

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA  
TESE DEFENDIDA POR EDSON LELIS  
FESCINA E APROVADA  
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 13/07/2010

  
ORIENTADOR

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS**  
**FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Edson Lelis Fescina

**Estudo de Durabilidade de Rolamentos de  
Roda, baseado em rotas brasileiras.**

Campinas, 2010.

Edson Lelis Fescina

# **Estudo de Durabilidade de Rolamentos de Roda, baseado em rotas brasileiras.**

Dissertação apresentada ao Curso de Mestrado Profissional da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Automobilística.

Área de Concentração: Dinâmica

Orientador: Prof. Dr. Auteliano Antunes dos Santos Júnior

Campinas  
2010

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

F421e Fescina, Edson Lelis  
Estudo de durabilidade de rolamentos de roda,  
baseado em rotas brasileiras / Edson Lelis Fescina. --  
Campinas, SP: [s.n.], 2010.

Orientador: Auteliano Antunes dos Santos Júnior.  
Dissertação de Mestrado (Profissional) - Universidade  
Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia  
Mecânica.

1. Rolamento. 2. Durabilidade (Engenharia). 3.  
Automóveis - Rodas. I. Santos Júnior, Auteliano  
Antunes. II. Universidade Estadual de Campinas.  
Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Durability study of wheel bearings, based on Brazilian route  
data

Palavras-chave em Inglês: Bearing, Durability (Engineering), Automobiles -  
Wheels

Área de concentração: Dinâmica

Titulação: Mestre em Engenharia Automobilística

Banca examinadora: Robson Pederiva, Carlos Alberto Bandeira Guimarães

Data da defesa: 13/07/2010

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

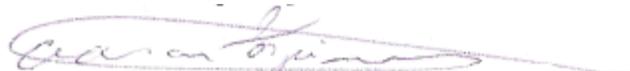
**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA  
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECANICO  
DISSERTAÇÃO DE MESTRADO PROFISSIONAL**

**Estudo de Durabilidade de Rolamentos de  
Roda baseado em rotas brasileiras.**

Autor: Edson Lelis Fescina

Orientador: Prof. Dr. Auteliano Antunes dos Santos Júnior

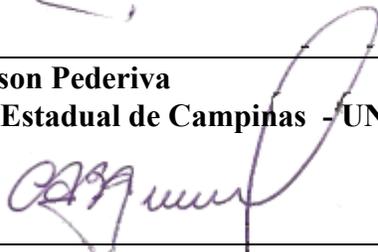
A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



**Prof. Dr. Auteliano Antunes dos Santos Júnior, Presidente**  
**Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP/DPM/FEM**



**Prof. Dr. Robson Pederiva**  
**Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP/DPM/FEM**



**Prof. Dr. Carlos Alberto Bandeira Guimarães**  
**Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP/FEC**

Campinas, 13 de julho de 2010.

Dedico este trabalho à minha esposa, Telma, à minha filha Maria Beatriz e ao meu filho João Gabriel, por cada palavra e gesto de apoio e paciência nos momentos em que não puderam contar com minha presença.

## **Agradecimentos**

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto minha homenagem:

A Deus, que me deu força e saúde para cumprir mais esta etapa.

Aos meus pais, pelo apoio e incentivo em todos os momentos da minha vida.

Ao professor Dr. Auteliano, pelo apoio, paciência e pela amizade, na orientação desse trabalho.

Ao Sr. Sergio Pin, Vice Presidente Comercial e de Desenvolvimento do Produto Automotivo INA & FAG da America do Sul e ao Sr. Mario Junghähnel, Gerente de Desenvolvimento do Produto Automotivo INA & FAG, pela oportunidade e a confiança, a mim depositada, neste projeto.

A todos os professores da UNICAMP e ITA, em especial à Professora Dra. Katia Lucchesi, pelo apoio, amizade e dedicação na coordenação do Mestrado Profissional.

Aos meus colegas da Engenharia de Desenvolvimento do Produto INA & FAG, Alfons, Anderson Gutierrez, Anderson Iriguti, Caetano, Carlos, Eduardo, Felipe Carvalho, Felipe Souza, Gilson, Kleber, Osmar, Renato e Willian, pela indispensável ajuda em todas as fases do trabalho.

Aos meus colegas de Mestrado, em especial Ricardo Mello e Rodrigo Brazolin, por toda ajuda e amizade.

*Se não houver frutos,  
valeu a beleza das flores,  
se não houver flores,  
valeu a sombra das folhas,  
se não houver folhas,  
valeu a intenção das sementes.*

## Resumo

O presente trabalho tem por objetivo definir um modelo de carregamento para o cálculo de vida em rolamentos de rodas, baseado nas condições reais de esforços característicos das vias no Brasil. Uma análise comparativa entre os modelos de rota atualmente disponíveis na literatura e na prática foi elaborada e seu efeito sobre a vida do rolamento analisado. O histórico de carregamentos, nas condições reais de percurso, foi levantado para a rota nacional. Os dados foram medidos com extensômetros fixados no rolamento e na suspensão, bem como um acelerômetro fixado na altura do centro de gravidade do veículo, circulando numa rota utilizada em teste de durabilidade de veículos no Brasil. Os carregamentos foram analisados e comparados com os modelos de carregamentos levantados anteriormente. Após as análises, adotou-se o modelo de carga mais adequado às condições reais das vias brasileiras para o cálculo de vida do rolamento de rodas.

*Palavras Chave: Rolamento de rodas, Durabilidade, Rotas.*

## **Abstract**

The present work has the objective of defining a load model to estimate the life of wheel bearing, suitable to the conditions of roads in Brazil. A comparative analysis of models of the routes currently available in the literature and practice was conducted and the effect of their loads on the bearing life was analysed. A composition of loads extracted from the actual conditions of route was proposed to define the national route. To get the actual loads the data were measured by strain gages fixed in the wheel bearing and the strut body, and also by an accelerometer sensor fixed in the gravity center of the vehicle, circulating in a route used for vehicle durability test in Brazil. The loads were analyzed and compared with the loads previously proposed. After that, a more appropriate load model was adopted to calculate the durability of the bearing for the real conditions of the Brazilian roads.

*Key Words: Wheel bearing, Durability Test, Routes.*

## Lista de Ilustrações

|  |    |
|--|----|
| Figura 2.1: - Configurações de rolamentos de rodas disponíveis no mercado .....  | 4  |
| Figura 2.2: - Rolamento de rodas 1ª geração – dupla carreira de esferas de contato angular .....   | 5  |
| Figura 2.3: - Vista explodida de um rolamento de rodas de primeira geração.....  | 5  |
| Figura 2.4: – Vista em corte do conjunto de roda. ....   | 6  |
| Figura 2.5: – Influencia do valor do $\Delta_{\text{offset}}$ no fator de vida $f_L$ e na durabilidade em km .....   | 7  |
| Figura 2.6: – Representação do rolamento em corte, indicando o ângulo de contato ( $\alpha_0$ ).....   | 8  |
| Figura 2.7: – Conjunto cubo de roda em corte, indicando a base de suporte (H). ....  | 9  |
| Figura 2.8: – Raios de curvatura das pistas no plano axial de um rolamento de esferas. ....  | 9  |
| Figura 2.9: – Gráfico de vida do rolamento em função do ajuste final (após montagem do mesmo no conjunto da suspensão).....                                | 11 |
| Figura 2.10: - Forças atuantes no rolamento, nas condições de rodagem em linha reta e em curvas .....  | 13 |
| Figura 2.11: - Diagrama de corpo livre para o cálculo das cargas nas rodas, numa situação de curva à direita .....   | 14 |
| Figura 2.12: - Diagrama de corpo livre da roda direita, para a análise das cargas no rolamento...  | 15 |
| Figura 2.13: - Contato entre pistas e esferas no rolamento sob a ação da carga estática .....  | 17 |
| Figura 2.14: - Ângulo de azimute ( $\psi$ ). ....  | 18 |
| Figura 3.1: - Esquema da bancada bi-axial .....  | 25 |
| Figura 3.2: - Evolução da falha na superfície do rolamento.....  | 27 |
| Figura 3.3: - Representação do pitting e spalling na superfície de contato .....   | 28 |
| Figura 4.1: - Dados geométricos coletados do veículo. ....   | 30 |
| Figura 4.2: - Representação da distância do centro do rolamento ao centro de carga ( $\Delta_{\text{offset}}$ ) e do raio dinâmico do pneu ( $R_T$ ). .... | 31 |
| Figura 4.3: - Forças (radial e axial) que agem na roda do veículo .....  | 32 |
| Figura 4.4: - Detalhe da fixação do acelerômetro no veículo.....   | 33 |
| Figura 4.5: - Módulo MGC para aquisição de dados, montado no veículo. ....   | 33 |
| Figura 4.6: - Rota urbana, utilizada para teste de durabilidade veicular. ....   | 34 |
| Figura 4.7: - Rota rodoviária, utilizada para teste de durabilidade veicular.....  | 35 |

|  |    |
|--|----|
| Figura 4.8: - Curvas geradas pelo Matlab <sup>TM</sup> , através dos dados coletados durante o trajeto urbano com o veículo. ....  | 36 |
| Figura 4.9: - Curvas geradas pelo Matlab <sup>TM</sup> , através dos dados coletados durante o trajeto rodoviário com o veículo.....   | 37 |
| Figura 4.10: - Distribuição da carga Q através dos corpos rolantes do rolamento.....   | 39 |
| Figura 4.11: - Bancada de teste para rolamento de rodas L24. ....  | 42 |
| Figura 4.12: - Esquema da bancada, com as forças: radial ( $F_{Tr}$ ), axial ( $F_{Ta}$ ) e raio dinâmico ( $R_T$ ).<br>.....  | 43 |
| Figura 5.1: - Gráfico de ocorrência do fator a/g e velocidade, no percurso urbano. ....  | 47 |
| Figura 5.2: - Gráfico de ocorrência do fator a/g e velocidade, no percurso rodoviário.....   | 48 |
| Figura 5.3: - Fixação dos extensômetros na manga de eixo.....  | 49 |
| Figura 5.4: - Fixação dos extensômetros no rolamento e do conjunto montado na manga de eixo.<br>.....  | 49 |
| Figura 5.5: - Gráfico resultante das forças, gerado pelo Matlab <sup>TM</sup> , a partir dos dados de aceração lateral (a/g) adquiridos pelo acelerômetro fixado da altura do CG do veículo, na rota rodoviária. | 51 |
| Figura 5.6: - Interface do programa T-527 com os dados de entrada para o cálculo de vida do rolamento.....   | 54 |
| Figura 5.7: - Resultado do cálculo de vida, referente a rota brasileira sugerida. ....   | 55 |
| Figura 5.8: - Resultado do cálculo de durabilidade para o ciclo acelerado de teste.....  | 57 |
| Figura 5.9: - Máxima pressão de Hertz encontrada na pista interna do rolamento. ....   | 57 |

## Lista de Tabelas

|   |    |
|---|----|
| Tabela 3.1: Resumo do ciclo coletivo de carga FAG.....  | 23 |
| Tabela 3.2: Resumo do ciclo coletivo de Gilbert.....  | 23 |
| Tabela 3.3: Resumo do ciclo coletivo de Brändlein.....  | 24 |
| Tabela 3.4: Resumo do ciclo coletivo de Dong e Ki.....  | 25 |
| Tabela 3.5: Requisitos de durabilidade mínima de componentes para o teste Eurociclo. ....                               | 26 |
| Tabela 5.1: Resultado da vida calculada para o rolamento de rodas, sob as condições de carregamento de cada ciclo. .... | 45 |
| Tabela 5.2: Valor do fator $f_L$ , comparativo entre as rotas. ....   | 52 |
| Tabela 5.3: Característica da rota nacional sugerida.....   | 53 |

## Lista de Abreviaturas e Siglas

### *Letras Latinas*

|                        |   |                      |
|------------------------|---|----------------------|
| <b>a/g</b>             | = fator de aceleração lateral   | [adm]                |
| <b>C</b>               | = capacidade de carga dinâmica  | [N]                  |
| <b>d</b>               | = diâmetro interno do rolamento   | [mm]                 |
| <b>D</b>               | = diâmetro externo do rolamento   | [mm]                 |
| <b>Dw</b>              | = diâmetro da esfera  | [mm]                 |
| <b>E</b>               | = módulo de elasticidade  | [N/mm <sup>2</sup> ] |
| <b>F<sub>a1</sub></b>  | = força axial resultante na pista externa do rolamento                            | [mm]                 |
| <b>F<sub>a2</sub></b>  | = força axial resultante na pista interna do rolamento                            | [mm]                 |
| <b>f<sub>c</sub></b>   | = fator dependente da geometria interna, material e grau de precisão do rolamento | [adm]                |
| <b>f<sub>L</sub></b>   | = fator de característica dinâmica  | [adm]                |
| <b>F<sub>r</sub></b>   | = força resultante (radial) atuante no rolamento                                  | [N]                  |
| <b>F<sub>r1</sub></b>  | = força radial resultante na pista externa do rolamento                           | [N]                  |
| <b>F<sub>r2</sub></b>  | = força radial resultante na pista interna do rolamento                           | [N]                  |
| <b>F<sub>TaL</sub></b> | = força axial atuante na roda esquerda  | [N]                  |
| <b>F<sub>TaR</sub></b> | = força axial atuante na roda direita   | [N]                  |
| <b>F<sub>TrL</sub></b> | = força radial atuante na roda esquerda   | [N]                  |
| <b>F<sub>TrR</sub></b> | = força radial atuante na roda direita  | [N]                  |
| <b>f<sub>z</sub></b>   | = fator de choque   | [adm]                |
| <b>g</b>               | = aceleração da gravidade   | [m/s <sup>2</sup> ]  |
| <b>H</b>               | = base de suporte   | [mm]                 |
| <b>H<sub>cg</sub></b>  | = altura do CG do veículo   | [mm]                 |
| <b>i</b>               | = número de carreiras   | [adm]                |
| <b>k</b>               | = osculação   | [adm]                |
| <b>K<sub>a</sub></b>   | = força axial na roda   | [N]                  |
| <b>K<sub>q</sub></b>   | = constante de rigidez efetiva  | [adm]                |
| <b>K<sub>r</sub></b>   | = força radial na roda  | [N]                  |
| <b>l</b>               | = distância entre pistas  | [mm]                 |

|                           |  |                              |
|---------------------------|--|------------------------------|
| <b>L</b>                  | = largura do rolamento   | [mm]                         |
| <b>L<sub>10</sub></b>     | = vida nominal   | [10 <sup>6</sup> revoluções] |
| <b>L<sub>h10</sub></b>    | = vida nominal   | [h]                          |
| <b>L<sub>L</sub></b>      | = Linha de carga   | [adm]                        |
| <b>L<sub>LP</sub></b>     | = distância entre o centro da carreira externa e o centro do rolamento | [mm]                         |
| <b>m</b>                  | = coeficiente de Poisson   | [-]                          |
| <b>n</b>                  | = rotação  | [min <sup>-1</sup> ]         |
| <b>p</b>                  | = fator de vida  | [adm]                        |
| <b>P</b>                  | = carga dinâmica equivalente   | [N]                          |
| <b>p<sub>0</sub></b>      | = máxima pressão de contato  | [N/mm <sup>2</sup> ]         |
| <b>p<sub>H</sub></b>      | = pressão de Hertz   | [MPa]                        |
| <b>Q</b>                  | = porcentagem do tempo em cada ciclo                                   | [%]                          |
| <b>Q<sub>i</sub></b>      | = carga em cada corpo rolante  | [N]                          |
| <b>Q<sub>m</sub></b>      | = carga média  | [N]                          |
| <b>Q<sub>max</sub></b>    | = carga máxima resultante  | [N]                          |
| <b>r<sub>0</sub></b>      | = distancia entre os centros de curvatura                              | [mm]                         |
| <b>r<sub>A</sub></b>      | = raio de curvatura da pista interna                                   | [mm]                         |
| <b>r<sub>J</sub></b>      | = raio de curvatura da pista externa                                   | [mm]                         |
| <b>R<sub>T</sub></b>      | = raio dinâmico do pneu  | [mm]                         |
| <b>S</b>                  | = distância entre as carreiras (pistas) de esferas do rolamento        | [mm]                         |
| <b>S<sub>T</sub></b>      | = bitola do eixo dianteiro   | [mm]                         |
| <b>T</b>                  | = diâmetro primitivo do rolamento                                      | [mm]                         |
| <b>v</b>                  | = velocidade   | [km/h]                       |
| <b>W<sub>axle</sub></b>   | = peso do veículo (eixo)   | [N]                          |
| <b>z</b>                  | = numero de corpos rolantes  | [adm]                        |
| <b>Δ<sub>offset</sub></b> | = distancia entre a linha de centro do rolamento e a do pneu           | [mm]                         |

### ***Letras Gregas***

|               |  |        |
|---------------|--|--------|
| $\alpha$      | = ângulo de contato de trabalho                  | [°]    |
| $\alpha_0$    | = ângulo normal de contato                       | [°]    |
| $\delta_0$    | = pré-carga axial                                | [mm]   |
| $\delta_{a1}$ | = deformação axial na pista externa do rolamento | [mm]   |
| $\delta_{a2}$ | = deformação axial na pista interna do rolamento | [mm]   |
| $\delta_q$    | = deformação de contato                          | [mm]   |
| $\mu, \nu$    | = coeficientes de Hertz                          | [-]    |
| $\rho$        | = inverso do raio de curvatura correspondente    | [1/mm] |
| $\psi$        | = ângulo de azimute entre as esferas             | [°]    |

### ***Siglas***

**CAE** = Computer Aided Engineering

**FAG** = Fischers Aktien-Gesellschaft

**LBF** = Fraunhofer-Institute für Betriebsfestigkeit

**MTS** = Materials Testing Systems

**SKF** = Svenska Kullagerfabriken

# SUMÁRIO

|       |   |    |
|-------|---|----|
| 1     | INTRODUÇÃO.....   | 1  |
| 1.1   | <b>Objetivo</b> .....   | 2  |
| 1.2   | <b>Revisão dos capítulos</b> .....                                  | 3  |
| 2     | CONCEITOS BÁSICOS.....  | 4  |
| 2.1   | <b>Tipos de rolamentos de rodas para veículos de passeio</b> .....  | 4  |
| 2.2   | <b>Parte construtiva do rolamento de rodas de 1ª geração.</b> ..... | 5  |
| 2.3   | <b>Dimensionamento</b> .....  | 6  |
| 2.3.1 | Distancia $\Delta_{\text{offset}}$ .....                            | 6  |
| 2.4   | <b>Características internas do rolamento</b> .....                  | 7  |
| 2.4.1 | Ângulo de contato.....  | 8  |
| 2.4.2 | Osculação.....  | 9  |
| 2.4.3 | Ajuste.....   | 10 |
| 2.5   | <b>Esforços dinâmicos em veículos de passeio</b> .....              | 11 |
| 2.6   | <b>Cálculo dos esforços no rolamento de rodas</b> .....             | 13 |
| 2.6.1 | Esforços atuantes no pneu.....                                      | 14 |
| 2.6.2 | Esforços atuantes no rolamento.....                                 | 15 |
| 2.7   | <b>Cálculo de vida e fator <math>f_L</math></b> .....               | 19 |
| 2.7.1 | Critério para dimensionamento.....                                  | 20 |
| 3     | REVISÃO DA LITERATURA.....  | 21 |
| 3.1   | <b>Rotas</b> .....  | 21 |
| 3.2   | <b>Otimização de design e testes em rolamentos de rodas</b> .....   | 25 |
| 3.2.1 | Eurociclo.....  | 26 |
| 3.3   | <b>Falhas de contato</b> .....                                      | 26 |
| 4     | MATERIAIS E MÉTODOS.....  | 30 |
| 4.1   | <b>Dados do veículo</b> .....                                       | 30 |
| 4.2   | <b>Dados do rolamento</b> .....                                     | 31 |
| 4.3   | <b>Avaliação experimental da rota</b> .....                         | 32 |
| 4.3.1 | Rotas.....  | 34 |

|             |   |           |
|-------------|---|-----------|
| 4.3.2       | Procedimento para o teste veicular.....                                 | 35        |
| 4.3.3       | Processamento e análise dos sinais .....                                | 36        |
| <b>4.4</b>  | <b>Cálculo da vida para cada rota .....</b>                             | <b>37</b> |
| 4.4.1       | Princípio de cálculo do programa.....                                   | 38        |
| 4.4.2       | Cálculo da capacidade dinâmica .....                                    | 40        |
| 4.4.3       | Cálculo da pressão de contato .....                                     | 40        |
| 4.4.4       | Cálculo da vida.....  | 41        |
| <b>4.5</b>  | <b>Teste em bancada .....</b>   | <b>42</b> |
| 4.5.1       | Procedimento de teste.....  | 43        |
| <b>5</b>    | <b>RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>                                     | <b>44</b> |
| <b>5.1</b>  | <b>Resultado do cálculo de vida referente aos ciclos estudados.....</b> | <b>44</b> |
| 5.1.1       | Análise dos dados calculados .....                                      | 45        |
| <b>5.2</b>  | <b>Resultado da simulação em campo .....</b>                            | <b>46</b> |
| 5.2.1       | Rota urbana .....   | 46        |
| 5.2.2       | Rota rodoviária.....  | 47        |
| <b>5.3</b>  | <b>Rota nacional sugerida .....</b>                                     | <b>53</b> |
| <b>5.4.</b> | <b>Cálculo de vida para a rota nacional.....</b>                        | <b>54</b> |
| 5.4.1.      | Resultado do cálculo .....  | 55        |
| <b>5.5.</b> | <b>Ensaio acelerado em bancada .....</b>                                | <b>56</b> |
| <b>5.6.</b> | <b>Discussão Final .....</b>  | <b>58</b> |
| <b>6</b>    | <b>CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS .....</b>             | <b>61</b> |
|             | Referências .....   | 64        |
|             | ANEXO 1 – Interface do programa T527 para entrada de dados.....         | 67        |

# 1 INTRODUÇÃO

O levantamento de um ciclo de carregamento para o cálculo de vida de um rolamento de rodas é muito complexo, dependendo de várias condições como, por exemplo, geográficas (regiões montanhosas ou planas), a maneira de se dirigir, diferentes condições de vias, diferentes condições ambientais, como temperatura, umidade, pó, lama, etc. Normalmente, o cálculo de vida para uma nova aplicação de rolamento de rodas é feito de forma comparativa, com aplicações já testadas e conhecidas, utilizando-se um determinado ciclo de carregamento também conhecido.

A Schaeffler desenvolveu seu próprio ciclo de carga, baseado na experiência com testes em bancadas e veículos, para as condições de tráfego da Europa. Porém, tais características de carregamento nunca foram comparadas com as do Brasil, não havendo, desta forma, valores comparativos confiáveis. Diante desta necessidade, decidiu-se pela execução deste trabalho, comparando os ciclos de carregamentos existentes e disponíveis nas literaturas específicas sobre este assunto, com o ciclo FAG e também adquirindo dados de uma rota de teste de durabilidade veicular, proveniente de uma montadora instalada no Brasil, na qual as características nacionais são melhor representadas. Após as análises comparativas, através do cálculo de vida do rolamento, pretende-se determinar o modelo mais adequado ao perfil de via das estradas nacionais.

Optou-se pela aquisição dos dados de carregamento a partir de uma rota de teste de uma montadora, devido ao conhecimento que a mesma já possui a respeito das condições características no Brasil e que afetam a durabilidade do módulo de rodas. Além disso, todos os testes para a homologação do conjunto analisado neste trabalho são feitos pela montadora, em suas respectivas rotas de durabilidade. Desta forma, dependendo do grau de evolução do cálculo, através de dados mais precisos de carregamento, a necessidade e/ou o tempo de teste de durabilidade em campo poderá ser reduzido, contribuindo, de forma positiva, para a redução do tempo e conseqüentemente no custo do desenvolvimento do produto. Não será divulgado neste trabalho o nome da montadora, nem a marca do veículo testado, por razões de sigilo industrial.

O cálculo de vida útil para rolamento de rodas é baseado na norma DIN ISO 281, com a qual se compara a vida nominal com vida modificada, esta última incluindo a influência de lubrificante, temperatura, deformações elásticas e fatores de contaminação. Além desses, fatores

relacionados às características geométricas dos veículos também influenciam diretamente na vida dos rolamentos.

Dados de projeto (geometria e cargas do veículo) são normalmente fornecidos pelas montadoras ou obtidos através de medições feitas no próprio veículo e implementados nos programas de cálculos, resultando numa resposta de vida prevista.

Normalmente, cada fabricante de rolamento desenvolve seu próprio programa de cálculo para vida de rolamento. O programa utilizado neste trabalho foi o T-527. Este programa foi desenvolvido pela FAG e é atualmente utilizado pelo grupo Schaeffler para o cálculo de vida e desempenho em rolamento de rodas. O mesmo leva em consideração as mudanças geométricas internas do rolamento, em função do carregamento, condições de montagem e condições operacionais aplicadas. Também considera a influência da folga axial, força de aperto, ajuste e a temperatura de operação dos anéis interno e externo do rolamento no cálculo da vida.

Para a realização deste trabalho, foi utilizado um rolamento de dupla carreira de esferas e contato angular (primeira geração), dianteiro, para a aplicação em veículo de pequeno porte. O valor da massa suspensa, no eixo dianteiro, é de 800 kg. Este conjunto caracteriza a maioria dos veículos de passeios de pequeno porte fabricados no Brasil. Os dados do veículo e do rolamento são apresentados no capítulo 4.

## 1.1 Objetivo

O objetivo deste trabalho é desenvolver o cálculo de vida em rolamento de rodas para uma rota baseada em carregamentos característicos das vias brasileiras. Será feita uma análise comparativa entre os modelos de rota atualmente disponíveis nas literaturas, o modelo FAG e os modelos encontrados nas rotas de testes, utilizados pelas montadoras no Brasil, através do cálculo de vida de um rolamento de rodas com cada um deles.

Para atingir o objetivo proposto, essa dissertação foi desenvolvida através dos seguintes passos:

- a) Levantamento das rotas conhecidas e disponíveis nas literaturas, utilizadas para teste de durabilidade em rolamentos de rodas.

- b) Análise comparativa dos carregamentos entre as rotas estudadas, para o entendimento dos fatores mais expressivos, que podem influenciar a vida do rolamento de rodas.
- c) Aquisição dos dados de carregamento radial e axial, através de extensômetros montados no conjunto da manga de eixo, bem como um acelerômetro fixado no centro de gravidade do veículo, usado para a aquisição dos dados de aceleração lateral, durante o trajeto do veículo na rota de teste de durabilidade utilizada.
- d) Proposta de uma rota que melhor represente as características de carregamento das vias brasileiras, para o cálculo de vida do rolamento de rodas, bem como uma proposta de teste acelerado em bancadas para análise comparativa entre rolamentos semelhantes.
- e) Conclusão do trabalho com a apresentação dos resultados obtidos.

## **1.2 Revisão dos capítulos**

O capítulo 1 apresenta esta introdução ao trabalho, com os objetivos. O capítulo 2 trata dos conceitos básicos necessários para o entendimento do problema. Uma revisão bibliográfica é mostrada no capítulo 3, contendo os principais grupos de pesquisa no mundo e seus trabalhos sobre o assunto de vida de rolamento, buscando apresentar o conhecimento atual necessário para o desenvolvimento do restante do trabalho. O capítulo 4 trata das análises comparativas entre as rotas estudadas, a aquisição de dados de carregamentos através de um veículo instrumentado, o procedimento para o cálculo de vida do rolamento e também o procedimento para o teste em bancada. No capítulo 5 são apresentados os resultados, discussões e a proposta de um modelo mais condizente com o perfil de esforços das vias brasileiras. Também é apresentada, nesse capítulo, a proposta de um ciclo de carregamentos para teste acelerado em bancada, para avaliações comparativas entre rolamentos semelhantes. As conclusões e sugestões para os próximos trabalhos são mostrados no capítulo 6.

## 2 CONCEITOS BÁSICOS

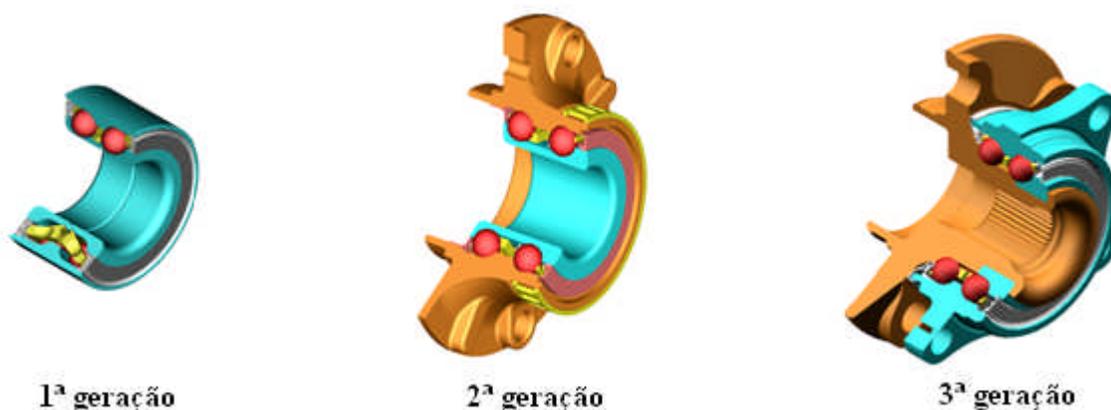
Dentre as principais funções do rolamento de rodas, podemos destacar as seguintes:

- Permitir a rotação da roda;
- Suportar as cargas, estáticas e dinâmicas, resultantes nas rodas.

Várias outras funções foram alocadas ao rolamento de roda no decorrer de sua evolução, como, por exemplo, as funções de fixação de sistemas de freio e roda, como no caso dos rolamentos de 2ª e 3ª geração.

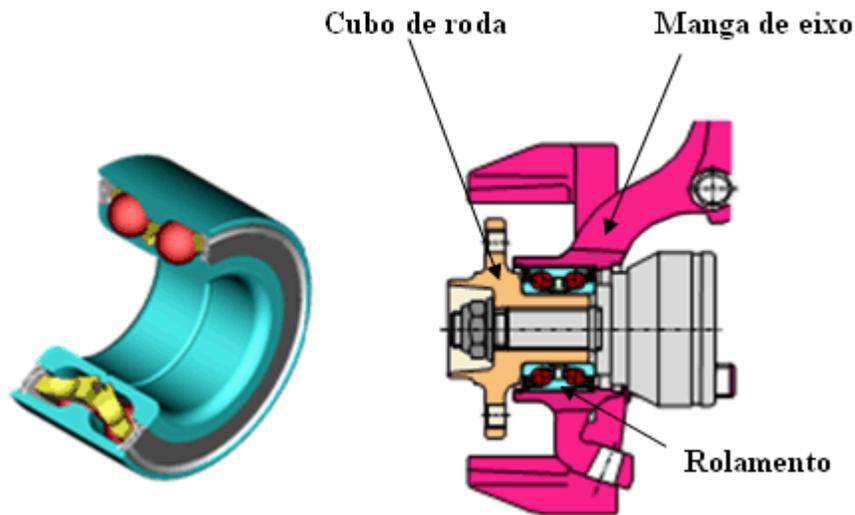
### 2.1 Tipos de rolamentos de rodas para veículos de passeio

As configurações de rolamentos de rodas atualmente aplicados em veículos de passeio são as de 1ª, 2ª e 3ª geração (figura 2.1). A evolução entre tais configurações está relacionada ao número de funções agregadas ao rolamento.



**Figura 2.1:** - Configurações de rolamentos de rodas disponíveis no mercado (FAG, 2003).

O rolamento de 1ª primeira geração consiste num rolamento de duas carreiras de esferas e contato angular. Este tipo de rolamento é muito empregado em eixos dianteiros tracionados ou não. Normalmente são fixados na manga de eixo pelo anel externo, tendo o anel interno fixado à ponta do eixo, também chamado de cubo, girando solidário ao mesmo (figura 2.2).



**Figura 2.2:** - Rolamento de rodas 1ª geração – dupla carreira de esferas de contato angular (FAG, 2003).

## 2.2 Parte construtiva do rolamento de rodas de 1ª geração.

Geralmente, todas as versões de rolamento de rodas possuem um mesmo tipo construtivo. Cada rolamento consiste de, pelo menos, um anel externo, dois anéis internos seccionados, duas gaiolas de esferas, esferas, dois conjuntos de vedação e graxa (figura 2.3).



**Figura 2.3:** - Vista explodida de um rolamento de rodas de primeira geração (FAG, 2003).

## 2.3 Dimensionamento

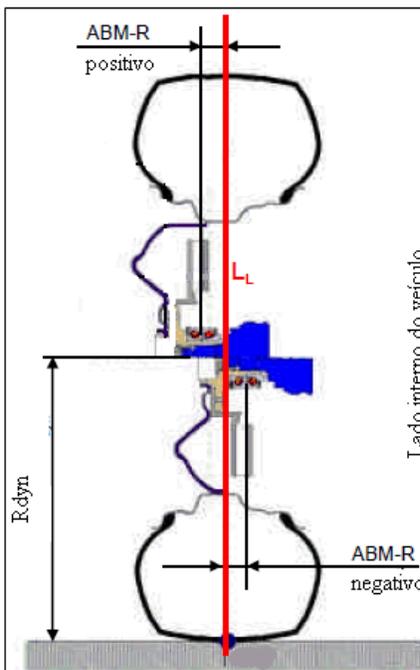
As cargas geradas nas rodas são transportadas pelas pistas através do contato esfera-pista. O dimensionamento dos corpos rolantes e pistas é um fator relevante na vida do rolamento.

As condições motrizes (coletivo de carga), as respectivas velocidades  $v$  [km/h] em cada ciclo, fator de curva (aceleração lateral - fator  $a/g$ ), fator de impacto e porcentagem do tempo em cada ciclo  $Q$  [%] são os fatores dinâmicos do veículo que influenciam também a vida do rolamento.

### 2.3.1 Distância $\Delta_{\text{offset}}$

O  $\Delta_{\text{offset}}$  [mm] é a distância entre a linha de centro do rolamento e do pneu (ponto de contato com o solo), conforme indicado na figura 2.4. Tem uma grande influência na vida do rolamento.

Quando a linha de centro do rolamento se encontra deslocada para fora da linha de centro do pneu, considerando-se a linha de centro longitudinal do veículo como referencial, o  $\Delta_{\text{offset}}$  é positivo. Quando a linha de centro do rolamento se encontra deslocada para dentro da linha de centro do pneu (deslocada para o interior do veículo), o  $\Delta_{\text{offset}}$  é negativo.

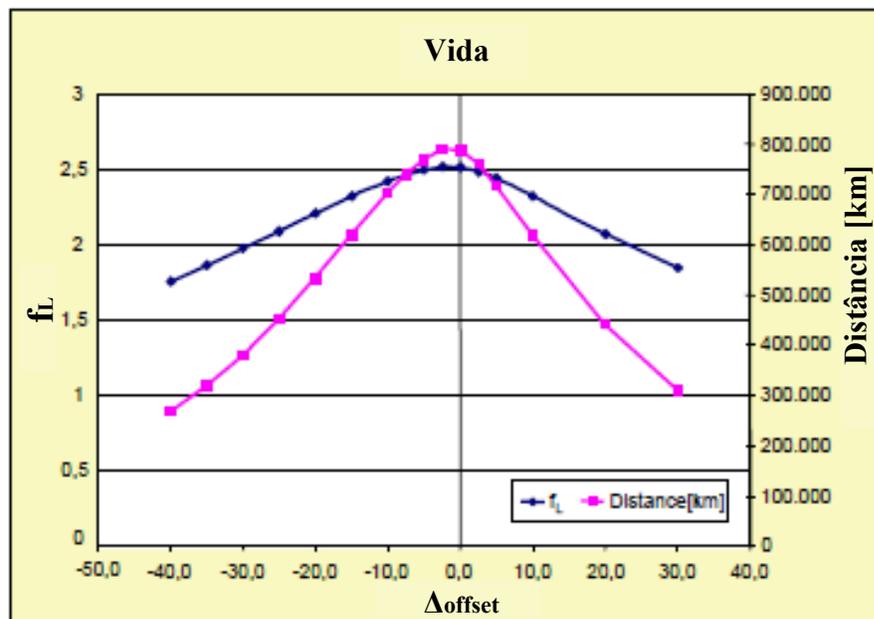


**Figura 2.4:** – Vista em corte do conjunto de roda.

Na figura:

- $\Delta_{\text{offset}}$ : distancia entre a linha de centro do rolamento e a linha de centro do pneu [mm];
- $R_{\text{dyn}}$ : raio dinâmico do pneu;
- $L_L$ : Linha de carga.

A figura 2.5 mostra um exemplo da influencia do deslocamento do  $\Delta_{\text{offset}}$  no fator de vida  $f_L$ , bem como na durabilidade em km. Nota-se que, quanto mais o valor do  $\Delta_{\text{offset}}$  se aproxima de zero, melhor é a condição para a vida do rolamento. Porém, nem sempre a condição mais favorável coincide com a linha zero. Normalmente, os programas de cálculos utilizados pelos fabricantes de rolamento informam a melhor posição do  $\Delta_{\text{offset}}$ .



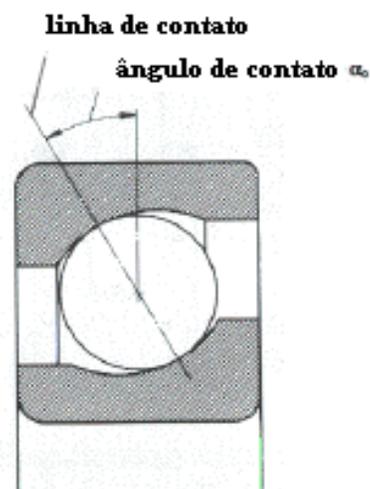
**Figura 2.5:** – Influencia do valor do  $\Delta_{\text{offset}}$  no fator de vida  $f_L$  e na durabilidade em km (FAG, 2003).

#### 2.4 Características internas do rolamento

Este tópico apresenta as características internas do rolamento de rodas que influenciam o desempenho e a vida do mesmo.

### 2.4.1 Ângulo de contato

Geralmente as esferas do rolamento tocam as pistas (interna e externa) em apenas um ponto de contato. Uma linha de contato, perpendicular aos pontos de contatos, une os mesmos, passando pelo centro da esfera. O ângulo formado entre a linha de contato e uma linha vertical, passando também pelo centro da esfera, é chamado de ângulo de contato ( $\alpha_0$ ), conforme indicado na figura 2.6.

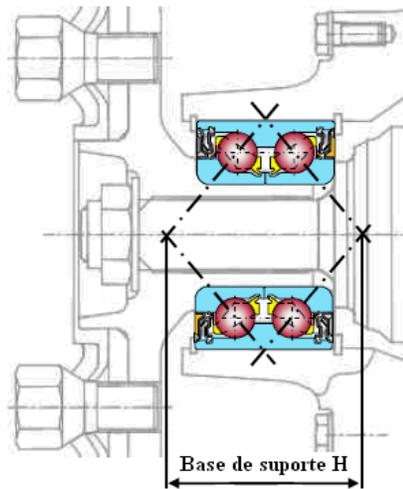


**Figura 2.6:** – Representação do rolamento em corte, indicando o ângulo de contato ( $\alpha_0$ ).

Define-se:

- Ângulo de contato nominal ( $\alpha_0$ ): ângulo de contato formado entre as pistas e a esfera sem carregamento;
- Ângulo de contato de trabalho ( $\alpha$ ): ângulo de contato formado entre as pistas e a esfera com carregamento.

A projeção do ângulo de contato na linha de centro do eixo forma a chamada base de suporte, conforme ilustrado na figura 2.7. Quanto maior for a base, maior será a capacidade do rolamento suportar os esforços axiais do veículo em curva, diminuindo, porém, a capacidade de suportar os esforços verticais (radiais) quando o veículo está em linha reta (FAG, 2007).

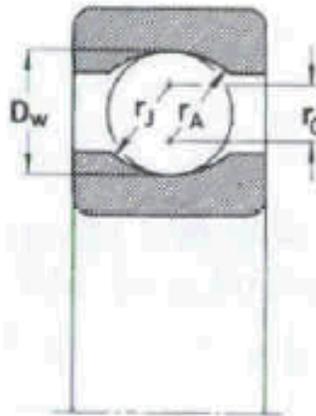


**Figura 2.7:** – Conjunto cubo de roda em corte, indicando a base de suporte (H).

#### 2.4.2 Osculação

No caso de rolamentos de esferas, nos quais as pistas possuem um perfil curvo, a diferença entre o raio de curvatura da pista e o raio do corpo rolante (esfera), no plano axial do rolamento, é chamada de osculação ( $k$ ), conforme indicado na figura 2.8.

$$\text{Osculação}(k) = \frac{\text{raio.da.pista} - \text{raio.da.esfera}}{\text{raio.da.esfera}} \quad [\text{adm}] \quad (2.1)$$



**Figura 2.8:** – Raios de curvatura das pistas no plano axial de um rolamento de esferas.

Na figura 2.8:

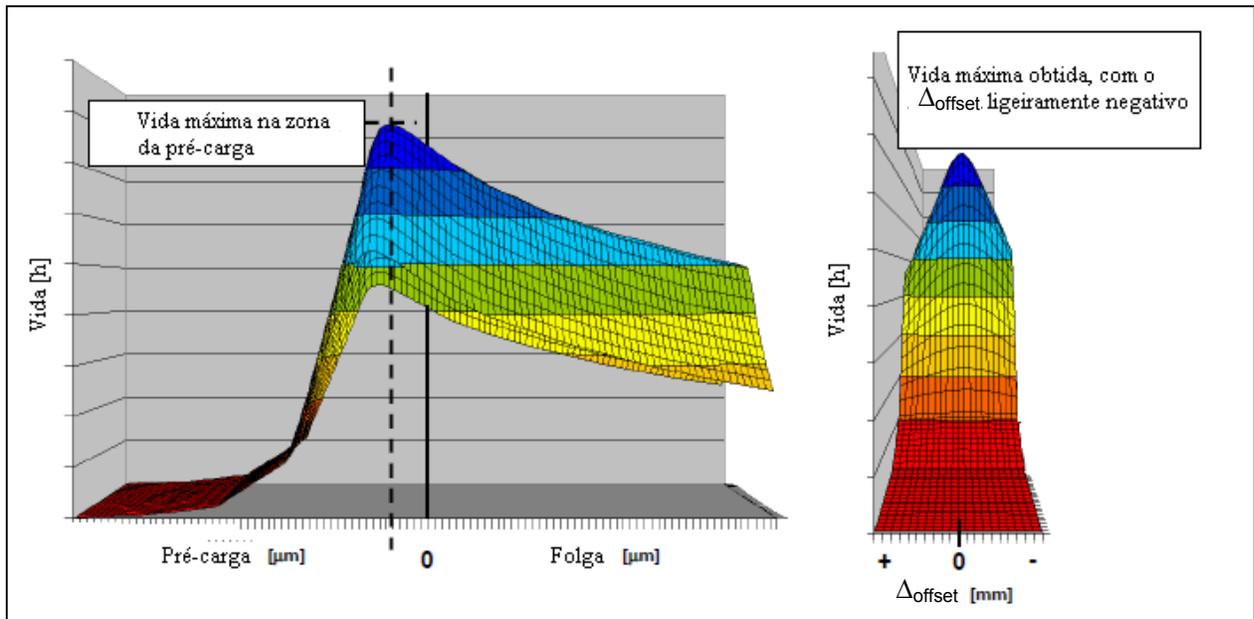
- $D_W$ : diâmetro da esfera [mm];
- $r_j$ : raio de curvatura da pista interna [mm];
- $r_A$ : raio de curvatura da pista externa [mm];
- $r_0$ : distancia entre os centros de curvatura [mm].

Um valor baixo de osculação pode ocasionar um contato deslizante entre a esfera e a pista e, conseqüentemente, um desgaste prematuro no rolamento. Porém, um valor alto de osculação aumenta a pressão no contato entre a esfera e pista.

### 2.4.3 Ajuste

O rolamento sofre algumas deformações durante o processo de montagem no conjunto da suspensão. Modificações nos diâmetros dos anéis ocorrem em função do ajuste dos mesmos com o cubo e manga de eixo, respectivamente. Conseqüentemente, ocorre uma variação do ângulo de contato. Após o conjunto montado, o rolamento poderá apresentar, como conseqüência, uma redução da folga radial e axial ou até mesmo uma condição de pré-carga.

A figura 2.9 mostra, de forma resumida, o exemplo de uma curva tri-dimensional de vida de um rolamento em função do ajuste e do  $\Delta_{\text{offset}}$ . É importante notar que o máximo valor de vida de um rolamento se encontra numa zona de leve pré-carga. Porém, para valores mais acentuados de pré-carga (deslocamento da curva para a esquerda do gráfico), a curva de vida decai rapidamente, o que não ocorre no campo da folga. Quanto ao  $\Delta_{\text{offset}}$ , conforme mencionado no item 2.3.1, o melhor resultado para a vida do rolamento se encontra na zona próxima de zero. No entanto, como já dito, nem sempre tal situação coincide com o valor zero.



**Figura 2.9:** – Gráfico de vida do rolamento em função do ajuste final (após montagem do mesmo no conjunto da suspensão).

Nota-se no exemplo acima que, após o ajuste, a melhor condição de vida do rolamento encontra-se na área da pré-carga, com o  $\Delta_{\text{offset}}$  ligeiramente negativo.

As influencias da vedação, bem como do torque de aperto da porca, para a fixação do rolamento no cubo, não foram abordadas neste trabalho. No entanto, esses fatores também têm influencia na vida do rolamento.

## 2.5 Esforços dinâmicos em veículos de passeio

As forças que atuam na roda, através do contato do pneu com o solo, são transferidas para as pistas dos rolamentos. Em resumo, essas forças são resultantes de três situações de tráfego distintas (Eschmann et al, 1985):

- Direção em linha reta com pista em boas condições;
- Direção em linha reta com pista ruim;
- Direção em curvas.

Para a direção em linha reta, com pista em boas condições, o cálculo é baseado na carga estática  $W_{axle}$  como o esforço radial na roda. Para a direção em linha reta com pista ruim, a carga estática  $W_{axle}$  é multiplicada por um fator de choque  $f_z$ , indicado como 1,3 para carros de passeio (Eschmann et al, 1985). Então:

$$F_{Tr} = W_{axle} \cdot f_z \quad [\text{kN}] \quad (2.2)$$

Onde:

$F_{Tr}$  = força radial atuante na roda [N]

$W_{axle}$  = peso aplicado no eixo do veículo [N]

$f_z$  = fator de choque [adm]

Durante uma curva, a força de aceleração lateral (centrifuga) adiciona carga radial às rodas externas, mas reduz a carga nas rodas internas. Esta força também aplica resultantes axiais aos rolamentos. A força axial ( $F_{Ta}$ ) agindo nas rodas é calculada pela força radial ( $F_{Tr}$ ) multiplicada pelo fator de aceleração lateral ( $a/g$ ) (Eschmann et al, 1985):

$$F_{Ta} = F_{Tr} \cdot \frac{a}{g} \quad [\text{kN}] \quad (2.3)$$

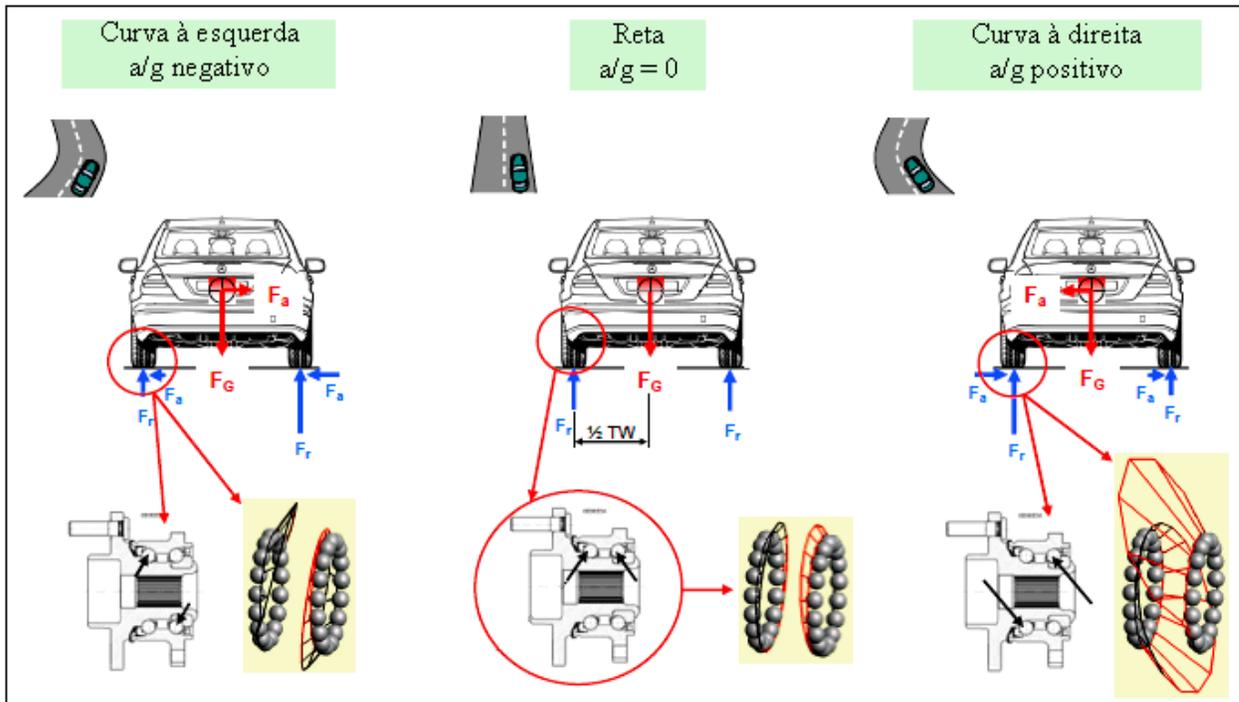
Onde:

$F_{Ta}$  = força axial atuante na roda [kN]

$a/g$  = fator de aceleração lateral [adm]

$g$  = aceleração da gravidade [m/s<sup>2</sup>]

O sinal da aceleração lateral ( $a/g$ ) indica o lado da curva. O ( $a/g$ ) positivo indica a condição de curva à direita. Nesta condição, o rolamento do lado esquerdo é o mais solicitado, uma vez que o mesmo se situa no lado externo da curva, conforme indicado na figura 2.10.



**Figura 2.10:** - Forças atuantes no rolamento, nas condições de rodagem em linha reta e em curvas (FAG, 2000).

## 2.6 Cálculo dos esforços no rolamento de rodas

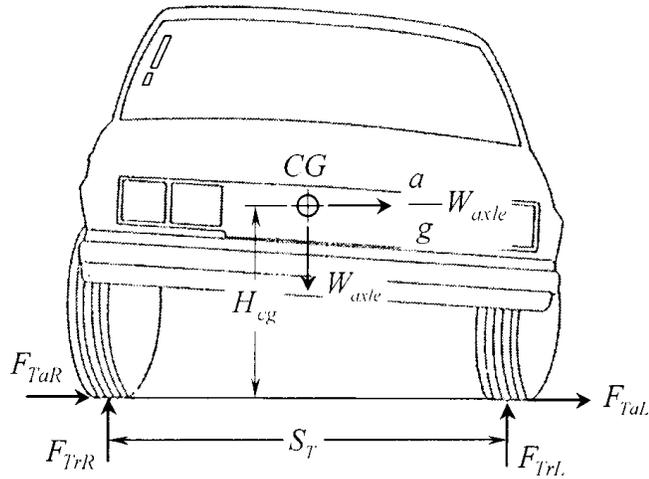
Programas avançados de cálculos (CAE) têm sido desenvolvidos, principalmente pelos fabricantes de rolamentos, alavancados pelo avanço da tecnologia dos computadores. Estes programas auxiliam na simulação do desempenho e vida dos rolamentos, diminuindo assim o custo e tempo gastos nos testes em bancada, bem como o número de tentativas e erros através da avaliação experimental.

Nesta seção será mostrada uma forma simples de cálculo de vida de um rolamento de rodas de primeira geração, com duas carreiras de esferas de contato angular, engraxado e vedado para toda a vida, com folga pré-definida para uma aplicação em roda dianteira. A seqüência de passos e os cálculos mostrados são os mesmos utilizados em programas comerciais ou desenvolvidos por empresas fabricantes.

Forças de tração e frenagem não serão consideradas e o coeficiente de aderência do pneu com o solo será considerado constante (Dong & Ki, 2001).

### 2.6.1 Esforços atuantes no pneu

As forças radiais e axiais atuantes na roda do veículo podem ser calculadas através de um diagrama de corpo livre de um eixo dianteiro, conforme indicado na figura 2.11.



**Figura 2.11:** - Diagrama de corpo livre para o cálculo das cargas nas rodas, numa situação de curva à direita (Dong & Ki, 2001).

As cargas agindo sobre a roda direita e esquerda são obtidas resolvendo-se as seguintes equações de equilíbrio (Dong & Ki, 2001):

$$F_{TrR} = \frac{W_{axle}}{2} - \frac{H_{cg}}{S_T} \cdot \frac{a}{g} \cdot W_{axle} \quad [N] \quad (2.4)$$

$$F_{TaR} = -\frac{a}{g} \cdot \frac{W_{axle}}{2} + \frac{H_{cg}}{S_T} \cdot \left(\frac{a}{g}\right)^2 \cdot W_{axle} \quad [N] \quad (2.5)$$

$$F_{TrL} = \frac{W_{axle}}{2} + \frac{H_{cg}}{S_T} \cdot \frac{a}{g} \cdot W_{axle} \quad [N] \quad (2.6)$$

$$F_{TaL} = -\frac{a}{g} \frac{W_{axle}}{2} - \frac{H_{cg}}{S_T} \left( \frac{a}{g} \right)^2 W_{axle} \quad [\text{N}] \quad (2.7)$$

Onde:

$F_{TrR}$  = força radial atuante na roda direita [N]

$F_{TrL}$  = força radial atuante na roda esquerda [N]

$F_{TaR}$  = força axial atuante na roda direita [N]

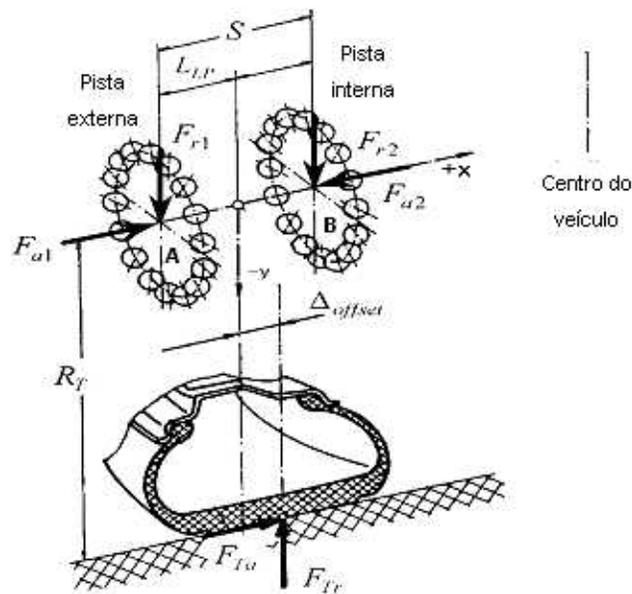
$F_{TaL}$  = força axial atuante na roda esquerda [N]

$H_{cg}$  = altura do CG do veículo [mm]

$S_T$  = bitola do eixo dianteiro [mm]

### 2.6.2 Esforços atuantes no rolamento

As reações nos rolamentos estão em equilíbrio estático com as forças atuantes nos pneus, conforme a figura 2.12. Porém, por se tratar de um sistema estaticamente indeterminado, as equações de equilíbrio estático não são suficientes para se calcular as reações no rolamento.



**Figura 2.12:** - Diagrama de corpo livre da roda direita, para a análise das cargas no rolamento (Dong & Ki, 2001).

As forças radiais atuantes na carreira interna e externa do rolamento,  $F_{r1}$  e  $F_{r2}$ , são calculadas pelas equações abaixo (Dong & Ki, 2001):

$$P / \Delta_{\text{offset}} = 0$$

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{r1} = \frac{F_{Tr}(S - L_{LP})}{S} - \frac{F_{Ta}R_T}{S} \quad [\text{N}] \quad (2.8)$$

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{r2} = \frac{F_{Tr}L_{LP}}{S} + \frac{F_{Ta}R_T}{S} \quad [\text{N}] \quad (2.9)$$

Onde:

$F_{r1}$  = força radial resultante em A (carreira externa do rolamento) [N]

$F_{r2}$  = força radial resultante em B (carreira interna do rolamento) [N]

$S$  = distância entre as carreiras de esferas do rolamento [mm]

$L_{LP}$  = distância entre a linha de centro da carreira externa e a linha de centro do rolamento [mm]

$R_T$  = raio dinâmico do pneu [mm]

$\Delta_{\text{offset}}$  = distância do centro do rolamento ao centro de carga [mm]

As forças axiais nas duas carreiras são calculadas através das equações de equilíbrio axial, juntamente com as equações de deformação:

$$F_{a1} - F_{a2} + F_{Ta} = 0 \quad [\text{N}] \quad (2.10)$$

$$\delta_{a1} + \delta_{a2} - \delta_0 = 0 \quad [\text{N}] \quad (2.11)$$

Onde:

$F_{a1}$  = força axial resultante em A (pista externa do rolamento) [mm]

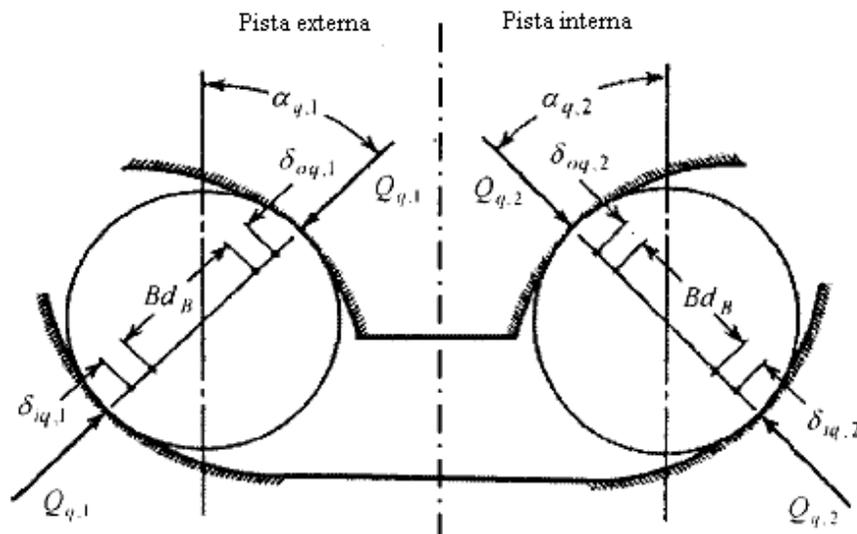
$F_{a2}$  = força axial resultante em B (pista interna do rolamento) [mm]

$\delta_{a1}$  = deformação axial na pista externa do rolamento [mm]

$\delta_{a2}$  = deformação axial na pista interna do rolamento [mm]

$\delta_0$  = pré-carga axial [mm]

A figura 2.13 mostra o contato entre as pistas e as esferas sob a ação da carga estática no rolamento.



**Figura 2.13:** - Contato entre pistas e esferas no rolamento sob a ação da carga estática (Dong & Ki, 2001).

Para satisfazer as condições de equilíbrio estático do rolamento, as forças - radial e axial, aplicadas em cada carreira de esferas, devem ser iguais a soma das componentes - radial e axial da carga normal  $Q_q$  [N] aplicadas em cada esfera, através do ângulo de contato  $\alpha_q$  [°], conforme:

$$F_{a1} - \sum_{q=1}^z Q_{q1} \sin \alpha_{q1} = 0 \quad [\text{N}] \quad (2.12)$$

$$F_{a2} - \sum_{q=1}^z Q_{q2} \text{sen} \alpha_{q2} = 0 \quad [\text{N}] \quad (2.13)$$

$$F_{r1} - \sum_{q=1}^z Q_{q1} \cos \alpha_{q1} \cos \psi_q = 0 \quad [\text{N}] \quad (2.14)$$

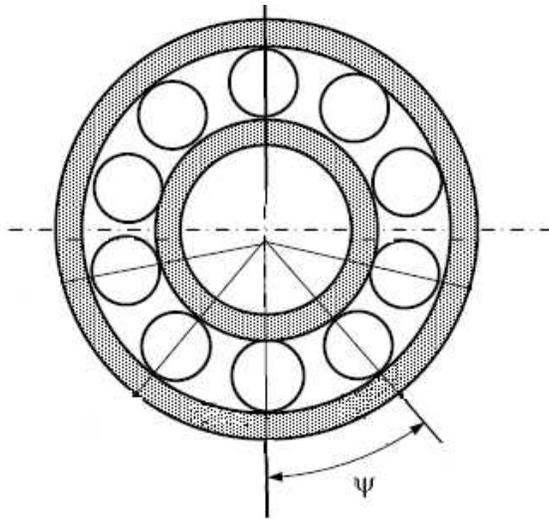
$$F_{r2} - \sum_{q=1}^z Q_{q2} \cos \alpha_{q2} \cos \psi_q = 0 \quad [\text{N}] \quad (2.15)$$

Onde:

$\psi$  = ângulo de azimute entre as esferas [°]

$z$  = número de corpos rolantes por carreira [adm]

O ângulo de azimute entre as esferas é indicado na figura 2.14.



**Figura 2.14:** - Ângulo de azimute ( $\psi$ ).

A carga nominal  $Q_q$  pode ser calculada por:

$$Q_q = K_q \delta_q^{1,5} \quad [\text{N}] \quad (2.16)$$

Onde:

$Q_q$  = carga nominal aplicada nas esferas [N]

$K_q$  = constante de rigidez efetiva [adm]

$\delta_q$  = deformação de contato [mm]

As forças axiais ( $F_{a1}$  e  $F_{a2}$ ), bem como as deformações radiais e axiais ( $\delta_{a1}$ ,  $\delta_{a2}$ ,  $\delta_{r1}$  e  $\delta_{r2}$ ) de cada pista, podem ser calculadas através da resolução simultânea das equações 2.10 – 2.15 pelo método de Newton-Rapson, não detalhado neste trabalho porque será utilizado um programa especializado para isso.

## 2.7 Cálculo de vida e fator $f_L$

O fator  $f_L$  é utilizado como valor padrão estatístico para o dimensionamento do rolamento. Este valor é derivado da fórmula para cálculo de vida da Norma ISO 281 e utilizado para comparar novas construções de rolamentos com conceitos já testados.

O fator  $f_L$  é adimensional e resume diferentes influências, ou seja, diferentes carregamentos, rotação, temperatura, condições ambientais, qualidade das demais peças que compõem o conjunto, lubrificação e condições de limpeza do rolamento. Esse fator resulta de experiências com aplicações de rolamentos semelhantes, que tenham demonstrado comprovada eficiência na prática (FAG, 1992). Os valores de  $f_L$  são corrigidos de acordo com a evolução tecnológica.

A fórmula da ISO para o cálculo da vida é mostrada nas equações 2.16 e 2.17, para a vida em revoluções e em horas, respectivamente.

Sendo:

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad [10^6 \text{ revoluções}] \quad (2.17)$$

$$L_{h10} = \left( \frac{C}{P} \right)^p \cdot 10^6 (n \cdot 60) \quad [\text{h}] \quad (2.18)$$

$$L_{d10} = \left( \frac{C}{P} \right)^p \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_T \cdot n \quad [\text{km}] \quad (2.19)$$

O fator  $f_L$  pode ser calculado como:

$$f_L = \sqrt[p]{\frac{L_{h10}}{500}} \quad [\text{adm}] \quad (2.20)$$

Onde:

|   |                             |
|---|-----------------------------|
| $L_{10}$ : vida nominal                               | $[10^6 \text{ revoluções}]$ |
| $L_{h10}$ : vida nominal em horas (rotação constante) | $[\text{h}]$                |
| $L_{d10}$ : vida nominal em quilômetros               | $[\text{km}]$               |
| C: capacidade de carga dinâmica                       | $[\text{N}]$                |
| P: carga dinâmica equivalente                         | $[\text{N}]$                |
| p: fator de vida - p = 3 para rolamento de esferas    | $[\text{adm}]$              |
| p = 10/3 para rolamento de rolos                      | $[\text{adm}]$              |
| n: rotação  | $[\text{min}^{-1}]$         |
| $R_T$ : raio dinâmico do pneu                         | $[\text{mm}]$               |
| $f_L$ : fator de característica dinâmica              | $[-]$                       |

O cálculo da capacidade de carga dinâmica (C) será apresentado em detalhes no capítulo 4.

### 2.7.1 Critério para dimensionamento

Para rolamento de rodas, o critério adotado para dimensionamento deve resultar num valor de  $f_L$  entre 1,4 a 2,2 e uma máxima pressão de contato entre corpos rolantes e pista  $P_{H\text{max}} \leq 4200$  [MPa] (Brändlein et al, 1999).

### 3 REVISÃO DA LITERATURA

Uma variedade de fatores influencia a carga do rolamento de roda: a carga do eixo, as condições de pista, forças adicionais nas curvas e tempos proporcionais e as diferentes velocidades nas condições de carga. Outros fatores incluem o tipo de pneu, camber das rodas, magnitude das forças de frenagem e, para rodas motrizes, a potência sendo transmitida à roda. É raramente possível incluir todos estes fatores no cálculo; sua magnitude é de difícil obtenção com precisão e seriam necessárias muitas tentativas para prevêê-los. O cálculo do rolamento de roda é, portanto, baseado em valores empíricos que consideram todas estas influências (Eschmann et al, 1985). Os fabricantes de rolamento normalmente utilizam seus próprios softwares para o cálculo de vida e desempenho de rolamento de rodas, baseados em suas experiências ao longo dos anos.

A SKF (SKF Racing Technote, 2003) sugere que a força transmitida, no caso de roda motriz, forças de resistência a rolagem do pneu, bem como o efeito do ângulo de cambagem, não sejam levados em consideração no cálculo de vida do rolamento de rodas, uma vez que tais fatores são muito pequenos comparados à força vertical, relativa ao peso do veículo.

A situação de frenagem em curva é a mais crítica para o rolamento de rodas dianteiro. Nessa situação, a força vertical é intensificada em função da concentração do peso do veículo na dianteira, combinado com o efeito da aceleração lateral, onde se carrega mais o rolamento de roda (Benktander, 1981).

Fischer (1998) enfatiza a situação em curva, bem como a situação de reta em vias irregulares, em más condições, como fatores decisivos na vida do rolamento. Aponta as condições de rigidez de alojamento (press-fit) como um fator de considerável importância também.

#### 3.1 Rotas

As rotas para o cálculo de vida num rolamento de rodas, resumem, de forma sistemática, os esforços radiais, axiais e momentos aplicados ao rolamento, bem como a velocidade e porcentagem de utilização de cada esforço numa determinada condição de trajeto do veículo.

Basicamente, as rotas levam em consideração as condições de rodagem do veículo como: tráfego em pista reta ou em curvas, com boas ou más condições de acabamento, levando-se também em consideração a velocidade e porcentagem de utilização em cada situação.

Geralmente, cada fabricante de rolamento, bem como as montadoras, faz uso de seus próprios modelos de rota, baseados em experiências em campo e laboratórios (bancadas de teste).

O modelo de rota utilizado pela FAG é dividido em quatro condições básicas de carregamento:

- 1 – tráfego em linha reta com pista em boas condições - 50% do tempo total de trajeto;
- 2 - tráfego em linha reta com pista em más condições - 45% do tempo total de trajeto;
- 3 – tráfego em curva leve - 4% do tempo total de trajeto (2% curva à direita, 2% curva à esquerda);
- 4 – tráfego em curva acentuada - 1% do tempo total de trajeto (0,5% curva à direita, 0,5% curva à esquerda).

Para a condição de tráfego em linha reta, numa pista em má condição, acrescenta-se um fator de choque  $f_z$  de 1,3 [adm] ao peso do veículo. Para situação em curvas, acrescenta-se um fator de aceleração lateral ( $a/g$ ) de 0,25 [adm] para curva leve e 0,60 [adm] para curva acentuada.

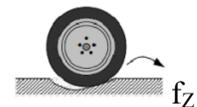
As fórmulas de cálculo são as mesmas utilizadas por Eschmann (Eschmann et al, 1985):

$$F_{Tr} = W_{axle} \cdot f_z \quad [\text{kN}] \quad (2.2)$$

$$F_{Ta} = F_{Tr} \cdot \frac{a}{g} \quad [\text{kN}] \quad (2.3)$$

O ciclo FAG encontra-se resumido na tabela 3.1.

| Condição | "NQ"  | Tempo Q [%] | Fator choque | a/g   | Velocidade V [km/h] |
|----------|---|-------------|--------------|-------|---------------------|
| 1        |  Reta                  | 50          | 1            | 0     | 120                 |
| 2        |  Reta com choques      | 45          | 1,3          | 0     | 80                  |
| 3        |  Curva leve, direita   | 2           | 1            | 0,25  | 50                  |
| 4        |  Curva leve, esquerda  | 2           | 1            | -0,25 | 50                  |
| 5        |  Curva forte, direita  | 0,5         | 1            | 0,60  | 30                  |
| 6        |  Curva forte, esquerda | 0,5         | 1            | -0,60 | 30                  |



**Tabela 3.1:** Resumo do ciclo coletivo de carga FAG.

Gilbert (Gilbert et al, 1980) estabelece, como uma condição realista de utilização de tráfego, 85% do trajeto em linha reta, 10% em curva leve, com um fator de aceleração lateral de 0,15 [adm] e 5% em curva acentuada, com fator de aceleração lateral de 0,25 [adm], conforme indicado na tabela 3.2.

| Nº | Q [%] | Fator choque [adm] | a/g [adm] | v [km/h] |
|----|-------|--------------------|-----------|----------|
| 1  | 85,0  | 1,0                | 0,00      | 120      |
| 2  | 5,0   | 1,0                | 0,15      | 80       |
| 3  | 5,0   | 1,0                | -0,15     | 80       |
| 4  | 2,5   | 1,0                | 0,25      | 50       |
| 5  | 2,5   | 1,0                | -0,25     | 50       |

**Tabela 3.2:** Resumo do ciclo coletivo de Gilbert

Brändlein (Brändlein et al, 1999) considera que 46% do trajeto é feito em pista reta e em má condição, com fator  $f_z$  de 1,3 [adm]. Na situação em curva, é considerado o mesmo fator  $f_z$  de 1,3 [adm], mais o fator de aceleração lateral (a/g) de 0.6 [adm] em 4% do tempo total de trajeto (2% de curva à direita e 2% de curva à esquerda). A maior parte do trajeto (50%) é considerada em pista reta e em boas condições, conforme indicado na tabela 3.3.

| Nº | Q [%] | Fator choque [adm] | a/g [adm] | v [km/h] |
|----|-------|--------------------|-----------|----------|
| 1  | 50,0  | 1,0                | 0,00      | 110      |
| 2  | 46,0  | 1,3                | 0,00      | 80       |
| 3  | 2,0   | 1,3                | 0,60      | 50       |
| 4  | 2,0   | 1,3                | -0,60     | 50       |

**Tabela 3.3:** Resumo do ciclo coletivo de Brändlein.

A SKF (SKF Racing Technote, 2003) sugere como forma simplificada de cálculo, um fator  $f_z$  de 1,2 para a condição de tráfico em pista em má condição e fator de aceleração lateral (a/g) de 0,25, que equivale a uma situação em curva com raio de 50 metros a uma velocidade de 40 km/h ou uma curva com raio de 12 metros a uma velocidade de 20 km/h. Considera 90% do tempo total de trajeto em linha reta e 10% do tempo em curvas (5% curva à direita, 5% curva à esquerda).

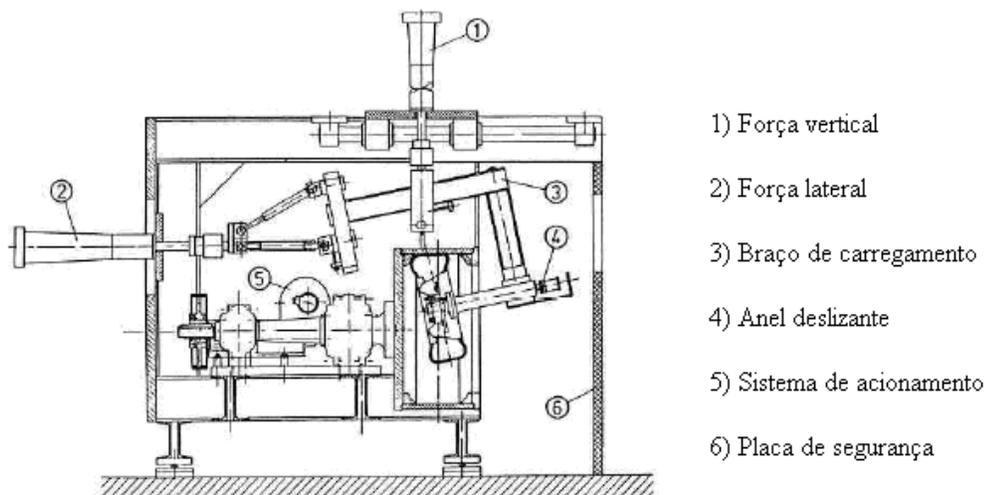
Dong e Ki (2001) consideram que, geralmente, o principal modo de falha em rolamentos de rodas está relacionado à fadiga de contato, não considerando o fator de choque  $f_z$ . Quanto ao trajeto em linha reta e em boas condições, bem como em curva, os mesmos consideram as mesmas condições de carregamento do ciclo simplificado da SKF, conforme indicado na tabela 3.4.

| Nº | Q [%] | Fator choque [adm] | a/g [adm] | v [km/h] |
|----|-------|--------------------|-----------|----------|
| 1  | 90,0  | 1,0                | 0,00      | 120      |
| 2  | 5,0   | 1,0                | 0,25      | 50       |
| 3  | 5,0   | 1,0                | -0,25     | 50       |

**Tabela 3.4:** Resumo do ciclo coletivo de Dong e Ki.

### 3.2 Otimização de design e testes em rolamentos de rodas

Desde o início dos anos 80, a maioria dos cubos de rodas utilizados pelas montadoras de veículos europeias são validados em testes de bancadas do tipo “bi-axiais”, desenvolvidas pelo instituto Fraunhofer – LBF (Fraunhofer Institute for Structural Durability). Os procedimentos de testes desenvolvidos pela LBF foram considerados como padrão para a maioria das montadoras europeias e incluídos na norma SAE J 2562, em 2003 (Fischer & Zinke, 2005). As bancadas bi-axiais, são máquinas utilizadas para testes de fadiga em conjunto de rodas, com cargas radiais e axiais aplicadas no conjunto de rodas através do contato com o pneu, simulando a condição real de trabalho do conjunto no veículo (Nurkala & Wallace, 2004). A figura 3.1 mostra um desenho esquemático de uma bancada do tipo bi-axial:



**Figura 3.1:** - Esquema da bancada bi-axial (Fischer & Zinke, 2005).

### 3.2.1 Eurociclo

O Eurociclo se trata de um ciclo de carga para teste acelerado em bancada, desenvolvido pelas montadoras européias no início dos anos 80, em conjunto com a LBF (Fraunhofer-Institute für Betriebsfestigkeit) em Darmstadt, na Alemanha, para validação do conjunto de rodas completo. O mesmo utiliza uma série de 45 blocos de carregamentos que resumem as várias condições de carregamentos em condições normais de utilização do veículo. A tabela 3.5 indica os requisitos de durabilidade mínima para o Eurociclo (Fischer & Zinke, 2005).

| Tipo de veículo  | Roda e Cubo |           | Rolamento * |
|--|-------------|-----------|-------------|
|  | Aço         | Alumínio  |             |
| Caminhão pesado e ônibus<br>(diâmetro da roda $\geq 17,5"$ ) | 16.000 km   | 20.000 km | > 40.000 km |
| Caminhão leve<br>(diâmetro da roda $< 17,5"$ )               | 12.000 km   | 15.000 km | > 30.000 km |
| Veículo de passeio   | 8.000 km    | 10.000 km | > 20.000 km |

\* Sem falha, aumento de folga ou marcas de alta temperatura.

**Tabela 3.5:** Requisitos de durabilidade mínima de componentes para o teste Eurociclo.

O Eurociclo pode ser utilizado também para simulações baseadas em carregamentos de diversas regiões, se as diferenças entre os carregamentos resultantes das condições de utilização do veículo na referida região forem conhecidas (Fischer, 1998).

Fischer (Fischer & Zinke, 2005), simulando somente condição de direção em curvas (semelhante a circuito de corrida de automóveis), reduziu o tempo de teste do Eurociclo de 30 para 20,4 km numa determinada aplicação de rolamento de rodas, reproduzindo o mesmo dano e falha, comparado aos testes em campo.

### 3.3 Falhas de contato

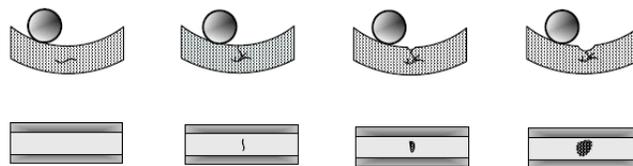
As falhas em rolamentos de esferas podem ser de varias origens, incluindo-se a composição e propriedades do aço, seu grau de limpeza, tratamento térmico, lubrificação, entrada de impurezas, processo de montagem, método de manufatura, acabamento superficial, etc. Se um

rolamento não falhar, decorrente dos fatores anteriormente citados, ele fatalmente irá falhar por fadiga do material (metal). Fadiga é, por definição, a falha do material causada por ciclos repetitivos de tensão. Em rolamentos, o dano por fadiga se verifica na área de contato entre o corpo rolante e a pista. Esta falha se manifesta fisicamente nos rolamentos através de fenômenos conhecidos como pitting (covas) e spalling (desplacamentos) que ocorrem na região de máxima tensão de contato.

Normalmente, durante um teste de fadiga, observa-se uma grande dispersão em termos de vida. Isto ocorre em função das diferenças na composição do material, força e outros fatores inerentes ao processo de fabricação. Em adição, a estrutura atômica não é totalmente homogênea, apresentando áreas de materiais que são mais fracas ou mais fortes que as vizinhas. Em função desta falta de uniformidade, amostras de rolamentos testadas sob condições idênticas em laboratórios irão exibir um alto grau de dispersão em termos de vida. Por esta razão, análises estatísticas são necessárias para caracterizar a vida sob fadiga para todo componente mecânico, incluindo o rolamento.

Tipicamente, a vida de um rolamento é definida pelo tempo necessário para que ocorra o primeiro ponto de fadiga (pitting ou spalling). Porém, o aparecimento de um primeiro ponto de fadiga nem sempre leva a falha ou a redução da vida de um rolamento. Após algum tempo de operação, a formação do spall (cratera) irá provocar um aumento de temperatura, bem como vibrações, contribuindo, eventualmente, para uma falha total do componente.

Bezerra (2004), em seu trabalho de Doutorado, apresenta de forma esquemática a evolução da fadiga de contato na pista de um anel externo de rolamento, devido ao contato cíclico entre sua superfície com as esferas, evoluindo desde o aparecimento da primeira micro-fissura até sua evolução final, que é a formação do pitting ou spalling, conforme indicado na figura 3.2.

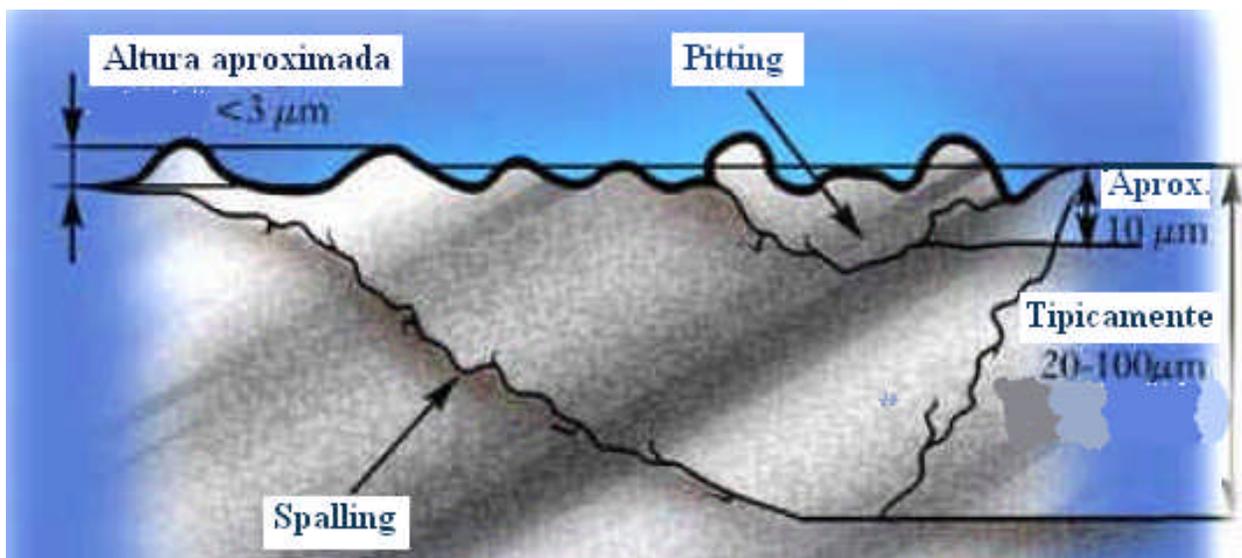


**Figura 3.2:** - Evolução da falha na superfície do rolamento.

H. Hertz, em 1881, publicou seu primeiro trabalho sobre análise de fadiga de contato em rolamentos. Em 1902, R. Stribeck, baseado na teoria de Hertz, publica seu trabalho sobre o cálculo da máxima capacidade de carga em rolamento de esferas. Em 1947, Lundberg e Palmgren publicaram seu trabalho sobre teoria de vida em rolamentos (Zaretsky, 1997).

Kotzalas e Harris (2001) estudaram a forma de propagação da fadiga de contato através de experimentos em bancada. Segundo seus estudos, a progressão da fadiga (spall) está ligada, principalmente, à carga vibratória causada pela irregularidade (aspereza) da superfície de contato afetada, tendo maior influencia como fator limitante para a sobrevida do rolamento do que o aumento da temperatura.

Kuhnell (2004) define “pitting e o spalling” em seu artigo sobre desgaste em rolamentos e engrenagens. O mesmo conclui que as falhas na superfície de contato entre os corpos rolantes resultam no pitting e as falhas na subsuperfície resultam no spalling. O pitting se mostra como pequenas crateras rasas na superfície de contato, no máximo com a mesma profundidade da camada endurecida do material, enquanto que o spalling deixa cavidades mais profundas na superfície de contato, com profundidade entre 20 a 100 microns, conforme indicado na figura 3.3.



**Figura 3.3:** - Representação do pitting e spalling na superfície de contato (Kuhnell, 2004).

Datsyshyn e Panasyuk (2001) desenvolveram um modelo de cálculo para investigar o desenvolvimento da fratura, tratando com as peculiaridades da propagação da fratura e do

desenvolvimento de um método para avaliar a durabilidade dos corpos rolantes através da resistência ao cisalhamento de seus materiais. Fizeram uso de um modelo bi-dimensional que permite simular o caminho da propagação da fratura por conta da redistribuição da tensão causada pela propagação da fratura e das características do carregamento no ciclo de contato. Deste modo, investigaram de forma mais completa o processo de fratura e a durabilidade dos corpos em contato.

Epstein (Epstein et al, 2003) estudou, através de modelo analítico, os efeitos da fadiga de contato em superfícies de acabamento fino, feitas a partir de diferentes processos, bem como os efeitos das variações na espessura do filme lubrificante. Este trabalho tem grande valia, uma vez que o custo de uma operação de acabamento tem grande influencia no custo total do componente.

Os fabricantes fazem uso de diversos tipos de processos de acabamento para produzir um componente com mesmo valor de rugosidade superficial. Epstein utilizou oito amostras com acabamentos feitos a partir de processos e maquinas diferentes e estudou os efeitos dos diversos acabamentos nas características de contanto, bem como no filme lubrificante. Também identificou os acabamentos mais adequados às condições de carregamentos utilizadas, não detalhadas aqui. Os resultados obtidos mostraram que os diversos processos de acabamento têm uma limitada influencia na variação do filme lubrificante. No que diz respeito à vida em fadiga, os resultados mostram uma melhor performance nas peças com processo de polimento, seguidas de peças lapidadas e retificadas.

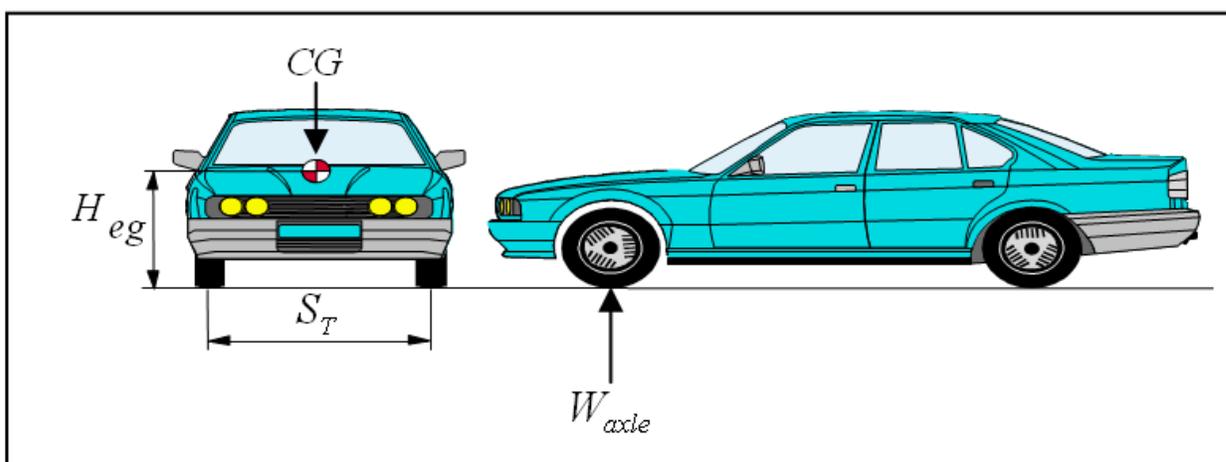
Kimura (Kimura et al, 2002) mostra uma relação entre desgaste e fadiga de contato em corpos rolantes através de teste em bancada. O mesmo conclui em seu trabalho que, numa condição de contato entre duas superfícies com velocidades angulares diferentes entre os corpos rolantes, a superfície do corpo com maior rotação tem uma maior incidência de desgaste superficial, enquanto que a fadiga de contato tende a se propagar na superfície do corpo com menor rotação, devido ao fato de que, a superfície com menor rotação estará mais sujeita às tensões de tração, no sentido de abertura da fratura, com conseqüente aumento da pressão interna na mesma, causada pelo volume de lubrificante retido em cada ciclo durante o contato entre as superfícies.

## 4 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo foi feita a comparação entre os esforços causados pelas rotas apresentadas no capítulo 3 (ciclo FAG, ciclo citado por Brändlein, ciclo citado por Gilbert e o ciclo citado por Dong e Ki), no intuito de verificar a severidade de cada um deles na vida do rolamento. O cálculo foi executado através do software T-527, desenvolvido pela Engenharia da FAG especialmente para o cálculo de vida e desempenho de rolamento de rodas. Para este caso, foi calculada a vida do rolamento dianteiro esquerdo (lado do motorista) pelo método descrito no capítulo 2, através dos dados de entrada indicados neste capítulo. O mesmo cálculo foi executado a partir dos dados de carregamentos obtidos nos trajetos com o veículo. A partir disso, foi feita uma análise comparativa e conclusiva entre os modelos existentes e a rota obtida no teste veicular.

### 4.1 Dados do veículo

Os dados geométricos indicados abaixo foram fornecidos pela montadora e se referem a um veículo de passeio de pequeno porte, com carga no eixo dianteiro de 790 kg, conforme indicado na figura 4.1. A figura 4.2 mostra a distância do centro do rolamento ao centro de carga ( $\Delta_{\text{offset}}$ ), bem como o raio dinâmico do pneu ( $R_T$ ):



**Figura 4.1:** - Dados geométricos coletados do veículo.

Nas figuras 4.1 e 4.2, os parâmetros mostrados são:

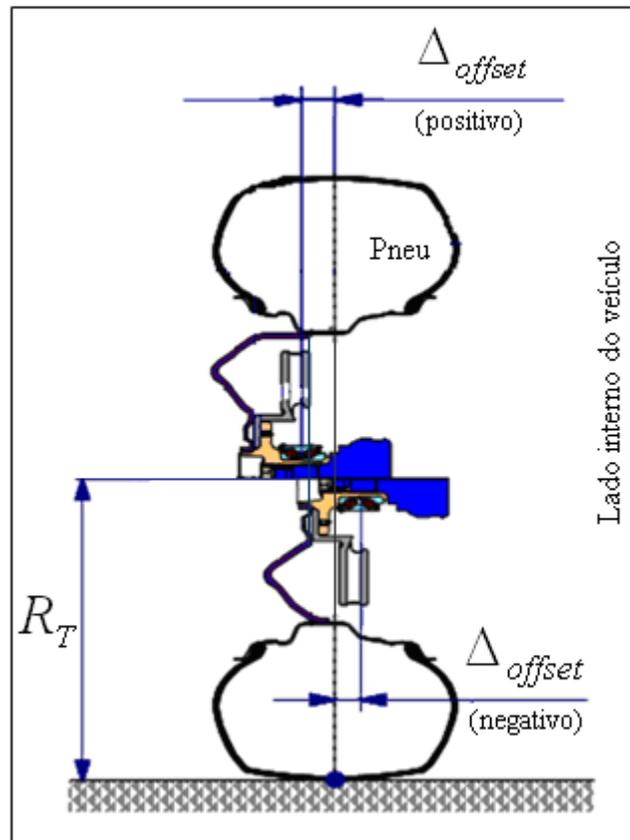
$H_{cg}$  = altura do centro de gravidade do veículo = 544 [mm]

$W_{axle}$  = massa do veículo sobre o eixo dianteiro (massa do eixo / 2) = 395 [kg]

$S_T$  = distância entre os centros das rodas = 1388 [mm]

$R_T$  = raio dinâmico do pneu = 282 [mm]

$\Delta_{offset}$  = distância do centro do rolamento ao centro de carga = -7 [mm]



**Figura 4.2:** - Representação da distância do centro do rolamento ao centro de carga ( $\Delta_{offset}$ ) e do raio dinâmico do pneu ( $R_T$ ).

#### 4.2 Dados do rolamento

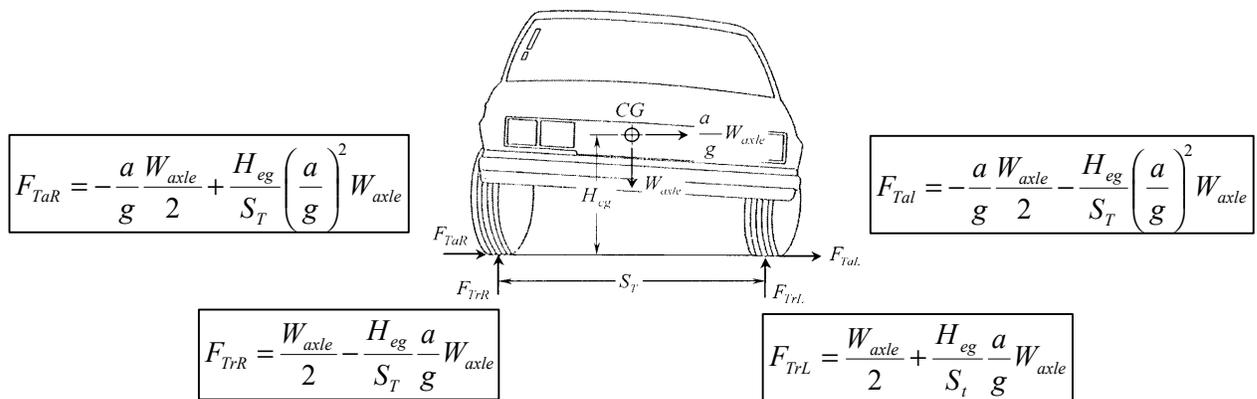
O rolamento utilizado no cálculo foi um rolamento de dupla carreira de esferas de contato angular, vedado e engraxado para toda a vida:

- Diâmetro interno (d) = 39 [mm]
- Diâmetro externo (D) = 72 [mm]
- Largura do rolamento (L) = 37 [mm]
- Número de esferas (z) = 28 (2 carreiras de 14) [adm]
- Diâmetro das esferas (D<sub>w</sub>) = 11 [mm]
- Ângulo de contato nominal (α) = 35 [°]
- Distância entre as pistas do rolamento (l) = 17 [mm]
- Capacidade de carga dinâmica (C) = 47000 [N]

### 4.3 Avaliação experimental da rota

Duas rotas pré-definidas foram escolhidas para a análise experimental dos esforços. Um veículo foi instrumentado para tal avaliação. O veículo possui as características usadas na simulação numérica.

As forças radiais e axiais que agem na roda do veículo foram calculadas conforme o diagrama de corpo livre descrito no capítulo 2. As mesmas estão indicadas, de forma resumida, na figura 4.3.



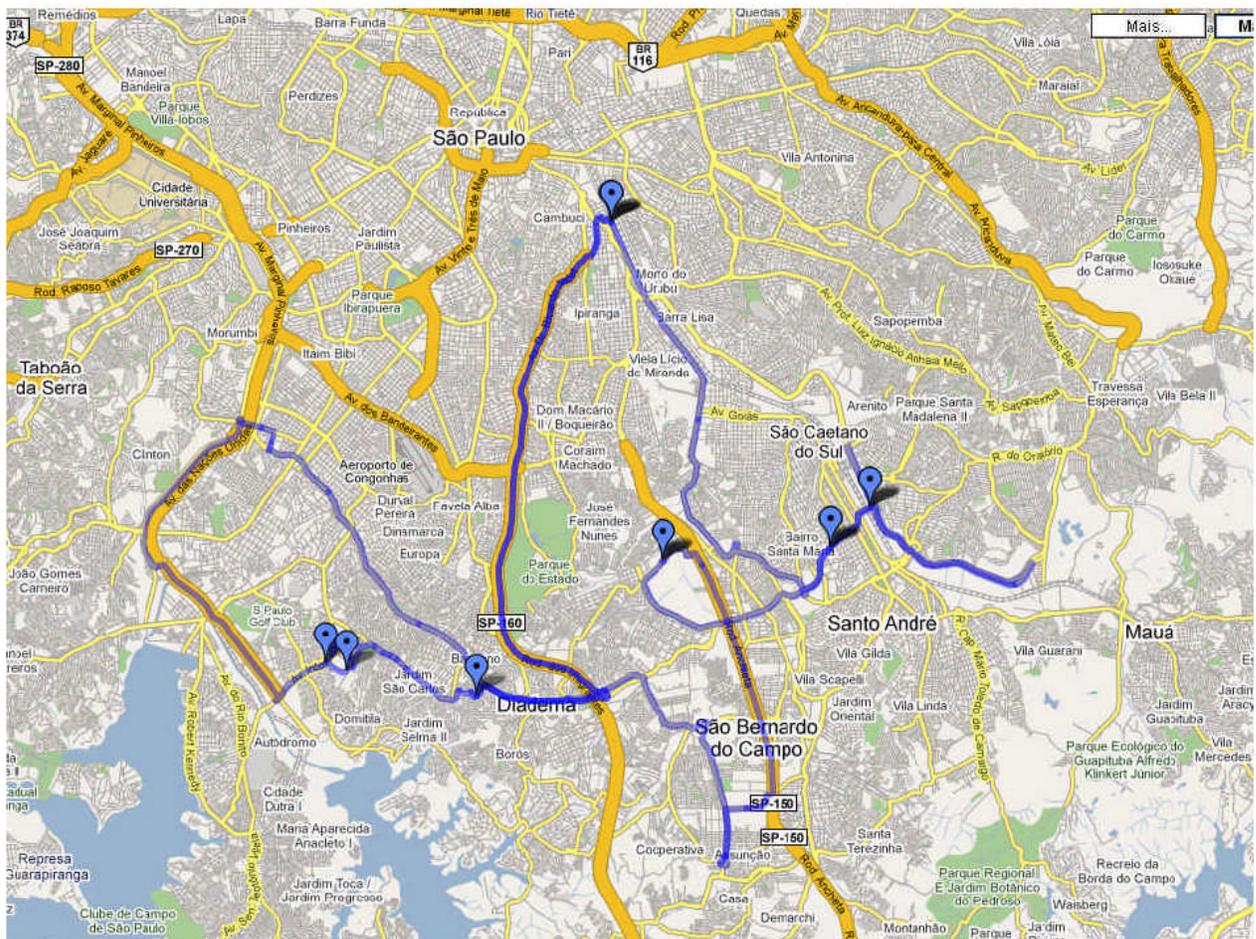
**Figura 4.3:** - Forças (radial e axial) que agem na roda do veículo

A instrumentação do veículo consiste na fixação de um acelerômetro do tipo Transducer 2g, modelo BG 2166.10.31, Mikrotechnik, na altura do centro de gravidade (CG) do veículo,



### 4.3.1 Rotas

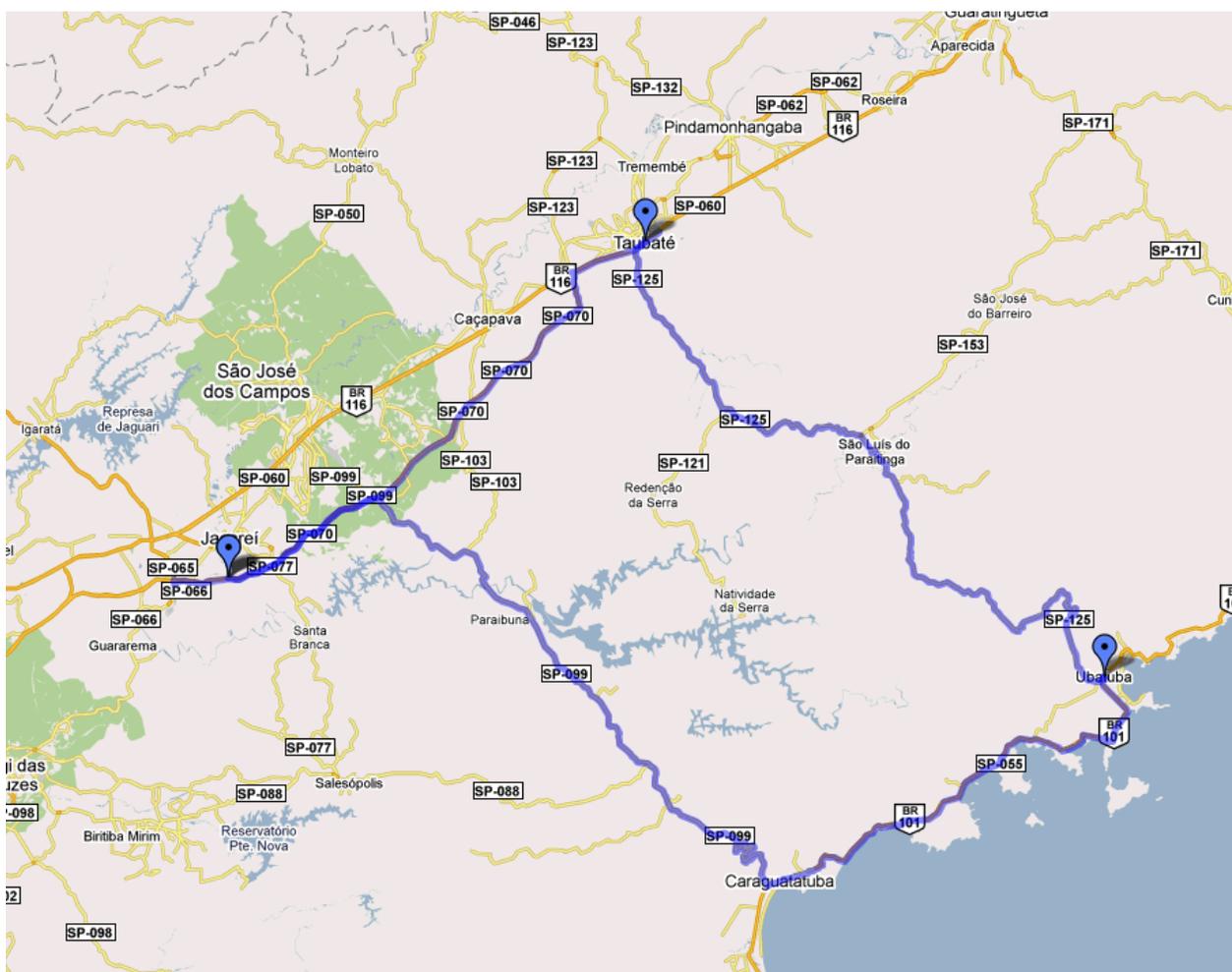
Neste capítulo a ênfase é dada às rotas utilizadas para a aquisição dos dados de carregamentos. Duas rotas foram escolhidas para o teste com o veículo. A primeira se trata de uma rota urbana, utilizada por uma montadora no Brasil para teste de durabilidade em veículos. O trajeto cobre regiões da cidade de São Bernardo do Campo, Diadema, São Paulo, São Caetano do Sul e Santo André, cobrindo uma distancia total de percurso de 115 [km], com velocidade média de 30 [km/h]. A figura 4.6 mostra uma vista geral do trajeto.



**Figura 4.6:** - Rota urbana, utilizada para teste de durabilidade veicular.

A segunda rota escolhida foi uma rota rodoviária, também utilizada por uma montadora, para teste de vida em veículos. O trecho cobre os municípios de Jacareí, Caraguatatuba, Ubatuba

e Taubaté, num total de 300 km, composto por trechos em retas, curvas, aclives e declives, suaves e acentuados (trecho de serra), apresentando condições diversas de pavimentos. A figura 4.7 mostra uma vista da rota rodoviária. A velocidade média, neste percurso, foi de 75 [km/h].



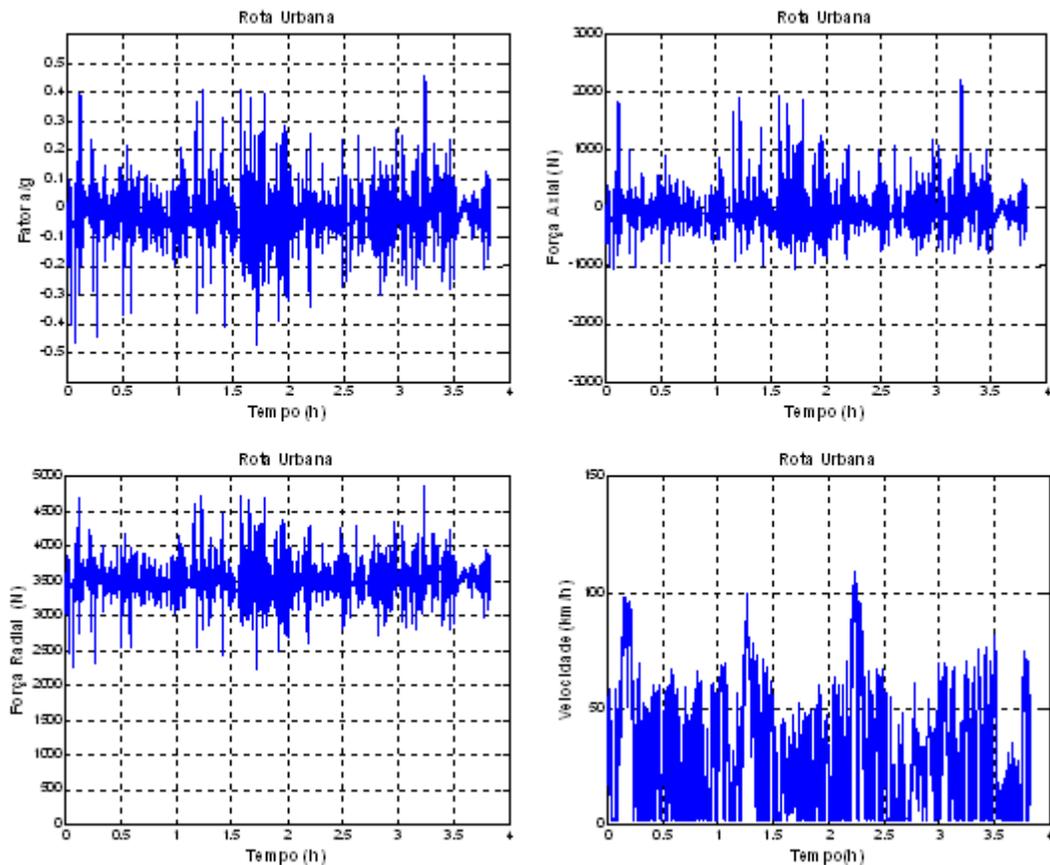
**Figura 4.7:** - Rota rodoviária, utilizada para teste de durabilidade veicular.

### 4.3.2 Procedimento para o teste veicular

Antes do início do trajeto, o veículo foi pesado, para se ter o valor exato da carga radial estática. Durante o trajeto, os sinais de aceleração lateral do veículo, nas situações de curvas, eram captados pelo acelerômetro e armazenados através do módulo MGC de aquisição de dados, juntamente com os sinais da velocidade, vindos do sensor eletrônico do velocímetro e do tempo em todo o trajeto.

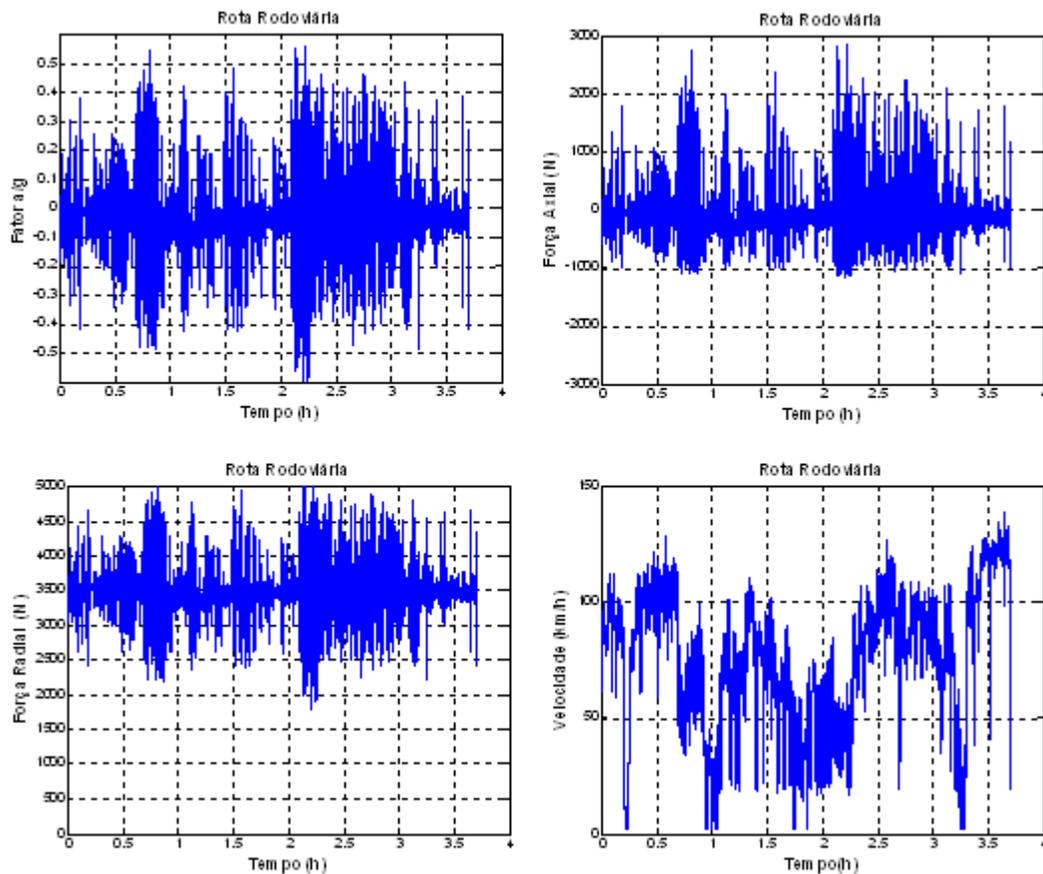
### 4.3.3 Processamento e análise dos sinais

Os sinais armazenados no módulo MGC foram utilizados, empregando o programa Matlab<sup>TM</sup>, para o cálculo dos esforços aplicados na roda dianteira esquerda do veículo em cada momento. Foram empregadas as equações (2.4) à (2.7), gerando assim uma curva de esforços, bem como da velocidade em cada instante. As curvas geradas com os dados coletados no trajeto urbano são mostradas na figura 4.8.



**Figura 4.8:** - Curvas geradas pelo Matlab<sup>TM</sup>, através dos dados coletados durante o trajeto urbano com o veículo.

A figura 4.9 mostra os gráficos com os dados coletados no trajeto rodoviário.



**Figura 4.9:** - Curvas geradas pelo Matlab<sup>TM</sup>, através dos dados coletados durante o trajeto rodoviário com o veículo.

Para facilitar a manipulação, bem como a análise dos sinais obtidos, optou-se pelo método utilizado por Chung (Chung N. Ko, 1987), onde os dados foram separados em blocos, caracterizados pelo fator de aceleração lateral ( $a/g$ ), velocidade e porcentagem de ocorrência de cada bloco em todo o trajeto. Com este procedimento tornou-se possível obter uma visão mais precisa das características de carregamento de cada rota analisada e chegar ao modelo de rota mais adequado às condições de vias nacionais. Os resultados são mostrados e discutidos no próximo capítulo.

#### 4.4 Cálculo da vida para cada rota

O programa de cálculo T-527 leva em consideração as mudanças de geometria interna do rolamento em função da montagem (press-fit) e das condições de operação. O programa também

considera a influencia da folga axial, força axial proveniente do torque de aperto da porca de fixação, ajuste e temperatura de trabalho dos anéis interno e externo do rolamento.

O cálculo da carga dinâmica equivalente se baseia na distribuição dos carregamentos através dos corpos rolantes (esferas), conforme descrito no capítulo 2. A distribuição dos carregamentos leva também em consideração a folga axial e a influencia da deflexão do cubo.

#### 4.4.1 Princípio de cálculo do programa

Assume-se, para a análise da distribuição das cargas no rolamento, uma condição ideal de perfil de pista e corpos rolantes, rigidez nominal dos anéis e que a deformação elástica ocorre somente na região de contato esfera / pista. Os parâmetros básicos para se determinar as deformações consistem no deslocamento axial e radial dos anéis e na inclinação dos mesmos.

Por se tratar de um sistema de carregamento estático não definido, o cálculo é feito num processo de interação. O cálculo inicia pressupondo um dado deslocamento do anel interno em relação ao anel externo. Baseando-se no deslocamento dos anéis, cada corpo rolante corresponde a uma certa deformação que determina seu comportamento individual. As cargas individuais em cada corpo rolante são determinadas em função de seus dados geométricos e de material, conforme mencionado no capítulo 2.

Levando-se em consideração as cargas individuais em cada corpo rolante, a carga média é determinada pela seguinte formula:

$$Q_m = \left[ \frac{\sum_{i=1}^{i=z} Q_i^p}{z} \right]^{1/p} \quad [\text{N}] \quad (4.1)$$

Onde:

$Q_m$  = carga média [N]

$Q_i$  = carga em cada corpo rolante [N]

$z$  = número de corpos rolantes por carreira [adm]

$i$  = número de carreiras [adm]

$p$  = fator de vida [adm]

A carga dinâmica equivalente para rolamento de esferas é determinada pela seguinte fórmula:

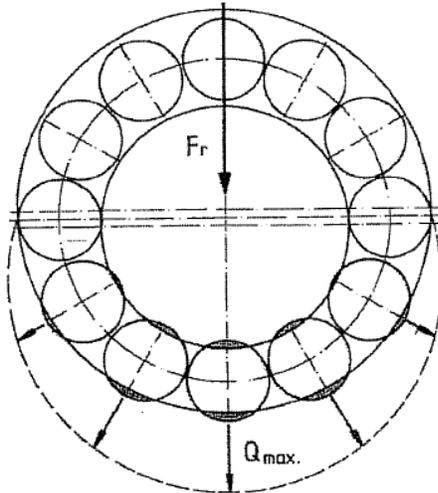
$$p = 0,407 \cdot Q_m \cdot z \cdot \cos \alpha_0 \quad [\text{N}] \quad (4.2)$$

Onde:

$$\alpha_0 = \text{ângulo de carga nominal} \quad [^\circ]$$

Os dados de entrada (deslocamento e inclinação) mudam para cada corpo rolante e todo o cálculo é executado novamente. Este procedimento se repete até que as cargas internas do rolamento fiquem em balanço com as cargas externas.

A figura 4.10 mostra a distribuição da carga  $Q$  através dos corpos rolantes, resultante da força  $F_r$  aplicada ao rolamento:



**Figura 4.10:** - Distribuição da carga  $Q$  através dos corpos rolantes do rolamento.

Onde:

$$F_r = \text{força resultante (radial) atuante no rolamento} \quad [\text{N}]$$

$$Q_{\max} = \text{carga máxima resultante (esfera inferior)} \quad [\text{N}]$$

#### 4.4.2 Cálculo da capacidade dinâmica

A capacidade dinâmica do rolamento é calculada conforme a norma DIN ISO 281. A carga dinâmica “C” de um rolamento (capacidade básica de carga dinâmica) é a carga de grandeza e direção constante, sob a qual uma quantidade suficientemente grande de rolamentos iguais alcança uma vida nominal de um milhão de rotações. Para rolamento de esferas com diâmetro de esfera  $D_w \leq 25,4$  [mm], a capacidade dinâmica é obtida com a seguinte fórmula (Brändlein et al, 1999):

$$C = f_c (i \cos \alpha_0)^{0,7} z^{2/3} D_w^{1,8} \quad [\text{N}] \quad (4.3)$$

Onde:

C = capacidade dinâmica [N]

$f_c$  = fator dependente da geometria interna do rolamento, do material e grau de precisão do rolamento.

O fator  $f_c$  se encontra tabelado na norma DIN ISO 281. O mesmo depende do tipo do rolamento e da relação  $D_w \cdot \frac{\cos \alpha_0}{T}$  [adm] (4.4)

Onde:

T = diâmetro primitivo do rolamento [mm]

#### 4.4.3 Cálculo da pressão de contato

A distribuição de carga nos corpos rolantes, pressão de contato (pressão de Hertz), ângulo de contato operacional ( $\alpha$ ) e a dimensão da elipse de contato no elemento rolante também são calculados.

A máxima pressão de contato é calculada conforme a expressão abaixo:

$$p_0 = \frac{1,5}{\pi \mu \nu} \sqrt[3]{\left[ \frac{E \sum \rho}{3(1 - 1/m^2)} \right]^2} Q \quad [\text{N/mm}^2] \quad (4.5)$$

Onde:

|            |   |                      |
|------------|---|----------------------|
| $\mu, \nu$ | = coeficientes de Hertz                       | [adm]                |
| $E$        | = módulo de elasticidade                      | [N/mm <sup>2</sup> ] |
| $m$        | = coeficiente de Poisson                      | [adm]                |
| $\rho$     | = inverso do raio de curvatura correspondente | [1/mm]               |

Os coeficientes de Hertz  $\mu$  e  $\nu$ , são determinados a partir das relações de curvatura dos dois corpos na posição de contato. Estes fatores são tabelados e caracterizam a distribuição de tensão na posição de contato.

#### 4.4.4 Cálculo da vida

Finalmente, calcula-se o valor do fator  $f_L$  e da vida em horas e em quilômetros. O fator de dimensionamento ( $f_L$ ) é derivado da formula ISO para cálculo da vida de rolamentos. Este valor é considerado como referencia para comparar um novo conceito com um design conhecido e testado.

Como mencionado no capítulo 2, as formulas de vida do rolamento baseiam-se na norma DIN/ISO 281:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad [10^6 \text{ revoluções}] \quad (2.17)$$

$$L_{h10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot 10^6 (n \cdot 60) \quad [\text{h}] \quad (2.18)$$

$$L_{d10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_T \cdot n \quad [\text{km}] \quad (2.19)$$

A carga equivalente “C” baseia-se em 500 horas à rotação de 33,33 [rpm].

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{500 \cdot 33,33 \cdot 60}{n \cdot 60} \Rightarrow \frac{L_h}{500} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{33,33}{n}, \text{ logo:}$$

$$f_L = \sqrt[p]{\frac{L_{h10}}{500}} \quad [\text{adm}] \quad (2.20)$$

#### 4.5 Teste em bancada

O teste acelerado é executado na bancada L24. A bancada de teste L24 foi desenvolvida pela FAG para teste de vida em rolamentos de rodas de primeira, segunda e terceira geração. A bancada possui 3 cabeçotes e em cada cabeçote são montados 2 rolamentos ao mesmo tempo, o que resulta num total de 6 rolamentos testados ao mesmo tempo. Todas as características dimensionais e de perfil das peças acopladas, bem como os ajustes de acoplamentos destas são os mesmos encontrados no veículo. Também, é possível testar o rolamento montado na própria manga de eixo e cubo, originais do veículo. A figura 4.11 mostra uma foto da bancada.



**Figura 4.11:** - Bancada de teste para rolamento de rodas L24.

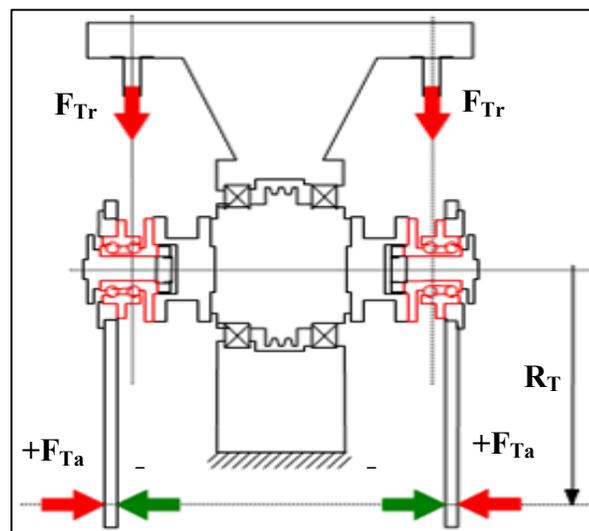
O monitoramento é mostrado através da impressão das variáveis do sistema, bem como do registro das falhas ocorridas. A temperatura e o tempo de rodagem são exibidos periodicamente,

através de uma tabela contendo as variáveis para cada rolamento individualmente. A temperatura é informada num intervalo de 10 minutos, sendo que o tempo de intervalo da impressão pode ser ajustado conforme a necessidade.

#### 4.5.1 Procedimento de teste

O esquema da bancada de teste, com o rolamento montado, é mostrado na figura 4.12. As cargas são aplicadas nos rolamentos através dos atuadores hidráulicos. Pode-se aplicar uma carga radial distinta para cada rolamento. A carga radial permanece fixa durante todo o teste.

Quanto a carga axial, uma única carga se aplica a ambos os rolamentos ao mesmo tempo. A mesma varia durante o teste, conforme o ciclo aplicado. A intensidade e duração das cargas são controladas eletronicamente. Sensores de vibração são montados em vários locais, para se determinar o momento da falha. O início da falha na pista do rolamento é detectado pelos sensores, desligando a bancada automaticamente. A temperatura do anel fixo é medida e monitorada através de termopares em contato com o anel fixo do rolamento. Também, a temperatura do anel móvel pode ser parcialmente monitorada.



**Figura 4.12:** - Esquema da bancada, com as forças: radial ( $F_{Tr}$ ), axial ( $F_{Ta}$ ) e raio dinâmico ( $R_T$ ).

## **5 RESULTADOS E DISCUSSÕES**

Neste item são apresentados os resultados dos cálculos de vida do rolamento, bem como uma análise comparativa dos dados de esforços e vida do rolamento para cada rota estudada.

Serão apresentados também os resultados obtidos em campo, com o veículo instrumentado após o trajeto pelas rotas: urbana e rodoviária, através de gráficos característicos de cada percurso.

Baseado nas análises acima citadas, ao final, foi possível sugerir uma rota específica, baseada nas características das vias nacionais, sendo esta de extrema importância para o cálculo de vida e performance dos rolamentos de rodas, contribuindo para a definição de novos conceitos, robustos e otimizados, durante a fase de desenvolvimento do produto.

Os esforços foram calculados, para cada ciclo estudado e também para o ciclo escolhido, de acordo com cada característica de carregamento das rotas e sua influência no fator de vida do rolamento, bem como a durabilidade atingida em horas e a distância em quilômetros que o veículo teoricamente irá atingir sob tais condições de carregamento. Ao final, o programa também calcula e indica uma média final dos resultados, como sendo a perspectiva total de vida em horas ou em quilometragem, em função de todo o ciclo de carregamento aplicado sobre o rolamento durante sua utilização.

### **5.1 Resultado do cálculo de vida referente aos ciclos estudados**

Os carregamentos das rotas estudadas no capítulo 3 foram utilizados como dado de entrada, para o cálculo de vida do rolamento, através do programa T-527. Os resultados dos cálculos, para cada ciclo, encontram-se indicados na tabela 5.1.

| Ciclo        | N° | Q    | f <sub>z</sub> | v      | a/g   | f <sub>L</sub> | LH            | DISTANCIA        |
|--------------|----|------|----------------|--------|-------|----------------|---------------|------------------|
|              |    | [%]  | [adm]          | [km/h] | [adm] | [adm]          | [h]           | [km]             |
| FAG          | 1  | 50,0 | 1,0            | 120    | 0,00  | 3,37           | 19.169        | 2.300.393        |
|              | 2  | 45,0 | 1,3            | 80     | 0,00  | 3,01           | 13.658        | 1.092.650        |
|              | 3  | 2,0  | 1,0            | 50     | 0,25  | 1,58           | 1.973         | 98.666           |
|              | 4  | 2,0  | 1,0            | 50     | -0,25 | 2,01           | 4.036         | 201.843          |
|              | 5  | 0,5  | 1,0            | 30     | 0,60  | 0,74           | 203           | 6.096            |
|              | 6  | 0,5  | 1,0            | 30     | -0,60 | 1,83           | 3.060         | 91.822           |
| <b>MÉDIA</b> |    |      |                |        |       | <b>2,71</b>    | <b>9,964</b>  | <b>979.496</b>   |
| Ciclo        | N° | Q    | f <sub>z</sub> | v      | a/g   | f <sub>L</sub> | LH            | DISTANCIA        |
|              |    | [%]  | [adm]          | [km/h] | [adm] | [adm]          | [h]           | [km]             |
| Brändlein    | 1  | 50,0 | 1,0            | 120    | 0,00  | 3,37           | 19.169        | 2.300.393        |
|              | 2  | 46,0 | 1,3            | 80     | 0,00  | 3,01           | 13.658        | 1.092.650        |
|              | 3  | 2,0  | 1,3            | 50     | 0,60  | 0,45           | 45            | 2.263            |
|              | 4  | 2,0  | 1,3            | 50     | -0,60 | 1,66           | 2.281         | 114.080          |
| <b>MÉDIA</b> |    |      |                |        |       | <b>1,58</b>    | <b>1,959</b>  | <b>193.576</b>   |
| Ciclo        | N° | Q    | f <sub>z</sub> | v      | a/g   | f <sub>L</sub> | LH            | DISTANCIA        |
|              |    | [%]  | [adm]          | [km/h] | [adm] | [adm]          | [h]           | [km]             |
| Dong         | 1  | 90,0 | 1,0            | 120    | 0,00  | 3,37           | 19.169        | 2.300.393        |
|              | 2  | 5,0  | 1,0            | 50     | 0,25  | 1,58           | 1.973         | 98.666           |
|              | 3  | 5,0  | 1,0            | 50     | -0,25 | 2,01           | 4.036         | 201.843          |
| <b>MÉDIA</b> |    |      |                |        |       | <b>2,81</b>    | <b>11.124</b> | <b>1.390.517</b> |
| Ciclo        | N° | Q    | f <sub>z</sub> | v      | a/g   | f <sub>L</sub> | LH            | DISTANCIA        |
|              |    | [%]  | [adm]          | [km/h] | [adm] | [adm]          | [h]           | [km]             |
| Gilbert      | 1  | 85,0 | 1,0            | 120    | 0,00  | 3,37           | 19.169        | 2.300.393        |
|              | 2  | 5,0  | 1,0            | 80     | 0,15  | 2,06           | 4.380         | 350.421          |
|              | 3  | 5,0  | 1,0            | 80     | -0,15 | 2,13           | 4.839         | 387.173          |
|              | 4  | 2,5  | 1,0            | 50     | 0,25  | 1,58           | 1.973         | 98.666           |
|              | 5  | 2,5  | 1,0            | 50     | -0,25 | 2,01           | 4.036         | 201.843          |
| <b>MÉDIA</b> |    |      |                |        |       | <b>2,87</b>    | <b>11.763</b> | <b>1.323.437</b> |

**Tabela 5.1:** Resultado da vida calculada para o rolamento de rodas, sob as condições de carregamento de cada ciclo.

### 5.1.1 Análise dos dados calculados

Vê-se que as rotas analisadas acima possuem certa semelhança nos parâmetros de cargas, tais como a velocidade, fator de choque e aceleração lateral. A situação de deslocamento em curvas, bem como a porcentagem de permanência na referida situação, tem maior influencia no carregamento e, conseqüentemente, na vida útil do rolamento, comparada à situação de deslocamento em reta, com pista em má condição (fator f<sub>z</sub>). Este fato pode ser constatado no caso

do ciclo sugerido por Brändlein, que possui um tempo maior de permanência numa condição de curva acentuada, com aceleração lateral ( $a/g$ ) de 0,60, sendo este o caso mais severo de carregamento. O ciclo FAG e o ciclo de Brändlein são os únicos que aplicam o fator de choque em reta ( $f_z$ ) em seu coletivo de carga. No ciclo sugerido por Brändlein o fator de choque ( $f_z$ ) é considerado também nas situações de trajeto em curvas.

## **5.2 Resultado da simulação em campo**

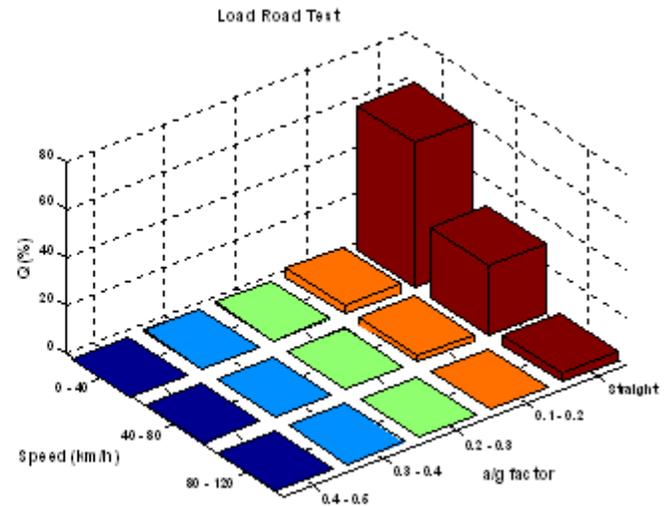
Os dados apresentados nos gráficos da figura 4.8 e 4.9, referentes ao fator de aceleração lateral ( $a/g$ ) e velocidade ( $v$ ), foram separados em blocos. Assim, foi possível observar a porcentagem de ocorrência de cada fator durante todo o trajeto, o que facilitou na determinação da rota escolhida.

### **5.2.1 Rota urbana**

Nota-se neste trajeto que as baixas velocidades, bem como o baixo fator de aceleração lateral ( $a/g$ ), são predominantes, conforme indica o gráfico da figura 5.1.

Na maior parte do trajeto (93%), a velocidade média foi de 32 [km/h], 6% com velocidade média de 38 [km/h], no restante (1%), média de 34 [km/h]. Na mesma proporção, a maior parte do trecho é caracterizada por retas, com fator de aceleração lateral ( $a/g$ ) de 0,0 [adm], seguido por curvas leves, com  $a/g$  variando entre 0,1 e 0,2 [adm]. Foram raras as ocorrências de curvas com fatores  $a/g$  maiores do que 0,3 [adm].

| N° | Q [%] | f <sub>z</sub> [adm] | a/g [adm] | v [Km/h] |
|----|-------|----------------------|-----------|----------|
| 1  | 46,50 | 0,00                 | 0,00      | 32       |
| 2  | 46,50 | 1,30                 |           |          |
| 3  | 6,00  | 0,00                 | 0,1 - 0,2 | 38       |
| 4  | 0,90  | 0,00                 | 0,2 - 0,3 | 38       |
| 5  | 0,05  | 0,00                 | 0,3 - 0,4 | 31       |
| 6  | 0,05  | 0,00                 | 0,4 - 0,5 | 32       |



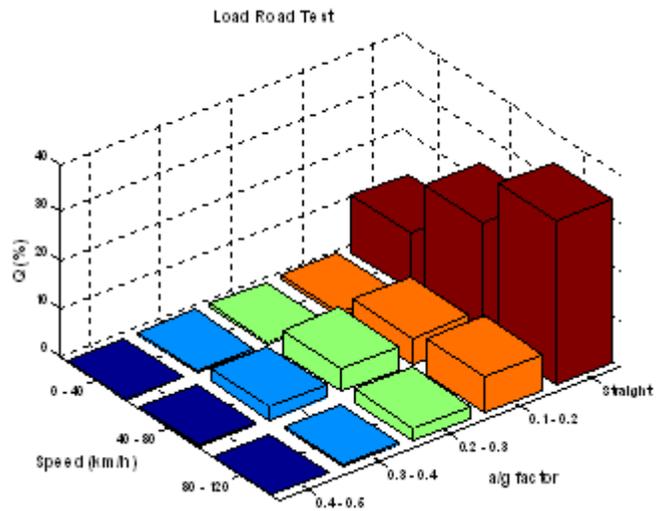
**Figura 5.1:** - Gráfico de ocorrência do fator a/g e velocidade, no percurso urbano.

### 5.2.2 Rota rodoviária

No trajeto rodoviário também se observa um maior índice de ocorrência do trecho em retas, representando 74% do total do percurso. Porém, ao contrário do que se observa na rota urbana, as maiores velocidades do trajeto se apresentam nesse trecho, sendo a velocidade média de percurso de 78 [km/h]. A segunda maior ocorrência acontece com velocidade média na faixa dos 74 [km/h], com fator de aceleração lateral (a/g) variando entre 0,1 a 0,3 [adm], o que representa 22% do total da rota. Também, nesse trecho, foram poucas as ocorrências de fator a/g maior do que 0,3 [adm]. A figura 5.2 ilustra o gráfico de ocorrência do fator a/g e velocidade, apresentados no percurso rodoviário.

O fator de choque (f<sub>z</sub>) de 1,3, mostrado nos gráficos acima, não é um dado experimental e sim estimado.

| N° | Q [%] | f <sub>z</sub> [adm] | a/g [adm] | v [Km/h] |
|----|-------|----------------------|-----------|----------|
| 1  | 37,0  | 0,00                 | 0,00      | 78       |
| 2  | 37,0  | 1,30                 |           |          |
| 3  | 14,0  | 0,00                 | 0,1 - 0,2 | 78       |
| 4  | 8,0   | 0,00                 | 0,2 - 0,3 | 69       |
| 5  | 3,6   | 0,00                 | 0,3 - 0,4 | 63       |
| 6  | 0,4   | 0,00                 | 0,4 - 0,5 | 52       |



**Figura 5.2:** - Gráfico de ocorrência do fator a/g e velocidade, no percurso rodoviário.

No trecho rodoviário, a maior faixa de aceleração lateral (a/g) encontrada, foi entre 0,4 e 0,5. Porém, em todo o trajeto, não passou de 0,6% do percurso, apesar de o trajeto percorrer dois trechos de serra, porém, em baixa velocidade.

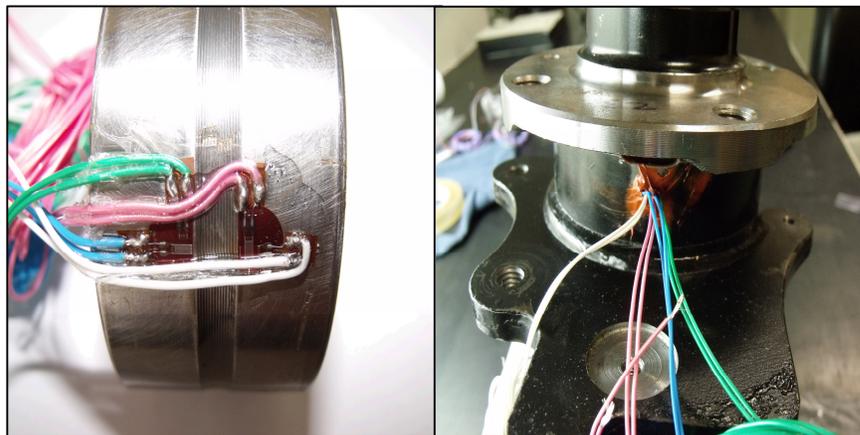
Durante todo o percurso nas duas rotas percorridas, observou-se oscilações na leitura do índice de aceleração lateral (a/g) próximas de  $\pm 0,1$ , mesmo nos trajetos em reta, em função da sensibilidade do acelerômetro às vibrações do veículo durante o percurso. Em função disso, considerou-se, neste trabalho, o fator  $a/g = \pm 0,1$  [adm] como característico de um trecho em reta.

Devido a dificuldade de se encontrar uma região na suspensão para fixação de extensômetros ou de células de carga para aquisição de dados, não foi possível apresentar neste trabalho a ocorrência do fator de choque ( $f_z$ ) de forma experimental. Duas tentativas para fixação de extensômetros foram feitas. Na primeira, os extensômetros foram colocados no prato de mola superior, bem como no raio inferior da manga, conforme indicado na figura 5.3.



**Figura 5.3:** - Fixação dos extensômetros na manga de eixo.

Na segunda tentativa, optou-se pela fixação dos extensômetros no anel externo do rolamento, conforme indicado na figura 5.4. Porém, o resultado não foi positivo em ambos os casos, devido a dificuldade de calibração dos gages, o que não permitiu uma aquisição confiável de dados experimentais.



**Figura 5.4:** - Fixação dos extensômetros no rolamento e do conjunto montado na manga de eixo.

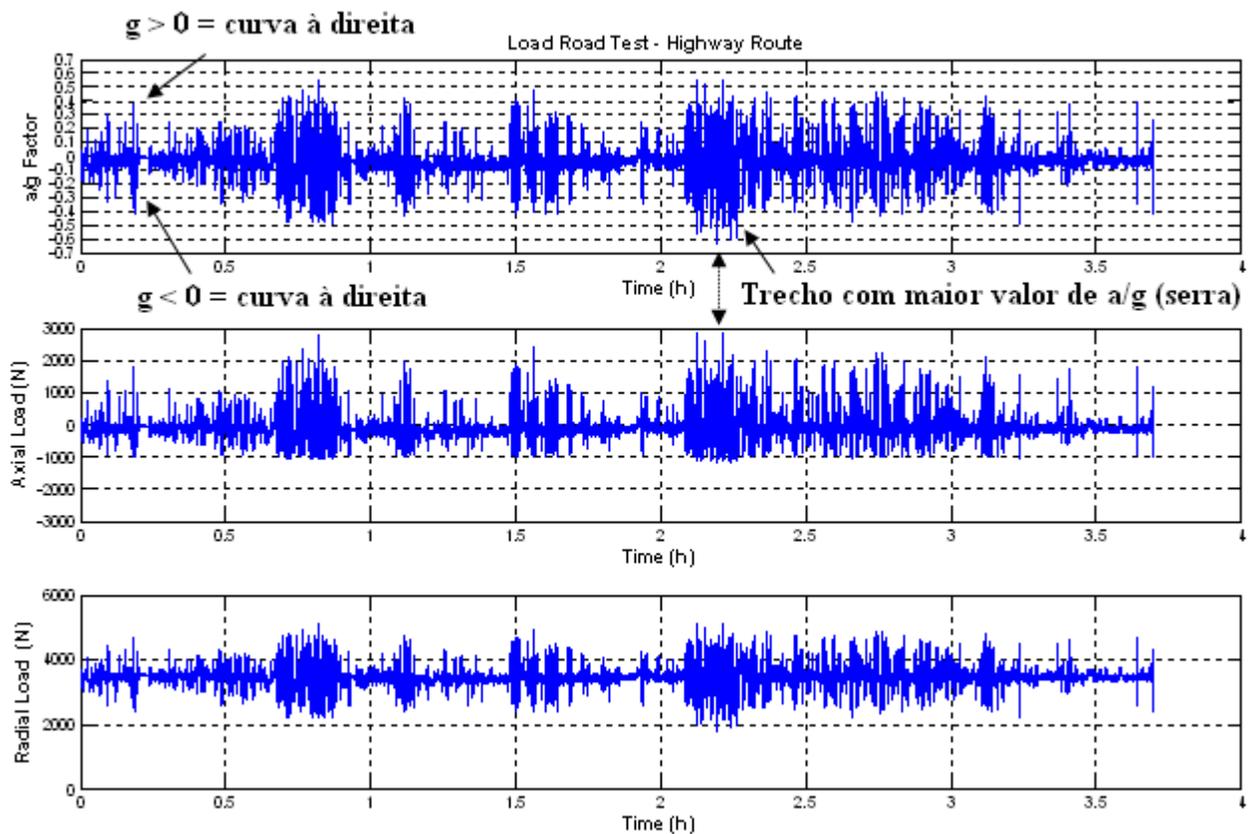
O fator de choque ( $f_z$ ), no caso de cubo de rodas, consiste num valor adicionado à força radial estática, resultante do peso do veículo no eixo, como um fator de serviço, em função de irregularidades na pista, tipo de mola e velocidade de percurso. O valor sugerido para este é fator, no caso de cubo de rodas é de 1,3 [adm] (Brändlein et al, 1999).

Como não foi possível obter este valor experimentalmente, optou-se neste trabalho, considerar o valor de  $f_z$  de 1,3 [adm], uma vez que o mesmo também é considerado no ciclo FAG.

Comparando-se os dois trajetos percorridos com o veículo com as rotas estudadas no início deste capítulo, nota-se uma semelhança no percentual do trajeto em reta, em torno de 90% do trajeto e em curva, 10%.

A velocidade média, nos trechos de retas, se mostra maior nas rotas estudadas. Todas as rotas estudadas apresentam uma velocidade média de 120 [km/h]. Esta média, relativamente alta, se justifica pelo fato de que tais rotas apresentam as características das vias européias, onde as estradas possuem condições favoráveis de percurso em altas velocidades. Na Alemanha, por exemplo, destacam-se as Autobans, onde, em grande parte de seu percurso, não existe um limite máximo de velocidade.

A maior média de velocidade verificada no trajeto com o veículo não passou dos 80 [km/h] no trecho rodoviário. Também, observa-se nesse trajeto, o maior fator de aceleração lateral ( $a/g$ ), conforme indicado na figura 5.5.



**Figura 5.5:** - Gráfico resultante das forças, gerado pelo Matlab<sup>TM</sup>, a partir dos dados de aceração lateral ( $a/g$ ) adquiridos pelo acelerômetro fixado da altura do CG do veículo, na rota rodoviária.

Através dos dados obtidos nas rotas urbana e rodoviária percorridas com o veículo, foi feito o cálculo de vida, através do programa T-527, para se ter uma visão mais precisa sobre a influencia dos carregamentos de cada rota na durabilidade do rolamento. A tabela 5.2 mostra um comparativo entre o fator de vida do rolamento, resultante dessas rotas, com o fator de vida calculado das rotas estudadas no capítulo 3.

| Rota       | Fator $f_L$<br>[adm] |
|------------|----------------------|
| Urbana     | 3,84                 |
| Rodoviaria | 2,09                 |
| FAG        | 2,71                 |
| Brändlein  | 1,58                 |
| Dong       | 2,81                 |
| Gilbert    | 2,87                 |

**Tabela 5.2:** Valor do fator  $f_L$ , comparativo entre as rotas.

O fator  $f_L$ , conforme descrito no capítulo 2, é utilizado como valor padrão estatístico para o dimensionamento do rolamento de rodas. Este valor é derivado da fórmula para cálculo de vida da Norma ISO 281 e utilizado para comparar novas construções de rolamentos com conceitos já testados, sendo assim um fator comparativo adequado para este caso. O valor de  $f_L$ , recomendado para cubo de rodas é de 1,4 a 2,2 (Brändlein et al, 1999).

Verificou-se que a rota urbana foi a de menor severidade, em termos de carregamento, para o rolamento, atingindo um valor de fator  $f_L$  de 3,84 [adm], o que resulta na maior vida teórica atingida na comparação com as demais rotas estudadas. No outro extremo, a rota sugerida por Brändlein representa a condição mais crítica para o rolamento, com fator  $f_L$  de 1,58 [adm]. Com esse valor, a durabilidade do rolamento situa-se próxima ao limite inferior aceitável, que é de 1,4 [adm] (Brändlein et al, 1999).

As demais rotas possuem valores de  $f_L$  na faixa de 2,0 [adm]. A rota rodoviária apresentou o valor de  $f_L$  de 2,09 [adm], abaixo da rota urbana, em função da maior velocidade média e do fator de aceleração lateral (a/g) registrados nesse trecho. Considerando a média da vida teórica do rolamento, entre o trecho urbano e o rodoviário, o valor do fator  $f_L$  resultante seria de 2,96 [adm], aproximando-se assim do valor  $f_L$  atingido nos ciclos FAG, Dong e Gilbert.

Com base nessa analogia, pode-se concluir que, os três ciclos: FAG, Dong e Gilbert, levam em consideração uma média ou uma composição aproximada entre o percurso urbano e o percurso rodoviário em seus carregamentos.

### 5.3 Rota nacional sugerida

Após a conclusão dos estudos foi possível propor uma rota que apresente características representativas das vias nacionais, combinando os carregamentos obtidos no trecho urbano e rodoviário.

Procurou-se, neste trabalho, manter uma formatação compatível com as rotas estudadas, no que diz respeito ao número de carregamentos (seis carregamentos), a exemplo do ciclo FAG. Este número é suficiente para abranger a maioria das ocorrências de carregamentos.

O critério utilizado para a definição da rota proposta foi o de adotar um valor médio para o fator de vida ( $f_L$ ) entre a rota urbana e rodoviária, em torno de 2,9 [adm].

Não foi encontrado nenhum dado sobre porcentagem de utilização veicular entre percurso urbano e rodoviário na revisão bibliográfica. Dessa forma, adotou-se o valor acima para o fator  $f_L$  para a definição da rota nacional, considerando-se assim a influência das duas condições de tráfego para a definição da nova rota.

Os ciclos foram agrupados de forma que o conjunto das forças aplicadas ao rolamento resultem no fator  $f_L$  adotado. Os detalhes do cálculo serão abordados no item 5.4. Adotou-se também o fator de choque ( $f_z$ ) de 1,3 [adm] em 45% do trecho em reta.

A maior diferença da rota sugerida comparada às rotas estudadas fica por conta da velocidade e do fator de aceleração lateral (a/g) em cada ciclo, adaptando-se melhor às características das vias percorridas com o veículo. A rota encontra-se representada na tabela 5.3.

| Nº | Q [%] | $f_z$ [adm] | a/g [adm] | v [Km/h] |
|----|-------|-------------|-----------|----------|
| 1  | 45,0  | 0,00        | 0,00      | 80       |
| 2  | 45,0  | 1,30        | 0,00      | 80       |
| 3  | 4,5   | 0,00        | 0,20      | 60       |
| 4  | 4,5   | 0,00        | -0,20     | 60       |
| 5  | 0,5   | 0,00        | 0,40      | 40       |
| 6  | 0,5   | 0,00        | -0,40     | 40       |

**Tabela 5.3:** Característica da rota nacional sugerida.

#### 5.4. Cálculo de vida para a rota nacional

O cálculo de vida do rolamento referente a rota escolhida será abordado neste segmento, com base nos dados de carregamento descritos na tabela 5.3, através do programa para cálculo de vida em rolamentos de rodas T-527.

A figura 5.6 mostra uma vista geral da interface do programa para a entrada de dados. Esta interface mostra, de forma resumida, as linhas contendo os dados de entrada do programa, para o cálculo da vida do rolamento.

The screenshot shows the FAG T-527 software interface. At the top left is the FAG logo and the text 'Technische Berechnungsprogramme'. The main title is 'T527 - Radlagerberechnung mit Umgebungseinflüssen'. Below the title is a menu bar with options: 'Berechnen | Laden | Speichern | Importieren', 'Kopieren | Verschieben | Löschen | Alles löschen', 'Andere Berechnungen', 'Ansicht in Tabelle', and 'Hilfe'. The main area contains a table with 13 rows of input data. Each row has columns for ID, various numerical values, and action buttons: 'Löschen', 'Bearbeiten', and 'Einfügen'.

| ID | 1276114917RDL | FESCINA       | CICLO BRASIL |              |                 |                |            |              |            |            |            |          | T527****01 | Löschen    | Bearbeiten | Einfügen   |          |
|----|---------------|---------------|--------------|--------------|-----------------|----------------|------------|--------------|------------|------------|------------|----------|------------|------------|------------|------------|----------|
| 1  | ID=1          | 1276114917RDL | FESCINA      | CICLO BRASIL |                 |                |            |              |            |            |            |          |            | T527****01 | Löschen    | Bearbeiten | Einfügen |
| 2  | ID=2          | STEUER 1 0 0  | 1 1          | PKW 0 6      | 0               | 1              | 1 0 0      | 20BA/1BR-ECB | 02         | Löschen    | Bearbeiten | Einfügen |            |            |            |            |          |
| 3  | ID=3          | ABMESS803769  | 39000        | 72030        | 18500           | 37000          | 37000      | 03           | Löschen    | Bearbeiten | Einfügen   |          |            |            |            |            |          |
| 4  | ID=6          | INNENK 55500  | 1700038      | 0 0          | 0142            | 11112          | 0000 0 0 0 | 0000 11450   | 11810      | 000035     | 0 0        | 04       | Löschen    | Bearbeiten | Einfügen   |            |          |
| 5  | ID=7          | BORDGE 53800  | 0000 59200   | 0000 43360   | 0050 0500       | 0ABN 0060      | 0080 100   | 07           | Löschen    | Bearbeiten | Einfügen   |          |            |            |            |            |          |
| 6  | ID=8          | EINBAU 000    | 8640 8000    | 000ABNABN    | -0030 -0002     | -110 -065STEEL | 980025     | 720          | 08         | Löschen    | Bearbeiten | Einfügen |            |            |            |            |          |
| 7  | ID=10         | DICHT 0050    | 0060 0020    | 0000 0000    | 5               | L100 13000     | 00150 0900 | 1            | 10         | Löschen    | Bearbeiten | Einfügen |            |            |            |            |          |
| 8  | ID=11         | FAHRDA -70    | 544 1388     | 2468 000     | 00 282          | 14 15          | 11         | Löschen      | Bearbeiten | Einfügen   |            |          |            |            |            |            |          |
| 9  | ID=12         | BETRDA 395    | 180 130      | 90 85        | 000 000 000     | 0 0 0          | 00 012     | Löschen      | Bearbeiten | Einfügen   |            |          |            |            |            |            |          |
| 10 | ID=14         | ZEITAN 450    | 450 45       | 45 05        | 05 00 00        | 00 00          | 14         | Löschen      | Bearbeiten | Einfügen   |            |          |            |            |            |            |          |
| 11 | ID=15         | A/G-VE 000    | 000 20       | -20 40       | -40 000 000 000 | 000            | 15         | Löschen      | Bearbeiten | Einfügen   |            |          |            |            |            |            |          |
| 12 | ID=16         | GESCHV 80     | 80 60        | 60 40        | 40 0 0          | 0 0            | 16         | Löschen      | Bearbeiten | Einfügen   |            |          |            |            |            |            |          |
| 13 | ID=17         | PLOTTZ JJJJJ  | 10 1         | 2 3          | 4 5             | 6 7            | 8 9        | 10 17        | Löschen    | Bearbeiten | Einfügen   |          |            |            |            |            |          |

**Figura 5.6:** - Interface do programa T-527 com os dados de entrada para o cálculo de vida do rolamento.

Cada linha serve para inserir os dados necessários para o cálculo, como, por exemplo, identificação, dimensão do rolamento, dados dimensionais do veículo, peso admissível do eixo em que será montado o rolamento,  $\Delta_{offset}$ , altura do CG, bitola do eixo, distancia entre centros dos eixos, cambagem, convergência, raio dinâmico do pneu, diâmetro da roda, ciclo de carga (rota), etc. O detalhamento dessa interface, com a indicação dos dados de entrada, é mostrado no anexo 1.

O programa foi realimentado com os dados de carregamentos descritos na tabela 5.3, para o novo cálculo da vida do rolamento.

### 5.4.1. Resultado do cálculo

Ao final do cálculo, o programa emite um relatório resumido, contendo as informações dos resultados. Dentre elas, os carregamentos, o resultado do cálculo de vida para cada carregamento e também o resultado geral, resultante de todos os carregamentos.

A figura 5.7 mostra o resultado final, resumido, informado pelo programa após o cálculo. Dentre as informações, estão relacionados os valores do  $f_L$ , vida em revoluções, hora e em quilometragem.

| LIFE VALUES FOR THE VARIOUS DRIVING CONDITIONS: |               |       |          |           |                  |
|---|---------------|-------|----------|-----------|------------------|
| NQ  | P-DYN<br>(KN) | FN    | FL<br>-- | LH<br>(H) | DISTANCE<br>(KM) |
| 1   | 4.64          | 0.354 | 3.86     | 28754     | 2300393          |
| 2   | 5.94          | 0.354 | 3.01     | 13658     | 1092650          |
| 3   | 10.89         | 0.389 | 1.81     | 2960      | 177612           |
| 4   | 9.47          | 0.389 | 2.08     | 4492      | 269575           |
| 5   | 21.13         | 0.446 | 1.07     | 607       | 24310            |
| 6   | 12.56         | 0.446 | 1.80     | 2892      | 115697           |
| AVERAGE:  | 6.27          | 0.357 | 2.88     | 11937     | 928733           |

↑
↑
↑

Valor médio estimado do  $F_L$  [adm]
Vida média estimada [h]
Vida média estimada [km]

**Figura 5.7:** - Resultado do cálculo de vida, referente a rota brasileira sugerida.

O resultado do cálculo, para a rota nacional escolhida apresenta o fator  $f_L$  de 2,88 [adm], próximo ao valor médio desejado (próximo de 2,90) entre as duas rotas (urbana e rodoviária).

O ciclo descrito por Brändlein é um ciclo característico de um trajeto rodoviário, em função das características de velocidade e aceleração lateral ( $a/g$ ). Nota-se também, que o fator  $f_L$ , neste ciclo, apresenta o menor valor de todas as rotas. Nas demais rotas estudadas, nota-se uma mescla entre trecho rodoviário e urbano, em função de suas características de velocidade e aceleração lateral mais brandas, tendo, como resultado, um fator  $f_L$  mais elevado. A rota nacional, na formatação final, é coerente com as rotas que apresentam uma mixagem de trecho urbano e rodoviário.

## 5.5. Ensaio acelerado em bancada

Para todo o cálculo de vida do rolamento de rodas, feito sob as condições de carregamentos previstos nas rotas, é necessário que se faça uma validação através de testes em bancadas e/ou de durabilidade veicular. Para isso, foi apresentada neste tópico uma proposta de parâmetros de carregamentos para um ensaio acelerado na bancada L24. As características da bancada, bem como o procedimento do teste, foram apresentados capítulo 4.

O teste acelerado é muito utilizado nas avaliações comparativas entre produtos, reduzindo o tempo de avaliação de novos desenvolvimentos.

O parâmetro utilizado para o teste foi o da máxima pressão de Hertz ( $p_H$ ), numa faixa abaixo de 4.200 MPa, indicada para rolamentos de esferas (ISO 76, 1987). Para este caso, a mudança do carregamento aplicado ao rolamento, comparado ao ciclo nacional sugerido, se deu em função da alteração da força radial adotada, duas vezes maior do que a força radial aplicada no eixo do veículo testado. A velocidade adotada foi de 120 [km/h], constante para todas as condições de carregamentos, maior também do que a velocidade adotada para o ciclo nacional, bem como a porcentagem do tempo de permanência na situação de curva. A configuração do ciclo de teste acelerado ficou da seguinte forma:

- 50% do ciclo => fator de choque ( $f_z$ ) =  $2 \times F_{Tr} = 7,0$  [kN]
- 16,67% do ciclo => fator de aceleração lateral ( $a/g$ ) 1 =  $0,25 \times F_{Tr} = 1,75$  [kN]
- 33,33% do ciclo => fator de aceleração lateral ( $a/g$ ) 2 =  $0,50 \times F_{Tr} = 3,50$  [kN]
- velocidade = 120 [km/h]

Os parâmetros acima foram inseridos no programa T-527 e o resultado do cálculo se encontra na figura 5.8. A figura mostra a estimativa de vida do rolamento em cada ciclo e no final, o resultado da vida estimada ( $L_{10}$ ). Para o ciclo acima, a vida estimada do rolamento é de 57 [h].

| LIFETIME VALUES OF THE LOAD- -CONDITIONS: |         |       |       |      |        |         |      |   |        |   |
|---|---------|-------|-------|------|--------|---------|------|---|--------|---|
| NO  | P-DYN-K | FN    | FL    | LH   | DIST-K | DIST-OK | LMIN | I | P-O-OK | I |
| -   | (KN)    | -     | -     | (H)  | (KM)   | (KM)    | (%)  | I | (KN)   | I |
| 1   | 22.60   | 0.303 | 0.690 | 164  | 0      | 0       | 0.0  | I | 22.60  | I |
| 2   | 37.91   | 0.303 | 0.411 | 34   | 0      | 0       | 0.0  | I | 37.91  | I |
| 3   | 22.60   | 0.303 | 0.690 | 164  | 0      | 0       | 0.0  | I | 22.60  | I |
| 4   | -----   | 0.303 | 0.880 | 340  | -----  | 0       | 0.0  | I | 17.73  | I |
| 5   | -----   | 0.303 | 0.455 | 46   | -----  | 0       | 0.0  | I | 34.32  | I |
| 6   | -----   | 0.303 | 0.820 | 275  | -----  | 0       | 0.0  | I | 19.03  | I |
| 7   | -----   | 0.303 | 1.988 | 3926 | -----  | 0       | 0.0  | I | 7.85   | I |
| MEAN VALUES:                              |         |       |       |      |        |         |      |   |        |   |
|   | 32.05   | 0.303 | 0.487 | 57   | 0      | 0       | 0.0  | I | 32.05  | I |

Vida estimada [h]

**Figura 5.8:** - Resultado do cálculo de durabilidade para o ciclo acelerado de teste.

A maior pressão de Hertz ( $p_H$ ) encontrada, resultante dos carregamentos, foi 3.842 [MPa], conforme indicado na figura 5.9. Essa pressão ocorre na pista interna do rolamento (carreira interna).

| PRESSURE DISTRIBUTION IN THE INNER ROW: (2) |      |        |                           |      |      |         |        |       |       |       |         |           |
|---|------|--------|---------------------------|------|------|---------|--------|-------|-------|-------|---------|-----------|
| EXTREM VALUES, LOADS AND PRESSURE:          |      |        |                           |      |      |         |        |       |       |       |         |           |
| NR.   | QMAX | ALMAX  | DR. ELL. DISTANCE-MIN (%) |      |      | P-DYN-K | P-O-OK | FS-O  | POMAX |       | P*V MAX |           |
| -   | (KN) | (DEG.) | IRG                       | I-O  | ORG  | O-I     | (KN)   | (KN)  | -     | IRG   | ARG     | M/S*N/MM2 |
| 1   | 5.05 | -33.89 | 13.3                      | 15.5 | 12.6 | 40.4    | 13.13  | 13.13 | 2.1   | 3274. | 3264.   | 0.        |
| 2   | 8.17 | -34.55 | 7.1                       | 7.7  | 7.5  | 36.7    | 21.22  | 21.22 | 1.3   | 3842. | 3835.   | 0.        |
| 3   | 5.05 | -33.89 | 13.3                      | 15.5 | 12.6 | 40.4    | 13.13  | 13.13 | 2.1   | 3274. | 3264.   | 0.        |
| 4   | 1.86 | -41.54 | 30.5                      | 17.3 | 11.1 | 51.0    | 6.08   | 6.08  | 5.7   | 2327. | 2355.   | 0.        |
| 5   | 4.79 | -44.58 | 26.7                      | 3.7  | 1.4  | 52.4    | 14.10  | 14.10 | 2.2   | 3177. | 3238.   | 0.        |
| 6   | 2.09 | -41.85 | 30.8                      | 15.9 | 10.1 | 51.1    | 6.68   | 6.68  | 5.1   | 2417. | 2448.   | 0.        |
| 7   | 1.69 | -33.94 | 24.5                      | 27.4 | 20.3 | 47.5    | 4.54   | 4.54  | 6.3   | 2273. | 2265.   | 0.        |

Máxima pressão de Hertz encontrada  
 $p_H = 3.842$  [MPa]

**Figura 5.9:** - Máxima pressão de Hertz encontrada na pista interna do rolamento.

Para obter um resultado mais preciso e seguro no teste em bancada é necessário um número considerável de amostras. No caso de rolamentos, normalmente se trabalha com lotes de 20 peças para teste de validação, em função da dispersão que se obtém nos resultados de vida atingida, o

que demanda um tempo considerável de execução. Em função disso, o teste em bancada acelerado, sugerido neste capítulo não foi executado durante o desenvolvimento deste trabalho. Porém, o mesmo é indicado no capítulo 6, como sugestão para os próximos trabalhos, uma vez que o foco principal abordado nesta dissertação foi o comparativo entre rotas, para o cálculo de vida do rolamento de rodas.

## 5.6. Discussão Final

Pode-se observar que existe coerência entre as rotas estudadas e as duas rotas percorridas com o veículo, no que se refere a porcentagem de permanência no trajeto em linha reta e em curva. Este fato foi observado durante o trajeto com o veículo, onde a maior parte do percurso foi caracterizada por trechos em retas.

A maior influencia em termos de carga no rolamento está relacionada à aceleração lateral. A vida útil do rolamento cai drasticamente à medida que este fator aumenta, mesmo com o veículo em baixa velocidade. Portanto, este é o fator que mais deve ser levado em consideração na avaliação dos esforços atuantes no rolamento de roda.

As rotas estudadas na literatura consideram valores de fator de aceleração lateral maior do que os encontrados nos trajetos percorridos com o veículo, assim como as respectivas velocidades de percurso.

O fator de choque ( $f_z$ ), considerado em algumas rotas, leva em conta as irregularidades de pista, buracos ou saliências que possam interferir nos esforços aplicados nas rodas durante o percurso, conseqüentemente na vida do rolamento.

Não foi possível obter o fator  $f_z$  de forma experimental, devido a dificuldade de se encontrar uma região na suspensão para fixação e calibração dos extensômetros ou células de carga, para aquisição de dados dos mesmos.

Duas tentativas para fixação dos extensômetros foram feitas. Na primeira, os extensômetros foram colocados no prato de mola superior e no raio inferior da manga, conforme mostrado na figura 5.3. Na segunda tentativa, optou-se pela fixação dos extensômetros no anel externo do rolamento, conforme indicado na figura 5.4. Porém, o resultado não foi positivo em ambos os casos, devido a dificuldade de calibração dos gages, o que não contribuiu para uma aquisição segura de dados experimentais.

Dessa forma, foi assumido o valor de  $f_z = 1,3$  [adm] para o trecho em reta com pista em má condição. Esse valor é indicado, tanto no ciclo FAG como também no ciclo de Brändlein.

A rota urbana percorrida com o veículo apresentou os menores valores de aceleração lateral, conseqüentemente a menor influencia na redução da vida teórica do rolamento. A velocidade média desse trajeto também foi a menor de todas as rotas, como esperado.

O trajeto rodoviário apresentou valores de aceleração lateral maiores do que no trajeto urbano, mesmo assim não tão expressivos comparados aos valores apresentados nas rotas estudadas, evidenciando a relação entre velocidade e aceleração lateral. Na rota rodoviária, a característica dos esforços se assemelha às características das rotas estudadas e assim também o resultado na vida teórica do rolamento.

Os fatores acima estão relacionados às falhas do rolamento por fadiga de contato. Esforços provocados por situações atípicas, como por exemplo o choque da roda com alguma saliência, objetos ou buracos indevidamente encontrados no trajeto de um veículo, assim como falhas prematuras provocadas pela montagem indevida do rolamento e as falhas no sistema de vedação têm influência na vida útil do rolamento. Porém, esses fatores não são considerados, uma vez que podem ocorrer a qualquer momento, durante a vida útil do veículo, sendo impossível prever essas situações estatisticamente.

O fator de dimensionamento ( $f_L$ ), derivado da formula ISO para cálculo da vida de rolamentos, foi utilizado como referencia para se comparar a influencia dos carregamentos das rotas estudadas. Todas as características de esforços, rotação, fator de choque, fator de aceleração lateral de cada rota são consideradas nesse fator. Esse fator também é utilizado na comparação de vida entre um novo conceito e um design conhecido e testado.

Com base no critério acima, adotou-se também esse fator como referencia para a definição da proposta da rota nacional. A escolha do fator  $f_L$  em torno de 2,9 [adm] adotado, foi um resultado médio entre o fator resultante da rota urbana e rodoviária. O valor resultante do cálculo de vida, de 2,88 [adm], se mostrou coerente na comparação com as rotas estudadas, se aproximando bem ao ciclo de Gilbert e de Dong, que consideram valores baixos de aceleração lateral ( $a/g = 0,25$ ) [adm] nos trechos em curvas.

O ciclo FAG se mostrou agressivo, na comparação com o trajeto urbano e rodoviário percorrido com o veículo. A velocidade média de 120 [km/h] considerada nesse ciclo e o fator de

aceleração lateral ( $a/g$ ) de 0,6 [adm], raramente foram observadas nos dois trajetos percorridos no Brasil. Mesmo em trechos de via dupla é difícil obter média de 120 [km/h] no Brasil. Da mesma forma, a aceleração lateral raramente chegou perto do valor 0,6 [adm], mesmo nos trechos de serra. Tais valores elevados de velocidade e aceleração lateral podem ser observados nas rotas europeias, em função das melhores condições de vias existentes por lá e também por apresentarem um limite de velocidade maior do que no Brasil, na maior parte dos trechos de alta velocidade.

O ciclo de Brändlein foi o mais agressivo de todos os ciclos estudados, porque considera tanto o fator de choque ( $f_z$ ), como o fator de aceleração lateral ( $a/g$ ) na situação de trajeto em curvas.

Os fatores escolhidos para a definição do ciclo para o teste acelerado foram: velocidade e o fator de choque. A velocidade de 120 [km/h], constante em todo o trajeto e o fator de choque: ( $f_z$ ) =  $2 \times F_{Tr} = 7,0$ , foram suficientes para o decréscimo da vida estimada ( $L_{10}$ ), em torno de 57 [horas].

Uma alteração nos fatores de aceleração lateral ( $a/g$ ) produziriam o mesmo efeito, uma vez que as mesmas têm maior influencia na redução da vida do rolamento. Porém, o aumento do fator de aceleração lateral pode fazer com que as esferas se desloquem na direção do ombro das pistas, o que pode provocar uma falha prematura no rolamento. Tal falha prematura não retrata uma característica de desgaste comum do rolamento por tempo de serviço. Portanto, a mesma deve ser evitada neste caso.

O teste acelerado em bancada é a forma mais racional para validação do cálculo de vida, referente a rota sugerida, principalmente se for em caráter comparativo com alguma outra rota estudada. Porém, tal teste demanda um tempo considerável de execução, o que impossibilitou a execução do mesmo neste trabalho.

O foco principal deste trabalho foi o de propor um modelo de carregamento para o cálculo de vida em rolamentos de rodas, baseado nas condições reais de esforços característicos das vias no Brasil e também uma análise comparativa entre os modelos de rota atualmente disponíveis nas literaturas e na prática e seu efeito sobre a vida do rolamento analisado. O testes acelerado é indicado, no entanto, como atividade futura no capítulo 6.

## 6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS

O objetivo deste trabalho, descrito no capítulo 1, foi desenvolver uma rota baseada em carregamentos característicos das vias brasileiras para o cálculo de vida em rolamento de rodas. Tal objetivo foi plenamente atingido neste trabalho. Para atingi-lo, o projeto foi desenvolvido através dos seguintes passos:

- Levantamento das rotas conhecidas e disponíveis nas literaturas, utilizadas como referencia no estudo de carregamentos em rolamentos de rodas.

Quatro rotas foram utilizadas como referencia para o estudo das características de carregamentos, levando em consideração as condições de rodagem do veículo como: trafego em pista reta ou em curvas, com boas ou más condições de acabamento, levando-se também em consideração a velocidade e porcentagem de utilização em cada situação.

- Análise comparativa dos carregamentos entre as rotas estudadas, para o entendimento dos fatores mais expressivos, que podem influenciar na vida do rolamento de rodas.

As rotas estudadas possuem uma certa semelhança nas condições de velocidade em reta, bem como a porcentagem nessa condição, também quanto ao fator de aceleração lateral. A rota FAG, bem como a rota sugerida por Brändlein, consideram o fator de choque  $f_z$  de 1,3 [adm] em 45% do total do trajeto. O fator de choque ( $f_z$ ), no caso de cubo de rodas, consiste num valor adicionado à força radial estática, resultante do peso do veículo no eixo, como um fator de serviço, em função de irregularidades na pista, tipo de mola e velocidade de percurso. Normalmente, o valor sugerido para este fator, no caso de cubo de rodas, é de 1,3 [adm] (Brändlein et al, 1999). As demais rotas estudadas não levam o fator  $f_z$  em consideração.

- Aquisição dos dados de carregamento radial e axial, através da instrumentação do veículo.

A proposta inicial seria a fixação de extensômetros na manga de eixo, bem como um acelerômetro fixado no centro de gravidade do veículo, para a aquisição dos dados de aceleração lateral durante o trajeto do veículo na rota de teste de durabilidade utilizada.

Devido a dificuldade em encontrar um local adequado no conjunto da suspensão, para a fixação dos extensômetros e também para se obter uma calibração confiável dos mesmos, não foi possível fazer a aquisição dos dados do fator de choque radial, resultante do contato pneu / solo experimentalmente. Dessa forma, adotou-se o fator de choque ( $f_z$ ) de 1,3 [adm], de acordo com a literatura pesquisada, em 45% do trecho em reta.

Os sinais referentes ao fator de aceleração lateral ( $a/g$ ) foram medidos através de um acelerômetro, fixado na altura do centro de gravidade do veículo. Os sinais medidos pelo acelerômetro foram utilizados para o cálculo da força radial ( $F_{Tr}$ ) e axial ( $F_{Ta}$ ), através das equações 2.4 a 2.7, descritas no capítulo 2, com o auxílio do programa Matlab<sup>TM</sup>. Também foram medidos os dados da velocidade e tempo de percurso.

Os sinais captados pelo acelerômetro, durante o percurso urbano e rodoviário, mostraram nitidamente os picos de aceleração lateral, durante as curvas, principalmente no trecho de serra.

- Definição de uma rota que melhor represente as características de carregamento das vias brasileiras, para o cálculo de vida do rolamento de rodas e validação do mesmo através de teste acelerado em bancada.

Uma rota nacional foi proposta, após as análises e estudos acima citados, combinando os carregamentos obtidos no trecho urbano e rodoviário, mantendo uma formatação compatível com as rotas estudadas. O número de carregamentos foi seis, a exemplo do ciclo FAG e abrangeu a maioria das ocorrências de carregamentos.

O principal critério utilizado para a formatação final da rota foi a adoção do valor médio de  $f_L$  entre a rota urbana e rodoviária, que foi de 2,96 [adm], uma vez que não foi encontrado nenhum dado indicativo de porcentagem de utilização veicular, entre percurso urbano e rodoviário, durante a revisão bibliográfica. Procurou-se, com isso, levar em consideração a influência das duas condições de tráfego na definição da nova rota.

Observa-se que, a velocidade média nas vias nacionais é bem menor do que as velocidades consideradas nas rotas estudadas, bem como o fator de aceleração lateral. Isso é perfeitamente explicável comparando-se as condições das vias de tráfego do Brasil com a Europa. A velocidade média, na maior parte das vias européias é maior do que a do Brasil.

Foi apresentada também uma proposta de parâmetros de carregamentos para um ensaio acelerado na bancada L24, de acordo com os procedimentos apresentados nos capítulos 4 e 5.

O parâmetro utilizado para o teste em bancada foi o da máxima pressão de Hertz ( $p_H$ ), numa faixa abaixo de 4.200 MPa, indicada para rolamentos de esferas (ISO 76, 1987).

Como sugestão para os próximos trabalho, pode-se destacar:

- Desenvolver e aplicar outros métodos de aquisição de dados, para uma leitura mais precisa dos carregamentos laterais e verticais, provenientes do contato pneu/solo, visando uma melhor avaliação do fator de choque ( $f_z$ ) atuante no veículo durante seu trajeto.
- Executar o teste acelerado em bancada, sugerido neste trabalho, através dos dados de carregamentos da rota nacional proposta, bem como um comparativo com os dados da rota FAG.
- Fazer novas aquisições de sinais com o veículo instrumentado, através de outras rotas, obtendo, com isso, um banco de dados mais amplo e abrangente das características de vias nacionais.
- Propor aquisições de sinais nas rotas de testes de outras montadoras, afim de se obter dados mais representativos de carregamentos, para o cálculo de vida do rolamento.
- Desenvolver e validar um processo de simulação virtual, através dos dados de carregamento, provenientes da rota nacional desenvolvida, reduzindo-se assim o tempo de testes e validações, tanto na Schaeffler como também nas montadoras, durante o processo de desenvolvimento de novos produtos.
- Desenvolver uma rota nacional para veículos pesados, através da instrumentação em cubo de rodas de caminhões, trafegando em rotas utilizadas pelas montadoras em teste de durabilidade de veículo.

## Referências

BENKTANDER S. A. Automotive Hub Bearing Units – European Experience. **Passenger Car Meeting**, Dearborn, Michigan, June 8-12, 1981.

BEZERRA, Roberto de Araújo. **Deteção de Falhas em Rolamentos por Análise de Vibração**. 2004. 132p. Tese (Doutorado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

BRÄNDLEIN, J.; ESCHMANN, P.; HASBARGEN, L.; WEIGAND, K. **Ball and Roller Bearings, Teory, Design and Application**. Third Edition, Ed. Wiley, 1999. 630p.

BRUCE T. K.; MONASH UNIVERSITY. Wear in Rolling Element Bearings and Gears - How Age and Contamination Affect Them. **Machinery Lubrication Magazine**, September 2004.

CHUNG N. Ko, Life Evaluation of an Angular Contact Wheel Bearing Based Upon Random Load Cycles, **Passenger Car Meeting and Exposition**, Dearborn, Michigan, October 19-22, 1987.

DATSYSHYN O.P.; PANASYUK V.V. Pitting of the rolling bodies contact surface, **Wear 251** , p. 1347–1355, 2001.

DMITRY E.; LEON M. K.; Q. JANE W.; CHENG H. S.; DONG. Z., Effect of Surface Topography on Contact Fatigue in Mixed Lubrication, **Tribol Trans**, v.46 n. 4, 2003, wn: 0327400313004.

DONG-HOON C.; Ki-Chan Y.; A Design Method of an Automotive Wheel-Bearing Unit With Discrete Design Variables Using Genetic Algorithms, **Journal of Tribology**, January 2001, Vol. 123, p. 181 – 187.

ESCHMANN; HASBARGEN; WEIGAND. **Ball and Roller Bearing, Theory, Design, and Application**, Ed. Wiley, 1985. 495p.

FAG, Wheel Bearing Basis, material de treinamento, 2000.

FAG, Apresentação rolamento de rodas, 2003.

FAG, Programa Standard. Catálogo WL 41510/3 PB, Edição 1992.

FISCHER G.; GRUBISIC V. Design Criteria and Durability Approval of Wheel Hubs. **International Truck and Bus Meeting and Exposition**, Indianapolis, Indiana, November 16-18, 1998.

FISCHER G.; ZINKE R. Validation of Wheel Bearing System in Biaxial Wheel/Hub Test Facilities, **2005 SAE World Congress**, Detroit, Michigan, April 11-14, 2005.

GILBERT G. G.; HOEPRICH M. R., WASIK H. J. Computerized Bearing System Analysis Tuned for Front Wheel Drive Vehicles. **Congress and Exposition**, Cobo Hall, Detroit, February 25-29, 1980.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 281**, Rolling bearings – Dynamic load ratings and rating life, Second edition, 2007. 51p.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 76**, Rolling bearings – Static load ratings, Second edition, 1987. 5p.

KIMURA Y.; SEKIZAWA M.; NITANAI A. Wear and fatigue in rolling contact, **Wear 253**, p. 9–16, 2002.

KOTZALAS M. N.; HARRIS T. A. Fatigue Failure Progression in Ball Bearings, Vol. 123, April 2001.

NURKALA L. D.; WALLACE R. S. Development of the SAE Biaxial Wheel Test Load File, 2004-01-1578, **SAE World Congress**, Detroit, Michigan, March 8-11, 2004.

SKF, Racing Unit, Tech Note 2, SKF (UK) Ltd, 2003.

ZARETSKY E. A. Palmgren Revisited—A Basis for Bearing Life Prediction, **STLE Annual Meeting**, NASA Technical Memorandum 107440, Society of Tribologists and Lubrication Engineers, Kansas City, Missouri, May 18–22, 1997.

## ANEXO 1 – Interface do programa T527 para entrada de dados

A tela geral mostra, de forma resumida os dados necessários para o cálculo de vida do rolamento. Os dados são separados por linhas, de acordo com sua natureza.

|    |       |               |                               |              |             |                  |              |     |  |  |     |            |
|----|-------|---------------|-------------------------------|--------------|-------------|------------------|--------------|-----|--|--|-----|------------|
| 1  | ID=1  | 1276114917RDL | FESCINA                       | CICLO BRASIL |             |                  |              |     |  |  |     | T527****01 |
| 2  | ID=2  | STEUER 1 0 0  | 1 1                           | PKW 0 6      | 0 1         | 1 0 0            | 20BA/IBR-ECB |     |  |  |     | 02         |
| 3  | ID=3  | ABMESS803769  | 39000 72030 18500 37000 37000 |              |             |                  |              |     |  |  | 03  |            |
| 4  | ID=6  | INNENK 55500  | 1700038 0 0                   | 0142 11112   | 0000 0 0 0  | 0000 11450 11810 | 000035 0 0   |     |  |  | 06  |            |
| 5  | ID=7  | BORDGE 53800  | 0000 59200                    | 0000 43360   | 0050 0500   | 0ABN 0060 0080   |              | 100 |  |  | 07  |            |
| 6  | ID=8  | EINBAU 000    | 8640 8000                     | 000ABNABN    | -0030 -0002 | -110 -065STEEL   | 980025       | 720 |  |  | 08  |            |
| 7  | ID=10 | DICHT. 0050   | 0060 0020                     | 0000 0000    | 5           | I100 13000 00150 | 0900         | 1   |  |  | 10  |            |
| 8  | ID=11 | FAHRDA -70    | 544 1388                      | 2468 000     | 00 282      | 14 15            |              |     |  |  | 11  |            |
| 9  | ID=12 | BETRDA 395    | 180 130                       | 90 85        | 000 000 000 |                  | 0 0          | 00  |  |  | 012 |            |
| 10 | ID=14 | ZEITAN 450    | 450 45                        | 45 05        | 05 00       | 00 00            |              |     |  |  | 14  |            |
| 11 | ID=15 | A/G-WE 000    | 000 20                        | -20 40       | -40 000     | 000 000          |              |     |  |  | 15  |            |
| 12 | ID=16 | GESCHW 80     | 80 60                         | 60 40        | 40 0        | 0 0              |              |     |  |  | 16  |            |
| 13 | ID=17 | PLOTTZ JJJJJ  | 10 1                          | 2 3          | 4 5         | 6 7              | 8 9          | 10  |  |  | 17  |            |

**Tela geral**

Na linha 1 são informados os dados de identificação (produto, nome do usuário, tipo de ciclo, etc).

|            |                            |              |
|------------|----------------------------|--------------|
| Projektnr. | Nummer eines Projektes     | RDL          |
| Projekt    | Bezeichnung eines Projekts | FESCINA      |
| Firma      | Name und Ort               | CICLO BRASIL |

**Linha 1 – Identificação**

Na linha 3 encontram-se os dados dimensionais do rolamento (diâmetro interno e externo, largura, etc).

|         |                           |           |      |
|---------|---------------------------|-----------|------|
| TYPE    | Wälzlagerbezeichnung:     | ROLAMENTO |      |
| BO      | Lagerbohrungsdurchmesser: | 39.000    | [mm] |
| MA      | Lageraussendurchmesser:   | 72.030    | [mm] |
| IR - B  | Breite Einzelinnenring:   | 18.500    | [mm] |
| AR - B  | Breite Lageraussering:    | 37.000    | [mm] |
| GES - B | Gesamtbreite:             | 37.000    | [mm] |

**Linha 3 – Dimensão do rolamento**

A linha 8 contém os dados dimensionais do veículo ( $\Delta_{\text{offset}}$ , altura do CG, bitola do eixo, raio dinâmico do pneu, aro, etc).

|          |                                      |       |        |
|----------|--------------------------------------|-------|--------|
| ABM - R  | Abstand Lagermitte zum Radaufst.:    | -7.0  | [mm]   |
| HS       | Schwerpunktshöhe:                    | 544.  | [mm]   |
| SP -WE   | Abstand Radaufstandspunkt der Räder: | 1388. | [mm]   |
| RAD - ST | Abstand Vorderachse zur Hinterachse: | 2468. | [mm]   |
| STURZ    | Neigung des Rades:                   | 0.00  | [Grad] |
| VORSP    | Schräglaufwinkel des Rades:          | 0.0   | [mm]   |
| R - DYN  | Dynamischer Reifenradius:            | 282.  | [mm]   |
| D - FELG | Felgendurchmesser:                   | 14.   | [Zoll] |
| U - UMF  | Umfangs - Ausnutzungsfaktor:         | .15   |        |

**Linha 8 – Dados dimensionais do veículo**

Na linha 10 constam as porcentagens de cada carregamento em cada ciclo.

|   |                                |      |     |
|---|--------------------------------|------|-----|
| Q | Prozentsätze der Fahrzustände: | 45.0 | [%] |
| Q | Prozentsätze der Fahrzustände: | 45.0 | [%] |
| Q | Prozentsätze der Fahrzustände: | 4.5  | [%] |
| Q | Prozentsätze der Fahrzustände: | 4.5  | [%] |
| Q | Prozentsätze der Fahrzustände: | 0.5  | [%] |
| Q | Prozentsätze der Fahrzustände: | 0.5  | [%] |
| Q | Prozentsätze der Fahrzustände: | 0.0  | [%] |
| Q | Prozentsätze der Fahrzustände: | 0.0  | [%] |
| Q | Prozentsätze der Fahrzustände: | 0.0  | [%] |
| Q | Prozentsätze der Fahrzustände: | 0.0  | [%] |

**Linha 10** – Porcentagem de ocorrência de cada carregamento

A linha 11 informa os valores de aceleração lateral (a/g) em cada ciclo.

|     |                                |      |
|-----|--------------------------------|------|
| A/G | Seitenbeschleunigungs - Werte: | 0.00 |
| A/G | Seitenbeschleunigungs - Werte: | 0.00 |
| A/G | Seitenbeschleunigungs - Werte: | .20  |
| A/G | Seitenbeschleunigungs - Werte: | -20  |
| A/G | Seitenbeschleunigungs - Werte: | .40  |
| A/G | Seitenbeschleunigungs - Werte: | -40  |
| A/G | Seitenbeschleunigungs - Werte: | 0.00 |
| A/G | Seitenbeschleunigungs - Werte: | 0.00 |
| A/G | Seitenbeschleunigungs - Werte: | 0.00 |
| A/G | Seitenbeschleunigungs - Werte: | 0.00 |

**Linha 11** – Valores de aceleração lateral (a/g)

Na linha 12 estão os dados de velocidade em cada ciclo.

|   |                                |     |
|---|--------------------------------|-----|
| ∨ | Geschwindigkeit bzw. Drehzahl: | 80. |
| ∨ | Geschwindigkeit bzw. Drehzahl: | 80. |
| ∨ | Geschwindigkeit bzw. Drehzahl: | 60. |
| ∨ | Geschwindigkeit bzw. Drehzahl: | 60. |
| ∨ | Geschwindigkeit bzw. Drehzahl: | 40. |
| ∨ | Geschwindigkeit bzw. Drehzahl: | 40. |
| ∨ | Geschwindigkeit bzw. Drehzahl: | 0   |
| ∨ | Geschwindigkeit bzw. Drehzahl: | 0   |
| ∨ | Geschwindigkeit bzw. Drehzahl: | 0   |
| ∨ | Geschwindigkeit bzw. Drehzahl: | 0   |

**Linha 12** – Velocidade em cada ciclo.