

• U • C •

FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

Projeto e Construção de um Sistema de Roda Livre de Baixo Atrito de Rolamento para a Roda Traseira de um Veículo Automóvel de Elevado Desempenho Energético

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica na Especialidade de Produção e Projeto

Autor

Ana Margarida Silveira Sampaio de Oliveira Figueiredo

Orientador

Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira

Júri

Presidente Professor Doutor Fernando Jorge Ventura Antunes
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

Vogais Professor Doutor Amílcar Lopes Ramalho
Professor Associado c/ Agregação da Universidade de Coimbra
Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

Coimbra, Setembro, 2014

“A mente que se abre a uma nova ideia jamais voltará ao seu tamanho original.”

Albert Einstein, físico teórico alemão, 1879 a 1955

Aos meus pais, irmã e avós.

Agradecimentos

O trabalho que aqui se apresenta só foi possível graças à colaboração e apoio de algumas pessoas, às quais não posso deixar de prestar o meu agradecimento e reconhecimento:

Ao Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira, orientador da minha Tese de Mestrado, pela sua disponibilidade e dedicação, pela confiança depositada em mim e pelos conhecimentos que me transmitiu ao longo da realização deste trabalho.

Aos meus colegas de curso que me ajudaram sempre que necessário.

À minha família e amigos pelo apoio e compreensão demonstrados nos momentos menos bons.

A todos, um muito obrigada.

Resumo

Este trabalho tem como objetivo aumentar a eficiência energética de um veículo automóvel de elevado desempenho energético, protótipo XC20i do Eco Veículo, através do desenvolvimento de um sistema de roda livre de baixo atrito de rolamento para a sua roda traseira.

O presente trabalho inicia-se por um estudo do sistema de roda livre já existente no Eco Veículo, de modo a compreender o seu funcionamento e identificar as possíveis alterações para alcançar o objetivo pretendido, através de um desenho pormenorizado 3D de cada um dos componentes que constituem o sistema. De seguida, é feito um estudo espacial dos vários conceitos possíveis para realizar o sistema de roda livre que melhor se adapta ao veículo em questão, tendo em conta aspetos como redução de atrito de rolamento, peso do veículo e condutor, componentes fáceis de fabricar, entre outros variados aspetos.

Posteriormente, é feita uma simulação de modelação do atrito do sistema, bem como uma análise estrutural por elementos finitos, de modo a avaliar níveis de tensão e deformação.

O trabalho termina com a medição experimental do desempenho do veículo, depois de feitas a montagem dos componentes do sistema e a sua montagem no veículo.

Palavras-chave: Eficiência energética, Veículo, Sistema de roda livre, atrito de rolamento.

Abstract

This work aims to increase the energy efficiency of a high energy efficiency automotive vehicle, the Eco Veículo XC20i prototype, through the development of a low friction freewheel clutch system for its rear wheel.

The present work begins with a study of the current freewheel system in the Eco Veículo in order to understand how it works and identify the possible changes to achieve the intended purpose, using a 3D detailed drawing of each of the components that constitute the system. Then it is made a spatial study of several possible concepts to make the freewheel system that best fits the vehicle in question, taking into account aspects such as reduced rolling resistance, vehicle and driver weight, easy to manufacture components, among several other aspects.

Posteriorly, is made a simulation modeling of the system friction and structural analysis by finite element method in order to evaluate levels of stress and strain.

The work ends with an experimental measurement of the performance of the vehicle, after the assembly of the system components is made and the system is assembled into the vehicle.

Keywords Energy efficiency, Vehicle, Freewheel system, Rolling resistance.

Índice

| | |
|---|------|
| Índice de Figuras | vi |
| Índice de Tabelas | viii |
| Simbologia e Siglas | ix |
| Simbologia..... | ix |
| 1. INTRODUÇÃO..... | 1 |
| 1.1. Motivação e justificação do tema de dissertação | 1 |
| 1.2. Estrutura da dissertação | 1 |
| 2. ESTADO DA ARTE | 3 |
| 2.1. Classificação de rodas livres | 3 |
| 2.2. Bicicletas..... | 4 |
| 3. SISTEMA DE RODA LIVRE DO ECO VEÍCULO | 8 |
| 3.1. Protótipo XC20i..... | 8 |
| 3.1.1. Princípio de funcionamento..... | 9 |
| 3.1.2. Cálculo do momento de atrito dos rolamentos | 9 |
| 3.1.3. Acoplamento por chavetas..... | 13 |
| 3.1.4. Anel de retenção para furo..... | 14 |
| 3.1.5. Polia <i>PowerGrip</i> HTD..... | 15 |
| 4. NOVO SISTEMA DE RODA LIVRE | 17 |
| 4.1. Protótipo EV03i | 17 |
| 4.1.1. Sistema de roda livre bidimensional..... | 18 |
| 4.1.2. Princípio de funcionamento | 20 |
| 4.1.3. Forças na roda traseira | 20 |
| 4.1.4. Cálculo do momento de atrito dos rolamentos | 23 |
| 4.1.5. Dimensionamento do dentado das rodas | 26 |
| 4.1.6. Acoplamento por estrias | 31 |
| 4.1.7. Contraporca | 31 |
| 4.1.8. Dimensionamento dos parafusos | 32 |
| 4.1.9. Mola helicoidal de compressão | 36 |
| 5. ANÁLISE ESTRUTURAL: ELEMENTOS FINITOS..... | 40 |
| 5.1. Corpo do cubo..... | 40 |
| 5.2. Conjunto A (Roda dentada 2 + Rolamentos 61804 + Cepo da roda livre)..... | 42 |
| 5.3. Conjunto B (Suporte do rolamento 61808 + Apoio que fixa o suporte)..... | 44 |
| 6. CONCLUSÕES | 47 |
| REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 49 |
| ANEXO A | 50 |
| ANEXO B | 56 |
| ANEXO C | 65 |

| | |
|------------------|----|
| ANEXO D | 66 |
| ANEXO E..... | 68 |
| APÊNDICE A | 69 |
| APÊNDICE B..... | 74 |
| APÊNDICE C..... | 76 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 2.1.Exemplo de um sistema de roda livre e respetivos componentes. | 4 |
| Figura 2.2.Núcleo dentado no interior (Shimano, 2014). | 5 |
| Figura 2.3.Sistema de linguetes (Shimano, 2014). | 5 |
| Figura 2.4.Sistema de roda livre TS-2 (Mavic, 2013). | 6 |
| Figura 2.5.Sistema de pastilhas na fase de engrenamento (DT Swiss). | 7 |
| Figura 2.6. “350 IS <i>disc hubs</i> ” (DT Swiss). | 7 |
| Figura 3.1. Vista explodida do sistema de Roda livre do Protótipo XC20i. | 9 |
| Figura 3.2. Gráfico do momento de atrito para cada rolamento. | 12 |
| Figura 3.3. Chavetas paralelas (Simões Morais, 2007) | 13 |
| Figura 3.4. Chaveta paralela 6x5.5x14.8-St. | 14 |
| Figura 3.5. Chaveta paralela fina 8x5x13.8-St. | 14 |
| Figura 3.6. Anel elástico para furo DIN 472-42x1.75. | 15 |
| Figura 3.7. Polia <i>PowerGrip</i> HTD 5M-72D. | 16 |
| Figura 4.1. Vista explodida do sistema de Roda livre do Protótipo EV03i. | 17 |
| Figura 4.2. Sistema de roda livre bidimensional. | 19 |
| Figura 4.3. Vista tridimensional dos esforços na roda traseira. | 21 |
| Figura 4.4. Vista bidimensional dos esforços na roda traseira. | 22 |
| Figura 4.5. Gráfico do momento de atrito para cada rolamento. | 26 |
| Figura 4.6. Roda dentada 2. | 27 |
| Figura 4.7. Roda dentada 1. | 27 |
| Figura 4.8. Dimensões do dente. | 28 |
| Figura 4.9. Apoio do rolamento 6000 direito (veio). | 31 |
| Figura 4.10. Contraporca. | 32 |
| Figura 4.11.Roda dentada 2. | 33 |
| Figura 4.12.Polia <i>PowerGrip</i> GT. | 33 |
| Figura 4.13.Parafuso escareado M3x10, de classe métrica 12.9. | 35 |
| Figura 4.14.Diagrama de corpo livre de um troço de uma mola helicoidal de compressão. | 36 |
| Figura 4.15.Mola helicoidal de compressão. | 39 |
| Figura 5.1.Tensão máxima de Von Mises. | 41 |

| | |
|--|----|
| Figura 5.2.Deslocamento máximo..... | 41 |
| Figura 5.3.Coefficiente de segurança..... | 42 |
| Figura 5.4.Tensão máxima de Von Mises..... | 43 |
| Figura 5.5.Deslocamento máximo..... | 43 |
| Figura 5.6.Coefficiente de segurança..... | 44 |
| Figura 5.7.Tensão máxima de Von Mises..... | 45 |
| Figura 5.8.Deslocamento máximo..... | 45 |
| Figura 5.9.Coefficiente de segurança..... | 46 |
| Figura 6.1. Energia perdida nos dois sistemas de roda livre..... | 48 |
| Figura A.A.1.Cálculo de Grr e Gsl | 50 |
| Figura A.A.2. Valor das constantes R1 , R2 , S1 e S2 | 51 |
| Figura A.A.3.Viscosidade nominal à temperatura de funcionamento..... | 52 |
| Figura A.A.4.Viscosidade real para uma temperatura de referência de 40°C..... | 53 |
| Figura A.A.5. Valor da constante geométrica Kz -..... | 54 |
| Figura A.A.6. VM em função do nível do óleo de lubrificação..... | 55 |
| Figura A.B.1.Características do rolamento 6000..... | 56 |
| Figura A.B.2.Características do rolamento 6000..... | 57 |
| Figura A.B.3.Características do rolamento 61804..... | 58 |
| Figura A.B.4.Características do rolamento 61804..... | 59 |
| Figura A.B.5.Características do rolamento 61806..... | 60 |
| Figura A.B.6.Características do rolamento 61806..... | 61 |
| Figura A.B.7.Características do rolamento 61808..... | 62 |
| Figura A.B.8.Características do rolamento 61808..... | 63 |
| Figura A.B.9.Características do rolamento ZZ 6205 PP..... | 64 |
| Figura A.C.1.Caraterísticas mecânicas do Aço PM 300 IMPAX SUPREME | 65 |
| Figura A.D.1.Diâmetros e áreas dos parafusos ISO..... | 66 |
| Figura A.D.2.Classificação de resistência para os parafusos de classe métrica..... | 67 |
| Figura A.E.1.Aços utilizados no fabrico de molas (Branco, Ferreira, Costa, & Ribeiro, 2012)..... | 68 |
| Figura Ap.A.1. Vista tridimensional dos esforços na roda traseira..... | 69 |
| Figura Ap.A.2. Vista bidimensional dos esforços na roda traseira..... | 69 |
| Figura Ap.A.3.Diagrama de corpo livre..... | 72 |

ÍNDICE DE TABELAS

| | |
|--|----|
| Tabela 3.1. Valores da relação de viscosidade para cada rolamento..... | 10 |
| Tabela 3.2. Forças, axial e radial, exercidas por cada rolamento, na roda traseira. | 11 |
| Tabela 3.3. Momento de atrito para cada rolamento (Motor ligado). | 11 |
| Tabela 3.4. Momento de atrito para cada rolamento (Motor desligado). | 12 |
| Tabela 4.1. Valor das componentes das forças para as duas situações. | 22 |
| Tabela 4.2. Valores da relação de viscosidade para cada rolamento..... | 24 |
| Tabela 4.3. Forças, axial e radial, exercidas por cada rolamento, na roda traseira. | 24 |
| Tabela 4.4. Momento de atrito para cada rolamento (Motor desligado). | 25 |
| Tabela 4.5. Momento de atrito para cada rolamento (Motor ligado). | 25 |
| Tabela 6.1. Comparação de algumas variáveis em ambos os sistemas de roda livre. | 48 |
| Tabela Ap.B.1. Dimensões dos rolamentos..... | 74 |
| Tabela Ap.B.2. Variáveis necessárias para o método de cálculo descrito para cada rolamento (situação em que o motor está desligado). | 74 |
| Tabela Ap.B.3. Variáveis necessárias para o para o método de cálculo descrito para cada rolamento (situação em que o motor está ligado)..... | 75 |
| Tabela Ap.B.4. Constantes independentes do tipo de rolamento. | 75 |
| Tabela Ap.C.1. Dimensões dos rolamentos..... | 76 |
| Tabela Ap.C.2. Variáveis necessárias para o para o método de cálculo descrito para cada rolamento (situação em que o motor está desligado). | 76 |
| Tabela Ap.C.3. Variáveis necessárias para o para o método de cálculo descrito para cada rolamento (situação em que o motor está ligado)..... | 77 |

SIMBOLOGIA E SIGLAS

Simbologia

A – Parâmetro que determina a resistência da mola

A_f – Área da seção transversal sujeita à flexão [mm²]

A_{ps} – Área da seção transversal sujeita a pressão superficial [mm²]

A_t – Área resistente do parafuso [mm²]

B – Largura do rolamento [mm]

b_d – Largura do dente [mm]

b_p – Largura da polia [m]

C – Índice da mola/Índice de curvatura

C_0 – Capacidade de carga estática [kN]

c – Entre eixo [m]

c_d – Comprimento do dente [mm]

D – Diâmetro exterior do rolamento [mm]

D_{mola} – Diâmetro da mola [mm]

d – Diâmetro interior do rolamento [mm]

d_{arame} – Diâmetro do aramen [mm]

d_m – Diâmetro médio do rolamento [mm]

d_p – Diâmetro primitivo [mm]

E – Energia perdida no sistema [J]

F – Força a que o parafuso está sujeito [N]

F_a – Força axial [N]

$F_{alternada}$ – Força usada para o cálculo da tensão alternada de corte [N]

F_{atrito} – Força de atrito exercida nos parafusos [N]

$F_{média}$ – Força usada para o cálculo da tensão média de corte [N]

$F_{máx}$ – Força máxima a que a mola está sujeita [N]

$F_{mín}$ – Força mínima a que a mola está sujeita [N]

F_p – Força de prova [N]

F_{P_y} – Força segundo y que o chassis exerce no eixo da roda traseira, no ponto P
[N]

F_{P_z} – Força segundo z que o chassis exerce no eixo da roda traseira, no ponto P
[N]

F_{Q_y} – Força segundo y que o chassi exerce no eixo da roda traseira, no ponto Q
[N]

F_{Q_z} – Força segundo z que o chassi exerce no eixo da roda traseira, no ponto Q
[N]

F_r – Força radial [N]

FS – Fator de segurança

F_t – Força tangencial exercida em cada dente [N]

F_{T_y} – Força segundo y que atua na roda traseira [N]

F_{T_z} – Força segundo z que atua na roda traseira [N]

F_y – Força segundo o eixo dos YY [N]

F_z – Força segundo o eixo dos ZZ [N]

F_1 – Tensão no ramo tenso da correia [N]

F_2 – Tensão no ramo bambo da correia [N]

G – Módulo de rigidez [GPa]

G_{rr} – Variável relacionada com o momento de atrito de rolamento

G_{s1} – Variável com o momento de atrito de escorregamento

h_d – Altura do dente [mm]

I – Momento de inércia [mm⁴]

i – Relação de transmissão

i_{rw} – Número de carreira de esferas.

K – Constante da mola [N · m]

k – Relação de viscosidades

k_s – Fator de correção da tensão de corte

K_{ball} – Constante relacionada com rolamentos de esferas

K_{rs} – Constante de reabastecimento/privação

K_z – Constante relacionada com o tipo de geometria do rolamento

-
- L_0 – Comprimento inicial da mola [mm]
 $L_{mín}$ – Comprimento da mola fechada [mm]
 M – Momento gerado pela força tangencial exercida sobre o dente [N · mm]
 M_{drag} – Momento de atrito das perdas [N · mm]
 M_{rr} – Momento de atrito de rolamento [N · mm]
 M_{sl} – Momento de atrito de escorregamento [N · mm]
 M_{seal} – Momento de atrito de vedantes [N · mm]
 M_t – Massa total do veículo [kg]
 $M_{U,x=0}$ – Momento das forças em relação ao ponto U [N · m]
 m – Parâmetro que determina a resistência da mola
 N_a – Número de espiras ativas
 N_t – Número de espiras totais
 n – Velocidade de rotação [rpm]
 n_{mola} – Coeficiente de segurança da mola
 P – Ponto de fixação da roda traseira ao chassi, no lado esquerdo
 Q – Ponto de fixação da roda traseira ao chassi, no lado direito
 R – Centro do rolamento principal esquerdo do cubo da roda traseira
 R_c – Raio da curva [m]
 R_P – Distância do centro do parafuso ao centro da polia [mm]
 R_T – Raio da roda traseira [m]
 R_1 – Constante geométrica para momentos de atrito de rolamento
 R_2 – Constante geométrica para momentos de atrito de rolamento
 S – Centro do rolamento principal direito do cubo da roda traseira
 S_1 – Constante geométrica para momentos de atrito de escorregamento
 S_2 – Constante geométrica para momentos de atrito de escorregamento
 T – Ponto de contacto da Roda Traseira com o solo
 T_m – Binário do motor [N · m]
 T_P – Momento de aperto do parafuso [N · m]
 T_R – Binário transmitido pela roda traseira [N · m]
 T_V – Temperatura da pista [°C]

U – Ponto de intersecção do eixo da roda traseira com o plano de simetria do pneu da roda traseira.

V – Velocidade do veículo [m/s]

V_M – Variável em função do nível de óleo lubrificante

Z_1 – Número de dentes da roda dentada 1

Z_2 – Número de dentes da roda dentada 2

Simbologia Grega

$\mu_{\text{aço-alumínio}}$ – Coeficiente de atrito estático do aço-alumínio

μ_{bl} – Coeficiente que depende do conjunto de aditivos no lubrificante

μ_{EHL} – Coeficiente de atrito em condições de lubrificação total

μ_r – Coeficiente de atrito na roda traseira

μ_{sl} – Coeficiente de atrito de escorregamento

ν – Viscosidade cinemática do lubrificante [mm^2/s]

ν_1 – Viscosidade nominal do lubrificante [mm^2/s]

ω – Velocidade angular [rad/s]

σ – Tensão normal exercida no dente [MPa]

σ_{adm} – Tensão admissível do material [MPa]

σ_c – Tensão de cedência [MPa]

σ_{eq} – Tensão equivalente [MPa]

σ_p – Tensão de prova [MPa]

σ_R – Tensão de rotura [MPa]

τ – Tensão de corte exercida no dente [MPa]

τ_a – Tensão alternada de corte [MPa]

τ_{adm} – Tensão admissível ao corte [MPa]

τ_{ced} – Tensão de cedência ao corte [MPa]

τ_m – Tensão média de corte [MPa]

τ_p – Tensão de corte dos parafusos [MPa]

Φ_{bl} – Fator de ponderação para o coeficiente de atrito de escorregamento

Φ_{ish} – Fator de redução por aquecimento por corte na entrada

Φ_{rs} – Fator de redução de reabastecimento/privação cinemático

1. INTRODUÇÃO

1.1. Motivação e justificação do tema de dissertação

O Eco Veículo é um projeto desenvolvido no departamento de Engenharia Mecânica, na Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra, por uma equipa de professores e alunos, com o objetivo de desenvolver e construir um veículo automóvel para participar numa prova internacional de economia energética, designada por “Shell Eco-Marathon”. A prova consiste em percorrer a maior distância possível com o menor consumo de combustível, para uma velocidade média de 30 km/h.

Para um bom desempenho do veículo e de modo a obter melhores resultados que aqueles que têm sido alcançados, já desde 1999, surge o tema da presente dissertação, com o objetivo de obter o menor binário de atrito possível e garantir uma fiabilidade de utilização do veículo maior que 99,9%, projetando um novo sistema de roda livre para a roda traseira do Eco Veículo. Neste sentido, é necessário entender quais os componentes do sistema de roda livre atual que proporcionam maior atrito e proceder às respetivas alterações.

1.2. Estrutura da dissertação

O presente trabalho divide-se em 6 capítulos, 4 apêndices e 4 anexos.

Neste capítulo faz-se uma breve introdução ao tema da dissertação, explicando os motivos e justificando a escolha do mesmo.

No capítulo 2 realiza-se um estado da arte de mecanismos semelhantes existentes atualmente em bicicletas.

O capítulo 3 introduz o sistema de roda livre do protótipo do eco veículo, possibilitando a compreensão do seu funcionamento em geral, assim como, o conhecimento dos componentes que o constituem e quais as possíveis alterações a realizar, de modo a se atingir os objetivos pretendidos.

No capítulo 4, começa por se analisar, numa visão espacial, como se conseguiu chegar ao conceito final do sistema de roda livre que melhor se adapta ao eco veículo; de

seguida faz-se uma breve explicação do seu princípio de funcionamento e uma apresentação geral dos novos componentes introduzidos, assim como, o dimensionamento estrutural de alguns deles.

O capítulo 5 consiste numa análise estrutural por elementos finitos, com o objetivo de avaliar os níveis de tensão e deformação dos componentes.

No capítulo 6 faz-se uma conclusão geral do trabalho realizado.

2. ESTADO DA ARTE

No início do século XX, o conceito de roda livre ainda não existia.

Em 1909, Alanson P. Brush lançou uma patente onde apresentava um mecanismo que permitia o movimento de uma roda com velocidade superior à velocidade do eixo motriz, conceito hoje conhecido por “Sistema de roda livre” (Lot, Júnior, & Liebl, 2008).

A roda livre é um rolamento dentado ou liso com o principal objetivo de acionar um dispositivo e tornar possível o funcionamento de equipamentos rolantes.

Este rolamento é o componente do cubo traseiro da roda e converte movimento linear em movimento rotativo. Sempre que o eixo movido girar mais rápido que o eixo motriz, este mecanismo desengata automaticamente, tornando-se “livre”.

2.1. Classificação de rodas livres

G. Niemann (1971) propôs classificar as rodas livres, tendo em consideração:

- O seu tipo construtivo;
- O seu tipo de acionamento.

Em relação ao tipo construtivo podem ser classificadas em:

1. Roda livre radial, com fluxo de forças no sentido radial;
2. Roda livre axial, com fluxo de forças no sentido axial.

Quanto ao tipo de acionamento, este pode ser manual, remoto ou automático.

O acionamento manual ocorre por travamento.

O acionamento remoto pode ser induzido ou microprocessado, por vácuo ou por cabo.

O acionamento automático é o tipo de acionamento mais comum e ocorre através de atrito ou por travamento.

2.2. Bicicletas

As rodas traseiras de bicicletas são constituídas por um cubo traseiro que é, por sua vez, constituído por um componente sob o qual são montados os carretos: a “roda livre”.

Este componente tem a função de permitir o giro livre da roda, quando não se pedala e o engrenamento automático, quando se começa a pedalar.

A Figura 2.1 mostra um sistema de roda livre utilizado nas bicicletas.



Figura 2.1. Exemplo de um sistema de roda livre e respetivos componentes.

Existem dois possíveis sistemas de roda livre:

- Sistema constituído com linguetes;
- Sistema constituído com pastilhas.

O primeiro é um sistema adotado pelas marcas muito conhecidas na construção de componentes do género: a “Shimano” e a “Mavic”. O sistema apresenta um núcleo dentado no seu interior (Figura 2.2) e gira sob vários linguetes que constituem uma parte do eixo, normalmente entre 2 e 6 linguetes (Figura 2.3). No sentido anti-horário, os linguetes deslizam sobre os dentes e permitem a rotação; no sentido horário, os linguetes prendem e a roda apenas gira com o ato de pedalar (BIKE MAGAZINE, 2005).

A Figura 2.4 mostra um dos sistemas de roda livre adotados pela marca “Mavic”.



Figura 2.2.Núcleo dentado no interior (Shimano, 2014).



Figura 2.3.Sistema de linguetes (Shimano, 2014).

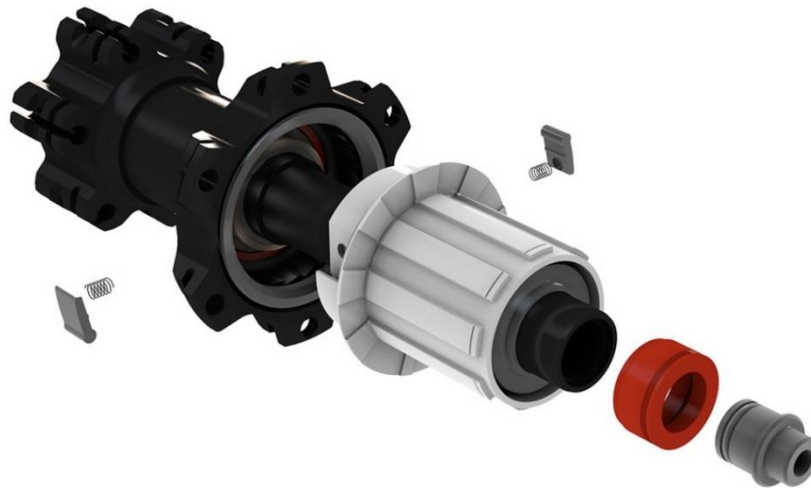


Figura 2.4. Sistema de roda livre TS-2 (Mavic, 2013).

O sistema adotado pela marca “*DT Swiss*” é constituído por duas pastilhas dentadas, apertadas mutuamente, através de molas. Os dentes são simétricos de modo a permitirem, num determinado sentido, que uma deslize sobre a outra; no sentido contrário, ocorre o engrenamento solidário de ambas, permitindo a rotação (BIKE MAGAZINE, 2005).

Na Figura 2.5 é possível ver o sistema de pastilhas na fase do engrenamento.

A Figura 2.6 mostra um dos modelos de sistema de roda livre adotados pela marca.



Figura 2.5.Sistema de pastilhas na fase de engrenamento (DT Swiss).



Figura 2.6. “350 IS disc hubs” (DT Swiss).

3. SISTEMA DE RODA LIVRE DO ECO VEÍCULO

3.1. Protótipo XC20i

O protótipo XC20i é o protótipo do veículo atual, ainda sem as modificações que surgem no tema desta dissertação.

De modo a alcançar os objetivos pretendidos, é necessário uma boa compreensão do funcionamento do sistema de roda livre que já existe. Neste sentido, foi realizado um desenho 3-D de todos os componentes que o constituem e uma montagem dos mesmos, com base no programa “Autodesk Inventor Professional 2014”. Esses componentes são, de seguida, apresentados e identificados por um número que corresponde ao respetivo componente da Figura 3.1.

1. Cepo da Roda livre;
2. Corpo do Cubo (SRAM, 1999);
3. Porca do Cepo;
4. Eixo;
5. Chaveta paralela fina 8x5x13.8-St;
6. Rolamento ZZ 6205 PP (STIEBER, 2008);
7. Polia *PowerGrip* HTD (Catálogo Correias Industriais, 2013);
8. Chaveta paralela 6x5.5x14.8-St;
9. Tapa pó direito;
10. Tapa pó esquerdo;
11. Espaçador;
12. Rolamento 61806 (SKF, 2008);
13. Fixador do rolamento 61806;
14. Anel elástico para furo DIN 472-42x1.75 (BENERI, 2013);
15. Anilha;
16. Centrador do Rolamento 6000;
17. Rolamento 6000 (SKF, 2008).

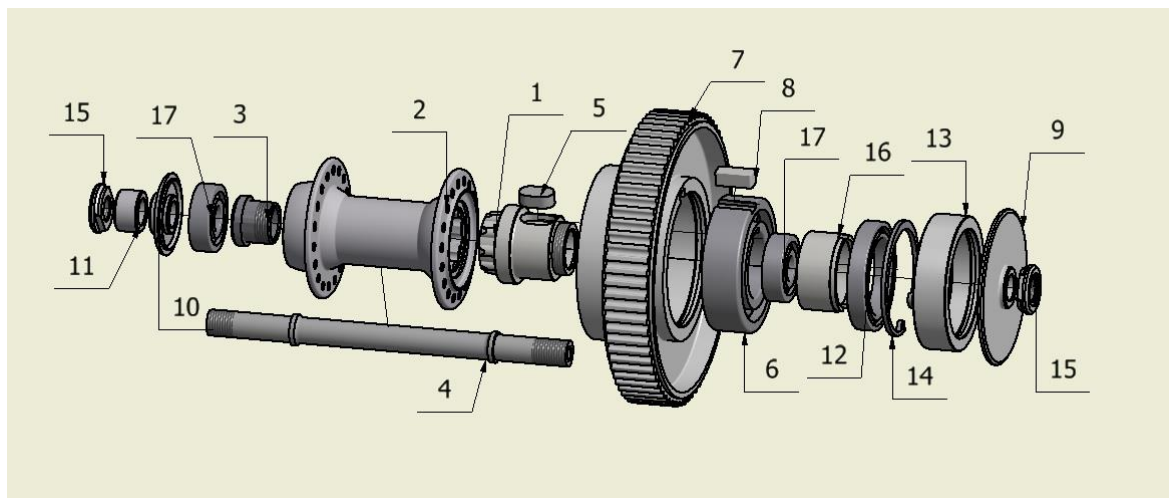


Figura 3.1. Vista explodida do sistema de Roda livre do Protótipo XC20i.

3.1.1. Princípio de funcionamento

Este sistema é composto por quatro rolamentos de esferas de ranhura profunda, de uma carreira de esferas (“*Single row deep groove ball bearing*”) cujas características se encontram no Anexo B.

Quando o motor do veículo é ligado, o binário é transmitido da polia, através do acoplamento por chaveta existente entre esta e o rolamento ZZ 6205 PP, para o cepo da roda livre (nº1) e, deste para o cubo tornando-o solidário.

Os rolamentos 6000, esquerdo e direito, do eixo da roda apoiam o cubo da roda livre e o rolamento 61806 é fixo por um anel elástico, com o objetivo de evitar o seu deslocamento axial.

Nas subsecções seguintes é apresentado, com mais detalhe, alguns destes componentes.

3.1.2. Cálculo do momento de atrito dos rolamentos

O cálculo do momento de atrito dos rolamentos vai ser realizado segundo o método proposto pela SKF (SKF, 2008). Este método encontra-se detalhado no Anexo A.

As características dos rolamentos e as constantes a calcular dadas pelo método de cálculo encontram-se no Apêndice B.

Para efetuar este cálculo, é necessário ter em conta alguns aspetos relacionados com o veículo.

A velocidade do veículo está compreendida entre 20 km/h e 30 km/h, podendo considerar-se uma velocidade de 34,2 km/h (9,5 m/s), como a velocidade para a situação mais desfavorável do veículo, no decorrer da prova.

A lubrificação dos rolamentos é feita com um banho de óleo sintético, de nível baixo, uma vez que proporciona uma lubrificação mais eficiente que o óleo mineral. Como mantém as propriedades durante mais tempo, apresenta melhor resistência à oxidação e uma boa estabilidade térmica. Assim, os rolamentos podem trabalhar sob temperaturas mais elevadas (SKF, 2008).

O veículo está sujeito a temperaturas da pista compreendidas entre 15°C e 24°C.

Em relação à viscosidade cinemática do óleo lubrificante, para cada rolamento, considerou-se a temperatura mais alta por ser a situação mais desfavorável. É possível reparar, através da Tabela 3.1, que a relação de viscosidades, k , é inferior a 2 e, para estas condições, está-se perante um regime de lubrificação misto.

Tabela 3.1. Valores da relação de viscosidade para cada rolamento.

| | Rolamento | d_m (mm) | v_1 (mm ² /s) | v (mm ² /s) | k |
|------------------------|-------------------|------------|----------------------------|--------------------------|-------|
| | 6000 | 18 | 80 | 46 | 0,575 |
| $T_v=24^\circ\text{C}$ | 6000 | 18 | 80 | 46 | 0,575 |
| | 61806 | 36 | 73 | 32 | 0,438 |
| | ZZ 6205 PP | 38.5 | 71 | 32 | 0,451 |

A velocidade de rotação da roda traseira pode ser calculada através de:

$$V = \omega R_T, \quad (3.1)$$

em que, V é a velocidade do veículo, ω é a velocidade angular e R_T é o raio da roda traseira, onde a velocidade angular é dada por:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (3.2)$$

Assim,

$$n = \frac{60 V}{\pi D} = 382.8 \text{ rpm} \quad (3.3)$$

O método de cálculo das forças a que os rolamentos estão sujeitos está descrito no Apêndice A e os valores encontram-se na Tabela 3.2.

Para a situação em que o motor está ligado, os rolamentos 61806 e ZZ 6205 PP estão parados e, assim, o somatório do momento de atrito de ambos é igual a zero.

Para a situação em que o motor está desligado, a força radial é afetada por um coeficiente de valor 0,01, uma vez que nesta situação os rolamentos ficam sujeitos a esforços mais baixos.

O valor do momento de atrito para cada um dos rolamentos, para a situação em que o motor está ligado e desligado, apresenta-se, respetivamente, na Tabela 3.3 e Tabela 3.4.

Tabela 3.2. Forças, axial e radial, exercidas por cada rolamento, na roda traseira.

| | Rolamento | 6000 | 6000 | 61806 | ZZ 6205 PP |
|------------------------|------------------|-------------|-------------|--------------|-------------------|
| Motor desligado | F_a (N) | 120 | 0 | 0 | 0 |
| | F_r (N) | 150 | 150 | 5,748 | 5,748 |
| Motor ligado | F_a (N) | 120 | 0 | 0 | 0 |
| | F_r (N) | 150 | 150 | 574,8 | 574,8 |

Tabela 3.3. Momento de atrito para cada rolamento (Motor ligado).

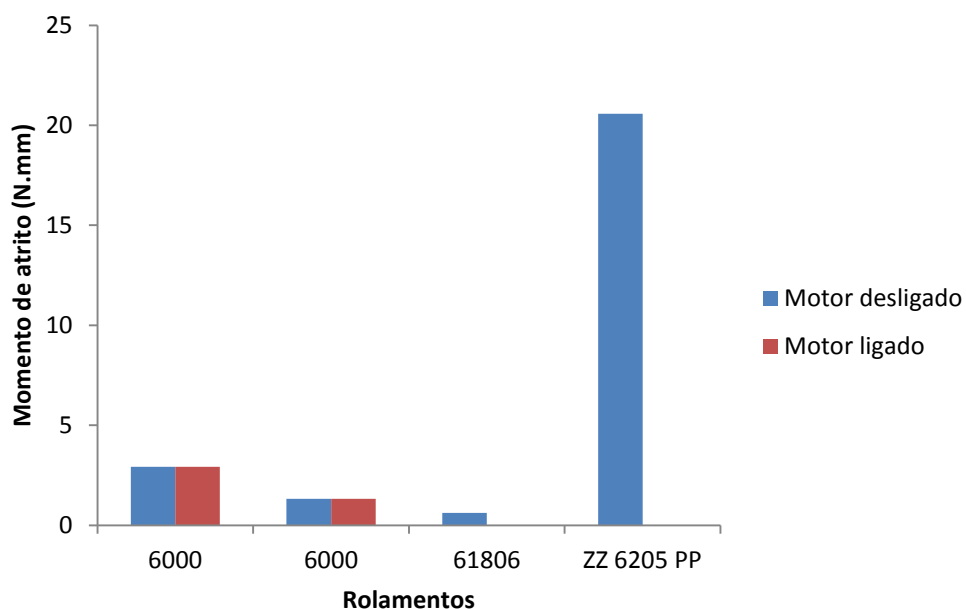
| Rolamentos | 6000 | 6000 | 61806 | ZZ 6205 PP |
|---------------------------------------|--------------|--------------|--------------|-------------------|
| $\Phi_{ish} \Phi_{rs} M_{rr}$ (N·mm) | 1,464 | 0,871 | 0 | 0 |
| M_{sl} (N·mm) | 1,471 | 0,458 | 0 | 0 |
| M_{drag} (N·mm) | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Drag Torque Roda Livre (N·mm) | - | - | - | 0 |
| Momento de atrito total (N·mm) | 2,916 | 1,317 | 0 | 0 |

Tabela 3.4. Momento de atrito para cada rolamento (Motor desligado).

| Rolamentos | 6000 | 6000 | 61806 | ZZ 6205 PP |
|--|--------------|--------------|--------------|-------------------|
| $\Phi_{ish} \Phi_{rs} M_{rr}$ (N·mm) | 1,464 | 0,871 | 0,631 | 0,588 |
| M_{sl} (N·mm) | 1,471 | 0,458 | 0,001 | 0,001 |
| M_{drag} (N·mm) | 0 | 0 | 0,004 | 0,003 |
| Drag Torque Roda Livre (N·mm) | - | - | - | 20 |
| Momento de atrito total (N·mm) | 2,916 | 1,317 | 0,620 | 20,579 |

Na Figura 3.2 repara-se que o rolamento ZZ6205 PP é o que está sujeito a maior atrito, uma vez que funciona simultaneamente como rolamento e apoio da roda livre.

O rolamento 6000, que apoia o cubo do lado esquerdo, apresenta um momento de atrito superior ao do lado direito pois está sujeito a uma carga axial.

**Figura 3.2.** Gráfico do momento de atrito para cada rolamento.

Para a situação em que o motor está desligado, o valor do somatório do momento de atrito total nos quatro rolamentos é, aproximadamente, 25 N·mm. Para a situação em que o motor está ligado obteve-se, aproximadamente, um momento de atrito total de 4 N·mm.

3.1.3. Acoplamento por chavetas

De modo a transmitir potência entre um veio e um elemento móvel são normalmente utilizadas chavetas, montagens por aperto e veios estriados.

As chavetas são um tipo de união desmontável que permite fazer a ligação entre duas peças de secção circular, evitando o movimento axial e o movimento angular entre elas (Branco, Ferreira, Costa, & Ribeiro, 2012).

Segundo Simões Morais, 2007, as chavetas são inseridas em ranhuras longitudinais, designadas escatéis, de um veio e de um cubo de roda. A ligação por chavetas dividem-se em:

- Ligação por Chavetas paralelas-Forma A, B e C (Figura 3.3)
- Ligação por Chaveta de disco;
- Ligação por Chavetas inclinadas.

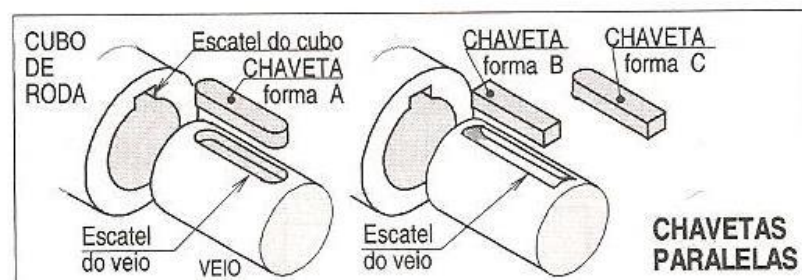


Figura 3.3. Chavetas paralelas (Simões Morais, 2007)

No sistema de roda livre foram utilizadas duas chavetas paralelas: uma chaveta paralela 6x5.5x14.8, colocada sob o rolamento ZZ 6205 PP (Figura 3.4), que permite transmitir a potência para a polia e uma chaveta paralela fina 8x5x13.8 que é colocada sob o cepo da roda livre, de modo a transmitir potência ao rolamento ZZ 6205 PP (Figura 3.5).

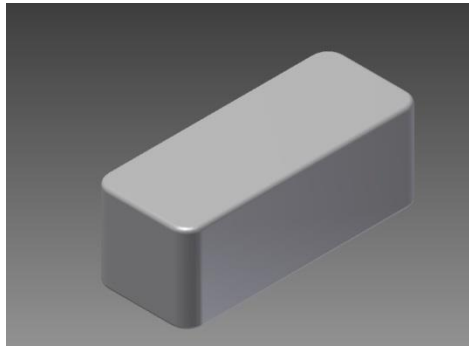


Figura 3.4. Chaveta paralela 6x5.5x14.8-St.

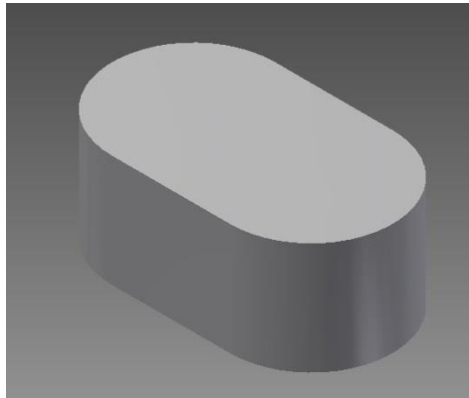


Figura 3.5. Chaveta paralela fina 8x5x13.8-St.

3.1.4. Anel de retenção para furo

O anel de retenção é um elemento de fixação que pode ser usado em eixos ou furos e tem como principal objetivo evitar o deslocamento axial de componentes, ou seja, o movimento no sentido longitudinal do eixo. O canal onde é inserido é construído segundo uma norma (Aço Forma).

Para o caso do sistema de roda livre do eco veículo foi utilizado um anel de retenção para furo (BENERI, 2013), que é colocado no componente que fixa o rolamento 61806, evitando que o conjunto se desloque axialmente sobre o eixo (Figura 3.6).



Figura 3.6. Anel elástico para furo DIN 472-42x1.75.

3.1.5. Polia *PowerGrip* HTD

A transmissão por correia faz-se quando se pretende transmitir potência de um veio para o outro e quando a utilização de engrenagens não é aconselhável por uma razão técnica ou económica.

Como as correias apresentam características diferentes de fabricante para fabricante, é necessário seguir as instruções de cada um, sendo importante saber a potência necessária a transmitir, o tipo de máquina motor e movida, a velocidade angular dos veios motor e movido, o entre eixo, as condições de serviço e o tipo de carga, de modo a selecionar a correia e a polia (Branco, Ferreira, Costa, & Ribeiro, 2012).

Para a seleção da polia, há que ter em conta o diâmetro, a largura e o número de dentes. Dessa seleção resultou uma polia do tipo HTD (Figura 3.7), com passo 5M e 72 dentes, com base no catálogo Gates (Catálogo Correias Industriais, 2013).

O tipo HTD apresenta maior capacidade de transmissão de potência, pois possui um perfil de dentado que foi otimizado com o objetivo de reduzir a concentração de tensões e aumentar a resistência à fadiga.

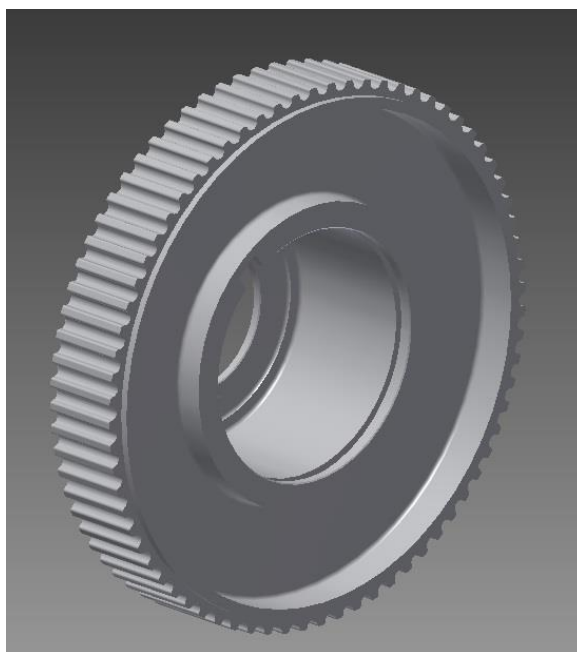


Figura 3.7. Polia *PowerGrip* HTD 5M-72D.

4. NOVO SISTEMA DE RODA LIVRE

4.1. Protótipo EV03i

Na Figura 4.1 encontra-se uma vista explodida do novo sistema de roda livre.

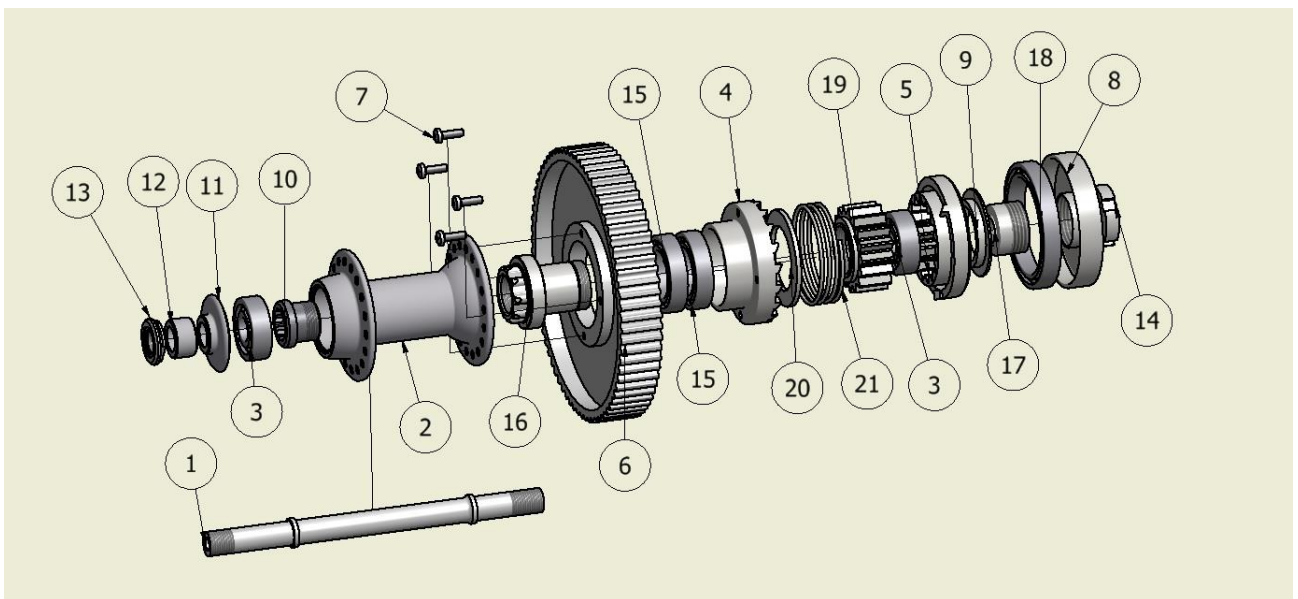


Figura 4.1. Vista explodida do sistema de Roda livre do Protótipo EV03i.

Os componentes que constituem este sistema são:

1. Eixo;
2. Corpo do Cubo (SRAM, 1999);
3. Rolamento 6000 (SKF, 2008);
4. Roda dentada 2;
5. Roda dentada 1;
6. Polia *PowerGrip* GT (Catálogo Correias Industriais, 2013);
7. Parafuso M3x10;
8. Suporte do rolamento 61808;
9. Batente;
10. Porca do cepo da roda livre;
11. Tapa pó esquerdo;

12. Espaçador;
13. Anilha;
14. Contraporca normalizada segundo DIN 1804;
15. Rolamento 61804 (SKF, 2008);
16. Cepo da roda livre;
17. Apoio que fixa o suporte do rolamento 61808;
18. Rolamento 61808 (SKF, 2008);
19. Apoio do rolamento 6000 direito;
20. Anilha do apoio do rolamento 6000 direito;
21. Mola helicoidal de compressão.

4.1.1. Sistema de roda livre bidimensional

Com o objetivo de desenhar peças com a melhor otimização possível, este foi um dos passos mais demorados para a realização deste sistema.

Foi realizado um desenho espacial bidimensional com o auxílio do programa “*Autodesk Inventor Professional 2014*”, com as dimensões dos respetivos componentes e procedeu-se à sua alteração até se atingir o conceito que melhor se adapta aos objetivos pretendidos.

Após várias modificações e considerando o espaço disponível para este sistema de roda livre, obteve-se o conjunto final que se apresenta na Figura 4.2.

De seguida, foram desenhados todos os componentes, numa dimensão tridimensional, procedendo-se, sempre que necessário, à alteração das dimensões no sistema bidimensional.

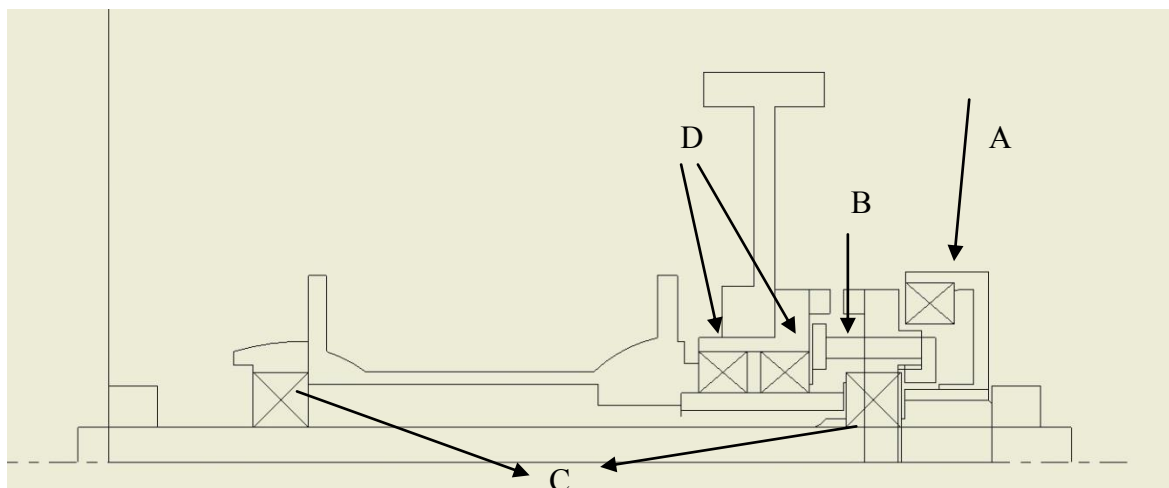


Figura 4.2. Sistema de roda livre bidimensional.

Uma das partes mais importantes na realização da vista 2-D foi a seleção correta dos rolamentos.

Como o objetivo principal é a redução do binário de atrito do sistema, é necessário ter em conta que uma escolha de rolamentos mais pequenos, que aqueles que constituem o sistema de roda livre anterior, proporciona o cumprimento deste objetivo.

Para escolher o rolamento A foi necessário ter em conta que este tinha que apresentar dimensões que o permitissem colocar acima do estriado (B). Como escolha inicial optou-se por um rolamento axial não desmontável (“*Single Direction Thrust Ball Bearings*”), pois este rolamento apenas vai estar sujeito a cargas axiais. Após algumas modificações no desenho 2D, reparou-se que este tipo de rolamentos apresenta dimensões grandes para o espaço disponível.

Neste sentido, a opção final recaiu sobre um rolamento de esferas de ranhura profunda, uma vez que as suas dimensões são mais pequenas e é um dos tipos de rolamentos mais utilizado por exigirem pouca manutenção. São um tipo de rolamentos que suportam cargas axiais e radiais, em ambas as direções (SKF, 2008)

Os rolamentos 6000 (C) não se alteraram, pois têm a função de apoiar o cubo da roda livre e apresentam uma boa capacidade de carga estática.

Na escolha dos rolamentos (D) apenas interessou serem o mais pequeno possível. Respeitando as dimensões até aí estabelecidas e consultando o catálogo, optou-se por rolamentos 61804. Esta escolha resultou numa modificação do diâmetro do componente 16 da Figura 4.1.

4.1.2. Princípio de funcionamento

O objetivo principal deste sistema é tornar o corpo do cubo (nº2) solidário com a polia (nº6), quando o motor é ligado, e tornar estes dois componentes não solidários, quando o motor é desligado.

Neste sentido, a transmissão de potência deve ocorrer da seguinte forma: da 2ª polia do segundo estágio do sistema de transmissão, através de 4 parafusos, para a roda dentada 2; desta última para a roda dentada 1, quando as duas estão engrenadas; de seguida, da roda dentada 1 para o apoio estriado do rolamento direito do eixo da roda; deste para o cepo da roda livre e, por fim, do último para o corpo do cubo da roda traseira.

Quando o motor é ligado, o suporte do rolamento 61808, através de um movimento axial, provoca o engrenamento da roda dentada 1 na roda dentada 2. A primeira tem um estriado interior que transmite o binário ao cepo através do apoio estriado do rolamento 6000 direito do eixo da roda. O cepo transmite o binário ao cubo da roda porque está solidário com o mesmo.

Quando se desliga o motor, as rodas dentadas 1 e 2 desengrenam devido à força exercida pela mola e o sistema fica a funcionar como uma roda livre.

4.1.3. Forças na roda traseira

Os esforços a que a roda traseira está sujeita foram calculados com o auxílio de uma folha de Excel. O método utilizado está descrito no Apêndice A.

Como dados de entrada para este cálculo teve-se em consideração a massa total do veículo, $M_t = 84$ kg), o valor do entre eixo ($c = 1,605$ m), a velocidade do veículo e as coordenadas do centro de gravidade do veículo. O mesmo foi realizado para duas situações, de modo a considerar a análise do atrito e a análise da resistência dos rolamentos. Foi considerado que o veículo se desloca sem travar, uma vez que será esta a situação mais desfavorável. Neste sentido, as situações são as seguintes:

- **Situação A - situação mais exigente (1g)**
 1. O carro desloca-se em linha reta;
 2. O carro realiza uma curva, à esquerda, com $R_c = 30$ m. (É a curva mais apertada no decorrer da prova- situação mais desfavorável);
 3. O carro está no limite de capotamento, para um $R_c = 13.03$ m.

- **Situação B – O carro está sujeito a um ressalto (6g)**

1. O carro desloca-se em linha reta;
2. O carro realiza uma curva, à esquerda, com $R_c = 30$ m. (É a curva mais apertada no decorrer da prova- situação mais desfavorável);
3. O carro está no limite de capotamento, para um $R_c = 13.03$ m.

Na Figura 4.3 apresenta-se a vista tridimensional dos esforços que atuam na roda traseira e na Figura 4.4 apresenta-se esses mesmos esforços, segundo um sistema de eixos bidimensional.

As componentes das forças são:

F_{T_y} : Força segundo y que atua na roda traseira;

F_{T_z} : Força segundo z que atua na roda traseira;

F_{P_y} : Força segundo y que o chassis exerce no eixo da roda traseira, no ponto P;

F_{P_z} : Força segundo z que o chassis exerce no eixo da roda traseira, no ponto P;

F_{Q_y} : Força segundo y que o chassis exerce no eixo da roda traseira, no ponto Q;

F_{Q_z} : Força segundo z que o chassis exerce no eixo da roda traseira, no ponto Q.

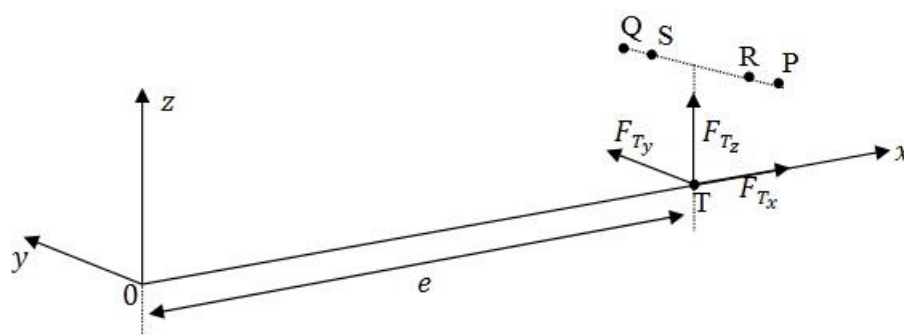


Figura 4.3. Vista tridimensional dos esforços na roda traseira.

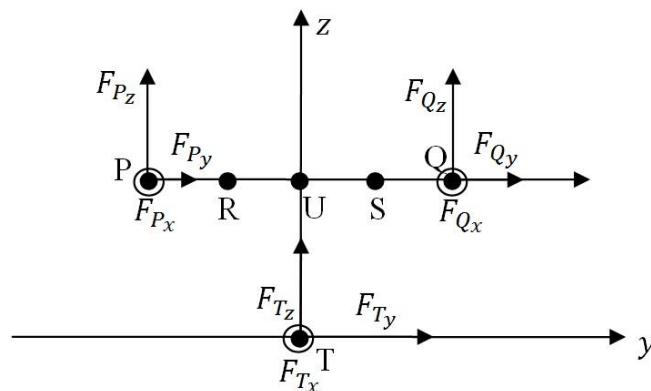


Figura 4.4. Vista bidimensional dos esforços na roda traseira.

Os pontos referenciados por letras nas figuras anteriores têm a seguinte designação e coordenadas:

- *P*- Ponto de fixação da roda traseira ao chassis, no lado esquerdo;
- *Q*- Ponto de fixação da roda traseira ao chassis, no lado direito;
- *R*- Centro do rolamento principal esquerdo do cubo da roda traseira;
- *S*- Centro do rolamento principal direito do cubo da roda traseira;
- *T*- Ponto de contacto da roda traseira com o solo;
- *U*-Ponto de intersecção do eixo da roda traseira com o plano de simetria do pneu da roda traseira.

$$P (x_P, y_P, z_P)$$

$$Q (x_Q, y_Q, z_Q)$$

$$R (x_R, y_R, z_R)$$

$$S (x_S, y_S, z_S)$$

$$T (x_T, y_T, z_T)$$

$$U (x_U, y_U, z_U)$$

Tabela 4.1. Valor das componentes das forças para as duas situações.

| | | F_{T_y} [N] | F_{T_z} [N] | F_{P_y} [N] | F_{P_z} [N] | F_{Q_y} [N] | F_{Q_z} [N] |
|-------------------|-----------------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| Situação A | Linha reta | -0,0084 | 274,586 | 0,0042 | -137,307 | 0,0042 | -137,279 |
| | Curva à esquerda | -84,233 | 274,586 | 42,117 | -280,913 | 42,117 | 6,328 |
| | Limite de capotamento | -193,937 | 274,586 | 96,968 | -467,962 | 96,968 | 193,377 |
| Situação B | Linha reta | -0,0084 | 1674,517 | 0,0042 | -823,772 | 0,0042 | -823,744 |
| | Curva à esquerda | -84,233 | 1674,517 | 42,117 | -967,379 | 42,117 | -680,138 |
| | Limite de capotamento | -193,937 | 1674,517 | 96,968 | -1154,428 | 96,968 | -493,089 |

4.1.4. Cálculo do momento de atrito dos rolamentos

O cálculo do momento de atrito dos rolamentos vai ser realizado segundo o método proposto pela SKF (SKF, 2008). Este método encontra-se detalhado no Anexo A.

Todos os parâmetros relacionados com o veículo para este cálculo são iguais aos já mencionados no capítulo 3, com exceção da viscosidade cinemática do óleo lubrificante, uma vez que alguns dos rolamentos foram alterados.

É possível reparar, através da Tabela 4.2, que $k < 2$ e, para estas condições, está-se perante um regime de lubrificação misto.

Tabela 4.2.Valores da relação de viscosidade para cada rolamento.

| | Rolamento | d_m (mm) | v_1 (mm ² /s) | v (mm ² /s) | k |
|------------------------|------------------|------------|----------------------------|--------------------------|-------|
| $T_v=24^\circ\text{C}$ | 6000 | 18 | 80 | 46 | 0,575 |
| | 6000 | 18 | 80 | 46 | 0,575 |
| | 61808 | 46 | 62 | 32 | 0,410 |
| | 61804 | 26 | 78 | 32 | 0,516 |
| | 61804 | 26 | 78 | 32 | 0,516 |

O método de cálculo das forças a que os rolamentos estão sujeitos está descrito no Apêndice A e os valores encontram-se na Tabela 4.3.

Tabela 4.3.Forças, axial e radial, exercidas por cada rolamento, na roda traseira.

| | Rolamento | 6000 | 6000 | 61808 | 61804 | 61804 |
|------------------------|------------------|-------------|-------------|--------------|--------------|--------------|
| Motor desligado | F_a (N) | 120 | 0 | 45 | 0 | 0 |
| | F_r (N) | 150 | 150 | 0 | 5,748 | 5,748 |
| Motor ligado | F_a (N) | 120 | 0 | 45 | 0 | 0 |
| | F_r (N) | 150 | 150 | 0 | 574,8 | 574,8 |

O valor do momento de atrito para cada um dos rolamentos, para a situação em que o motor está desligado e ligado apresenta-se, respetivamente, na Tabela 4.4 e Tabela 4.5.

Para a situação em que o motor está ligado, os rolamentos 61804 que apoiam o cepo da roda livre apresentam um momento de atrito total nulo, uma vez que este se encontra solidário com o cubo da roda livre. Quando o motor é desligado o rolamento 61808 não apresenta momento de atrito, uma vez que o sistema funciona como uma roda livre.

Tabela 4.4. Momento de atrito para cada rolamento (Motor desligado).

| Rolamentos | 6000 | 6000 | 61808 | 61804 | 61804 |
|---------------------------------------|-----------------------|-----------------------|--------------|-----------------------|-----------------------|
| M_{rr} (N·mm) | 1,4635 | 0,8706 | 0 | 0,3025 | 0,3025 |
| M_{sl} (N·mm) | 1,4713 | 0,4577 | 0 | 0,0031 | 0,0031 |
| M_{drag} (N·mm) | $4,83 \times 10^{-5}$ | $4,83 \times 10^{-5}$ | 0 | $5,85 \times 10^{-4}$ | $5,85 \times 10^{-4}$ |
| Momento de atrito total (N·mm) | 2,916 | 1,317 | 0 | 0,301 | 0,301 |

Tabela 4.5. Momento de atrito para cada rolamento (Motor ligado).

| Rolamentos | 6000 | 6000 | 61808 | 61804 | 61804 |
|---------------------------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|--------------|--------------|
| M_{rr} (N·mm) | 1,4635 | 0,8706 | 7,4817 | 0 | 0 |
| M_{sl} (N·mm) | 1,4713 | 0,4577 | 0,0871 | 0 | 0 |
| M_{drag} (N·mm) | $4,83 \times 10^{-5}$ | $4,83 \times 10^{-5}$ | $1,79 \times 10^{-2}$ | 0 | 0 |
| Momento de atrito total (N·mm) | 2,916 | 1,317 | 7,310 | 0 | 0 |

Através da Figura 4.5, para a situação em que o motor está desligado, o valor do somatório do momento de atrito total nos quatro rolamentos é, aproximadamente, 5 N·mm. Para a situação em que o motor está ligado, o momento de atrito total é, aproximadamente, 12 N·mm.

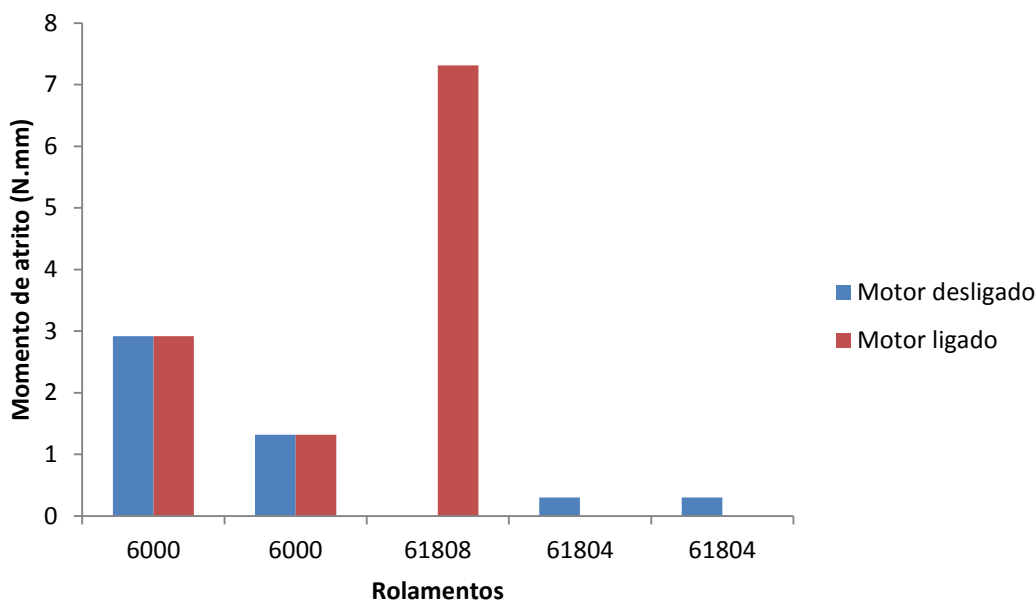


Figura 4.5. Gráfico do momento de atrito para cada rolamento.

4.1.5. Dimensionamento do dentado das rodas

A ruína dos componentes da Figura 4.6 e Figura 4.7 pode ocorrer através do aparecimento de picadas na superfície do dente, devido a um excesso de pressões de contacto geradas durante o engrenamento e rotura dos dentes por um excessivo valor da tensão máxima de flexão na secção crítica no pé do dente (Branco, Ferreira, Costa, & Ribeiro, 2012).

Neste sentido, foi realizado um dimensionamento à flexão e à pressão superficial.

O aço escolhido para o dentado dos componentes foi um aço de construção ligado, cuja designação é “PM 300 IMPAX SUPREME” (F. Ramada, Aços e Indústrias, S.A.). As características mecânicas deste aço encontram-se no Anexo C.

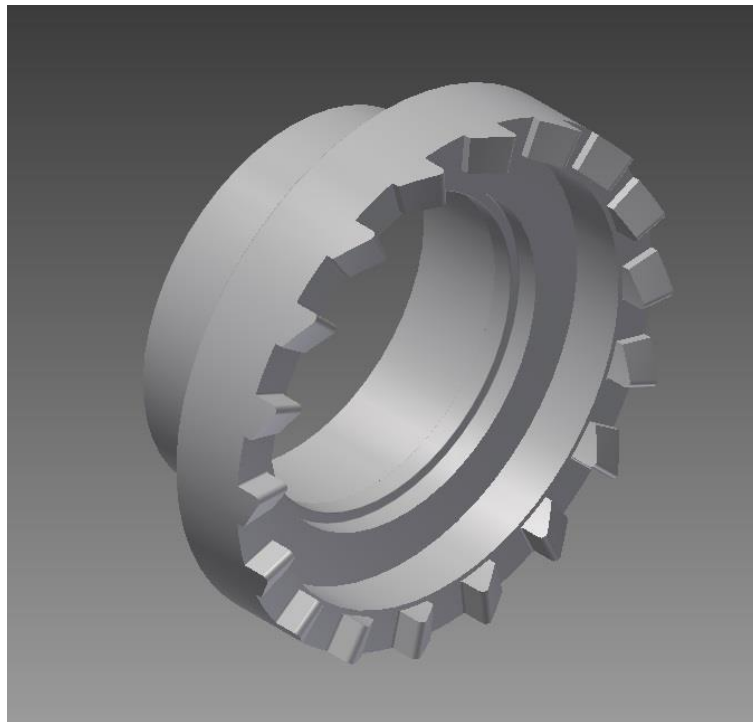


Figura 4.6. Roda dentada 2.

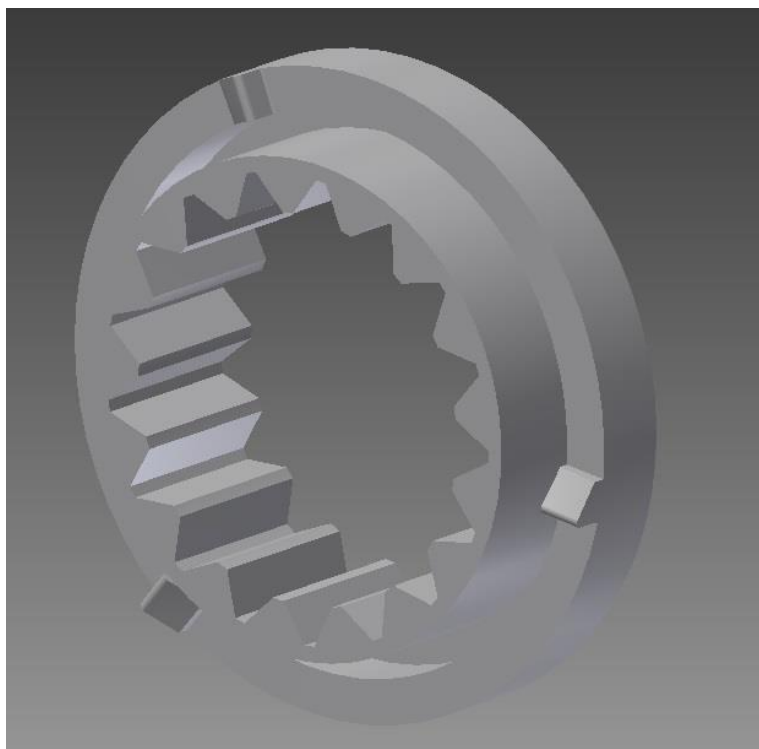


Figura 4.7. Roda dentada 1.

Para calcular a carga tangencial em cada dente vai ser considerado, em primeiro lugar, o binário médio transmitido pelo motor do veículo e, em segundo lugar, a aderência na roda traseira. Deste modo, é necessário ter em atenção vários parâmetros, tais como:

- Largura do dente, $b_d = 3,923$ mm;
- Altura do dente, $h_d = 3,489$ mm;
- Comprimento do dente, $c_d = 3$ mm;
- Diâmetro primitivo, $d_p = 46,5$ mm;
- Número de dentes da roda 1, $Z_1 = 18$;
- Número de dentes da roda 2, $Z_2 = 3$;
- Binário do motor, $T_m = 2,2$ N·m;
- Massa do veículo, $M_t = 84$ kg;
- Coeficiente de atrito na roda traseira, $\mu_r = 0,8$;
- Relação de transmissão, $i = 11,9571$;
- Raio da roda traseira, $R_T = 0,237$ m.

Na Figura 4.8 representa-se um esquema do dente da roda, assim como as suas dimensões e o sentido da força tangencial exercida.

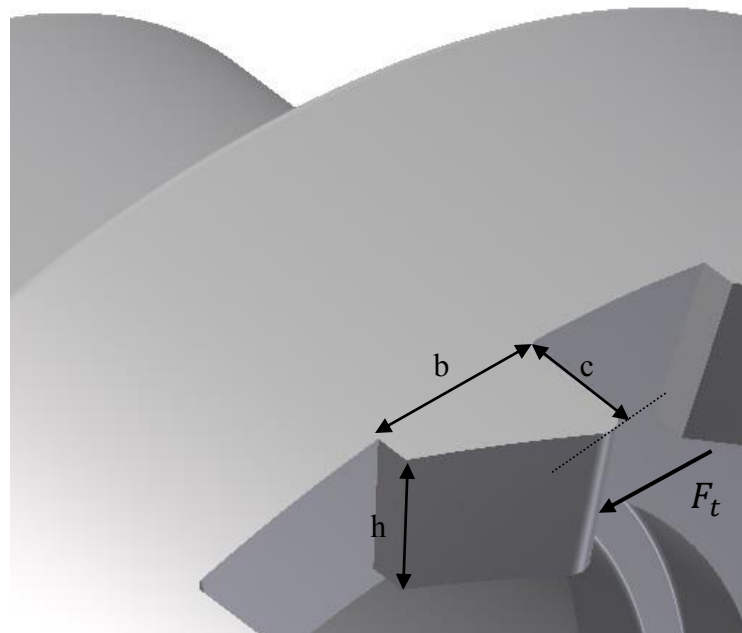


Figura 4.8. Dimensões do dente.

A. Cálculo da carga tangencial no dente pelo binário médio do motor

O binário transmitido pela roda traseira é dado por:

$$T_R = T_m \times i \quad (4.1)$$

$$T_R = 26,30 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (4.2)$$

A força tangencial exercida em cada dente é, então,

$$F_t = \frac{T_R}{d_p/2} \quad (4.3)$$

$$F_t = 1131 \text{ N} \quad (4.4)$$

B. Cálculo da carga tangencial no dente pela aderência na roda traseira

A força máxima em cada roda do veículo é:

$$F_{m\acute{a}x} = \left(\frac{M_t \times g}{3} \right) \times \mu_r \quad (4.5)$$

$$F_{m\acute{a}x} = 217,74 \text{ N} \quad (4.6)$$

em que, μ_r é o coeficiente de atrito na roda traseira e tem o valor de 0,8.

O binário transmitido pela roda traseira é dado por:

$$T_R = F_{m\acute{a}x} \times R_T = 52,08 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (4.7)$$

Através da equação (4.3), a força tangencial exercida em cada dente é:

$$F_t = 2240 \text{ N} \quad (4.8)$$

Durante o engrenamento das rodas dentadas apenas três dentes vão estar em contato. Neste sentido, a força tangencial exercida em cada dente é:

$$F_t = 746,66 \text{ N} \quad (4.9)$$

4.1.5.1. Dimensionamento à flexão

O dimensionamento à flexão nos dentes das rodas dentadas vai ser realizado através do critério de *Von Mises*, dado por:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_{adm} \quad (4.10)$$

A tensão normal é dada por:

$$\sigma = \frac{M z}{I} \quad (4.11)$$

em que, M é o momento gerado pela força tangencial exercida e I é o momento de inércia para uma seção retangular, dado por:

$$I = \frac{h b^3}{12} \quad (4.12)$$

Substituindo os valores na Equação (4.11), vem:

$$\sigma = \frac{2240 \times \frac{3,923}{2}}{17,56} \quad (4.13)$$

$$\sigma = 250,3 \text{ MPa} \quad (4.14)$$

A tensão de corte exercida no dente é dada por:

$$\tau = \frac{F_t}{A_f} \quad (4.15)$$

em que, A_f é área da seção transversal sujeita à flexão.

Assim,

$$\tau = \frac{744,66}{3,923 \times 3,489} \quad (4.16)$$

$$\tau = 54,6 \text{ MPa} \quad (4.17)$$

Finalmente, a tensão equivalente é:

$$\sigma_{eq} = 267,5 \text{ MPa} \quad (4.18)$$

No capítulo 5 é realizado uma análise por elementos finitos, onde se compara o valor da tensão máxima de *Von Mises* com a tensão de cedência do material utilizado.

4.1.5.2. Dimensionamento à pressão superficial

O dimensionamento à pressão superficial nos dentes das rodas dentadas vai ser realizado através do critério:

$$\sigma = \frac{F_t}{A_{ps}} \leq \sigma_{adm} \quad (4.19)$$

em que, A_{ps} é área da seção transversal sujeita a pressão superficial, dada por:

$$A = b \times c = 11,77 \text{ mm}^2 \quad (4.20)$$

Assim,

$$\sigma = \frac{744,66}{11,77} = 63,27 \text{ MPa} \quad (4.21)$$

4.1.6. Acoplamento por estrias

De modo a ser possível o engrenamento das duas rodas dentadas, é necessário haver um componente que permita o deslocamento axial de uma delas.

Os acoplamentos por estrias permitem a transmissão de potências elevadas e as suas saliências funcionam como chavetas, ficando solidárias com o veio. As estrias podem ser de flancos paralelos ou flancos em envolvente (Simões Morais, 2007).

Foi desenhado um acoplamento (veio-cubo) por estrias de flancos em envolvente para evitar a concentração de tensões, como se apresenta na Figura 4.7 e na Figura 4.9.

No Anexo B apresenta-se o perfil em envolvente, assim como, as dimensões necessárias para a sua construção segundo a norma ISO 4156.

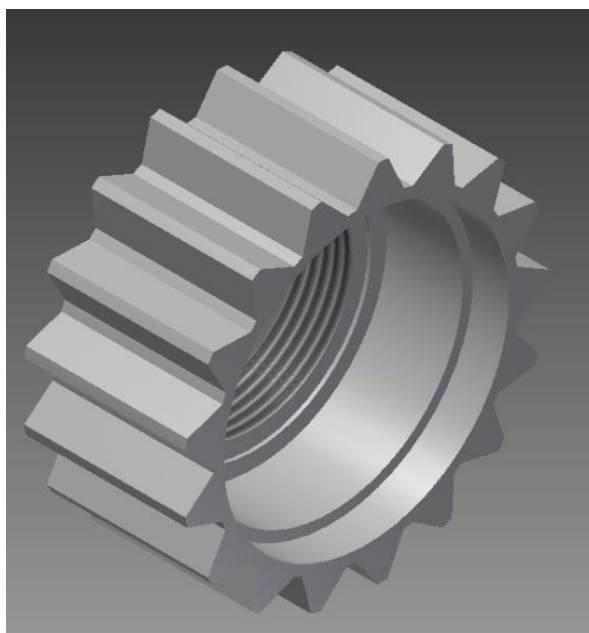


Figura 4.9. Apoio do rolamento 6000 direito (veio).

4.1.7. Contraporca

A contraporca utilizada tem como objetivo fixar o encaixe do suporte ao chassis, impedindo o movimento rotativo em torno do eixo da roda.

Este elemento foi retirado do “Centro de Conteúdos” do programa “Autodesk Inventor Professional 2014” e baseia-se na norma DIN 1804.

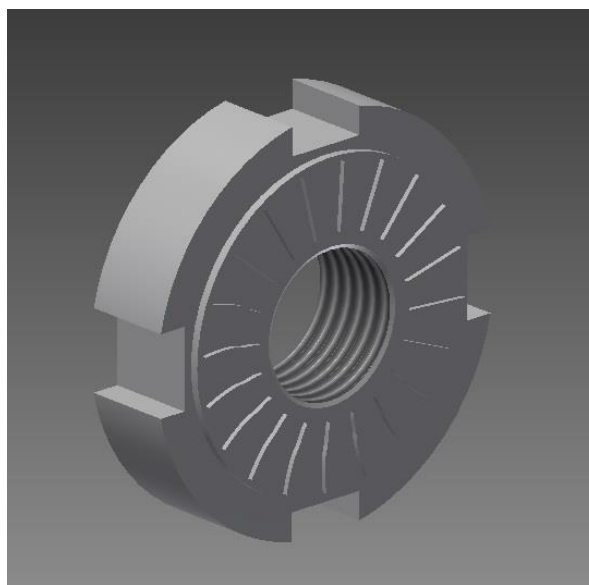


Figura 4.10. Contraporca.

4.1.8. Dimensionamento dos parafusos

Os parafusos são dos elementos de ligação mais utilizados devido à grande variedade que existe, assim como, ao baixo custo e facilidade de montagem e desmontagem.

Das suas diversas aplicações, neste sistema de roda livre, foram usados como elementos de ligação entre dois componentes, de modo a fixá-los como um só (Figura 4.11 e Figura 4.12).

Para o seu correto dimensionamento pode considerar-se solicitações à tração, ao corte, por carga longitudinal e aperto por torção.

Neste caso, realizou-se um dimensionamento ao corte e um dimensionamento considerando a pré-tensão a que os parafusos são sujeitos, no momento de aperto.

Em geral, os parafusos não devem suportar esforços de corte mas, devido a vibrações mecânicas, é aconselhável fazê-lo (Branco, Ferreira, Costa, & Ribeiro, 2012).

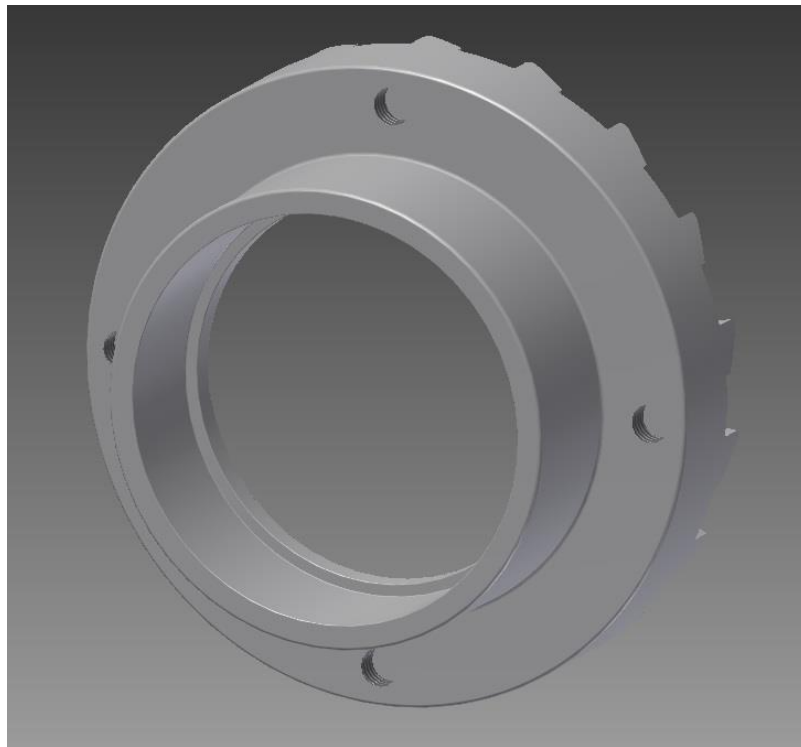


Figura 4.11.Roda dentada 2.

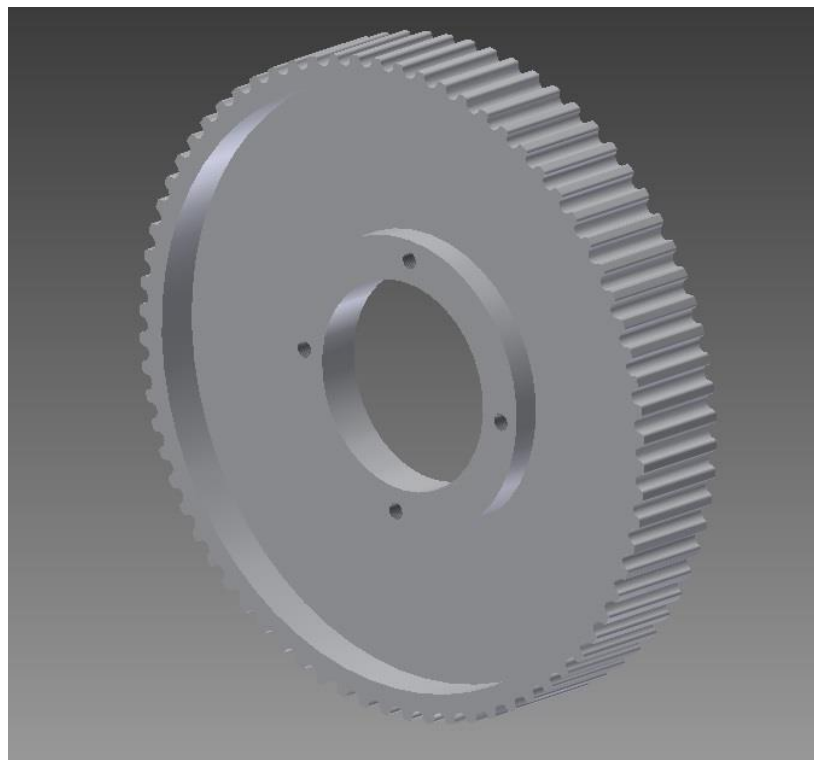


Figura 4.12.Polia *PowerGrip* GT.

1. Dimensionamento ao corte

A tensão de corte é dada por:

$$\tau_p = \frac{F}{A_t} \leq \tau_{adm} \quad (4.22)$$

em que A_t é a área resistente do parafuso e τ_{adm} é a tensão admissível ao corte.

Para corte simples,

$$\tau_{adm} \leq 0,6 \sigma_{adm} \quad (4.23)$$

Escolheu-se, como primeira opção, um parafuso com as seguintes características

(Anexo D):

- Diâmetro exterior = 3 mm
- Passo = 0,5 mm
- $A_t = 5,03 \text{ mm}^2$

Para calcular a força a que o parafuso está sujeito e tendo em conta que o binário do motor é igual a 2.2 N·m:

$$T_m = F \times b_p \quad (4.24)$$

em que, $b_p = 0.003 \text{ m}$ (largura da polia).

Da Equação (4.24) vem:

$$F = \frac{2,2}{0,003} = 733,33 \text{ N} \quad (4.25)$$

Assumindo que são necessários, pelo menos, 4 parafusos para fazer a ligação, a força suportada por cada parafuso é:

$$F = \frac{733,33}{4} = 183,33 \text{ N} \quad (4.26)$$

Optando, por exemplo, por uma classe métrica 12.9 (Anexo D), onde:

- $\sigma_p = 970 \text{ MPa}$ (Tensão de prova);
- $\sigma_R = 1220 \text{ MPa}$ (Tensão de rotura);
- $\sigma_c = 1100 \text{ MPa}$ (Tensão de cedência).

Para parafusos de classe métrica 8.8 ou superiores:

$$\sigma_{adm} \leq 0,7 \sigma_c \quad (4.27)$$

$$\sigma_{adm} \leq 770 \text{ MPa} \quad (4.28)$$

A tensão admissível ao corte é, então:

$$\tau_{adm} \leq 462 \text{ MPa} \quad (4.29)$$

Substituindo os valores na equação (4.22):

$$36,45 \leq 462 \quad (4.30)$$

Como a inequação é verificada, o parafuso selecionado vai resistir à força de corte a que vai estar sujeito.

Neste sentido, foram escolhidos quatro parafusos M3x10, de classe métrica 12.9 (Figura 4.13).



Figura 4.13. Parafuso escareado M3x10, de classe métrica 12.9.

2. Parafuso com pré-tensão

Para verificar se o parafuso resiste à situação de aperto, é necessário verificar que o momento de aperto é superior ao binário transmitido pelo motor ou seja,

$$T_p \geq T_R \quad (4.31)$$

A força suportada por cada parafuso é dada por:

$$F = 4 \times F_p \quad (4.32)$$

em que, F_p é a força de prova dada por:

$$F_p = \sigma_p \times A_t \quad (4.33)$$

$$F_p = 4879 \text{ N} \quad (4.34)$$

Da Equação (4.32) vem:

$$F = 19516 \text{ N} \quad (4.35)$$

A força de atrito exercida no parafuso é:

$$F_{\text{atrito}} = \mu_{\text{Aço-Alumínio}} \times F \quad (4.36)$$

em que, $\mu_{\text{Aço-Alumínio}} = 0,61$ (Forças de atrito).

Assim,

$$F_{\text{atrito}} = 11905 \text{ N} \quad (4.37)$$

O momento de aperto do parafuso é:

$$T_p = F_{\text{atrito}} \times R_p \quad (4.38)$$

$$T_p = 261,9 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (4.39)$$

em que, R_p é a distância do centro do parafuso ao centro da polia e é igual a 22 mm.

Conclui-se que a equação (4.31) é verificada, pelo que a escolha dos parafusos está correta.

4.1.9. Mola helicoidal de compressão

A mola tem a função de permitir o avanço e o recuo da roda dentada 1 e, assim, permitir, respetivamente, a engrenagem e a desengrenagem dos dentes de ambas as rodas dentadas.

Na Figura 4.14 está exemplificado um diagrama de corpo livre de um pequeno troço de uma mola de compressão, onde é possível visualizar as cargas aplicadas.

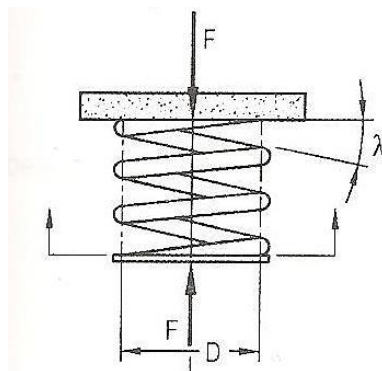


Figura 4.14. Diagrama de corpo livre de um troço de uma mola helicoidal de compressão.

Para realizar o dimensionamento da mola de compressão, introduz-se, de seguida, alguns parâmetros que foram determinados através de uma folha de cálculo, realizada em Excel, e tendo em conta o espaço disponível para o funcionamento da mola no sistema de roda livre.

- $D_{mola} = 39,9$ mm;
- $d_{arame} = 1,6$ mm;
- $L_0 = 19$ mm;
- $L_{mín} = 9$ mm;
- Número de espiras totais, $N_t = 2,5$
- Número de espiras ativas, $N_a = 0,5$

Para o correto dimensionamento da mola é necessário verificar se o coeficiente de segurança é superior a 1. Seguindo o critério de *Langer* (Budynas & Nisbett, 2010), o coeficiente de segurança é dado por:

$$n_{mola} = \frac{\tau_{ced}}{\tau_{máx}} \quad (4.40)$$

em que $\tau_{máx}$ é a soma da tensão de corte média e da tensão de corte alternada:

$$\tau_{máx} = \tau_m + \tau_a \quad (4.41)$$

A tensão média e alternada de corte são, respetivamente:

$$\tau_m = k_s \frac{8 F_{média} D_{mola}}{\pi d_{arame}^3} \quad (4.42)$$

$$\tau_a = k_s \frac{8 F_{alternada} D_{mola}}{\pi d_{arame}^3} \quad (4.43)$$

em que, k_s é o fator de correção da tensão de corte, dado por:

$$k_s = 1 + \frac{1}{2C} \quad (4.44)$$

onde, C é o índice da mola/índice de curvatura e é traduzido pela razão entre o diâmetro da mola e o diâmetro do arame.

A força média e alternada são, respetivamente:

$$F_{média} = \frac{F_{máx} + F_{mín}}{2} \quad (4.45)$$

$$F_{alternada} = \frac{F_{máx} - F_{mín}}{2} \quad (4.46)$$

onde,

$$F_{m\acute{a}x} = k(L_0 - L_{m\acute{i}n}) = 20,4 \text{ N} \quad (4.47)$$

$$F_{m\acute{i}n} = k(L_0 - L_{m\acute{a}x}) = 10,2 \text{ N} \quad (4.48)$$

em que, K é a constante da mola dada por:

$$K = \frac{Gd^4}{(8D^3N_a) \left(1 + \frac{1}{2C^2}\right)} \quad (4.49)$$

Substituindo os valores na equação (4.41), a tensão de corte máxima é:

$$\tau_{m\acute{a}x} = 387 + 129 = 516 \text{ MPa} \quad (4.50)$$

A tensão de cedência ao corte é calculada através de:

$$\tau_{ced} = 0,577\sigma_c \quad (4.51)$$

em que,

$$\sigma_c = 0,75\sigma_R \quad (4.52)$$

$$\sigma_R = \frac{A}{d_{arame}^m} \quad (4.53)$$

onde, A e m são parâmetros que determinam a resistência da mola e encontram-se tabelados (Anexo E).

A mola vai ser fabricada em arame de corda de piano e, assim, a tensão de rotura, a tensão de cedência e a tensão de cedência ao corte são, respetivamente:

$$\sigma_R = \frac{2060}{1,6^{0,163}} = 1908 \text{ MPa} \quad (4.54)$$

$$\sigma_c = 0,75 \times 1908 = 1431 \text{ MPa} \quad (4.55)$$

$$\tau_{ced} = 0,577 \times 1431 = 826 \text{ MPa} \quad (4.56)$$

Através da equação (4.40), o critério é verificado.

$$n_{mola} = \frac{826}{517} = 1,6 > 1 \quad (4.57)$$

Na Figura 4.15 encontra-se a mola helicoidal de compressão utilizada no sistema de roda livre.



Figura 4.15.Mola helicoidal de compressão.

5. ANÁLISE ESTRUTURAL: ELEMENTOS FINITOS

De modo a analisar o comportamento de alguns dos componentes quando sujeitos a cargas limite e ter noção do risco de comprometerem o bom funcionamento do sistema de roda livre, estes foram simulados através do *software* “Autodesk Inventor Professional 2014”.

A análise consistiu numa comparação das tensões máximas de *Von Mises* com a tensão de cedência do material utilizado, cumprindo o seguinte critério:

$$\sigma_{m\acute{a}x} \leq \sigma_{adm} = \frac{\sigma_c}{FS} \quad (5.1)$$

em que, *FS* é o fator de segurança.

A densidade da malha foi definida automaticamente pelo *software*.

5.1. Corpo do cubo

As cargas aplicadas para fazer a simulação foram: as forças (axial e radial) a que os rolamentos 6000 são sujeitos; a força exercida no aperto da porca ao cepo da roda livre e a tensão que surge nos raios que ligam o corpo do cubo à roda traseira.

Este componente tem como material associado “Alumínio 6061-T6”, que apresenta uma tensão de cedência de 310 MPa.

Através da Figura 5.1, a tensão máxima de *Von Mises* a que está sujeito é 197,4 MPa, com um coeficiente de segurança mínimo de 1,39.

Através da equação (5.1), a tensão admissível do material é 223 MPa, superior à tensão máxima de *Von Mises*, pelo que o critério é respeitado.

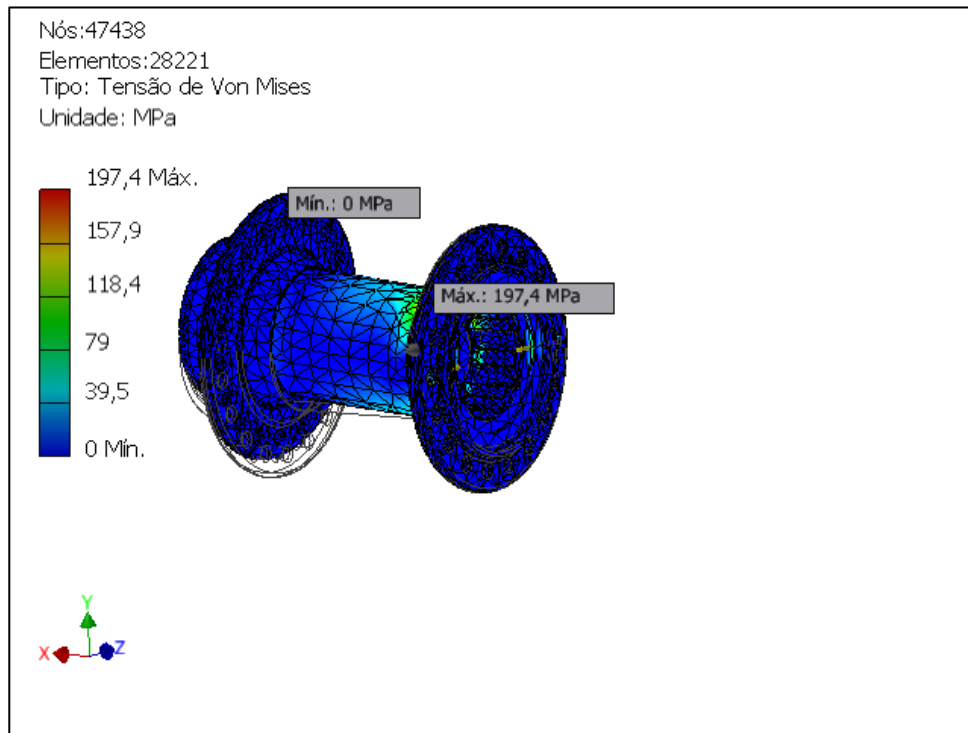


Figura 5.1.Tensão máxima de Von Mises.

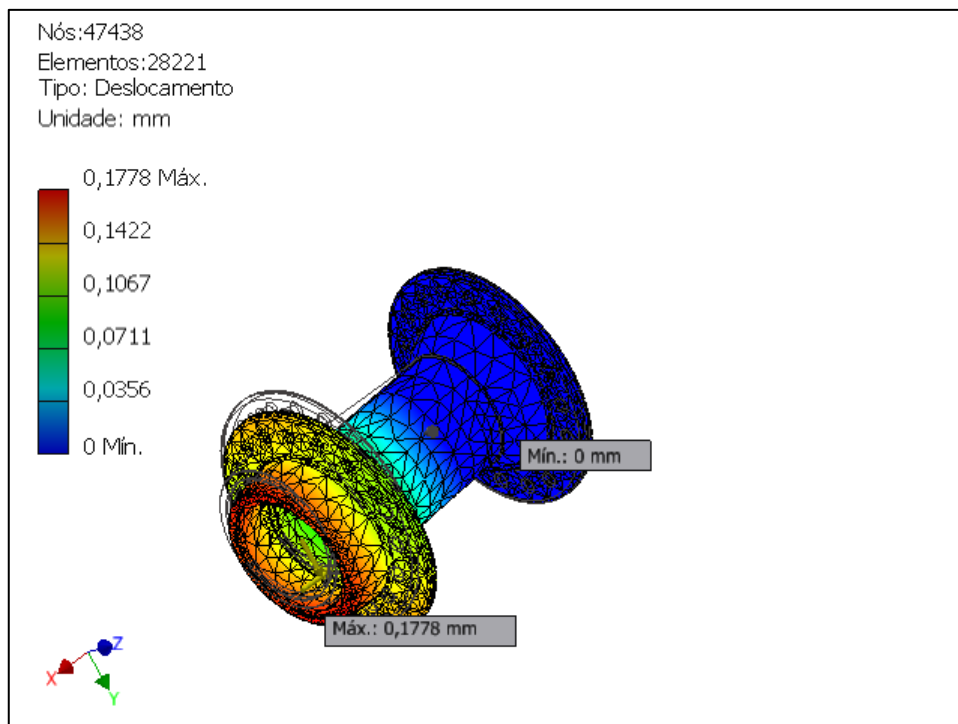


Figura 5.2.Deslocamento máximo.

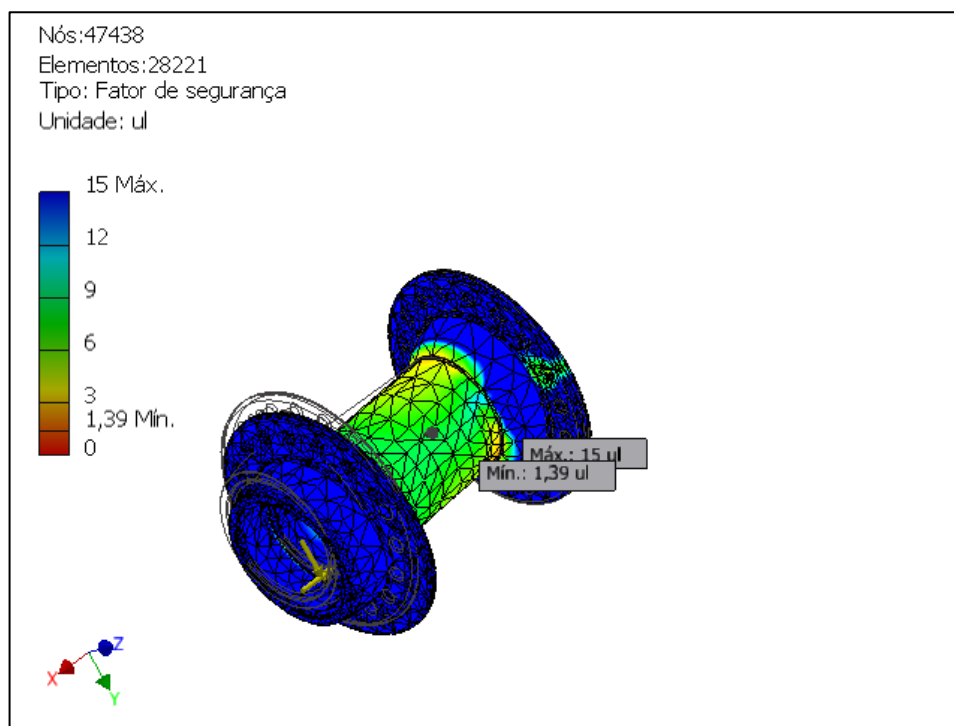


Figura 5.3. Coeficiente de segurança.

5.2. Conjunto A (Roda dentada 2 + Rolamentos 61804 + Cepo da roda livre)

As cargas aplicadas para fazer a simulação foram: a força radial a que o rolamento 61804 é sujeito; a força exercida no aperto da porca ao cepo da roda livre; a força suportada por cada parafuso e a força tangencial exercida nos dentes durante o engrenamento.

Os componentes têm, como material associado, o aço de construção ligado, cuja designação segundo o fabricante é “PM 300 IMPAX SUPREME”, que apresenta uma tensão de cedência de 900 MPa.

Através da Figura 5.4, a tensão máxima de *Von Mises* a que o conjunto está sujeito é 613,4 MPa, com um coeficiente de segurança mínimo de 1,19.

Através da equação (5.1), a tensão admissível do material é 756,3 MPa, superior à tensão máxima de *Von Mises*, pelo que o critério é respeitado.

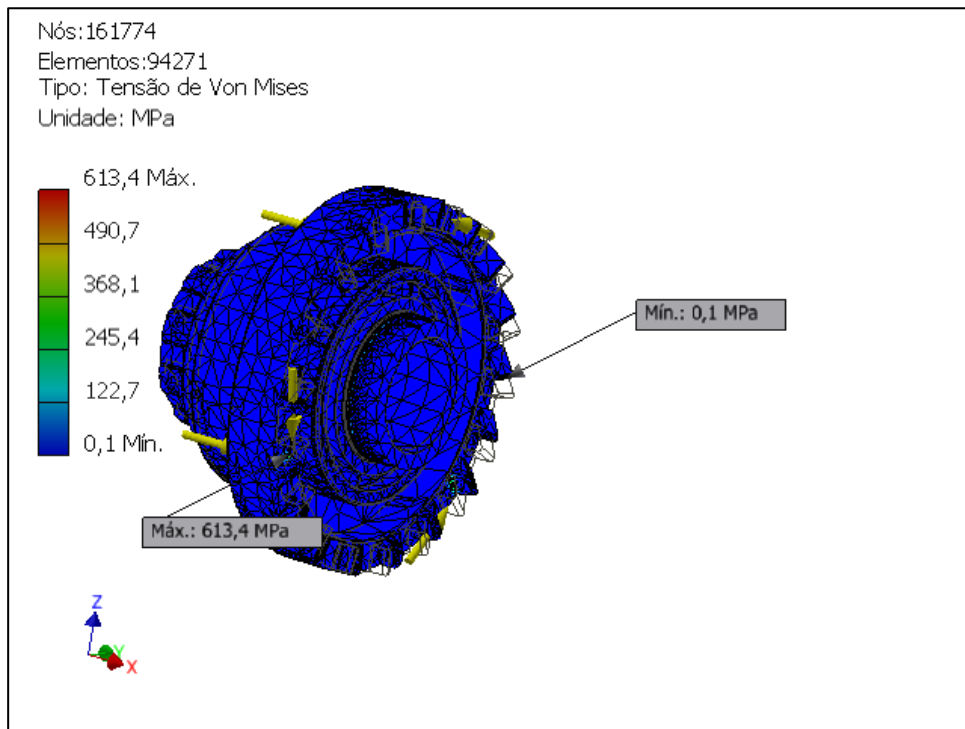


Figura 5.4.Tensão máxima de Von Mises.

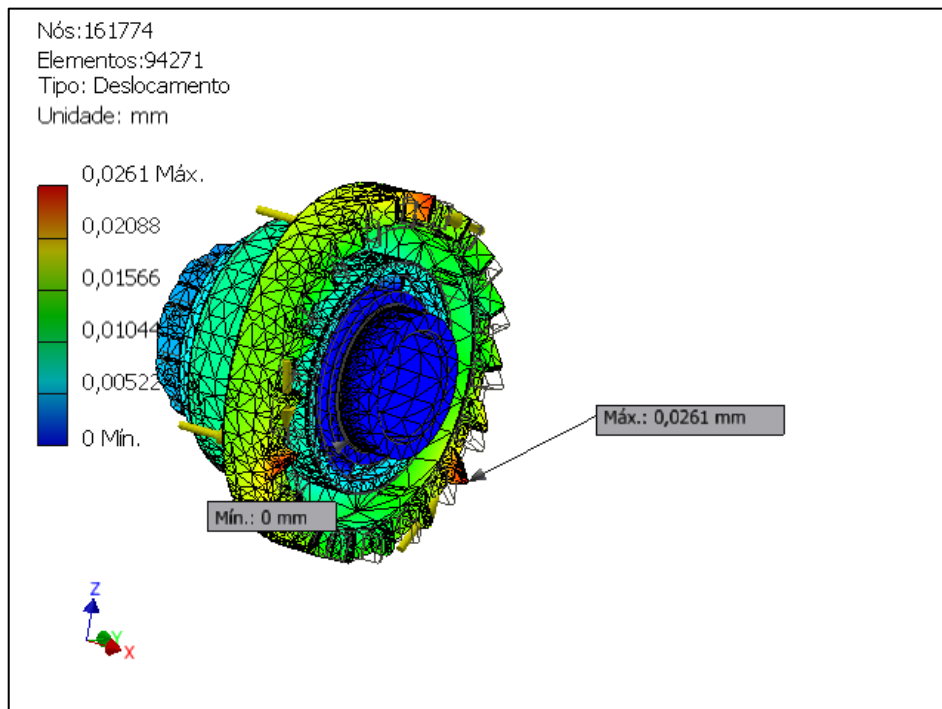


Figura 5.5.Deslocamento máximo.

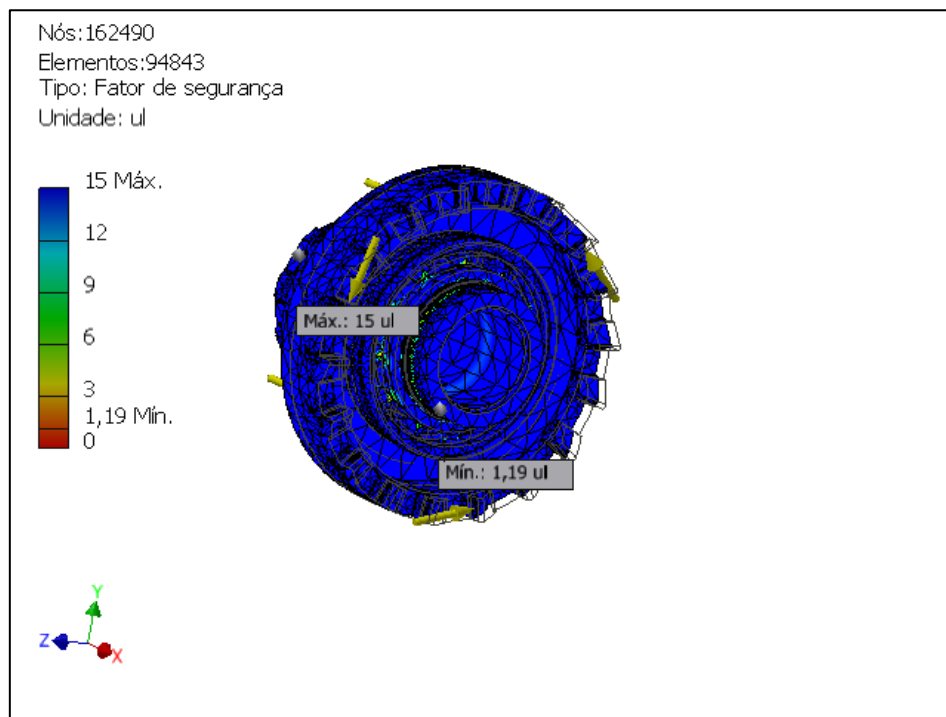


Figura 5.6. Coeficiente de segurança.

5.3. Conjunto B (Suporte do rolamento 61808 + Apoio que fixa o suporte)

As cargas aplicadas para fazer a simulação foram: a força exercida pela mola e a força que é exercida pela contraporca.

Estes dois componentes têm, como material associado, um aço de baixa liga e alta resistência, que apresenta uma tensão de cedência de 448 MPa.

Através da Figura 5.7, a tensão máxima de *Von Mises* a que o conjunto está sujeito é 234,5 MPa, com um coeficiente de segurança mínimo de 1,18.

Através da equação (5.1), a tensão admissível do material é 379,7 MPa, superior à tensão máxima de *Von Mises*, pelo que o critério é respeitado.

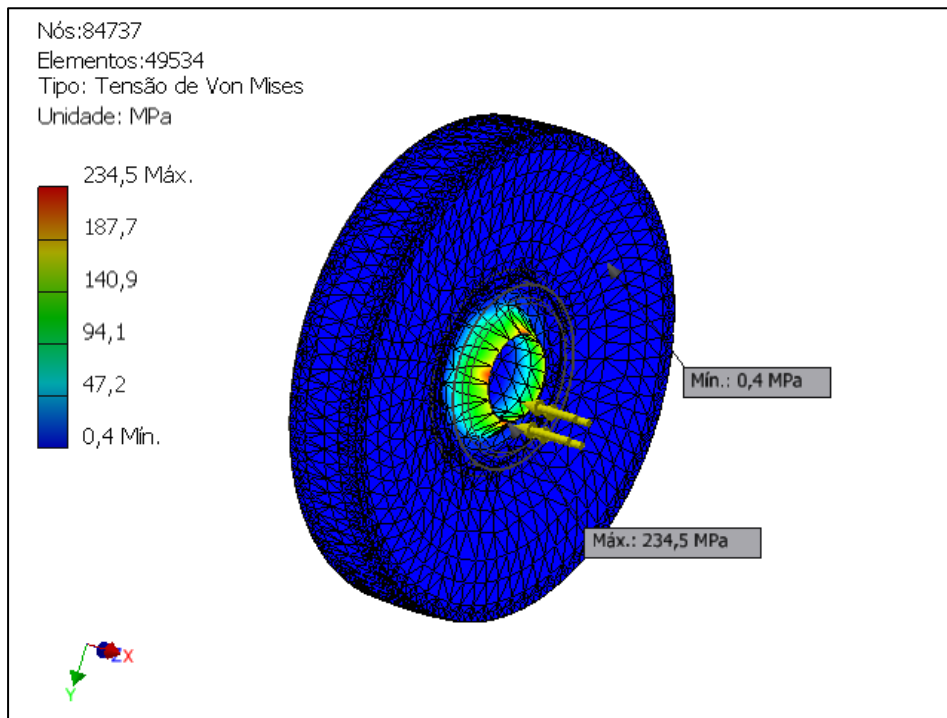


Figura 5.7.Tensão máxima de Von Mises.

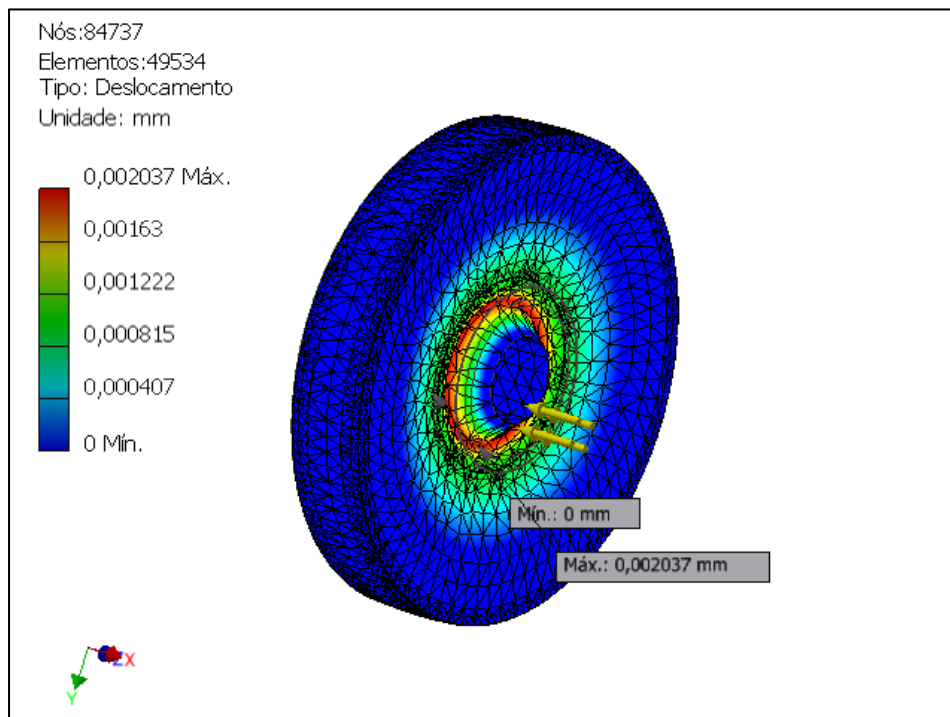


Figura 5.8.Deslocamento máximo.

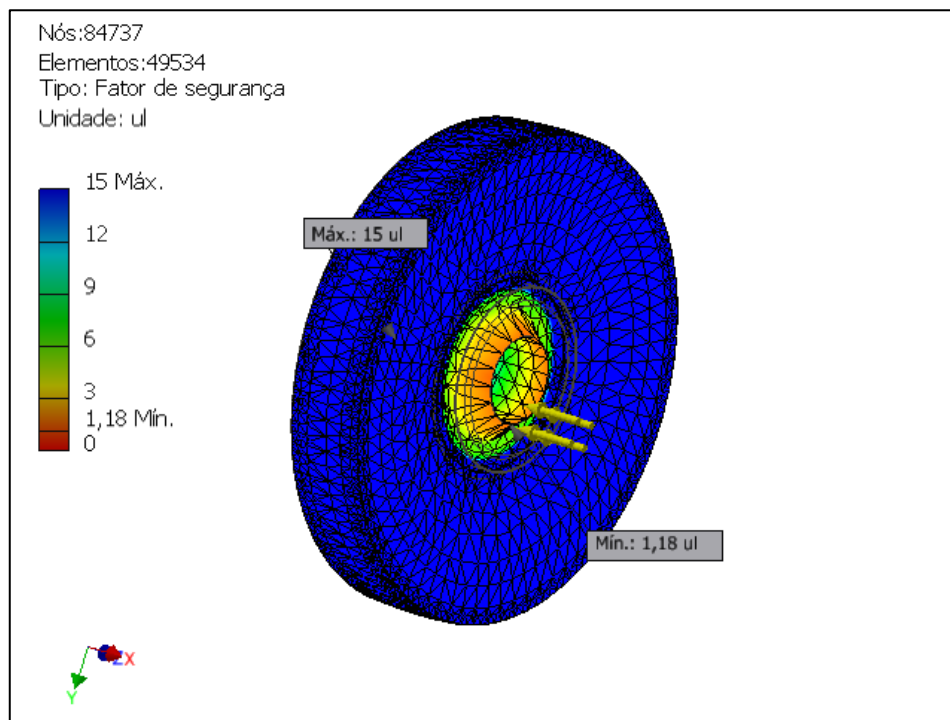


Figura 5.9.Coeficiente de segurança.

6. CONCLUSÕES

Foi desenvolvido o projeto de um sistema de roda livre de baixo atrito de rolamento para a roda traseira do Eco Veículo, de modo a conseguir-se minimizar o atrito do sistema e ser capaz de transmitir, à roda traseira, todo o binário desenvolvido pelo motor que propulsiona o veículo.

Os objetivos conseguidos com o desenvolvimento do novo sistema de roda livre são:

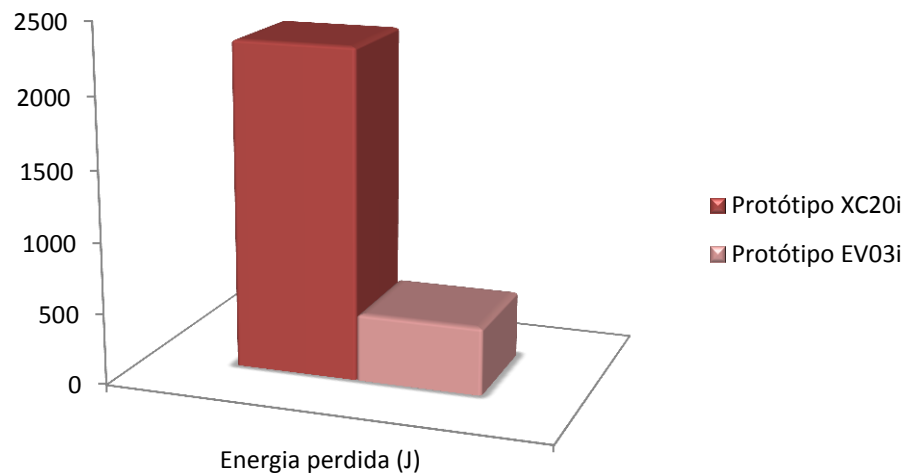
- Redução na massa total do sistema de roda livre (cerca de 100g);
- Redução do binário de atrito a que o sistema fica sujeito durante a realização da prova: quando o motor está desligado, obteve-se um valor do binário de atrito, aproximadamente, 5 vezes inferior ao valor que o sistema do protótipo XC20i estava sujeito, pelo que o sistema possibilita um melhor funcionamento, dentro dos requisitos necessários;
- Menor dissipação de energia durante a prova (aproximadamente, menos 80% de energia perdida).

Na Tabela 6.1 são apresentados os valores da massa total, do momento de atrito total, da potência e energia dissipada que permitem comparar ambos os sistemas de roda livre.

Na Figura 6.1 é possível observar uma comparação entre os valores de energia perdida pelos dois sistemas de roda livre.

Tabela 6.1. Comparação de algumas variáveis em ambos os sistemas de roda livre.

| | Protótipo XC20i | | Protótipo EV03i | |
|---------------------------------------|------------------------|-----------------|------------------------|-----------------|
| | Motor ligado | Motor desligado | Motor ligado | Motor desligado |
| Momento de atrito total (N·mm) | 4,23 | 25,43 | 11,54 | 4,84 |
| Potência Dissipada (W) | 0,17 | 1,02 | 0,46 | 0,19 |
| Energia Perdida (J) | 2316,54 | | 475,48 | |
| Massa total do sistema (kg) | 0,77 | | 0,67 | |

**Figura 6.1.** Energia perdida nos dois sistemas de roda livre.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

(Julho de 2005). *BIKE MAGAZINE*, p. 10.

Aço Forma. (s.d.). Obtido em 8 de Julho de 2014, de <http://www.acoforma.com.br>

BENERI. (Janeiro de 2013). DIN 471/DIN 472. *Retaining rings axially mounting*.

Branco, C. M., Ferreira, J. M., Costa, J. D., & Ribeiro, A. S. (2012). *Projecto de Órgãos de Máquinas, 3ª Edição*. Lisboa: Fundação Calouste Gulbenkian.

Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2010). *Shigley's Mechanical Engineering Design* (9ª ed.). McGraw-Hill.

(2013). Catálogo Correias Industriais. Gates.

DT Swiss. (s.d.). Obtido em Março de 2014, de <http://www.dtswiss.com>

F. Ramada, Aços e Indústrias, S.A. (s.d.). Obtido de www.ramada.pt

Forças de atrito. (s.d.). Obtido em Setembro de 2014, de http://www.mspc.eng.br/mecn/fric_120.shtml

Lot, J. P., Júnior, M. E., & Liebl, S. H. (2008). *Tutorial sobre rodas livres*. Relatório de final de curso, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Departamento de Mecânica, Curitiba.

Mavic. (2013). Obtido em Março de 2014, de <http://www.mavic.com/wheel-tyre-system/ts-2>

Niemann, G. (1971). *Elementos de Máquinas* (Vol. II). (E. Blucher, Ed.)

Shimano. (2014). Obtido em Março de 2014, de www.shimano.com

Simões Morais, J. (2007). *Desenho Técnico Básico, Volume 3*.

SKF. (2008). *General Catalogue 6000/I EN*.

SRAM. (1999). *DEALER TECHNICAL MANUAL*.

STIEBER. (2008). *CSK PP Freewheels*.

ANEXO A

O novo método de cálculo da SKF (SKF, 2008) propõe o cálculo do momento de atrito, através da soma de quatro componentes, dada por:

$$M = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag}, \quad (\text{AA.1})$$

em que M_{rr} é o momento de atrito de rolamento, M_{sl} é o momento de atrito de escorregamento, M_{seal} é o momento de atrito de vedantes e M_{drag} é definido como o momento de atrito das perdas por arrasto, por quantidade de lubrificante, nível do óleo, etc.

- **Momento de atrito de rolamento**

O momento de atrito de rolamento é calculado com base na seguinte equação:

$$M_{rr} = G_{rr} (\nu n)^{0.6}, \quad (\text{AA.2})$$

em que G_{rr} é uma variável que depende do tipo e diâmetro médio do rolamento e da força axial e radial exercida sobre o mesmo; n é a velocidade de rotação e ν é a viscosidade cinemática do lubrificante, à temperatura de funcionamento.

O cálculo de G_{rr} foi feito com base na Figura A.A.1 e Figura A.A.2.

| Geometry and load dependent variables for rolling and sliding frictional moments – radial bearings | | |
|--|---|--|
| Bearing type | Rolling friction variable G_{rr} | Sliding frictional variable G_{sl} |
| Deep groove ball bearings | when $F_a = 0$ $G_{rr} = R_1 d_m^{1.96} F_r^{0.54}$ | when $F_a = 0$ $G_{sl} = S_1 d_m^{-0.26} F_r^{0.53}$ |
| | when $F_a > 0$ $G_{rr} = R_1 d_m^{1.96} \left(F_r + \frac{R_2}{\sin \alpha_c} F_a \right)^{0.54}$ | when $F_a > 0$ $G_{sl} = S_1 d_m^{-0.145} \left(F_r^{0.5} + \frac{S_2 d_m^{1.5}}{\sin \alpha_c} F_a^4 \right)^{2/3}$ |
| | $\alpha_c = 24,6 (F_a/C_0)^{0.24}$, degrees | |

Figura A.A.1. Cálculo de G_{rr} e G_{sl} .

| Geometry constants for rolling and sliding frictional moments of deep groove ball bearings | | | | |
|--|---|-------|----------------------------|-------|
| Bearing series | Geometry constants for rolling frictional moments | | sliding frictional moments | |
| | R_1 | R_2 | S_1 | S_2 |
| 2, 3 | $4,4 \times 10^{-7}$ | 1,7 | $2,00 \times 10^{-3}$ | 100 |
| 42, 43 | $5,4 \times 10^{-7}$ | 0,96 | $3,00 \times 10^{-3}$ | 40 |
| 60, 630 | $4,1 \times 10^{-7}$ | 1,7 | $3,73 \times 10^{-3}$ | 14,6 |
| 62, 622 | $3,9 \times 10^{-7}$ | 1,7 | $3,23 \times 10^{-3}$ | 36,5 |
| 63, 623 | $3,7 \times 10^{-7}$ | 1,7 | $2,84 \times 10^{-3}$ | 92,8 |
| 64 | $3,6 \times 10^{-7}$ | 1,7 | $2,43 \times 10^{-3}$ | 198 |
| 160, 161 | $4,3 \times 10^{-7}$ | 1,7 | $4,63 \times 10^{-3}$ | 4,25 |
| 617, 618, 628, 637, 638 | $4,7 \times 10^{-7}$ | 1,7 | $6,50 \times 10^{-3}$ | 0,78 |
| 619, 639 | $4,3 \times 10^{-7}$ | 1,7 | $4,75 \times 10^{-3}$ | 3,6 |

Figura A.A.2. Valor das constantes R_1 , R_2 , S_1 e S_2 .

- **Momento de atrito de escorregamento**

O momento de atrito de escorregamento é calculado através de:

$$M_{sl} = G_{sl} \mu_{sl}, \quad (\text{AA.3})$$

em que, G_{sl} é uma variável que depende do tipo e diâmetro médio do rolamento e da força axial e radial exercida sobre o mesmo e μ_{sl} é o coeficiente de atrito de escorregamento, que depende do tipo de óleo usado para a lubrificação dos rolamentos.

Para o cálculo de G_{sl} utilizou-se a Figura A.A.1 e Figura A.A.2.

Para o cálculo de μ_{sl} é necessário saber qual a relação de viscosidades (k), ou seja, a razão entre a viscosidade real e nominal do lubrificante.

- **Condições de lubrificação- Relação de viscosidades**

Dependendo do grau de separação entre a superfície de contato e a superfície de rolamento, podemos determinar a eficiência do lubrificante.

Para se formar uma película adequada de lubrificante, deve existir uma viscosidade mínima quando se atingir a temperatura normal de funcionamento. É necessário, então, ter em atenção à razão entre a viscosidade real (ν) e a viscosidade nominal do lubrificante (ν_1). Essa razão é denominada por relação de viscosidades, k , dada pela Equação (AA.4).

$$k = \frac{\nu}{\nu_1} \quad (\text{AA.4})$$

A viscosidade nominal é determinada pela Figura A.A.3 e depende do diâmetro médio e da velocidade de rotação do rolamento considerado.

A viscosidade real, que corresponde a uma temperatura de referência de 40°C, determina-se através da Figura A.A.4.

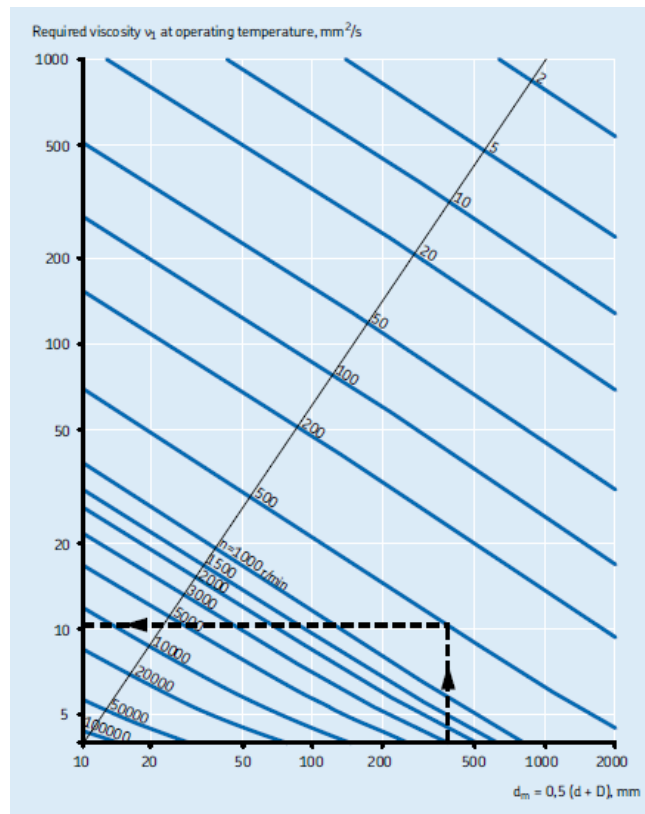


Figura A.A.3. Viscosidade nominal à temperatura de funcionamento.

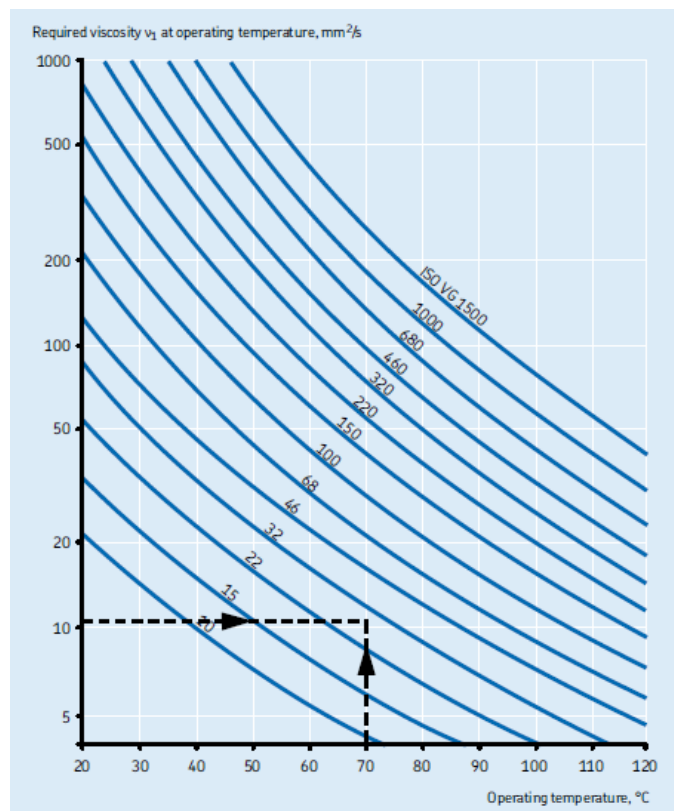


Figura A.A.4. Viscosidade real para uma temperatura de referência de 40°C.

O coeficiente de atrito de escorregamento é dado por:

$$\mu_{sl} = \Phi_{bl}\mu_{bl} + (1 - \Phi_{bl})\mu_{EHL}, \tag{AA.5}$$

em que Φ_{bl} é um fator de ponderação para o coeficiente de atrito de escorregamento, μ_{bl} é o coeficiente que depende do conjunto de aditivos no lubrificante e μ_{EHL} é o coeficiente de atrito em condições de lubrificação total.

Ambos os coeficientes anteriores apresentam valores tabelados. Assim, $\mu_{bl} = 0.15$ e $\mu_{EHL} = 0.04$, para lubrificante com óleos sintéticos.

O fator de ponderação pode ser calculado por:

$$\Phi_{bl} = \frac{1}{e^{2.6 \times 10^{-8} (n v)^{1.4} d_m}} \tag{AA.6}$$

- **Momento de atrito de vedantes**

Uma vez que se pretende diminuir o atrito o máximo possível, o cálculo do momento de atrito dos vedantes não vai ser considerado, uma vez que estes não vão ser utilizados.

- **Efeitos adicionais no cálculo de momento de atrito de rolamentos**

Para um cálculo mais preciso, é necessário considerar efeitos adicionais que incluem uma redução por aquecimento por corte na entrada; velocidade de reposição para lubrificação por banho de óleo de nível baixo, por massa lubrificante, etc.; efeitos de perda por arrasto e lubrificação mista para velocidades e/ou viscosidades baixas.

A Equação (AA.1) toma a forma de:

$$M = \Phi_{ish} \Phi_{rs} M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag}, \quad (AA.7)$$

em que Φ_{ish} é um fator de redução por aquecimento por corte na entrada e Φ_{rs} é um fator de redução de reabastecimento/privação cinemático.

Os fatores adicionais Φ_{ish} e Φ_{rs} podem ser calculados de forma aproximada através das Equações (AA.8) e (AA.9), respetivamente:

$$\Phi_{ish} = \frac{1}{1 + 1.84 \times 10^{-9} (n d_m)^{1.28} \nu^{0.64}} \quad (AA.8)$$

$$\Phi_{rs} = \frac{1}{e^{K_{rs} \nu n (d+D)} \sqrt{\frac{K_z}{2(D-d)}}} \quad (AA.9)$$

em que, K_{rs} é a constante de reabastecimento/privação e K_z é a constante relacionada com o tipo de geometria do rolamento.

O valor de K_{rs} para lubrificação em óleo de nível baixo é 3×10^{-8} .

A constante K_z pode ser retirada da Figura A.A.5.

| Geometry constants K_z and K_L | | |
|--|--------------------|-------|
| Bearing type | Geometry constants | |
| | K_z | K_L |
| Deep groove ball bearings - single and double row | 3,1 | - |

Figura A.A.5. Valor da constante geométrica K_z -

- **Perdas por arrasto na lubrificação em banho de óleo**

As perdas por arrasto é um dos fatores adicionais mais importante para o cálculo do momento de atrito. Assim, o momento de atrito das perdas por arrasto é dado por:

$$M_{drag} = V_M K_{ball} d_m^5 n^2, \quad (AA.10)$$

em que V_M é uma variável em função do nível de óleo e K_{ball} é uma constante relacionada com os rolamentos de esferas.

A variável V_M foi retirada da Figura A.A.6.

O cálculo de K_{ball} é feito através de:

$$K_{ball} = \frac{i_{rw} K_z (d + D)}{D - d} \times 10^{-12} \quad (\text{AA.11})$$

em que i_{rw} é o número de carreira de esferas.

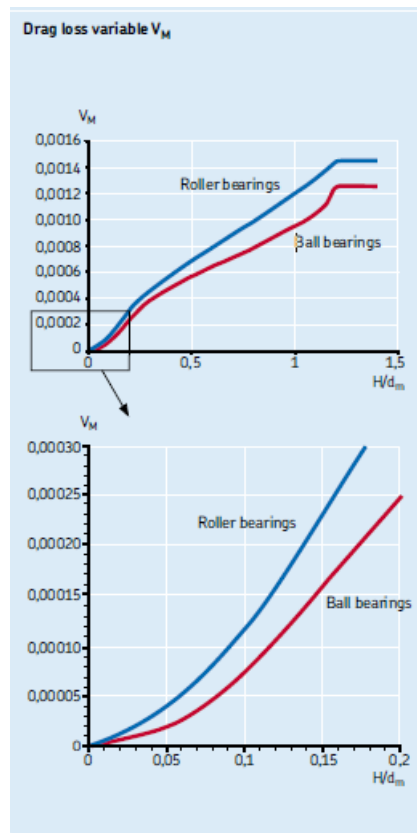
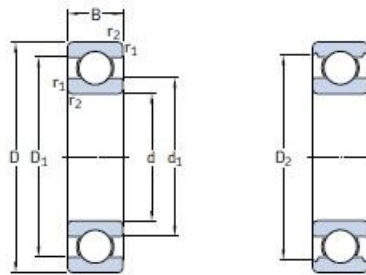


Figura A.A.6. V_M em função do nível do óleo de lubrificação.

ANEXO B

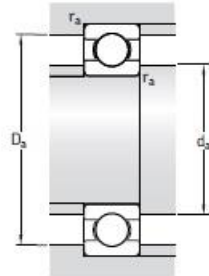
Single row deep groove ball bearings d 3 – 10 mm



| Principal dimensions | | | Basic load ratings | | Fatigue load limit P_u | Speed ratings | | Mass | Designation |
|----------------------|----|------|--------------------|-------|-----------------------------|-----------------|----------------|--------|-------------|
| d | D | B | C | C_0 | | Reference speed | Limiting speed | | |
| mm | | | kN | | kN | r/min | | kg | - |
| 3 | 10 | 4 | 0,54 | 0,18 | 0,007 | 130 000 | 80 000 | 0,0015 | 623 |
| 4 | 9 | 2,5 | 0,54 | 0,18 | 0,007 | 140 000 | 85 000 | 0,0007 | 618/4 |
| | 11 | 4 | 0,715 | 0,232 | 0,010 | 130 000 | 80 000 | 0,0017 | 619/4 |
| | 12 | 4 | 0,806 | 0,28 | 0,012 | 120 000 | 75 000 | 0,0021 | 604 |
| | 13 | 5 | 0,936 | 0,29 | 0,012 | 110 000 | 67 000 | 0,0031 | 624 |
| 5 | 16 | 5 | 1,11 | 0,38 | 0,016 | 95 000 | 60 000 | 0,0054 | 634 |
| | 11 | 3 | 0,637 | 0,255 | 0,011 | 120 000 | 75 000 | 0,0012 | 618/5 |
| | 13 | 4 | 0,884 | 0,34 | 0,014 | 110 000 | 67 000 | 0,0025 | 619/5 |
| | 16 | 5 | 1,14 | 0,38 | 0,016 | 95 000 | 60 000 | 0,0050 | * 625 |
| 6 | 19 | 6 | 2,34 | 0,95 | 0,04 | 80 000 | 50 000 | 0,0090 | * 635 |
| | 13 | 3,5 | 0,884 | 0,345 | 0,015 | 110 000 | 67 000 | 0,0020 | 618/6 |
| | 15 | 5 | 1,24 | 0,475 | 0,02 | 100 000 | 63 000 | 0,0039 | 619/6 |
| 7 | 19 | 6 | 2,34 | 0,95 | 0,04 | 80 000 | 50 000 | 0,0084 | * 626 |
| | 14 | 3,5 | 0,956 | 0,4 | 0,017 | 100 000 | 63 000 | 0,0022 | 618/7 |
| | 17 | 5 | 1,48 | 0,56 | 0,024 | 90 000 | 56 000 | 0,0049 | 619/7 |
| | 19 | 6 | 2,34 | 0,95 | 0,04 | 85 000 | 53 000 | 0,0075 | * 607 |
| 8 | 22 | 7 | 3,45 | 1,37 | 0,057 | 70 000 | 45 000 | 0,013 | * 627 |
| | 16 | 4 | 1,33 | 0,57 | 0,024 | 90 000 | 56 000 | 0,0030 | 618/8 |
| | 19 | 6 | 1,9 | 0,735 | 0,031 | 80 000 | 50 000 | 0,0071 | 619/8 |
| | 22 | 7 | 3,45 | 1,37 | 0,057 | 75 000 | 48 000 | 0,012 | * 608 |
| 9 | 24 | 8 | 3,9 | 1,66 | 0,071 | 63 000 | 40 000 | 0,017 | * 628 |
| | 17 | 4 | 1,43 | 0,64 | 0,027 | 85 000 | 53 000 | 0,0034 | 618/9 |
| | 20 | 6 | 2,08 | 0,865 | 0,036 | 80 000 | 48 000 | 0,0076 | 619/9 |
| | 24 | 7 | 3,9 | 1,66 | 0,071 | 70 000 | 43 000 | 0,014 | * 609 |
| 10 | 26 | 8 | 4,75 | 1,96 | 0,083 | 60 000 | 38 000 | 0,020 | * 629 |
| | 19 | 5 | 1,38 | 0,585 | 0,025 | 80 000 | 48 000 | 0,0055 | 61800 |
| | 22 | 6 | 2,08 | 0,85 | 0,036 | 75 000 | 45 000 | 0,010 | 61900 |
| | 26 | 8 | 4,75 | 1,96 | 0,083 | 67 000 | 40 000 | 0,019 | * 6000 |
| | 28 | 8 | 4,62 | 1,96 | 0,083 | 63 000 | 40 000 | 0,022 | 16100 |
| | 30 | 9 | 5,4 | 2,36 | 0,1 | 56 000 | 34 000 | 0,032 | * 6200 |
| 35 | 11 | 8,52 | 3,4 | 0,143 | 50 000 | 32 000 | 0,053 | * 6300 | |

* SKF Explorer bearing

Figura A.B.1. Características do rolamento 6000.



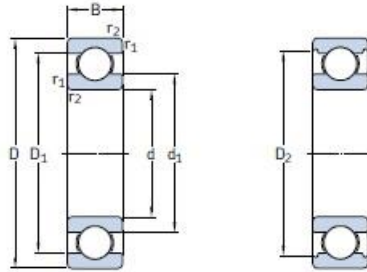
| Dimensions | | | | | Abutment and fillet dimensions | | | Calculation factors | |
|------------|----------------|----------------|----------------|-------------------------|--------------------------------|-----------------------|-----------------------|---------------------|----------------|
| d | d ₁ | D ₁ | D ₂ | r _{1,2} min | d _a min | D _a max | r _a max | k _r | f ₀ |
| mm | | | | | mm | | | - | |
| 3 | 5,2 | 7,5 | 8,2 | 0,15 | 4,2 | 8,8 | 0,1 | 0,025 | 7,5 |
| 4 | 5,2 | 7,5 | - | 0,1 | 4,6 | 8,4 | 0,1 | 0,015 | 10 |
| | 5,9 | 9 | 9,8 | 0,15 | 4,8 | 10,2 | 0,1 | 0,02 | 9,9 |
| | 6,1 | 9 | - | 0,2 | 5,4 | 10,6 | 0,2 | 0,025 | 10 |
| | 6,7 | 10,3 | 11,2 | 0,2 | 5,8 | 11,2 | 0,2 | 0,025 | 10 |
| | 8,4 | 12 | 13,3 | 0,3 | 6,4 | 13,6 | 0,3 | 0,03 | 8,4 |
| 5 | 6,8 | 9,3 | - | 0,15 | 5,8 | 10,2 | 0,1 | 0,015 | 11 |
| | 7,6 | 10,8 | 11,4 | 0,2 | 6,4 | 11,6 | 0,2 | 0,02 | 11 |
| | 8,4 | 12 | 13,3 | 0,3 | 7,4 | 13,6 | 0,3 | 0,025 | 8,4 |
| | 10,7 | 15,3 | 16,5 | 0,3 | 7,4 | 16,6 | 0,3 | 0,03 | 13 |
| | 6 | 7,9 | 11,2 | - | 0,15 | 6,8 | 12,2 | 0,1 | 0,015 |
| 8,6 | | 12,4 | 13,3 | 0,2 | 7,4 | 13,6 | 0,2 | 0,02 | 10 |
| 11,1 | | 15,2 | 16,5 | 0,3 | 8,4 | 16,6 | 0,3 | 0,025 | 13 |
| 7 | | 8,9 | 12,2 | - | 0,15 | 7,8 | 13,2 | 0,1 | 0,015 |
| | 9,8 | 14,2 | 15,2 | 0,3 | 9 | 15 | 0,3 | 0,02 | 10 |
| | 11,1 | 15,2 | 16,5 | 0,3 | 9 | 17 | 0,3 | 0,025 | 13 |
| | 12,2 | 17,6 | 19,2 | 0,3 | 9,4 | 19,6 | 0,3 | 0,025 | 12 |
| 8 | 10,1 | 14 | - | 0,2 | 9,4 | 14,6 | 0,2 | 0,015 | 11 |
| | 11,1 | 16,1 | 19 | 0,3 | 10 | 17 | 0,3 | 0,02 | 10 |
| | 12,1 | 17,6 | 19,2 | 0,3 | 10 | 20 | 0,3 | 0,025 | 12 |
| | 14,5 | 19,8 | 20,6 | 0,3 | 10,4 | 21,6 | 0,3 | 0,025 | 13 |
| 9 | 11,1 | 15 | - | 0,2 | 10,4 | 15,6 | 0,2 | 0,015 | 11 |
| | 12 | 17 | 17,9 | 0,3 | 11 | 18 | 0,3 | 0,02 | 11 |
| | 14,4 | 19,8 | 21,2 | 0,3 | 11 | 22 | 0,3 | 0,025 | 13 |
| | 14,8 | 21,2 | 22,6 | 0,3 | 11,4 | 23,6 | 0,3 | 0,025 | 12 |
| 10 | 12,6 | 16,4 | - | 0,3 | 12 | 17 | 0,3 | 0,015 | 9,4 |
| | 13 | 18,1 | 19 | 0,3 | 12 | 20 | 0,3 | 0,02 | 9,3 |
| | 14,8 | 21,2 | 22,6 | 0,3 | 12 | 24 | 0,3 | 0,025 | 12 |
| | 16,7 | 23,4 | 24,8 | 0,6 | 14,2 | 23,8 | 0,3 | 0,025 | 13 |
| | 17 | 23,2 | 24,8 | 0,6 | 14,2 | 25,8 | 0,6 | 0,025 | 13 |
| | 17,5 | 26,9 | 28,7 | 0,6 | 14,2 | 30,8 | 0,6 | 0,03 | 11 |

SKF

303

Figura A.B.2. Características do rolamento 6000.

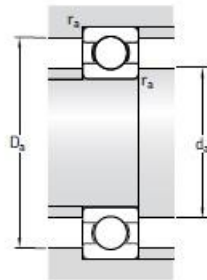
Single row deep groove ball bearings
d 12 – 22 mm



| Principal dimensions | | | Basic load ratings | | Fatigue load limit P_u | Speed ratings | | Mass | Designation |
|----------------------|----|----|--------------------|-------|-----------------------------|-----------------|----------------|--------|-------------|
| d | D | B | C | C_0 | | Reference speed | Limiting speed | | |
| mm | | | kN | | kN | r/min | kg | | - |
| 12 | 21 | 5 | 1,43 | 0,67 | 0,028 | 70 000 | 43 000 | 0,0063 | 61801 |
| | 24 | 6 | 2,25 | 0,98 | 0,043 | 67 000 | 40 000 | 0,011 | 61901 |
| | 28 | 8 | 5,4 | 2,36 | 0,10 | 60 000 | 38 000 | 0,022 | * 6001 |
| | 30 | 8 | 5,07 | 2,36 | 0,10 | 56 000 | 34 000 | 0,023 | 16101 |
| | 32 | 10 | 7,28 | 3,1 | 0,132 | 50 000 | 32 000 | 0,037 | * 6201 |
| | 37 | 12 | 10,1 | 4,15 | 0,176 | 45 000 | 28 000 | 0,060 | * 6301 |
| 15 | 24 | 5 | 1,56 | 0,8 | 0,034 | 60 000 | 38 000 | 0,0074 | 61802 |
| | 28 | 7 | 4,36 | 2,24 | 0,095 | 56 000 | 34 000 | 0,016 | 61902 |
| | 32 | 8 | 5,85 | 2,85 | 0,12 | 50 000 | 32 000 | 0,025 | * 16002 |
| | 32 | 9 | 5,85 | 2,85 | 0,12 | 50 000 | 32 000 | 0,030 | * 6002 |
| | 35 | 11 | 8,06 | 3,75 | 0,16 | 43 000 | 28 000 | 0,045 | * 6202 |
| | 42 | 13 | 11,9 | 5,4 | 0,228 | 38 000 | 24 000 | 0,082 | * 6302 |
| 17 | 26 | 5 | 1,68 | 0,93 | 0,039 | 56 000 | 34 000 | 0,0082 | 61803 |
| | 30 | 7 | 4,62 | 2,55 | 0,108 | 50 000 | 32 000 | 0,018 | 61903 |
| | 35 | 8 | 6,37 | 3,25 | 0,137 | 45 000 | 28 000 | 0,032 | * 16003 |
| | 35 | 10 | 6,37 | 3,25 | 0,137 | 45 000 | 28 000 | 0,039 | * 6003 |
| | 40 | 9 | 9,56 | 4,75 | 0,2 | 38 000 | 24 000 | 0,048 | 98203 |
| | 40 | 12 | 9,95 | 4,75 | 0,2 | 38 000 | 24 000 | 0,065 | * 6203 |
| 20 | 40 | 12 | 11,4 | 5,4 | 0,228 | 38 000 | 24 000 | 0,064 | 6203 ETN9 |
| | 47 | 14 | 14,3 | 6,55 | 0,275 | 34 000 | 22 000 | 0,12 | * 6303 |
| | 62 | 17 | 22,9 | 10,8 | 0,455 | 28 000 | 18 000 | 0,27 | 6403 |
| | 32 | 7 | 4,03 | 2,32 | 0,104 | 45 000 | 28 000 | 0,018 | 61804 |
| | 37 | 9 | 6,37 | 3,65 | 0,156 | 43 000 | 26 000 | 0,038 | 61904 |
| | 42 | 8 | 7,28 | 4,05 | 0,173 | 38 000 | 24 000 | 0,050 | * 16004 |
| 22 | 42 | 9 | 7,93 | 4,5 | 0,19 | 38 000 | 24 000 | 0,051 | 98204 Y |
| | 42 | 12 | 9,95 | 5 | 0,212 | 38 000 | 24 000 | 0,069 | * 6004 |
| | 47 | 14 | 13,5 | 6,55 | 0,28 | 32 000 | 20 000 | 0,11 | * 6204 |
| | 47 | 14 | 15,6 | 7,65 | 0,325 | 32 000 | 20 000 | 0,096 | 6204 ETN9 |
| | 52 | 15 | 16,8 | 7,8 | 0,335 | 30 000 | 19 000 | 0,14 | * 6304 |
| | 52 | 15 | 18,2 | 9 | 0,38 | 30 000 | 19 000 | 0,14 | 6304 ETN9 |
| 22 | 72 | 19 | 30,7 | 15 | 0,64 | 24 000 | 15 000 | 0,40 | 6404 |
| | 50 | 14 | 14 | 7,65 | 0,325 | 30 000 | 19 000 | 0,12 | 62/22 |
| | 56 | 16 | 18,6 | 9,3 | 0,39 | 28 000 | 18 000 | 0,18 | 63/22 |

* SKF Explorer bearing

Figura A.B.3. Características do rolamento 61804.

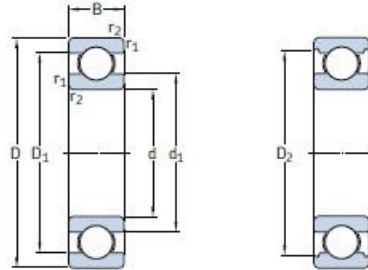


| Dimensions | | | | | Abutment and fillet dimensions | | | Calculation factors | | |
|------------|------|----------------|----------------|----------------|--------------------------------|----------------|----------------|---------------------|----------------|----------------|
| | d | d ₁ | D ₁ | D ₂ | r _{1,2} | d _a | D _a | r _a | k _r | f ₀ |
| | - | - | - | - | min | min | max | max | - | - |
| mm | | | | | | mm | | | | |
| 12 | 15 | 18,2 | - | 0,3 | 14 | 19 | 0,3 | 0,015 | 9,7 | |
| | 15,5 | 20,6 | 21,4 | 0,3 | 14 | 22 | 0,3 | 0,02 | 9,7 | |
| | 17 | 23,2 | 24,8 | 0,3 | 14 | 26 | 0,3 | 0,025 | 13 | |
| | 16,7 | 23,4 | 24,8 | 0,3 | 14,4 | 27,6 | 0,3 | 0,025 | 13 | |
| | 18,5 | 25,7 | 27,4 | 0,6 | 16,2 | 27,8 | 0,6 | 0,025 | 12 | |
| | 19,5 | 29,5 | 31,5 | 1 | 17,6 | 31,4 | 1 | 0,03 | 11 | |
| 15 | 17,9 | 21,1 | - | 0,3 | 17 | 22 | 0,3 | 0,015 | 10 | |
| | 18,4 | 24,7 | 25,8 | 0,3 | 17 | 26 | 0,3 | 0,02 | 14 | |
| | 20,2 | 27 | 28,2 | 0,3 | 17 | 30 | 0,3 | 0,02 | 14 | |
| | 20,5 | 26,7 | 28,2 | 0,3 | 17 | 30 | 0,3 | 0,025 | 14 | |
| | 21,7 | 29 | 30,4 | 0,6 | 19,2 | 30,8 | 0,6 | 0,025 | 13 | |
| | 23,7 | 33,7 | 36,3 | 1 | 20,6 | 36,4 | 1 | 0,03 | 12 | |
| 17 | 20,2 | 23,2 | - | 0,3 | 19 | 24 | 0,3 | 0,015 | 10 | |
| | 20,4 | 26,7 | 27,8 | 0,3 | 19 | 28 | 0,3 | 0,02 | 15 | |
| | 22,7 | 29,5 | 31,2 | 0,3 | 19 | 33 | 0,3 | 0,02 | 14 | |
| | 23 | 29,2 | 31,4 | 0,3 | 19 | 33 | 0,3 | 0,025 | 14 | |
| | 24,5 | 32,7 | - | 0,6 | 21,2 | 35,8 | 0,6 | 0,025 | 13 | |
| | 24,5 | 32,7 | 35 | 0,6 | 21,2 | 35,8 | 0,6 | 0,025 | 13 | |
| | 23,9 | 33,5 | - | 0,6 | 21,2 | 35,8 | 0,6 | 0,03 | 12 | |
| | 26,5 | 37,4 | 39,7 | 1 | 22,6 | 41,4 | 1 | 0,03 | 12 | |
| | 32,4 | 46,6 | - | 1,1 | 23,5 | 55,5 | 1 | 0,035 | 11 | |
| | 20 | 24 | 28,3 | - | 0,3 | 22 | 30 | 0,3 | 0,015 | 15 |
| 25,6 | | 31,4 | 32,8 | 0,3 | 22 | 35 | 0,3 | 0,02 | 15 | |
| 27,3 | | 34,6 | - | 0,3 | 22 | 40 | 0,3 | 0,02 | 15 | |
| 27,4 | | 36 | 36,2 | 0,6 | 23,2 | 38,8 | 0,6 | 0,025 | 14 | |
| 27,2 | | 34,8 | 37,2 | 0,6 | 23,2 | 38,8 | 0,6 | 0,025 | 14 | |
| 28,8 | | 38,5 | 40,6 | 1 | 25,6 | 41,4 | 1 | 0,025 | 13 | |
| 28,2 | | 39,6 | - | 1 | 25,6 | 41,4 | 1 | 0,025 | 12 | |
| 30,4 | | 41,6 | 44,8 | 1,1 | 27 | 45 | 1 | 0,03 | 12 | |
| 30,2 | | 42,6 | - | 1,1 | 27 | 45 | 1 | 0,03 | 12 | |
| 37,1 | | 54,8 | - | 1,1 | 29 | 63 | 1 | 0,035 | 11 | |
| 22 | 32,2 | 41,8 | 44 | 1 | 27,6 | 44,4 | 1 | 0,025 | 14 | |
| | 32,9 | 45,3 | - | 1,1 | 29 | 47 | 1 | 0,03 | 12 | |



Figura A.B.4. Características do rolamento 61804.

Single row deep groove ball bearings
d 25 – 35 mm

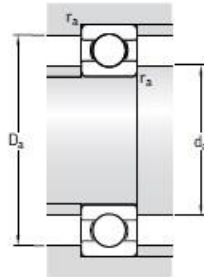


| Principal dimensions | | Basic load ratings | | Fatigue load limit P_u | Speed ratings | | Mass | Designation | | |
|----------------------|-----|--------------------|-------|-----------------------------|-----------------|----------------|--------|-------------|-----------|-------|
| d | D | C | C_0 | | Reference speed | Limiting speed | | | | |
| mm | | kN | | kN | r/min | kg | - | | | |
| 25 | 37 | 7 | 4,36 | 2,6 | 0,125 | 38 000 | 24 000 | 0,022 | 61805 | |
| | 42 | 9 | 7,02 | 4,3 | 0,193 | 36 000 | 22 000 | 0,045 | 61905 | |
| | 47 | 8 | 8,06 | 4,75 | 0,212 | 32 000 | 20 000 | 0,060 | * 16005 | |
| | 47 | 12 | 11,9 | 6,55 | 0,275 | 32 000 | 20 000 | 0,080 | * 6005 | |
| | 52 | 9 | 10,6 | 6,55 | 0,28 | 28 000 | 18 000 | 0,078 | 98205 | |
| | 52 | 15 | 14,8 | 7,8 | 0,335 | 28 000 | 18 000 | 0,13 | * 6205 | |
| | 52 | 15 | 17,8 | 9,8 | 0,40 | 28 000 | 18 000 | 0,12 | 6205 ETN9 | |
| | 62 | 17 | 23,4 | 11,6 | 0,49 | 24 000 | 16 000 | 0,23 | * 6305 | |
| | 62 | 17 | 26 | 13,4 | 0,57 | 24 000 | 16 000 | 0,21 | 6305 ETN9 | |
| | 80 | 21 | 35,8 | 19,3 | 0,82 | 20 000 | 13 000 | 0,53 | 6405 | |
| | 28 | 58 | 16 | 16,8 | 9,5 | 0,405 | 26 000 | 16 000 | 0,18 | 62/28 |
| | | 68 | 18 | 25,1 | 13,7 | 0,585 | 22 000 | 14 000 | 0,29 | 63/28 |
| 30 | 42 | 7 | 4,49 | 2,9 | 0,146 | 32 000 | 20 000 | 0,027 | 61806 | |
| | 47 | 9 | 7,28 | 4,55 | 0,212 | 30 000 | 19 000 | 0,051 | 61906 | |
| | 55 | 9 | 11,9 | 7,35 | 0,31 | 28 000 | 17 000 | 0,085 | * 16006 | |
| | 55 | 13 | 13,8 | 8,3 | 0,355 | 28 000 | 17 000 | 0,12 | * 6006 | |
| | 62 | 10 | 15,9 | 10,2 | 0,44 | 22 000 | 14 000 | 0,12 | 98206 | |
| | 62 | 16 | 20,3 | 11,2 | 0,48 | 24 000 | 15 000 | 0,20 | * 6206 | |
| | 62 | 16 | 23,4 | 12,9 | 0,54 | 24 000 | 15 000 | 0,19 | 6206 ETN9 | |
| | 72 | 19 | 29,6 | 16 | 0,67 | 20 000 | 13 000 | 0,35 | * 6306 | |
| | 72 | 19 | 32,5 | 17,3 | 0,74 | 22 000 | 14 000 | 0,33 | 6306 ETN9 | |
| | 90 | 23 | 43,6 | 23,6 | 1,00 | 18 000 | 11 000 | 0,74 | 6406 | |
| 35 | 47 | 7 | 4,75 | 3,2 | 0,17 | 28 000 | 18 000 | 0,030 | 61807 | |
| | 55 | 10 | 9,56 | 6,8 | 0,29 | 26 000 | 16 000 | 0,080 | 61907 | |
| | 62 | 9 | 13 | 8,15 | 0,38 | 24 000 | 15 000 | 0,11 | * 16007 | |
| | 62 | 14 | 16,8 | 10,2 | 0,44 | 24 000 | 15 000 | 0,16 | * 6007 | |
| | 72 | 17 | 27 | 15,3 | 0,66 | 20 000 | 13 000 | 0,29 | * 6207 | |
| | 72 | 17 | 31,2 | 17,6 | 0,75 | 20 000 | 13 000 | 0,27 | 6207 ETN9 | |
| | 80 | 21 | 35,1 | 19 | 0,82 | 19 000 | 12 000 | 0,46 | * 6307 | |
| | 100 | 25 | 55,3 | 31 | 1,29 | 16 000 | 10 000 | 0,95 | 6407 | |

* SKF Explorer bearing



Figura A.B.5. Características do rolamento 61806.



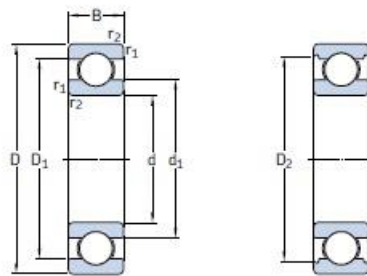
| Dimensions | | | | | Abutment and fillet dimensions | | | Calculation factors | |
|------------|----------------|----------------|----------------|-------------------------|--------------------------------|-----------------------|-----------------------|---------------------|----------------|
| d | d ₁ | D ₁ | D ₂ | r _{1,2} min | d _a min | D ₃ max | r _a max | k _r | f ₀ |
| mm | | | | | mm | | | - | |
| 25 | 28,5 | 33,3 | - | 0,3 | 27 | 35 | 0,3 | 0,015 | 14 |
| | 30,2 | 36,8 | 37,8 | 0,3 | 27 | 40 | 0,3 | 0,02 | 15 |
| | 33,3 | 40,7 | - | 0,3 | 27 | 45 | 0,3 | 0,02 | 15 |
| | 32 | 40 | 42,2 | 0,6 | 28,2 | 43,8 | 0,6 | 0,025 | 14 |
| | 34,5 | 44 | - | 0,6 | 28,2 | 48,8 | 0,6 | 0,025 | 15 |
| | 34,4 | 44 | 46,3 | 1 | 30,6 | 46,4 | 1 | 0,025 | 14 |
| | 33,1 | 44,5 | - | 1 | 30,6 | 46,4 | 1 | 0,025 | 13 |
| | 36,6 | 50,4 | 52,7 | 1,1 | 32 | 55 | 1 | 0,03 | 12 |
| | 36,4 | 51,7 | - | 1,1 | 32 | 55 | 1 | 0,03 | 12 |
| | 45,4 | 62,9 | - | 1,5 | 34 | 71 | 1,5 | 0,035 | 12 |
| | 37 | 49,2 | - | 1 | 33,6 | 52,4 | 1 | 0,025 | 14 |
| 28 | 41,7 | 56 | - | 1,1 | 35 | 61 | 1 | 0,03 | 13 |
| | 30 | 33,7 | 38,5 | - | 0,3 | 32 | 40 | 0,3 | 0,015 |
| 35,2 | | 41,8 | 42,8 | 0,3 | 32 | 45 | 0,3 | 0,02 | 14 |
| 37,7 | | 47,3 | - | 0,3 | 32 | 53 | 0,3 | 0,02 | 15 |
| 38,2 | | 46,8 | 49 | 1 | 34,6 | 50,4 | 1 | 0,025 | 15 |
| | 42,9 | 54,4 | - | 0,6 | 33,2 | 58,8 | 0,6 | 0,025 | 14 |
| | 40,4 | 51,6 | 54,1 | 1 | 35,6 | 56,4 | 1 | 0,025 | 14 |
| | 39,5 | 52,9 | - | 1 | 35,6 | 56,4 | 1 | 0,025 | 13 |
| | 44,6 | 59,1 | 61,9 | 1,1 | 37 | 65 | 1 | 0,03 | 13 |
| | 42,5 | 59,7 | - | 1,1 | 37 | 65 | 1 | 0,03 | 12 |
| | 50,3 | 69,7 | - | 1,5 | 41 | 79 | 1,5 | 0,035 | 12 |
| | 35 | 38,7 | 43,5 | - | 0,3 | 37 | 45 | 0,3 | 0,015 |
| 41,6 | | 48,4 | - | 0,6 | 38,2 | 51,8 | 0,6 | 0,02 | 14 |
| 44,1 | | 53 | - | 0,3 | 37 | 60 | 0,3 | 0,02 | 14 |
| 43,8 | | 53,3 | 55,6 | 1 | 39,6 | 57,4 | 1 | 0,025 | 15 |
| 46,9 | | 60 | 62,7 | 1,1 | 42 | 65 | 1 | 0,025 | 14 |
| | 46,1 | 61,7 | - | 1,1 | 42 | 65 | 1 | 0,025 | 13 |
| | 49,6 | 65,4 | 69,2 | 1,5 | 44 | 71 | 1,5 | 0,03 | 13 |
| | 57,4 | 79,5 | - | 1,5 | 46 | 89 | 1,5 | 0,035 | 12 |

SKF

307

Figura A.B.6. Características do rolamento 61806.

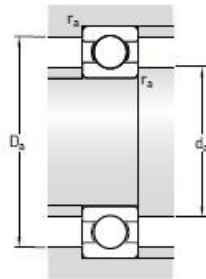
Single row deep groove ball bearings
d 40 – 60 mm



| Principal dimensions | | | Basic load ratings | | Fatigue load limit P_u | Speed ratings | | Mass | Designation |
|----------------------|-----|------|--------------------|-------|-----------------------------|-----------------|----------------|-------|-------------|
| d | D | B | C | C_0 | | Reference speed | Limiting speed | | |
| mm | | | kN | | kN | r/min | | kg | - |
| 40 | 52 | 7 | 4,94 | 3,45 | 0,19 | 26 000 | 16 000 | 0,034 | 61808 |
| | 62 | 12 | 13,8 | 10 | 0,43 | 24 000 | 14 000 | 0,12 | 61908 |
| | 68 | 9 | 13,8 | 9,15 | 0,44 | 22 000 | 14 000 | 0,13 | * 16008 |
| | 68 | 15 | 17,8 | 11,6 | 0,49 | 22 000 | 14 000 | 0,19 | * 6008 |
| | 80 | 18 | 32,5 | 19 | 0,80 | 18 000 | 11 000 | 0,37 | * 6208 |
| | 80 | 18 | 35,8 | 20,8 | 0,88 | 18 000 | 11 000 | 0,34 | 6208 ETN9 |
| | 90 | 23 | 42,3 | 24 | 1,02 | 17 000 | 11 000 | 0,63 | * 6308 |
| 110 | 27 | 63,7 | 36,5 | 1,53 | 14 000 | 9 000 | 1,25 | 6408 | |
| 45 | 58 | 7 | 6,63 | 6,1 | 0,26 | 22 000 | 14 000 | 0,040 | 61809 |
| | 68 | 12 | 14 | 10,8 | 0,47 | 20 000 | 13 000 | 0,14 | 61909 |
| | 75 | 10 | 16,5 | 10,8 | 0,52 | 20 000 | 12 000 | 0,17 | * 16009 |
| | 75 | 16 | 22,1 | 14,6 | 0,64 | 20 000 | 12 000 | 0,25 | * 6009 |
| | 85 | 19 | 35,1 | 21,6 | 0,92 | 17 000 | 11 000 | 0,41 | * 6209 |
| | 100 | 25 | 55,3 | 31,5 | 1,34 | 15 000 | 9 500 | 0,83 | * 6309 |
| | 120 | 29 | 76,1 | 45 | 1,90 | 13 000 | 8 500 | 1,55 | 6409 |
| 50 | 65 | 7 | 6,76 | 6,8 | 0,285 | 20 000 | 13 000 | 0,052 | 61810 |
| | 72 | 12 | 14,6 | 11,8 | 0,50 | 19 000 | 12 000 | 0,14 | 61910 |
| | 80 | 10 | 16,8 | 11,4 | 0,56 | 18 000 | 11 000 | 0,18 | * 16010 |
| | 80 | 16 | 22,9 | 16 | 0,71 | 18 000 | 11 000 | 0,26 | * 6010 |
| | 90 | 20 | 37,1 | 23,2 | 0,98 | 15 000 | 10 000 | 0,46 | * 6210 |
| | 110 | 27 | 65 | 38 | 1,6 | 13 000 | 8 500 | 1,05 | * 6310 |
| | 130 | 31 | 87,1 | 52 | 2,2 | 12 000 | 7 500 | 1,9 | 6410 |
| 55 | 72 | 9 | 9,04 | 8,8 | 0,38 | 19 000 | 12 000 | 0,083 | 61811 |
| | 80 | 13 | 16,5 | 14 | 0,60 | 17 000 | 11 000 | 0,19 | 61911 |
| | 90 | 11 | 20,3 | 14 | 0,70 | 16 000 | 10 000 | 0,26 | * 16011 |
| | 90 | 18 | 29,6 | 21,2 | 0,90 | 16 000 | 10 000 | 0,39 | * 6011 |
| | 100 | 21 | 46,2 | 29 | 1,25 | 14 000 | 9 000 | 0,61 | * 6211 |
| | 120 | 29 | 74,1 | 45 | 1,90 | 12 000 | 8 000 | 1,35 | * 6311 |
| | 140 | 33 | 99,5 | 62 | 2,60 | 11 000 | 7 000 | 2,3 | 6411 |
| 60 | 78 | 10 | 11,9 | 11,4 | 0,49 | 17 000 | 11 000 | 0,11 | 61812 |
| | 85 | 13 | 16,5 | 14,3 | 0,60 | 16 000 | 10 000 | 0,20 | 61912 |
| | 95 | 11 | 20,8 | 15 | 0,74 | 15 000 | 9 500 | 0,28 | * 16012 |
| | 95 | 18 | 30,7 | 23,2 | 0,98 | 15 000 | 9 500 | 0,42 | * 6012 |
| | 110 | 22 | 55,3 | 36 | 1,53 | 13 000 | 8 000 | 0,78 | * 6212 |
| | 130 | 31 | 85,2 | 52 | 2,20 | 11 000 | 7 000 | 1,7 | * 6312 |
| | 150 | 35 | 108 | 69,5 | 2,90 | 10 000 | 6 300 | 2,75 | 6412 |

* SKF Explorer bearing

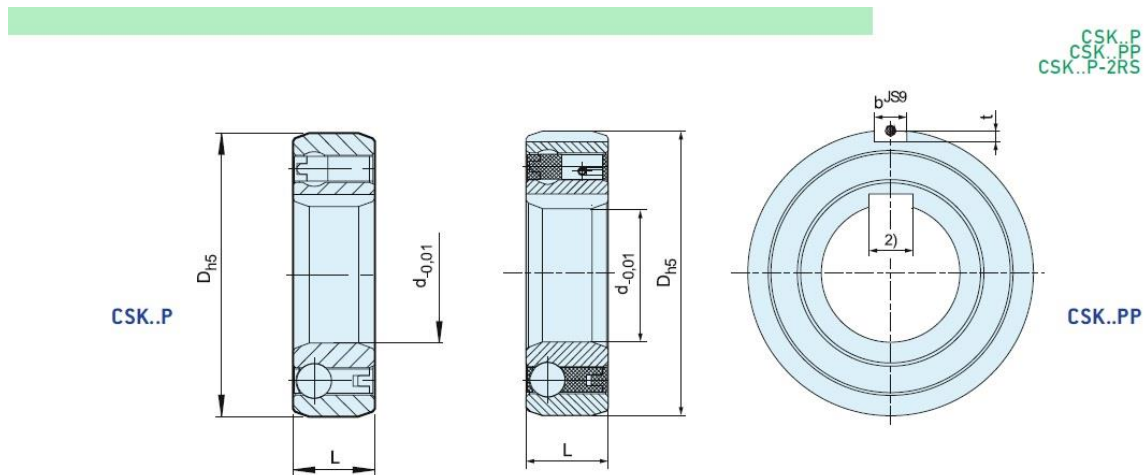
Figura A.B.7. Características do rolamento 61808.



| Dimensions | | | | | | Abutment and fillet dimensions | | | Calculation factors | |
|------------|------|----------------|----------------|----------------|-------------------------|--------------------------------|-----------------------|-----------------------|---------------------|----------------|
| | d | d ₁ | D ₁ | D ₂ | r _{1,2} min | d _a min | D _a max | r _a max | k _r | f ₀ |
| mm | | | | | | mm | | | - | |
| 40 | 43,7 | 48,5 | - | 0,3 | 42 | 50 | 0,3 | 0,015 | 14 | |
| | 46,9 | 55,1 | - | 0,6 | 43,2 | 58,8 | 0,6 | 0,02 | 16 | |
| | 49,4 | 58,6 | - | 0,3 | 42 | 66 | 0,3 | 0,02 | 14 | |
| | 49,3 | 58,8 | 61,1 | 1 | 44,6 | 63,4 | 1 | 0,025 | 15 | |
| | 52,6 | 67,4 | 69,8 | 1,1 | 47 | 73 | 1 | 0,025 | 14 | |
| | 52 | 68,8 | - | 1,1 | 47 | 73 | 1 | 0,025 | 13 | |
| | 56,1 | 73,8 | 77,7 | 1,5 | 49 | 81 | 1,5 | 0,03 | 13 | |
| | 62,8 | 87 | - | 2 | 53 | 97 | 2 | 0,035 | 12 | |
| 45 | 49,1 | 53,9 | - | 0,3 | 47 | 56 | 0,3 | 0,015 | 17 | |
| | 52,4 | 60,6 | - | 0,6 | 48,2 | 64,8 | 0,6 | 0,02 | 16 | |
| | 55 | 65,4 | - | 0,6 | 48,2 | 71,8 | 0,6 | 0,02 | 14 | |
| | 54,8 | 65,3 | 67,8 | 1 | 50,8 | 69,2 | 1 | 0,025 | 15 | |
| | 57,6 | 72,4 | 75,2 | 1,1 | 52 | 78 | 1 | 0,025 | 14 | |
| | 62,2 | 82,7 | 86,7 | 1,5 | 54 | 91 | 1,5 | 0,03 | 13 | |
| | 68,9 | 95,8 | - | 2 | 58 | 107 | 2 | 0,035 | 12 | |
| | 50 | 55,1 | 59,9 | - | 0,3 | 52 | 63 | 0,3 | 0,015 | 17 |
| 56,9 | | 65,1 | - | 0,6 | 53,2 | 68,8 | 0,6 | 0,02 | 16 | |
| 60 | | 70 | - | 0,6 | 53,2 | 76,8 | 0,6 | 0,02 | 14 | |
| 59,8 | | 70,3 | 72,8 | 1 | 54,6 | 75,4 | 1 | 0,025 | 15 | |
| 62,5 | | 77,4 | 81,6 | 1,1 | 57 | 83 | 1 | 0,025 | 14 | |
| 68,8 | | 91,1 | 95,2 | 2 | 61 | 99 | 2 | 0,03 | 13 | |
| 75,5 | | 104 | - | 2,1 | 64 | 116 | 2 | 0,035 | 12 | |
| 55 | | 60,6 | 66,4 | - | 0,3 | 57 | 70 | 0,3 | 0,015 | 17 |
| | 63,2 | 71,8 | - | 1 | 59,6 | 75,4 | 1 | 0,02 | 16 | |
| | 67 | 78,1 | - | 0,6 | 58,2 | 86,8 | 0,6 | 0,02 | 15 | |
| | 66,3 | 78,7 | 81,5 | 1,1 | 61 | 84 | 1 | 0,025 | 15 | |
| | 69,1 | 85,8 | 89,4 | 1,5 | 64 | 91 | 1,5 | 0,025 | 14 | |
| | 75,3 | 99,5 | 104 | 2 | 66 | 109 | 2 | 0,03 | 13 | |
| | 81,6 | 113 | - | 2,1 | 69 | 126 | 2 | 0,035 | 12 | |
| | 60 | 65,6 | 72,4 | - | 0,3 | 62 | 76 | 0,3 | 0,015 | 17 |
| 68,2 | | 76,8 | - | 1 | 64,6 | 80,4 | 1 | 0,02 | 16 | |
| 72 | | 83 | - | 0,6 | 63,2 | 91,8 | 0,6 | 0,02 | 14 | |
| 71,3 | | 83,7 | 86,5 | 1,1 | 66 | 89 | 1 | 0,025 | 16 | |
| 75,5 | | 94,6 | 98 | 1,5 | 69 | 101 | 1,5 | 0,025 | 14 | |
| 81,9 | | 108 | 112 | 2,1 | 72 | 118 | 2 | 0,03 | 13 | |
| 88,1 | | 122 | - | 2,1 | 74 | 136 | 2 | 0,035 | 12 | |



Figura A.B.8. Características do rolamento 61808.



| Type | Size | Bearing series | Bearing loads | | | | | | Weight | Drag torque | | |
|-----------------------|------|----------------|------------------------|-----------------------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|--------|-------------|-----------|------------------------|
| | | | $T_{rx}^{(1)}$ [Nm] | n_{max} [min ⁻¹] | D [mm] | L [mm] | b [mm] | t [mm] | | | C [kN] | C ₀ [kN] |
| CSK..P ¹⁾ | 12 | 6201 | 9.3 | 10000 | 32 | 10 | | | 6.1 | 2.77 | 0.04 | 0.7 |
| | 15 | 6202 | 17 | 8400 | 35 | 11 | | | 7.4 | 3.42 | 0.06 | 0.9 |
| | 17 | 6203 | 30 | 7350 | 40 | 12 | | | 7.9 | 3.8 | 0.070 | 1.1 |
| | 20 | 6204 | 50 | 6000 | 47 | 14 | | | 9.4 | 4.46 | 0.110 | 1.3 |
| | 25 | 6205 | 85 | 5200 | 52 | 15 | | | 10.7 | 5.46 | 0.140 | 2.0 |
| | 30 | 6206 | 138 | 4200 | 62 | 16 | | | 11.7 | 6.45 | 0.210 | 4.4 |
| | 35 | 6207 | 175 | 3600 | 72 | 17 | | | 12.6 | 7.28 | 0.300 | 5.8 |
| | 40 | — | 325 | 3000 | 80 | 22 | | | 15.54 | 12.25 | 0.5 | 7.0 |
| CSK..PP ²⁾ | 15 | 6202 | 17 | 8400 | 35 | 11 | 2 | 0.6 | 7.4 | 3.42 | 0.06 | 0.9 |
| | 17 | 6203 | 30 | 7350 | 40 | 12 | 2 | 1.0 | 7.9 | 3.8 | 0.070 | 1.1 |
| | 20 | 6204 | 50 | 6000 | 47 | 14 | 3 | 1.5 | 9.4 | 4.46 | 0.110 | 1.3 |
| | 25 | 6205 | 85 | 5200 | 52 | 15 | 6 | 2.0 | 10.7 | 5.46 | 0.140 | 2.0 |
| | 30 | 6206 | 138 | 4200 | 62 | 16 | 6 | 2.0 | 11.7 | 6.45 | 0.210 | 4.4 |

Figura A.B.9. Características do rolamento ZZ 6205 PP.

ANEXO C

| UDDEHOLM IMPAX SUPREME | | | | |
|---|----------------|------------------|---|----------|
| <p>TENSILE STRENGTH Approx. values. Samples were taken from a flat bar, 90 x 300 mm (3.5" x 11.8"). Hardness: 325 HB.</p> | | | | |
| Testing temperature | 20°C (68°F) | 200°C (390°F) | | |
| Ultimate tensile strength R_m N/mm ² | 1020 | 930 | | |
| Yield strength $R_{p0.2}$ N/mm ² | 900 | 800 | | |
| <p>COMPRESSIVE STRENGTH</p> <table border="1"> <tbody> <tr> <td>Compressive yield strength $R_{c0.2}$ N/mm²</td> <td>850–1000</td> </tr> </tbody> </table> | | | Compressive yield strength $R_{c0.2}$ N/mm ² | 850–1000 |
| Compressive yield strength $R_{c0.2}$ N/mm ² | 850–1000 | | | |

Figura A.C.1.Caraterísticas mecânicas do Aço PM 300 IMPAX SUPREME.

ANEXO D

Tabelas de parafusos (Branco, Ferreira, Costa, & Ribeiro, 2012)

ROSCAS ISO – MÉTRICAS

Tabela 3.1. Diâmetro e passos normalizados das roscas métricas (dimensões em mm) [1].

| Diâmetro nominal (exterior) d | Séries de passo grosso | | | Séries de passo fino | | |
|-------------------------------|------------------------|------------|------------|----------------------|------------|------------|
| | Passo p | Área A_t | Área A_r | Passo p | Área A_t | Área A_r |
| 1,6 | 0,35 | 1,27 | 1,07 | | | |
| 2 | 0,4 | 2,07 | 1,79 | | | |
| 2,5 | 0,45 | 3,39 | 2,98 | | | |
| 3 | 0,5 | 5,03 | 4,47 | | | |
| 3,5 | 0,6 | 6,78 | 6,00 | | | |
| 4 | 0,7 | 8,78 | 7,75 | | | |
| 5 | 0,8 | 14,2 | 12,7 | | | |
| 6 | 1 | 20,1 | 17,9 | | | |
| 8 | 1,25 | 36,6 | 32,8 | 1 | 39,2 | 36,0 |
| 10 | 1,5 | 58,0 | 52,3 | 1,25 | 61,2 | 56,3 |
| 12 | 1,75 | 84,3 | 76,3 | 1,25 | 92,1 | 86,0 |
| 14 | 2 | 115 | 104 | 1,5 | 125 | 116 |
| 16 | 2 | 157 | 144 | 1,5 | 167 | 157 |
| 20 | 2,5 | 245 | 225 | 1,5 | 272 | 259 |
| 24 | 3 | 353 | 324 | 2 | 384 | 365 |
| 30 | 3,5 | 561 | 519 | 2 | 621 | 596 |
| 36 | 4 | 817 | 759 | 2 | 915 | 884 |
| 42 | 4,5 | 1120 | 1050 | 2 | 1260 | 1230 |
| 48 | 5 | 1470 | 1380 | 2 | 1670 | 1630 |
| 56 | 5,5 | 2030 | 1910 | 2 | 2300 | 2250 |
| 64 | 6 | 2680 | 2520 | 2 | 3030 | 2980 |
| 72 | 6 | 3460 | 3280 | 2 | 3860 | 3800 |
| 80 | 6 | 4340 | 4140 | 1,5 | 4850 | 4800 |
| 90 | 6 | 5590 | 5360 | 2 | 6100 | 6020 |
| 100 | 6 | 6990 | 6740 | 2 | 7560 | 7470 |
| 110 | | | | 2 | 9180 | 9080 |

Figura A.D.1. Diâmetros e áreas dos parafusos ISO.

Tabela 3.3. Propriedades mecânicas dos aços para parafusos de acordo com as classes métricas [1]

| Classe métrica | Gama de dimensões | Tensão de prova [MPa] | Tensão de cedência [MPa] | Tensão de rotura [MPa] | Material |
|----------------|-------------------|-----------------------|--------------------------|------------------------|--|
| 4.6 | M5 - M36 | 225 | 250 | 400 | aço baixo teor em carbono |
| 4.8 | M1.6 - M16 | 310 | 340 | 420 | aço baixo teor em carbono |
| 5.8 | M5 - M24 | 380 | 395 | 520 | aço baixo teor em carbono |
| 8.8 | M1.6 - M36 | 600 | 635 | 830 | aço médio teor em carbono tratado termicamente |
| 9.8 | M1.6 - M16 | 650 | 710 | 900 | aço médio teor em carbono tratado termicamente |
| 10.9 | M5 - M36 | 830 | 895 | 1040 | aço liga de baixo teor em carbono tratado termicamente |
| 12.9 | M1.6 - 36 | 970 | 1100 | 1220 | aço liga tratado termicamente |

Figura A.D.2. Classificação de resistência para os parafusos de classe métrica.

ANEXO E

| Material | Especificações equivalentes | Gama de diâmetros [mm] | m | A [MPa] |
|-----------------------|---|------------------------|-------|-----------|
| Corda de piano | UNS G10850 AISI 1085 ASTM A228-51 | 0,12-3 | 0,163 | 2 060 |
| Aço temperado em óleo | UNS G10650 AISI 1065 ASTM A229-41 | 3-12 | 0,193 | 1 610 |
| Arame estirado | UNS G10660 AISI 1066 ASTM A227-41 | 0,8-12 | 0,201 | 1 510 |
| Cromo vanádio | UNS G61500 AISI 6150 ASTM A231-41 | 0,8-12 | 0,155 | 1 790 |
| Cromo silício | UNS G92540 AISI 9254 | 0,8-12 | 0,091 | 1 960 |

Figura A.E.1. Aços utilizados no fabrico de molas (Branco, Ferreira, Costa, & Ribeiro, 2012).

APÊNDICE A

1.Cálculo das forças a que a roda traseira está sujeita

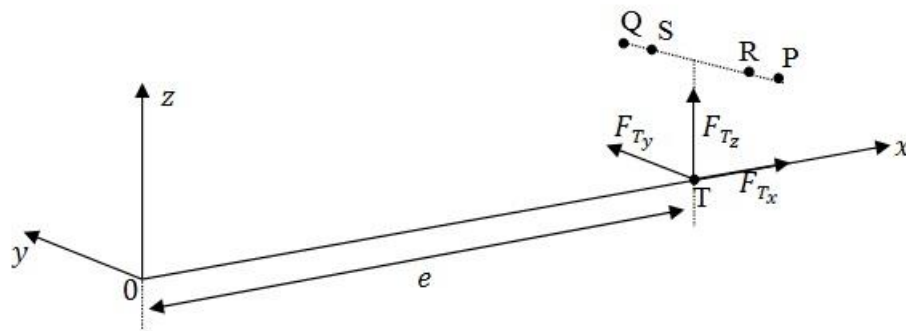


Figura Ap.A.1. Vista tridimensional dos esforços na roda traseira.

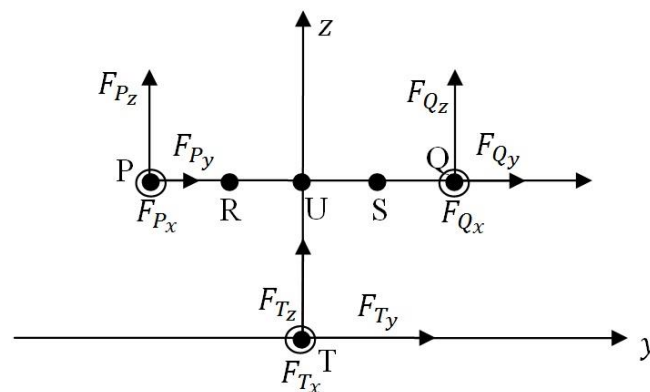


Figura Ap.A.2. Vista bidimensional dos esforços na roda traseira.

O somatório das forças segundo y é:

$$\sum F_y = 0 \tag{A.1}$$

$$F_{Ty} + F_{Py} + F_{Qy} = 0 \tag{A.2}$$

Assumindo $F_{Py} = F_{Qy}$, a Equação (A.2) toma a forma de:

$$F_{Ty} + 2F_{Py} = 0 \tag{A.3}$$

$$F_{P_y} = -\frac{F_{T_y}}{2} \quad (\text{A.4})$$

O somatório das forças segundo z é:

$$\sum F_z = 0 \quad (\text{A.5})$$

$$F_{T_z} + F_{P_z} + F_{Q_z} = 0 \quad (\text{A.6})$$

$$F_{P_z} + F_{Q_z} = -F_{T_z} \quad (\text{A.7})$$

O somatório dos momentos em relação ao ponto U é:

$$\sum M_{U,x=0} = 0 \quad (\text{A.8})$$

$$F_{Q_z}(y_Q - y_U) + F_{P_z}(y_P - y_U) - F_{T_y}(z_T - z_U) = 0 \quad (\text{A.9})$$

$$F_{Q_z} = \frac{-F_{P_z}(y_P - y_U) + F_{T_y}(z_T - z_U)}{(y_Q - y_U)} \quad (\text{A.10})$$

Da Equação (A.7), resulta:

$$-F_{T_z} = F_{P_z} - \frac{F_{P_z}(y_P - y_U)}{(y_Q - y_U)} + \frac{F_{T_y}(z_T - z_U)}{(y_Q - y_U)} \quad (\text{A.11})$$

$$F_{P_z} \left(1 - \frac{(y_P - y_U)}{(y_Q - y_U)} \right) = -F_{T_z} - \frac{F_{T_y}(z_T - z_U)}{(y_Q - y_U)} \quad (\text{A.12})$$

A força segundo z que o chassis exerce no eixo da roda traseira, no ponto P e no ponto Q é, respetivamente:

$$F_{P_z} = \frac{-F_{T_z} - \frac{F_{T_y}(z_T - z_U)}{(y_Q - y_U)}}{\left(1 - \frac{(y_P - y_U)}{(y_Q - y_U)} \right)} \quad (\text{A.13})$$

$$F_{Q_z} = -F_{T_z} - F_{P_z} \quad (\text{A.14})$$

2.Cálculo das forças a que os rolamentos estão sujeitos

○ Rolamentos 6000

O somatório das forças segundo y é:

$$\sum F_y = 0 \quad (\text{A.15})$$

$$F_{T_y} + F_{R_y} + F_{S_y} = 0 \quad (\text{A.16})$$

em que, F_{R_y} é a força segundo y que o rolamento principal esquerdo do cubo da roda traseira exerce no cubo da roda e F_{S_y} é a força segundo y que o rolamento principal direito do cubo da roda traseira exerce no cubo da roda.

$$\text{Se } \sum F_y \geq 0 \rightarrow F_{R_y} = 0 \rightarrow F_{S_y} = -F_{T_y}$$

$$\text{Se } \sum F_y < 0 \rightarrow F_{S_y} = 0 \rightarrow F_{R_y} = -F_{T_y}$$

O somatório das forças segundo z é:

$$\sum F_z = 0 \quad (\text{A.17})$$

$$F_{T_z} + F_{R_z} + F_{S_z} = 0 \quad (\text{A.18})$$

$$F_{R_z} + F_{S_z} = -F_{T_z} \quad (\text{A.19})$$

O somatório dos momentos em relação ao ponto U é:

$$\sum M_{U,x=0} = 0 \quad (\text{A.20})$$

$$F_{S_z}(y_S - y_U) + F_{R_z}(y_R - y_U) - F_{T_y}(z_T - z_U) = 0 \quad (\text{A.21})$$

$$F_{S_z} = \frac{-F_{R_z}(y_R - y_U) + F_{T_y}(z_T - z_U)}{(y_S - y_U)} \quad (\text{A.22})$$

Da Equação (A.19) resulta:

$$-F_{T_z} = F_{R_z} - \frac{F_{R_z}(y_R - y_U)}{(y_S - y_U)} + \frac{F_{T_y}(z_T - z_U)}{(y_S - y_U)} \quad (\text{A.23})$$

$$F_{R_z} \left(1 - \frac{(y_R - y_U)}{(y_S - y_U)} \right) = -F_{T_z} - \frac{F_{T_y}(z_T - z_U)}{(y_S - y_U)} \quad (\text{A.24})$$

A força segundo z que o rolamento principal esquerdo e o rolamento principal direito do cubo da roda traseira exercem no cubo da roda é, respetivamente:

$$F_{R_z} = \frac{-F_{T_z} - \frac{F_{T_y}(z_T - z_U)}{(y_S - y_U)}}{\left(1 - \frac{(y_R - y_U)}{(y_S - y_U)}\right)} \quad (\text{A.25})$$

$$F_{S_z} = -F_{T_z} - F_{R_z} \quad (\text{A.26})$$

○ **Rolamento 61806, Rolamento ZZ 6205 PP e Rolamento 61804**

Durante a prova, o motor do veículo está ligado cerca de 4s e desliga-se, aproximadamente, 2 min, sendo essencial ter em atenção ao valor das forças axial e radial a que os rolamentos estão sujeitos nestas duas situações.

Para estes rolamentos, é necessário ter em consideração o raio da roda traseira, a potência do motor e a sua velocidade de rotação. A força radial, a que estes estão sujeitos, é esquematizada na Figura Ap.A.3 e o seu cálculo é apresentado de seguida.

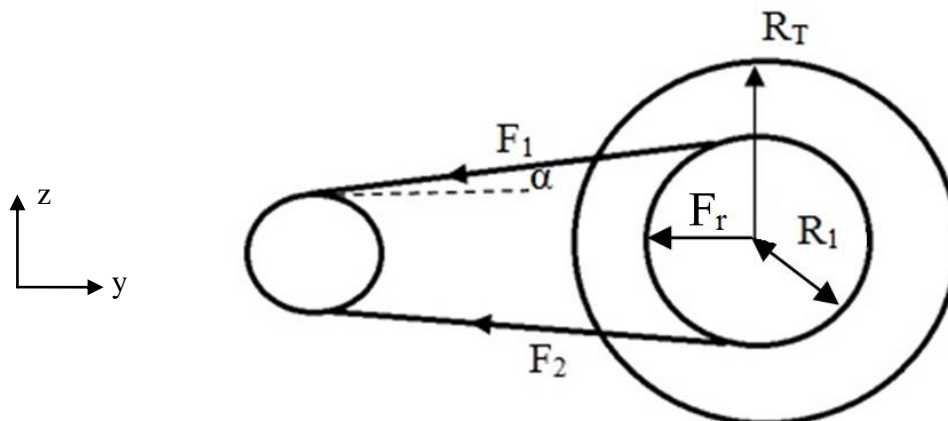


Figura Ap.A.3. Diagrama de corpo livre.

Dados:

- $T = 2.2 \text{ N}\cdot\text{m}$
- passo = 0.005 m
- $Z = 72$ dentes
- $n = 5000$ rpm

Os valores do raio primitivo da roda dentada mandada do 2º estágio do sistema de transmissão, montada na roda traseira e da potência do motor são, respetivamente:

$$R_1 = \frac{Z \times \text{passo}}{2\pi} = \frac{72 \times 0.005}{2\pi} = 0.06 \text{ m} \quad (\text{A.27})$$

$$R_T = 0.237 \text{ m} \quad (\text{A.28})$$

$$P = 2,2 \times \frac{2\pi \times 5000}{60} = 1151,92 \text{ W} \quad (\text{A.29})$$

O binário pode ser descrito por:

$$T = (F_1 - F_2)R_1, \quad (\text{A.30})$$

$$T = \frac{P}{\omega} \quad (\text{A.31})$$

em que, a velocidade angular é:

$$\omega = \frac{V}{R_T} \quad (\text{A.32})$$

Assim, a força radial é dada por:

$$F_r = F_1 \cos \alpha + F_2 \cos \alpha \cong F_1 + F_2 \quad (\text{A.33})$$

uma vez que α é muito pequeno.

Arbitrando $|F_2| = |0.2 F_1|$ e igualando as Equações (A.30) e (A.31):

$$(F_1 - F_2)(0.2 F_1) = \frac{P}{V} R_T \quad (\text{A.34})$$

$$0.8 F_1 = \frac{P R_T}{V R_1} \quad (\text{A.35})$$

Substituindo as variáveis pelo seu valor:

$$\begin{cases} F_1 = \frac{1151,92 \times 0,237}{9,5 \times 0,06} = 478,96 \text{ N} \\ F_2 = 0,2 \times 478,96 = 95,79 \text{ N} \end{cases} \quad (\text{A.36})$$

Finalmente, a força radial toma o valor de:

$$F_r = 478,96 + 95,79 = 574,8 \text{ N} \quad (\text{A.37})$$

o **Rolamento 61808**

O rolamento 61808 está sujeito à força que a mola exerce. Considerou-se a força mínima axial para a qual começa a existir atrito de rolamento, cujo valor é 45 N.

APÊNDICE B

Protótipo XC20i

Na Tabela Ap.B.1 estão referenciadas as dimensões dos rolamentos, retiradas do Anexo B.

As variáveis descritas ao longo do Anexo A encontram-se na Tabela Ap.B.2, Tabela Ap.B.3 e Tabela Ap.B.4.

Tabela Ap.B.1. Dimensões dos rolamentos.

| ROLAMENTOS | 6000 | 6000 | 61806 | ZZ 6205 PP |
|---------------------------|-------------|-------------|--------------|-------------------|
| d (mm) | 10 | 10 | 30 | 25 |
| D (mm) | 26 | 26 | 42 | 52 |
| D_m (mm) | 18 | 18 | 36 | 38,5 |
| B (mm) | 8 | 8 | 7 | 15 |
| Co (kN) | 1,96 | 1,96 | 2,90 | 7,80 |

Tabela Ap.B.2. Variáveis necessárias para o método de cálculo descrito para cada rolamento (situação em que o motor está desligado).

| Rolamentos | 6000 | 6000 | 61806 | ZZ 6205 PP |
|----------------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|
| R₁ | $4,1 \times 10^{-7}$ | $4,1 \times 10^{-7}$ | $4,1 \times 10^{-7}$ | $3,90 \times 10^{-7}$ |
| R₂ | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 |
| S₁ | $3,73 \times 10^{-3}$ | $3,73 \times 10^{-3}$ | $6,50 \times 10^{-3}$ | $3,23 \times 10^{-3}$ |
| S₂ | 14,6 | 14,6 | 0,78 | 92,8 |
| α_F (°) | 346,57 | 0 | 0 | 0 |
| G_{rr} | 0,003 | 0,002 | 0,001 | 0,001 |
| G_{sl} | 17,299 | 7,450 | 0,047 | 0,023 |
| ϕ_{bl} | 0,410 | 0,410 | 0,208 | 0,199 |
| μ_{sl} | 0,085 | 0,061 | 0,031 | 0,030 |
| ϕ_{ish} | 0,998 | 0,998 | 0,994 | 0,994 |
| ϕ_{rs} | 0,990 | 0,990 | 0,979 | 0,985 |
| K_{ball} | $6,98 \times 10^{-12}$ | $6,98 \times 10^{-12}$ | $1,86 \times 10^{-11}$ | $8,84 \times 10^{-12}$ |

Tabela Ap.B.3. Variáveis necessárias para o método de cálculo descrito para cada rolamento (situação em que o motor está ligado).

| Rolamentos | 6000 | 6000 |
|----------------------------------|------------------------|------------------------|
| R₁ | $4,1 \times 10^{-7}$ | $4,1 \times 10^{-7}$ |
| R₂ | 1,7 | 1,7 |
| S₁ | $3,73 \times 10^{-3}$ | $3,73 \times 10^{-3}$ |
| S₂ | 14,6 | 14,6 |
| α_F (°) | 346,57 | 0 |
| G_{rr} | 0,003 | 0,002 |
| G_{sl} | 17,299 | 7,450 |
| ϕ_{bl} | 0,410 | 0,410 |
| μ_{sl} | 0,085 | 0,061 |
| ϕ_{ish} | 0,998 | 0,998 |
| ϕ_{rs} | 0,990 | 0,990 |
| K_{ball} | $6,98 \times 10^{-12}$ | $6,98 \times 10^{-12}$ |

Tabela Ap.B.4. Constantes independentes do tipo de rolamento.

| | |
|-------------------------------|--------------------|
| μ_{bl} | 0,15 |
| μ_{EHL} | 0,04 |
| K_{rs} | 3×10^{-8} |
| K_z | 3,1 |
| V_m | 0,000025 |
| irw | 1 |

APÊNDICE C

Protótipo EV03i

Na Tabela Ap.C.1 estão referenciadas as dimensões dos rolamentos, retiradas do Anexo B.

As variáveis descritas ao longo do Anexo A encontram-se na Tabela Ap.C.2 e Tabela Ap.C.3.

Tabela Ap.C.1. Dimensões dos rolamentos.

| ROLAMENTOS | 6000 | 6000 | 61808 | 61804 | 61804 |
|---------------------------|-------------|-------------|--------------|--------------|--------------|
| d (mm) | 10 | 10 | 40 | 20 | 20 |
| D (mm) | 26 | 26 | 52 | 32 | 32 |
| D_m (mm) | 18 | 18 | 46 | 26 | 26 |
| B (mm) | 8 | 8 | 7 | 7 | 7 |
| Co (kN) | 1,96 | 1,96 | 3,45 | 2,32 | 2,32 |

Tabela Ap.C.2. Variáveis necessárias para o para o método de cálculo descrito para cada rolamento (situação em que o motor está desligado).

| Rolamentos | 6000 | 6000 | 61804 | 61804 |
|----------------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|
| R₁ | $4,1 \times 10^{-7}$ | $4,1 \times 10^{-7}$ | $4,7 \times 10^{-7}$ | $4,7 \times 10^{-7}$ |
| R₂ | 1,7 | 1,7 | 1,7 | 1,7 |
| S₁ | $3,73 \times 10^{-3}$ | $3,73 \times 10^{-3}$ | $6,50 \times 10^{-3}$ | $6,50 \times 10^{-3}$ |
| S₂ | 14,6 | 14,6 | 0,78 | 0,78 |
| α_F (°) | 365,64 | 0 | 0 | 0 |
| G_{rr} | 0,0030 | 0,0018 | 0,0007 | 0,0007 |
| G_{sl} | 17,2991 | 7,4500 | 0,0514 | 0,0514 |
| ϕ_{bl} | 0,4096 | 0,4096 | 0,4056 | 0,4056 |
| μ_{sl} | 0,0851 | 0,0614 | 0,0608 | 0,0608 |
| ϕ_{ish} | 0,9975 | 0,9975 | 0,9966 | 0,9966 |
| ϕ_{rs} | 0,9898 | 0,9898 | 0,9868 | 0,9868 |
| K_{ball} | $6,98 \times 10^{-12}$ | $6,98 \times 10^{-12}$ | $1,34 \times 10^{-11}$ | $1,34 \times 10^{-11}$ |

Tabela Ap.C.3. Variáveis necessárias para o método de cálculo descrito para cada rolamento (situação em que o motor está ligado).

| Rolamentos | 6000 | 6000 | 61808 |
|----------------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|
| R₁ | $4,1 \times 10^{-7}$ | $4,1 \times 10^{-7}$ | $4,7 \times 10^{-7}$ |
| R₂ | 1,7 | 1,7 | 1,7 |
| S₁ | $3,73 \times 10^{-3}$ | $3,73 \times 10^{-3}$ | $6,50 \times 10^{-3}$ |
| S₂ | 14,6 | 14,6 | 0,78 |
| α_F (°) | 365,64 | 0 | 239,13 |
| G_{rr} | 0,0030 | 0,0018 | 0,0155 |
| G_{sl} | 17,2991 | 7,4500 | 5,2491 |
| ϕ_{bl} | 0,4096 | 0,4096 | 0,1106 |
| μ_{sl} | 0,0851 | 0,0614 | 0,0166 |
| ϕ_{ish} | 0,9975 | 0,9975 | 0,9919 |
| ϕ_{rs} | 0,9898 | 0,9898 | 0,9708 |
| K_{ball} | $6,98 \times 10^{-12}$ | $6,98 \times 10^{-12}$ | $2,38 \times 10^{-11}$ |