamento.

Dessa forma, a inclinação da curva deformação x carregamento relativa à cada extensômetro, que define a “reta média” associada ao comportamento do mesmo durante o ensaio, é calculada considerando uma única regressão linear para todos os pontos levantados experimentalmente.

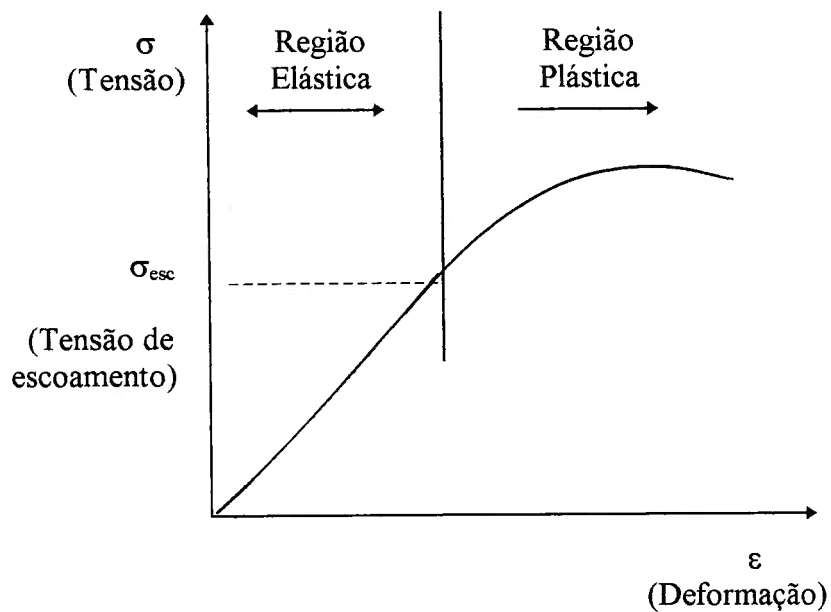


Figura 6.22 - Curva Tensão x Deformação Característica do Aço.

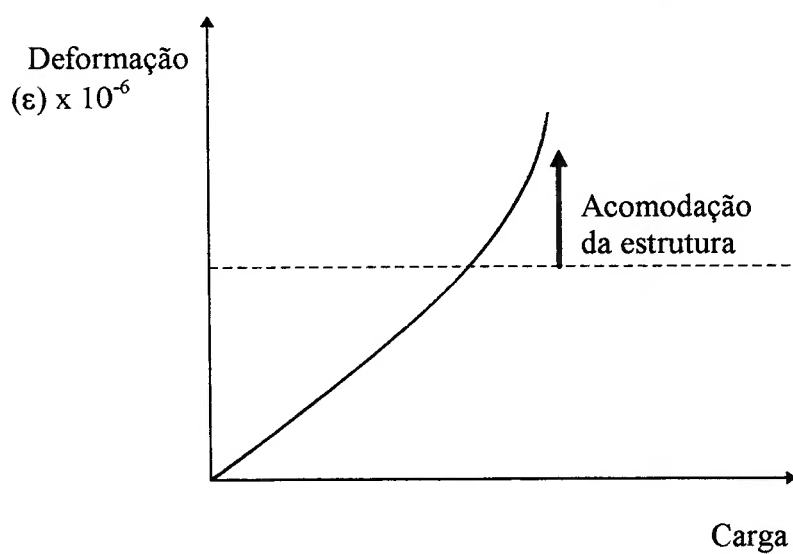


Figura 6.23 - Curva Deformação X Carga Característica de um Extensômetro Instalado em uma Estrutura.

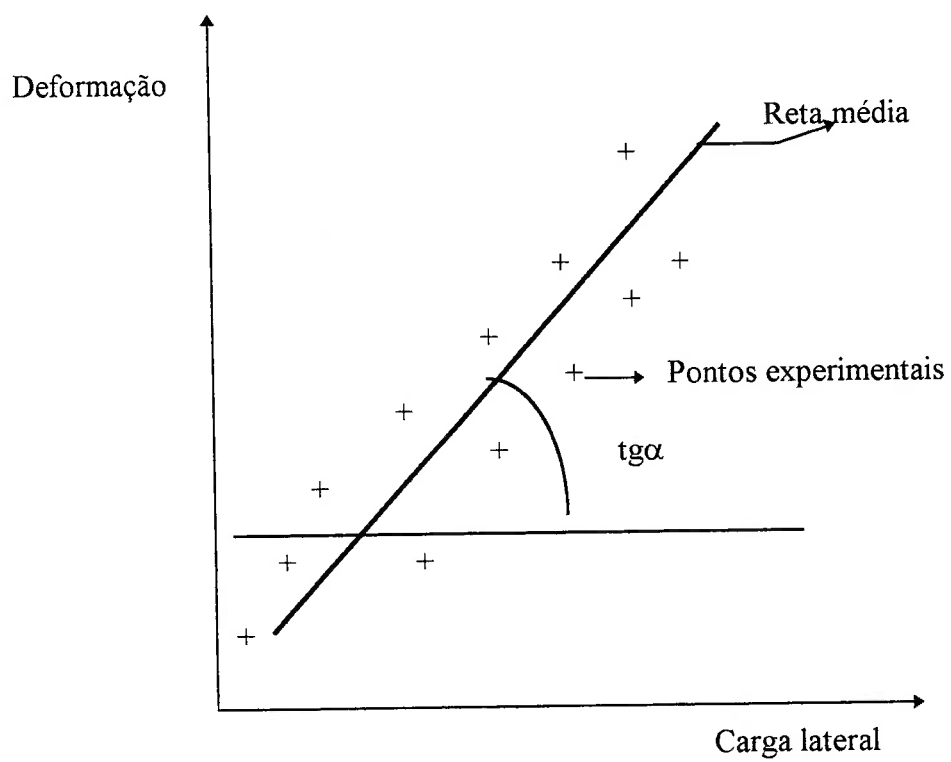


Figura 6.24 – Regressão Linear para Obtenção da Relação Deformação x Carga Lateral.

Na Tabela 6.2, apresenta-se os valores da inclinação da reta média associada a cada extensômetro elétrico. Deve-se ressaltar que para os canais 0 e 2 foram considerados apenas o resultados de deformação obtidos quando do descarregamento do eixo, em função da acomodação da estrutura, indicada nas Figuras 6.10 e 6.12.

Tendo em vista que o objetivo principal deste ensaio é o de avaliar as tensões atuantes no eixo veicular auxiliar de caminhões, em função do carregamento lateral agindo sobre o mesmo, deve-se obter uma expressão que permita relacionar estas duas grandezas.

Utilizando-se os conceitos da Resistência dos Materiais [35], é possível relacionar as tensões com as deformações obtidas experimentalmente, com a aplicação da seguinte relação:

$$S = E \cdot \varepsilon \quad (\text{EQ.6.1})$$

onde S . . . tensão

E . . . módulo de Elasticidade

ε . . . deformação

A partir do conhecimento da relação deformação x carga lateral para o extensômetro, caracterizada pela inclinação da reta, denominada $\text{tg}\alpha$, tem-se:

$$\varepsilon = \text{tg}\alpha \cdot F \quad (\text{EQ.6.2})$$

onde F . . . carga lateral atuante sobre o eixo no assento do freio de mola

Combinando as equações (EQ.6.1) e (EQ.6.2), tem-se:

$$S = E (\text{tg}\alpha \cdot F)$$

$$S = E \text{tg}\alpha \cdot F$$

$$S = K_t \cdot F, \text{ onde } K_t = E \text{tg}\alpha$$

- sendo S . . . tensão atuante na região de instalação do extensômetro axial, na direção do comprimento do mesmo;
- E . . . módulo de elasticidade do aço, adotado $E = 210000 \text{ N/mm}^2$;
- $\text{tg}\alpha$. . . inclinação da reta que define a relação deformação X carga lateral, característica de cada extensômetro;
- F . . . carga lateral atuante sobre o eixo, no assento do feixe de mola.

Tabela 6.2 – Inclinação da Reta Média que Expressa a Relação Deformação/Carga Lateral.

Extensômetro Elétrico	Inclinação (tag α)
0	$-7,71 \cdot 10^{-10}$
1	$-4,66 \cdot 10^{-10}$
2	$-6,18 \cdot 10^{-10}$
3	$1,13 \cdot 10^{-9}$
4	$9,91 \cdot 10^{-10}$
5	$8,81 \cdot 10^{-10}$
6	$-3,18 \cdot 10^{-9}$
7	$-4,03 \cdot 10^{-9}$
8	$-3,17 \cdot 10^{-9}$
9	$2,65 \cdot 10^{-9}$
10	$3,62 \cdot 10^{-9}$
11	$2,71 \cdot 10^{-9}$

Na Tabela 6.3 apresenta-se o valor de K_t para cada um dos doze extensômetros elétricos empregados na instrumentação do eixo veicular auxiliar de caminhões.

A partir da análise dos dados da Tabela em referência é possível inferir as seguintes conclusões:

- i) Os valores de K_t obtidos para os extensômetros 0,1 e 2, situados na parte superior da viga tubular são bastante similares, e tem sinal negativo, indicando que esta região fica sob ação de tensões normais de compressão quando o eixo é carregado lateralmente;
- ii) Os valores de K_t obtidos para os extensômetros 3,4 e 5, situados na parte inferior da viga tubular são bastante similares e tem sinal positivo, indicando que esta região fica sob ação de tensões normais de tração quando o eixo é carregado lateralmente. Outrossim, em módulo, o valor de K_t obtido para estes extensômetros, é superior ao calculado para os extensômetros 0, 1 e 2, indicando que a viga tubular fica mais solicitada na sua porção inferior, quando o eixo é carregado lateralmente, fato que pode ser relacionado com a forma de fixação da ponteira na viga tubular, a qual é soldada apenas na parte inferior desta última, o que leva à maior solicitação da viga nesta região;
- iii) Os valores de K_t obtidos para os extensômetros 6,7 e 8, situados na parte superior da ponteira do eixo, são bastante similares, e tem sinal negativo, indicando que esta região fica sob ação de tensões normais de compressão quando o eixo é carregado lateralmente. Deve-se ressaltar, que em módulo, o valor de K_t obtido para o extensômetro 7, instalado na linha de simetria longitudinal do eixo é cerca de 30% superior ao obtido para os extensômetros 6 e 8, colocados mais próximos à lateral do eixo;

- iv) Os valores de K_t obtidos para os extensômetros 9,10 e 11, situados na parte inferior da ponteira do eixo, são similares, e tem sinal positivo, indicando que esta região fica sob ação de tensões normais de tração quando o eixo é carregado lateralmente. Tal como observado para os extensômetros instalados na parte superior da ponteira, o extensômetro colocado na linha de simetria longitudinal indica maiores deformações que os colados mais próximos à lateral do eixo. Em módulo, a magnitude dos valores K_t obtidos para os extensômetros 9, 10 e 11, é inferior ao calculado para os extensômetros 6, 7 e 8, indicando que ponteira do eixo fica mais solicitada na sua região superior, quando o eixo é carregado lateralmente. Esta situação é contrária a observada para viga tubular e pode ser associada a forma pela qual a ponteira é fixa à viga tubular, tal como citado na alínea ii;
- v) Os resultados experimentais indicam a concentração de tensões na região do cordão de solda de ligação da ponteira com a viga tubular. Além disso, tem-se que esta região é submetida à tensões de tração na sua região inferior, justificando a ocorrência de trincas, associadas ao fenômeno de fadiga, localizadas nesta porção do eixo;
- vi) Os resultados ora analisados indicam que a região da solda de ligação da viga tubular com a ponteira pode ter seu comportamento estrutural avaliado com a utilização de um modelo de estado plano de deformação, tal como apresentado no item 6.2 deste trabalho.

Tabela 6.3 – Valores de K_t para Definição da Relação Tensão/Carga Lateral.

Extensômetro Elétrico	K_t
0	$-1,62 \cdot 10^{-4}$
1	$-0,98 \cdot 10^{-4}$
2	$-1,30 \cdot 10^{-4}$
3	$2,37 \cdot 10^{-4}$
4	$2,08 \cdot 10^{-4}$
5	$1,85 \cdot 10^{-4}$
6	$-6,67 \cdot 10^{-4}$
7	$-8,46 \cdot 10^{-4}$
8	$-6,66 \cdot 10^{-4}$
9	$5,56 \cdot 10^{-4}$
10	$7,60 \cdot 10^{-4}$
11	$5,69 \cdot 10^{-4}$

6.7 – COMPARAÇÃO ENTRE RESULTADOS OBTIDOS NUMÉRICA E EXPERIMENTALMENTE PARA AS TENSÕES ATUANTES NO EIXO VEICULAR AUXILIAR

Visando uma validação das hipóteses empregadas no desenvolvimento do modelo de elementos finitos utilizado para cálculo das tensões atuantes no eixo veicular auxiliar de caminhões, executa-se uma comparação entre resultados obtidos numérica e experimentalmente para estas tensões.

Como a malha de elementos finitos foi executada de forma a possibilitar o levantamento de tensões em algumas áreas específicas do eixo, mais precisamente na região da solda de ligação entre a viga tubular e a ponteira, e não exatamente nos pontos onde foram colocados os extensômetros elétricos, deve-se avaliar, inicialmente, o posicionamento destes sensores em relação a malha de elementos finitos ora processada, e daí, definir as tensões que, teoricamente, estão atuando nos pontos onde foram instaladas os extensômetros.

Na Figura 6.25 é indicado o posicionamento dos extensômetros elétricos instalados na ponteira do eixo, em relação a malha de elementos finitos empregados este estudo, enquanto que na Figura 6.26, é indicado o posicionamento dos extensômetros colados na viga tubular, em relação à malha de elementos finitos.

Como utilizou-se uma discretização muito detalhada na região do eixo que foi instrumentada, tem-se que os extensômetros elétricos estão localizados sobre os lados de mais de um elemento. Nesta situação, pode-se supor que a tensão calculada a partir dos registros experimentais de deformação estará limitada pelos valores das tensões definidas nos nós pertencentes aos lados dos elementos nos quais o sensor está teoricamente localizado. Para efeito de comparação entre valores numéricos e experimentais, adotar-

se-á como tensão teórica o valor médio das tensões definidas nos nós sobre os quais o extensômetro está localizado.

Como o eixo foi instrumentado com extensômetro elétricos uniaxiais, utilizou-se, para comparação de resultados, as tensões teóricas atuantes na direção longitudinal do eixo.

Na Tabela 6.4 apresentam-se as tensões teóricas obtidas na região de instalação dos extensômetros nas faces superior e inferior da ponteira, bem como a tensão definida a partir dos resultados experimentais de deformação, considerando um carregamento lateral de 39710N atuando sobre cada um dos assentos do feixe de molas. Avaliando os dados constantes desta tabela, pode-se verificar, inicialmente, uma sensível discrepância entre valores teóricos e experimentais obtidos para as tensões atuantes na face superior da ponteira e uma boa consonância entre estes valores, obtidos na face inferior da ponteira, onde ocorre o processo de propagação da trinca, sob ação de carregamento cíclico.

Inicialmente, para o caso das tensões atuantes na face superior da ponteira da viga tubular, verifica-se que os extensômetros foram colados em uma região onde ocorre uma sensível variação de tensão, conforme os resultados obtidos pela modelagem por elementos finitos, e qualquer variação na posição do mesmo pode alterar o registro indicado pelo sensor, fato que não ocorre na região inferior da ponteira da viga tubular, o que justifica a melhor consonância entre resultados teóricos e experimentais nesta última região. Adicionalmente, a maior discrepância nos resultados de tensões obtidos na face superior da ponteira, pode indicar a maior dificuldade de modelar o comportamento da estrutura no que diz respeito a transferência de carga entre ponteira e viga tubular na região superior do eixo dado, que estes elementos estão apenas encaixados, e não fixados por solda, como ocorre na região inferior da viga tubular.

Apesar destas discrepâncias, o modelo numérico indica uma diferença entre as tensões longitudinais registradas nas faces superior e inferior da ponteira, fato que foi claramente observado nos resultados experimentais.

□ Extensômetro Elétrico

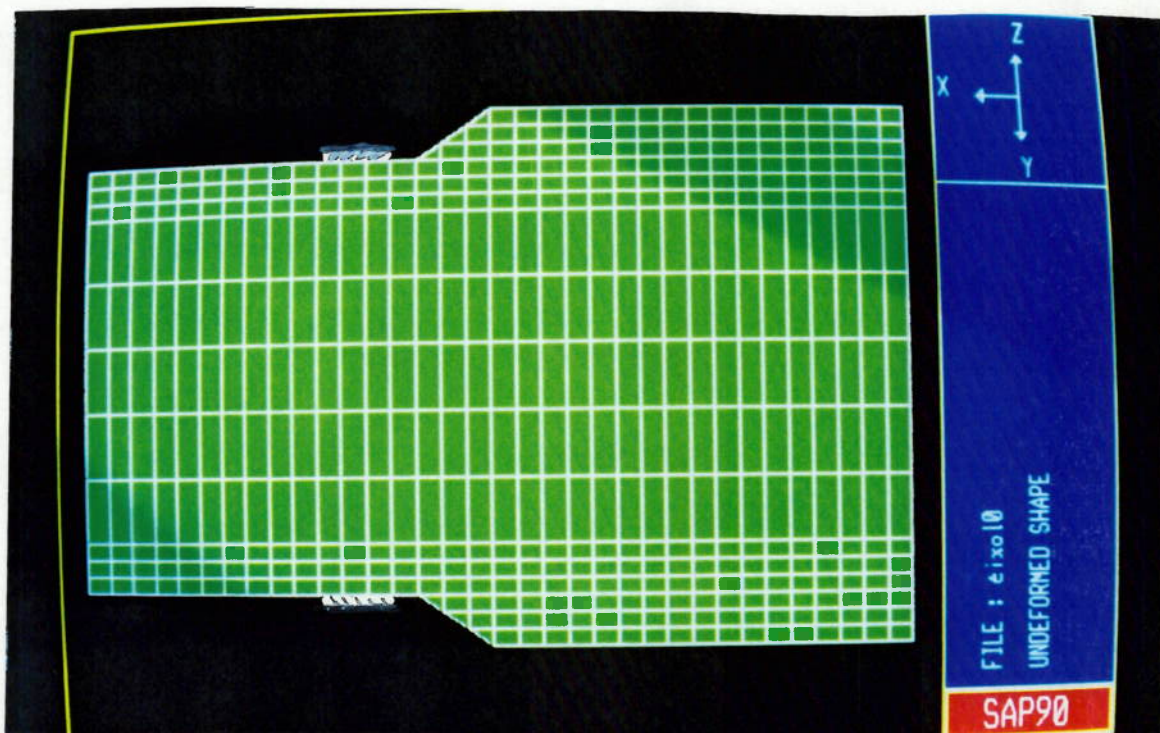


Figura 6.25 – Posicionamento dos Extensômetros Elétricos na Malha de Elementos Finitos da Ponteira.

□ Extensômetro Elétrico

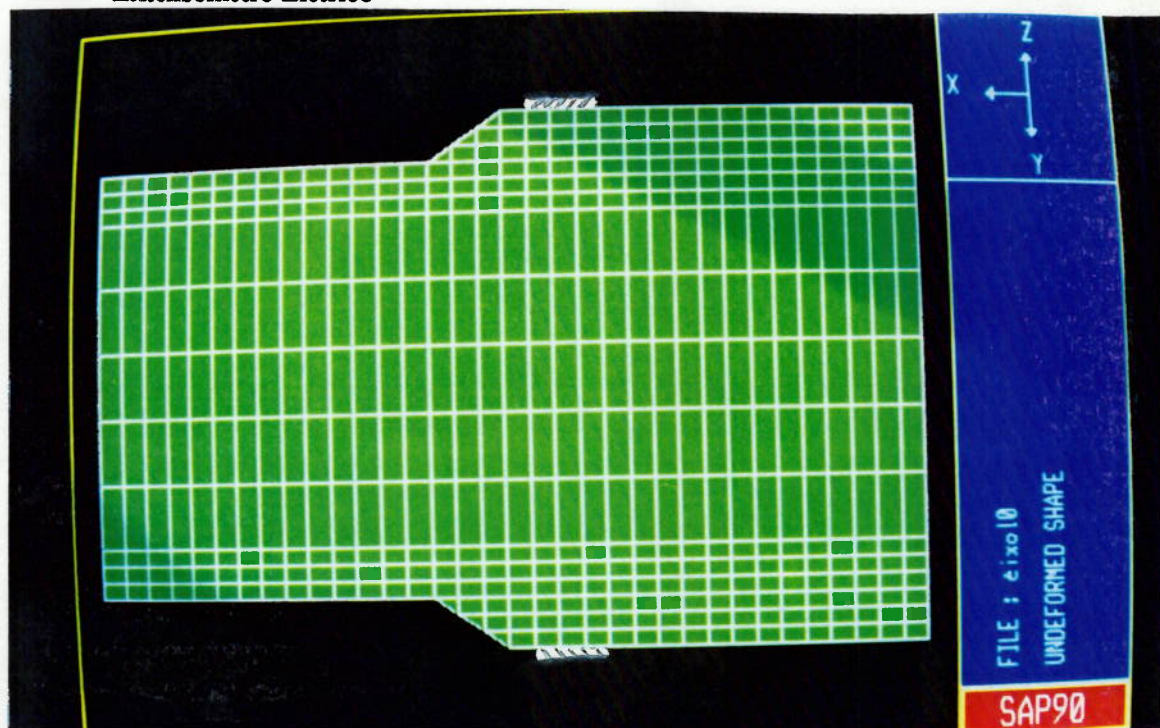


Figura 6.26 – Posicionamento dos Extensômetros Elétricos na Malha de Elementos Finitos da Viga Tubular.

TABELA 6.4 - Tensão Teórica e Experimental na Ponteira do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões

Carga Lateral 39710N

FACE SUPERIOR DA PONTEIRA			FACE INFERIOR DA PONTEIRA				
LOCALIZAÇÃO NA MALHA	TENSÕES NODAIS (MPa)	TENSÃO MÉDIA (MPa)	TENSÃO EXPERIMENTAL (MPa)	LOCALIZAÇÃO NA MALHA	TENSÕES NODAIS (MPa)	TENSÃO MÉDIA (MPa)	TENSÃO EXPERIMENTAL (MPa)
ELEMEN TO	NÓ			ELEMEN TO	NÓ		
24	24	-122,81		475	36,09		
25	25	-120,22 (1)	(2)	476	35,55 (1)	27,56	24,83 (3)
25	25	-64,12 (1)	-28,84	476	25,11 (1)		
26	26	-64,65 (1)		477	25,20 (1)		
26	26	-44,94 (1)		477	21,71 (1)		
26	27	-45,13 (1)		478	21,73 (1)		

- OBS - (1) Valores empregados para determinação da tensão média teórica atuante na região de colagem do extensômetro.

(2) Valor calculado como a média aritmética das tensões definidas pelos extensômetros 6, 7, 8.

(3) Valor calculado como a média aritmética das tensões definidas pelos extensômetros 9, 10, 11.

Adicionalmente pode-se verificar que o modelo de elemento finitos indica claramente uma região de concentração de tensões na região do cordão de solda de ligação entre a ponteira e a viga tubular.

De forma análoga, na Tabela 6.5 apresentam-se as tensões teórica e experimentalmente obtidas para a região de instalação dos extensômetros nas faces superior e inferior da viga tubular, também considerando uma carga lateral de 39710N. Similarmente ao verificado para a ponteira do eixo, observa-se uma discrepância entre valores teóricos e experimentais obtidos para as tensões na viga tubular, pois como ocorre na ponteira, os sensores estão colados em uma região que apresenta uma sensível variação de tensão, principalmente na face inferior da ponteira. Já na face superior da viga as discrepâncias são maiores, e este fato pode ser creditado à dificuldade de ser modelado o contato viga tubular/ponteira, localizada no interior da viga, através do Método dos Elementos Finitos, pois quando carregado lateralmente, há o contato ponteira/viga tubular, o que alivia as tensões neste último elemento.

Como uma comparação adicional entre os resultados numéricos e experimentais obtidos para as tensões atuantes no eixo veicular auxiliar, executa-se a comparação entre os resultados numéricos e os experimentais, considerando apenas os extensômetros elétricos colados na linha de simetria longitudinal do eixo, a qual é representada no modelo de elementos finitos. Conforme os dados constantes na Tabelas 6.6 e 6.7, pode-se reafirmar as conclusões supra-citadas, baseadas na análise das Tabelas 6.4 e 6.5, embora a tensão experimental na ponteira tenha uma magnitude ligeiramente maior quando considera-se apenas os extensômetros instalados na linha de centro do eixo.

Pode-se afirmar que o modelo de elementos finitos empregado neste estudo simula adequadamente o comportamento estrutural do eixo veicular auxiliar de caminhões quando submetido a um carregamento lateral devido ao contato de pneu com o solo, considerando o eixo fixo ao feixe de molas.

TABELA 6.5 - Tensão Teórica e Experimental na Viga Tubular do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões

Carga Lateral 39710N

FACE SUPERIOR DA VIGA TUBULAR			FACE INFERIOR DA VIGA TUBULAR				
LOCALIZAÇÃO NA MALHA	TENSÕES NODAIS (MPa)	TENSÃO MÉDIA (MPa)	TENSÃO EXPERIMENTAL (MPa)	LOCALIZAÇÃO NA MALHA	TENSÕES NODAIS (MPa)	TENSÃO MÉDIA (MPa)	TENSÃO EXPERIMENTAL (MPa)
ELEMEN TO	NÓ			ELEMEN TO	NÓ		
498	552	-54,03		558	615	0,30	
	553	-34,86 (1)			616	0,29 (1)	
	553	-13,20 (1)	-5,16 (2)		616	0,64 (1)	0,211
499	554	-13,88 (1)		559	617	0,59 (1)	
	554	6,88 (1)			617	-0,30 (1)	
500	555	6,33 (1)		560	618	-0,25 (1)	
							8,33 (3)

- OBS - (1) Valores empregados para determinação da tensão média teórica atuante na região de colagem do extensômetro.

(2) Valor calculado como a média aritmética das tensões definidas pelos extensômetros 0, 1, 2.

(3) Valor calculado como a média aritmética das tensões definidas pelos extensômetros 3, 4, 5.

TABELA 6.6 - Comparação de Tensões Teóricas e Experimentais na Linha de Simetria Longitudinal do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões - Ponteira

Carga Lateral 39710N

FACE SUPERIOR DA PONTEIRA			FACE INFERIOR DA PONTEIRA				
LOCALIZAÇÃO NA MALHA	TENSÕES NODAIS (MPa)	TENSÃO MÉDIA (MPa)	TENSÃO EXPERIMENTAL (MPa)	LOCALIZAÇÃO NA MALHA	TENSÕES NODAIS (MPa)	TENSÃO MÉDIA (MPa)	TENSÃO EXPERIMENTAL (MPa)
ELEMENTO	NÓ			ELEMENTO	NÓ		
24	24	-122,81		475	475	36,09	
25	25	-120,22 (1)	(2)	476	476	35,55 (1)	
25	25	-64,12 (1)	-33,59	476	476	25,11 (1)	27,56
26	26	-64,65 (1)		477	477	25,20 (1)	
26	26	-44,94 (1)		477	477	21,71 (1)	
26	27	-45,13 (1)		478	478	21,73 (1)	
							30,17 (3)

- OBS - (1) Valores empregados para determinação da tensão média teórica atuante na região de colagem do extensômetro.

(2) Valor calculado como a média aritmética das tensões definidas pelos extensômetros 7.

(3) Valor calculado como a média aritmética das tensões definidas pelos extensômetros 10.

TABELA 6.7 - Comparação de Tensões Teóricas e Experimentais na Linha de Simetria Longitudinal do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões - Viga Tubular

Carga Lateral 39710N

FACE SUPERIOR DA VIGA TUBULAR			FACE INFERIOR DA VIGA TUBULAR				
LOCALIZAÇÃO NA MALHA	TENSÕES NODAIS (MPa)	TENSÃO MÉDIA (MPa)	TENSÃO EXPERIMENTAL (MPa)	LOCALIZAÇÃO NA MALHA	TENSÕES NODAIS (MPa)	TENSÃO MÉDIA (MPa)	TENSÃO EXPERIMENTAL (MPa)
ELEMEN TO	NÓ			ELEMEN TO	NÓ		
498	552	-54,03		558	615	0,30	
	553	-34,86 (1)	(2)		616	0,29 (1)	0,211
499	553	-13,20 (1)	-3,89		616	0,64 (1)	
	554	-13,88 (1)			617	0,59 (1)	
	554	6,88 (1)			617	-0,30 (1)	
500	555	6,33 (1)			618	-0,25 (1)	
							8,25 (3)

- OBS - (1) Valores empregados para determinação da tensão média teórica atuante na região de colagem do extensômetro.

(2) Valor calculado como a média aritmética das tensões definidas pelos extensômetros 1.

(3) Valor calculado como a média aritmética das tensões definidas pelos extensômetros 4.

CAPÍTULO VII

ANÁLISE DA VIDA EM FADIGA DO EIXO VEICULAR AUXILIAR DE CAMINHÕES CONSIDERANDO UM ENSAIO DE CAMPO

7.1 – CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Neste Capítulo será executada a estimativa da vida em fadiga do eixo veicular auxiliar de caminhões, conforme modelo de análise apresentado no Capítulo 5 deste estudo.

Conforme o modelo de análise proposto neste trabalho, bem como de qualquer outro modelo que se preste à análise do colapso por fadiga de estruturas e componentes mecânicos, é de fundamental importância a precisa avaliação das tensões dinâmicas atuantes no eixo veicular auxiliar.

Para tanto, no item 7.2 deste Capítulo, apresenta-se o estudo do carregamento dinâmico atuante no eixo veicular auxiliar de caminhões, definindo as tensões que serão empregadas na avaliação do colapso por fadiga mesmo.

No item 7.3 apresenta-se a metodologia de cálculo da vida em fadiga do eixo veicular auxiliar de caminhões, tendo em vista os conceitos apresentados no Capítulo 5.

Já no item 7.4 apresenta-se a estimativa da vida operacional de um eixo veicular auxiliar empregado em um caminhão que percorre a rota Canoas/RS – Cubatão/SP, conforme a sequência de cálculo apresentada no item 7.3.

Finalmente no item 7.5 apresentam-se sugestões para modificação da geometria do eixo veicular auxiliar de caminhões, tendo como objetivo a redução das tensões na região da solda de ligação ponteira/viga tubular, bem como para alterações nos procedimentos de soldagem utilizados quando da fabricação deste componente, visando a redução da presença de defeitos nos cordões de solda. Estas alterações visam o aumento da vida operacional do eixo veicular auxiliar de caminhões.

7.2 – AVALIAÇÃO DAS TENSÕES DINÂMICAS ATUANTES NO EIXO VEICULAR AUXILIAR DE CAMINHÕES

Tal como apresentado no Capítulo 3 deste estudo, as tensões dinâmicas atuantes neste eixo provém de esforços verticais gerados pelo contato pneu/via trafegável, e este é dependente das características da via trafegável. O modelo teórico de análise destas tensões é bastante complexo, envolvendo a solução de um sistema dinâmico submetido à excitações aleatórias. O maior problema na modelagem do comportamento dinâmico do eixo veicular auxiliar de caminhões reside na necessidade da definição do carregamento lateral advindo do contato pneu/via trafegável em ruas e estradas brasileiras. Ao longo das pesquisas bibliográficas executadas neste trabalho, não foi identificado qualquer estudo que identificasse claramente as características da superfície de ruas e principalmente das estradas nacionais, fato que prejudica o desenvolvimento teórico que expresse a real excitação dinâmica a qual é submetido o eixo veicular auxiliar de caminhões.

Para solucionar o problema de definição do carregamento dinâmico atuante sobre o eixo veicular auxiliar de caminhões, optou-se pela execução de um ensaio experimental com um caminhão, cujo eixo veicular auxiliar foi instrumentado com extensômetros elétricos.

O caminhão, totalmente carregado, percorreu uma série de percursos previamente escolhidos, mantendo uma velocidade compatível com o tipo de caminho percorrido, sendo registradas as deformações dinâmicas atuantes no eixo, em função do tempo, para cada um dos percursos. A análise destes registros temporais permite a definição das tensões dinâmicas atuantes no eixo em função dos diversos tipos de via trafegável percorridos pelo veículo.

Para execução deste estudo experimental utilizou-se um caminhão tipo MBL 1718/51, fabricado pela Mercedes Benz do Brasil, adaptado com eixo veicular auxiliar. O caminhão é tipo tanque, tal como indicado na Figura 7.1, sendo que é destinado ao transporte de hidróxido do sódio (NaOH), comumente denominado soda cáustica, apresentando um volume de 10.500 litros e fabricado em aço inoxidável. Este caminhão, registrado em Canoas/Rio Grande do Sul com placa FX 6683, usualmente realiza a rota Canoas/Cubatão/Canoas.

O eixo veicular auxiliar instalado neste caminhão foi fabricado pela empresa SILPA, com número de série de fabricação 961.117.977.

O Peso Total (PBT) deste veículo, na condição plenamente carregado, é 226.380N.

7.2.1 – INSTRUMENTAÇÃO DO EIXO VEICULAR AUXILIAR

Tendo em vista a necessidade da obtenção de tensões de flexão dinâmicas no eixo auxiliar, agindo ao longo do comprimento do eixo perpendicularmente à secção transversal do mesmo, portanto em uma direção específica, optou-se pela utilização de extensômetros elétricos uniaxiais na instrumentação do eixo veicular auxiliar, tal como já utilizado no ensaio estático, descrito no Capítulo 6. Os extensômetros elétricos utilizados nesta instrumentação foram do tipo KFG-5-C1-11, fabricado pela Kyowa, [36], e também já empregados na instrumentação do eixo submetido ao ensaio estático.

Na Figura 7.2 é mostrado o esquema da instrumentação do eixo veicular auxiliar. Os extensômetros foram colados nas faces superior e inferior da viga tubular, em um dos lados do eixo, mais especificamente no lado direito, a uma distância de 100mm da linha de centro do ponto de fixação do eixo a suspensão. Embora fosse desejável determinar as tensões na região da solda de ligação da ponteira à viga tubular, tal como executado no ensaio estático, não foi possível a instalação dos sensores nesta região devido à dificuldade de passagem da fiação pela região do freio do caminhão. No item 7.2.4 deste trabalho é apresentado o modelo matemático que relaciona as tensões na região da solda da ligação ponteira/viga tubular com as tensões no local de instrumentação do eixo.

Foi colado um extensômetro elétrico em cada uma das posições supra-citadas, sendo estes colocados na linha de centro do eixo, considerando o plano de simetria longitudinal do mesmo. A direção longitudinal do extensômetro, na qual as deformações são registradas, ficou alinhada com a linha de simetria longitudinal do eixo.



Figura 7.1 – Caminhão Tanque Empregado na Avaliação do Carregamento Dinâmico Atuante no Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões.

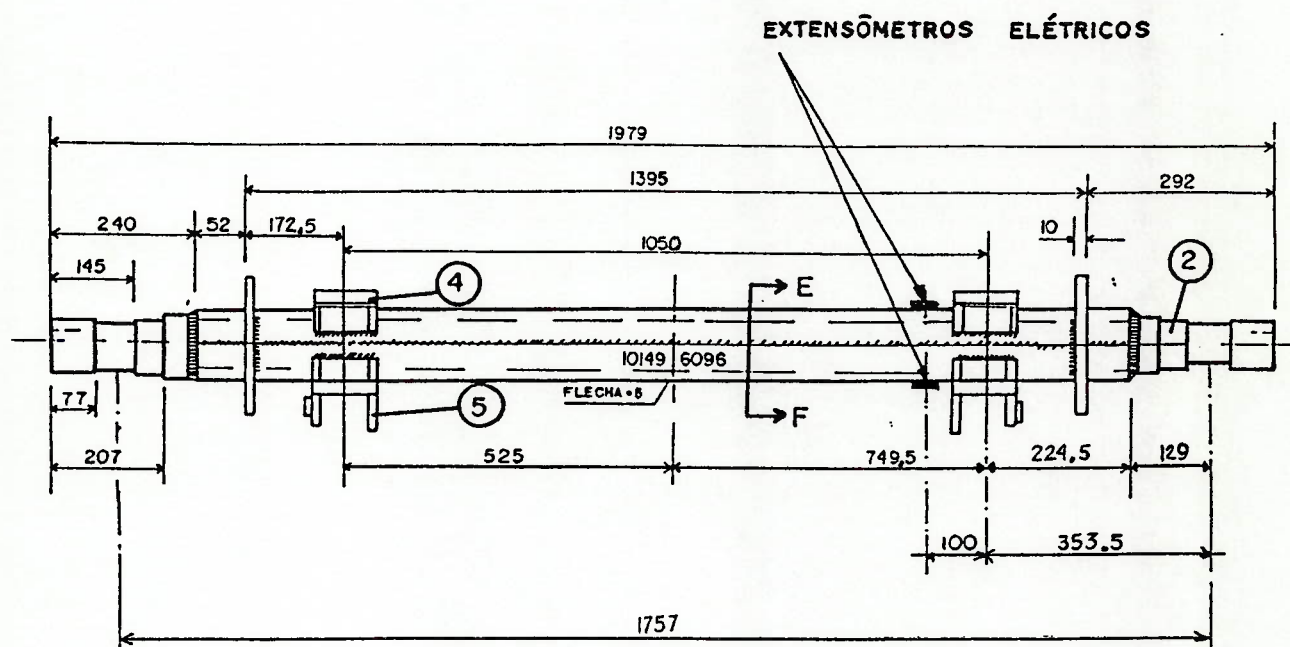


Figura 7.2 – Esquema da Instrumentação do Eixo Veicular Auxiliar do Caminhão Tanque.

Esta localização dos extensômetros permite avaliar as deformações normais, atuantes na direção longitudinal do eixo, nas faces inferior e superior do mesmo, o que possibilita calcular as tensões de flexão dinâmicas às quais o componente é submetido.

Para instalação dos extensômetros elétricos, o eixo veicular auxiliar de caminhões foi apoiado em um macaco hidráulico, no apoio de molas, por onde foi elevado. Foram desmontadas as rodas para facilitar o trabalho de colagem de sensores, tal como indicado na Figura 7.3.

7.2.2 – PROCEDIMENTO DE EXECUÇÃO DO ENSAIO

O eixo veicular auxiliar instrumentado foi submetido a um ensaio de flexão dinâmica, cujo objetivo era registrar a sollicitação dinâmica atuante sobre o eixo, quando o caminhão se movimenta, a uma velocidade conhecida, sobre uma via trafegável específica.

Tendo em vista que a sollicitação atuante sobre o eixo, ao longo do ensaio, é desconhecida, torna-se necessário uma verificação preliminar do funcionamento dos sensores, e daí utilizar os registros dos mesmos para definir as tensões dinâmicas atuantes no eixo veicular auxiliar.

Para esta verificação inicial, utilizou-se uma célula de carga para verificação do peso estático atuante sobre a ponta do eixo, correlacionando este valor com os registros de deformação indicados pelos extensômetros elétricos, sendo estes comparados com valores previstos teoricamente, através da aplicação da Teoria Simples de Viga, [35], considerando o eixo apoiado na suspensão, em conformidade com o diagrama de esforços sollicitantes gerados por uma carga lateral, tal como indicado no Capítulo 3.

Este ensaio consistiu, basicamente, no apoio da ponta do eixo veicular auxiliar de caminhões, na linha de centro da distância entre os rolamentos cônicos de montagem do cubo das rodas, na célula de carga, sendo registradas as deformações indicadas pelos

extensômetros. Neste ensaio de aferição da instrumentação, empregou-se uma célula de carga MTS, com capacidade de carga de 500 KN.

Este ensaio de aferição foi executado 4 vezes, sendo os registros apresentados na Tabela 7.1, onde são comparados os valores de deformação obtidos teoricamente com os dados experimentais. Com relação ao valor da carga registrada pela célula de carga, verifica-se que a diferença entre os valores máximo e mínimo é de 98N, para um valor médio de 39710N, indicando uma dispersão mínima destes registros com relação aos registros de deformação. Verifica-se que o extensômetro instalado na face superior indica compressão no eixo, e o instalado na face inferior indica tração no eixo, resultados já esperados, tendo em vista a direção de aplicação do carregamento lateral, tal como indicado no Capítulo 3. Os valores de deformação indicados na face superior do eixo são cerca de 4% inferiores aos valores de deformação registrados na face inferior do mesmo, e, embora, teoricamente estas deformações deveriam ser iguais, essa dispersão nos registros experimentais pode ser considerada normal para instrumentações com extensômetros elétricos. Finalmente deve-se ressaltar a boa consonância entre valores experimentais e as estimativas teóricas de deformação do eixo.

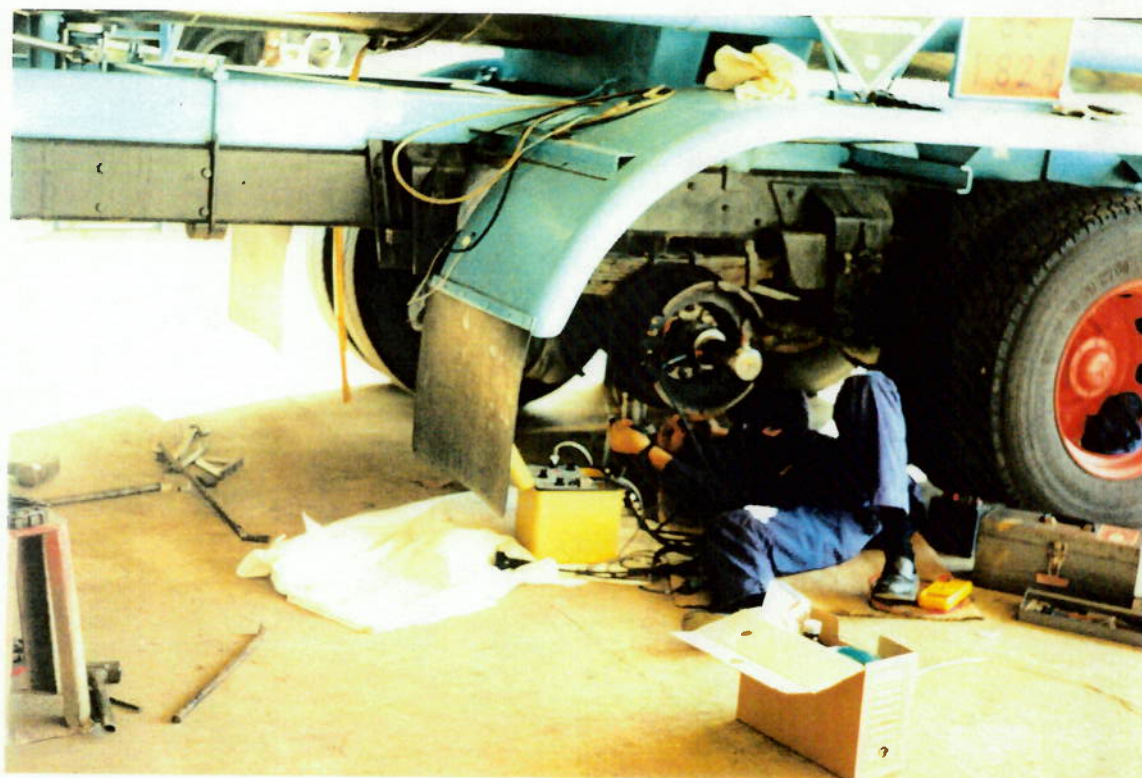


Figura 7.3 – Colagem dos Extensômetros no Eixo Veicular Auxiliar do Caminhão Tanque

Tabela – 7.1. – Registros Experimentais e Cálculos Teóricos de Deformação no Ponto de Colagem dos Extensômetros.

Experimental				Teórico
Medição	Carga Lateral (N)	Deformação Superior (x10 ⁻⁶)	Deformação Inferior (x10 ⁻⁶)	Deformação Superior e Inferior (x10 ⁻⁶)
1 ^a	39670	- 485	507	485
2 ^a	39690	- 475	495	485
3 ^a	39690	- 475	498	485
4 ^a	39768	- 478	495	486
MÉDIA	39704,5	- 478,25	498,75	485,25

Obs.: (1) Cálculo da deformação teórica, empregando a teoria simples de viga.

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{l}{E} \cdot \frac{M}{W}$$

onde E . . . módulo de elasticidade, $E = 2,06 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$

W . . . módulo de resistência da secção transversal do eixo, na região da viga tubular, $W = 1,80 \times 10^{-4} \text{ m}^3$

M . . . momento fletor atuante no ponto de fixação dos extensômetros,
 $M = P_{\text{Lateral}} \cdot 0,4535 \text{ (Nm)}$

Considerando a análise acima apresentada, a instrumentação do eixo veicular auxiliar foi considerada aprovada, e os ensaios com o caminhão em movimento puderam ser executados. Os extensômetros tiveram o zero ajustado com o caminhão apoiado sobre a roda, eliminando o efeito da deformação estática nos resultados dinâmicos.

Estes ensaios envolveram a movimentação do veículo em trajetos pré-definidos, que apresentam determinadas características de vias trafegáveis, simulando trechos urbanos e trechos de rodovia, que um caminhão poderia encontrar ao longo da sua vida operacional. Neste trechos o caminhão se movimentava com uma velocidade compatível para um veículo carregado, respeitando as restrições de velocidade em regiões urbanas e em áreas de rodovia.

Os trajetos executados pelo caminhão tiveram duração de 15 minutos, tempo considerado suficiente para definir as características da excitação dinâmica gerada por um determinado tipo de via trafegável. No ensaio dinâmico, o caminhão percorreu 6 trajetos pré-definidos, na região de Guarulhos, segundo as seguintes rotas:

i) Trecho 1

Percurso : Av. Santa Elizabeth e Av. José Miguel Ackel

Início : 10 horas e 48 minutos

Término : 11 horas e 03 minutos

Simula trecho urbano, com avenidas e faróis.

ii) Trecho 2

Percurso : Estrada Presidente Juscelino Kubitschek de Oliveira, Rua Canilândia, Rua Olaria, Rodovia Ayrton Senna .

Início : 11 horas e 03 minutos

Término : 11 horas e 18 minutos

Simula trecho de rodovia em condições ótimas para o tráfego.

iii) Trecho 3

Percurso : Av. Antônio Bardella, Av. Orlando Bergamo, Av. Abrão
Lincon

Início : 11 horas e 18 minutos

Término : 11 horas e 33 minutos

Simula trecho de rodovia em condições boas para o tráfego, pois são avenidas sem faróis, e com algumas lombadas, típico de rodovias passando em regiões urbanas.

iv) Trecho 4

Percurso : Av. Abrão Lincon (retorno), Av. Orlando Bergamo, Av.
Pimenta-São Miguel, Av. Caminho de Campo de Rincão,
Av. Venturosa

Início : 11 horas e 33 minutos

Término : 11 horas e 48 minutos

Simula trecho de rodovia em condições regulares para o tráfego, com asfalto com pequenas depressões e valetas.

v) Trecho 5

Percurso : Av. Venturosa, Rodovia Presidente Dutra, Rua Bernardo
de Noronha

Início : 11 horas e 48 minutos

Término : 12 horas e 03 minutos

Simula uma rodovia com condições ruins de pista, com grandes depressões e irregularidades superficiais, combinados com trechos de estrada relativamente bem pavimentada.

vi) Trecho 6

Percurso : Av. Prof. João Cavaleiro, Av. Presidente Juscelino Kubitschek de Oliveira, Av. Jurema, Rua Cosmópolis, Rua Baianópolis, Av. José Miguel Ackel, Rua Santa Elezabeth

Início : 12 horas e 03 minutos

Término : 12 horas e 18 minutos

Simula uma rodovia em condições ruins de pista, em trecho urbano, com lombadas.

Ao longo dos ensaios, as deformações indicadas pelos extensômetros foram registradas a uma taxa de aquisição de 200Hz, com auxílio de equipamento de aquisição de dados instalado na cabine do caminhão.

7.2.3 – APRESENTAÇÃO DE RESULTADOS

Os resultados experimentais foram obtidos em forma de uma série temporal que relaciona as deformações registradas pelos extensômetros com um dado tempo, para cada um dos trechos percorridos pelo caminhão.

Estas séries temporais são apresentadas nas Figuras 7.4 a 7.9, sendo apresentados os resultados de deformações para os dois extensômetros colados ao eixo.

Os sinais algébricos das deformações indicadas pelos extensômetros seguem a seguinte convenção:

- O sinal + indica que está havendo um alongamento do extensômetro, ou seja, este está submetido à tensões de tração;
- O sinal - indica que está havendo uma contração do extensômetro, ou seja, este está submetido a tensões de compressão.

A partir desses históricos é possível identificar o efeito das ondulações, valetas, lombadas e outros defeitos superficiais na via trafegável, sobre as tensões dinâmicas atuantes no eixo veicular auxiliar de caminhões.

Como exemplo, pode ser utilizado o ensaio executado no trecho 1, cujo histórico temporal de deformação é apresentado na Figura 7.4, onde é possível verificar o efeito dos defeitos superficiais listadas abaixo, na descrição detalhada do percurso e obstáculos encontrados pelo veículo.

A O` O” tem-se o início do percurso na saída do pátio interno da empresa MASA com piso em cascalho e terra, totalmente irregular.

O caminhão iniciou seu movimento aos 25 segundos (s) de tempo corrido em direção à portaria da MASA.

O percurso de aproximadamente 200 metros é de piso em terra e cascalho batidos, cheio de valetas e pequenas lombadas devido ao uso e correnteza durante a chuva. O trajeto durou 120s onde se verificou a existência de pequena lombada aos 29s, depressão média aos 80s, lombada acentuada aos 85s e pequenas depressões dos 100 a 120s, próximo ao portão de entrada na MASA.

Após a abertura dos portões, já em declive e piso em concreto rústico, há irregularidades no concreto no trecho entre 120 a 140s.

No trecho entre 140 e 163s, além do declive no piso, houve uma manobra para esquerda com o caminhão inclinando para a frente, passando o eixo dianteiro sobre uma valeta de água; continuando o trecho à esquerda entre 163 e 175s o caminhão passou com o eixo de tração sobre a valeta de água, sobrecarregando totalmente o eixo veicular auxiliar de caminhões(E.V.A); nesse trecho houve uma parada para fotografia até 195s. Após a foto, sempre a esquerda, o caminhão passou o E.V.A sobre a guia da valeta aos 200s parando para tirar fotografia; e continuou o movimento a esquerda na Av.

Santa Elizabeth em asfalto plano até 214s onde encontrou uma valeta de água aos 215s no final da Av. Santa Elizabeth e iniciou da Av. José Miguel Ackel. No trecho em subida entre 215 e 238 s o piso é de asfalto liso com pequenas irregularidades. Aos 240s ainda em subida encontrou-se uma lombada média e continuou-se o percurso até 304s onde foram encontrados diversos remendos no asfalto até 357 s , onde se encontrou uma depressão aos 360 s e aos 367 s , iniciando o processo de descida com piso em asfalto bom até 397s, onde passou sobre uma depressão e continuou em asfalto bom até 426s onde passou lentamente sobre um depressão acentuada até 450s, novamente uma pequena depressão aos 457s e ainda em declive continuou em asfalto regular na Av. José Miguel Ackel até 515s onde passou sobre remendos no asfalto e aos 535s passou sobre uma lombada até 543s onde parou-se o caminhão para tirar fotografia até 588s.

Já em subida, ao 594 s, passou sobre lombada, passando por asfalto com pequenas irregularidades até 658s, onde novamente passou sobre lombadas, em seguida passou sobre o asfalto com imperfeições até 702 s, onde encontrou uma grande lombada. De 702 s a 712 s , o asfalto era regular , aos 713 s novamente lombada, posteriormente asfalto regular em curva até 787s onde encontrou uma lombada em declive até 812s. Iniciou-se o processo de subida até a parada por farol no final Av. José Miguel Ackel com a estrada presidente Juscelino Kubitschek de Oliveira, onde terminou o percurso 1.

Ressalta-se que, no histórico temporal de deformações, quando se observa trechos de deformações constante ao longo do tempo, pode-se dizer o caminhão parou para serem registradas fotografias ou o mesmo parou em faróis.

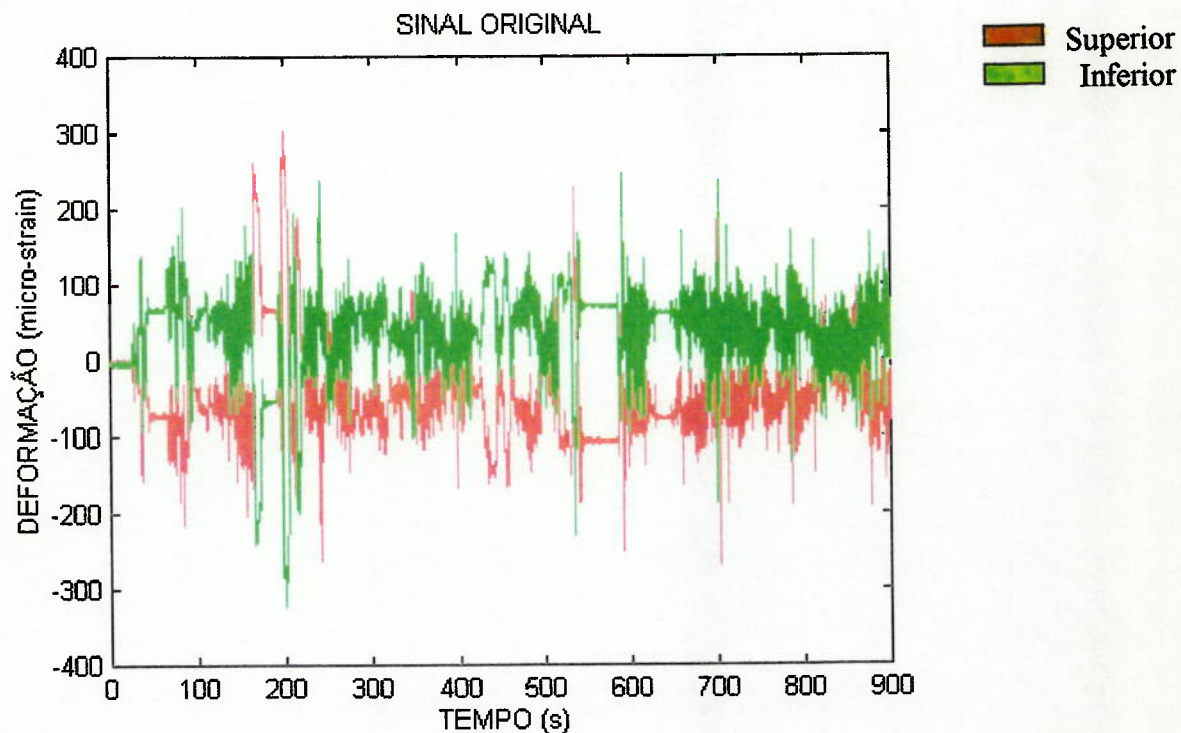


Figura 7.4 – Histórico Temporal de Deformações Obtido para os Extensômetros Colados nas Faces Superior e Inferior do Eixo Veicular – Trecho 1.

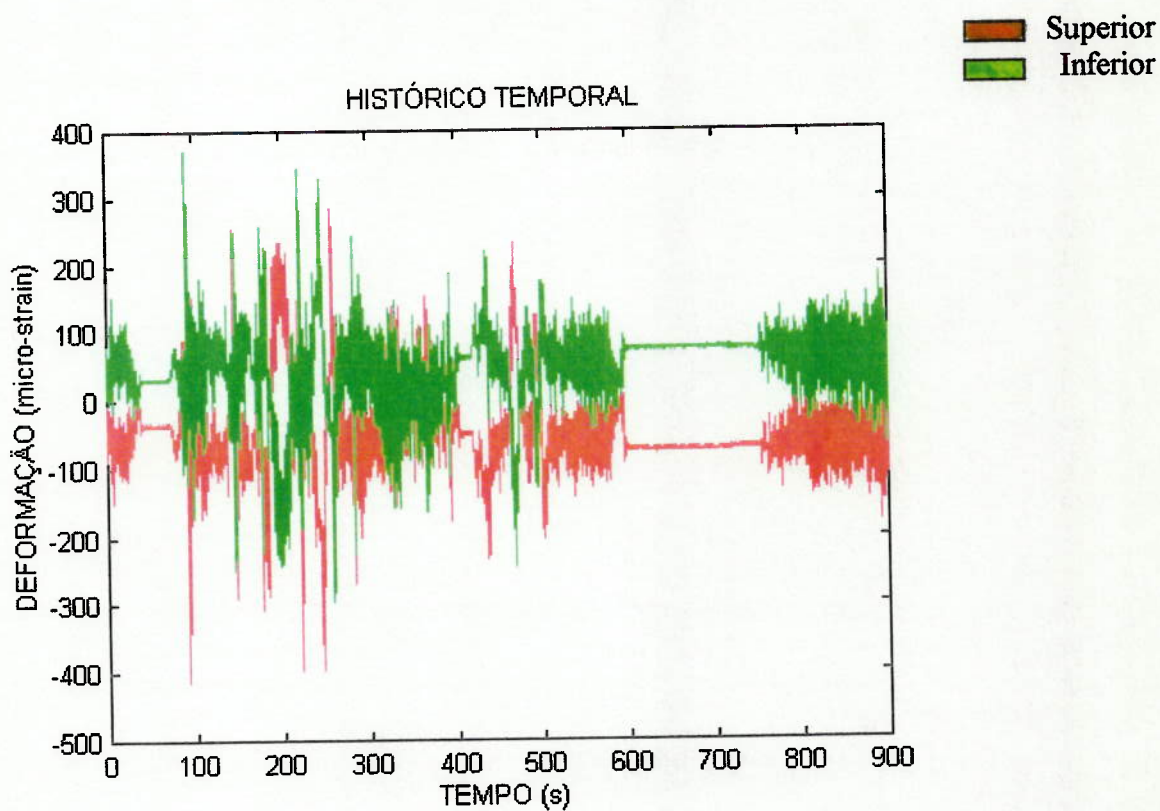


Figura 7.5 – Histórico Temporal de Deformações Obtido para os Extensômetros Colados nas Faces Superior e Inferior do Eixo Veicular – Trecho 2.

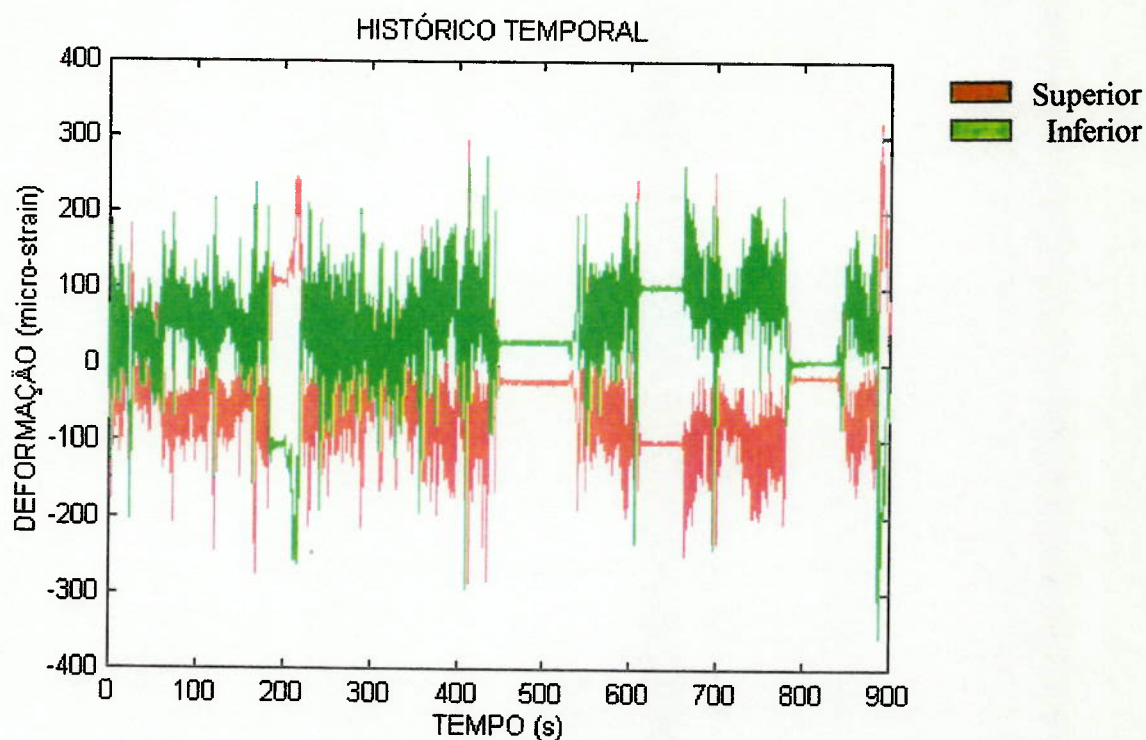


Figura 7.6 – Histórico Temporal de Deformações Obtido para os Extensômetros Colados nas Faces Superior e Inferior do Eixo Veicular – Trecho 3.

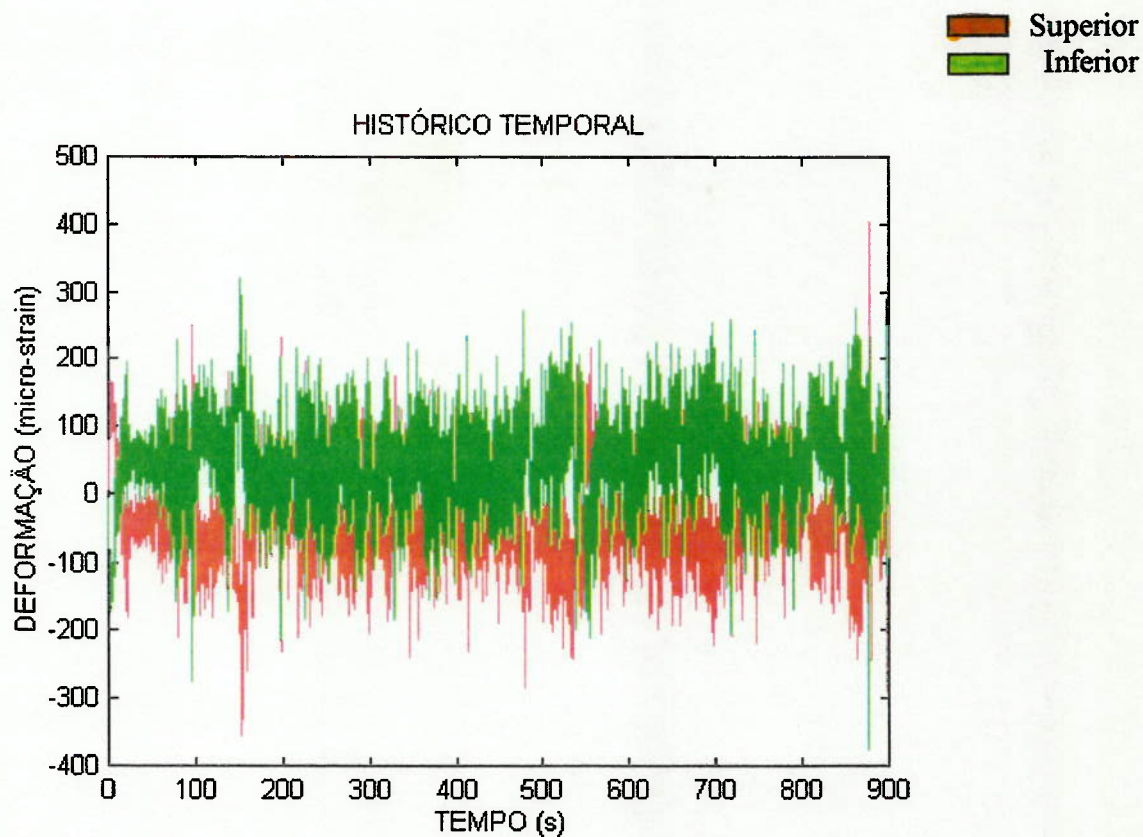


Figura 7.7 – Histórico Temporal de Deformações Obtido para os Extensômetros Colados nas Faces Superior e Inferior do Eixo Veicular – Trecho 4.

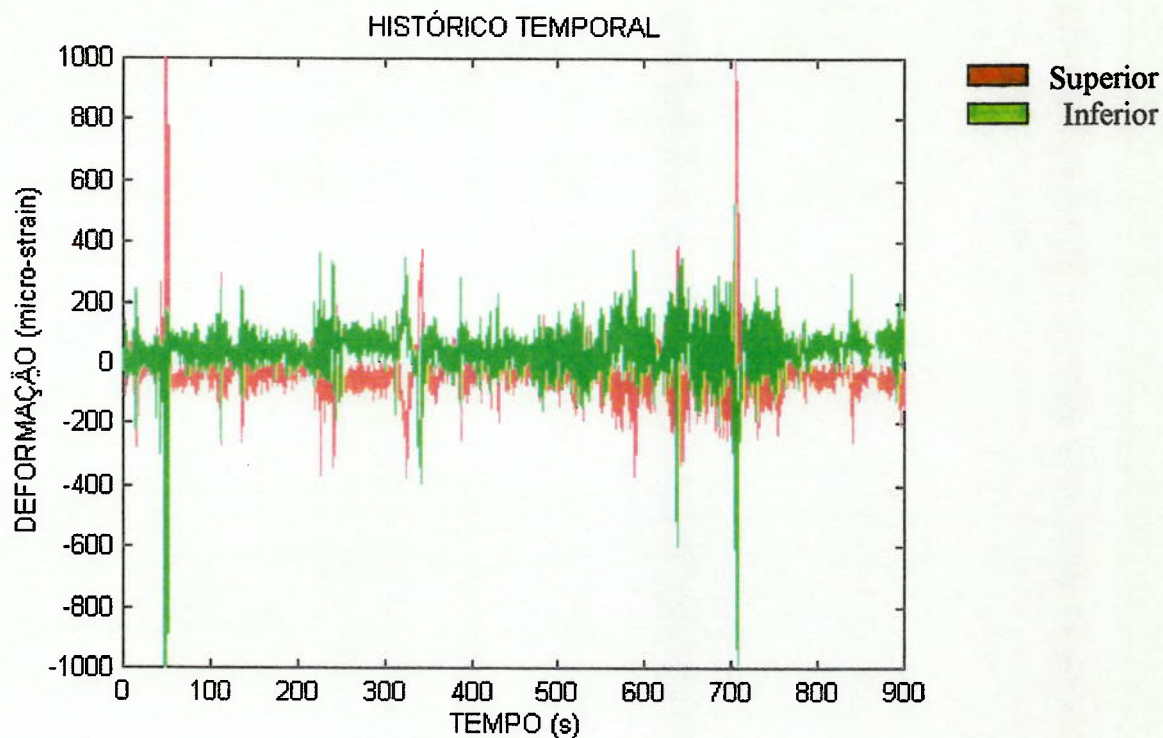


Figura 7.8 – Histórico Temporal de Deformações Obtido para os Extensômetros Colados nas Faces Superior e Inferior do Eixo Veicular – Trecho 5.

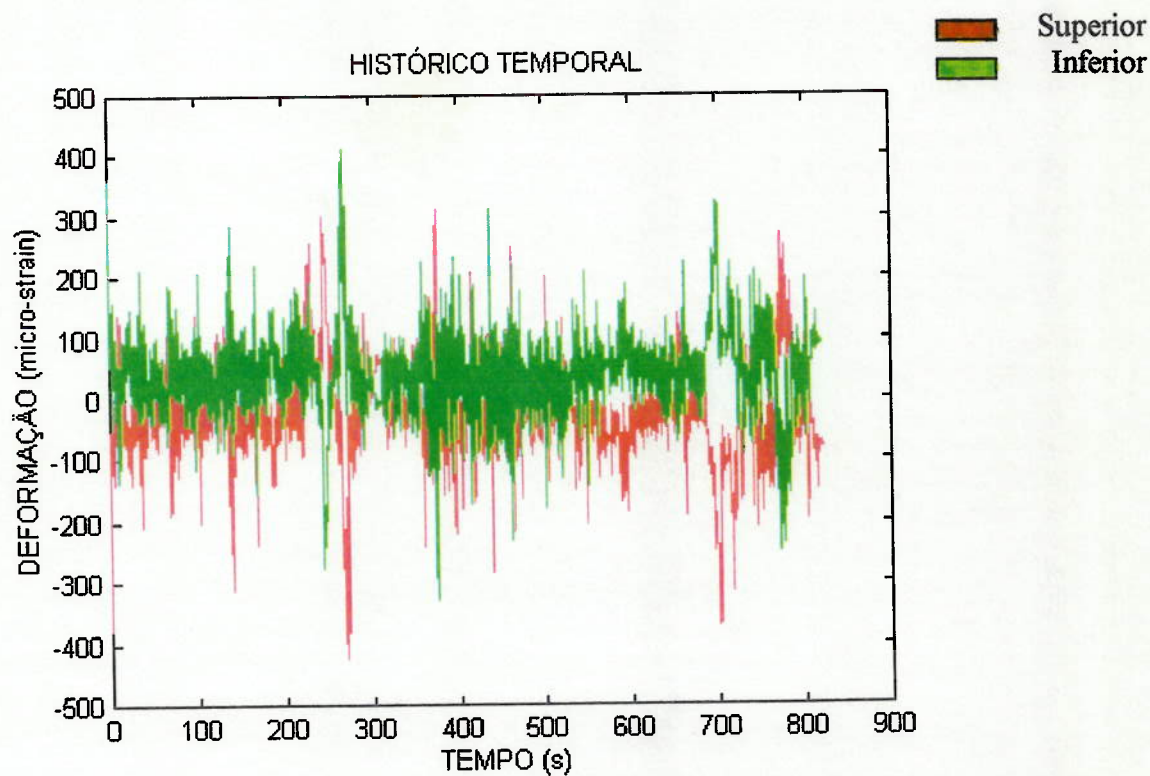


Figura 7.9 – Histórico Temporal de Deformações Obtido para os Extensômetros Colados nas Faces Superior e Inferior do Eixo Veicular – Trecho 6.

7.2.4 – ANÁLISE DOS RESULTADOS

A partir da análise das séries temporais apresentadas nas Figuras 7.4 a 7.9, verifica-se que os extensômetros colados nas faces superior e inferior do eixo apresentam deformações bastante similares em módulo, indicado a boa qualidade dos resultados experimentais. Desse modo, as tensões atuantes no eixo podem ser definidas a partir da série temporal de deformações registradas em um dos extensômetros elétricos, tomando cuidado apenas na verificação dos sinais das tensões, que são diferentes na face superior do eixo, que é submetida à compressão, e na face inferior do mesmo, que é submetida à tração.

Para efeito deste estudo, utilizar-se-á a série temporal de deformação, obtida para o extensômetro colado na face inferior do eixo veicular auxiliar, já que este é submetido a tensões de tração, e é na região inferior do eixo que se inicia a propagação da trinca, na região da solda de ligação da ponteira com a viga tubular.

Tendo em vista a necessidade de serem avaliadas as tensões dinâmicas atuantes no eixo veicular auxiliar, pode-se, através da aplicação de conceitos formulados pela Teoria da Resistência dos Materiais, [35], relacionar as tensões com as deformações obtidas experimentalmente, com a aplicação da formulação descrita na equação (6.1) ou seja,

$$S = E \cdot \epsilon$$

onde S . . . tensão longitudinal no eixo;

E . . . Módulo de Elasticidade do aço;

ϵ . . . deformação longitudinal registrada pelo extensômetro elétrico.

Esta simples transformação já permite a avaliação das tensões dinâmicas atuantes na região de instalação dos extensômetros elétricos, mais precisamente na viga tubular, próximo ao ponto de fixação da suspensão. Entretanto, procura-se obter as tensões atuantes na ponteira do eixo veicular auxiliar, que é a região na qual ocorre a ruptura por fadiga deste eixo.

Para obtenção destas tensões, procura-se relacionar as tensões atuantes na viga tubular com as atuantes na ponteira do eixo, com o auxílio dos resultados obtidos para as tensões estáticas atuantes no eixo, conforme apresentado no Capítulo 6 deste trabalho.

Esta relação entre as tensões pode ser definida através da aplicação de um fator de concentração de tensões, que pode ser definido da forma:

$$K_{\alpha} = \frac{S_{\text{PONTEIRA}}}{S_{\text{VIGA TUBULAR}}} \quad (7.1)$$

onde K_{α} . . . fator de concentração de tensões;

S_{ponteira} . . . tensão atuante na ponteira do eixo, na região da solda de ligação com a viga tubular, tal como indicado na Figura 7.10;

$S_{\text{VigaTubular}}$. . . tensão atuante na viga tubular, na região de instalação dos extensômetros elétricos, tal como indicado na Figura 7.10.

Considerando a carga lateral de 39710 N atuando na ponta do eixo, a partir dos resultados apresentados no item 6.6.4 deste trabalho, é possível definir a tensão atuante na ponteira do eixo da forma:

$$S_{\text{ponteira}} = 39710 \cdot (K_t)_{10}$$

onde $(K_t)_{10}$... coeficiente de tensão relativo ao extensômetro 10, empregado no ensaio estático do eixo veicular auxiliar, instalado na ponteira deste eixo.

Tem-se:

$$S_{\text{ponteira}} = 39710 \cdot (7,600 \times 10^{-4})$$

$$S_{\text{ponteira}} = 30,20 \text{ MPa}$$

Também considerando a mesma carga lateral de 39710N atuando na ponta do eixo, dos resultados da Tabela 7.1 é possível definir a tensão atuante na região inferior do eixo veicular auxiliar, no ponto de instalação dos extensômetros, com a aplicação da equação (6.1).

Da Tabela 7.1, o valor médio de $\epsilon_{\text{viga tubular}}$ é 498×10^{-6} , obtendo-se o seguinte valor da tensão na viga tubular:

$$S_{\text{VigaTubular}} = 102,58 \text{ MPa}$$

Aplicando-se a equação (7.1), obtem-se K_α :

$$K_\alpha = \frac{30,20}{102,58} = 0,294$$

$$K_\alpha = 0,294$$

Portanto, a tensão atuante na ponteira do eixo veicular auxiliar de caminhões é inferior à atuante na viga tubular, na região de fixação do feixe de molas, fato este já esperado, pois na região de fixação da suspensão o momento fletor devido ao carregamento lateral é máximo.

As tensões dinâmicas atuantes na ponteira podem, portanto, ser obtidas diretamente a partir dos registros experimentais de deformação obtidos no ensaio dinâmico do eixo veicular auxiliar, aplicando a seguinte relação:

$$S_{\text{ponteira}} = K_{\alpha} \cdot E \cdot \epsilon_{\text{vigatubular}} \quad (7.2)$$

Nas Figuras 7.11 a 7.16 são apresentados os históricos temporais das tensões dinâmicas atuantes na ponteira do eixo veicular auxiliar de caminhões, tendo em vista a aplicação da equação (7.2) e os resultados das deformações medidas nas faces inferior e superior do eixo veicular auxiliar, para os diversos trechos percorridos pelo caminhão.

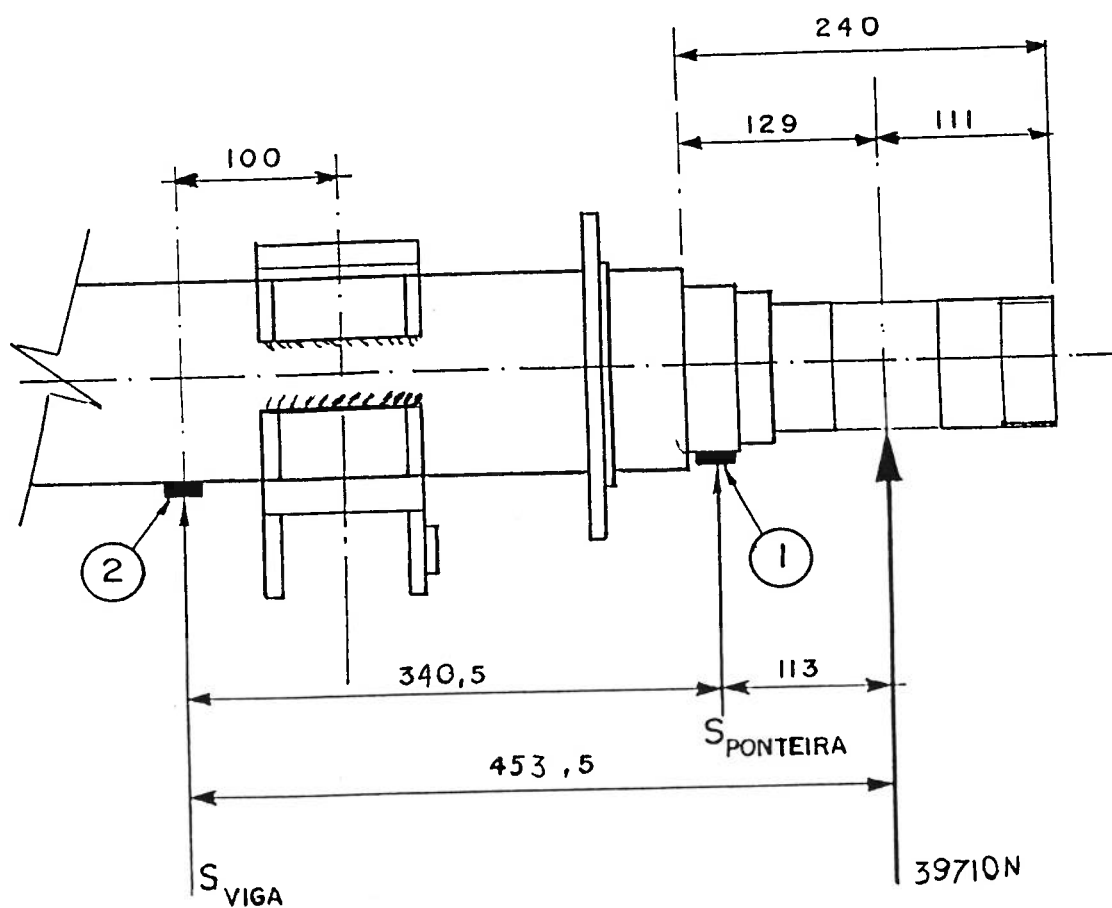


Figura 7.10 – Relação das Tensões Atuantes no Eixo Veicular Auxiliar do Caminhão.

7.3 – ESTIMATIVA DA VIDA OPERACIONAL DE UM EIXO VEICULAR AUXILIAR

Neste item do presente estudo, é executada a estimativa da vida operacional de um eixo veicular auxiliar de caminhões, tendo em vista que esta é limitada pelo colapso por fadiga do mesmo.

Dado que o colapso por fadiga é influenciado significativamente pelas tensões dinâmicas atuantes no eixo, e estas são dependentes do tipo de via trafegável que é percorrido pelo caminhão, pode-se afirmar que a vida operacional do eixo veicular auxiliar depende do percurso que é percorrido pelo caminhão, pois dependendo do tipo de via trafegável, há alteração das solicitações dinâmicas.

Assim sendo, neste item apresenta-se a metodologia da análise do colapso por fadiga do eixo veicular auxiliar de caminhões, mas os resultados numéricos são apresentados para um caso exemplo, no caso o eixo instalado em um caminhão que percorre a rota Canoas/RS a Cubatão/SP, tal como mostrado no item 7.4 deste trabalho.

7.3.1 – ESTIMATIVA DAS SOLICITAÇÕES DINÂMICAS

Em conformidade com o modelo de análise de fadiga apresentado no Capítulo 5 deste estudo, é necessário definir as amplitudes ou flutuações de tensões dinâmicas atuantes no componente, dado um determinado tipo de via trafegável percorrido pelo caminhão.

Conforme apresentado no item 7.2 deste Capítulo, foram levantadas as solicitações dinâmicas atuantes em um eixo veicular auxiliar, em função do tipo de via trafegável percorrido por um caminhão carregado, com o eixo auxiliar submetido a um carregamento lateral total de 79420N, 5% inferior ao valor permitido pela Lei da Balança, que é 83 300N. Esses históricos temporais, obtidos para cada um dos tipos de piso apresentados no item 7.2, podem ser considerados representativos das tensões

dinâmicas em qualquer eixo veicular auxiliar de caminhões, desde que submetido a um carregamento estático limitado ao valor máximo definido pela Lei da Balança.

Conforme apresentado na equação (5.9) do Capítulo 5 deste trabalho, o colapso por fadiga está associado a flutuações de tensões, portanto, a partir do histórico de tensões dinâmicas definido para um dado tipo de perfil de via trafegável, deve-se definir um histograma de flutuação de tensões que relaciona a magnitude de flutuação de tensões com o número de vezes que esta dada magnitude ocorre ao longo do período de tempo no qual foi levantado o histórico em estudo.

Para definição dos histogramas acima citados deve-se utilizar um método de contagem de picos, que permite a execução de um re-arranjo do histórico temporal de tensões, de forma a definir os histogramas de flutuação de tensões.

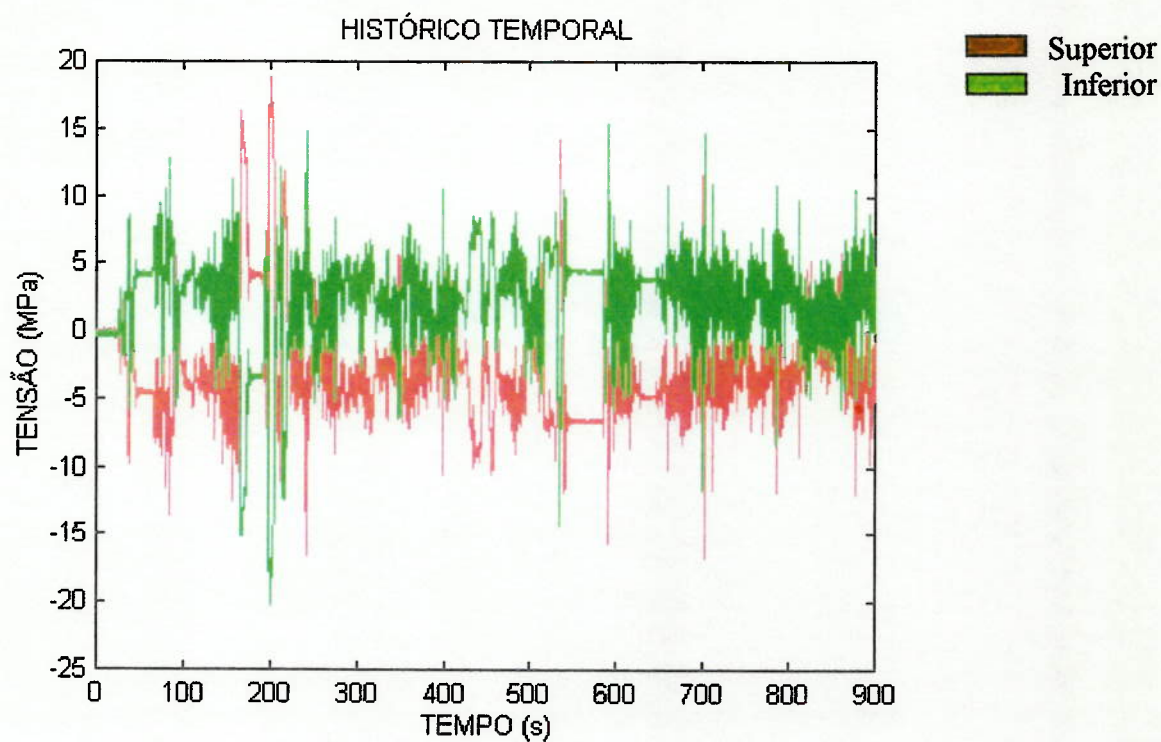


Figura 7.11 – Histórico Temporal de Tensões Atuantes na Ponteira do Eixo Veicular Trecho 1.

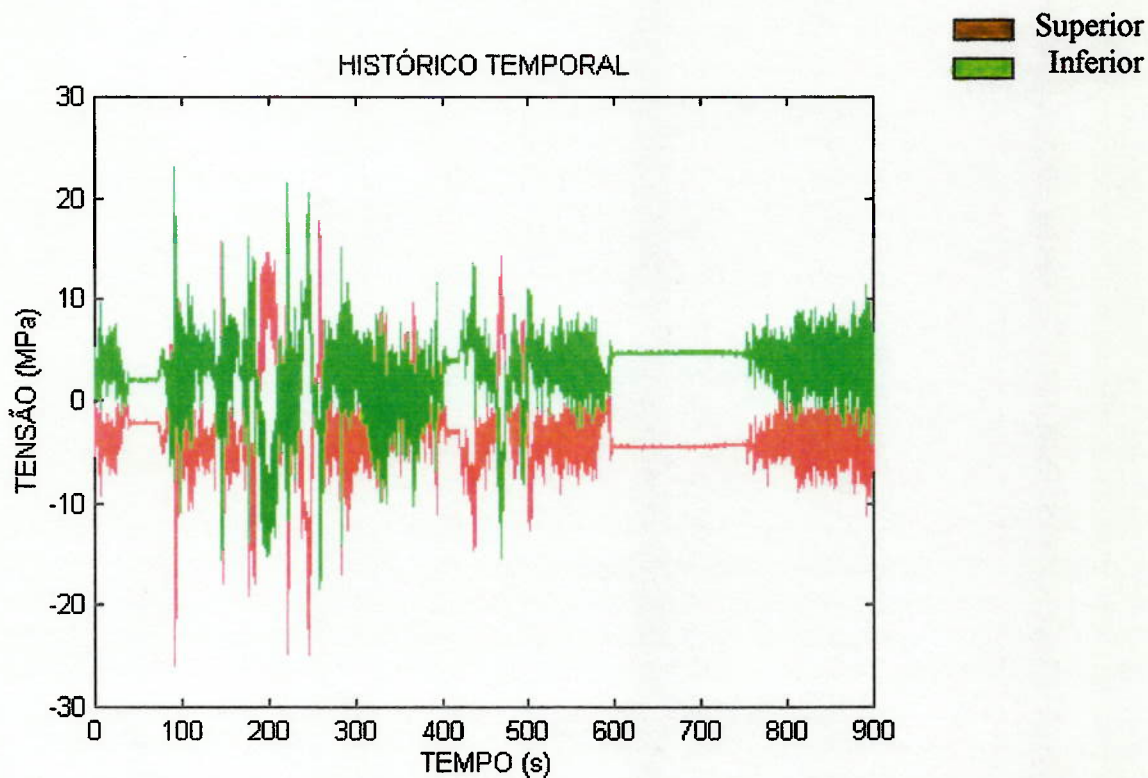


Figura 7.12 – Histórico Temporal de Tensões Atuantes na Ponteira do Eixo Veicular Trecho 2.

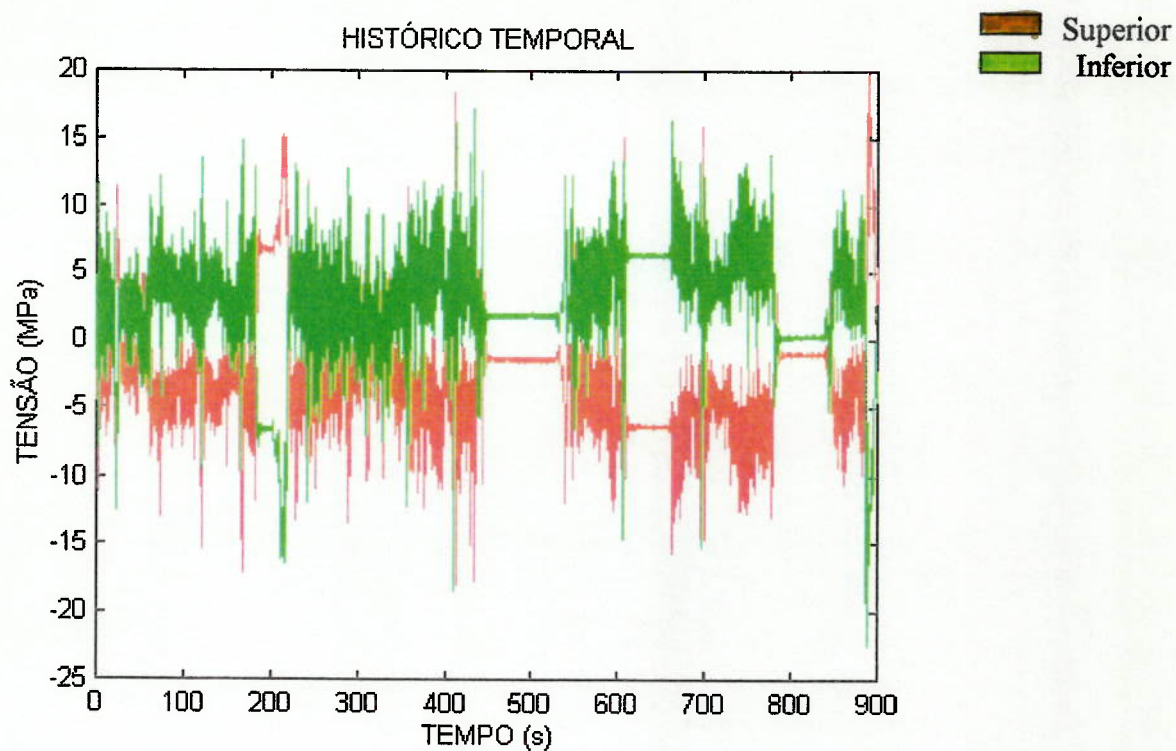


Figura 7.13 – Histórico Temporal de Tensões Atuantes na Ponteira do Eixo Veicular Trecho 3.

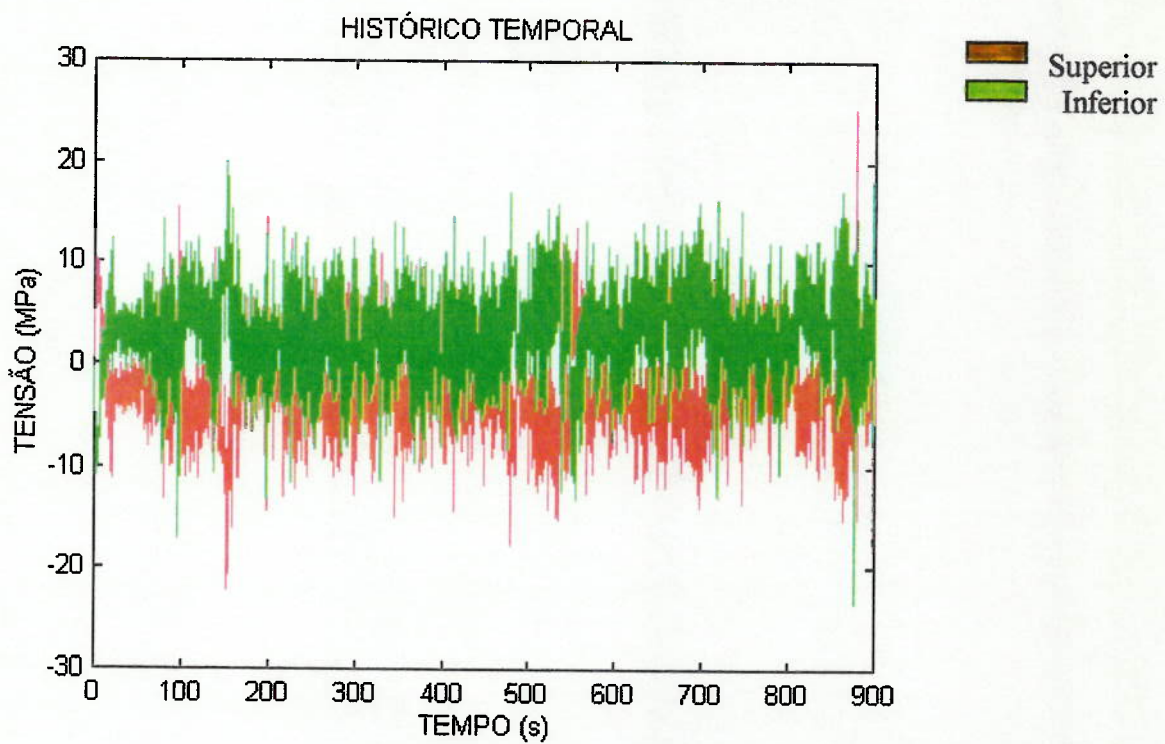


Figura 7.14 – Histórico Temporal de Tensões Atuantes na Ponteira do Eixo Veicular Trecho 4.

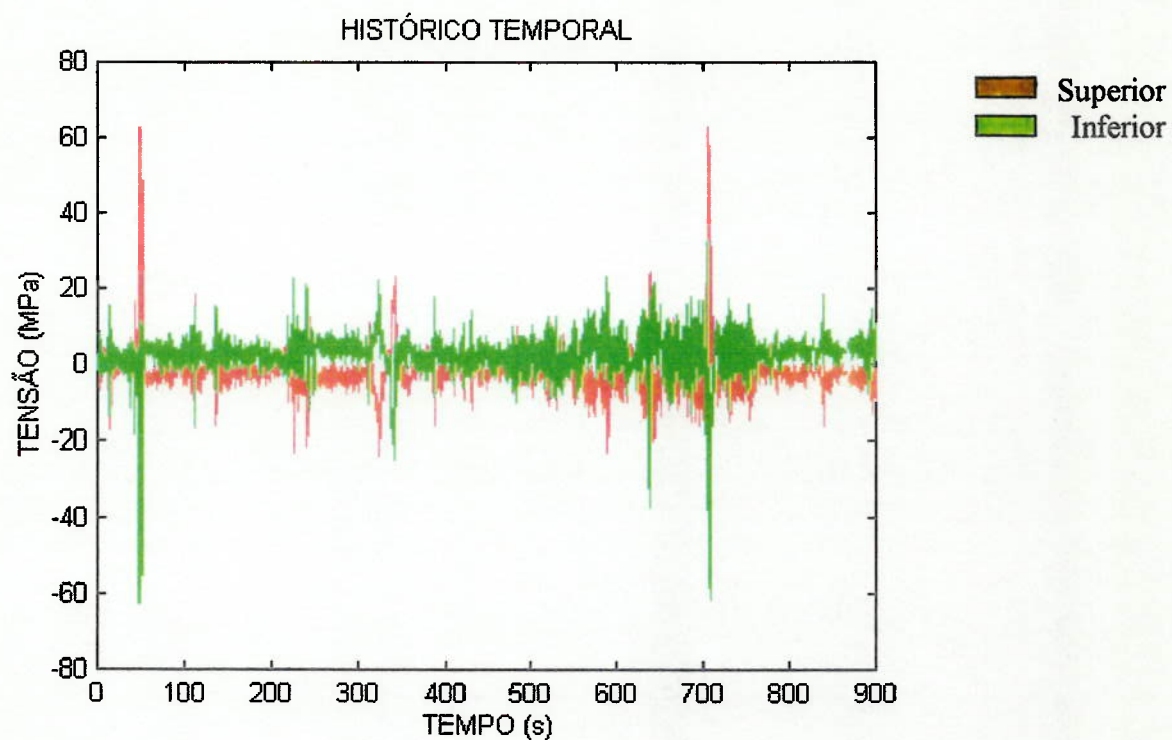


Figura 7.15 – Histórico Temporal de Tensões Atuantes na Ponteira do Eixo Veicular Trecho 5.

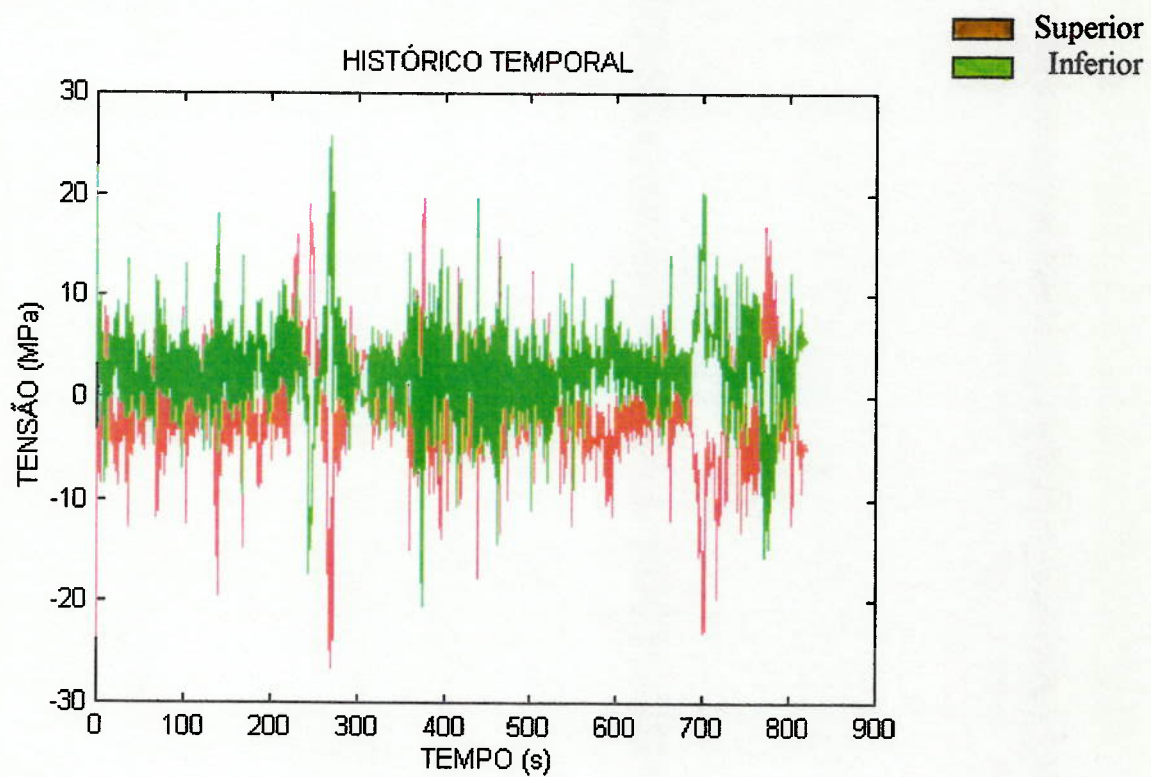


Figura 7.16 – Histórico Temporal de Tensões Atuantes na Ponteira do Eixo Veicular Trecho 6.

De acordo com a referência [23], os métodos de contagem são usualmente baseados no conhecimento prévio do histórico de tensões, esforços, deformações, etc, apresentados pela estrutura. Ainda de acordo com a referência supra-citada, um método de contagem, para ser considerado bom, deve considerar inicialmente, o ciclo que se desenvolve do valor máximo ao valor mínimo, para posteriormente computar os outros ciclos, maximizando as distâncias entre picos e vales que são contados. Esta regra justifica-se pelas evidências experimentais que o dano por fadiga é função da magnitude do ciclo de histerese do material.

Na mesma referência [23] são apresentados três métodos de contagem, que obedecem a regra supra-citada, os quais são: “Range-Pair”, “Racetrack” e “Rainflow”.

Dentre estes, conforme dados das referências [23], o método denominado “Rainflow” é usualmente empregado na determinação de flutuações do histórico de tensões dinâmicas, sendo o mesmo empregado neste estudo.

O método “Rainflow”, conforme indicado na Figura 7.17, baseia-se na seguinte seqüência de análise:

- a) rearranjar o histórico de tensões de forma a iniciar a contagem pelo maior pico;
- b) a partir do maior pico, caminhar sobre o histórico de tensões, até encontrar o maior cavado, retornando ao maior pico;
- c) Repetir o item “b”, para os trechos do histórico que não foram percorridos.

No método “Rainflow”, as pequenas flutuações são tratadas como interrupções das flutuações maiores, sendo possível a identificação de um valor médio de tensão, correspondente a cada flutuação contada. Visando a aplicação do Método “Rainflow” nos históricos temporais apresentado no item 7.2, foi desenvolvido um programa na base “MATLAB for Windows”, [38], para análise dessas séries temporais, obtendo-se os histogramas de flutuações de tensões apresentados nas Figuras 7.18 a 7.23, para cada um

dos seis trechos ensaiados com o caminhão instrumentado. Destas figuras pode-se verificar que o trecho 5, correspondendo a uma superfície de via trafegável ruim, é o que impõe carregamentos dinâmicos mais severos ao eixo veicular auxiliar de caminhões, com picos de flutuação de tensões superiores a 40 MPa.

7.3.2 – METODOLOGIA DE ANÁLISE DE FADIGA DO EIXO VEICULAR AUXILIAR DE CAMINHÕES

Tendo em vista a definição das solicitações dinâmicas atuantes no eixo veicular auxiliar de caminhões, para diversos tipos de vias trafegáveis, e os histogramas de flutuações de tensões associados a estas solicitações, é possível definir a metodologia de análise de fadiga do eixo veicular auxiliar.

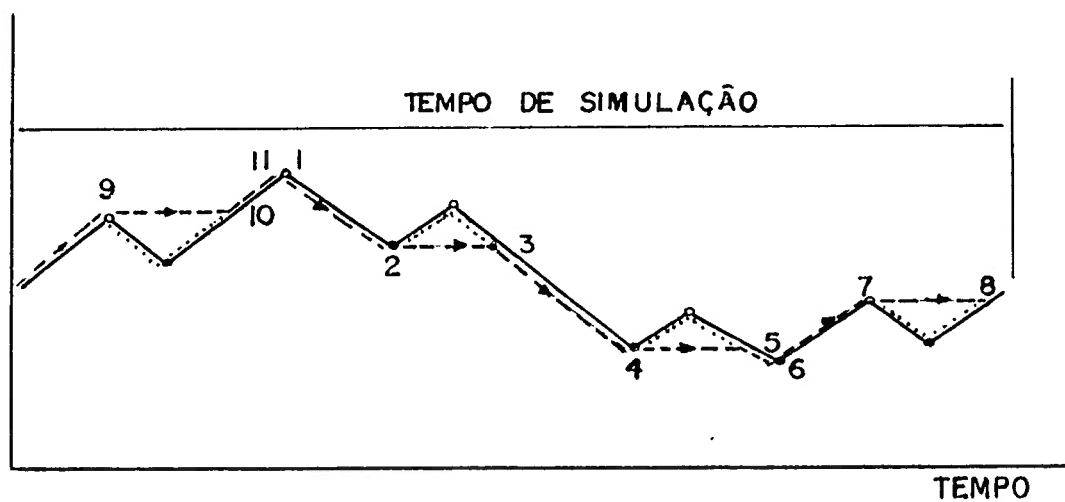
A formulação utilizada para expressar o mecanismo de fadiga do eixo veicular auxiliar de caminhões é apresentada na equação (5.9) e reproduzida abaixo.

$$Z_s = g_s(\underline{X}) = \Delta - \frac{1}{K_s} \cdot \sum_{j=1}^K P_j \cdot \left[\sum_{i=1}^P S_{ai} \right]^b \quad j$$

Desta equação, deve-se inicialmente ressaltar a necessidade de corrigir a Curva SN relativa ao material soldado, em função de dois fatores, que não são considerados quando da definição das curvas SN por parte da AWS, os quais são:

- presença de uma tensão média constante;
- eficiência da junta soldada.

A tensão média constante atuante no eixo veicular auxiliar de caminhões advém da ação de duas cargas laterais de magnitude constante, as quais são devido a ação do peso total estático do caminhão e da força de atrito devido ao contato roda/via trafegável.



- flutuação principal, do maior pico ao maior cavado
- flutuações secundárias
- vales
- picos

Contagem de flutuações conforme o Método “RAINFLOW”:

- i) Iniciar a contagem a partir do maior pico, caminhando sobre o histórico, como fariam os pingos de chuva sobre um telhado;
- ii) Descer monotonicamente, até encontrar o maior cavado;
- iii) Voltar do maior cavado ao maior pico;
- iv) Repetir a operação para os trechos dos históricos ainda não percorrido;

Figura 7.17 – Exemplo de Contagem de Flutuações sobre um Histórico da Tensão Dinâmica de Curto Prazo numa dada Condição de Solicitação. [26]

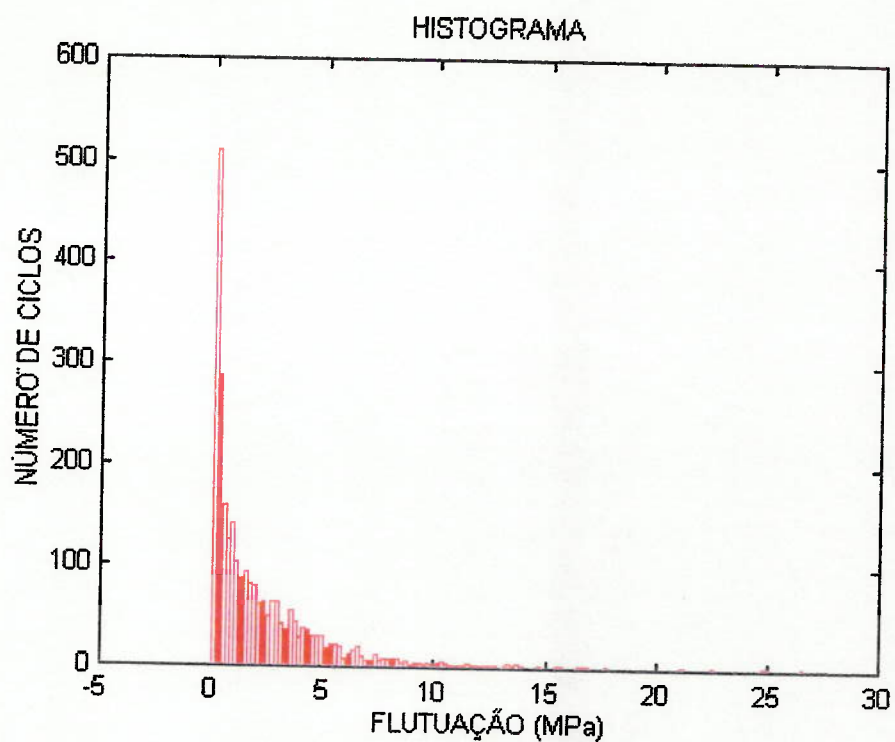


Figura 7.18 – Histograma de Flutuação de Tensões Atuantes no Eixo Veicular Auxiliar do Caminhão – Trecho 1.

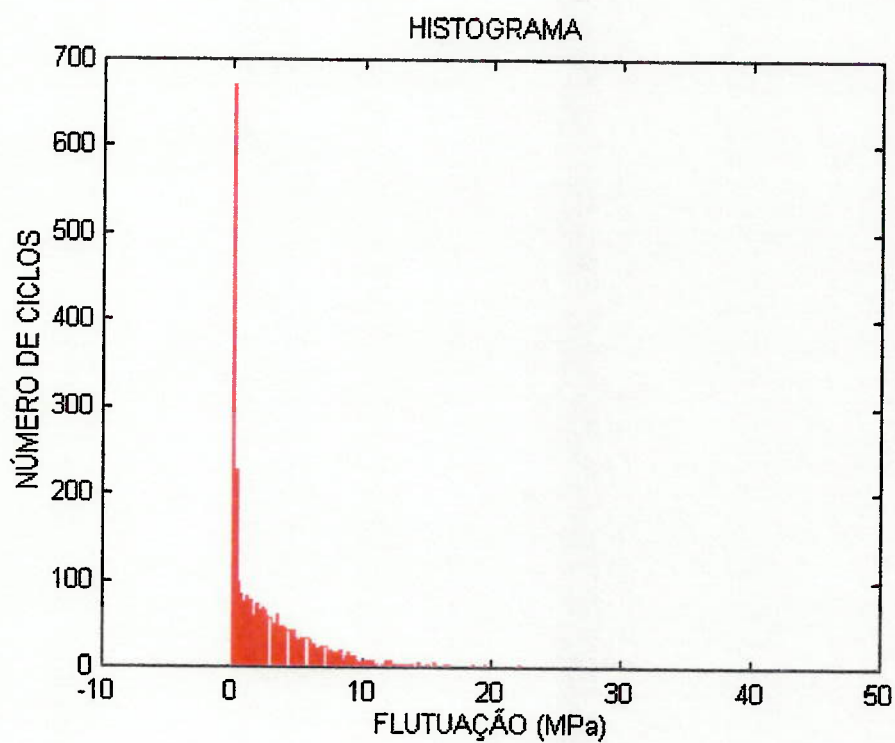


Figura 7.19 – Histograma de Flutuação de Tensões Atuantes no Eixo Veicular Auxiliar do Caminhão – Trecho 2.

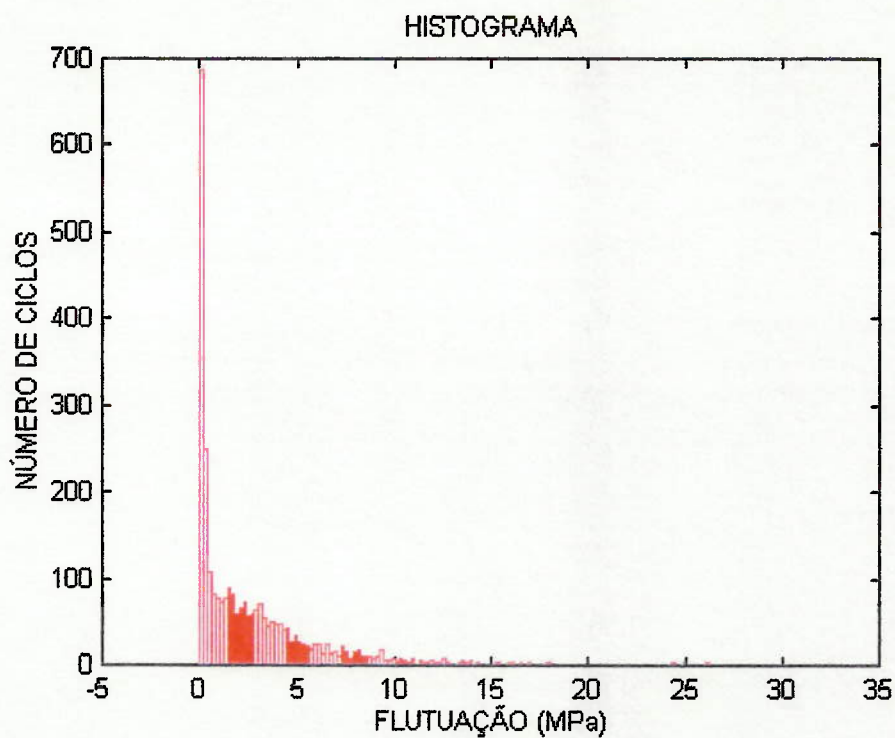


Figura 7.20 – Histograma de Flutuação de Tensões Atuantes no Eixo Veicular Auxiliar do Caminhão – Trecho 3.

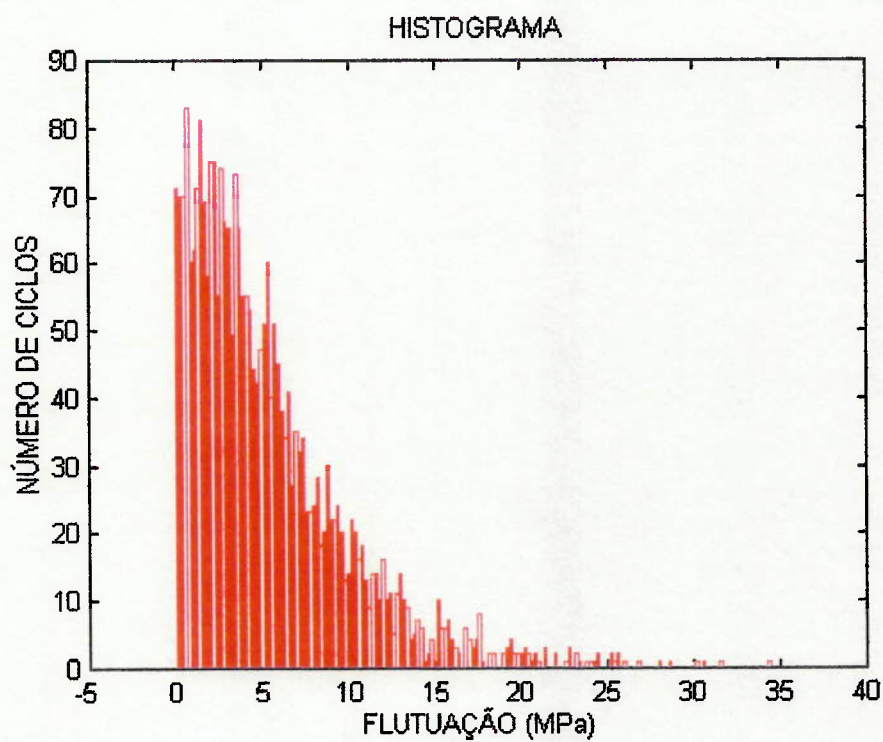


Figura 7.21 – Histograma de Flutuação de Tensões Atuantes no Eixo Veicular Auxiliar do Caminhão – Trecho 4.

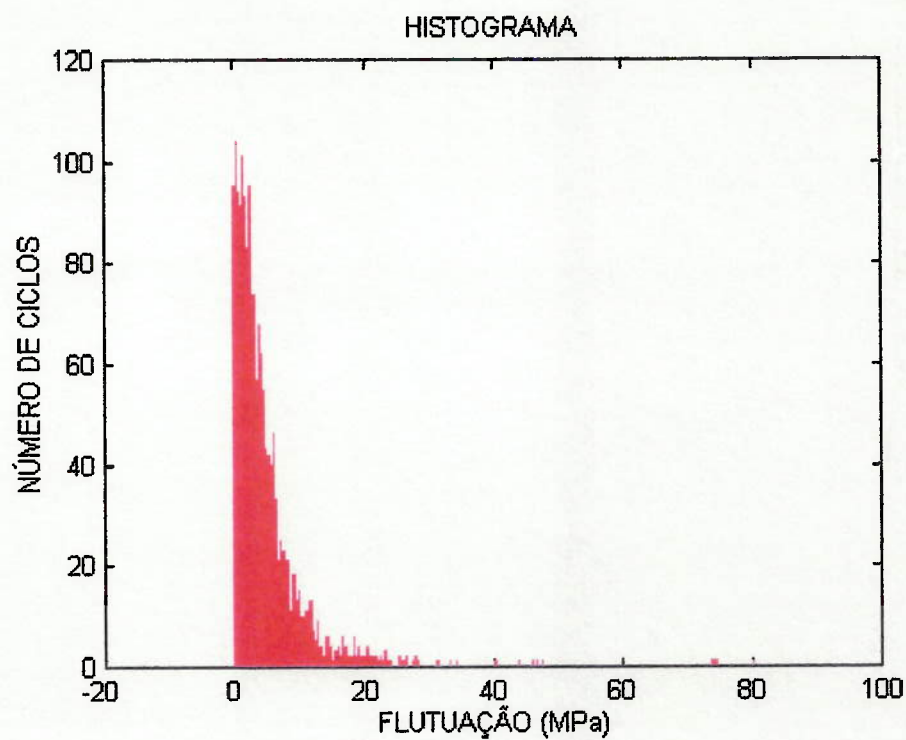


Figura 7.22 – Histograma de Flutuação de Tensões Atuantes no Eixo Veicular Auxiliar do Caminhão – Trecho 5.

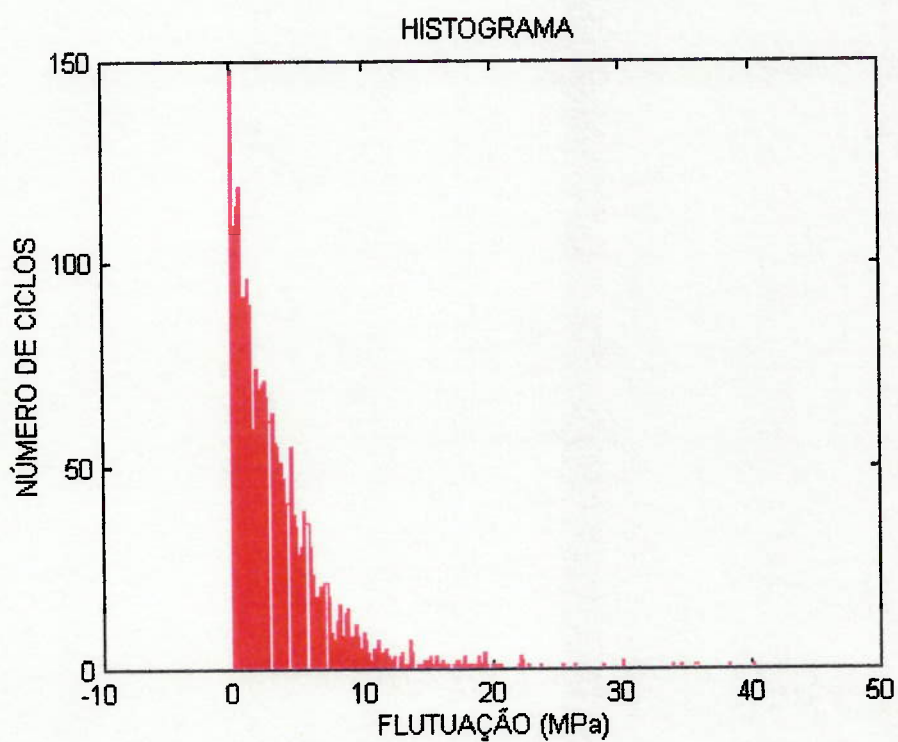


Figura 7.23 – Histograma de Flutuação de Tensões Atuantes no Eixo Veicular Auxiliar do Caminhão – Trecho 6.

As tensões médias relativas a estes dois carregamentos podem ser obtidas da forma:

$$S_{\text{long}} = K_t \cdot P_{\text{LATERAL}} \quad (7.3)$$

$$S_{\text{Transv}} = K_t \cdot (f \cdot P_{\text{LATERAL}})$$

- onde
- S_{Transv} ... tensão de flexão transversal, devido a ação da carga horizontal lateral;
 - S_{long} ... tensão de flexão longitudinal, devido a ação da carga vertical lateral;
 - P_{LATERAL} ... carga vertical lateral atuante em cada uma das pontas do eixo, sendo igual a metade do peso bruto total atuante no eixo;
 - K_t ... fator determinado teórica ou experimentalmente, tal como discutido no Capítulo 6 deste estudo, que relaciona a tensão na ponteira do eixo com a carga lateral atuante neste componente;
 - f ... coeficiente de atrito relativo ao contato pneu/via trafegável.

As relações expressas na equação (7.3) indicam que a tensão de flexão transversal é diretamente proporcional à tensão de flexão longitudinal, usando como constante de proporcionalidade o coeficiente de atrito relativo ao contato pneu/via trafegável. Isto ocorre porque a secção transversal da ponteira do eixo veicular auxiliar de caminhões, na região de ligação com a viga tubular é quadrada, portanto o módulo de resistência à flexão para cargas laterais vertical e horizontal são iguais, e portanto, a

diferença entre as tensões de flexão longitudinal e transversal estará relacionada com a diferença entre as cargas laterais verticais e horizontais, que no caso específico do eixo veicular auxiliar de caminhões estão relacionadas pelo coeficiente de atrito, já que a carga lateral horizontal é a força de atrito atuante no pneu.

Como o eixo veicular auxiliar de caminhões está submetido à tensões constantes em duas direções perpendiculares entre si, é necessário compor estas duas tensões constantes para corrigir a Curva SN. Conforme Shigley, [24], esta composição pode ser escrita a partir do Critério da Máxima Energia de Distorção (Von Mises), que é expresso por:

$$S_{eq} = \sqrt{S_{Long}^2 + S_{Transv}^2 - S_{Long} \cdot S_{Transv}} \quad (7.4)$$

onde S_{eq} é a tensão constante equivalente.

Como a Curva SN é expressa da forma $S^b N = K_s$, a constante K_s é corrigida pela presença das tensões médias, com a aplicação da relação de Goodman, [23], sendo esta correção expressa pela seguinte expressão:

$$K_{s_{CORR}} = K_s \cdot \left[1 - \frac{S_{eq}}{S_{ult}} \right]^b \quad (7.5)$$

onde: S_{ult} Tensão Limite de Resistência à Tração;

$K_{s_{CORR}}$ Constante da Curva SN corrigida pelo efeito da tensão média.

Além da correção devido ao efeito da tensão média, a curva SN padrão recomendada pela AWS deve ser corrigida devido a eficiência da junta soldada.

A eficiência da junta soldada, conforme norma ASME, [37], representa a relação entre a resistência da junta soldada considerada ideal e a resistência real da mesma, a qual é influenciada pela eventual presença de defeitos de soldagem e pelo tipo de inspeção executado no cordão de solda.

Para juntas soldadas sobrepostas com solda em ângulo simples, cordão de solda contínuo, e sem qualquer tipo de inspeção pós-soldagem, a ASME recomenda uma eficiência de junta igual a 0,5.

Visando a incorporação desta eficiência de junta na resistência a fadiga da união soldada, expressa pela curva SN categoria B, recomendada pela AWS, e escolhida para exprimir a resistência a fadiga da união ponteira/viga tubular, executou-se uma translação da curva SN, tal como indicado na Figura 7.24, reduzindo 50% os valores das tensões limites de fadiga para as várias magnitudes de flutuação de tensão.

Com essa correção devido a eficiência da junta soldada, a curva SN, categoria B é expressa da forma:

$$S_R^{3,323} \cdot N = 2,11 \times 10^{12} \quad , \quad S_R \text{ em MPa} \quad (7.6)$$

onde : S_R flutuação de tensão;

N número de ciclos.

A equação (7.6) deve ser corrigida para expressar o efeito da tensão média, conforme a equação (7.5).

Finalmente, para análise do fenômeno da fadiga do eixo veicular auxiliar de caminhões, deve-se definir o carregamento dinâmico atuante sobre o eixo, ao longo do percurso definido para o caminhão. Para tanto, o percurso total definido para o veículo deve ser subdividido em trechos que tenham características similares aos 6 trechos para os quais foram definidas as excitações dinâmicas atuantes no eixo.

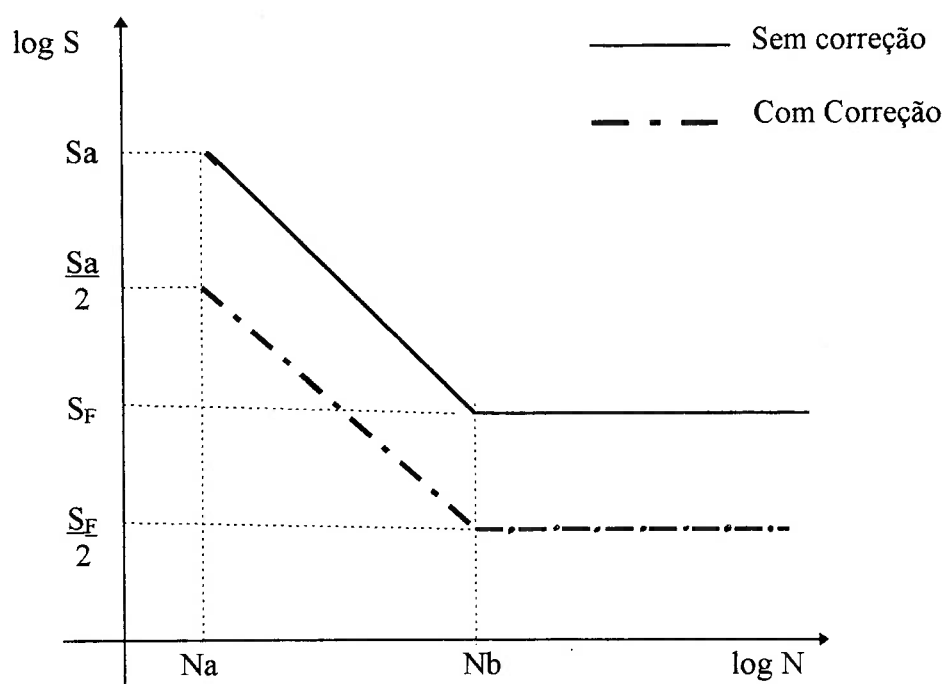


Figura 7.24 – Representação Esquemática da Correção Executada na Curva SN, Considerando a Eficiência da Junta Soldada.

Dessa forma, a relação entre o percurso total e o percurso relativo a um dado tipo dos 6 trechos previamente definidos, caracteriza a probabilidade de ocorrência de uma dada condição de carregamento no eixo (p_j)

O dano acumulado por fadiga em uma viagem do caminhão pode ser expressa da forma:

$$D_{1V} = T_V \cdot \frac{1}{4} \cdot \left[\sum_{j=1}^6 p_j \cdot \left[\sum_{i=1}^n \frac{S_{Ri}^b}{K_s} \right]_{j15} \right] \quad (7.7)$$

onde: T_V tempo total de uma viagem, em minutos;

p_j probabilidade de ocorrência de uma dada condição de carregamento do eixo ($j=1$ a 6);

$\left[\sum \frac{S_{Ri}^b}{K_s} \right]_{j15}$ dano acumulado na condição de carregamento j , em um período

de tempo de 15 minutos, determinado a partir dos histogramas de flutuação de tensões para cada uma das seis condições padrões de carregamento do eixo.

O número de viagens que podem ser executadas pelo veículo, considerando o processo de fadiga do eixo veicular auxiliar de caminhões, é calculada pela relação:

$$0 = 0,53 - N_V \cdot D_{1V} \quad (7.8)$$

onde N_V ... número de viagens

D_{1V} ... dano em uma viagem do veículo

O número de viagens que podem ser executadas pelo caminhão é calculada pela relação:

$$N_v = \frac{0,53}{D_{IV}}$$

Conhecendo o tempo que o caminhão demora para executar o percurso, define-se, em anos ou meses, a vida operacional prevista para o eixo auxiliar.

7.4 – EXEMPLO ILUSTRATIVO

Neste item é aplicada a metodologia de cálculo da vida operacional do eixo veicular auxiliar de caminhões, considerando que o mesmo está montado em um caminhão tanque, que percorre a rota Canoas/RS a Cubatão/SP, similarmemente ao executado pelo caminhão tanque ensaiado no item 7.2.

Conforme apresentado no item 7.2, a carga lateral atuante na ponta do eixo é 39710N, e as tensões estáticas na ponta do eixo, calculadas conforme a equação (7.3) são:

$$S_{\text{Long}} = 30,20 \text{ MPa}$$

$$S_{\text{Transv}} = 12,08 \text{ MPa}$$

com o valor do coeficiente de atrito f igual a 0,40.

A tensão equivalente média, calculada pela equação (7.4), vale

$$S_{\text{eq}} = 27,16 \text{ MPa}$$

A correção da curva SN descrita na equação (7.6) devido ao efeito da tensão média vale:

$$K_{\text{scorr}} = 2,11 \times 10^{12} \cdot \left[1 - \frac{27,16}{260} \right]^{3,323}$$

onde: $S_{ult}=260$ MPa é o limite de resistência do material soldado, levando em consideração a eficiência de 50% definida pelo código ASME.

e obtém-se:

$$K_{s_{CORR}} = 1,44 \times 10^{12}$$

O Limite de Resistência à Fadiga (S_{fCORR}) corrigido pela Lei de Goodman vale:

$$S_{fCORR} = 51,25 \text{ MPa}$$

Finalmente, o percurso executado pelo caminhão pode ser descomposto em trechos, tal como indicado na Tabela 7.2, os quais são similares aos 6 trechos utilizados para caracterização da excitação dinâmica, descritos no item 7.2.

Utilizando os dados dos histogramas das Figuras 7.18 a 7.23, e a curva SN definida para o eixo, definem-se os danos acumulados associados a cada trecho padrão, considerando um período de tempo padrão de 15 minutos.

Conforme informações do operador do caminhão, uma viagem Canoas/RS – Cubatão/SP dura 26 horas. Considerando os valores dos danos constantes da Tabela 7.3 e aplicando a equação (7.7) obtém-se o dano acumulado em 1 viagem, o qual vale:

$$D_{1V} = 8,275 \times 10^{-4}$$

O número de viagens admissíveis para o veículo é definido pela aplicação da equação (7.8.), e obtém-se:

$$N_V = 640 \text{ viagens ou } 320 \text{ percursos ida e volta (viagens completas).}$$

Considerando que o caminhão pode executar 05 viagens completas em 1 mês, a vida operacional prevista para o mesmo seria 5,33 anos, ou, aproximadamente 5 anos.

Tabela 7.2 – Percurso do Caminhão entre Canoas/RS e Cubatão/SP

Trecho Percorrido	Km	Trecho Padrão
Canoas/RS a Porto Alegre/RS	10	1
Porto Alegre RS a Osório/RS	120	2
Osório/RS a Laguna/SC	250	5
Laguna/SC a Florianópolis/SC	120	4
Florianópolis/SC a Itajaí/SC	110	5
Itajaí/SC a Curitiba/PR	200	3
Curitiba/PR a Jacupiranga/SP	237	5
Jacupiranga/SP a Registro/SP	30	6
Registro/SP a Miracatu/SP	63	5
Miracatu/SP a Itanhaém/SP	105	5
Itanhaém/SP a Cubatão/SP	90	3
Trecho Central de Cubatão	15	1
Total	1350	

Tabela 7.3 – Dano Acumulado do Eixo Veicular Auxiliar do Caminhão no Percurso Canoas/RS a Cubatão/SP

Trecho Padrão	Km	Probabilidade De ocorrência (%)	Dano Acumulado Em 15 minutos
1	25	1,85	0
2	120	8,88	0
3	290	21,48	0
4	120	8,90	0
5	765	56,67	$3,744 \times 10^{-6}$
6	30	2,22	0
Total	1350	100	

Como quando da definição do dano acumulado que causaria fadiga do eixo veicular auxiliar de caminhões, definiu-se um valor que representa a probabilidade de 90% do dano acumulado real, que causa fadiga, ser superior ao valor de 0,53, pode-se afirmar que cerca de 10% dos eixos veiculares auxiliares de caminhões que executam o trajeto ora previsto irão apresentar colapso por fadiga em um período inferior a 5 anos.

7.5 - SUGESTÕES DE MODIFICAÇÕES NO EIXO VEICULAR AUXILIAR DE CAMINHÕES VISANDO O AUMENTO DA VIDA OPERACIONAL

Considerando os resultados obtidos para a estimativa da vida operacional do eixo veicular auxiliar de caminhões, apresentados no item 7.4, verifica-se que esta tende a ser inferior à vida operacional do caminhão, que é cerca de 10 anos.

Desse modo, é importante o aumento da vida operacional do eixo veicular auxiliar de caminhões, que deve ser próximo da definida para o caminhão no qual este componente é instalado.

Para ser atingido este objetivo, podem ser tomadas medidas em duas áreas distintas, envolvendo alteração na geometria do eixo, visando a redução das tensões atuantes na estrutura, e alterações no processo de soldagem empregado na união da ponteira à viga tubular, com o objetivo de reduzir os defeitos introduzidos quando da execução desta operação de soldagem, e portanto aumentar a eficiência desta junta soldada.

Ao longo deste item são apresentadas sugestões em consonância com os pontos acima citados, na tentativa de melhorar o comportamento estrutural do eixo veicular auxiliar de caminhões, com o objetivo de aumentar a sua vida operacional.

7.5.1 - ALTERAÇÃO NA GEOMETRIA DA PONTEIRA DO EIXO VEICULAR AUXILIAR

Visando uma redução na magnitude das tensões atuantes na região da solda de ligação entre a ponteira e a viga tubular, quando o eixo é submetido a um carregamento lateral, sugere-se a execução de um canal semi-circular nas faces superior e inferior da ponteira, na região do cordão de solda, tal como indicado na Figura 7.26. A execução deste tipo de alívio no “dedão” do cordão de solda é indicado para redução da concentração de tensões em juntas soldadas, [23].

No caso em estudo propõe-se a execução de uma operação de usinagem na ponteira do eixo, de forma a obter-se um canal de diâmetro 4mm nas faces superior e inferior da ponteira, conforme a geometria indicada na Figura 7.25.

Para analisar a distribuição de tensões no eixo veicular auxiliar de caminhões, com esta nova geometria, quando submetido à ação de uma carga lateral, optou-se pela utilização de uma modelagem por elementos finitos, tal como descrito no capítulo 6 deste trabalho, onde verificou-se que este método numérico permite a obtenção de estimativas bastante precisas para as tensões atuantes neste componente, quando submetido ao carregamento acima citado.

A malha de elementos finitos empregada neste estudo é apresentada na Figura 7.26, sendo que esta é igual à malha apresentada no capítulo 6, diferindo desta apenas pela inclusão da modelagem do canal na ponteira do eixo, cuja malha é mostrada em detalhe na figura em referência. Observa-se que houve a necessidade de se executar um refinamento da malha na região do canal, visando a obtenção de uma distribuição de tensões nesta área com um grau de detalhamento adequado para uma análise de fadiga.

A condição de carregamento empregada na análise de tensões para esta nova geometria do eixo veicular auxiliar de caminhões é a mesma utilizada no capítulo 6, ou seja, o eixo é submetido a uma carga lateral de 39710 N. Neste modelo também são empregadas as mesmas condições de contorno descritas no item 6.4.

Na figura 7.27, apresenta-se na distribuição de tensões normais da flexão atuantes sobre o eixo, utilizando linhas de distribuição de tensões obtidas com o pós processador do programa SAP-90.

Analisando os resultados apresentados na figura supracitada, verifica-se que ainda há concentração de tensões na região do cordão de solda de ligação da ponteira com a viga tubular. Visando uma análise mais detalhada desta área de concentração de tensões, nas Figura 7.28a e 7.28b, são mostradas, respectivamente, as distribuições de tensões nas faces superior e inferior do eixo veicular auxiliar de caminhões, na solda de ligação da ponteira com a viga tubular.

Observando estas figuras, nota-se também uma grande concentração de tensões na região do canal usinado na ponteira, fato este já esperado, pois sabe-se que este tipo de detalhe é considerado um concentrador de tensões, [24] e [25].

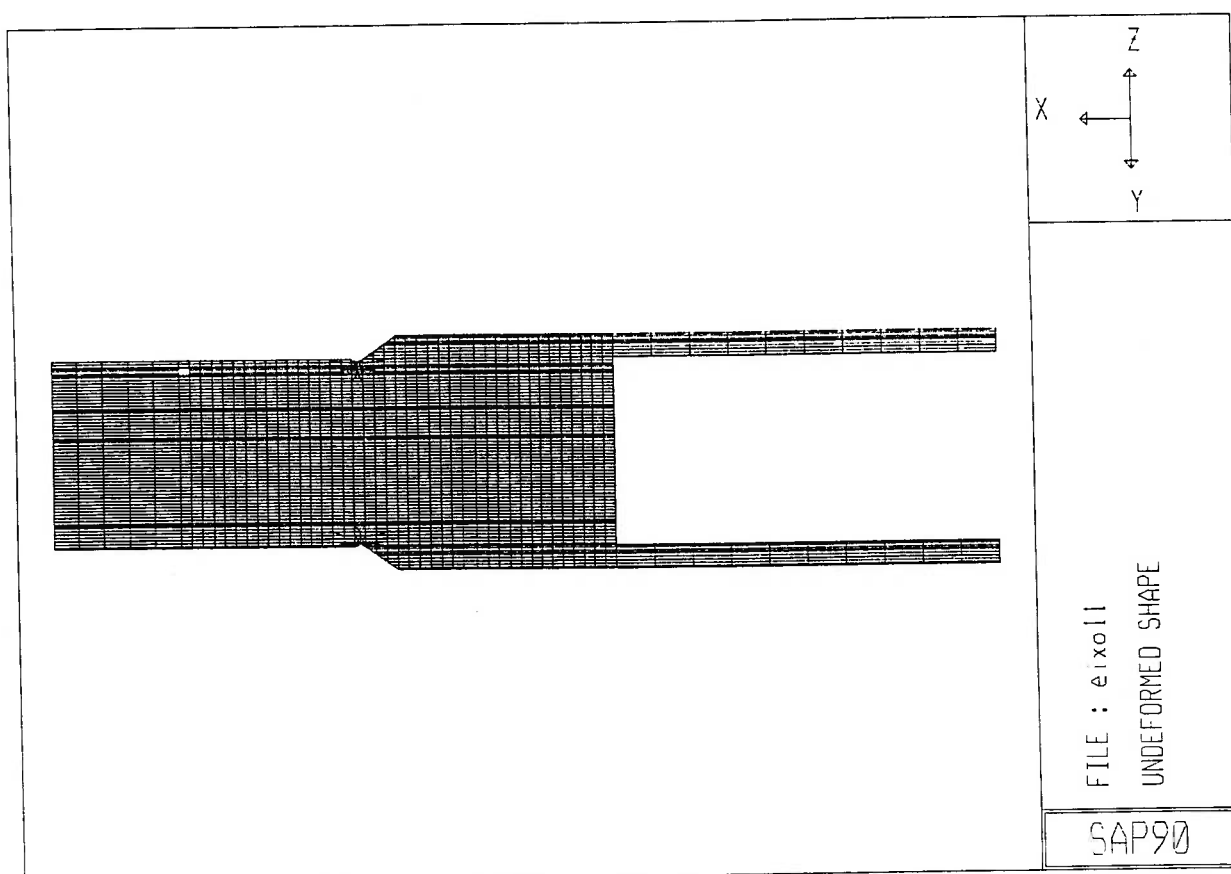
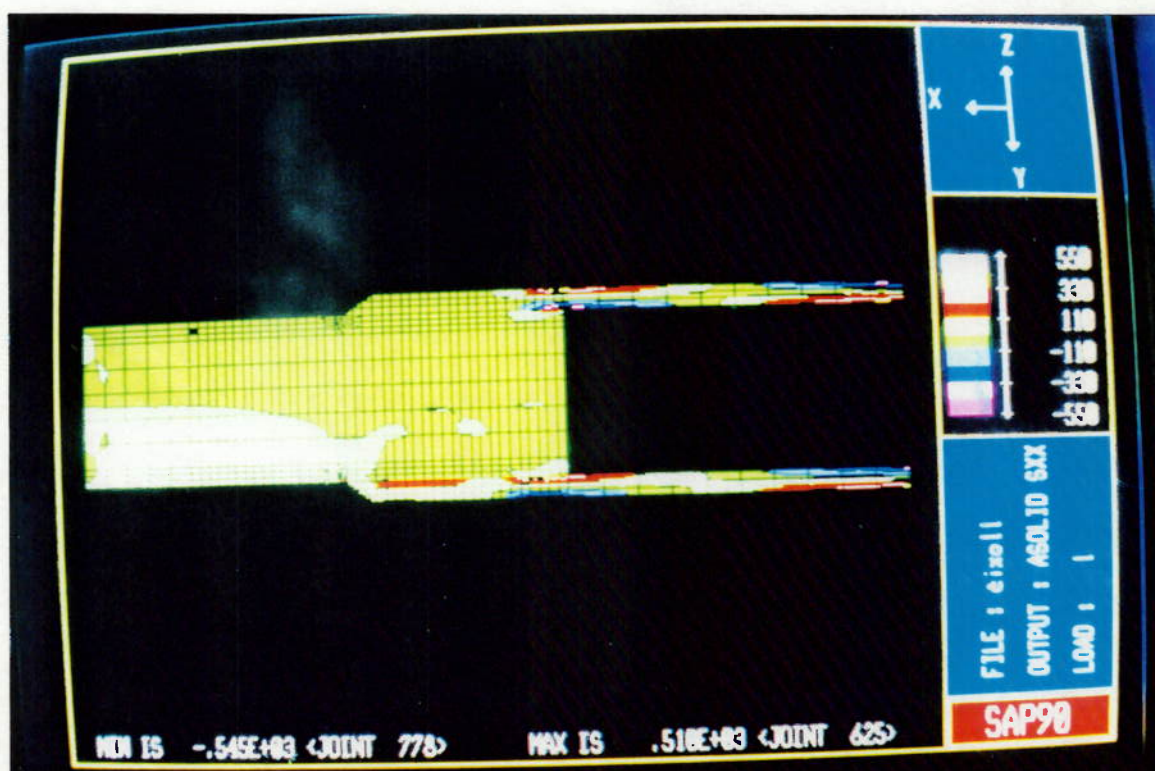
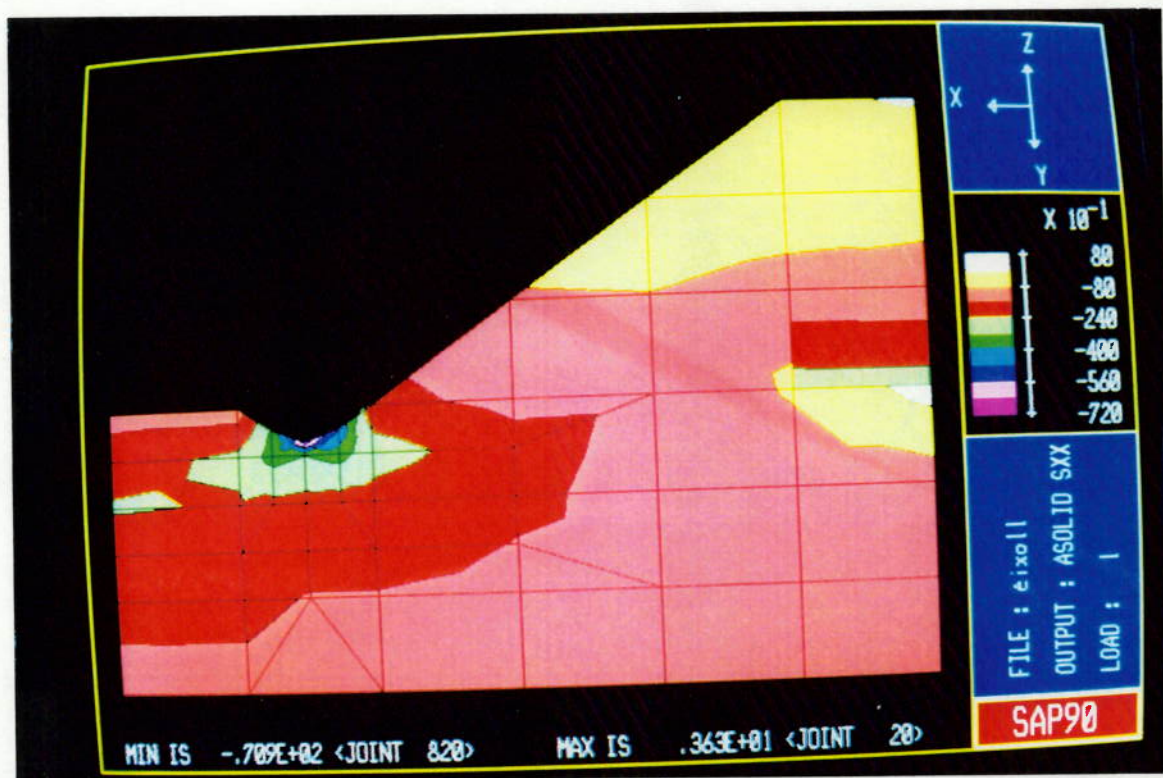


Figura 7.26 - Malha de Elementos Finitos Empregados na Análise de Tensões do Eixo com Canal.



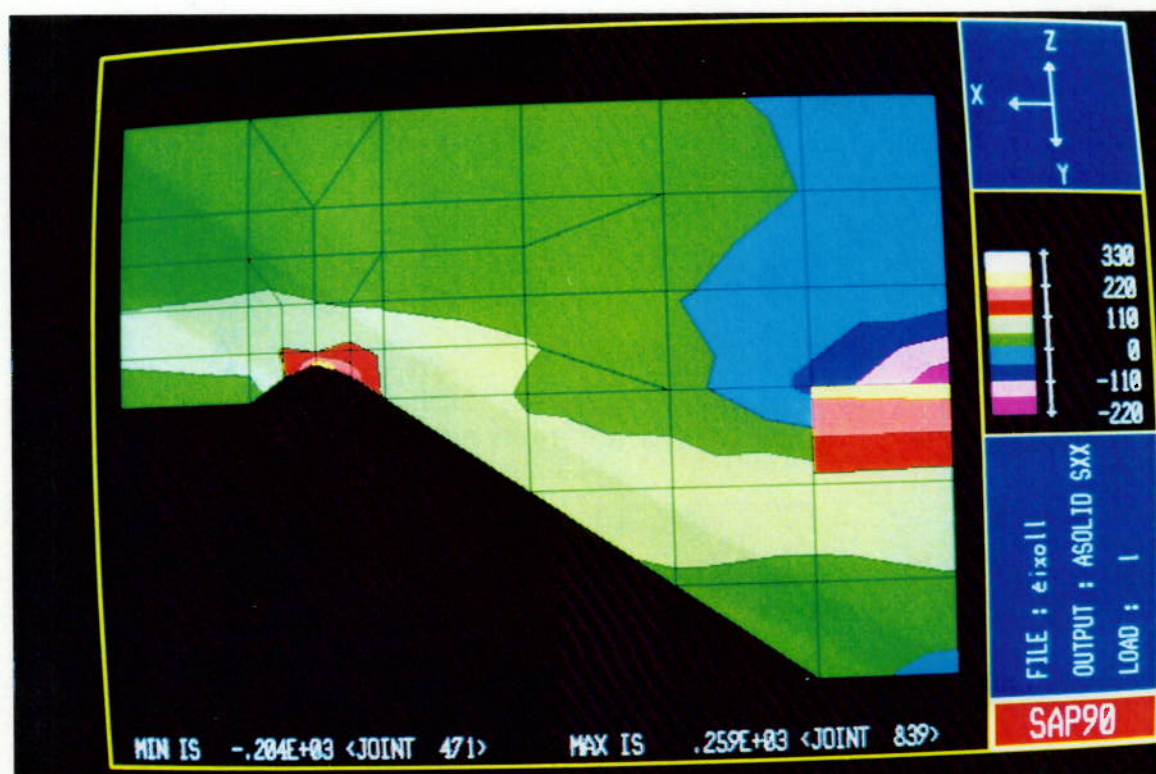
Tensões em MPa

Figura 7.27 - Distribuição de Tensões de Flexão no Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões Modificados.



Tensões em MPa

Figura 7.28a - Distribuição de Tensões na Região da Solda de Ligação Ponteira/Viga Tubular - Face Superior.



Tensões em MPa

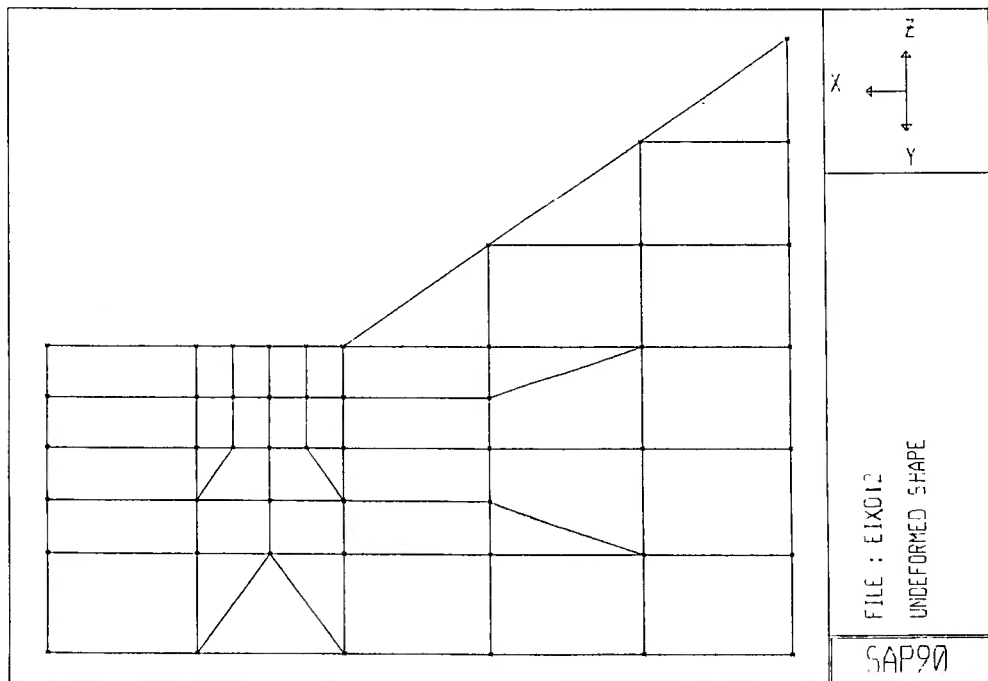
Figura 7.28b - Distribuição de Tensões na Região da Solda de Ligação Ponteira/Viga Tubular - Face Inferior.

Para analisar o efeito da presença do canal usinado sobre a distribuição de tensões na região do cordão de solda de ligação da ponteira com a viga tubular, é necessário considerar, inicialmente, o efeito do refinamento da malha de elementos finitos na região do “dedão” da solda, sobre esta distribuição, pois sabe-se que os resultados de tensões obtidos com o processamento de um modelo de elementos finitos de um dado componente é dependente do grau de refinamento da malha empregada na modelagem.

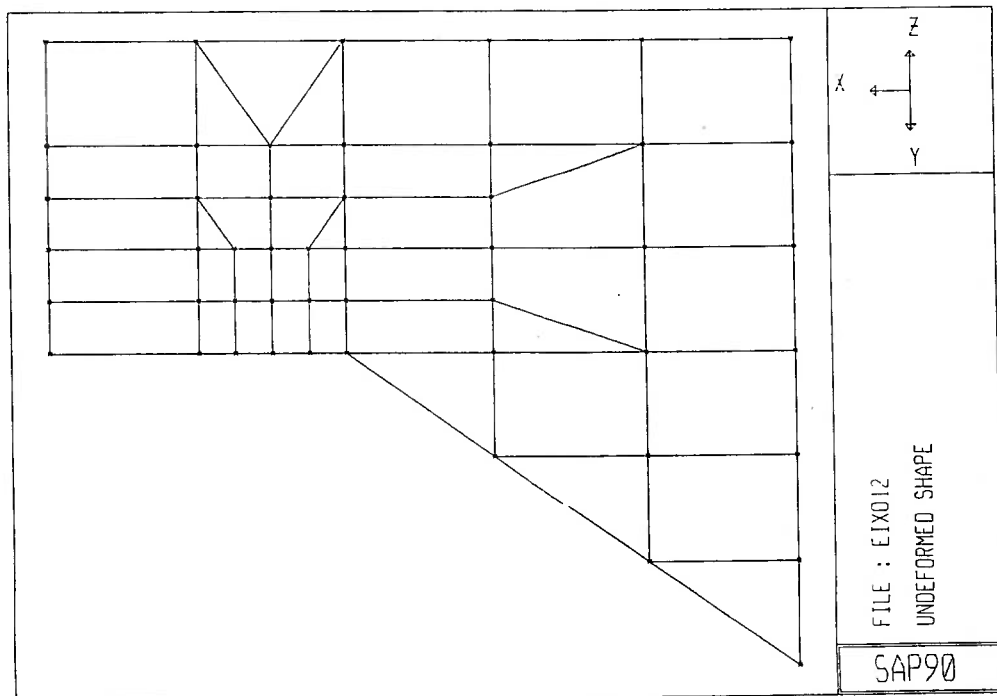
Visando a verificação desta influência, a malha de elementos finitos empregada na análise da distribuição de tensões no eixo veicular auxiliar, apresentada no Capítulo 6 deste trabalho, foi refinada na região do “dedão” do cordão de solda, tal como mostrado na Figura 7.29. Esta malha refinada sugeriu o mesmo padrão de detalhamento empregado para modelagem da ponteira com canal, constante da Figura 7.27.

Este modelo mais refinado foi processado, considerando as mesmas condições de contorno e de carregamento utilizadas no Capítulo 6 deste trabalho, sendo que nas Figuras 7.30a e 7.30b são apresentadas, respectivamente, as distribuições de tensões normais longitudinais, correspondendo às tensões de flexão atuantes no eixo quando submetido à ação de carga lateral vertical, obtidas para as faces superior e inferior da ponteira do eixo, na região da solda de ligação desta com a viga tubular.

Comparando as distribuições de tensões constantes destas Figuras com as apresentadas nas figuras 6.5a e 6.5b, verifica-se que o refinamento da malha na região do “dedão” da solda permitiu a observação de uma maior concentração de tensões na ponteira do eixo, próxima ao cordão de solda, mas esta é localizada fora do cordão de solda. Para o caso da face superior do eixo, verifica-se um pico de tensão de compressão com magnitude de 170 MPa, que rapidamente reduz-se a valores da ordem de 100 MPa,

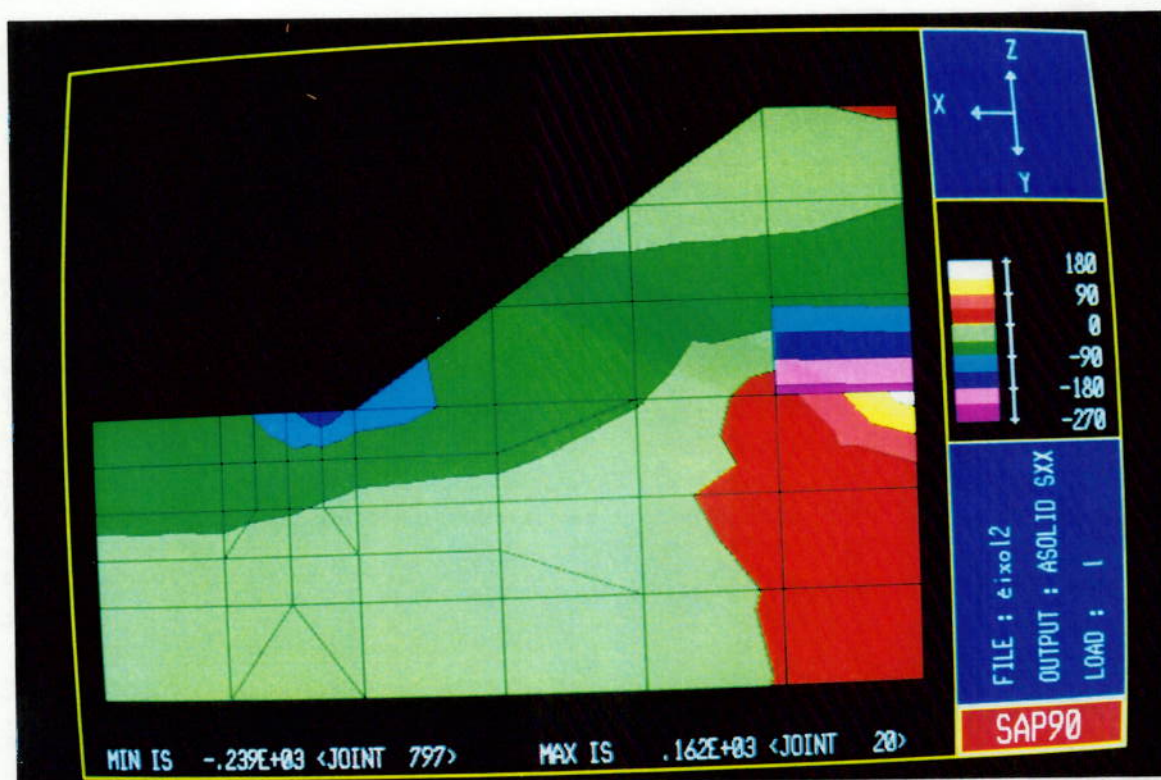


a. Face Superior



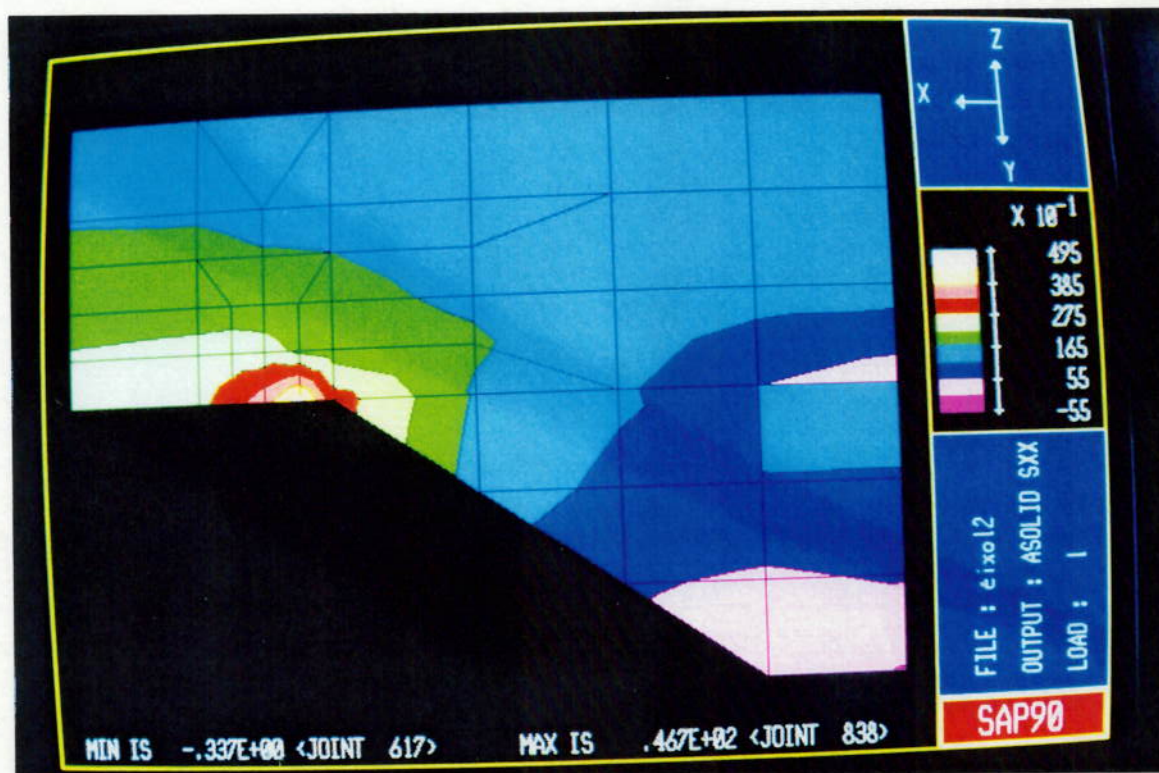
b. Face Inferior

Figura 7.29 - Detalhe da Malha Refinada na Região do Dedão do Cordão de Solda de Ligação Ponteira/Viga Tubular.



Tensões em MPa

Figura 7.30a - Concentração de Tensões na Região da Solda de Ligação Ponteira/Viga Tubular - Efeito do Refinamento da Malha - Região Superior.



Tensões em MPa

Figura 7.30b - Concentração de Tensões na Região da Solda de Ligação Ponteira/Viga Tubular - Efeito do Refinamento da Malha - Região Inferior.

Já para a tensão de compressão no dedão da solda, obtém-se uma magnitude da ordem de 120 MPa, com a malha mais refinada, enquanto que para a malha indicada no Capítulo 6, esta tensão apresenta magnitude da ordem de 100 MPa, portanto um valor bastante similar ao obtido com a malha refinada. Com relação a distribuição de tensões no cordão de solda propriamente dito, o modelo com a malha mais refinada indica uma maior variação no interior do cordão, tal como já observado para as tensões atuantes na ponteira, porém, tanto na distribuição apresentada na Figura 6.5a, como na mostrada na Figura 7.30a, as tensões são de compressão e tem magnitude variando entre cerca de 100 MPa, na região próxima a ponteira, e cerca de 20 MPa, na região próxima a viga tubular.

Com relação a comparação de tensões atuantes na face inferior do eixo veicular auxiliar, cuja distribuição é apresentada nas Figuras 6.5b e 7.30b, respectivamente para a malha mais refinada e para a malha apresentada no Capítulo 6, tem-se um comportamento similar ao observado para a face superior do mesmo, ou seja, a malha mais refinada indica uma concentração de tensões de tração na ponteira, com magnitude máxima da ordem de 50 MPa, reduzindo-se a valores da ordem de 30 MPa, ou seja, um valor similar ao apresentado na Figura 6.5a. Já para a tensão de tração no dedão da solda, posição na qual se inicia a propagação da trinca, a malha mais refinada indica uma magnitude da ordem de 30 MPa, enquanto que a malha apresentada no Capítulo 6 indica magnitude da ordem de 25 MPa, ou seja, os valores são bastante similares. No interior do cordão de solda, as distribuições de tensões obtidas com o processamento das duas malhas são bastante similares, e a magnitude da tensão de tração varia entre cerca de 25 MPa, na área próxima à ponteira, e 0 MPa, na região próxima à viga tubular.

Considerando que a distribuição de tensões normais longitudinais obtida com o processamento do modelo com malha mais refinada é similar à apresentada no Capítulo 6, a menos da indicação de uma maior concentração de tensões na ponteira, e como

sugere-se a execução do canal justamente na região da ponteira para a qual a malha mais refinada indica concentração de tensões, para avaliação do efeito da presença do canal sobre a distribuição de tensões no cordão de solda do eixo veicular auxiliar utilizar-se-á os resultados de tensões obtidos com o processamento desta malha mais refinada, apresentados graficamente nas Figuras 7.30a e 7.30b.

A presença deste canal torna a distribuição de tensões na junta soldada mais uniforme, como pode ser observado pela comparação das distribuições presentes nas Figuras 7.28a e 7.30a, representando as tensões normais longitudinais na região superior da solda de ligação ponteira/viga tubular, respectivamente, com e sem a presença do canal usinado. Verifica-se que a máxima tensão de compressão atuante nesta região se reduz de cerca de 100 MPa para um valor da ordem de 20 MPa, na região do “dedão” da solda. Próximo à viga tubular, para ambos os casos, a tensão de compressão tem magnitude bastante reduzida.

Já nas Figuras 7.28b e 7.30b é feito o mesmo tipo de comparação acima descrito, porém considerando a região inferior da solda de ligação ponteira/viga tubular. Inicialmente verifica-se que a presença do canal induz a ocorrência de tensões normais longitudinais de tração de elevada magnitude, da ordem de 100 MPa, na região do “dedão” do cordão de solda, sendo este valor cerca de 300% superior ao valor da tensão obtida para a atual configuração do eixo veicular auxiliar sem canal. No cordão de solda, para o eixo com canal, as tensões são mais uniformes, porém com magnitude elevada, cerca de 60 MPa.

Nas Tabelas 7.4a e 7.4b são apresentados os valores das tensões normais atuantes nos nós correspondentes à linha perpendicular ao “dedão” do cordão de solda, a qual representa o plano de propagação da trinca, para modelos do eixo veicular auxiliar com e sem canal na ponteira. Verifica-se que a presença do canal nas faces superior e

inferior da ponteira causa um efeito detrimental para o processo de colapso por fadiga, pois induz um aumento da magnitude das tensões de tração no “dedão” do cordão de solda, na face inferior do eixo, onde se inicia o processo de propagação da trinca, embora haja uma redução da magnitude das tensões de compressão que atuam na face superior do mesmo.

Além do aumento da magnitude da tensão de tração na face inferior da ponteira, a presença do canal também induz a ocorrência de tensões normais de tração de elevada magnitude, da ordem de 300 MPa, no próprio canal, fato que pode induzir o fenômeno de fadiga no próprio canal, embora a ponteira seja fabricada em aço ABNT 1045, que é mais resistente que o material da junta soldada.

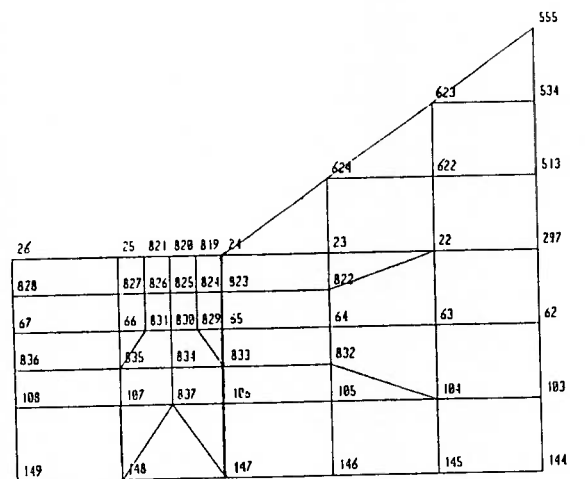
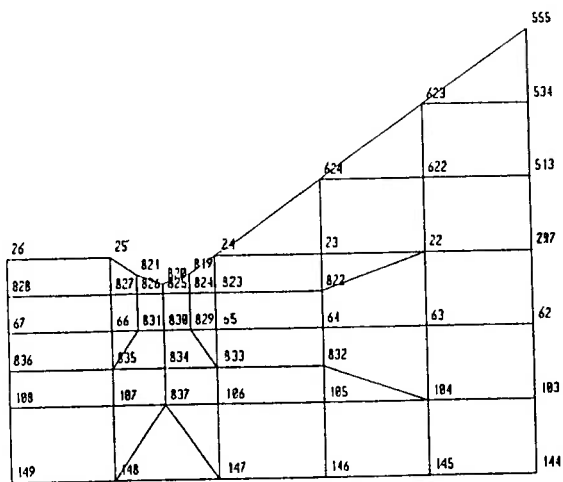
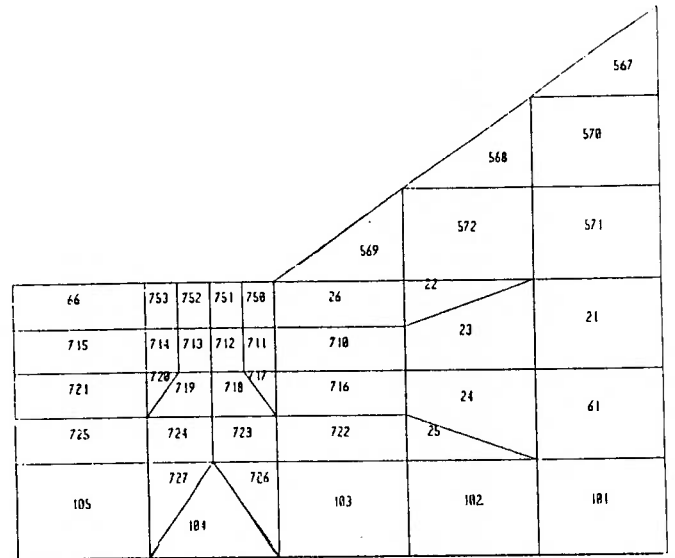
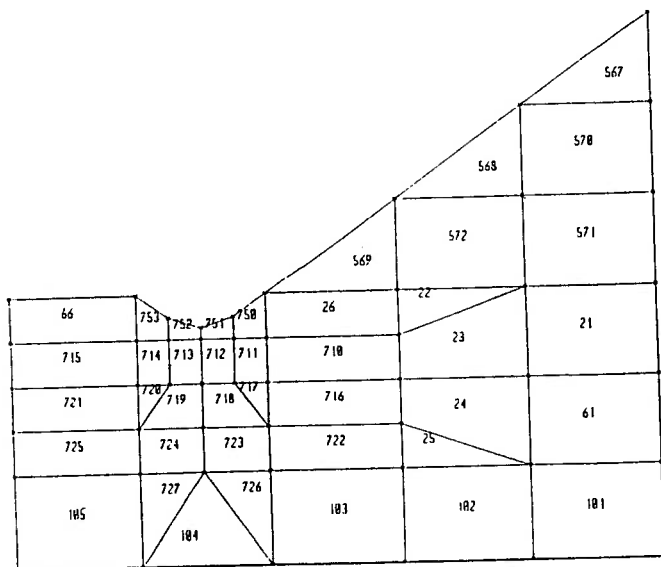
Tabela 7.4a - Tensões Atuantes na Solda de Ligação Ponteira/Viga Tubular.
 Comparação entre os Valores Obtidos para o Eixo Com Canal e Sem Canal.

FACE SUPERIOR					Folha 01/02
FACE SUPERIOR DA PONTEIRA					
LOCALIZAÇÃO NA MALHA		TENSÕES NODAIS (MPa)	LOCALIZAÇÃO NA MALHA		TENSÕES NODAIS (MPa)
ELEMEN-TO	Nº	COM CANAL	ELEMEN-TO	Nº	SEM CANAL
26	24	-12,50	26	24	-81,42
	823	-24,23		823	-58,43
710	823	-22,70	710	823	-61,29
	65	-20,15		65	-37,39
716	65	-20,93	716	65	-38,20
	833	-17,63		833	-24,15
722	833	-17,98	722	833	-25,67
	106	-15,96		106	-16,56
103	106	-15,57	103	106	-15,34
	147	-13,27		147	-8,51
750	24	-29,68	750	24	-196,53
	819	-29,43		819	-203,86
	823	-30,88		823	-41,57
	824	-32,14		824	-48,89
751	819	-66,24	751	819	-137,33
	820	-79,02		820	-137,40
	824	-39,42		824	-62,51
	825	-27,07		825	-62,57
752	820	-62,81	752	820	-101,90
	821	-54,52		821	-101,72
	825	-28,94		825	-67,79
	826	-37,05		826	-67,61
753	25	-11,27	753	25	-79,13
	821	-11,04		821	-79,95
	826	-33,69		826	-68,45
	827	-26,19		827	-67,64
567	555	-2,40	567	555	-19,50
	534	-2,40		534	-19,50
	623	-2,40		623	-19,50
568	623	-6,37	568	623	-49,25
	622	-6,37		622	-49,25
	624	-6,37		624	-49,25
569	624	-13,34	569	624	-82,98
	23	-13,34		23	-82,98
	24	-13,34		24	-82,98
570	534	-1,63	570	534	-13,61
	513	-12,01		513	-88,61
	622	-12,17		622	-89,50
	623	-1,78		623	-14,51
571	513	-10,02	571	513	-78,10
	21	-12,55		21	-34,81
	622	-10,27		622	-80,53
	22	-12,80		22	-37,24
572	22	-15,10	572	22	-51,97
	622	-5,73		622	-51,23
	23	-15,51		23	-54,81
	624	-6,14		624	-54,08

Tabela 7.4a - Tensões Atuantes na Solda de Ligação Ponteira/Viga Tubular.
 Comparação entre os Valores Obtidos para o Eixo Com Canal e Sem Canal.

FACE SUPERIOR

Folha 02/02



Localização dos Elementos e Nós na Malha.

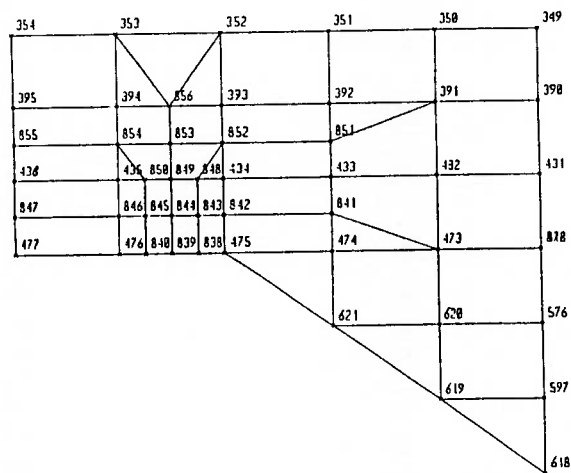
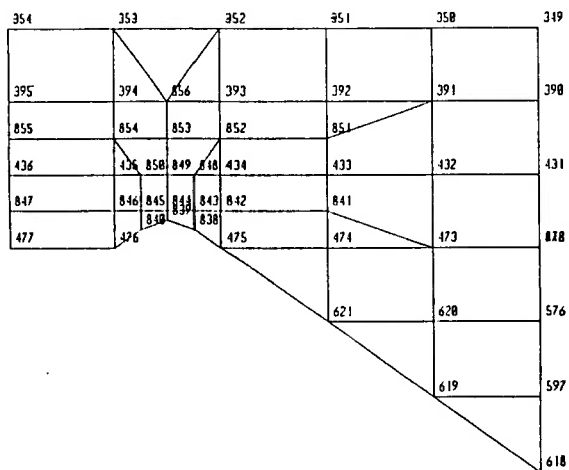
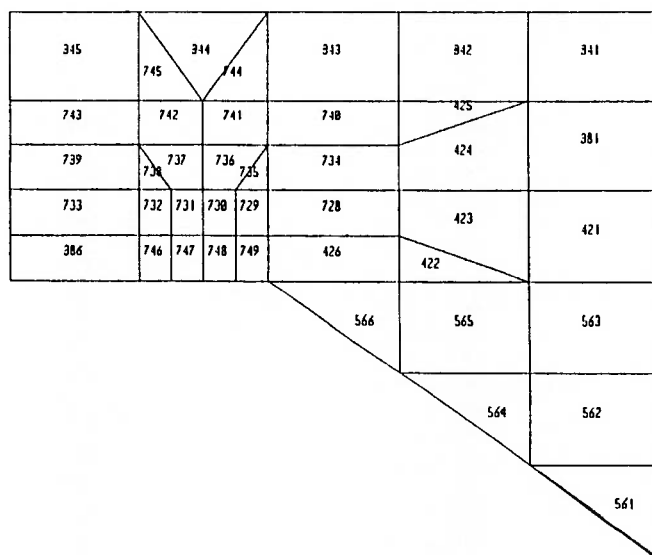
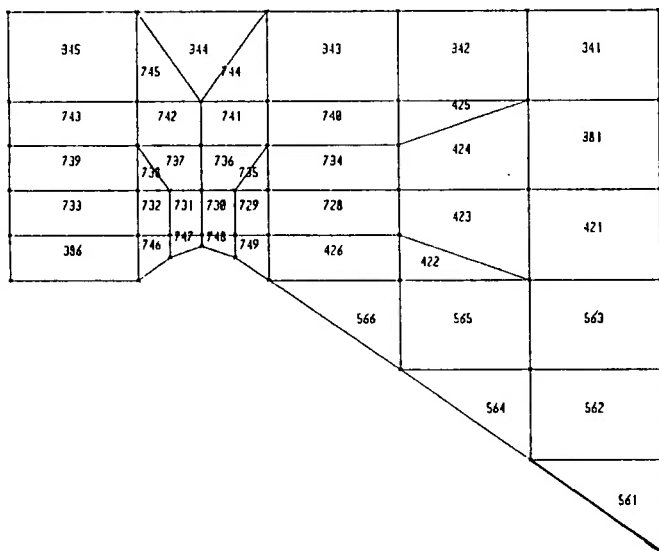
Tabela 7.4b - Tensões Atuantes na Solda de Ligação Ponteira/Viga Tubular.
 Comparação entre os Valores Obtidos para o Eixo Com Canal e Sem Canal.

FACE INFERIOR						Folha 01/02
FACE SUPERIOR DA PONTEIRA						
LOCALIZAÇÃO NA MALHA		TENSÕES NODAIS (MPa)	LOCALIZAÇÃO NA MALHA		TENSÕES NODAIS (MPa)	
ELEMENTO	NÓ	COM CANAL	ELEMENTO	NÓ	SEM CANAL	
426	475	72,23	426	475	18,16	
	842	78,25		842	20,17	
728	842	75,22	728	842	19,98	
	434	44,35		434	17,16	
734	434	46,72	734	434	16,96	
	852	27,29		852	15,88	
740	852	27,94	740	852	15,78	
	393	19,20		393	15,37	
343	393	14,35	343	393	14,80	
	352	10,26		352	13,80	
749	475	151,41	749	475	52,02	
	838	149,86		838	53,56	
	842	115,96		842	16,58	
	843	104,23		843	18,12	
751	819	-66,24	751	819	-137,33	
	820	-79,02		820	137,40	
	824	-39,42		824	-62,51	
	825	-27,07		825	-62,57	
748	839	311,99	748	839	39,91	
	838	256,97		838	39,88	
	843	140,84		843	21,79	
	844	86,94		844	21,82	
747	839	205,51	747	839	32,73	
	844	94,81		844	23,52	
	840	178,70		840	32,70	
	845	121,60		845	23,50	
746	840	28,48	746	840	28,62	
	845	104,78		845	23,82	
	476	29,36		476	28,52	
	846	79,31		846	23,73	
561	618	34,17	561	618	4,29	
	597	34,17		597	4,29	
	619	34,17		619	4,29	
564	619	66,06	564	619	8,20	
	620	66,06		620	8,20	
	621	66,06		621	8,20	
566	621	74,61	566	621	19,66	
	474	74,61		474	19,66	
	475	74,61		475	19,66	
562	597	22,25	562	597	2,99	
	576	113,83		576	12,48	
	619	25,73		619	3,47	
	620	117,50		620	12,97	
563	576	93,37	563	576	9,56	
	620	100,90		620	10,30	
	472	-9,26		472	7,88	
	473	-1,73		473	8,63	
565	620	73,01	565	620	7,55	
	621	78,30		621	7,81	
	473	31,52		473	14,33	
	474	36,81		474	14,80	

Tabela 7.4b - Tensões Atuantes na Solda de Ligação Ponteira/Viga Tubular.
 Comparação entre os Valores Obtidos para o Eixo Com Canal e Sem Canal.

FACE INFERIOR

Folha 02/02



Localização dos Elementos e Nós na Malha.

Análise do fenômeno de fadiga da ponteira, na região do canal, deve ser executada conforme metodologia apresentada no item 7.3.2 deste trabalho, envolvendo a necessidade de avaliar-se as tensões dinâmicas atuantes na ponteira do eixo e a resistência à fadiga do material empregado na fabricação do componente, no caso o aço ABNT 1045.

Para definição das tensões dinâmicas que atuam na região do canal da ponteira, utiliza-se as séries temporais de deformação registradas para a viga tubular, apresentadas no item 7.2.3, relacionando-se as tensões atuantes na viga tubular com as tensões atuantes no canal através da aplicação de um fator de concentração de tensões, tal como apresentado no item 7.2.4 deste texto. Este fator pode ser definido da forma:

$$K_{cc} = \frac{S_{canal}}{S_{viga\ tubular}}$$

onde: K_{cc} fator de concentração de tensões no canal;

S_{canal} tensão atuante no canal da ponteira;

$S_{viga\ tubular}$... tensão atuante na viga tubular, na região da instalação dos extensômetros elétricos.

A partir dos resultados de tensões obtidos pelo processamento do modelo de elementos finitos, tem-se que a tensão normal longitudinal, correspondente à ação do momento fletor gerado por uma carga vertical, atuante no canal é 258,75 MPa, definido como o valor médio da tensão atuante no nó 839, conforme dados da Tabela 7.4b, para uma carga lateral de 39710N, enquanto que para a viga tubular esta tensão é 102,58 MPa, tal como apresentado no item 7.2.4. O fator de concentração de tensões para o canal vale:

$$K_{ac} = \frac{258,75}{102,58}$$

$$K_{ac} = 2,522 \quad (7.9)$$

Portanto, a tensão atuante no canal da ponteira do eixo é inferior à atuante na viga tubular, na região de fixação do feixe de molas, e pode ser definida diretamente a partir dos registros experimentais de deformação obtidos no ensaio dinâmico do eixo veicular auxiliar, aplicando a seguinte relação:

$$S_{canal} = K_{ac} \cdot E \cdot \varepsilon_{viga\ tubular}$$

A partir desta estimativa das tensões atuantes no canal da ponteira, aplica-se o Método “Rainflow” para definir os histogramas de flutuação de tensões relativos ao canal da ponteira, sendo estes apresentados nas Figuras 7.31 a 7.36, para cada um dos seis trechos percorridos com o caminhão instrumentado.

Quanto à definição da resistência à fadiga do material da ponteira na referência [39] são apresentados os resultados relativos ao ensaio de fadiga rotativo, com tensão média nula, de um aço SAE 1045, laminado a quente, sendo estes reproduzidos na Tabela 7.5. Considerando que este material tem propriedades similares ao aço ABNT 1045 laminado a quente, empregado na fabricação da ponteira, utilizar-se-á estes resultados para avaliação da curva SN do aço ABNT 1045.

Executando-se uma regressão linear dos dados constantes da Tabela 7.5, obtém-se a seguinte curva SN:

$$S_R^{6,494} \cdot N = 6,87 \times 10^{23}, S^R \text{ em MPa} \quad (7.10)$$

sendo o limite de fadiga (S_F) igual a 642,76 MPa, definido para um número de ciclos superior a 4×10^5 .

Entretanto, esta curva representa o valor médio da resistência à fadiga deste material, obtido para corpos de prova usinados especialmente para a execução dos ensaios, devendo esta ser corrigida para considerar os efeitos do acabamento superficial, da confiabilidade, das dimensões do eixo e da tensão média, sobre a curva SN levantada experimentalmente.

Para consideração dos três primeiros efeitos citados no parágrafo anterior, utilizar-se-ão fatores de correção da curva SN, conforme indicações apresentadas por Branco, [28]:

$$k_a = 0,78 \dots\dots \text{(acabamento superficial: usinagem);}$$

$$k_d = 0,85 \dots\dots \text{(efeito das dimensões da ponteira do eixo);}$$

$$k_c = 0,897 \dots \text{(considerando uma confiabilidade de 90\%, valor usualmente empregado por entidades normalizadoras, como AWS e API).}$$

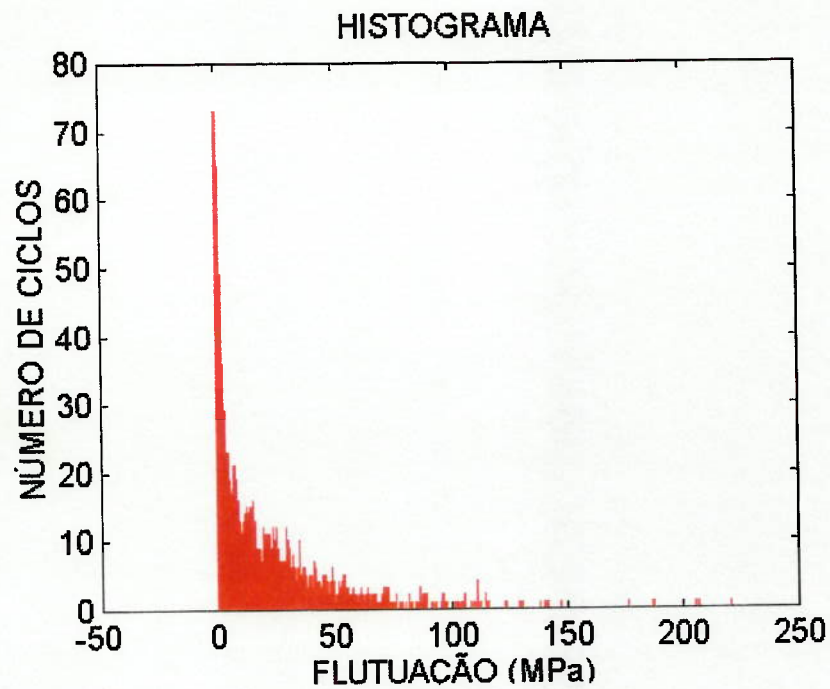


Figura 7.31 - Histograma de Flutuação de Tensões Atuantes no Canal da Ponteira do Eixo Veicular Auxiliar. Trecho 1.

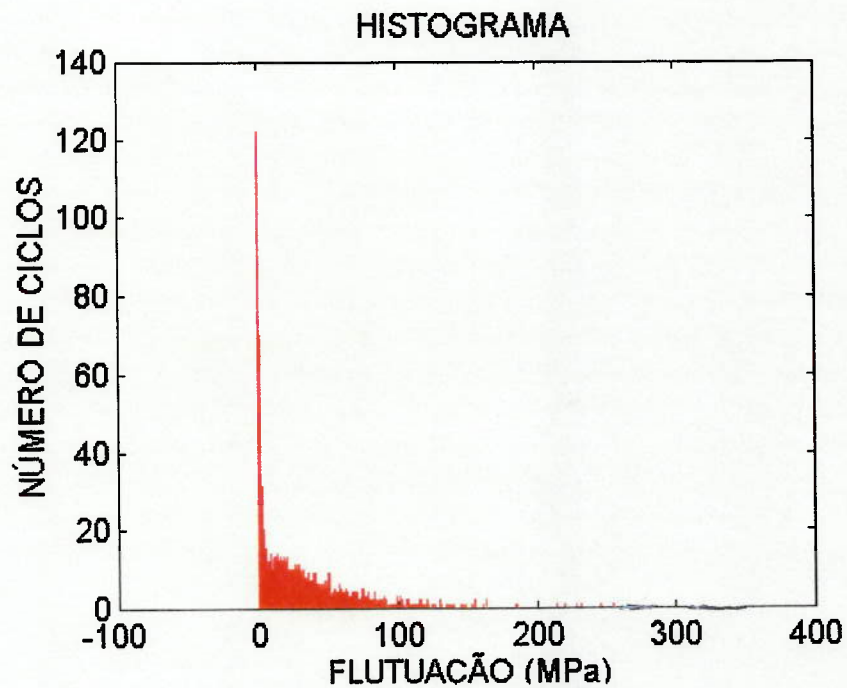


Figura 7.32 - Histograma de Flutuação de Tensões Atuantes no Canal da Ponteira do Eixo Veicular Auxiliar. Trecho 2.

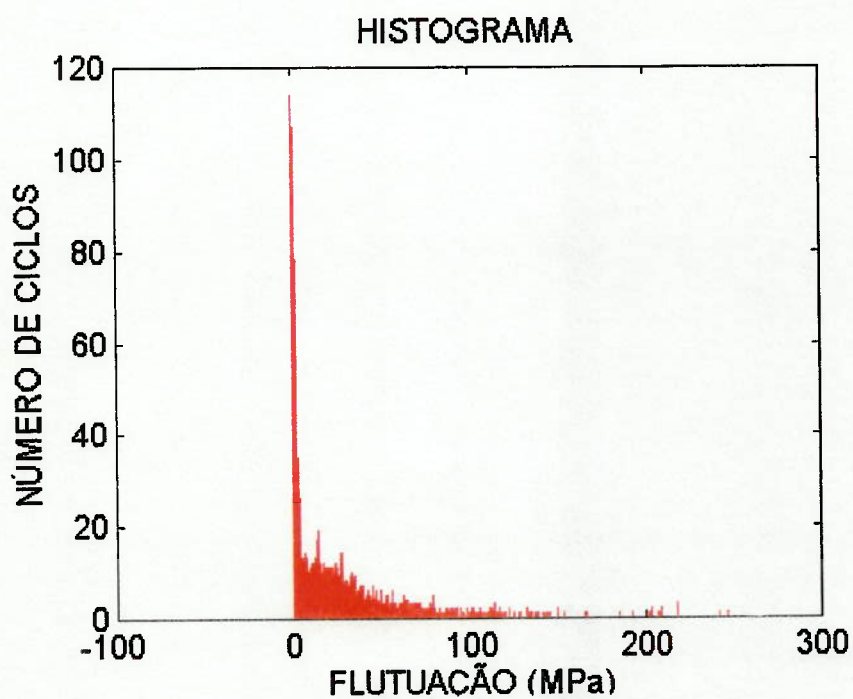


Figura 7.33 - Histograma de Flutuação de Tensões Atuantes no Canal da Ponteira do Eixo Veicular Auxiliar. Trecho 3.

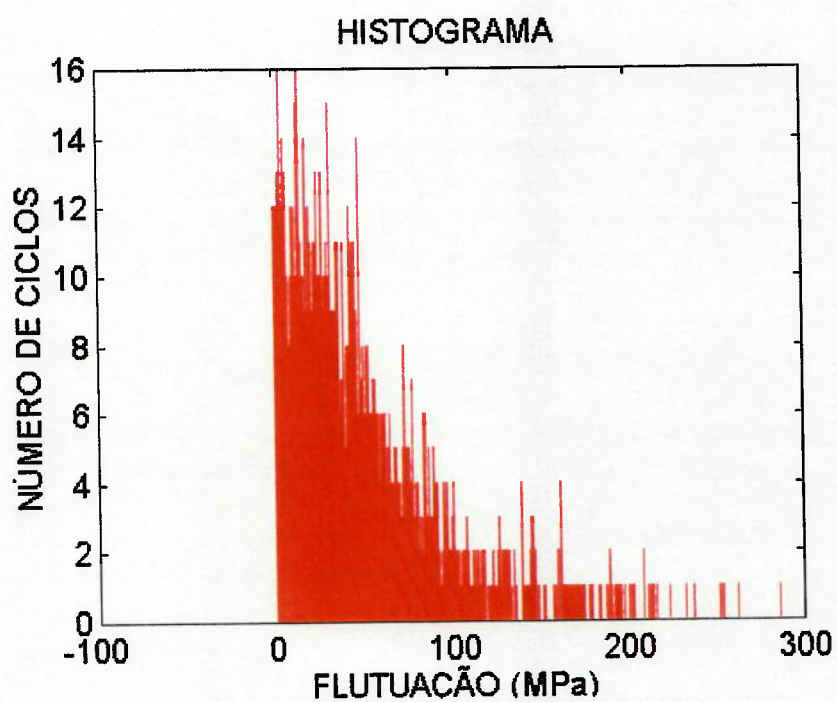


Figura 7.34 - Histograma de Flutuação de Tensões Atuantes no Canal da Ponteira do Eixo Veicular Auxiliar. Trecho 4.

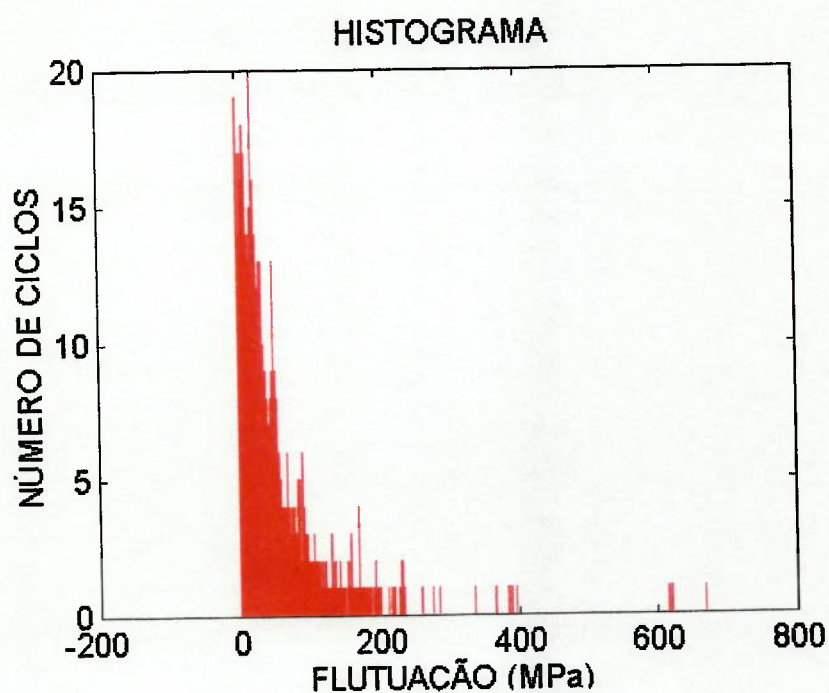


Figura 7.35 - Histograma de Flutuação de Tensões Atuantes no Canal da Ponteira do Eixo Veicular Auxiliar. Trecho 5.

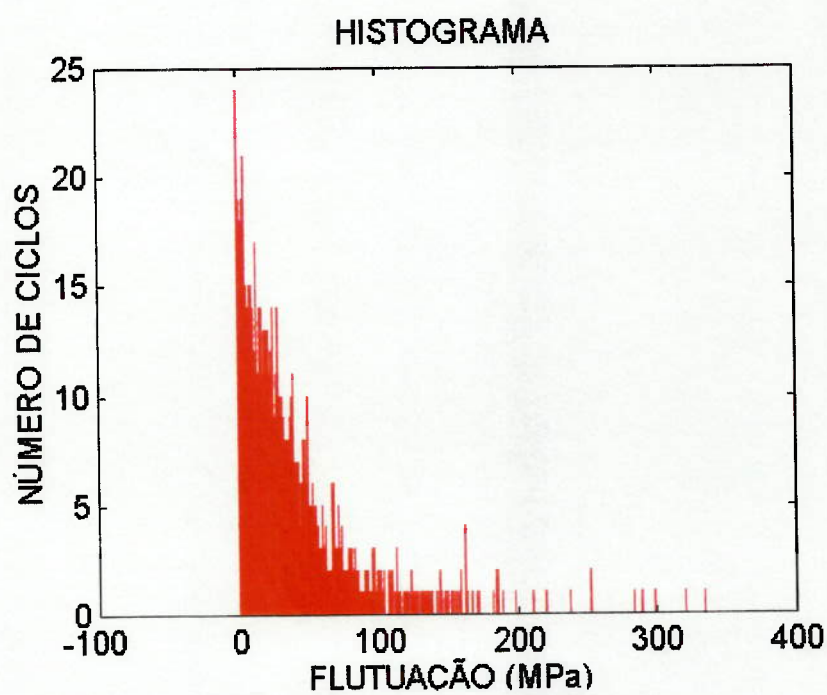


Figura 7.36 - Histograma de Flutuação de Tensões Atuantes no Canal da Ponteira do Eixo Veicular Auxiliar. Trecho 6.

Tabela 7.5 - Dados Empregados na Avaliação da Curva SN do Aço SAE 1045, Laminado a Quente, [39].

NÚMERO DE CICLOS	AMPLITUDE DE TENSÃO MPa	FLUTUAÇÃO DE TENSÃO (MPa)
10^4	551,20	1102,40
4×10^4	482,30	964,60
10^5	385,84	771,68
4×10^5	323,83	647,66
10^6	323,83	647,66

Limite de Resistência à tração: 737 MPa

Limite de Escoamento: 434 MPa

Já para definição do efeito da tensão média, é empregada a Lei de Goodman, já utilizada no item 7.3.2 deste texto. No caso específico do canal da ponteira, a presença do mesmo altera não só a distribuição de tensões de flexão longitudinais, induzidas pela carga vertical atuante no eixo, relativo ao contato pneu/via trafegável, mas também a distribuição de tensões de flexão transversais, induzida pela carga horizontal, devido ao efeito do atrito no contato pneu/via trafegável. No caso da tensão de flexão longitudinal, esta já foi determinada numericamente, com a utilização de processamento do programa de elementos finitos. Para cálculo da tensão de flexão transversal, será empregado um fator de concentração de tensões, que visa considerar o efeito do canal sobre a distribuição de tensões devido ao momento fletor atuando no plano horizontal do eixo, tal como indicado esquematicamente na Figura 7.37. Nesta mesma Figura apresenta-se a formulação utilizada para cálculo do fator de concentração, conforme apresentado por Roark, [40].

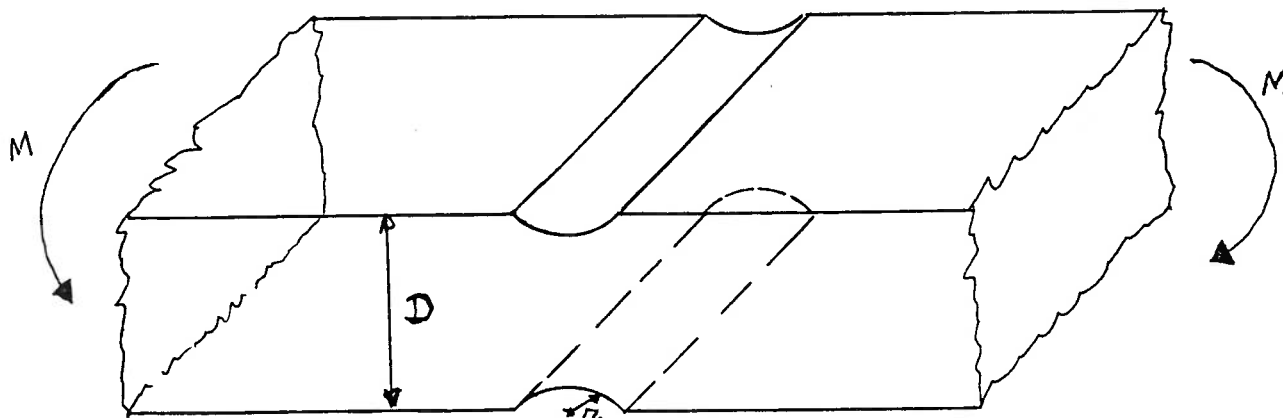
Utilizando-se a formulação em referência, determina-se a tensão de flexão transversal atuante no canal, quando o eixo é submetido à uma carga horizontal lateral de 15884N, correspondendo a 40% da carga vertical, tal como apresentado no item 7.3.2, através da seguinte relação:

$$S_{\text{TRANS}c} = K_{\text{TEN}} \cdot S_{\text{TRANS}} \quad (7.11)$$

onde: $S_{\text{TRANS}c}$ tensão de flexão transversal, devido a ação da carga horizontal lateral, considerando a presença do canal;
 K_{TEN} fator de concentração de tensão transversal devido a presença do canal.

Considerando a geometria do eixo veicular auxiliar, apresentada na Figura 2.1, e aplicando a formulação apresentada na Figura 7.37, tem-se:

$$K_{\text{TEN}} = 1,773$$



M momento fletor atuante no plano horizontal do eixo;

K_{TEN} fator de concentração de tensão;

$$K_{TEN} = 1,876 - 2,756 \left(\frac{2h}{D} \right) + 3,05 \left(\frac{2h}{D} \right)^2 - 1,175 \left(\frac{2h}{D} \right)^3$$

para o caso em estudo: $h = r = 2\text{mm}$

$$D = 102\text{mm}$$

Figura 7.37 - Efeito do Canal sobre a Distribuição de Tensões de Flexão Transversais, [40].

Conforme apresentado no item 7.4, $S_{\text{TRANV}} = 12,08$ MPa e aplicando a relação (7.11) tem-se:

$$S_{\text{TRANSC}} = (1,773) \cdot (12,08)$$

$$S_{\text{TRANSC}} = 21,42 \text{ MPa}$$

A tensão média equivalente atuante no canal é calculada com o emprego da equação (7.4), utilizando-se os seguintes dados:

$$S_{\text{LONG}} = S_{\text{CANAL}} = 258,75 \text{ MPa}$$

$$S_{\text{TRANV}} = S_{\text{TRANVC}} = 21,42 \text{ MPa}$$

obtendo-se

$$S_{\text{eq}} = 248,73 \text{ MPa}$$

A Curva SN definida na equação (7.10), corrigida pelo efeito da tensão média, considerando o limite de resistência à tração do material igual a 724 MPa, conforme apresentado na Tabela 2.2, passa a ser representada pela seguinte equação:

$$S^{6,494} \cdot N = 4,46 \times 10^{22}$$

Finalmente, considerando o efeito do acabamento superficial, da confiabilidade e das dimensões do eixo, utilizando os fatores apresentados anteriormente, obtém-se a curva SN abaixo representada:

$$S^{6,494} \cdot N = 1,53 \times 10^{21}$$

A tensão limite de fadiga é definida para um número de ciclos igual a 4×10^5 , obtendo-se:

$$S_{\text{Fcorr}} = 250,93 \text{ MPa}$$

Utilizando os dados dos histogramas das Figuras 7.31 a 7.36, e a curva SN definida para a região do canal do eixo, definem-se os danos acumulados associados a cada trecho padrão, considerando um período de tempo padrão, obtendo-se os valores apresentados na Tabela 7.6.

Comparando os dados da Tabela supra-citada, com os dados da Tabela 7.3, onde são apresentados os danos acumulados associados aos seis trechos padrões analisados neste estudo, calculados para a atual geometria do eixo veicular auxiliar, verifica-se que a região do canal apresenta danos superiores aos observados para a atual geometria do eixo, na região do cordão de solda, indicado que haveria colapso por fadiga nesta região em um período de tempo inferior ao que atualmente é observado para o eixo veicular auxiliar, ou seja, a presença do canal prejudica a resistência à fadiga deste componente.

Conclui-se portanto que, a introdução do canal na ponteira do eixo causaria um aumento da tensão de flexão na região da solda de ligação da ponteira com a viga tubular, além do que verificar-se-ia a ocorrência de fadiga na região do canal, face a elevada magnitude das tensões de tração atuantes nessa área. Portanto, a presença de canal causaria um efeito detrimental sobre a resistência à fadiga do eixo veicular auxiliar.

Desse modo verifica-se que qualquer alteração da geometria do eixo veicular auxiliar, na região do cordão de solda de ligação da ponteira com a viga tubular, prejudica o desempenho do componente com respeito à resistência à fadiga.

Tabela 7.6 - Dano Acumulado no Canal da Ponteira do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões para os Seis Trechos Padrão.

TRECHO PADRÃO	DANO ACUMULADO EM 15 MINUTOS
1	0
2	0
3	0
4	$1,906 \times 10^{-5}$
5	$3,376 \times 10^{-3}$
6	$5,835 \times 10^{-4}$

7.5.2 - MODIFICAÇÕES NOS PROCEDIMENTOS DE SOLDAGEM EMPREGADOS NA FABRICAÇÃO DO EIXO VEICULAR AUXILIAR

Visando um aumento da vida operacional do eixo veicular auxiliar de caminhões e devido haver inúmeros defeitos nas soldas longitudinal da viga tubular e na solda de ligação entre a ponteira e a viga tubular, sugere-se algumas medidas preventivas para eliminação dos referidos defeitos.

7.5.2.1 - SOLDA LONGITUDINAL NA VIGA TUBULAR

O processo de soldagem por arco submerso empregado na execução da solda longitudinal na viga tubular, tal como indicado na Figura 7.38, é ideal para soldagem de chapas grossas na posição plana, onde se obtém altas taxas de deposição e penetração bastante profunda.

Porém, com a execução de uma inspeção deste cordão de solda com a utilização de métodos não destrutivos, mais especificamente o ensaio radiográfico, verificou-se a presença de uma série de defeitos superficiais e internos ao cordão de solda. Ressalta-se que os fabricantes de eixos veiculares auxiliares de caminhões não executam este tipo de inspeção.

Com objetivo de corrigir os defeitos acima citados, sugere-se aos fabricantes dos eixos implementarem algumas medidas, que melhorariam a qualidade deste cordão de solda:

- Soldar em retrocesso para eliminar as contrações.
- Aumentar a seção de solda para melhor absorção de esforços.
- Pré-aquecer e pós-aquecer a junta soldada eliminando a rapidez de resfriamento.
- No caso de haver trincas, para repará-las há necessidade de se executar furos de alívio em ambas as extremidades promovendo-se a remoção do material na região do

defeito. Após a limpeza final executa-se a ressoldagem para restaurar a junta defeituosa.

- Empregar junta com chanfro em “V”, dado que a espessura da viga tubular é superior a 6mm.
- Manter as partes a serem soldadas sob pressão através de macacos hidráulicos ou abraçadeiras mecânicas.
- Empregar um operador de solda com certificado de qualificação de soldador de acordo com a norma ASME, seção IX.
- Aprovação da especificação do procedimento de soldagem de acordo com a norma ASME, seção IX.



Figura 7.38 - Processo de Soldagem por Arco Submerso.

7.5.2.2 - SOLDA DE LIGAÇÃO ENTRE A PONTEIRA E A VIGA TUBULAR

O processo de soldagem a arco elétrico com proteção gasosa, empregado na execução do cordão de solda de ligação ponteira/viga tubular, é um processo de soldagem a arco metálico em que a coalescência é produzida pelo aquecimento devido ao arco elétrico gerado entre o eletrodo (consumível) e a peça de trabalho. A proteção é proporcionada por uma mistura de gases (que pode conter gás inerte), ou uma mistura de gás e material fundente.

Tal como ocorre na soldagem da viga tubular, os fabricantes de eixos veiculares auxiliares de caminhões não executam uma inspeção detalhada deste cordão de solda.

Visando a avaliação deste cordão de solda, executou-se uma inspeção detalhada do mesmo, com a utilização de técnicas não destrutivas.

Ressalta-se que a execução deste cordão de solda é uma operação crítica, pois encontrou a união de um aço de baixo carbono - DIN 17100 -, um aço alto carbono - ABNT 1045 -, sendo que a soldagem destes materiais exigem, individualmente, procedimentos diferenciados.

Realizadas as inspeções visual, por líquido penetrante e por ultra-som, constatou-se diversas irregularidades no tamanho e no formato do cordão de solda, descontinuidades no cordão, mau acabamento, superposições e mordeduras em alguns pontos.

Com o objetivo da correção dos referidos defeitos, sugere-se a aplicação dos seguintes procedimentos:

- Empregar um operador de solda com certificado de qualificação de acordo com a norma ASME, seção IX.

- Aprovação da especialização do procedimento de soldagem de acordo com a norma ASME, seção IX.
- Manter a velocidade de avanço do arame sempre constante.
- Diminuir a amperagem da máquina de solda.
- Manter um ângulo de posição da tocha constante.
- Pré-aquecer a superfície da junta do lado do aço ABNT 1045 até 300°C, em seguida trabalhar com passes corridos com arame ER 70S-6, com pouca penetração no aço ABNT 1045.
- Após soldagem, pós aquecer até 650°C e resfriar ao ar.

CAPÍTULO VIII

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

8.1 - CONCLUSÕES

Em conformidade com o objetivo deste trabalho, apresentado no item introdutório do presente texto, desenvolveu-se uma metodologia de análise da vida operacional do eixo veicular auxiliar de caminhões, considerando como fator limitante para a operação do componente a ocorrência do colapso por fadiga.

A análise de fadiga apresentada neste estudo considera a variação da excitação dinâmica atuante sobre o eixo veicular auxiliar de caminhões, relacionada ao contato pneu/via trafegável, em função da qualidade da superfície da via trafegável percorrida pelo veículo automotor. Esta metodologia já pode ser considerada um avanço em relação a uma abordagem puramente determinística, na qual toma-se apenas uma única situação de carregamento dinâmico, usualmente com baixa probabilidade de ocorrência, e daí estima-se a vida operacional do veículo. Este último procedimento deve ser utilizado apenas nas fases iniciais do projeto do componente, sendo mais indicado para análise da possibilidade de ocorrência de ruptura estática do mesmo.

A partir da metodologia proposta neste trabalho, pode-se definir a vida operacional esperada para o eixo veicular auxiliar de caminhões, em função da rota a ser percorrida pelo veículo, o que pode fornecer parâmetros para os operadores de veículos definirem a periodicidade de inspeções do eixo veicular auxiliar de caminhões, a fim de verificar a presença e a possível propagação de trincas, devido à ação de carregamento cíclico.

Além das conclusões de caráter geral, a execução deste trabalho permitiu que fossem observados outros pontos importantes, tais como:

- i) O eixo veicular auxiliar de caminhões está dimensionado adequadamente sob o ponto de vista da prevenção de colapso por escoamento.
- ii) O mecanismo de colapso por fadiga do eixo veicular auxiliar de caminhões está diretamente relacionado com o carregamento imposto pelo contato pneu/via trafegável, o qual é influenciado pelas condições da superfície da via, sendo que quanto mais deteriorada estiver esta superfície, de maior magnitude será o carregamento dinâmico imposto ao eixo veicular auxiliar de caminhões.
- iii) O modelo de elementos finitos, aplicado neste estudo, para determinação das tensões atuantes no eixo veicular auxiliar de caminhões, quando submetido à ação de uma carga lateral estática, permitiu a obtenção de uma distribuição de tensões muito próxima da obtida através da execução de um ensaio em laboratório, de um eixo instrumentado com extensômetros elétricos, submetido a um carregamento lateral controlado.
- iv) A execução de ensaios de campo com o eixo veicular instrumentado é uma ferramenta bastante efetiva na determinação dos esforços dinâmicos atuantes neste componente, pois a medida que o caminhão se movimenta sobre a via trafegável, em velocidades compatíveis com o tipo de superfície da via e com a localização da mesma - rua, avenidas ou estradas - é possível registrar as deformações dinâmicas que ocorrem no eixo, facilitando a definição das tensões dinâmicas que agem sobre o mesmo. O cálculo destas tensões através do emprego de formulações teóricas é bastante complexo, envolvendo a aplicação de metodologias já consagradas para a análise do comportamento dinâmico, porém o maior obstáculo para execução desta análise é a necessidade do prévio conhecimento do perfil da via trafegável, e

no caso específico das ruas ou rodovias brasileiras, não foi encontrada uma bibliografia que apresentasse estas informações.

- v) A flutuação de tensões dinâmicas atuantes no eixo veicular auxiliar atingiu magnitude da ordem de 80 MPa, para os trechos de via trafegável apresentando condições superficiais ruins, enquanto que para vias com condições superficiais consideradas boas, com poucos buracos e defeitos superficiais, a magnitude desta flutuação de tensões reduziu-se a cerca de 25 MPa.
- vi) A vida operacional do eixo veicular auxiliar de caminhões dependerá da rota que será executada pelo veículo no qual este é instalado, sendo que para rotas em que se utilizam vias trafegáveis com superfície mais deterioradas, com muitas irregularidades e buracos, pode-se prever uma sensível redução da vida do eixo. Para o caso do exemplo apresentado neste estudo, considerando um caminhão executando a rota Canoas/RS a Cubatão/SP, previu-se uma vida de 5 anos para o eixo, que é inferior a vida útil considerada para o veículo de transporte, que é de 10 anos.
- vii) A avaliação da vida operacional do veículo depende das características de resistência à fadiga da união soldada ponteira/viga tubular, sendo que esta foi estimada a partir de curvas padronizadas pela AWS. Qualquer variação nesta característica do material influenciará significativamente a vida do eixo.
- viii) O atual procedimento de soldagem empregado na execução da solda de ligação ponteira/viga tubular induz a ocorrência de defeitos no cordão de solda que comprometem a resistência a fadiga do eixo veicular auxiliar, sendo que a melhoria neste procedimento, tal como sugerido neste trabalho, com a utilização de sequência de operações certificadas por entidades normalizadoras de processos de soldagem, como a ASME, AWS ou API,

deverá melhorar a resistência à fadiga deste eixo, aumentando a sua vida operacional.

- ix) A metodologia de análise apresentada neste estudo permite a análise do fenômeno de fadiga de outros componentes de um veículo submetido a ação de tensões dinâmicas, tais como rodas, componentes da suspensão e chassi.

8.2 - RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Ao longo do desenvolvimento deste trabalho foram observados alguns pontos que poderiam ser melhor avaliados em estudos futuros, os quais são:

- i) Construção de um protótipo de um eixo veicular auxiliar de caminhões, incorporando as modificações no processo de fabricação sugeridas neste trabalho, e submetê-lo a ensaios de carregamento estático e dinâmico, a fim de verificar o quanto foi melhorada a resistência à fadiga do eixo. Outros protótipos poderiam ser instalados em veículos, devendo o seu desempenho ser acompanhado pelo fabricante, a fim de verificar o quanto foi aumentada a vida operacional do componente.
- ii) Executar um acompanhamento de um grupo de veículos que executam uma rota específica, com objetivo de estimar experimentalmente a vida operacional do eixo veicular auxiliar de caminhões, e comparar esta estimativa com o valor obtido pela metodologia desenvolvida neste trabalho, obtendo maiores subsídios experimentais para sua validação.
- iii) Executar ensaios de fadiga com corpos de prova soldados, com as mesmas características da junta soldada de ligação da fronteira com a viga tubular, ou seja, união de dois materiais diferentes - aço DIN 17100 e aço ABNT 1045 - com um procedimento de soldagem MAG, a fim de caracterizar a curva SN representativa deste tipo de união soldada.
- iv) Desenvolver um programa do tipo “Sistema Especialista”, para ser executado em microcomputador, com o objetivo de automatizar toda a

metodologia apresentada neste estudo, exigindo que o usuário forneça a rota especificada para o caminhão, e que o programa, baseado em um banco de dados de tipos de via trafegável e solicitações dinâmicas associadas a estas vias, estima a vida operacional do eixo.

- v) Executar a análise do colapso por fadiga do eixo veicular aplicando conceitos da Mecânica de Fratura Linear Elástica, com o emprego da curva $da/dN \times \Delta K$, incluindo a execução de ensaios não destrutivos para avaliar os defeitos existentes nas juntas soldadas do eixo veicular auxiliar de caminhões.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] SENÇO, W. **Pequena história dos transportes.** Revista pesquisa e tecnologia FEI (Faculdade de Engenharia Industrial), nº. 17, 1998, pp 15-21.
- [2] MERCEDES BENZ. **Manual de instruções para montagem de carrocerias e equipamentos em caminhões Mercedes Benz.** 7a. ed. São Bernardo do Campo, 1993.
- [3] ASSOCIAÇÃO NACIONAL DO TRANSPORTE RODOVIÁRIO DE CARGA (NTC). **Lei de balança no Brasil e no Mundo - Estudos técnicos do TRC,** São Paulo, 1997.
- [4] CÂMARA DOS DEPUTADOS DO BRASIL. **Resolução 597/82 do CONTRAN regulamentação para adaptação do eixo veicular auxiliar (3º. eixo).** 1a. ed. Brasília, 1982.
- [5] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Eixo veicular de caminhões.** NBR 6743. São Paulo, 1981.
- [6] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Eixo veicular auxiliar verificação de fadiga dos elementos de fixação do freio.** NBR 6745, São Paulo, 1981.
- [7] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Eixo veicular auxiliar, verificação por fadiga por flexão vertical.** NBR 6744, São Paulo, 1981.
- [8] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Ponta do eixo veicular auxiliar, determinação da resistência a fadiga.** NBR 10311 São Paulo, 1981.
- [9] METALÚRGICA SILPA. **Catálogo geral de peças Silpa.** 1a. ed. Caxias Sul, 1990.
- [10] DIN 17100 - ST 52,3 - Acero de construcion em general. DIN 4 Parte A Normas. **De materiales e perfiles - Acero y Hierro.** 3a. ed. Editorial Balzola Bilbao, 1996.
- [11] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Aços para perfis laminados para uso estrutural.** NBR 7007. São Paulo, 1981
- [12] SOCIETY AUTOMOTIVE ENGINEERS. SAE J1099. **Fatigue proprieties of steel.** SAE Handbook, SAE, Detroit, 1992.

- [13] AMERICAN SOCIETY OF TESTING MATERIALS. ASTM A36M - 90. **Standard specification for structural steel.** Anual Books of ASTM Standard, Vol. 01-04, ASTM, Philadelphia, 1991.
- [14] AMERICAN WELDING SOCIETY ANSI/AWS 5.17-80. **Specification for carbon steel electrodes and fluxes for submerged arc welding.**AWS Miami, 1980.
- [15] AMERICAN WELDING SOCIETY ANSI/AWS 5.18-80. **Specification for carbon steel filler metals for gas shielded arc welding.** AWS, Miami, 1979.
- [16] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Cálculo dos reforços nas longarinas do quadro do chassi para caminhões com eixo veicular auxiliar.** NBR 6749, São Paulo, 1981.
- [17] RILL, G. **Vehicle modelling for real time application.** Revista Brasileira de Ciências Mecânicas (RBCM), Vol. XIX, nº. 2, 1997, pp. 192-206.
- [18] SHARP, R.S. **The application of multi - body computer codes to road vehicles dynamic modelling problems.** **Proceedins of Institution of Mechanical Engineers.** Journal of Automobile Engineering, Vol. 208 , 1994, pp. 55-61.
- [19] FITCH, J. W. **Motor truck engineering handbook.** 4a. ed., New York, Society of Automotive Engineers (SAE), INC, 1994.
- [20] GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle dynamics.** 1a. ed., New York, Society of Automotive Engineers (SAE), INC, 1992.
- [21] Conversa privada mantida entre o Eng^o. Fábio Fosz, da empresa GOODYEAR DO BRASIL PRODUTOS DE BORRACHA LTDA, e o Eng^o. Mário Batista da Ana, registrada em fax datado de Outubro de 1997.
- [22] COSTA NETO, A. **Sistemas de Suspensão.** Apostila do departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia de São Carlos. Universidade de São Paulo.
- [23] FUCHS, H. O. ; STEPHENS, R. I. **Metal fatigue in engineering.** New York, John Wiley & Sons, 1980.
- [24] SHIGLEY, J. E. ; MITCHELL, L. D. **Mechanical engineering design.**3a. ed, Tokyo, McGraw-Hill, 1983.
- [25] JUVINALL, R. C. ; MARSHEK, K. M. **Fundamentals of machine component design.** 3a. ed., New York, John Wiley & Sons, 1991. Flórida, 1990.

- [26] PETRECHE, J. R. D. **Análise probabilística do comportamento dinâmico de linhas de amarração.** São Paulo, 1990, Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.
- [27] ALMAR, A. **Offshore steel structure fatigue handbook.** Trondheim, Tapir Publishers, 5 ed. 1985.
- [28] BRANCO, C. M. ; et al. **Fadiga de estruturas soldadas.** Lisboa, Fundação Calouste Gulbenkian, 1986.
- [29] MASUBUCHI, K. **Analysis of welded structures.** 1a. ed. New York, Pergamon 1980.
- [30] AMERICAN WELDING SOCIETY AWS D1.1. **Structural welding code steel.** 12a. ed, AWS, Miami, 1990.
- [31] SOUZA, G. F. M. **Análise de confiabilidade estrutural a fadiga de "Risers" Rígidos.** São Paulo, 1994. Tese (Doutorado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.
- [32] THE COMMITTEE ON FATIGUE AND FRACTURE RELIABILITY OF COMMITTEE ON STRUCTURAL AND RELIABILITY OF THE STRUCTURAL DIVISION. **Fatigue reliability: Variable amplitude de loading.** Journal of the Structural Division of the American Society of Civil Engineers (ASCE), V. 108, 1982, pp. 47-69.
- [33] AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. API - RP - 2A. **Recommended Practice for Planning, Designing and Construction of Fixed Offshore Platforms.** 17a. ed., Washington D.C., API, 1987.
- [34] SAP 90. **Software para análise estrutural.** São Paulo, Multiplus Software para Micros, 1977.
- [35] TIMOSHENKO, S. **Resistência dos materiais.** 1a. ed., São Paulo, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1981.
- [36] KYOWA ELECTRONIC INSTRUMENTS. CAT N°. 3002A - KFG Series: **A complete line of new foil strain gages.** Catálogo KYOWA, 1991.
- [37] AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **Código ASME para caldeiras e vasos de pressão.** Seção VIII, São Paulo, Instituto Brasileiro de Petróleo, 1980.
- [38] A. SIMON & SCHUSTER COMPANY. **The student edition of Matlab User's Guide, Englewood Cliffs.** New Jersey, 1995.

- [39] GROVER, H. O., GORDON, S.A., JACKSON, L.R., **Fatigue of Metals and Structures**. Thames and Hudson, 1956.
- [40] ROARK, R. J. ; YOUNG, W. C. , **Formulas for stress and strain**, 5a. ed., New York, Mc Graw-Hill Book Company, 1982.