



PROJETO DE GRADUAÇÃO

PROJETO DE UM DIFERENCIAL PARA VEÍCULO BAJA SAE

Por,
Pedro Henrique Braga Sobral

Brasília, 27 de Novembro de 2015

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**PROJETO DE UM DIFERENCIAL PARA
VEÍCULO BAJA SAE**

POR,

Pedro Henrique Braga Sobral

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. Antônio Manoel Dias Henriques, UnB/ ENM
(Orientador)

Prof. Mario Olavo Magno de Carvalho, UnB/ ENM

Prof. José Maurício Santos Torres da Motta,
UnB/ ENM

Brasília, 27 de Novembro de 2015

Agradecimentos

A minha família e amigos.

Pedro Sobral

RESUMO

A fim de se ter um diferencial no sistema de power train no veículo Mini Baja da Equipe Piratas do Cerrado da Universidade de Brasília, foi feita uma matriz de decisão para se determinar o tipo de diferencial que melhor satisfaz os desafios do veículo em competição. Com o tipo de diferencial definido, foi feito o projeto mecânico de toda a caixa de redução que contém um diferencial.

Para dimensionamento dos elementos que compõem o sistemas foram utilizados normas consagradas da engenharia respeitando o fator de segurança global de projeto. Outros componentes foram selecionados seguindo as recomendações técnicas contidas nos catálogos dos fabricantes utilizados. O projeto de lubrificação e informações sobre manutenção e montagem também foram abordados. Por fim, foram elaborados os desenhos de fabricação, bem como de conjunto e montagem para possível construção do sistema.

ABSTRACT

In order to use a differential in the Piratas do Cerrados team's power train, a decision matrix was used to define which type of differential satisfies all the challenges faced by the Mini Baja prototype when competing.

To design the mechanical elements of the system, consecrated engineering methods were used, respecting the global safety factor. Other components were selected from engineering companies catalogues. The lubrication project and considerations on mounting and maintenance were made, as well. At last, all the fabrication draws were elaborated in case of future construction of the system.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
1.1 PROJETO BAJA SAE	1
1.2 ATUAL CENÁRIO DA EQUIPE PIRATAS DO CERRADO	2
1.3 PROPOSTA DE TRABALHO	3
1.4 METODOLOGIA	4
2 SELEÇÃO DO DIFERENCIAL	5
2.1 CINEMÁTICA DE UM DIFERENCIAL ABERTO	6
2.2 DIFERENCIAL ABERTO	7
2.3 DIFERENCIAL BLOQUEÁVEL	9
2.4 DIFERENCIAL DE DESLIZAMENTO LIMITADO	10
2.5 MATRIZ DE DECISÃO	11
Deste modo, o tipo de diferencial escolhido foi o diferencial bloqueável, apresentando a maior nota na matriz de decisão.	
Resultado que é plausível pelo fato que, em geral, se é recomendado este tipo de diferencial em aplicações “off-road”.	
3 CONSIDERAÇÕES SOBRE SISTEMAS DE TRANSMISSÃO	13
4 SOLUÇÃO ESCOLHIDA	16
4.1 DECISÕES DE PROJETO	17
4.2 FATOR DE SEGURANÇA DE PROJETO	17
5 PROJETO DAS ENGRENAGENS	19
5.1 ANÁLISE CINEMÁTICA	20
5.2 DIMENSIONAMENTO DAS ENGRENAGENS	21
5.3 METODOLOGIA ANSI/AGMA	21
5.3.1 FATORES AGMA	24
5.3.2 RESULTADOS DE AGMA	29
6 SELEÇÃO DAS RODAS DENTADAS – TRANSMISSÃO POR CORRENTE	31
7 PROJETO DE EIXOS	34
7.1 DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS	36
7.1.1 DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS PARA FADIGA	36
7.1.2 DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS PARA RIGIDEZ	40
7.1.3 DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS PARA VELOCIDADE CRÍTICA	42
7.1.4 RESULTADO DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS	43
8 CHAVETAS E ESTRIAS	47
9 ROLAMENTOS	49
10 ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS	51
10.1 GARFO SELETOR DO EIXO B	51
10.2 ACOPLADOR DO EIXO B	53
10.3 GARFO SELETOR DO DIFERENCIAL	54
10.4 ACOPLADOR DO DIFERENCIAL	55
10.5 ENGRENAGEM 7	56
10.6 EIXO DO DIFERENCIAL	57
11 PROJETO DAS CARÇAÇAS	58
11.1 CARÇAÇA DO DIFERENCIAL	58
11.1.1 CARÇAÇA DO DIFERENCIAL – ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS	59
11.2 CARÇAÇA DA CAIXA DE REDUÇÃO	60
11.2.1 CARÇAÇA DO REDUTOR – ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS	61
12 AJUSTES E TOLERÂNCIAS	63
13 LUBRIFICAÇÃO	64
13.1 LUBRIFICAÇÃO DO DIFERENCIAL	65
13.2 LUBRIFICAÇÃO DO REDUTOR	66
14 MONTAGEM	68
15 MANUTENÇÃO	73
16 ESTIMATIVA DE CUSTOS	74
17 CONCLUSÃO	76

18 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	77
19 APÊNDICE.....	78
19.1 APÊNDICE A – DIMENSIONAMENTO DO PAR DE ENGRENAGEM 2-3.....	78
19.2 APÊNDICE B – DIMENSIONAMENTO DO PAR DE ENGRENAGEM 4-5.....	80
19.3 APÊNDICE C – DIMENSIONAMENTO DO PAR DE ENGRENAGEM 6-7	82
19.4 APÊNDICE D – DIMENSIONAMENTO DAS ENGRENAGENS DO DIFERENCIAL	84
19.5 APÊNDICE E – DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS POR FADIGA.....	91
19.6 APÊNDICE F – DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS PARA VELOCIDADE CRÍTICA.....	91
19.7 APÊNDICE G – DIMENSIONAMENTO DE CHAVETAS E ESTRIAS	95
19.8 APÊNDICE H – VIDA DOS ROLAMENTOS	96
19.9 APÊNDICE I – SELEÇÃO DE CORRENTE	96
20 ANEXOS	97
20.1 ANEXO 1 - DIAGRAMAS DE MOMENTO FLETOR E ESFORÇO CORTANTE DOS EIXOS	97
20.2 ANEXO 2 - CATÁLOGO REXNORD – CORRENTE E RODA DENTADA	103
20.3 ANEXO 3 - DIMENSÕES PADRONIZADAS DE CHAVETAS – NORMA DIN 6885-1	105
20.4 ANEXO 4 - CATÁLOGO DE ROLAMENTOS	106
20.5 ANEXO 5 - CATÁLOGO DE PARAFUSOS	110
20.6 ANEXO 6 - CATÁLOGO DE ANÉIS DE RETENÇÃO	111
20.7 ANEXO 7 - CATÁLOGO DE RETENTORES	112
20.8 ANEXO 8 – DESENHOS DE FABRICAÇÃO.....	113

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. 1. Projeto 2015 da Equipe Piratas do Cerrado, ‘Old Ceasar’ .	2
Figura 1. 2. Esquema da cambialidade de marchas do atual redutor da equipe Piratas do Cerrado.	3
Figura 2. 1. Situação das rodas durante uma curva (Races Im Online).	5
Figura 2.1. 1. Diferencial aberto. (Grewal, 2001).	6
Figura 2.2. 1. Dinâmica do funcionamento de um diferencial aberto. [16]	8
Figura 2.3. 1. Diferencial bloqueável com sistema de bloqueio. (Heisler, Segunda ed.).	9
Figura 2.3. 2. Detroit Locker, tipo mais comum de diferencial bloqueável automático. (OffRoaders).	10
Figura 3. 1. Nomenclatura em engrenagens. (Norton, 2000).	13
Figura 3. 2. Geometria de engrenagem cônica.	15
Figura 3. 3. Esquema de transmissão por corrente (Andrade, 2013).	15
Figura 4. 1. Esquema da nova caixa de redução com diferencial.	16
Figura 5. 1. Curva de torque e rotação (Briggs&Stratton)	19
Figura 5. 2. Curva de potência e rotação (Briggs&Stratton)	19
Figura 5.3.1. 1. Valores do fator de sobrecarga (ANSI/AGMA 2001-D04)	24
Figura 6. 1. Fator de serviço para transmissão por corrente. (Rexnord® and Link-Belt® Roller Chains I Catalog)	32
Figura 6. 2. Fator multiplicidade para transmissão por corrente. (Rexnord® and Link-Belt® Roller Chains I Catalog)	32
Figura 7. 1. Diagrama de corpo livre – eixo “a”	34
Figura 7. 2. Diagrama de corpo livre – eixo “b” marcha de velocidade.	34
Figura 7. 3. Diagrama de corpo livre – eixo “b” marcha trativa.	35
Figura 7. 4. Diagrama de corpo livre – eixo “c” marcha de velocidade.	35
Figura 7. 5. Diagrama de corpo livre – eixo “c” marcha trativa.	35
Figura 7. 6. Diagrama de corpo livre – eixo “d”	35
Figura 7.1.1. 1. Valores teóricos de Kt (Budynas, 2008)	39
Figura 7.1.1. 2. Valores teóricos de Kts (Budynas, 2008)	40
Figura 7.1.1. 3. Valores dos concentradores de tensão para rasgos de chaveta.	40

Figura 7.1.2. 1. Deflexão de eixos para carga entre mancais. (Budynas, 2008)	41
Figura 7.1.2. 2. Deflexão de eixos para carga em balanço. (Budynas, 2008)	41
Figura 7.1.4. 1. Imagem renderizada do eixo “a”.	44
Figura 7.1.4. 2. Imagem renderizada do eixo “b”.	45
Figura 7.1.4. 3. Imagem renderizada do eixo “c”.	45
Figura 7.1.4. 4. Imagem renderizada do eixo “d”.	46
Figura 8. 1. Dimensões fundamentais de chavetas (DIN 6886-1).	47
Figura 8. 2. Dimensões padronizadas das estrias (DIN 5462).	48
Figura 9. 1. Carga dinâmica equivalente em rolamentos (SKF).	50
Figura 10.1. 1. Deformação máxima para o garfo seletor do eixo “b” – ANSYS 2015.	52
Figura 10.1. 2. Tensão de von Mises para o garfo seletor do eixo “b” – ANSYS 2015.	52
Figura 10.1. 3. Fator de segurança para o garfo seletor do eixo “b” – ANSYS 2015.	52
Figura 10.2. 1. Deformação máxima para o acoplador do eixo “b” – ANSYS 2015.	53
Figura 10.2. 2. Tensão de von Mises para o acoplador do eixo “b” – ANSYS 2015.	53
Figura 10.2. 3. Fator de segurança para o acoplador do eixo “b” – ANSYS 2015.	53
Figura 10.3. 1. Deformação máxima para o garfo seletor do diferencial – ANSYS 2015.	54
Figura 10.3. 2. Tensão de von Mises para o garfo seletor do diferencial – ANSYS 2015.	54
Figura 10.3. 3. Fator de segurança para o garfo seletor do diferencial – ANSYS 2015.	54
Figura 10.4. 1. Deformação máxima para o acoplador do diferencial – ANSYS 2015.	55
Figura 10.4. 2. Tensão de von Mises para o acoplador do diferencial – ANSYS 2015.	55
Figura 10.4. 3. Fator de segurança para o acoplador do diferencial – ANSYS 2015.	55
Figura 10.5. 1. Deformação máxima para a engrenagem 7– ANSYS 2015.	56
Figura 10.5. 2. Tensão de von Mises para a engrenagem 7– ANSYS 2015.	56
Figura 10.5. 3. Fator de segurança para a engrenagem 7– ANSYS 2015.	56
Figura 10.6. 1. Deformação máxima para o eixo do diferencial– ANSYS 2015.	57
Figura 10.6. 2. Tensão de von Mises para o eixo do diferencial– ANSYS 2015.	57
Figura 10.6. 3. Fator de segurança para o eixo do diferencial– ANSYS 2015.	57
Figura 11.1. 1. Carcaça do diferencial.	58
Figura 11.1.1. 1. Deformação máxima para a carcaça do diferencial – ANSYS 2015.	59
Figura 11.1.1. 2. Tensão de von Mises para a carcaça do diferencial – ANSYS 2015.	60
Figura 11.1.1. 3. Fator de segurança para a carcaça do diferencial – ANSYS 2015.	60
Figura 11.2. 1. Carcaça do redutor renderizada.	61
Figura 11.2.1. 1. Deformação máxima para a carcaça do redutor – ANSYS 2015.	62
Figura 11.2.1. 2. Tensão de von Mises para a carcaça do redutor – ANSYS 2015.	62
Figura 11.2.1. 3. Fator de segurança para a carcaça do redutor – ANSYS 2015.	62
Figura 13.1. 1. Propriedades físicas e químicas dos óleos da linha Lubrax Gear.	66

Figura 13.2. 1. Nível de óleo para lubrificação por banho de óleo (Kohara gear industries)..	67
Figura 14. 1. Egrengens planetárias do diferencial, com bucha de bronze.	68
Figura 14. 2. Montagem do eixo “d” na carcaça.	69
Figura 14. 3. Lado do diferencial montado.	69
Figura 14. 4. Vista explodida do diferencial.	70
Figura 14. 5. Vista explodida do eixo “b”.	71
Figura 14. 6. Vista explodida do eixo “c”.	71
Figura 14. 7. Redutor montado, renderizado.	72
Figura 14. 8. Vista explodida do sistema.	72
Figura 20.1. 1. Diagrama esforço cortante eixo "a" plano XY	97
Figura 20.1. 2. Diagrama esforço cortante eixo "a" plano XZ	97
Figura 20.1. 3. Diagrama de momento fletor eixo "a" plano XY	97
Figura 20.1. 4. Diagrama de momento fletor eixo "a" plano XZ	98
Figura 20.1. 5. Diagrama esforço cortante eixo "b" marcha de velocidade plano XY	98
Figura 20.1. 6. Diagrama esforço cortante eixo "b" marcha de velocidade plano XZ	98
Figura 20.1. 7. Diagrama momento fletor eixo "b" marcha de velocidade plano XY	98
Figura 20.1. 8. Diagrama momento fletor eixo "b" marcha de velocidade plano XZ	99
Figura 20.1. 9. Diagrama esforço cortante eixo "b" marcha trativa plano XY	99
Figura 20.1. 10. Diagrama esforço cortante eixo "b" marcha trativa plano XZ	99
Figura 20.1. 11. Diagrama momento fletor eixo "b" marcha trativa plano XY	99
Figura 20.1. 12. Diagrama momento fletor eixo "b" marcha trativa plano XZ	100
Figura 20.1. 13. Diagrama momento fletor eixo "c" marcha de velocidade plano XY	100
Figura 20.1. 14. Diagrama momento fletor eixo "c" marcha de velocidade plano XZ	100
Figura 20.1. 15. Diagrama momento fletor eixo "c" marcha de velocidade plano XY	100
Figura 20.1. 16. Diagrama momento fletor eixo "c" marcha de velocidade plano XZ	101
Figura 20.1. 17. Diagrama esforço cortante eixo "c" marcha trativa plano XY	101
Figura 20.1. 18. Diagrama esforço cortante eixo "c" marcha trativa plano XZ	101
Figura 20.1. 19. Diagrama momento fletor eixo "c" marcha trativa plano XY	101
Figura 20.1. 20. Diagrama momento fletor eixo "c" marcha trativa plano XZ	102
Figura 20.1. 21. Diagrama esforço cortante eixo "d" plano XY	102
Figura 20.1. 22. Diagrama esforço cortante eixo "d" plano XZ	102
Figura 20.1. 23. Diagrama momento fletor eixo "d" plano XY	102
Figura 20.1. 24. Diagrama momento fletor eixo "d" plano XZ	103
Figura 20.2. 1. Seleção corrente – Rexnord	103
Figura 20.2. 2. Potência por rotação da corrente ANSI 80 – Rexnord	104
Figura 20.2. 3. Dimensões roda dentada - Rexnord	104
FIGURA 20.3. 1. Dimensões de chavetas padronizadas - DIN 6885-1	105
Figura 20.4. 1. Catálogo rolamento 6004 – SKF	106
Figura 20.4. 2. Catálogo rolamento 6206 – SKF	107
Figura 20.4. 3. Rolamento 6204-2RSH	108
Figura 20.4. 4. Rolamento 81107 TN – SKF	109
Figura 20.5. 1. Catálogo de parafusos - Ciser	110
Figura 20.5. 2. Catálogo de parafusos – Ciser	110

Figura 20.6. 1. Catálogo de anéis de retenção- Seeger	111
Figura 20.7. 1. Retentores AGEL	112
Figura 20.7. 2. Retentores AGEL	112

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.5. 1. Matriz de decisão.....	12
Tabela 4.2. 1. Fatores de penalização	18
Tabela 5.1. 1. Análise cinmática.	21
Tabela 5.3.1. 1. Fatores AGMA para as engrenagens cônicas de dentes retos	29
Tabela 5.3.1. 3. Fatores AGMA para as engrenagens cilíndricas de dentes retos	29
Tabela 5.3.2. 5. Dimensões das engrenagens.	30
Tabela 6. 1. Resultados da seleção das rodas dentadas.	33
Tabela 7. 1. Reações nos mancais através do software MDSolids 4.1.0	36
Tabela 7.1.4. 1. Resultados obtidos para o eixo “a”.	43
Tabela 7.1.4. 2. Resultados obtidos para o eixo “b”.	43
Tabela 7.1.4. 3. Resultados obtidos para o eixo “c”.	43
Tabela 7.1.4. 4. Resultados obtidos para o eixo “d”.	44
Tabela 8. 1. Resultado para o dimensionamento das chavetas.	48
Tabela 8. 2. Resultado para o dimensionado das estrias.	48
Tabela 9. 1. Resultado para seleção de rolamentos.	50
Tabela 12. 1. Ajustes escolhidos.	63
Tabela 13.2. 1. Resultados obtidos para lubrificação.	67
Tabela 16. 1. Estimativa de custos.	74

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

r	Área	[m ²]
W	Força no engranzamento	[N]
T	Torque	[N m]
R	Raio	[m]
D	Diâmetro	[mm]
d	Diâmetro primitivo	[mm]
m	Módulo	[mm]
p	Passo diametral	[1/pol]
F, b	Largura de Face	[mm]
E	Módulo de Elasticidade	[GPa]
H	Potência	[W]
HB	Dureza Brinell	[HB]
P	Passo diametral	[dentes/mm]
S	Tensão admissível	[Mpa]
C	Distância entre centros	[mm]
A, B	Reação nos macais	[N]
Se	Limite de endurance	[Mpa]
l	Comprimento de chaveta	[mm]
P	Carga suportada por rolamento	[KN]
C	Carga dinâmica nominal de rolamento	[KN]
L	Vida de rolamento	[h]
V	Velocidade de linha primitiva	[ft/s]

Símbolos Gregos

ω	Velocidade angular	[rad/s]
α	Ângulo de cone	[graus]
ρ	Densidade	[m ³ /kg]
σ	Tensão	[MPa]
ω	Velocidade crítica	[RPM]
ν_{isc}	Viscosidade	[centistokes]

Grupos Adimensionais

r	<i>Redução</i>
Ch	Fator de Razão de Dureza
mg	Fator de redução
N	Numero de dentes das engrenagens
FSc	Fator de Segurança ao Contato
FSf	Fator de Segurança à Flexão
$FSfc$	Fator de Segurança à Fadiga ao Contato
$FSff$	Fator de Segurança à Fadiga a Flexão
Ko	Fator de Sobrecarga
Kv	Fator Dinâmico

K_s	Fator de Tamanho
K_m	Fator de Distribuição
K_t	Fator de Temperatura
K_b	Fator de Espessura de Borda
K_i, K_h	Fator de Distribuição de Carga
K_r	Fator de Confiabilidade
Q	Fator de Qualidade
Y_j	Fator Geométrico de Resistência a Flexão
Y_n, Z_n	Fator Geométrico de Resistência ao Contato
Y	Fator de Lewis
Z_e	Fator de Coeficiente Elástico
Z_n	Fator de Vida
Z_r	Fator de Condição de Superfície
t	Fatores de penalização
n_d	Fator de segurança
Z	Número de dentes das rodas dentadas
L	Número de elos de corrente
K_a	Fator de modificação de condição de superfície
K_b	Fator de modificação de tamanho
K_c	Fator de modificação de carga
K_d	Fator de modificação de temperatura
K_e	Fator de confiabilidade
K_f	Fator de modificação por efeitos variados
p	Expoente de vida de rolamento

Subscritos

M_e	Egremagem solar - esquerda
M_d	Egremagem solar - direita
m_S	Egremagem planetária - superior
m_I	Egremagem planetária – inferior
p	Pinhão
g	Coroa
adm	Admissível
H	Contato
F	Flexão
x	Direção x
y	Direção y
z	Direção z
10	Vida em milhões de rotações
$10h$	Vida em horas

Sobrescritos

t	Tangencial
r	Radial
a	Axial

Siglas

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AGMA	American Gear Manufacturers Association
RPM	Rotação por minuto
RPS	Rotação por segundo

1 INTRODUÇÃO

1.1 PROJETO BAJA SAE

Fundada em 1905 por grandes nomes da engenharia na cidade de Nova York, Estados Unidos, a SAE Internacional (Society of Automobile Engineers) é uma instituição, sem fins lucrativos, que reúne uma gama de mais de 138 mil profissionais associados, sendo eles especializados nas áreas de indústria de veículos comerciais, aeroespacial e automotiva. Por mais de cem anos a instituição vem cumprindo seu papel de desenvolver e disseminar técnicas e conhecimento nas áreas da engenharia da mobilidade tanto terrestre, quanto aérea e marítima.

Reconhecendo-se a necessidade de se abrir as fronteiras de conhecimento para profissionais brasileiros da área da engenharia da mobilidade, tomou-se a iniciativa de criar uma afiliada à SAE Internacional no país, surgindo, então, no ano de 1991 a SAE Brasil. A instituição que conta com mais de 6 mil associados e 1 mil voluntários é responsável pela organização e promoção de mais de 100 eventos anuais, dentre eles as competições Baja Regional e Baja Nacional.

Em todas as competições estudantis promovidas pela SAE Brasil e SAE Internacional (AeroDesign SAE, Fórmula SAE e Baja SAE) os alunos, imersos num ambiente profissional, têm a oportunidade de sair da monotonia da sala de aula e aplicar todo o seu conhecimento teórico num desafio real de engenharia, desde o projeto conceitual até a construção do protótipo.

A primeira competição Baja SAE aconteceu na Universidade da Carolina do Sul, Estados Unidos, no ano de 1976 reunindo 10 equipes e um total de cerca de 90 estudantes. Já no Brasil, a primeira competição de Baja aconteceu em 1995 na cidade de São Paulo. No último Baja Nacional, realizado em Piracicaba-SP, em agosto de 2015, a competição reuniu 67 equipes do Brasil e do exterior, ficando a equipe Piratas do Cerrado da Universidade de Brasília com o título de melhor equipe da região Centro-Oeste.

No projeto Baja SAE, particularmente, os estudantes têm como principal objetivo projetar e construir um veículo off-road que atenda os requisitos técnicos previstos em regulamento e que seja capaz de transpor obstáculos e provas propostas pela organização. Dentre os requisitos de regulamento podemos destacar, além das dimensões da gaiola, o motor Briggs & Stratton 10HP padronizado para todas as equipes, o que impulsiona os estudantes a buscarem cada vez maiores melhorias nas subequipes avaliadas: suspensão, direção, transmissão, freio, estrutura e eletrônica embarcada. O veículo utilizado pela Equipe Piratas do Cerrado é mostrado na figura 1.1.

Durante a competição, o protótipo é sujeito a condições extremas e opostas. Em algumas provas o carro é capaz de desenvolver sua velocidade podendo, então, fazer curvas fechadas apenas jogando a traseira, já em outras oportunidades, como é o caso da prova de ‘suspension & traction’, algumas

curvas devem ser feitas em baixa velocidade, impossibilitando o piloto de jogar a traseira do veículo. São nessas situações que um diferencial ajudaria consideravelmente o desempenho da equipe.



Figura 1. 1. Projeto 2015 da Equipe Piratas do Cerrado, 'Old Ceasar'.

1.2 ATUAL CENÁRIO DA EQUIPE PIRATAS DO CERRADO

A atual transmissão da equipe Piratas do Cerrado conta com um motor Briggs & Stratton 10HP, padronizado para todas as equipes, uma caixa redutora com duas reduções possíveis de projeto próprio, um CVT , transmissão contínua variada, Comet 780 com relação 3,71-0,69:1 e um conjunto homocinético do veículo quadriciclo ATV 380cc.

A caixa de redução da tecnologia 'dogbox' conta com duas marchas, uma trativa e outra de velocidade, proporcionando a primeira uma redução de 12:1 e de 5,82:1 na segunda. A marcha neutra também é uma opção. A cambialidade das marchas é feita através de um cabo de aço acionado por uma manopla de três posições localizada no lado direito da gaiola. Ao movimentar a manopla o piloto estará move um acoplador, que está em contato com um garfo preso ao cabo de aço. Este acoplador, que é solidário ao eixo, pode, dependendo de sua posição, transmitir torque ao pinhão da marcha de velocidade, ao pinhão da marcha trativa ou a nenhum deles (marcha neutra). A figura 1.2 ilustra os caminhos de redução possíveis.

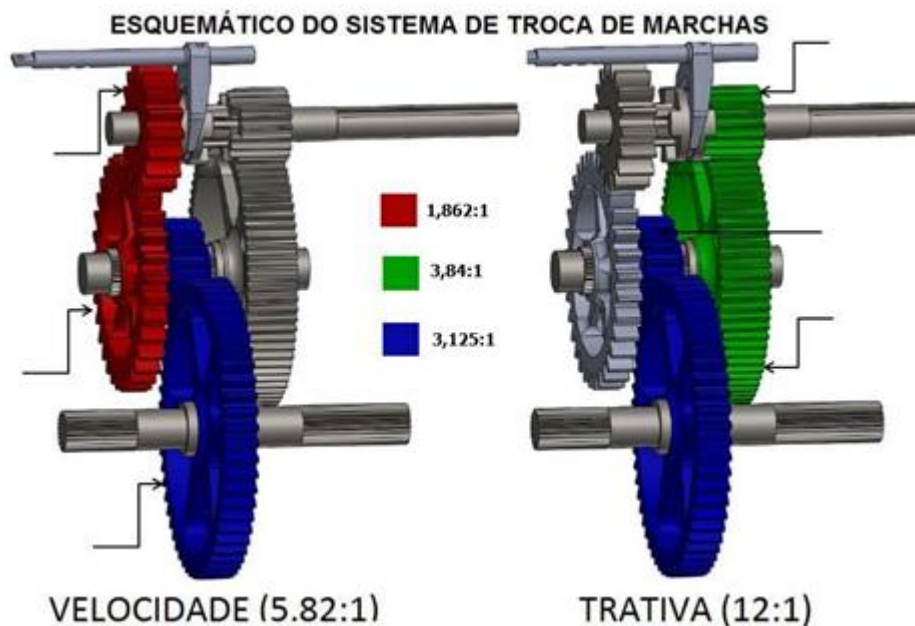


Figura 1. 2. Esquema da cambialidade de marchas do atual redutor da equipe Piratas do Cerrado.

As reduções utilizadas pela equipe foram obtidas através de análises cinemáticas que utilizavam condições de contorno nas quais o carro deveria ser capaz de atingir uma velocidade final de 70 km/h para a marcha de velocidade, e de tracionar uma carga de 250 kg, além de vencer, a partir do repouso, um aclive de 40° para a marcha trativa.

Apesar de possuir um sistema de transmissão bastante eficiente e capaz de transpor a maioria dos desafios encontrados em competição, o sistema entrega o torque de forma igualitária para as rodas tracionadas, no caso, as traseiras, pois existe a carência de um diferencial.

1.3 PROPOSTA DE TRABALHO

A proposta geral do trabalho é desenvolver e dimensionar/selecionar todos os componentes de um diferencial que possa ser utilizado pela equipe Piratas do Cerrado, a fim de se obter melhorias em seu desempenho nas provas dinâmicas além de adquirir uma melhor nota no relatório de projeto, parte que conta muitos pontos na competição.

As reduções proporcionadas pela atual caixa de duas marchas devem ser mantidas, porém quaisquer outras alterações podem ser feitas no sistema com o objetivo de acomodar o diferencial projeto neste trabalho.

1.4 METODOLOGIA

Na primeira fase do projeto foi feita uma análise dos principais tipos de diferenciais bem como dos elementos de máquinas que o constituem, a fim de se compreender melhor o funcionamento do dispositivo. Através de uma matriz de decisão foi selecionado o tipo de diferencial que melhor se adequa à um veículo Baja SAE de acordo com critérios que levam em consideração aspectos da competição e das condições da Equipe Piratas do Cerrado.

Agora, na segunda fase do projeto, foi realizado o dimensionamento/seleção de todos os elementos que constituem a nova caixa de redução com sistema diferencial escolhido.

Por fim, como última fase do projeto, foram elaborados os desenhos de fabricação de todos os componentes dimensionados e apresentados os catálogos dos elementos selecionados, além da determinação dos critérios de lubrificação, manutenção e montagem do sistema.

2 SELEÇÃO DO DIFERENCIAL

Para entender a necessidade do diferencial, vamos pensar numa situação cotidiana onde um carro de tração dianteira deve fazer uma curva como mostrado na figura 2.1. É fácil perceber que a roda interna da curva tem que percorrer uma menor distância quando comparada ao movimento da roda externa à curva, num mesmo intervalo de tempo. Sendo assim, a roda externa tem que girar com uma maior velocidade que a roda interna.

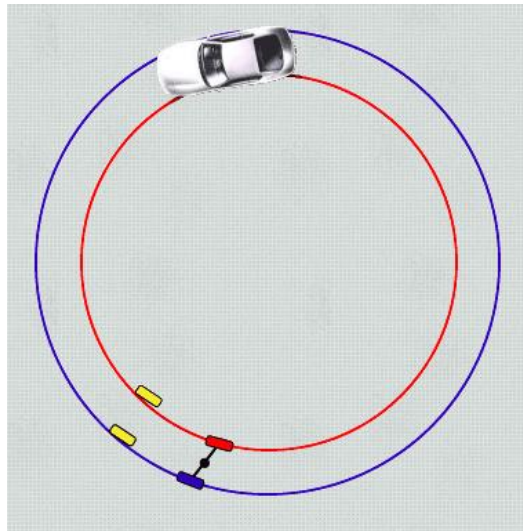


Figura 2. 1. Situação das rodas durante uma curva (Races Im Online).

Se, no caso da situação exposta acima, as rodas dianteiras fossem montadas de forma rígida ao eixo tracionado, haveria um deslizamento da roda interna causando prejuízos ao veículo. Graças ao diferencial, dispositivo mecânico indispensável a veículos de tração, se faz possível que as rodas internas e externas girem com velocidades diferentes, recebendo torques diferentes de acordo com sua necessidade momentânea.

Segundo Gawande, o diferencial possui duas principais funções que são direcionar a potência do motor para as rodas motoras e permitir que elas girem com diferentes velocidades angulares relativas entre si. Por ser, em sua essência, um jogo de engrenagens que permite o giro livre de cada semi-eixo, o diferencial pode também exercer a função de atuar como um mecanismo final de redução no veículo, diminuindo a velocidade rotacional da transmissão uma última vez antes que ela chegue às rodas.

Os diferenciais são divididos de forma geral em 3 grandes categorias: diferencial aberto (open differential), diferencial bloqueável (locking differentials) e diferencial de deslizamento limitado (limited slip differential, LSD). Cada um desses tipos possui suas particularidades mecânicas e de aplicação que serão discutidas a seguir.

2.1 CINEMÁTICA DE UM DIFERENCIAL ABERTO

Para melhor entender o funcionamento do diferencial vamos fazer uma breve análise dinâmica do sistema. A figura 2.1.1 mostra os componentes básicos de um diferencial aberto.

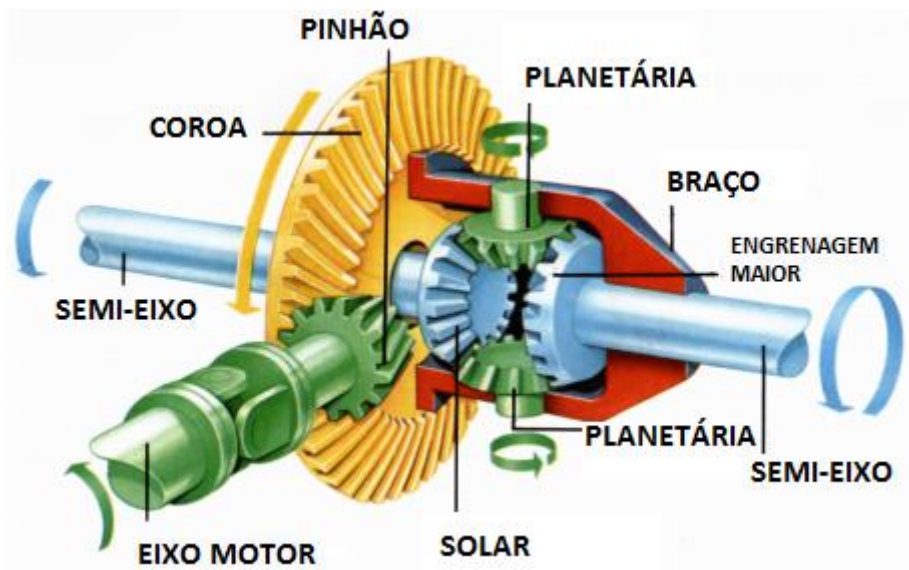


Figura 2.1. 1. Diferencial aberto. (Grewal, 2001).

Barreto fala que um diferencial aberto pode ser abordado como um sistema de dois graus de liberdade nas coordenadas generalizadas ω_{sE} e ω_{sD} , que representam a velocidade angular da engrenagem solar esquerda e direita, respectivamente. As equações 2.1.1, 2.1.2, 2.1.3 e 2.1.4 mostram as relações de velocidades apresentadas por Barreto entre os componentes do diferencial aberto.

$$\omega_{EixoMotor} = \frac{r_1}{2} (\omega_{sE} + \omega_{sD}) \quad (2.1.1)$$

$$\omega_{braço} = \frac{1}{2} (\omega_{sE} + \omega_{sD}) \quad (2.1.2)$$

$$\omega_{pS} = r_2 (\omega_{sE} - \omega_{sD}) \quad (2.1.3)$$

$$\omega_{pI} = r_2 (\omega_{sD} - \omega_{sE}) \quad (2.1.4)$$

Onde,

$\omega_{EixoMotor}$ é a velocidade angular do eixo motor;

r_1 é a redução entre o eixo motor e a coroa, se existir;

$\omega_{braço}$ é a velocidade angular da carcaça;

ω_{pS} é a velocidade angular da engrenagem planetária superior;

ω_{pI} é a velocidade angular da engrenagem planetária inferior;

r_2 é a redução entre as engrenagens solares e engrenagens planetárias, se existir.

Barreto ainda determina as forças tangenciais atuantes nas engrenagens solares, sendo elas mostradas pelas equações 2.1.5 e 2.1.6 para um sistema com quatro e duas engrenagens planetárias, respectivamente.

$$W^t = \frac{T_0}{8R_g} \quad (2.1.5)$$

$$W^t = \frac{T_0}{4R_g} \quad (2.1.6)$$

Onde,

W^t é a força tangencial atuante na engrenagem;

T_0 é o torque atuante na engrenagem;

R_g é o raio primitivo da engrenagem solar.

2.2 DIFERENCIAL ABERTO

O diferencial aberto é o tipo mais comum de diferencial, presente na maioria dos carros convencionais de passeio com tração em duas rodas. Neste tipo, as engrenagens solares direita e esquerda estão diretamente ligadas às extremidades dos semi-eixos direito e esquerdo, respectivamente, que giram livremente através de rolamentos localizados entre os semi-eixos e o braço. A coroa recebe potência do pinhão e o a transfere para a carcaça, que gira todo o sistema. As engrenagens planetárias, por sua vez, têm seu eixo preso à carcaça.

Ao se segurar o sistema representado na figura 2.1.1 pelo braço, sem nenhuma potência aplicada ao pinhão, e girar o semi-eixo direito, a engrenagem solar direita também vai girar. Este movimento vai ser transmitido para as engrenagens planetárias que, por sua vez, vão fazer com que a engrenagem solar esquerda gire o semi-eixo esquerdo, só que com a sentido invertido.

Por serem ligadas umas às outras, quando o braço gira, as engrenagens planetárias são obrigadas a rotacionar junto a ele. Se a resistência em ambas as rodas são iguais, como numa situação na qual o carro anda em linha reta, as engrenagens planetárias não vão girar em relação a seu eixo, elas simplesmente se manterão fixas axialmente, pressionando igualmente os dentes das duas engrenagens solares, fazendo com que os semi-eixos girem com mesma velocidade.

Quando se fixa um dos semi-eixos e o pinhão continua transmitindo potência para o diferencial, a carcaça continua girando, porém, agora, as engrenagens planetárias não são capazes de fazer com que os dois semi-eixos girem com velocidades iguais, já que um deles está fixo. Nesta situação, o semi-

eixo livre vai girar com o dobro da velocidade que ele giraria normalmente, ou seja, ele gira com o dobro da velocidade da coroa e da carcaça.

O que acabou de ser descrito é o que acontece quando o veículo está fazendo uma curva. A roda interna deve girar com uma menor velocidade que a roda externa. Mantendo-se a potência fornecida constante, a velocidade angular da carcaça também se mantém constante, porém as engrenagens planetárias giram devagar em torno de seu próprio eixo, possibilitando, assim, a diferenciação de velocidades. A velocidade na qual a carcaça gira será sempre igual à média das velocidades na qual as duas rodas giram.

As situações descritas acima podem ser melhor visualizadas através da figura 2.2.1 que mostra a atuação do diferencial quando o veículo se move em linha reta (a esquerda) ou quando o veículo está fazendo uma curva (a direita).

Uma das principais vantagens deste tipo de diferencial é a sua simplicidade de projeto. Por ser constituído basicamente de um jogo de engrenagens, o diferencial aberto apresenta um custo baixo, tanto de fabricação quanto de manutenção, além de apresentar um excelente desempenho na estrada e na cidade. Para Heisler, o diferencial aberto oferece um sistema bastante confiável onde falhas são bastante raras e só ocorrerão em caso choque ou de problemas na lubrificação.

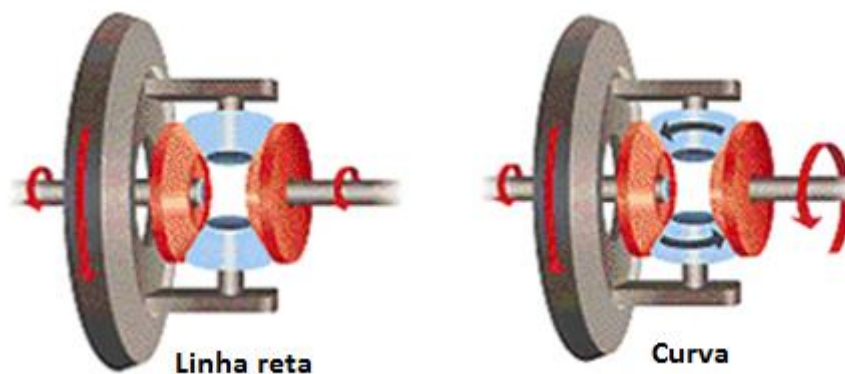


Figura 2.2. 1. Dinâmica do funcionamento de um diferencial aberto. [16]

Uma outra característica dos diferenciais abertos é que eles sempre tentam equilibrar os torques em ambas as rodas, o que acaba sendo sua principal desvantagem. Quando as engrenagens planetárias estão atuando sobre as engrenagens solares, porém uma delas oferece uma grande resistência enquanto a outra não oferece resistência alguma (uma roda no asfalto e a outra sobre o gelo, por exemplo), o diferencial aberto vai achar um equilíbrio onde ambas as rodas recebem quase que nenhum torque. Sendo assim, toda a energia rotacional vai ser direcionada para aquele lado que não oferece resistência, girando a uma velocidade bastante elevada. Este é o principal motivo pelo qual este tipo de diferencial não é recomendado para situações 'off-road'

2.3 DIFERENCIAL BLOQUEÁVEL

Os diferenciais bloqueáveis possuem uma estrutura bastante semelhante à dos diferenciais abertos, porém são projetados para unir dois ou mais componentes do diferencial através de acopladores com dentes do tipo 'dog', possibilitando seu bloqueio. Para Heisler, este tipo de dispositivo é essencial em casos nos quais o veículo irá operar na areia, na lama ou em superfícies escorregadias, como no gelo. Veículo de competição 'off-road' e veículos utilizados em trabalho pesado, como por exemplo equipamentos de agricultura e caminhões militares, são geralmente dotados de um diferencial bloqueável.

Quando o piloto aciona os acopladores, no caso de diferenciais abertos ativados por cabo ou atuadores pneumáticos (figura 2.3.1), este se torna um diferencial bloqueado onde toda a potência disponível será transmitida para as rodas. Mesmo que um dos semi-eixos não sofra nenhuma resistência, a potência ainda irá chegar ao semi-eixo oposto possibilitando que o mesmo produza torque e consequente efeito trativo para mover o veículo.

Existem ainda os diferenciais bloqueáveis de atuação automática, capazes de bloquear e desbloquear sem a necessidade da intervenção do piloto. Alguns dispositivos deste tipo garantem que a potência seja sempre transmitida para ambas as rodas, independentemente das condições de tração em cada uma delas, sendo apenas desbloqueado quando uma roda tem que girar com velocidade diferente da outra durante uma curva. Quando bloqueado, as rodas jamais girarão com uma velocidade menor que a velocidade da carcaça. O exemplo mais comum deste tipo de diferencial é o 'Detroit Locker', que está ilustrado na figura 2.3.2.

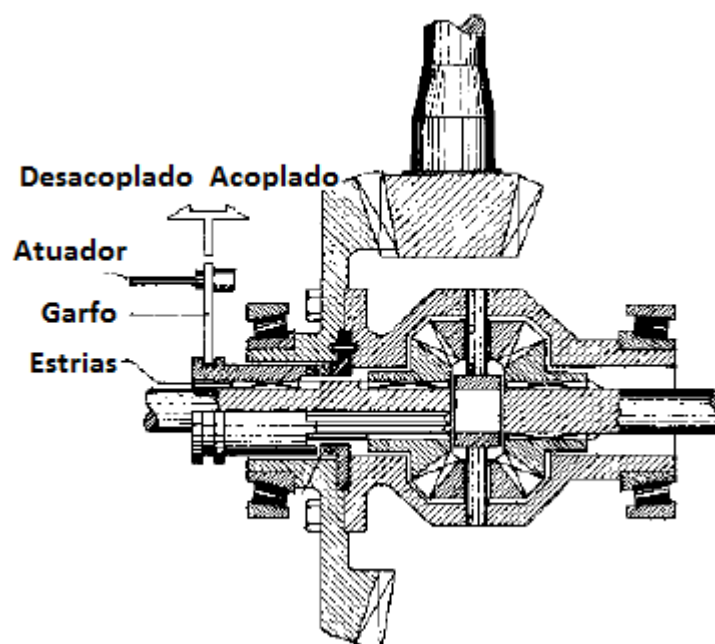


Figura 2.3. 1. Diferencial bloqueável com sistema de bloqueio. (Heisler, Segunda ed.).



Figura 2.3. 2. Detroit Locker, tipo mais comum de diferencial bloqueável automático. (OffRoaders)

Por operar de uma maneira mais agressiva que os outros tipos de diferenciais, devido ao encaixe em movimento do acoplador, muitas vezes o diferencial bloqueável automático é responsável por um desgaste exagerado dos pneus além de ser conhecido por produzir um barulho desagradável aos pilotos durante o processo de acoplamento e desacoplamento das partes. Quando localizado na parte dianteira do veículo, este tipo de diferencial ainda pode afetar a dirigibilidade do carro. Uma outra desvantagem, que atinge todos os diferenciais bloqueáveis, não se limitando apenas ao de atuação automática, é a possibilidade de sujeitar os semi-eixos à torques muito mais elevados que aqueles oferecidos por um diferencial aberto, uma vez que o tipo bloqueável permite que 100% do torque fornecido seja direcionado a apenas uma roda. Veículos que possuem diferenciais bloqueáveis necessitam uma análise detalhada na hora do projeto de seus semi-eixos motores para evitar a falha dos mesmos. Hábitos de direção do piloto, peso do veículo e tamanho dos pneus, assim como sua calibração, são fatores que podem influenciar bastante no funcionamento do diferencial bloqueável.

2.4 DIFERENCIAL DE DESLIZAMENTO LIMITADO

Os diferenciais de deslizamento limitado, ou LSD, foram criados para limitar a tendência dos diferenciais abertos de mandar potência para uma roda que não está sujeita a nenhuma resistência e direcionar esta potência para a outra roda. Ao andar em linha reta, o LSD irá enviar a mesma potência para ambas as rodas, porém, quando uma roda gira pela falta de resistência oferecida sobre ela, o dispositivo LSD vai automaticamente entregar torque para a roda que sofre resistência. Diferentemente do diferencial bloqueável automático, o LSD jamais irá entregar 100% do torque para apenas um dos semi-eixos em situações extremas.

Os LSDs possuem uma estrutura muito semelhante à do diferencial aberto, sendo constituído de um conjunto de engrenagens solares e menores, uma carcaça e os semi-eixos. Sua diferenciação se dá pela existência de um dispositivo que aplica um torque resistivo entre um semi-eixo e a carcaça ou entre os dois semi-eixos. Várias tecnologias vêm sendo desenvolvidas por diversos fabricantes a fim de se obter

diferenciais de deslizamento limitado cada vez mais eficientes. Eles podem ser de vários tipos, tendo seu nome dado de acordo com o mecanismo que aplica torque resistivo, os mais comuns e consagrados no mercado são: diferencial de deslizamento limitado por embreagens, diferencial de deslizamento limitado viscoso e o diferencial torsen. Os três tipos serão detalhados posteriormente.

2.5 MATRIZ DE DECISÃO

A fim de se fazer a escolha do tipo de diferencial mais apropriado para o veículo Mini Baja da equipe Piratas do Cerrado foi utilizado o método da matriz de decisão apresentada por Robert L. Norton. O método consiste em selecionar a melhor alternativa pela determinação da maior média ponderada das notas após uma análise técnica. Esta metodologia ajuda a identificar a melhor opção ao forçar o projetista a considerar uma ampla variedade de fatores de forma esquemática.

Na matriz de decisão devemos reservar a primeira linha da tabela para os critérios de avaliação dos designs propostos, enquanto que a segunda linha deve trazer o peso de cada um destes critérios. A primeira coluna deve informar os designs aos quais devem se atribuir notas. Todas as soluções propostas devem ser julgadas segundo cada parâmetro que devem ser definidos a partir das necessidades do problema inicial. No corpo da matriz são sinalizados as notas de cada solução para aquele devido critério. Deve-se utilizar uma escala de notas de fácil manipulação, como zero a dez, por exemplo.

É dito por Stokes que perante as opções de diferenciais disponíveis, o projetista deve levar em consideração alguns aspectos ao se tomar a decisão, são eles:

- A aplicação do veículo e os tipos de terreno no qual ele irá operar;
- O custo do diferencial em si quando comparado ao custo total do power train do veículo;
- A performance esperada do diferencial;
- A utilização geral da transmissão e do veículo.

Stokes reforça ainda que veículos de uso diário devem priorizar o custo, veículos sofisticados e de alta performance devem conceder notas mais altas àquelas soluções que proporcionem uma maior eficiência e entrega de torque sobre qualquer circunstância, enquanto que “off-roads” devem focar soluções utilizadas em veículos de trabalho pesado.

Além dos critérios sugeridos pelo autor, para este projeto, deve-se ainda levar em consideração fatores inerentes à realidade da equipe Piratas do Cerrado como, por exemplo:

- Facilidade de construção: a oficina disponível para a equipe trabalhar possui um maquinário antigo que não viabiliza a fabricação de peças complexas;

- Facilidade de manutenção: é muito comum se mexer em todos os sistemas do carro durante a competição, entre uma prova e outra. Se faz necessário, então, a utilização de sistemas simples e de fácil manutenção;
- Eficiência nas provas: como já dito anteriormente, se faz necessário a utilização de um diferencial em situações de curva fechada e baixa velocidade, porém o dispositivo é dispensável quando jogar a traseira é interessante. Situações de atolamento também podem ser bastante constante dependendo da prova. Este critério pode ser considerado o critério de performance e de utilização sugerido por Stokes.

Com o que foi exposto acima, fez-se então a matriz de decisão que está mostrada na tabela 2.5.1.

Tabela 2.5. 1. Matriz de decisão

	Aplicação	Custo	Construção	Manutenção	Provas	RANK
Peso	0.25	0.25	0.2	0.1	0.2	1
Aberto	5	10	10	10	5	7,75
Bloqueável Automático	9	8	7	8	8	8,05
Bloqueável	10	9	9	9	9	9,25
LSD Embreagem	6	6	7	6	7	6,4
LSD Viscoso	6	5	5	5	7	5,65
LSD Torsen	7	5	5	6	7	6

Deste modo, o tipo de diferencial escolhido foi o diferencial bloqueável, apresentando a maior nota na matriz de decisão. Resultado que é plausível pelo fato que, em geral, se é recomendado este tipo de diferencial em aplicações “off-road”.

3 CONSIDERAÇÕES SOBRE SISTEMAS DE TRANSMISSÃO

Para Teixeira, existem duas maneiras principais de se transferir potência mecânica: por elementos rígidos de transmissão ou por elementos flexíveis de transmissão, cada um deles apresentando suas vantagens e desvantagens, de acordo com a aplicação.

Transmissão por elementos rígidos é caracterizada por geometrias que não podem ser alteradas, como por exemplo as engrenagens. Presentes nos mais diversos tipos de dispositivos mecânicos e utilizadas principalmente para fornecer uma redução na transmissão em equipamentos motorizados e de ajustar a direção de rotação, as engrenagens podem ser, segundo Budynas, divididas em quatro grandes grupos. São eles: engrenagens cilíndricas de dentes retos, engrenagens helicoidais, engrenagens cônicas e o par parafuso-coroa sem-fim.

Para qualquer tipo de engrenagens existe uma nomenclatura padrão dos dentes. O conhecimento da mesma facilita o entendimento do funcionamento de engranamentos. A figura 3.1 ilustra esta terminologia.

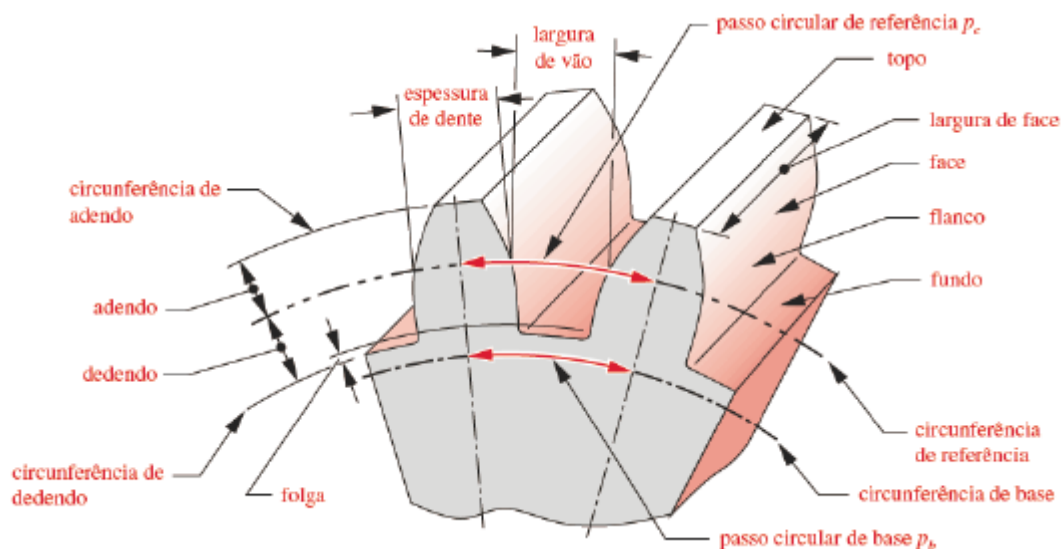


Figura 3. 1. Nomenclatura em engrenagens. (Norton, 2000).

- **Circunferência de referência** ou **Círculo primitivo** é um círculo teórico sobre o qual todos os cálculos são baseados. Seu diâmetro é chamado **diâmetro primitivo (d)**.
- **Passo circular de referência** ou **Passo circular (p)** é a distância, medida no círculo primitivo, de um ponto de um dente ao correspondente ponto no dente adjacente. É numericamente igual à soma da espessura do dente com o vão entre dentes.
- **Módulo (m)** é a razão entre o **diâmetro primitivo** e o número de dentes. A unidade utilizada é o milímetro.

- **Passo diametral (P)** é a razão entre o número de dentes e o **diâmetro primitivo**. É análogo ao módulo, porém a unidade utilizada é a do sistema dos Estados Unidos, sendo assim, sua unidade é dentes por polegada.
- **Adendo** é a distância radial entre o **topo do dente** e o círculo primitivo. O **dedendo** é a distância radial do **fundo do dente** ao círculo primitivo. A **altura completa** é a soma do adendo e dedendo.

Para Budynas, as engrenagens cilíndricas de dentes retos são as mais simples e resistentes, além de apresentarem um custo menor de fabricação. Em contrapartida elas são o tipo de engrenagem que apresentam o maior nível de ruído emitido durante o engranzamento, podendo isto ser um fator determinante na escolha do tipo da engrenagem, dependendo da aplicação.

As engrenagens cônicas podem ser de dois tipos: de dentes retos ou de dentes espiralados. Elas possuem uma elevada eficiência de transmissão e são capazes de transmitir potência entre eixos não paralelos, sendo o ângulo de transmissão mais comum de 90 graus. A figura 3.2 mostra a geometria de cone das engrenagens cônicas, onde F é a largura de face da engrenagem, geralmente limitado a um terço de L , α_p e α_g são os ângulos de cone de referência do pinhão e da coroa, respectivamente.

Os elementos de transmissão flexíveis, por sua vez, são aqueles que apresentam sua forma variável. Os exemplos que melhor ilustram esta categoria são as transmissões por correntes e correias.

Para Budynas, a transmissão por corrente é caracterizada como uma transmissão simples e resistente, capaz de mover vários eixos a partir de uma única fonte de potência e geralmente constituída por duas rodas dentadas e uma corrente, todos os três elementos com o mesmo passo. Assim como nas engrenagens, a redução ou multiplicação da rotação deste sistema depende da relação entre o número de dentes do pinhão e da coroa dentada. A figura 3.3 ilustra o esquema de transmissão por corrente.

Por fim, a transmissão por correias e polia é um dos métodos mais antigos e ainda hoje um dos mais utilizados pois, segundo Budynas, podem transmitir potência para grandes distâncias entre centros e podem fazer a transmissão com mesmo sentido ou com sentido invertido. Seu funcionamento é baseado no atrito que existe entre a polia e a correia.

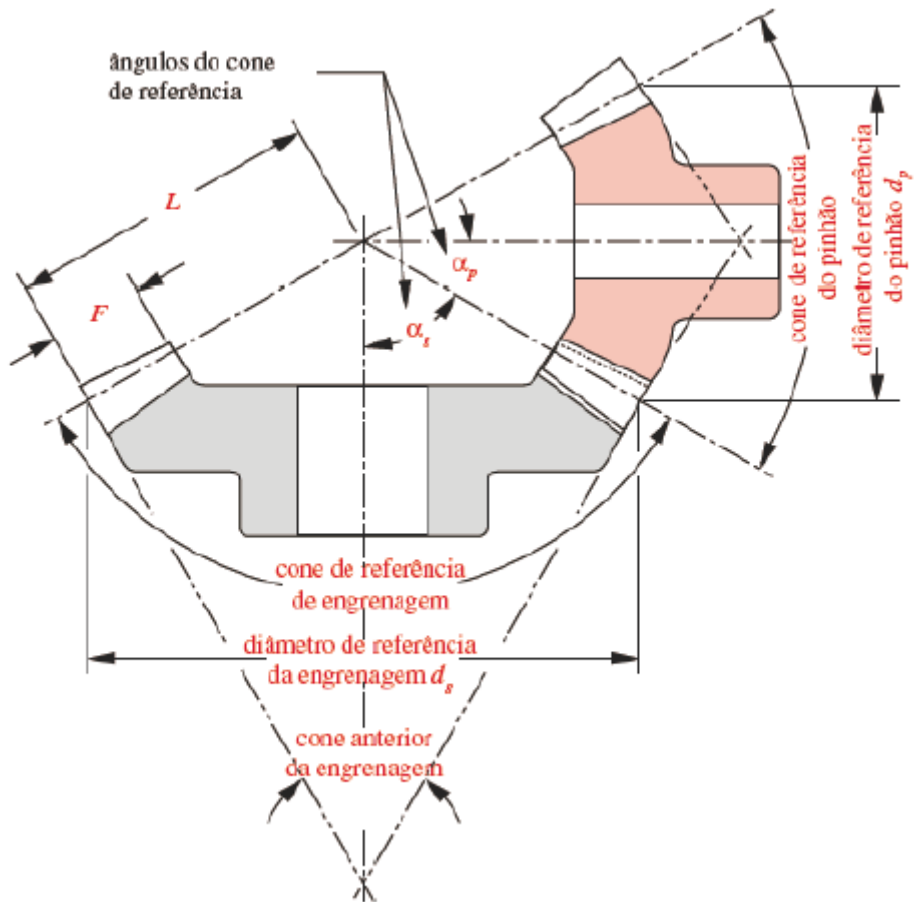


Figura 3. 2. Geometria de engrenagem cônica.

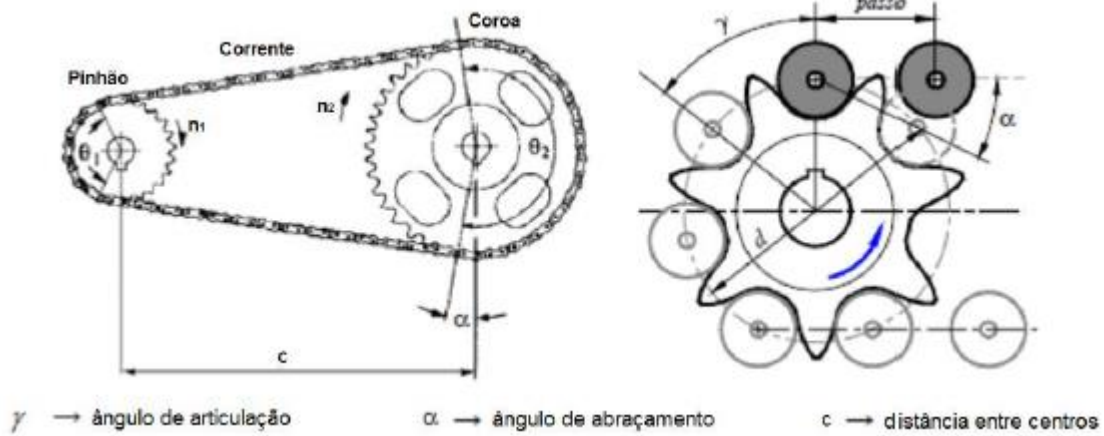


Figura 3. 3. Esquema de transmissão por corrente (Andrade, 2013).

4 SOLUÇÃO ESCOLHIDA

Como foi definido na primeira parte deste projeto, a nova caixa de redução da equipe Piratas do Cerrado deve ser capaz de acomodar um diferencial projetado neste trabalho, mantendo as reduções existentes na atual caixa, 6:1 para marcha de velocidade e 12:1 para a marcha de tração.

Optou-se por se manter o sistema de “dog” para fazer a cambialidade entre as marchas e estendeu-se esta tecnologia, que já é conhecida pela equipe, para o sistema de acionamento do “lock” do diferencial bloqueável. Optou-se também por fazer duas reduções por engrenagens e uma por corrente para cada uma das marchas, sendo um dos engranamentos e a transmissão por corrente comum a ambas. A figura 4.1 ilustra o esquema da solução escolhida. A tabela 4.1 mostra a cinemática do sistema.

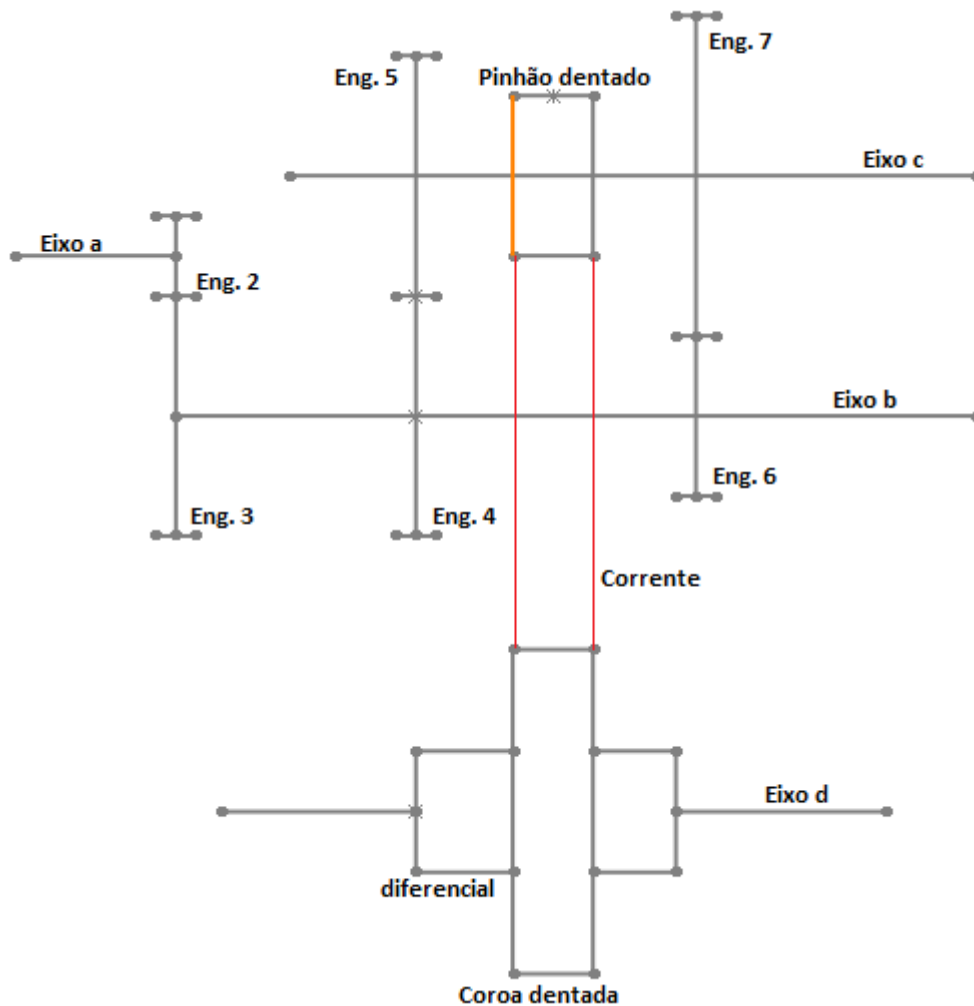


Figura 4. 1. Esquema da nova caixa de redução com diferencial.

Tabela 4. 1. Cinemática do sistema proposto.

Eixo	Torque [Nm]	Rotação [RPM]
a	61,12	700
b	183,36	233,33
c	366,72	116,67
d	733,44	58,33

4.1 DECISÕES DE PROJETO

Para este projeto decidiu-se utilizar engrenagens cilíndricas de dentes retos para a redução devido a seu menor custo de fabricação, maior simplicidade geométrica e a eliminação de esforços axiais nos eixos a quais este tipo de engrenagens estão acopladas. Para as engrenagens que compõem o diferencial decidiu-se utilizar engrenagens cônicas, também de dentes retos, uma vez que é necessário que os eixos das engrenagens solares e menores sejam perpendiculares.

Para fabricação das engrenagens, eixos, acopladores e carcaça do diferencial optou-se pela utilização do aço SAE 4340 normalizado devido a sua alta resistência mecânica e dureza Brinell, além de este material já ser utilizado pela equipe. Para as chavetas vai ser utilizado aço SAE 1020 que apresente propriedades mecânicas necessária para atender o fator de segurança mínimo de projeto de 1,3 e é um aço mais barato que o 4340. Por fim, para a carcaça e para os garfos seletores vai ser utilizado a liga de alumínio 7075-T6. Este material também já é utilizado pela equipe e apresenta propriedades mecânicas satisfatórias para o projeto.

4.2 FATOR DE SEGURANÇA DE PROJETO

Para Collins (2006), é necessário que se determine um fator admissível para a severidade dos carregamentos dos parâmetros que o projetista esteja interessado. Este procedimento deve ser feito antes do início do projeto, a fim de se contabilizar incertezas de operação.

Para este projeto, decidiu-se utilizar as tensões como o parâmetro principal de severidade, sendo assim:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_f}{n_d} \quad (4.2.1)$$

onde,

σ_{adm} : tensão admissível de projeto;

S_f : resistência a falha do material;

n_d : fator de segurança.

O mesmo Collins (2006) descreve um método para obtenção do fator de segurança, que consiste em atribuir valores, de -8 a 8, para diversos critérios de penalização. Sendo assim, o fator de segurança pode ser dado por:

$$n_d = 1 + \frac{(10+t)^2}{100}, \text{ sendo } t \geq -6 \quad (4.2.2)$$

e t é a soma algébrica dos fatores de penalização.

A tabela 4.2.1 traz os critérios de projeto de Collins bem como seus valores atribuídos.

Tabela 4.2. 1. Fatores de penalização

Fator de penalização	Número de penalização selecionado
Conhecimento preciso do carregamento	-2
Cálculo preciso das tensões	-1
Conhecimento preciso da resistência	0
Necessidade de conservação	+1
Gravidade das consequências de falhas	-1
Qualidade da fabricação	0
Condições de fabricação	-2
Qualidade da inspeção/manutenção	-1

Utilizando o método apresentado, obtemos um fator de segurança de 1,25 que foi aumentado para 1,3 a fim de se dar mais confiabilidade ao projeto.

5 PROJETO DAS ENGRENAGENS

Como as reduções da atual caixa da equipe Piratas do Cerrado devem ser mantidas, ou seja, redução total de 6:1 para a marcha de velocidade e 12:1 para a chamada marcha trativa, a caixa inteira teve que ser redimensionada para ser capaz de acomodar o dispositivo diferencial. A outra limitação geométrica é dada pelo entre eixos da nova caixa de redução, que não pode ser menor que 200 mm para que o sistema de transmissão completo seja capaz de acomodar a proteção de fibra do CVT e o copo da homocinética.

Para se projetar a nova caixa, antes é necessário estabelecer condições de torque e rotação na saída do motor e na chegada às rodas. Como já dito anteriormente, o motor Briggs&Stratton de 4 tempos, monocilíndrico, 10HP da série 20 é padronizado por regulamento para todas as equipes. São disponibilizados pelo próprio fabricante as curvas de torque e potência do motor, como mostrado nas figuras 5.1 e 5.2.

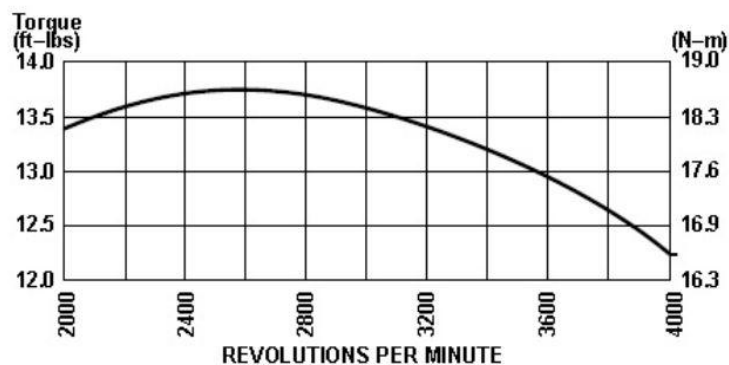


Figura 5. 1. Curva de torque e rotação (Briggs&Stratton)

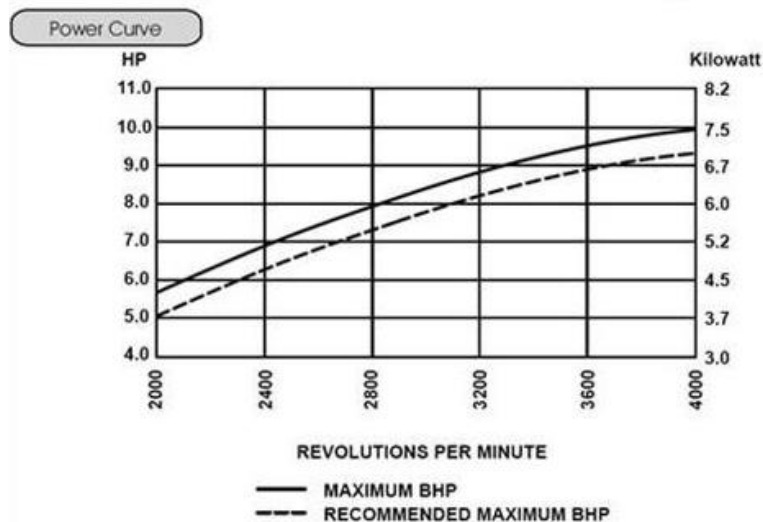


Figura 5. 2. Curva de potência e rotação (Briggs&Stratton)

As curvas nos mostram que o torque máximo fornecido pelo motor ocorre quando o mesmo se encontra a 2600 RPM. Nesta rotação ele gera 7,5 HP de potência, equivalentes a 5,6 KW. Também

podemos observar que o motor só atinge seu valor de potência máximo, 10HP, quando o mesmo gira a uma velocidade 4.000 rotações por minuto.

Imediatamente após a saída do motor encontra-se o dispositivo de transmissão contínua e variada (CVT) do modelo Comet 780. Segundo o fabricante, o dispositivo é capaz de fornecer reduções que variam entre 3,71:1 a 0,69:1. O funcionamento do equipamento pode ser mudado através da alteração das massa das polias, estando o CVT da equipe Piratas do Cerrado ajustado estar completamente aberto, ou seja, oferecendo redução máxima, quando a polia driver estiver operando a uma rotação de 2600 RPM.

De forma resumida, podemos destacar:

- Potência fornecida pelo motor: 5,6 KW;
- Rotação do motor: 2600 RPM;
- Redução do CVT: 3,71:1;
- Redução da caixa 6:1(velocidade) ou 12:1 (trativa);
- Limitação geométrica;
- Eficiência do CVT: 80%.
- Nenhuma perda foi considerada.

5.1 ANÁLISE CINEMÁTICA

Quando o motor se encontra em sua condição de torque máximo, ou seja, 2600 RPM, o CVT se encontra completamente aberto, oferecendo uma redução de 3,71:1. Sendo assim, o eixo de entrada da caixa de redução tem uma velocidade angular de 700 RPM. Como a redução total oferecida pela marcha de tração é de 12:1, os eixos de saída devem girar a 58,33 RPM quando o carro anda em linha reta ou tem o diferencial na posição de “lock”. Essa análise foi feita para o caso mais crítico, que recebe um maior torque.

A tabela 5.1.1 traz as velocidades de rotação de componentes da caixa.

Tabela 5.1. 1. Análise cinmática.

Componente	Velocidade (RPM)
Engrenagem 2	700
Engrenagem 3	233,33
Engrenagem 4 (velocidade)	233,33
Engrenagem 5 (velocidade)	233,33
Engrenagem 6 (trativa)	233,33
Engrenagem 7 (trativa)	116,67
Pinhão dentado	116,67
Coroa dentada	58,33
Eixo a	700
Eixo b	233,33
Eixo c	116,67
Eixo de saída	58,33

5.2 DIMENSIONAMENTO DAS ENGRELAGENS

Todas as engrenagens cilíndricas de dentes retos apresentam um ângulo de pressão de 20°, pois é o mais utilizados comercialmente uma vez que promovem uma maior razão de contato diminuindo o atrito e as cargas nos mancais.

Segundo Budynas (2008), as engrenagens cilíndricas de dentes retos podem sofrer interferência em seu engranzamento. Foi verificado a existência de interferência através da equação 5.2.1.

$$Np = \frac{2}{(1+2m)\text{sen}^2 \emptyset} (m + \sqrt{m^2 + (1 + 2m)\text{sen}^2 \emptyset}) \quad (5.2.1)$$

Onde,

Np: número de engrenagens do pinhão;

m: razão de redução;

\emptyset : ângulo de pressão.

5.3 METODOLOGIA ANSI/AGMA

Budynas (2008) traz uma metodologia para dimensionamento de um par de engrenagens cilíndricas baseado na norma ANSI-AGMA 2001-D04. As equações 5.3.1 e 5.3.2 mostram, respectivamente, as relações fundamentais para tensão de contato e de flexão que foram utilizadas para as engrenagens que fazem parte da redução.

$$\sigma_H = Z_e \sqrt{W_t K_o K_v K_s \frac{K_H Z_R}{d_w b Z_I}} \quad (5.3.1)$$

$$\sigma_F = W_t K_o K_v K_s \frac{K_H K_H K_B}{b m_t Y_J} \quad (5.3.2)$$

Onde,

Z_θ : Coeficiente elástico;

W_t : Força tangencial das engrenagens;

K_o : Fator de sobrecarga;

K_v : Fator dinâmico;

K_s : Fator de tamanho;

K_H : Fator de distribuição de carga;

Z_R : Fator de condição de superfície;

d_w : Diâmetro primitivo do pinhão;

b : Largura de face;

Z_I : Fator geométrico para resistência ao crateramento;

m_t : Módulo;

Y_J : Fator geométrico para resistência flexional;

K_B : Fator de espessura de aro.

Com os valores de tensão de contato e de flexão, somos capazes de obter o fator de segurança, para contato e para flexão (equações 5.3.3 e 5.3.4), que devem ser comparados com o fator de segurança global de projeto, que é de 1,3.

$$S_H = \frac{S_c Z_N Z_w}{\sigma_{c,all} Y_\theta Y_Z} \quad (5.3.3)$$

$$S_F = \frac{S_t Y_N}{\sigma_{all} Y_\theta Y_Z} \quad (5.3.4)$$

S_c : Tensão de contato admissível;

Z_N : Fator de tensão de ciclagem na vida;

Z_w : Fator de razão de dureza para resistência ao crateramento;

$\sigma_{c,all}$: Tensão admissível de contato;

S_t : Tensão de flexão admissível;

Y_N : Fator de ciclagem de tensão de flexão;

σ_{all} : Tensão admissível de flexão

Y_θ : Fator de temperatura;

Y_Z : Fator de confiabilidade.

Budynas (2008) também mostra as equações para dimensionamento de um par de engrenagens cônicas de dentes retos, que foram utilizadas para projetar as engrenagens do diferencial. As equações de contato e de flexão para engrenagens cônicas de dentes retos são mostradas nas equações 5.3.5 e 5.3.6.

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{W_t}{b d_w Z_I} K_o K_v K_H Z_x Z_{cx}} \quad (5.3.5)$$

$$\sigma_F = \frac{W_t K_o K_v Y_x K_H}{b m Y_\beta Y_J} \quad (5.3.6)$$

Onde:

Z_x : Fator de tamanho para resistência a cavitação;

Z_{cx} : Fator de coroamento para resistência a cavitação;

Y_x : Fator de tamanho para flexão;

Y_β : Fator de curvatura ao longo do comprimento para resistência à flexão.

De maneira semelhante às engrenagens cilíndricas de dentes retos, o fator de segurança para contato e flexão (equações 5.3.7 e 5.3.8) devem ser obtidos e comparados com o fator de segurança global de projeto.

$$S_H = \frac{S_{HP} Z_N Z_w}{\sigma_{HP} Y_\beta Y_Z} \quad (5.3.7)$$

$$S_F = \frac{S_{FP} Y_N}{\sigma_{FP} Y_\beta Y_Z} \quad (5.3.8)$$

A força tangencial atuante sobre as engrenagens é medida de maneira diferente para engrenagens cilíndricas de dentes retos e engrenagens cônicas de dentes retos. As equações 5.3.9 e 5.3.10 trazem, respectivamente as relações para se obter este valor para os dois casos, quando o torque e o diâmetro são conhecidos.

$$W_t = \frac{T}{r} \quad (5.3.9)$$

$$W_t = \frac{T}{r_{av}} \quad (5.3.10)$$

Onde,

r_{av} é o raio médio da engrenagem cônica.

5.3.1 FATORES AGMA

- **Força tangencial (W_t)**

É a componente útil, uma vez que é a porção da força de engranzamento que transmite torque. A equação 5.1 mostra como se obter o valor da componente tangencial da força de engranzamento. Para engrenagens cônicas de dentes retos, deve-se utilizar o diâmetro médio, ou seja, aquele na metade da largura de face.

$$W_t = \frac{2T}{d} \quad (5.1)$$

- **Fator de sobrecarga (K_o)**

O fator de sobrecarga leva em conta cargas externamente aplicadas, ou seja, contabiliza os esforços a mais no engranzamento. A figura 5.3.1.1 traz os valores do fator de sobrecarga para diferentes situações.

Característica da Fonte de Movimento Primária	Característica da Máquina Acionada		
	Uniforme	Choque Moderado	Choque Pesado
Uniforme (por exemplo, motor elétrico, turbina)	1,00	1,25	1,75 ou superior
Choques leves (por exemplo, motor de vários cilindros)	1,25	1,50	2,00 ou superior
Choques médios (por exemplo, motor monocilindro)	1,50	1,75	2,25 ou superior

Figura 5.3.1. 1. Valores do fator de sobrecarga (ANSI/AGMA 2001-D04)

Para todas as engrenagens do projeto foi considerado um valor de fator de sobrecarga de 1,5 uma vez que a fonte é um motor de combustão, e a máquina acionada recebe choques moderados.

- **Fator dinâmico (K_v)**

Este fator avalia o efeito da qualidade da manufatura dos dentes de engrenagem com relação à velocidade e à carga. Para se determinar este fator, AGMA definiu números de qualidade na fabricação (Q_v) das engrenagens que variam de 3 a 12. Valores de 8 a 12 são utilizados para engrenagens de qualidade precisa, enquanto os valores inferiores representam a maioria das engrenagens comerciais.

A figura 14-9 de Budynas 8ª Ed. mostra valores do fator dinâmico em relação a velocidade do ponto primitivo da engrenagem para diferentes valores de qualidade.

As curvas dos valores de K_v podem ser obtidas através da equação 5.3.1.1.

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200 V_{st}}}{A} \right)^B \quad (5.3.1.1)$$

Onde,

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (5.3.1.2)$$

$$B = 0,25(12 - Q_v)^{2/3} \quad (5.3.1.3)$$

V_{st} : Velocidade do ponto primitivo

- **Fatores geométricos Z_I e Y_J**

O valor de Y_J pode ser obtido a partir da figura 14-6 de Budynas 8º Ed. para engrenagens cilíndricas de dentes retos e pela figura 15-6 para engrenagens cônicas de dentes retos.

O valor de Z_I pode ser obtido, para engrenagens cilíndricas de dentes retos, através da equação 5.3.1.4.

$$Z_I = \begin{cases} \frac{\cos \theta_t \operatorname{sen} \theta_t}{2m_n} \frac{m_g}{m_g + 1} & \text{para engrenagens externas} \\ \frac{\cos \theta_t \operatorname{sen} \theta_t}{2m_n} \frac{m_g}{m_g - 1} & \text{para engrenagens internas} \end{cases} \quad (5.3.1.4)$$

Sendo m_n igual a unidade para engrenagens cilíndricas de dentes retos.

Já para engrenagens cônicas de dentes retos, este valor pode ser obtido através da figura 15-7 de Budynas 8º Ed.

- **Coefficiente Elástico (Z_E)**

Este fator considera a diferença dos valores de módulo de elasticidade dos materiais que compõem o pinhão e a coroa engranzados. Valores para este fator podem ser obtidos através da figura 14-8 de Budynas 8º Ed.

Todas as engrenagens do projeto são feitas de aço.

- **Fator de condição de superfície Z_R**

É utilizado somente na equação de resistência ao crateramento, e normalmente depende de:

- Acabamento superficial, conforme afetado por, mas não limitado a, corte, rebarbação, lapidação, retífica, jateamento por granalha;
- Tensões residuais;
- Efeitos plásticos (encruamento por trabalho).

Quando um efeito residual do acabamento estiver presente, a AGMA especifica um valor de maior do que a unidade. Foi utilizado o valor de 1,1 para todas as engrenagens.

- **Fator de tamanho de flexão (K_S)**

Reflete a não uniformidade das propriedades do material causada pelo tamanho. Em geral, este fator depende de:

- Tamanho do dente;
- Diâmetro da engrenagem;
- Razão entre o tamanho do dente e o diâmetro da engrenagem;
- Largura de face;
- Área do padrão de tensão;
- Razão da profundidade de camada pelo tamanho do dente;
- Capacidade de endurecimento e tratamento térmico.

O valor deste fator pode ser obtido resolvendo a equação 5.3.1.5.

$$K_S = 0,8433(m b \sqrt{Y})^{0,535} \quad (5.3.1.5)$$

Onde Y é o fator de forma de Lewis.

AGMA recomenda ainda, que caso a equação retorne um valor de K_S menor que 1, utilize-se a unidade.

- **Fator de distribuição de carga (K_m)**

Avalia a não uniformidade da distribuição de carga ao longo da linha de contato. Para engrenagens cilíndricas de dentes retos pode ser encontrado através da equação (5.3.1.6).

$$K_m = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) \quad (5.3.1.6)$$

Onde,

$$C_{mc} = \begin{cases} 1 & \text{para dentes sem coroamento} \\ 0,8 & \text{para dentes coroados} \end{cases} \quad (5.3.1.7)$$

$$C_{pf} = \begin{cases} \frac{b}{10d} - 0,25 & b \leq 1in \\ \frac{b}{10d} - 0,0375 + 0,0125b & 1 < b < 17in \\ \frac{b}{10d} - 0,1109 + 0,0207b - 0,000228b^2 & 17 < b < 40in \end{cases} \quad (5.3.1.8)$$

$$C_{pm} = \begin{cases} 1 & \text{para pinhões montados entre mancais no intervalo } S_{1/S} < 0,175 \\ 1,1 & \text{para pinhões montados entre mancais no intervalo } S_{1/S} \geq 0,175 \end{cases} \quad (5.3.1.9)$$

$$C_e = \begin{cases} 0,8 & \text{engrenamento ajustado na montagem; compatibilidade por lapidação} \\ 1 & \text{para todas as outras condições} \end{cases} \quad (5.3.1.10)$$

$$C_{ma} = A + BF + CF^2 \quad (5.3.1.11)$$

Onde b é a largura de face e os fatores A, B e C podem ser obtidos através da figura 14-9 de Budynas 8º Ed.

Os fatores A, B e C foram considerados unidades fechadas de precisão.

Já para engrenagens cônicas de dentes retos, este valor é obtido através da equação 5.3.1.12.

$$K_m = 5,6(10^{-6})b^2 + \begin{cases} 1 & \text{ambos os membros montados entre mancais} \\ 1,1 & \text{um membro montado entre mancais} \\ 0,5 & \text{nenhum membro montado entre mancais} \end{cases} \quad (5.3.1.12)$$

- **Fator de razão de dureza (C_H)**

Este fator leva em consideração a possível diferença das razões de dureza entre o pinhão e a coroa que se engranzam. Como neste projeto todas as engrenagens são feitas do mesmo material, a razão entre as durezas Brinell dos materiais equivale a 1. Até razões de dureza de 1,2, AGMA recomenda que se use um valor para o fator de dureza igual a 1.

- **Fatores de ciclagem de tensão (Y_N e Z_N)**

Os fatores de ciclagem de tensão avaliam o impacto da influência da vida em ciclos, em relação à variação de tensão no passar da vida em ciclos do projeto. As figuras 14-14 e 14-15 de Budynas 8º Ed. trazem as curvas para obtenção dos valores de Y_N e Z_N , respectivamente, em engrenagens cilíndricas de dentes retos.

Já para engrenagens cônicas, os valores de Y_N e Z_N , são obtidas através das figuras 15-9 e 15-9 de Budynas 8º Ed.

- **Fator de confiabilidade (K_R)**

Avalia o efeito das distribuições estatísticas das falhas por fadiga do material. Os valores mais comuns de confiabilidade, juntamente com seus valores associados de K_R são mostrados na figura 14-10 de Budynas 8º Ed.

Para todas as engrenagens do projeto foi utilizado uma confiabilidade de 0,99.

- **Fator de temperatura (K_T)**

AGMA recomenda que se utilize o fator de temperatura igual a unidade quando as engrenagens e óleo que as lubrifica operam a uma temperatura de até 120 °C. Deve se utilizar valores superiores de K_T quando o sistema operar a temperaturas mais altas, devido a possibilidade de mudança de propriedades do material.

- **Fator de espessura de borda (K_B)**

Quando a espessura do aro não é grande o suficiente para proporcionar suporte completo para a raiz do dente, é possível que ocorra a falha por fadiga flexional dentro do aro de engrenagem em lugar do filete do dente. A figura 14-16 de Budynas 8º Ed. mostra graficamente como se obter este valor.

Neste projeto, todas as engrenagens respeitaram as dimensões da borda com espessura 20% maior que a altura do dente, desta maneira o valor de K_B é igual a 1 para todas as engrenagens do projeto.

- **Fator de tamanho para a resistência à cavitação (Z_X)**

Avalia as influências da geometria da engrenagem cônica de dente reto na resistência a cavitação. Pode ser obtido através da equação 5.3.1.13.

$$Z_X = \begin{cases} 0,5 & b < 12,7mm \\ 0,00492b + 0,4375 & 12,7 \leq b \leq 114,3mm \\ 1 & b > 114,3mm \end{cases} \quad (5.3.1.13)$$

- **Fator de tamanho para flexão (Y_X)**

Avalia as influências da geometria da engrenagem cônica de dente reto para a flexão dos dentes. Pode ser obtido através da equação 5.3.1.14.

$$Y_X = \begin{cases} 0,5 & m < 1,6 mm \\ 0,4867 + 0,008339m & 1,6 \leq m \leq 50mm \end{cases} \quad (5.3.1.14)$$

- **Fator de coroamento para resistência à cavitação (Z_{xc})**

Os dentes da maioria das engrenagens cônicas apresentam coroamento na direção do comprimento. Para contabilizar este fenômeno podemos utilizar a equação 5.3.1.15.

$$Z_{xc} = \begin{cases} 1,5 & \text{dentes coroados de forma correta} \\ 2 & \text{dentes maiores não coroados} \end{cases} \quad (5.3.1.15)$$

- **Fator de curvatura ao longo do comprimento para resistência a flexão (Y_{β})**

Para engrenagens cônicas de dentes retos, este valor assume o valor de 1.

As tabelas 5.3.1.1 e 5.3.1.2 mostram os valores de cada fator AGMA obtido para as engrenagens cônicas de dentes retos e cilíndricas de dentes retos, respectivamente.

Tabela 5.3.1. 1. Fatores AGMA para as engrenagens cônicas de dentes retos

Ka	Zxc	Yb	Zn	Yn	Zw	Ko	Yz	Zz	Ze	Kv	Km	Shp (10 ³)	Sfp
1	1,5	1	2	2,7	1	1	1,65	1,28	190	3,09	1,25	1,79	703,16

Tabela 5.3.1. 2. Fatores AGMA para as engrenagens cilíndricas de dentes retos

Engrenagem	Ko	Kv	Ks	Km	Kb	Yj	Ze \sqrt{MPa}	Zr	Zi
2	1	1,13	1,06	2,47	1	0,296	191	0,29	1
3	1	1,13	1,07	1,98	1	0,403	191	0,39	1
4	1	1,10	1,06	2,31	1	0,371	191	0,38	1
5	1	1,10	1,08	2,31	1	0,371	191	0,38	1
6	1	1,08	1,09	2,98	1	0,303	191	0,33	1
7	1	1,08	1,08	2,37	1	0,371	191	0,37	1

5.3.2 RESULTADOS DE AGMA

Primeiramente foi realizado o dimensionamento das quatro engrenagens que compõem o sistema diferencial. Todas elas possuem dimensões iguais e foram dimensionadas de acordo com os esforços recebidos pelas “engrenagens solares”, ou seja, aquelas que comunicam com o eixo de saída para as rodas. Como mostrado anteriormente, a força tangencial é dividida por 2, já que cada engrenagem solar se engranza com outras duas engrenagens. A tabela 5.3.2.1 traz os valores obtidos no dimensionamento das engrenagens cônicas de dentes retos que compõem o diferencial.

Tabela 5.3.2. 1. Resultado para as engrenagens cônicas de dentes retos.

W_t	W_r	W_a	Dentes	Módulo	Largura de face	FS Contato	FS Flexão
5095 N	1310,5 N	1310,5 N	16	4,5 mm	25,4 mm	1,34	6,26

De maneira análoga foi realizado a avaliação dos fatores AGMA para as engrenagens cilíndricas de dentes retos, que participam da redução do sistema. A tabela 5.3.2.2 traz os resultados de dimensionamento de cada uma delas, respectivamente.

Tabela 5.3.2. 2. Resultados engrenagens cilíndricas de dentes retos.

Engrenagem	W_t	W_r	Dentes	Módulo	Largura de face	FS Contato	FS Flexão
2	2547 N	927 N	16	3 mm	33 mm	2,84	1,31
3	2547 N	927 N	48	3 mm	33 mm	5,25	3,44
4	3595 N	1309 N	34	3 mm	29 mm	3,47	1,43
5	3595 N	1309 N	34	3 mm	29 mm	3,47	1,43
6	5393 N	1963 N	17	4 mm	58 mm	2,66	1,30
7	5393 N	1963 N	34	4 mm	58 mm	3,71	1,56
Cônica	5245 N	1348 N	14	5 mm	24,5 mm	1,34	6,26

Por fim, a tabela 5.3.2.5 mostra os diâmetros primitivos de todas as engrenagens do projeto. Todos os resultados da tabela 5.3.2.4 foram obtidos através de rotinas em MatLab feitas para cada engrenamento, individualmente, que estão presentes em anexo.

Tabela 5.3.2. 3. Dimensões das engrenagens.

Engrenagem	Diâmetro primitivo (mm)
2	48
3	144
4	102
5	102
6	68
7	136
Cônica	72

6 SELEÇÃO DAS RODAS DENTADAS – TRANSMISSÃO POR CORRENTE

O último estágio da redução da caixa é realizado por corrente. Para seleção da corrente, do pinhão e da coroa dentada foi utilizado o catálogo da fabricante Rexnord. Os parâmetros de entrada para a metodologia do catálogo são basicamente a potência do sistema, em HP, e a velocidade, em RPM, do pinhão dentado.

A metodologia do catálogo pede que a potência atuante no sistema seja multiplicada por um fator de serviço utilizado como fator de segurança. O fator de serviço selecionado foi de 1,3, conforme a figura 6.1.

Em seguida, deve-se selecionar o tipo de corrente através de um gráfico onde as entradas são, além da potência corrigida, a velocidade de rotação a qual a roda dentada está submetida e o número de fileiras de correntes que será utilizado. O gráfico, fornecido pela fabricante, encontra-se em anexo.

Com o tipo de corrente selecionada, basta dividir a potência corrigida pelo fator de multiplicidade de número de fileiras, conforme a figura 6.2, e fazer interpolações para descobrir o número de dentes do menor pinhão dentado capaz de suportar os esforços bem como seu tipo (A, B ou C) . Por fim, seleciona-se a coroa dentada, de mesmo passo, que proporcione a redução. As tabelas de informações dimensionais da corrente selecionada e das duas rodas dentadas encontram-se em anexo.

Por fim, o catálogo recomenda, para um melhor funcionamento do sistema, que a distância entre eixos seja a mais próxima possível de uma distância virtual que proporciona o melhor ângulo de abraçamento da roda dentada pela corrente, esse valor é encontrado através da equação 6.1. Podemos descobrir, a partir da distância entre centros virtual, o número de elos necessários (através da equação 6.2) e arredondá-lo para o primeiro número inteiro par superior. Com este valor, basta utilizar a equação 6.3 para descobrir a distância entre centros real.

CLASSE 1 – Cargas Constantes Fator de Serviço: 1,0	CLASSE 2 – Cargas Pulsantes Fator de Serviço: 1,3	CLASSE 3 – Choques Pesados, Altos Picos de Carga Fator de Serviço: 1,7
<p>EXEMPLOS TÍPICOS Agitadores: líquidos. Transportadores: uniformemente carregados ou alimentados. Geradores: elétricos. Árvores de Transmissão: serviço leve. Máquinas: todos os tipos com cargas não reversíveis. Bombas: centrífugas, de engrenagens, rotativas. Peneiras: rotativas, uniformemente alimentadas.</p>	<p>EXEMPLOS TÍPICOS Misturador: argila, argamassa. Transportadores: carregados pesadamente, desuniformemente alimentados. Dragas e Elevadores de Caçambas: descarregamento centrífugo, descarregamento direto, contínuo. Processamento de Alimento: cortadores, misturadores de massa de farinha, moedores de carne, trituradores e desfibradores (não incluindo britadores). Lavadoras: lavadoras, centrífugas. Árvores de Transmissão: serviço pesado. Máquinas Ferramenta: transmissões. Máquinas: todos os tipos, com choques moderados e cargas não reversíveis. Bombas: de vácuo, de pistão.</p>	<p>EXEMPLOS TÍPICOS Britadeiras Transportadores: oscilantes e vibradores (Shakers), alimentadores de britadeiras. Guinchos de Elevação, Guindastes: serviço pesado, exploração de madeira, serralherias, equipamentos de perfuração rotativa. Dragas: separador em lavador de vaivém, transmissão do suporte de perfuração. Bombas para Dragas: bombas de lama. Britadores de Martelo. Máquinas: prensas de estampagem, guilhotinas e todos os tipos sujeitas a severos impactos ou choques e cargas reversíveis. Usinas Siderúrgicas: trefilas, máquinas de conformação, acionamento dos cilindros, bancadas de tensionamento. Moinhos Rotativos: bolas, rolos e cilindros.</p>

Figura 6. 1. Fator de serviço para transmissão por corrente. (Rexnord® and Link-Belt® Roller Chains I Catalog)

ORDEM DE MULTIPLICIDADE	FATOR DE MULTIPLICIDADE
2	1,7
3	2,5
4	3,3
5	3,8
6	4,3
7	4,9
8	5,5
9	6,0
10	6,5

Figura 6. 2. Fator multiplicidade para transmissão por corrente. (Rexnord® and Link-Belt® Roller Chains I Catalog)

$$C_{virtual} = D_g + \frac{D_p}{2} \quad (6.1)$$

Onde,

$C_{virtual}$ é a distância virtual entre centros;

D_g é o diâmetro primitivo da coroa dentada;

D_p é o diâmetro primitivo do pinhão dentado.

$$L = \frac{Z_m Z_M}{2} + \frac{2C}{p} + \left(\frac{Z_M - Z_m}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{C_{virtual}} \quad (6.2)$$

$$C = \frac{p}{4} \left[\left(L - \frac{Z_m + Z_M}{2} \right) + \sqrt{\left(L - \frac{Z_m + Z_M}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{Z_M - Z_m}{\pi} \right)^2} \right] \quad (6.3)$$

Onde,

C é a distância real entre centros;

L é o número de elos;

Z_m é o número de dentes do pinhão dentado;

Z_M é o número de dentes da coroa dentada;

p é o passo da corrente.

A tabela 6.1 traz as informações obtidas na seleção das rodas dentadas.

Tabela 6. 1. Resultados da seleção das rodas dentadas.

Potência de projeto	4,48 KW (6 HP)
Potência corrigida	5,824 KW (7,8 HP)
Número de fileiras	2
Rotação do pinhão	116,67 RPM
Corrente	ANSI 80
Roda dentada	ANSI 80
Fator de multiplicidade	1,7
Z_m	14
Z_M	28
D_p	114,15 mm
D_g	226,87 mm
$C_{virtual}$	283,83 mm
L	44 elos
C	286,51 mm

7 PROJETO DE EIXOS

O projeto é constituído de 5 eixos no total, três deles (eixos “a”, “b” e “c”) acomodam as engrenagens cilíndricas de dentes retos que participam da redução do sistema, enquanto os outros dois eixos são idênticos, denominados eixo “d” e fazem a ligação do diferencial para as homocinéticas.

Para projeto dos eixos, o primeiro passo é a determinação dos esforços e dos momentos fletores através dos diagramas de corpo livre. As figuras 7.1, 7.2, 7.3, 7.4 e 7.5 mostram, respectivamente, os diagramas de corpo livre do eixo “a”, eixo “b” na marcha de velocidade, eixo “b” na marcha de tração, eixo “c” na marcha de velocidade e eixo “c” na marcha de tração.

Utilizando o software MDSolids 4.1.0, foram calculados os momentos fletores, as forças cortantes e as reações nos mancais, primeiramente no plano xy e depois no plano xz. Depois, através do teorema de Pitágoras, todos os esforços foram importados para um mesmo plano.

Excepcionalmente no eixo “a” existe ainda a força gerada pelo CVT no eixo, que foi calculada segundo a metodologia contida na seção 17-3 de Budynas, 2008.

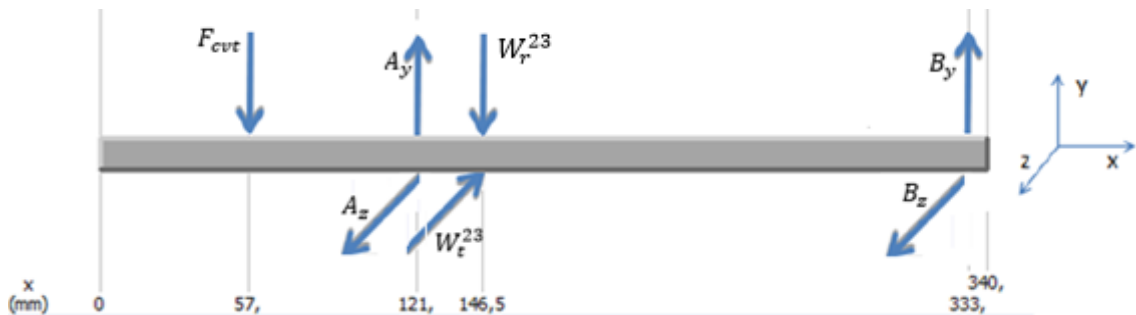


Figura 7. 1. Diagrama de corpo livre – eixo “a”

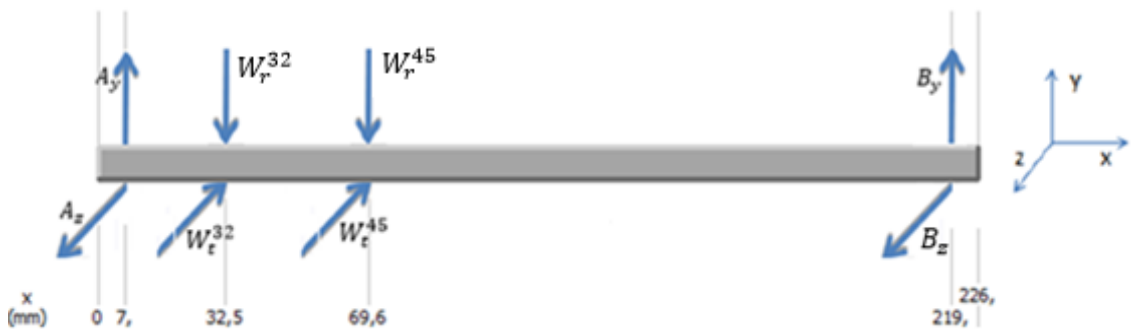


Figura 7. 2. Diagrama de corpo livre – eixo “b” marcha de velocidade.



Figura 7. 3. Diagrama de corpo livre – eixo “b” marcha tratativa.

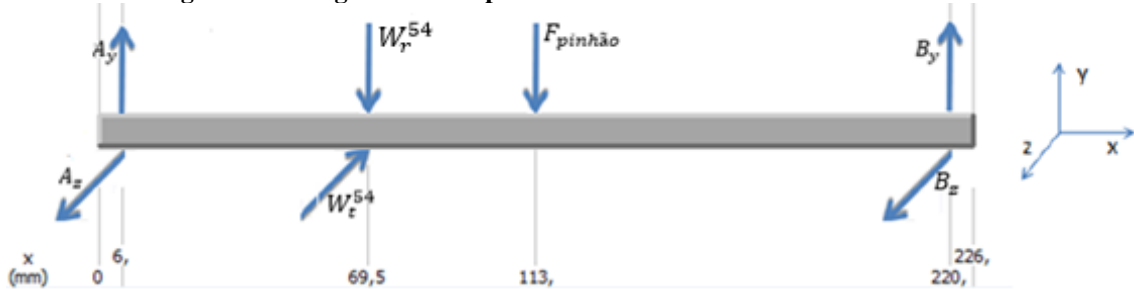


Figura 7. 4. Diagrama de corpo livre – eixo “c” marcha de velocidade.

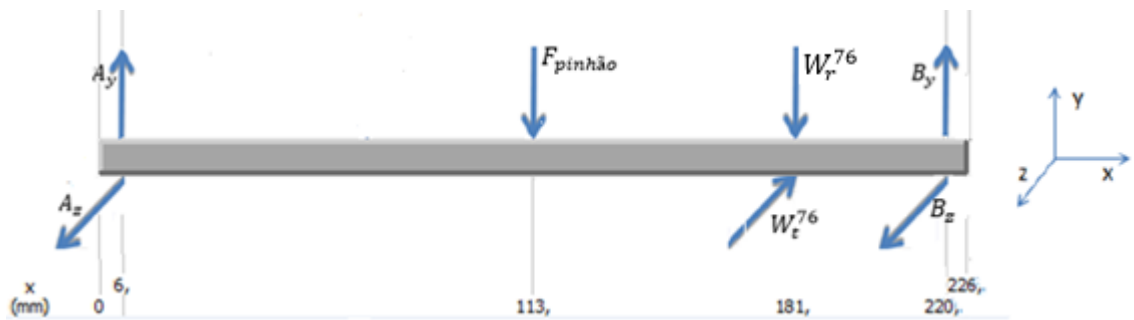


Figura 7. 5. Diagrama de corpo livre – eixo “c” marcha tratativa.

O eixo “d” é o eixo que acomoda a engrenagem cônica do diferencial. De maneira análoga, os esforços axiais e tangenciais foram importados para o mesmo plano e a força axial deve ser compensada por um mancal de escora, sendo assim, temos o digrama de corpo livre da engrenagem cônica mostrada na figura 7.6.

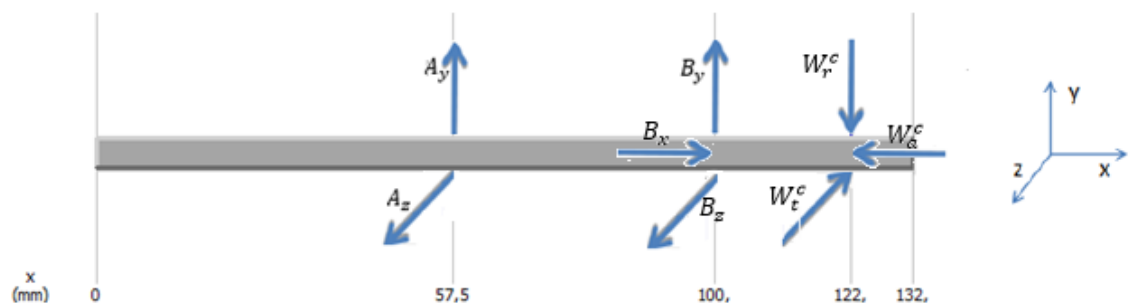


Figura 7. 6. Diagrama de corpo livre – eixo “d”

A tabela 7.1 mostra os resultados de reações nos mancais retornados pelo software MDSolids 4.1.0.

Tabela 7. 1. Reações nos mancais através do software MDSolids 4.1.0

Eixo	$A_y(N)$	$A_z(N)$	$B_y(N)$	$B_z(N)$	$A_{composto}(N)$	$B_{composto}(N)$
a	1598,8	2546,63	71,82	300,31	3006,91	308,78
b – velocidade	1738,35	4775,71	497,32	1366,25	5082,25	1453,95
b – trativa	1167,34	3207,01	1722,67	4736,6	3412,86	5040,14
c – velocidade	2369,39	2528,46	1837,36	1066,83	3465,13	2124,62
c – trativa	1806,78	928,83	3054,31	4410,11	2031,55	5364,50
d	1357,02	5273,1	3978,54	15459,77	5444,91	15963,50

Tem-se ainda a reação axial atuante sobre o mancal de escora do eixo “d” que tem uma intensidade de 1310,5 N.

7.1 DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS

Para dimensionamento de eixos deve-se levar em consideração três fatores principais em consideração: fadiga, rigidez e velocidades críticas. Neste projeto foi feito, primeiramente, a análise de fadiga e depois as verificações dos diâmetros para deflexão e para a velocidade crítica. Caso o diâmetro encontrado por fadiga não atendesse os outros dois critérios, o cálculo deveria ser refeito a fim de atender a todos os fatores.

7.1.1 DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS PARA FADIGA

Existem diversos critérios de falhas para projeto de eixos por fadiga, como mostrado na figura 6-27 de Budynas 8º Ed. Segundo Budynas (2008), o critério *DE-ASME elíptico* tem um melhor ajuste de dados experimentais quando comparado com outros métodos.

Primeiramente devemos corrigir o limite de endurance do material, e para isso devemos utilizar os fatores modificadores do limite de endurance do material de Marin (1962), conforme equação 7.1.1.1.

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_s K_f S'_e \quad (7.1.1.1)$$

Onde,

S_e é o limite de endurance no local crítico de uma peça de máquina na geometria e condição de uso;

K_a é fator de modificação de condição de superfície;

K_b é o fator de modificação de tamanho;

K_c é o fator de modificação de carga;

K_d é o fator de modificação de temperatura;

K_e é o fator de confiabilidade;

K_f é o fator de modificação por efeitos variados;

S'_e é o limite de endurance de espécime de teste de viga rotativa.

Como foi feito anteriormente para os fatores de correção de AGMA, vamos analisar cada um dos fatores de modificação de limite de endurance individualmente.

- **Fator de modificação de condição de superfície (K_a)**

Depende da qualidade do acabamento da superfície da peça verdadeira e é dado pela equação 7.1.1.2.

$$K_a = aS_{ut}^b \quad (7.1.1.2)$$

Onde,

S_{ut} é o limite de escoamento do material;

E os fatores “a” e “b” assumem valores diferentes dependendo do tipo de acabamento superficial existente, de acordo com a figura 6-2 de Budynas 8º Ed.

Todos os eixos do projeto serão usinados.

- **Fator de modificação de tamanho (K_b)**

Este fator pode ser encontrado através da equação 7.1.1.3.

$$K_b = \begin{cases} 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51mm \\ 1,51d^{-0,157} & 51 < d \leq 254mm \end{cases} \quad (7.1.1.3)$$

- **Fator de carregamento (K_c)**

Assume diferentes valores dependendo do tipo de carregamento predominante no projeto do eixo, sendo eles:

$$K_c = \begin{cases} 1 & \text{flexão} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torção} \end{cases}$$

Neste projeto, a flexão é o fator predominante.

- **Fator de temperatura (K_d)**

Quando o sistema opera a uma temperatura muito elevada o material vai apresentar uma diminuição na sua resistência ao escoamento, enquanto que, em temperaturas abaixo da temperatura ambiente o material está sujeito a fratura frágil. A figura 6-4 de Budynas 8º Ed. mostra valores dos fatores de temperaturas para diferentes temperaturas de operação.

Neste projeto, considerou-se que o sistema iria funcionar numa temperatura que varia entre 100º e 150ºC.

- **Fator de confiabilidade (K_e)**

Este fator leva em consideração o espalhamento dos dados na análise do limite de endurance como mostrado na figura 6-17 de Budynas 8º Ed.. A figura 6-5 de Budynas 8º Ed. mostra os valores de K_e para diferentes valores de confiabilidade.

Foi estimado uma confiabilidade de 99% para todos os eixos do projeto.

- **Fator de efeitos diversos (K_f)**

Esse fator é destinado à correção do limite de resistência à fadiga devido a fatores diversos que não foram considerados nos tópicos acima, como corrosão, chapeamento eletrolítico e pulverização do metal, dentre outros.

- **Limite de endurance de espécime de teste de viga rotativa (S'_e)**

Pode ser obtido pela equação 7.1.1.3.

$$S'_e = \begin{cases} 0,5 S_{ut} & S_{ut} \leq 1400MPa \\ 700 MPa & S_{ut} > 1400MPa \end{cases} \quad (7.1.1.3)$$

O material utilizado para os eixos do projeto é o AISI 4340 normalizado 13mm que possui um $S_{ut} = 1448MPa$.

- **Crítério DE-ASME elíptico**

Por fim, o diâmetro mínimo para um eixo para o método *DE-ASME elíptico* pode ser dado segundo a equação 7.1.1.4.

$$d = \left\{ \frac{16SF}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_t M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{ts} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_t M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{ts} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (7.1.1.4)$$

Onde,

SF é o fator de segurança de projeto;

K_t é o concentrador de tensão de fadiga de tensão normal;

K_{ts} é o concentrador de tensão de fadiga de tensão cisalhante;

M_a é o momento alternado;

M_m é o momento médio;

T_a é o torque alternado;

T_m é o torque médio.

Os concentradores de tensão são fatores que ajudam a corrigir irregularidades ou descontinuidades em uma peça. É obtido geralmente levando em consideração a geometria da peça, pela razão dos diâmetros da mudança de seção. Valores teóricos de K_t e K_{ts} podem ser obtidos através das figuras 7.1.1.6 e 7.1.1.7. Já para as chavetas, estes valores foram obtidos conforme figura 7.1.1.8.

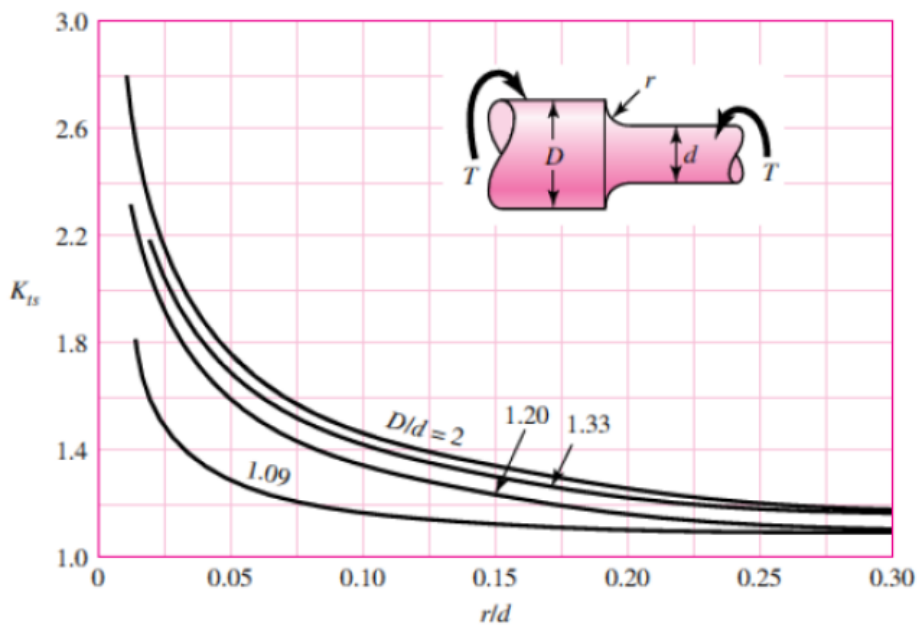


Figura 7.1.1. 1. Valores teóricos de K_t (Budynas, 2008)

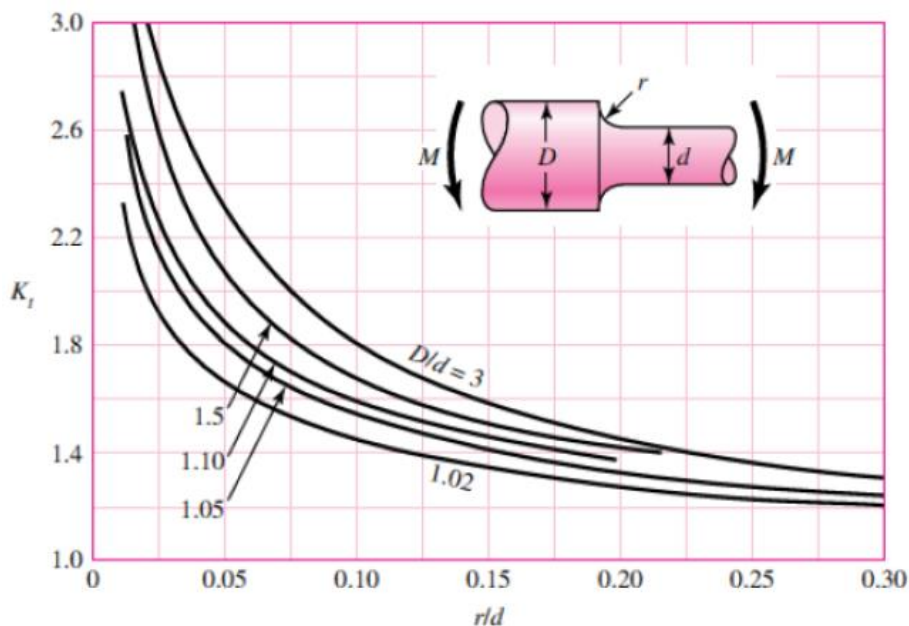


Figura 7.1.1. 2. Valores teóricos de Kts (Budynas, 2008)

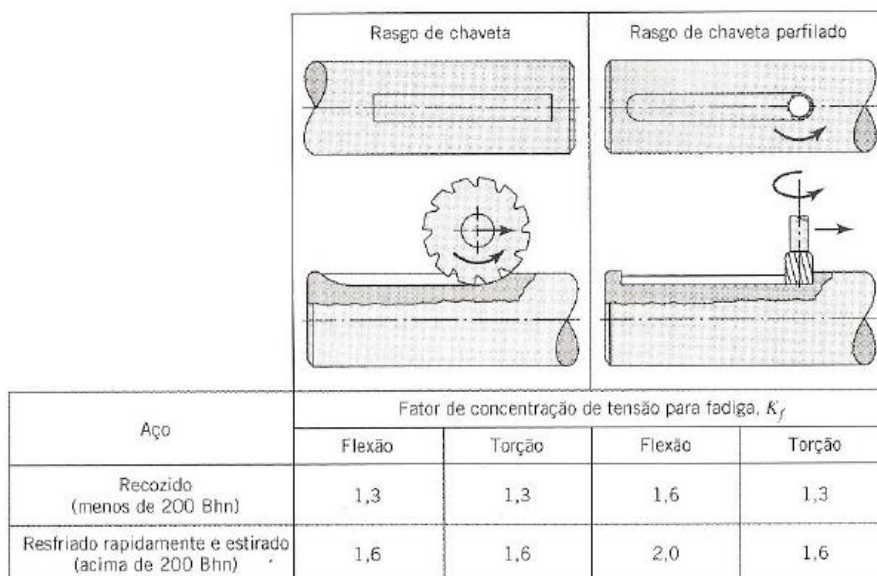


Figura 7.1.1. 3. Valores dos concentradores de tensão para rasgos de chaveta.

7.1.2 DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS PARA RIGIDEZ

Para verificação dos diâmetros encontrados pelo método DE-ASME elíptico para deflexão, foi utilizado o método da superposição da linha elástica. Como mostrado anteriormente nos diagramas de corpo livre dos eixos (figuras 7.1 a 7.6), o eixo “a” tem uma carga aplicada entre mancais e uma carga em balanço, os eixos “b” e “c” possuem apenas cargas aplicadas entre mancais, enquanto que o eixo de saída, “d”, possui apenas uma carga em balanço. As figuras 7.1.2.1 e 7.1.2.2, extraídas de Budynas, mostram a equação para deflexão do eixo para carga entre mancal e em balanço, respectivamente.

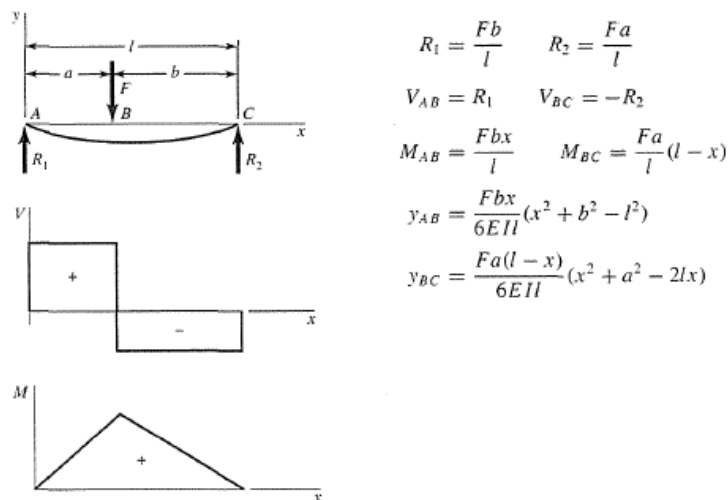


Figura 7.1.2. 1. Deflexão de eixos para carga entre mancais. (Budynas, 2008)

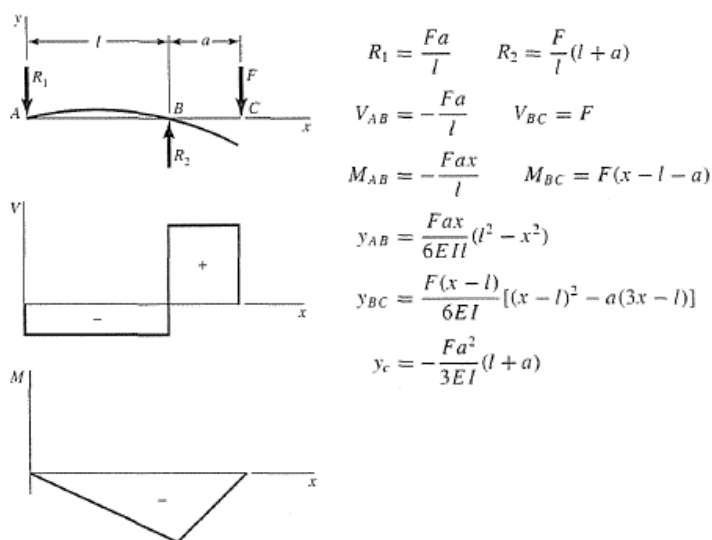


Figura 7.1.2. 2. Deflexão de eixos para carga em balanço. (Budynas, 2008)

As deflexões mostradas pelas figuras 7.1.2.1 e 7.1.2.2 estão em unidades de comprimento e é necessário que elas sejam expressas em inclinação, ou seja, em radianos. Para tal, deve-se utilizar a equação 7.1.2.1.

$$\frac{dy}{dx} = \theta(x) \tag{7.1.2.1}$$

Onde $\theta(x)$ representa a inclinação no ponto desejado, em radianos.

Para este cálculo, foi utilizado o software “Beam Bending Calculator”, encontrado no endereço http://www.engineeringcalculator.net/beam_calculator.html. Foi feito o cálculo para cada carga individual aplicada ao eixo, e a angulação de deflexão foi somada para os pontos crítico (mancais e os pontos de aplicação de força) em cada plano (“xy” e “xz”). Por fim os resultados, foram obtidos através de uma operação vetorial entre os planos.

Sabe-se que a inclinação da linha elástica não deve superar 0,0087 radianos nos mancais de esferas, 0,001 rad para mancais de rolos cilíndricos e 0,005 rad nos engranamentos para que o sistema funcione de maneira apropriada.

7.1.3 DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS PARA VELOCIDADE CRÍTICA

Segundo Budynas, durante o movimento rotacional de um eixo, sua excentricidade causa uma deflexão por força centrífuga, que é resistida pela rigidez flexural do eixo. A partir de certas velocidades de rotação, o eixo é instável e esta deflexão passa a aumentar sem um limite superior. A velocidade limite de rotação na qual as deflexões não vão atingir um estágio instável é chamada de velocidade crítica. Além do peso do próprio eixo, o peso de outros elementos de máquinas associados a ele também vão influenciar na velocidade crítica de operação.

Para o cálculo das velocidades críticas suportadas por cada eixo do projeto foi utilizado o método de Dunkerley, presente em Budynas. A partir deste método, podemos encontrar a primeira velocidade crítica através da equação 7.1.3.1.

$$\frac{1}{\omega_1^2} = \sum \frac{1}{\omega_{ii}^2} \quad (7.1.3.1)$$

Onde,

$$\omega_{ii} = \sqrt{\frac{g}{p_i \delta_{ii}}} \quad ; \quad (7.1.3.2)$$

ω_1 é a primeira velocidade crítica;

g é a aceleração da gravidade local;

p_i é o i -ésimo elemento de massa associado ao eixo;

δ_{ii} é o coeficiente de influência do i -ésimo elemento de massa.

O coeficiente de influência é a deflexão transversal na posição i em um eixo, em razão de uma carga unitária apoiada na posição j eixo. Este valor pode ser obtido através da equação 7.1.3.3.

$$\delta_{ij} = \frac{b_j x_i}{6EI} (l^2 - b_j^2 - a_i^2) \quad (7.1.3.3)$$

Onde,

l é o vão livre entre mancais;

a é a distância entre o primeiro mancal e o i -ésimo elemento de massa.

b é a distância entre o i -ésimo elemento de massa e o segundo mancal.

Como mostrado na equação 7.1.3.2, para o método de Dunkerley, apenas os coeficientes de influência com uma relação entre índices $i=j$ é utilizado para o cálculo da primeira velocidade crítica.

7.1.4 RESULTADO DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS

Após terem sido realizados os cálculos para dimensionamento dos eixos para fadiga pelo critério *DE-ASME elíptico*, para rigidez pelo princípio da superposição e para velocidade crítica através da equação de Dunkerley, foram obtidas as dimensões dos eixos. As tabelas 7.1.4.1, 7.1.4.2, 7.1.4.3 e 7.1.4.4 mostram os resultados encontrados para os eixos “a”, “b”, “c” e “d”, respectivamente. Com auxílio do “plug in” PhotoView 360 do software SolidWorks 2014 foram feitas as renderizações dos quatro eixos, mostrados nas figuras 7.1.4.1, 7.1.4.2, 7.1.4.3 e 7.1.4.4.

Tabela 7.1.4. 1. Resultados obtidos para o eixo “a”.

Parâmetro	Valor
Diâmetro por fadiga [mm]	18
Diâmetro por rigidez [mm]	23
Comprimento [mm]	340
Diâmetro pro rolamento [mm]	20
Inclinação máxima no mancal [rad]	0,0017
Inclinação máxima na engrenagem [rad]	0,0026
Velocidade Crítica [RPM]	5.622

Tabela 7.1.4. 2. Resultados obtidos para o eixo “b”.

Parâmetro	Valor
Diâmetro por fadiga [mm]	24
Diâmetro por rigidez [mm]	23
Comprimento [mm]	226
Diâmetro pro rolamento [mm]	20
Inclinação máxima no mancal [rad]	0,00094
Inclinação máxima na engrenagem [rad]	0,00073
Velocidade Crítica [RPM]	745

Tabela 7.1.4. 3. Resultados obtidos para o eixo “c”.

Parâmetro	Valor
Diâmetro por fadiga [mm]	31
Diâmetro por rigidez [mm]	27
Comprimento [mm]	226
Diâmetro pro rolamento [mm]	25
Inclinação máxima no mancal [rad]	0,00041
Inclinação máxima na engrenagem [rad]	0,00034
Velocidade Crítica [RPM]	1242

Tabela 7.1.4. 4. Resultados obtidos para o eixo “d”.

Parâmetro	Valor
Diâmetro por fadiga [mm]	25
Comprimento [mm]	132
Diâmetro pro rolamento [mm]	25
Diâmetro pro rolamento de escora [mm]	35
Inclinação máxima no mancal [rad]	0,00013
Inclinação máxima na engrenagem [rad]	0,00097
Velocidade Crítica [RPM]	2366



Figura 7.1.4. 1. Imagem renderizada do eixo “a”.



Figura 7.1.4. 2. Imagem renderizada do eixo “b”.



Figura 7.1.4. 3. Imagem renderizada do eixo “c”.

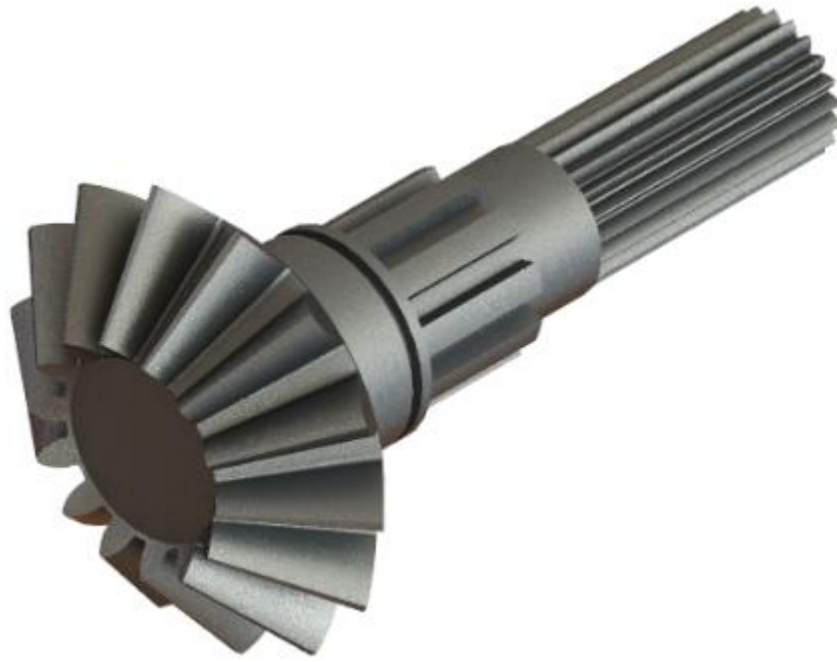


Figura 7.1.4. 4. Imagem renderizada do eixo “d”.

8 CHAVETAS E ESTRIAS

Chavetas são elementos utilizados em eixos para segurar elementos rotativos, como o caso deste projeto, onde elas são utilizadas na fixação de engrenagens e rodas dentadas. Para dimensionamento das chavetas foi utilizado a metodologia de Budynas, baseada na norma alemã DIN 6885/1 que define dimensões padronizadas para chavetas paralelas. A figura 8.1 mostra as principais dimensões inerentes às chavetas.

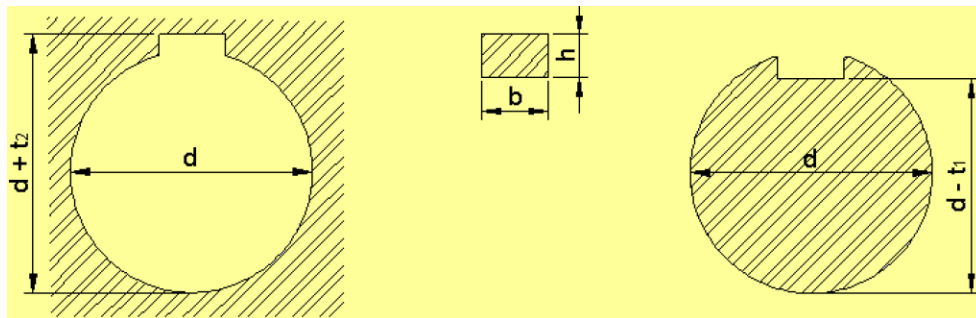


Figura 8. 1. Dimensões fundamentais de chavetas (DIN 6886-1).

No dimensionamento de chavetas paralelas deve-se observar os tipos de falhas as quais elas estão suscetíveis: cisalhamento ou esmagamento. Como as dimensões de largura e altura das chavetas são padronizadas por norma de acordo com o diâmetro do eixo, fica para o projetista apenas a necessidade de se determinar o comprimento da mesma.

De forma resumida, o comprimento das chavetas pode ser determinado de acordo com as equações 8.1 e 8.2, para cisalhamento e esmagamento respectivamente.

$$l_{\text{cisalhamento}} = \frac{4Tn}{dS_y b} \quad (8.1)$$

$$l_{\text{esmagamento}} = \frac{4Tn}{dS_y h} \quad (8.2)$$

Onde,

T é o torque a qual o eixo é submetido;

n é o fator de segurança;

d é o diâmetro do eixo;

b é largura da seção da chaveta;

h é a altura da seção da chaveta;

S_y é o limite de resistência a tração do material.

A tabela 8.1 traz os resultados do dimensionamento das chavetas enquanto que uma tabela com as dimensões padrões se encontra nos anexos deste trabalho.

Tabela 8. 1. Resultado para o dimensionamento das chavetas.

Chaveta	Comprimento [mm]	Fator de segurança ao esmagamento	Fator de segurança ao cisalhamento
Engrenagem 3	33	2,11	6,04
Engrenagem 5	29	1,32	2,98
Pinhão dentado	43,42	2,46	5,97
Engrenagem 7	58	2,11	6,41

Todas as chavetas deste projeto devem ser fabricadas em aço AISI 1020.

Neste projeto, foram utilizados estrias para quando se faz necessário um deslocamento relativo entre cubo e eixo, como nos caso dos eixos “b” e “d” onde existem acopladores acionado por cabo através de garfo seletor para seleção de redução, no caso do eixo “b”, e para “locking” do diferencial no caso do eixo “d”.

As estrias foram dimensionadas através da norma DIN 5462, com as relações de dimensões mostradas na figura 8.2, para ajuste de classe C. Para determinação do comprimento das estrias foram utilizados as equações 8.1 e 8.2 utilizadas para dimensionamento de chavetas, assumindo que toda a carga é suportada por 25% das estrias presentes. A tabela 8.2 mostra o resultado obtido para as estrias.

Número de Dentes da Estria	w (para todos os ajustes)	Ajuste Classe A (montagem permanente)		Ajuste Classe B (para deslizar <i>sem</i> carga)		Ajuste Classe C (para deslizar <i>com</i> carga)	
		h	d	h	d	h	d
Quatro	$0,241D$	$0,075D$	$0,850D$	$0,125D$	$0,750D$	—	—
Seis	$0,250D$	$0,050D$	$0,900D$	$0,075D$	$0,850D$	$0,100D$	$0,800D$
Dez	$0,156D$	$0,045D$	$0,910D$	$0,070D$	$0,860D$	$0,095D$	$0,810D$
Dezesseis	$0,098D$	$0,045D$	$0,910D$	$0,070D$	$0,860D$	$0,095D$	$0,810D$

Figura 8. 2. Dimensões padronizadas das estrias (DIN 5462).

Tabela 8. 2. Resultado para o dimensionado das estrias.

Estriado	Quantidade	Comprimento [mm]	Fator de segurança ao esmagamento	Fator de segurança ao cisalhamento
Eixo “b”	6	62	7,89	3,93
Eixo “d”	10	25	2,70	1,35

9 ROLAMENTOS

A seleção dos rolamentos foi feita através do catálogo da SKF. Na seção 7 deste trabalho foram mostradas as reações nos mancais em casa um dos eixos do projeto, dado este que é essencial na escolha dos rolamentos. Neste procedimento, o primeiro passo é determinar a vida, em horas, que se deseja para os rolamentos do sistema. Por motivos de logística e segurança os testes no carro geralmente são realizados durante o final de semana, por este motivo estipulou-se, de forma exagerada, que o carro rode 4 horas por dia nos finais de semana, totalizando 8 horas por semana, durante o período de dois anos, o que resulta numa vida mínima de 835 horas para cada rolamento.

O cálculo de vida foi realizado baseando-se na norma ISSO 281:1990, norma esta também utilizada pela própria fabricante SKF. É possível determinar a vida, em horas, do rolamento através da equação 9.1.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10} \quad (9.1)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (9.2)$$

Onde,

L_{10h} é a vida do rolamento, em horas de rotação;

L_{10} é a vida do rolamento, em milhões de revoluções;

n é a velocidade de rotação a qual o rolamento está submetido, RPM;

C é a carga dinâmica nominal do rolamento;

P é a carga suportada pelo rolamento;

p é o expoente da equação do tempo de vida (3 para rolamentos esféricos e 10/3 para rolamentos de rolos cilíndricos).

No caso onde existem forças axiais, como no caso do mancal de escora do eixo “d”, devemos ainda calcular a carga equivalente suportada pelo rolamento, como mostrado na equação 9.3.

$$P = XF_r + YF_a \quad (9.3)$$

Onde,

F_r é a carga radial atuante no rolamento;

F_a é a carga axial atuante no rolamento.

Os coeficientes X e Y são obtidos através da razão entre a carga dinâmica suportada pelo rolamento e a força axial atuante sobre ele, conforme mostrado pela figura 9.1. Quando a carga axial é

irrelevante quando comparada à carga radial atuante, utiliza-se a carga atuante equivalente, P, como sendo o próprio esforço radial.

A tabela 9.1 traz os resultados obtidos pelo processo de seleção de rolamentos.

Carga Dinâmica Equivalente

$$P = XF_r + YF_a$$

$\frac{C_{0r}}{F_a}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
5	0.35	1	0	0.56	1.26
10	0.29	1	0	0.56	1.49
15	0.27	1	0	0.56	1.64
20	0.25	1	0	0.56	1.76
25	0.24	1	0	0.56	1.85
30	0.23	1	0	0.56	1.92
50	0.20	1	0	0.56	2.13
70	0.19	1	0	0.56	2.28

Figura 9. 1. Carga dinâmica equivalente em rolamentos (SKF).

Tabela 9. 1. Resultado para seleção de rolamentos.

Eixo	Rolamento Selecionado	Vida (horas)
Eixo "a"	SKF 6004-2RSH	862,70
Eixo "b"	SKF 6204	1338,79
Eixo "c"	SKF 6004-2RSH	911,68
Eixo "d" – escora	SKF 81107 TN	1133,33
Eixo "d"	SKF 6004	871,88
Carcaça do diferencial	SKF RNA 4922	6e7

10 ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS

Alguns elementos presentes na caixa de redução foram analisados por meio do programa ANSYS para determinação de seu fator de segurança e deformação máxima. A simulação dos componentes foram feitas por processos iterativos desenho-simulação. Caso a peça, importada do programa SolidWorks 2014, tivesse um fator de segurança acima do fator de segurança mínimo de projeto, 1,3, ou apresentasse uma deformação máxima não satisfatória, a mesma tinha sua geometria modificada para se obter os resultados desejados.

O software escolhido foi o Ansys WorkBench 15.0, utilizando a opção de análise estática estrutural. Para cada uma das peças simuladas foram utilizados um tamanho de malha inicial equivalente a 1 mm, sendo este valor diminuído e analisado a influência dessa diminuição nos resultados obtidos. Quando o tamanho de malha não fosse mais relevante para os valores finais, tinha-se uma malha convergida.

Para a carcaça da redução e para os dois garfos seletores foi colocado as propriedades mecânicas do alumínio 7075-T6 no programa Ansys WorkBench 15.0, enquanto que para a simulação da engrenagem 7, do eixo do diferencial, da carcaça do diferencial e dos dois acopladores foram imputadas no programas as propriedades do aço 4340 normalizado.

A tabela 10.1 mostra as deformações máximas e o fator de segurança mínimo para cada peça simulada. A explicação da simulação de cada peça é discutida nos itens seguintes.

Tabela 10. 1. Resultado do estudo por elementos finitos.

Peça	Deformação máxima [m]	Fator de segurança mínimo
Garfo Seletor Eixo b	7,0167 e-6	1,5677
Acoplador Eixo b	3,1405 e-6	7,0661
Garfo Seletor Diferencial	1,5917 e-6	1,7723
Acoplador Diferencial	2,127 e-6	2,4226
Engrenagem 7	1,5342 e-6	1,3115
Eixo do Diferencial	1,8909 e-6	1,766

10.1 GARFO SELETOR DO EIXO B

Para se determinar as condições de contorno utilizadas na simulação do garfo seletor foi analisado seu funcionamento. As estrias que acomodam o acoplador acionado pelo garfo são estrias de ajuste classe C, podendo ser deslocado axialmente com carga aplicada. Foi decidido que esta carga aplicada deve ser capaz de vencer o atrito existente entre a o acoplador e o eixo estriado, para tal, foi estimado um coeficiente de atrito de 0,25 entre metal-metal lubrificado com óleo Lubrax Gear 680. O

acoplador tem uma massa de 672 g, gerando uma força normal de aproximadamente 7N. Assim, o garfo deve vencer uma força um pouco menos do que 2 N.

Para a simulação foi aplicado uma força de 200 N, para garantir a integridade da peça. O engaste foi feito no furo do eixo. As figuras 10.1.1, 10.1.2 e 10.1.3 mostram os resultados obtidos pela simulação do garfo seletor do eixo “b” para deformação máxima, tensão de von Mises e fator de segurança.

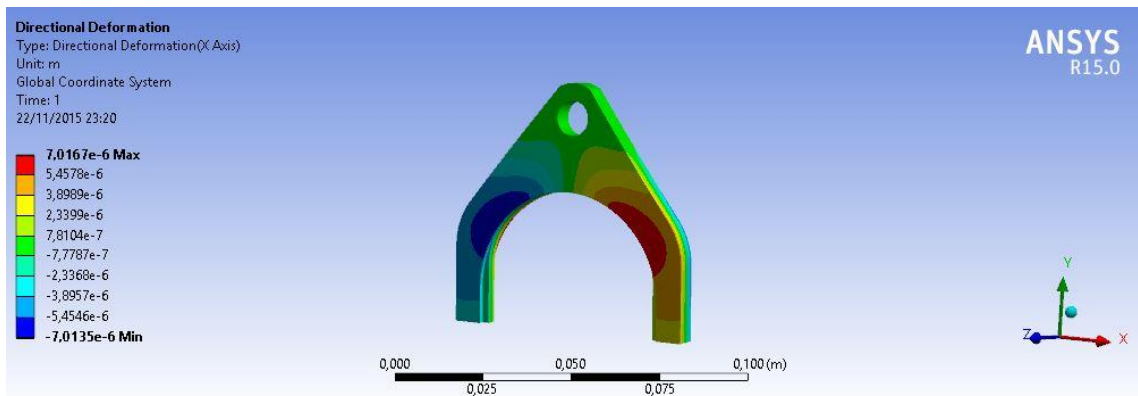


Figura 10.1. 1. Deformação máxima para o garfo seletor do eixo “b” – ANSYS 2015.

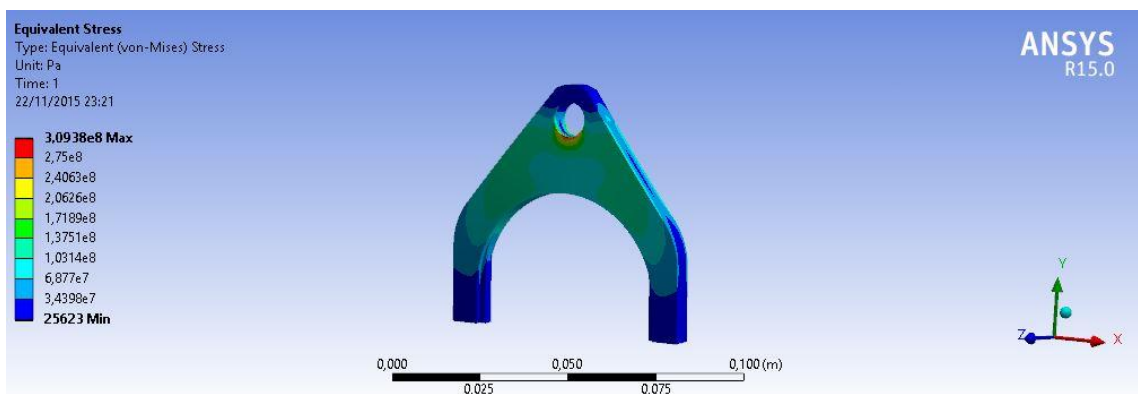


Figura 10.1. 2. Tensão de von Mises para o garfo seletor do eixo “b” – ANSYS 2015.

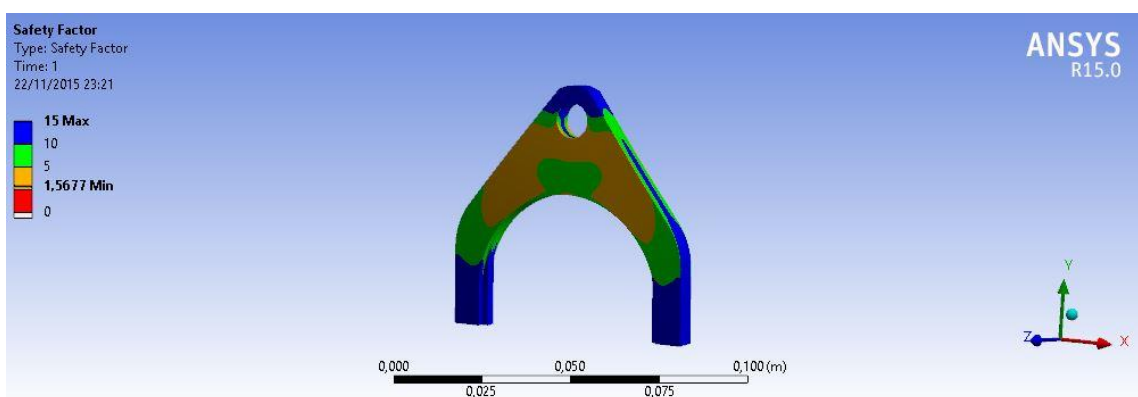


Figura 10.1. 3. Fator de segurança para o garfo seletor do eixo “b” – ANSYS 2015.

10.2 ACOPLADOR DO EIXO B

Para simulação do acoplador do eixo “b” foram calculados as forças atuantes em cada dente que se acopla. Para tal foi considerado o torque do eixo “b” e o diâmetro do acoplador. A força obtida foi dividida por 4, que é o número de dentes que se acoplam, já o engaste foi feito em 25% das laterais das estrias, como previsto por norma. Desta maneira, foi aplicada um força de 1000 N, que é 25% maior que a força calculada de 790 N. Os resultados obtidos são mostrados nas figuras 10.2.1, 10.2.2 e 10.2.3 para deformação, tensão de von Mises e fator de segurança, respectivamente.

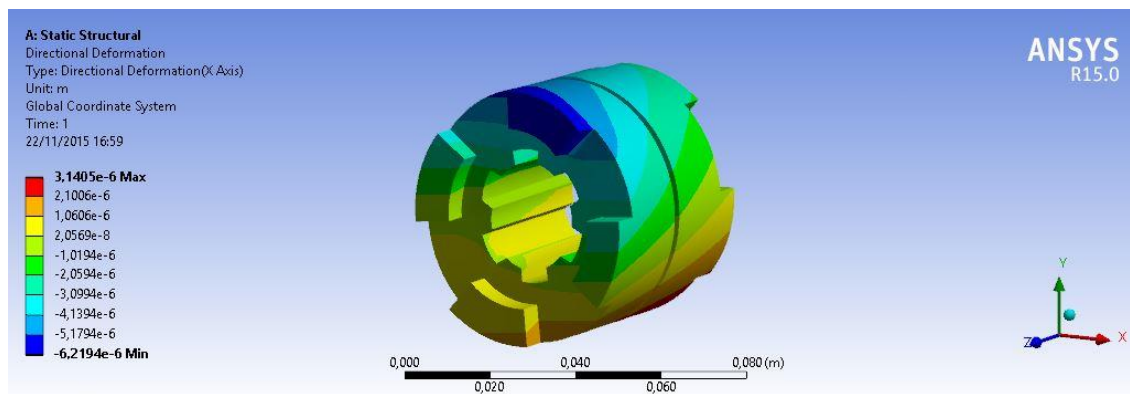


Figura 10.2. 1. Deformação máxima para o acoplador do eixo “b” – ANSYS 2015.

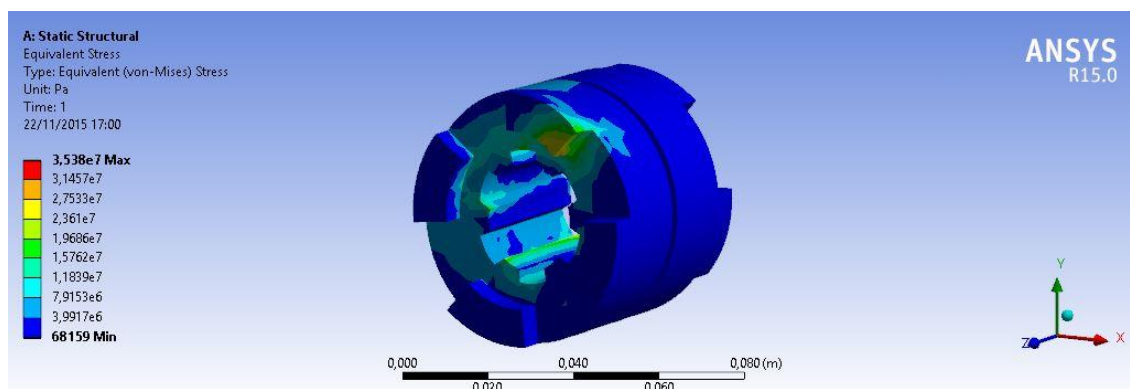


Figura 10.2. 2. Tensão de von Mises para o acoplador do eixo “b” – ANSYS 2015.

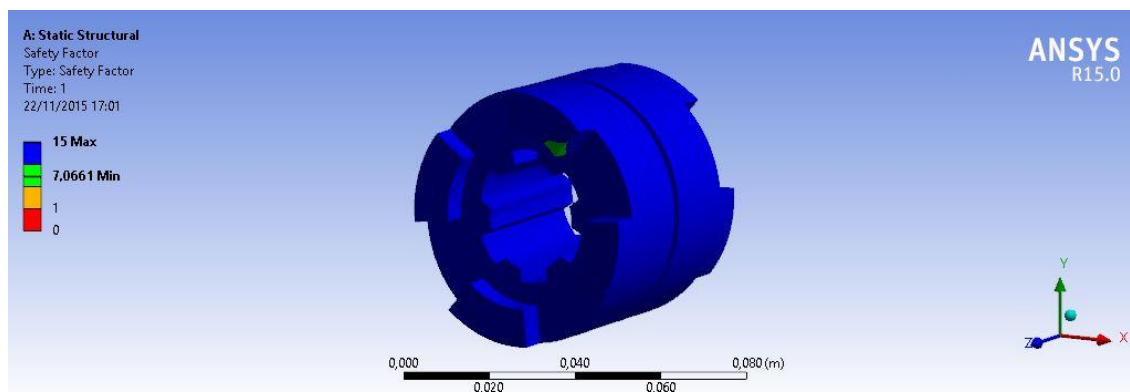


Figura 10.2. 3. Fator de segurança para o acoplador do eixo “b” – ANSYS 2015.

10.3 GARFO SELETOR DO DIFERENCIAL

As condições de contorno na simulação do garfo seletor do diferencial foi feita utilizando o mesmo procedimento que o utilizado na seção 8.1. O coeficiente de atrito foi considerado o mesmo, de 0,25, enquanto que o acoplador tem um peso de 6,2 N. De forma semelhante, o ensaio foi feito para uma força atante de 200N e o engaste foi feito no furo do eixo presente no garfo seletor do diferencial.

As figuras 10.3.1, 10.3.2 e 10.3.3 mostram os resultados obtidos para deformação, tensão de von Mises e fator de segurança, respectivamente.

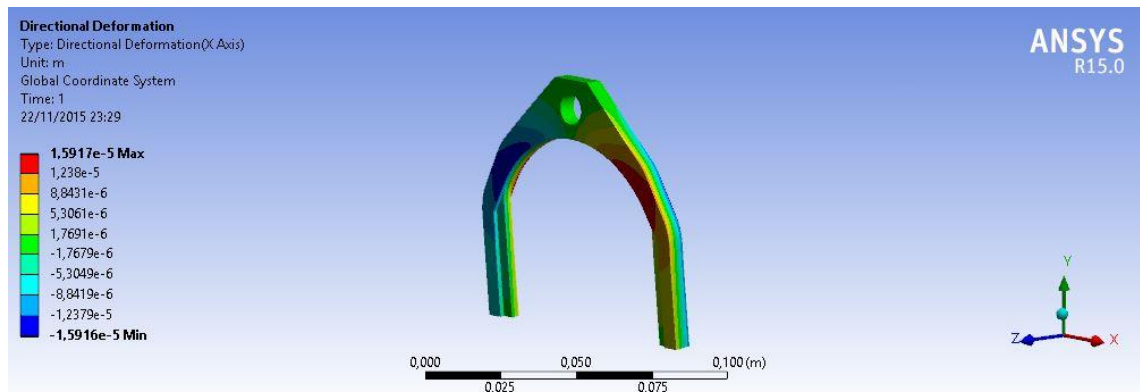


Figura 10.3. 1. Deformação máxima para o garfo seletor do diferencial – ANSYS 2015.

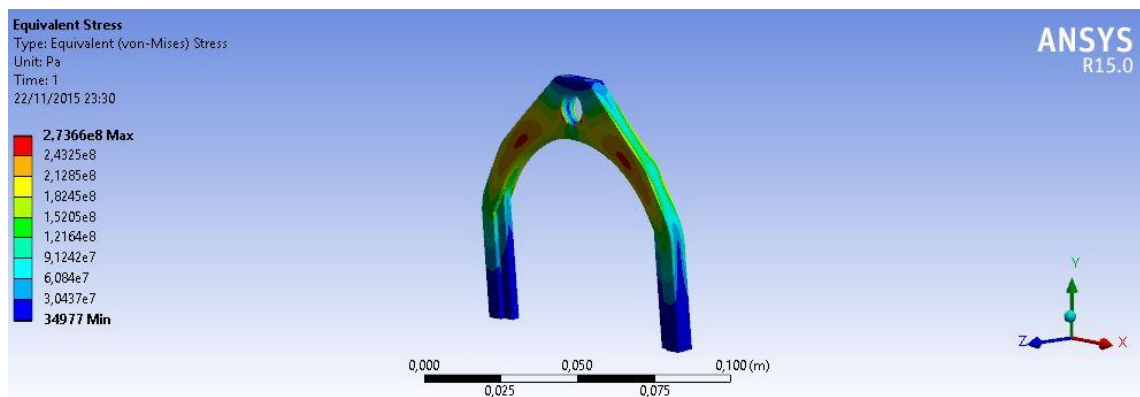


Figura 10.3. 2. Tensão de von Mises para o garfo seletor do diferencial – ANSYS 2015.

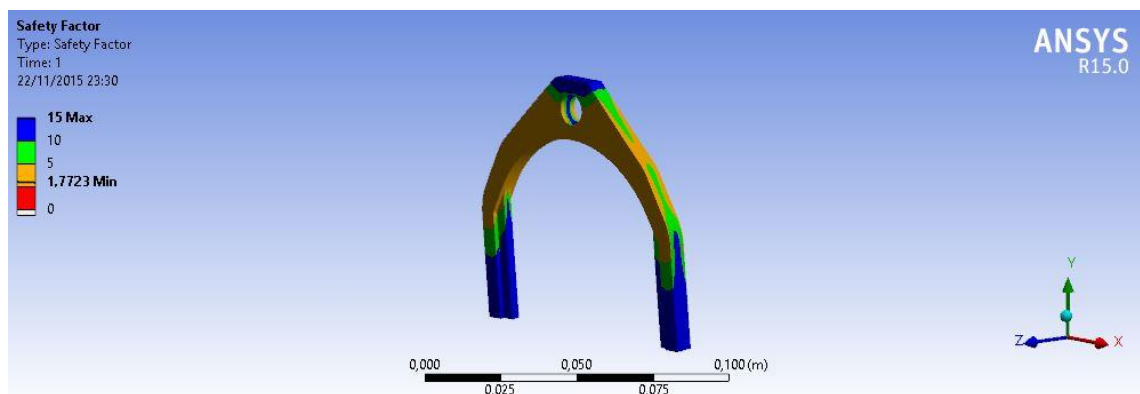


Figura 10.3. 3. Fator de segurança para o garfo seletor do diferencial – ANSYS 2015.

10.4 ACOPLADOR DO DIFERENCIAL

Para de determinar as condições de contorno na simulação do acoplador do diferencial, foi utilizado a mesma metodologia da seção 8.2. Desta maneira, foi utilizado, para a simulação uma força de 1900 N em um dente que é aproximadamente 25% maior que a força calculada de 1525N. O engaste foi feito em um quarto das estrias.

As figuras 10.4.1, 10.4.2 e 10.4.3 mostram os resultados obtidos para deformação, tensão de von Mises e fator de segurança, respectivamente.

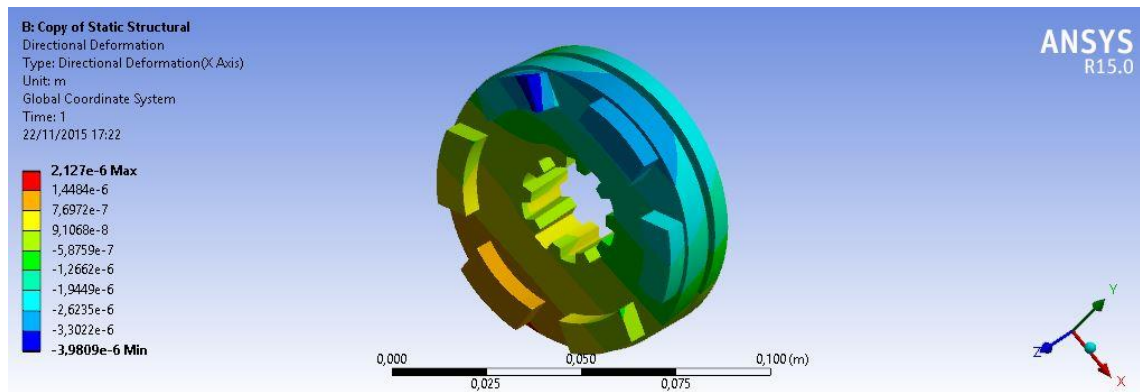


Figura 10.4. 1. Deformação máxima para o acoplador do diferencial – ANSYS 2015.

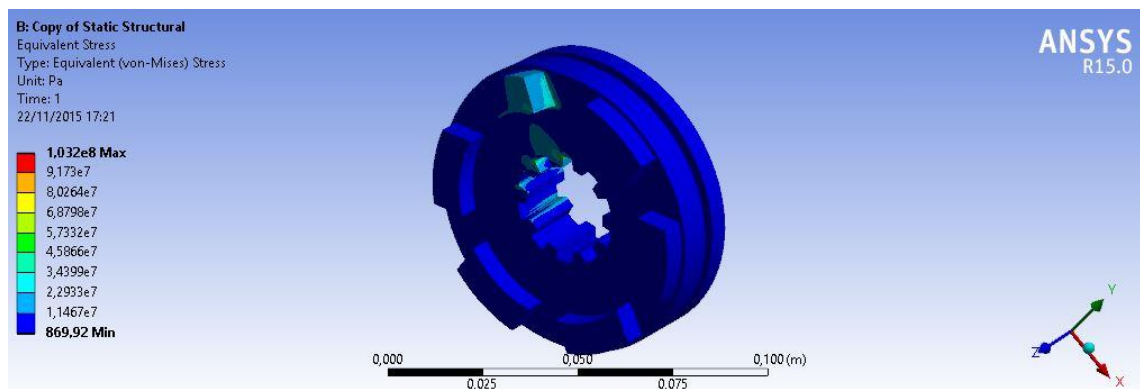


Figura 10.4. 2. Tensão de von Mises para o acoplador do diferencial – ANSYS 2015.

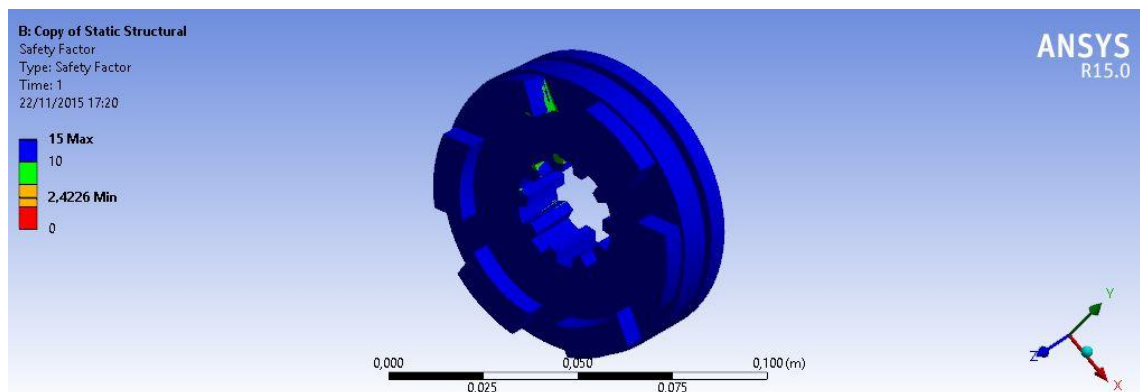


Figura 10.4. 3. Fator de segurança para o acoplador do diferencial – ANSYS 2015.

10.5 ENGRENAGEM 7

Só foi necessário realizar a análise de elementos finitos para a engrenagem 7 pois ela é a única do sistema que foi aliviada para redução de peso. Para sua simulação foi feito engaste na região da chaveta e a força de engranzamento foi aplicado em um único dente, com 20° de ângulo de pressão.

As figuras 10.5.1, 10.5.2 e 10.5.3 mostram os resultados obtidos para deformação, tensão de von Mises e fator de segurança, respectivamente.

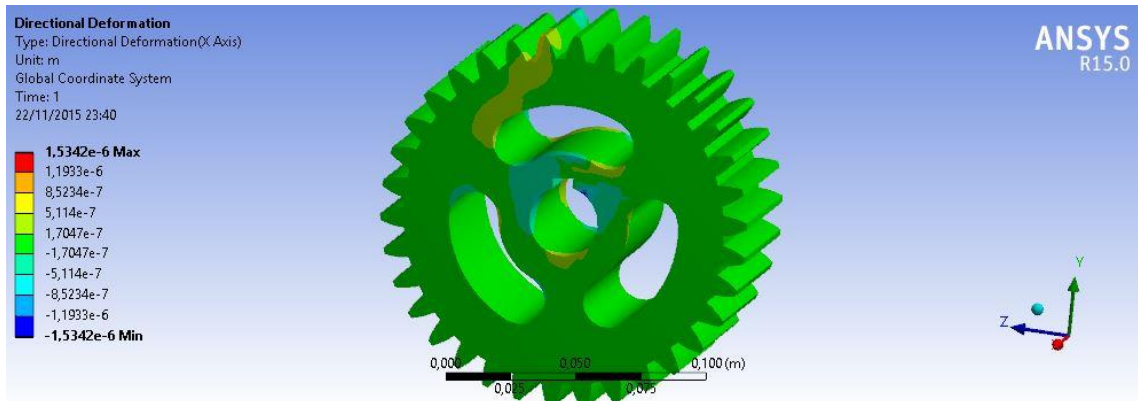


Figura 10.5. 1. Deformação máxima para a engrenagem 7– ANSYS 2015.

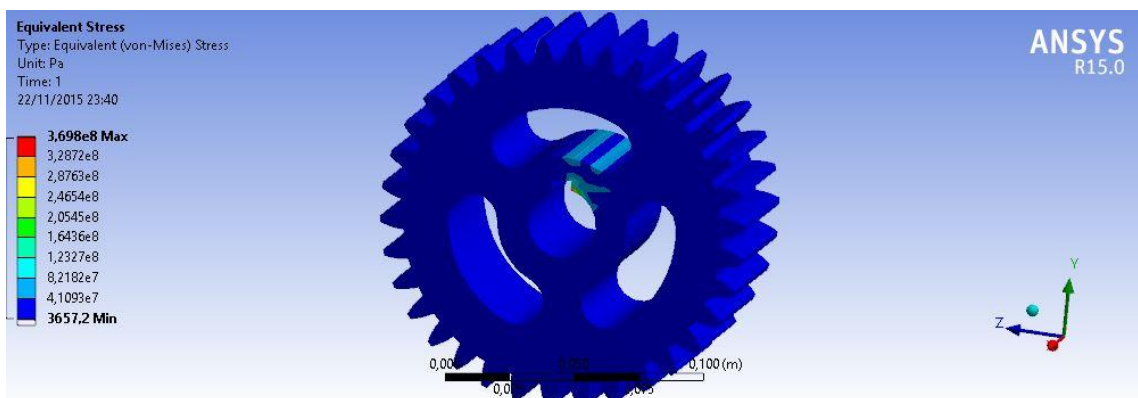


Figura 10.5. 2. Tensão de von Mises para a engrenagem 7– ANSYS 2015.

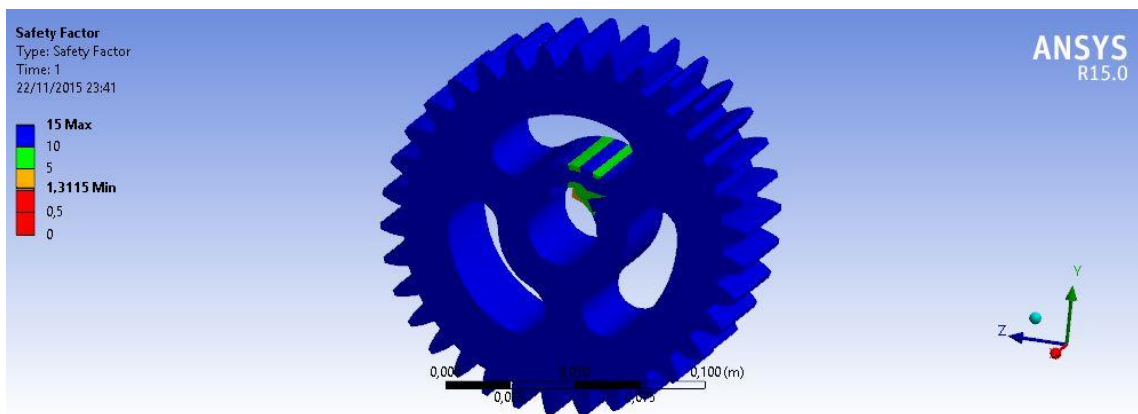


Figura 10.5. 3. Fator de segurança para a engrenagem 7– ANSYS 2015.

10.6 EIXO DO DIFERENCIAL

O eixo do diferencial foi simulado fazendo o engaste na região onde ele é acomodado na carcaça do diferencial e a forças aplicadas foram os esforços sofridos pelas egrenagens planetárias. As figuras 10.6.1, 10.6.2 e 10.6.3 trazem os resultados obtidos para deformação máxima, tensão de von Mises e fator de segurança, respectivamente.

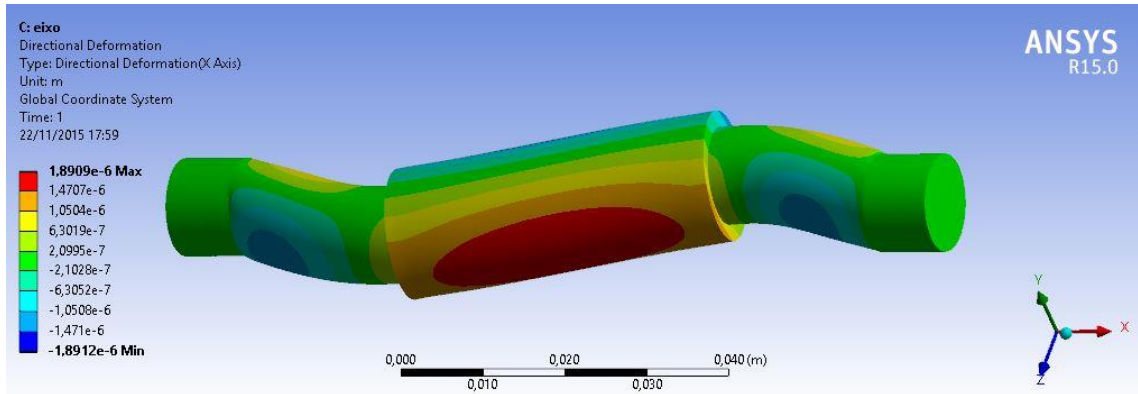


Figura 10.6. 1. Deformação máxima para o eixo do diferencial– ANSYS 2015.

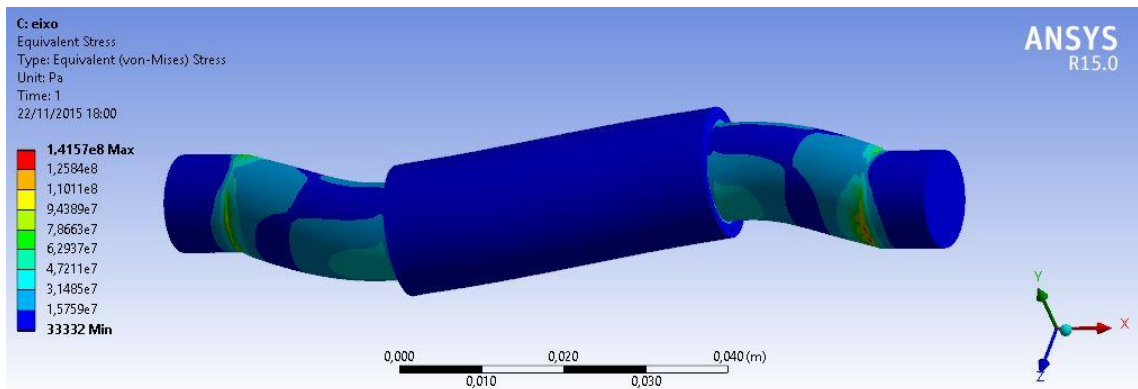


Figura 10.6. 2. Tensão de von Mises para o eixo do diferencial– ANSYS 2015.

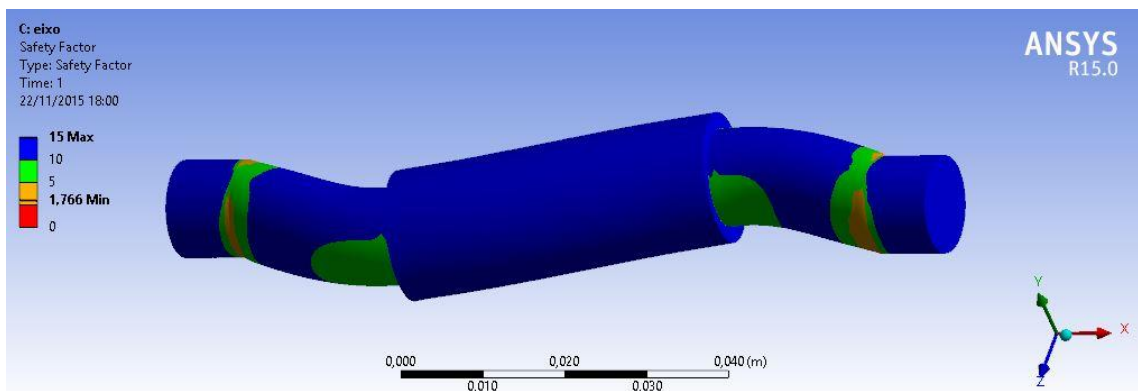


Figura 10.6. 3. Fator de segurança para o eixo do diferencial– ANSYS 2015.

11 PROJETO DAS CARÇAÇAS

11.1 CARÇAÇA DO DIFERENCIAL

O projeto é constituído por duas carcaças, a primeira delas é a carcaça do diferencial que é bipartida lateralmente, simétrica, e responsável por acomodar os dois rolamentos de escora SKF 81107 T, o eixo que acomoda as engrenagens planetárias e principalmente por atuar no “locking” do diferencial uma vez que o acoplador percorre as estrias do eixo “d” para se acoplar à carcaça e fazer com que todo o sistema gire junto.

Ela é feita de aço AISI 4340 normalizado, mesmo material do acoplador, para que não exista uma diferença de dureza entre os materiais impedindo que uma peça seja desgastada mais rapidamente que a outra.

Dentro da carcaça do diferencial, o espaçamento necessário entre as engrenagens girantes e a própria carcaça é garantido através de anéis de retenção.

A fixação entre os dois lados da carcaça é garantido por 4 parafusos de cabeça cilíndrica com sextavado interno M10, com comprimento de 150 mm, da Ciser parafusos. Esta escolha foi feita devido a dificuldade de se encontrar parafusos de menores diâmetros com um comprimento suficiente para passar o furo, que tem 123 mm de extensão. Essa escolha também atende ao regulamento da competição BAJA SAE, que sugere uma colisão frontal com duração de 0,05 segundos. Nesta situação, a carcaça de aço AISI 4340 deve ser capaz de suportar a inércia do diferencial, impedindo que os elementos que compõem o sistema diferencial se desprendam da mesma.

A carcaça foi desenhada de tal forma que ela possa ser construída por fundição sendo usinada apenas nos locais onde serão acomodados os rolamentos para que se tenha um melhor acabamento superficial nesses locais. A figura 11.1.1 mostra a imagem de um dos lados da carcaça sobre duas vistas.

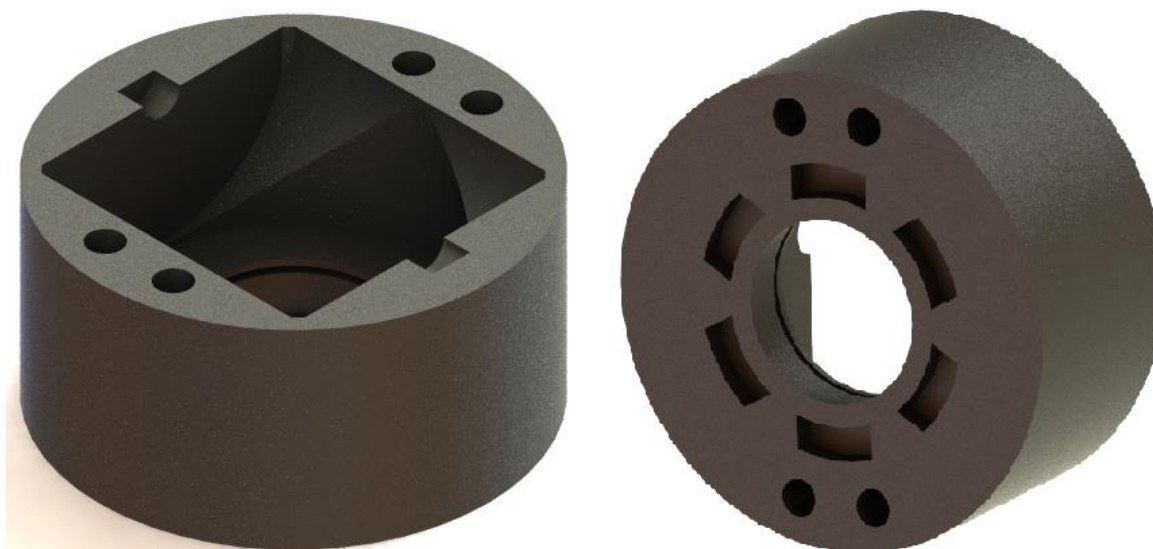


Figura 11.1. 1. Carcaça do diferencial.

Para evitar o vazamentos do lubrificantes do diferencial para dentro da caixa de redução, foram selecionados os retentores a partir do diâmetro do eixo “d” onde é acomodado o mancal de escora, ou seja, 35 mm. O retentor selecionado foi o retentor 5845 com dimensões de 35 mm de diâmetro interno, 42 mm de diâmetro externo e espessura de 3,5 mm da fabricante AGEL. Deve-se ainda recortar uma junta de vedação com as dimensões da carcaça e coloca-la entre as duas partes da carcaça antes de se fazer a união por parafusos a fim de se obter uma boa vedação.

11.1.1 CARCAÇA DO DIFERENCIAL – ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS

As condições de contorno utilizadas para a carcaça do diferencial foram estimadas de acordo com as reações dos mancais de escora encontrados na mesma. Foi aplicada, no programa ANSYS, uma força de 20.000 N que é a 25% maior que a força resultante radial (composição entre forças tangenciais e radiais) além de uma força 3.100 N, também 25% que a força atuante na direção axial onde o rolamento de escora é acomodado. Também foi aplicada uma força de 1900 N, reação à força aplicada ao acoplador do diferencial em um dos furos presentes na carcaça.

O engaste foi feito nos 4 furos de parafusos. As figuras 11.1.1.1, 11.1.1.2 e 11.1.1.3 mostram os resultados obtidos pela análise em elementos finitos para deformação máxima, tensão de von Mises e fator de segurança, respectivamente.

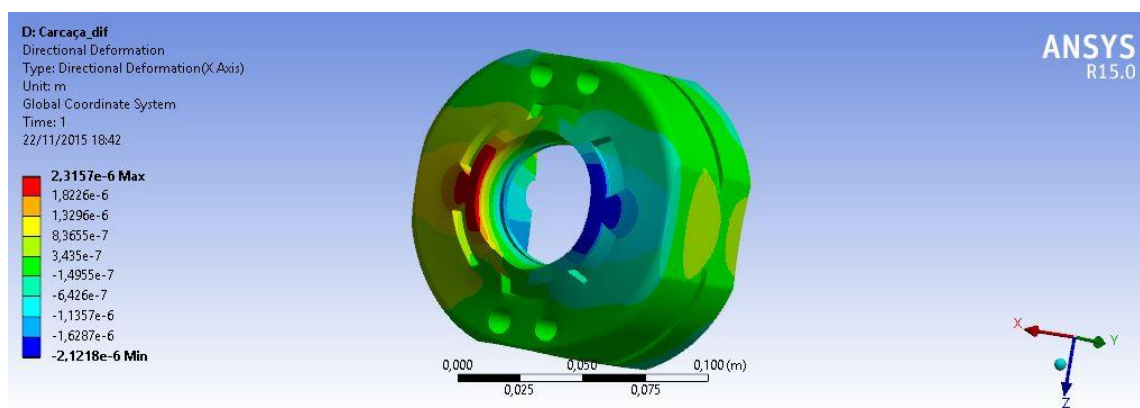


Figura 11.1.1. 1. Deformação máxima para a carcaça do diferencial – ANSYS 2015.

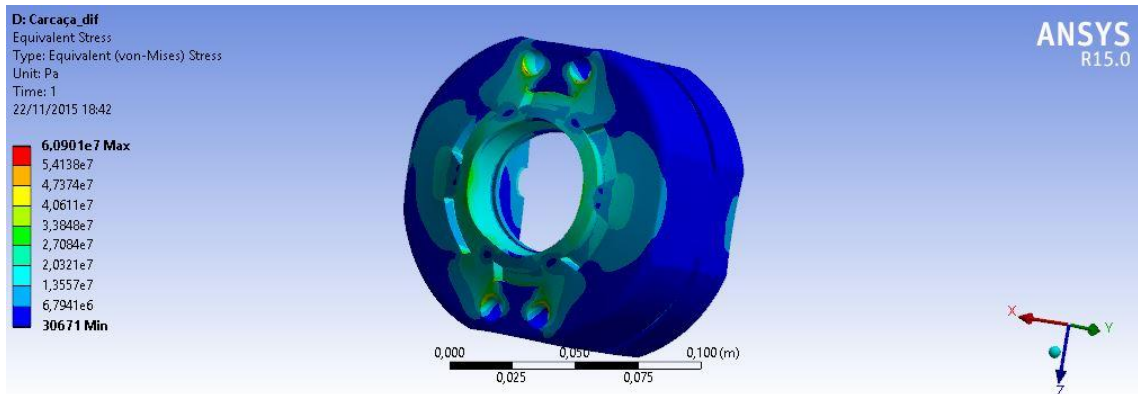


Figura 11.1.1. 2. Tensão de von Mises para a carcaça do diferencial – ANSYS 2015.

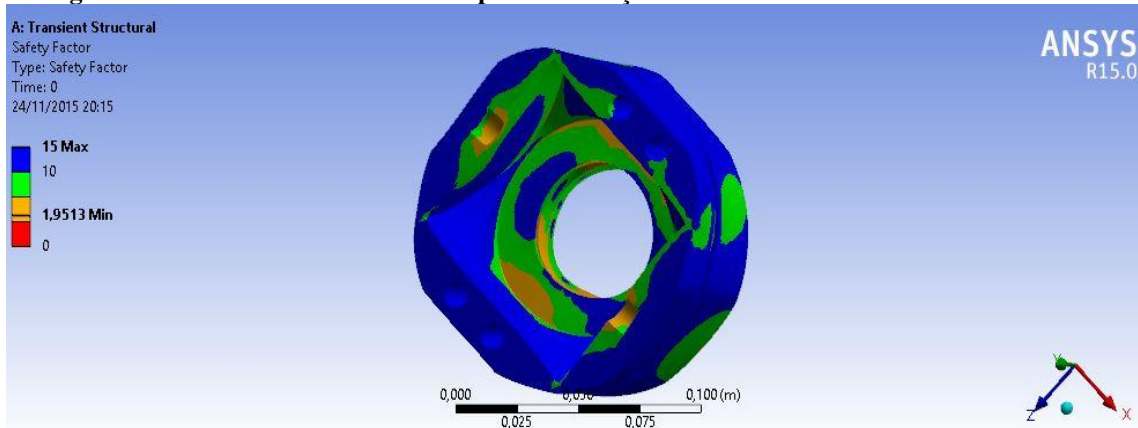


Figura 11.1.1. 3. Fator de segurança para a carcaça do diferencial – ANSYS 2015.

11.2 CARCAÇA DA CAIXA DE REDUÇÃO

A carcaça da caixa de redução, diferentemente da carcaça do diferencial, é feita de uma liga de alumínio ASTM 7075-T651, que possui uma tensão de ruptura de 510 Mpa e uma tensão de escoamento de 440 Mpa. Esta carcaça respeita a distância mínima de 4mm para os elementos girantes maiores, no caso a coroa dentada e a engrenagem 7.

De maneira análoga, esta carcaça foi idealizada com o propósito de ser fabricada por fundição, sendo usinada apenas nos locais onde se acomodam os rolamentos a fim de se garantir um bom acabamento superficial. A figura 11.2.1 mostra uma imagem renderizada da carcaça.

A fixação da carcaça também foi feita de forma semelhante a de seleção para a carcaça do diferencial. Esta carcaça deve ser capaz de resistir a toda a inércia dos elementos presentes dentro da caixa em caso de uma colisão frontal por 0,05 segundos, mantendo-a presa à estrutura do veículo. Sendo assim, foram selecionados 6 parafusos de cabeça cilíndrica com sextavado interno M6, com comprimento de 60 mm, da Ciser parafusos.

Para evitar vazamentos, deve se colocar cola de junta ao longo da interseção dos lados da carcaça antes de se fazer a união através dos parafusos. Além disso, de maneira análoga a outra carcaça foram selecionados retentores para se evitar o vazamento de lubrificante da caixa bem como a entrada de impurezas. Através do catálogo a AGEL foram selecionados os retentores 3279 de

dimensão 25x31x7 mm e TC0278 de dimensões 19,05x25,4x3,18 mm para o eixo de saída e o de entrada respectivamente.



Figura 11.2. 1. Carcaça do redutor renderizada.

11.2.1 CARÇAÇA DO REDUTOR – ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS

Para a carcaça do redutor, os engastes foram feitos também nos furos do parafusos que servem tanto para fixação das duas partes da carcaça quanto para fixação do sistema completo junto ao sub-chassi do veículo. Os esforços aplicados em cada casa de rolamentos foi o equivalente a 125% da força real calculada na tabela 7.1, utilizando-se o pior caso possível, ou seja, o lado com o maior esforço e a marcha que traz maior reação no mancal.

As figuras 11.2.1.1, 11.2.1.2 e 11.2.1.3 mostram os resultados obtidos pela análise em elementos finitos para deformação máxima, tensão de von Mises e fator de segurança, respectivamente.

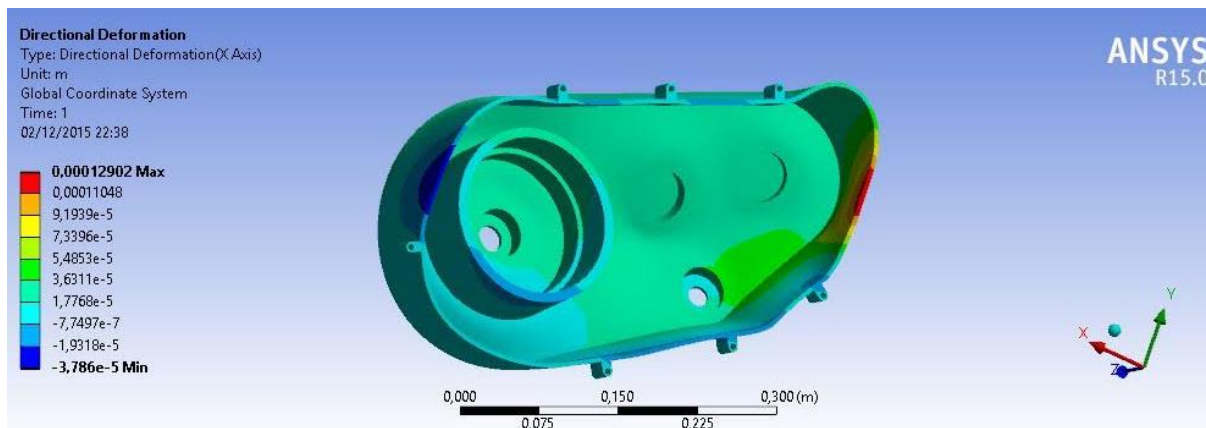


Figura 11.2.1. 1. Deformação máxima para a carcaça do redutor – ANSYS 2015.

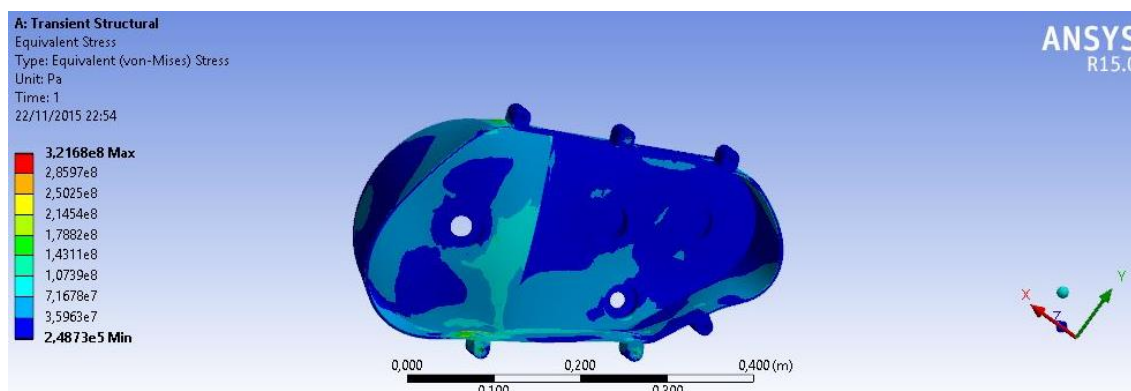


Figura 11.2.1. 2. Tensão de von Mises para a carcaça do redutor – ANSYS 2015.

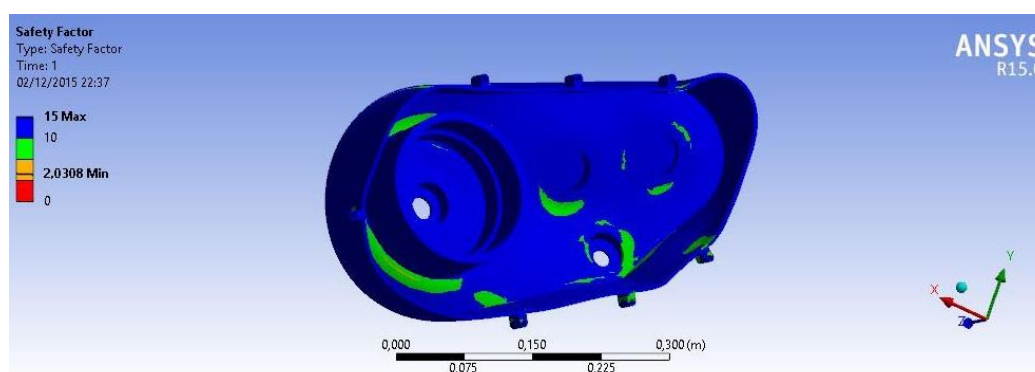


Figura 11.2.1. 3. Fator de segurança para a carcaça do redutor – ANSYS 2015.

A tabela 11.1 mostra os resultados obtidos na simulação das carcaças do diferencial e do redutor.

Tabela 11. 1. Resultado para simulação das carcaças.

Peça	Deformação Máxima [m]	Fator de Segurança Mínimo
Carcaça do Diferencial	2,3157 e-6	1,9513
Carcaça do Redutor	1,1065 e-5	1,5077

12 AJUSTES E TOLERÂNCIAS

Para determinar os ajustes utilizados no projeto, foi utilizado as recomendações de Agostinho (2011) que traz uma tabela com os ajustes e tolerâncias indicados para cada caso, a tabela 12.1 mostra as tolerâncias escolhidas para cada caso no projeto.

Tabela 12. 1. Ajustes escolhidos.

Ajuste	Onde
H7 h6	Engrenagens e pinhão dentada por chaveta.
H7 j6	Carcaça - Rolamento
H7 j6	Rolamento - Eixo
H7 p6	Bronzina - Engrenagem
H7 j6	Eixo - Bronzina

Vale lembrar que as estrias já foram dimensionadas com o ajuste classe C que permite movimento axial com aplicação de carga.

13 LUBRIFICAÇÃO

Para Budynas, o objetivo da lubrificação é reduzir a fricção, o desgaste e o aquecimento das partes que compõem as máquinas e que se movem em relação às outras. Diferentemente do projeto dos elementos de máquinas, que são baseados em fundamentos básicos da engenharia, como estática, dinâmica e propriedade dos materiais, o projeto de lubrificação de um sistema mecânico é baseado em princípios que envolvem mecânica dos fluidos, termodinâmica e transferência de calor.

Para projeto do sistema de lubrificação deste trabalho, o primeiro passo foi avaliar os cinco tipos gerais de lubrificação, são eles:

- **Lubrificação hidrodinâmica:**

As superfícies de carregamento de carga do mancal se encontram separadas por um filme relativamente espesso de lubrificantes, prevenindo o contato metal-metal;

- **Lubrificação hidrostática:**

É feita através da introdução de lubrificante na área de suporte de carga a uma pressão alta o suficiente para separar as superfícies com um filme relativamente espesso de lubrificante. Ao contrário da lubrificação hidrodinâmica, este tipo não requer um movimento relativo entre as partes.

- **Lubrificação elasto-hidrodinâmica:**

É o fenômeno que ocorre quando um lubrificante é introduzido entre superfícies que estão em contato de rolamento, como o caso de engranamentos e mancais de rolamentos.

- **Lubrificação de contorno:**

É geralmente utilizada quando a película de lubrificante sofre constantes variações de temperatura, carga, velocidade ou até mesmo quando a quantidade de lubrificante é diminuída. Neste tipo, a composição molecular do lubrificantes se torna mais relevante que sua viscosidade, uma vez que este tipo de lubrificação é caracterizado pela separação física das partes.

- **Lubrificação de filme sólido:**

Este tipo de lubrificação é recomendado para sistemas com elevadas temperaturas de operação. Nessas situações os óleos lubrificantes minerais ordinários não são aconselhados, devendo-se utilizar lubrificantes a base de grafite ou dissulfeto de molibdênio.

Além do tipo de lubrificação, uma outra decisão importante a ser tomada antes do projeto de lubrificação é como o lubrificante vai ser distribuído por todos os componentes do sistema. A

distribuição pode ocorrer de três maneiras diferentes: banho de óleo, lubrificação manual ou por sistemas de distribuição de óleo. O último exigiria uma bomba para jogar o óleo nos lugares desejados, mas este método encarece o sistema e não é previsto o regulamento da competição BAJA SAE. A lubrificação manual é o processo de lubrificar individualmente os componentes antes da operação. Por fim, o banho de óleo é o método onde o lubrificante vai ser distribuído a partir dos movimentos dos próprios elementos girantes dentro da caixa.

Com base no que foi exposto, foi decidido que a lubrificação, tanto do diferencial quanto da caixa como um todo será do tipo elasto-hidrodinâmica, que é recomendada para engranamentos, com distribuição feita através de banho de óleo, utilizando-se um óleo mineral puro, que é recomendado pelo catálogo da fabricante de rodas dentadas, Rexnord.

Outro detalhe importante é que todos os rolamentos do projeto são vedados, com lubrificação individual garantida pelo fabricante durante toda a vida de operação do mesmo, por tanto, no projeto de lubrificação deve-se preocupar apenas com os elementos girantes, no caso as engrenagens e as rodas dentadas.

Na seleção do óleo a ser utilizado na lubrificação do sistema, temos sua viscosidade como parâmetro mais importante. A viscosidade necessária para garantir uma boa lubrificação pode ser encontrado através da equação 13.1.

$$v_{isc} = \frac{7000}{V^{0,5}} \quad (13.1)$$

Onde,

v_{isc} é a viscosidade do óleo em centistokes a 40 °C;

V é a velocidade da linha primitiva em *ft/min*

13.1 LUBRIFICAÇÃO DO DIFERENCIAL

Para projetar a lubrificação do diferencial vamos analisar o caso em que o carro se locomove em linha reta ou está com o diferencial na posição de “lock”, desta maneira as engrenagens solares giram com uma velocidade de 58,33 RPM tendo ela um diâmetro primitivo de 72 mm. Este caso foi escolhido uma vez que quando houver atolamento e apenas um das engrenagens gire, o piloto deve imediatamente acionar o sistema de “lock” do diferencial e o sistema volta para o caso para qual está sendo analisado, além de ser o caso onde maior torque é transmitido para as engrenagens individualmente.

Sendo assim, a velocidade da linha primitiva é 43,287 *ft/min* e utilizando a equação 13.1 encontramos uma viscosidade mínima do lubrificantes de 1063,945 cST. Pela figura 13.1.1, ficha técnica fornecida pelo fabricante Lubrax, da Petrobrás, foi selecionado o óleo Lubrax Gear 1500 que possui uma viscosidade 1545 cST a 40 °C.

9 - PROPRIEDADES FÍSICAS E QUÍMICAS											
Aspecto (estado físico, forma, cor)	Líquido brilhante e homogêneo										
Odor	Característico de óleo lubrificante										
pH	Não se aplica (produto não dissociável).										
Ponto de fusão/ponto de congelamento	Não disponível										
Ponto de ebulição inicial e faixa de temperatura de ebulição	Não disponível										
Ponto de fulgor (°C)	32	46	68	100	150	220	320	460	680	1000	1500
Taxa de evaporação	200	232	236	242	258	270	282	290	300	324	330
Inflamabilidade (sólido; gás)	Não disponível										
Limite inferior/superior de inflamabilidade ou explosividade	Não se aplica (produto não inflamável).										
Pressão do vapor	< 5 mmHg @ 20°C										
Densidade do vapor	Não disponível.										
Densidade (@ 20/4°C)	32	46	68	100	150	220	320	460	680	1000	1500
	0,8690	0,8798	0,8832	0,8874	0,8915						
	220	320	460	680	1000	1500					
	0,8961	0,8999	0,9026	0,9166	0,9296	0,9399					
Solubilidade(s)	Na água: Insolúvel. Em solventes orgânicos: Miscível em solventes de hidrocarbonetos										
Coefficiente de Participação – n-octanol/água	Não disponível										
Temperatura de autoignição	Não disponível										
Viscosidade @40°C	32	46	68	100	150	220	320	460	680	1000	1500
@ 100°C	32,0	48,6	70,3	103,9	156	233	327	472	673	1051	1545
Ponto de combustão	> 222°C										
Ponto de fluidez (°C)	32	46	68	100	150	220	320	460	680	1000	1500
	-12	-9	-9	-9	-9	-9	-9	-6	-6	-3	-3

Figura 13.1. 1. Propriedades físicas e químicas dos óleos da linha Lubrax Gear.

13.2 LUBRIFICAÇÃO DO REDUTOR

De maneira análoga, o óleo lubrificante a ser utilizado na caixa de redução foi pensado para satisfazer a parte girante de maior torque, ou seja, a coroa dentada, que gira a uma velocidade igual à da engrenagem solar do diferencial, porém tem um diâmetro primitivo de 226,87 mm. Sendo assim, a velocidade da linha primitiva é de $172,47 \text{ ft/min}$, exigindo uma viscosidade mínima do óleo lubrificante de 533,01 cST.

Pela mesma figura 13.1.1 foi selecionado o óleo Lubrax Gear 680, que garante uma viscosidade de 673 cST a 40 °C.

A linha Lubrax Gear é recomendada para engrenagens fechadas, evitando o desgaste e a corrosão das partes lubrificadas com características de extrema pressão, resistência à oxidação e à formação de espuma, segundo o próprio fabricante. Em seu catálogo informativo, a Lubrax também garante que este óleo não é corrosivo ao cobre e suas ligas, o que se adequa ao projeto devido a existência de buchas de bronze nas engrenagens 4 e 6 (caixa de redução) e nas engrenagens planetárias do diferencial.

Segundo a Kohara, fabricante de engrenagens, o nível de óleo ideal numa lubrificação por banho de óleo deve ser tal que a engrenagens fique submersa num intervalo entre uma e três vezes a profundidade do dente, para eixos horizontas, ou de 30% a 100% da largura de face, para

engrenamentos cônicos, como mostrado na figura 13.2.1. A tabela 13.2.1 traz os resultados obtidos no dimensionamento da lubrificação.

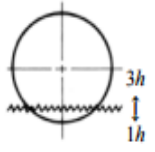
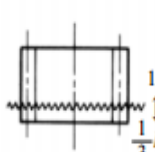
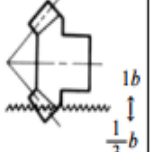
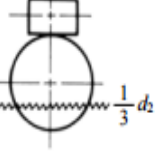
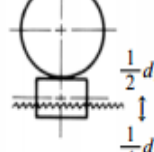
Type of Gear	Spur gears and helical gears		Bevel gears (Horizontal shaft)	Worm gear pair	
	Horizontal shaft	Vertical shaft		Worm - above	Worm -below
Oil level					
h = Tooth depth, b = Facewidth, d_2 = Reference diameter of worm wheel, d_1 = Reference diameter of worm					

Figura 13.2. 1. Nível de óleo para lubrificação por banho de óleo (Kohara gear industries).

Tabela 13.2. 1. Resultados obtidos para lubrificação.

Parâmetro	Resultado
Tipo	Elasto-hidrodinâmica
Método - Circulação	Banho de óleo
Lubrificante Diferencial	Lubrax Gear 1500
Quantidade de óleo Diferencial	2 litros
Lubrificante Redutor	Lubrax Gear 680
Quantidade de óleo Redutor	0,2 litros

14 MONTAGEM

Esta seção dá um pequeno tutorial de como deve ser feita a montagem da nova caixa de redução, com diferencial, da equipe Piratas do Cerrado. Primeiramente deve-se ser feita a montagem do diferencial, individualmente, e só em seguida montar as pares referentes à redução do sistema.

- **Montagem do diferencial:**

Primeiramente, as bronzinas devem ser e embuchadas nas egrenagens planetárias do diferencial, de acordo com a figura14.1.



Figura 14. 1. Egrenagens planetárias do diferencial, com bucha de bronze.

Os eixos que acomodam as egrenagens solares são colocados pela parte de dentro da carcaça do diferencial. O rolamento de escora é fixado ao eixo, axialmente, devido a um anel de retenção externo e um ressalto no próprio eixo, e fixado à carcaça através de um ressalto na carcaça e a um anel de retenção interno com o rasgo na carcaça. Em seguida, o acoplador é adicionado ai eixo ficando ele deslizando nas 10 estrias. Por fim, o outro rolamento é adicionado ao eixo “d”, ficando ele fixo devido ao batente proporcionado pelas estrias e pela carcaça externa. Figura 14.2.

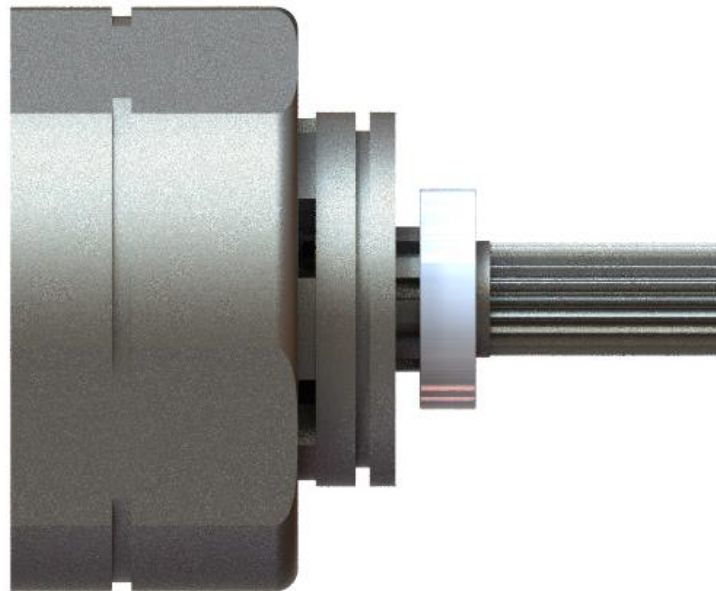


Figura 14.2. Montagem do eixo “d” na carcaça.

As engrenagens embuchadas são então colocadas no eixo pelas extremidades. O pedaço de bucha de bronze sobressalente pela parte de traz da engrenagem dá batente na carcaça do diferencial impedindo o deslocamento da mesma. A engrenagem também não se desloca axialmente em relação à bucha devido ao ajuste da montagem, como mostrado na figura 14.3. Por fim, basta unir a outra parte da carcaça bipartida e fixar com os parafusos.

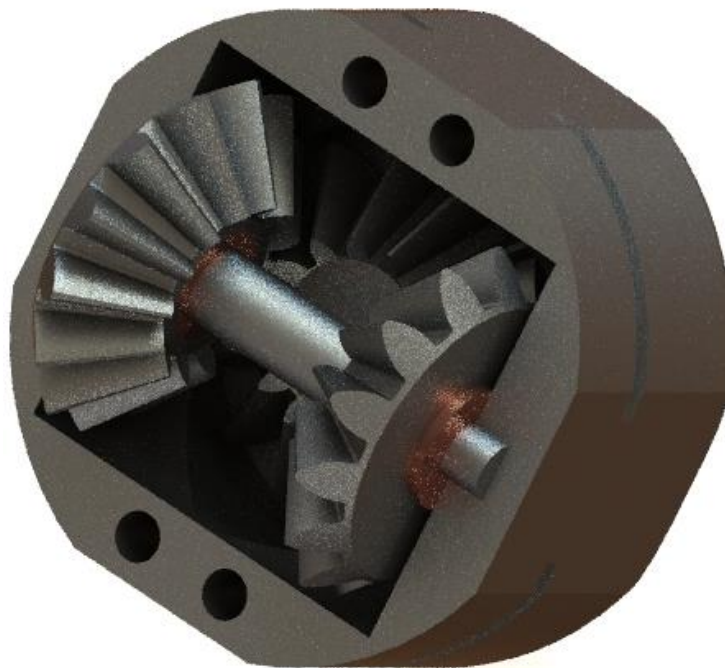


Figura 14.3. Lado do diferencial montado.

O diferencial entra no cubo da coroa dentada e é fixado através de anéis de retenção externos, que tem seus rasgos feitos na própria carcaça. A figura 14.4 mostra a vista explodida do diferencial.



Figura 14. 4. Vista explodida do diferencial.

- **Montagem da redução:**

Da mesma maneira, deve-se, primeiramente, embuchar as bronzinas das engrenagens 4 e 6, de acordo com o ajuste determinado na seção 10. Em seguida, faz-se a montagem do eixo “a”. Para tal deve ser entras os rolamentos referentes a esse eixo pela extremidade. A fixação axial do rolamento é feita através ressaltos no eixo e o batente dado pela própria carcaça.

Para a montagem do eixo “b”, as engrenagens 3 e 4 entram por uma das extremidades enquanto que o acoplador e a engrenagem 7 entram pela extremidade oposta. A chaveta da engrenagem 3 deve ser montada após a engrenagem 4. Por fim, monta-se os rolamentos, um por cada extremidade. Os rolamentos tem sua fixação garantida por ressaltos no eixo e pela própria carcaça. A fixação das engrenagens é feita por anéis de retenção. Por fim, o eixo do garfo seletor deve estar voltado para o lado da engrenagem 6. A figura 14.5 mostra a vista explodida do eixo “b”.



Figura 14. 5. Vista explodida do eixo “b”.

Para o eixo “c”, o diâmetro aumenta para acomodação da coroa dentada. Esta pode ser montada por qualquer um dos lados do eixo. Já as engrenagens 3 e 4 devem ser montadas por extremidades opostas, após as chavetas de cada elemento. A fixação deles é feita a partir de espaçadores feitos em aço AISI 1020. Os rolamentos são fixados por ressalto no eixo e pela própria carcaça. A figura 14.6 mostra a vista explodida do eixo “c”.

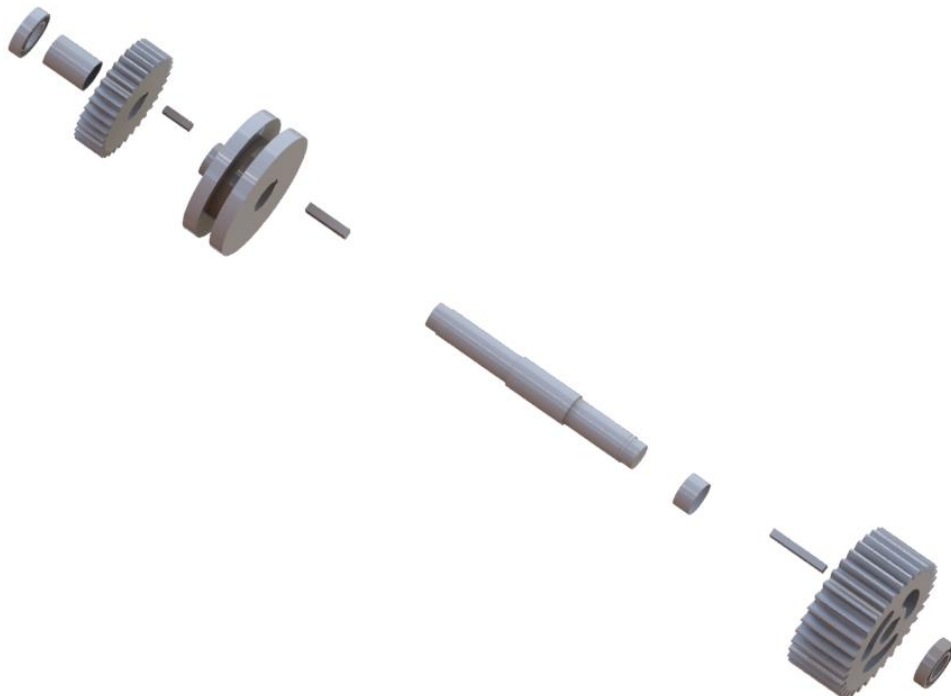


Figura 14. 6. Vista explodida do eixo “c”.

Antes de acomodar todos os eixos já montados na carcaça do redutor é necessário que se coloque a corrente selecionada no pinhão e na coroa dentada. Com isto, os eixos podem ser colocados dentro da caixa sendo posicionados de acordo com os furos para acomodação dos rolamentos. Após a fixação dos parafusos, passando pela junta, deve-se inserir o óleo através de um furo de respiro envolvido por uma mangueira existente na carcaça.

Por fim, as imagens 14.7 e 14.8 mostram a montagem final do sistema renderizada e a vista explodida do redutor, respectivamente.

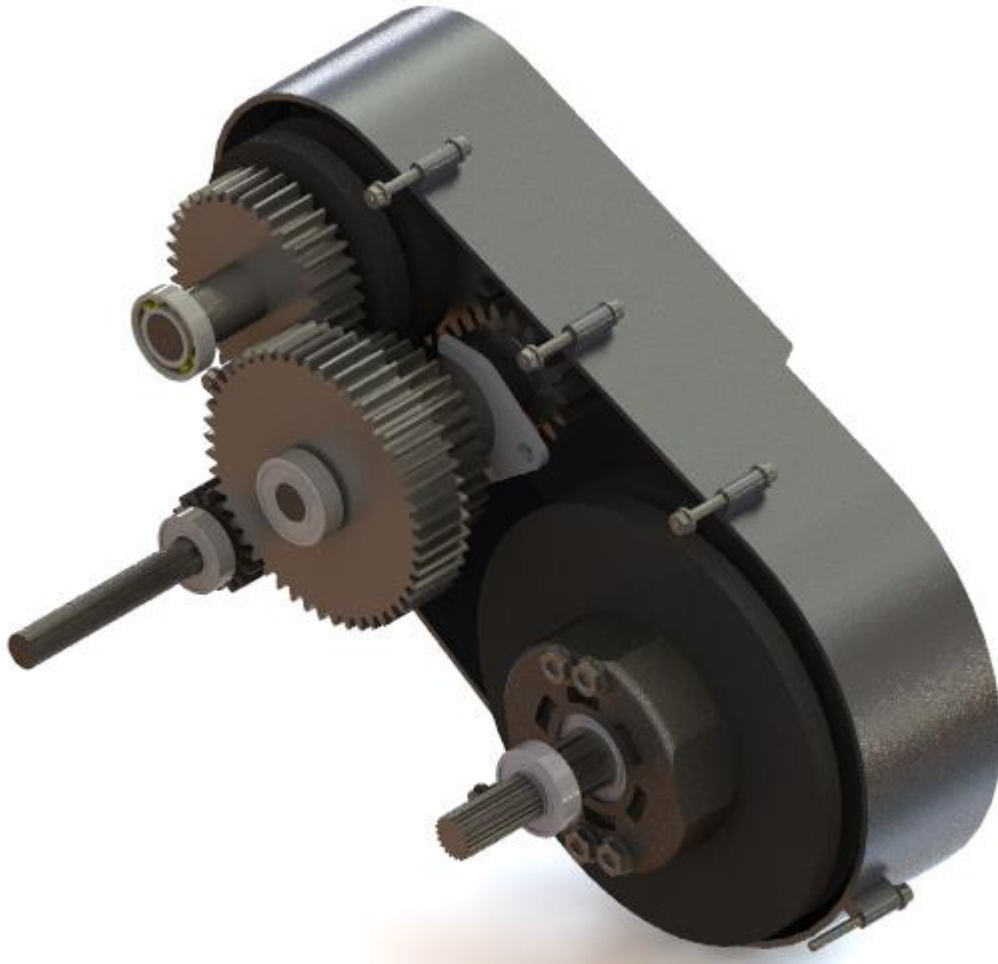


Figura 14. 7. Redutor montado, renderizado.



Figura 14. 8. Vista explodida do sistema.

15 MANUTENÇÃO

Apesar de os rolamentos terem sido selecionados para o período de dois anos de uso, totalizando uma rodagem de 835 horas, recomenda-se que seja feita uma abertura das caixas, tanto da redução quanto do diferencial, a cada competição, que são duas por ano, ou sempre que se julgar necessário. Vistorias externas a fim de se identificar qualquer avaria na carcaça de alumínio ou vazamento de óleo podem ser feitas sempre que possível. Isso inclui uma análise dos retentores, da junta de vedação e o aperto no parafusos.

A inspeção interna deve ser feita antes e ao término de cada competição, a fim de se verificar as condições dos elementos ali dentro presentes, o que inclui: a integridade dos acopladores e dos garfos seletores, bem como as condições dos furos feitos nas engrenagens 4 e 6 para seleção da redução, presente no eixo “b”; a verificação das condições dos rolamentos; os dentes das engrenagens; os anéis de retenção e a estrutura interna das carcaças para se avaliar a possível existência de trincas.

O óleo, tanto do diferencial, quanto da redução, deve ser trocado a cada competição, podendo o óleo utilizado em período de testes ser reaproveitado para redução de custos de manutenção.

16 ESTIMATIVA DE CUSTOS

Foi feito um levantamento dos materiais, componentes e serviços que englobam este projeto a fim de se analisar a viabilidade econômica da nova caixa de redução da equipe Piratas do Cerrado. A tabela 16.1 mostra o preço gasto para construção do projeto.

Tabela 16. 1. Estimativa de custos.

Custos de Projeto				
Material	Unidade	Quantidade	Preço Unitário	Total
MATERIA PRIMA				
Aço AISI 4340	Kg	40	R\$ 14,00	R\$ 560,00
Alumínio 7075-T6	Kg	10	R\$ 28,00	R\$ 280,00
Bronze	Kg	2	R\$ 45,00	R\$ 90,00
Aço AISI 1020	Kg	2	R\$ 7,00	R\$ 14,00
Total de Matéria Prima				R\$ 944,00
PRODUTOS				
Rolamento SKF 6004-2RSH	Unidade	4	R\$ 18,90	R\$ 75,60
Rolamento SKF 6204	Unidade	2	R\$ 8,00	R\$ 16,00
Rolamento SKF 81107 TN	Unidade	2	R\$ 58,00	R\$ 116,00
Rolamento SKF 6004	Unidade	2	R\$ 16,20	R\$ 32,40
Retentor TC0278 Agel	Unidade	2	R\$ 11,90	R\$ 23,80
Rolamento SKF RNA 4922	Unidade	2	R\$ 73,00	R\$ 146,00
Retentor 5845 Agel	Unidade	3	R\$ 11,90	R\$ 35,70
Arruela de aço	Unidade	20	R\$ 1,00	R\$ 20,00
Cola de junta	tubo	1	R\$ 6,50	R\$ 6,50
Junta de vedação	Papelão	1	R\$ 12,00	R\$ 12,00
Óleo Lubrax Gear 1500	Litro	1	R\$ 48,00	R\$ 48,00
Óleo Lubrax Gear 680	Litro	2	R\$ 28,00	R\$ 56,00

Anel de retenção	Unidade	8	R\$ 2,00	R\$ 16,00
Corrente ANSI 80	Metro	3	R\$ 54,14	R\$ 162,42
Roda Dentada ANSI 80 14 dentes	Unidade	1	R\$ 74,19	R\$ 74,19
Roda Dentada ANSI 80 28 dentes	Unidade	1	R\$ 119,00	R\$ 119,00
Total de Produtos				R\$ 859,61
SERVIÇOS				
Normalização	Hora	32	R\$ 184,20	R\$ 5.894,40
Usinagem das Engrenagens	Hora	40	R\$ 130,00	R\$ 5.200,00
Usinagem dos eixos	Hora	20	R\$ 80,00	R\$ 1.600,00
Fundição e usinagem das carcaças	Hora	50	R\$ 100,00	R\$ 5.000,00
Total de Serviços				R\$ 17.694,40
Total de projeto				R\$ 19.598,01

17 CONCLUSÃO

Na primeira fase deste projeto foi feito um estudo sobre os principais tipos de diferenciais existentes, bem como suas aplicações, operação e tecnologia agregada. Com base nessa revisão foi possível fazer uma escolha do tipo de diferencial que melhor se aplicaria ao protótipo mini Baja de equipe Piratas do Cerrado através da metodologia de Norton de matriz de decisão. Com base nos aspectos sugeridos por Stokes na seleção do diferencial pelo projetista, juntamente com outros critérios julgados importantes de acordo com a competição Baja SAE e com a realidade da equipe, foi escolhido o diferencial do tipo bloqueável.

Antes de começar o dimensionamento dos elementos de máquinas que constituem o projeto, foram feitas breves considerações sobre transmissão de potência. Após análises preliminares, decidiu-se que a redução seria feita por engrenagens e por corrente. Posteriormente foram tomadas decisões de projeto, tais como tipo de engrenagens e material a serem utilizados, além da definição do fator de segurança global do projeto.

Com base na norma ANSI-AGMA e no critério DE-ASME elíptico mostrados em Budynas, foram dimensionadas as engrenagens e os eixos para fadiga, sendo este último verificado também para velocidade crítica e rigidez, obtendo-se sempre fator de segurança igual ou maior que 1,3. As chavetas e estriados foram dimensionados de acordo com a norma DIN 6885/1 e DIN 5462, respectivamente, e os rolamentos foram selecionados através dos catálogos de fabricantes tendo sua vida recalculada. Os demais componentes foram simulados com a finalidade de garantir o fator de segurança mínimo estabelecido em projeto. Também foi elaborado um pequeno tutorial sobre a montagem do sistema e considerações sobre lubrificação e manutenção do mesmo.

Ao se comparar o sistema proposto neste projeto com a atual caixa de redução da equipe, nota-se um acréscimo de peso de aproximadamente 9 Kg, acréscimo este já esperado devido ao aumento do número de eixos e componentes necessários para um diferencial, além da carcaça feita de aço, necessária para o sistema de “lock”.

Nota-se também um aumento no custo de fabricação do protótipo proposto, que custaria R\$ 19.452,01 contra aproximadamente R\$14.000,00 do sistema atual. Porém cerca de 90% do valor atribuído ao projeto é proveniente de serviços como usinagem, fundição e normalização, custo este que pode ser desconsiderado devido a existência de patrocinadores que realizariam estes serviços sem custos adicionais, ficando para a equipe apenas os custos referentes a matéria prima e materiais, o que resulta em aproximadamente dois mil reais.

Apesar do acréscimo tanto de custo quanto de peso, o projeto se mostra viável economicamente e aconselhável tecnicamente, pois resultaria em um melhor desempenho do veículo Baja SAE nas provas dinâmicas das competições além de um enriquecimento do relatório de projeto da equipe por se tratar de um sistema que pode trabalhar com ou sem diferencial, algo que ainda não foi apresentado por nenhuma outra equipe em competição.

18 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AGOSTINHO, Osvaldo Luiz; LIRANI João. – *Ajuste & Tolerância* – Oficina mecânica para automação – Universidade do Estado de São Paulo.
- BARRETO, Marco A. Z. *Automotive Differentials Dynamics*. Simpósio Brasil de PowerTrain.
- BUDYNAS, R. G. (2008). *Elemento de Máquinas de Shigley: Projeto de Engenharia Mecânica*. Bookman.
- CHOCHOLEK, S E. *The development of a differential for the improvement of traction control*. Gleason corporation.
- COLLINS, J. A. (2006). *Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas*. LTC.
- COSTA, Paulo G: *A bíblia do carro*. 2001-2002
- DIN. (1956). Norma 6885:1956. *Dimensões para chavetas paralelas* . Alemanha.
- GREWAL, Kawaldeep. *Vehicle Differentials*. 2011
- HEISLER, Heinz. *Advanced Vehicle Technology*. Segunda edição.
- KOHARA Gear Industry CO. LTDA – *Practical Information on Gears*
- MatWeb. (s.d) – *Material Property Data* - Disponível em <http://www.matweb.com/search/quicktext.aspx?searchtext=4340>
- NORTON, R. L. (2000). *Projeto de Engenharia Mecânica: Uma Abordagem Integrada*. Bookman
- OffRoaders (s.d)- <http://www.offroaders.com/tech/locking-differential.htm>
- Races im Online (s.d) - <http://www.racesimonline.com/articulos/EIDiferencial.php>
- REXNORD® and Link-Belt® Roller Chains I Catalog Drive and Conveyor Chains.
- S. H. Gawande, S.V. Khandagale, V. T. Jadhav, V. D. Patil, D. J. Thorat.
- SKF. (s.d.). *SKF Brasil - Rolamentos e unidades, Sistemas de lubrificação, Mecatrônica, Vedações, Serviços, Monitoramento de condições, Movimentação linear*.
- STOKES, Alec. *Manual Gearbox Design*. SAE international 1992.
- TEIXEIRA, M. M. (2006). *Mecanismos de transmissão de potência e lubrificantes*. Viçosa - MG.

19 APÊNDICE

19.1 APÊNDICE A – DIMENSIONAMENTO DO PAR DE ENGRENAGEM 2-3

%Engrenagens eixo de entrada

clc

clear all

close all

P_motor=5.6; %[Kw]

eta_motor=2600; %[rpm]

R_cvt=3.71; %reducao

ef_cvt=0.8; %eficiencia

P_eixoA=P_motor*ef_cvt; %[KW]

eta_eixoA=700; %[rpm]

T_eixoA=2*61.12; %[Nm]

%Consideracoes de projeto:

R = 0.99;

phi=20; %[graus] Angulo de pressao

%Angulo de espiral igual a zero

Hb=381; % Dureza Brinnel AISI 4340 Steel, normalized, 25mm round

%Sf=1.3; %Fator de seguranca

HB=381; % Dureza Brinnel AISI 4340 Steel, normalized, 25mm round

Dg=90;

Dp=90;

%m=[1,1.25,1.5,2,2.5,3,4];%modulos comerciais

m=3;

%Y=[0.422,0.401,0.39,0.359,0.337,0.322,0.29]

Y=0.233;%%%% MUDAR DE ACORDO COM A NECESSIDADE

%Yj=[0.44,0.43,0.41,0.37,0.34,0.32,0.25]

Yj=0.359;%%OLHAR NA TABELA 14-6

b=33;

%b=pi*3*m;%face [mm]

N=Dg/m;

Wt=(60000*P_eixoA)/(pi*eta_eixoA*Dg);

%Fator de sobrecarga K0

K0=1;

%Fator dinâmico Kv

Qv=11;

$B = 0.25 \cdot (12 - Qv)^{2/3}$;

$A = 50 + 56 \cdot (1 - B)$;

$Vp = \pi \cdot Dp \cdot \eta_{\text{eixo}} \cdot A / 60$;

$Kv = ((A + \sqrt{Vp}) / A)^B$;

%Fator dY=%% %% MUDAR DE ACORDO COM A NECESSIDADEe tamanho Ks

$Ks = 0.8433 \cdot ((m \cdot b \cdot \sqrt{Y})^{0.0535})$;

%Fator de distribuicao de carga Kh

$Cpf = (b/60) - 0.0375 + 0.0125 \cdot b$;

Cpm=1; %Entre mancais

$Cma = 0.127 + 0.0158 \cdot b - 0.930 \cdot (10^{-4}) \cdot b^2$; %Engrenamento fechado

Ce = 1;

Cmc=1; %Dentes sem coroamento

$Kh = 1 + Cmc \cdot (Cpf \cdot Cpm + Cma \cdot Ce)$;

%Fator de espessura de borda Kb

Kb=1;

%Coeficiente elastico Ze

Ze=191;

%Fator de temperatura Kt

Kt=1;

$SIGMA_f = 0.703 \cdot HB + 113$; %Grau 2 - engrenagens endurecidas por completo

$SIGMA_{Ac} = 2.41 \cdot HB + 237$; %Graus 2

%Fator de ciclagem Yn

Yn=1; %10⁷ ciclos

%Fator de confiabilidade Kr

Kr=1; %Confiabilidade de 0.99

Zn=Yn;

%fator de distribuicao de carga Zr

Zr=1;

%Fator geometrico I

%Foi considerado como 1 por causa do valor de mg=1, resultando numa divisao por zero.

Zi=1;

%Fator de razao de dureza

Zw=1;

```
Sigma_flexao=(Wt*1000*K0*Kv*Ks*Kh*Kb)/(b*m*Yj);
SigmaADM_flexao=(SIGMAf*Yn)/(Kt*Kr);
```

```
Sigma_contato=Ze*sqrt(Wt*1000*K0*Kv*Ks*Kh*Zr/(Dg*b*Zi));
SigmaADM_contato=(SIGMAc*Zw*Zn)/(Kt*Kr);
```

```
SF_flexao=SigmaADM_flexao/Sigma_flexao;
SF_contato=SigmaADM_contato/Sigma_contato;
```

```
disp('Fator de segurança a flexao')
SF_flexao
disp('Fator de segurança a contato')
SF_contato
```

19.2 APÊNDICE B – DIMENSIONAMENTO DO PAR DE ENGRENAGEM 4-5

```
%Engrenagens eixo de entrada
```

```
clc
clear all
close all
```

```
eta_eixoA=374; %[rpm]
```

```
T_eixoA=114.6; %[Nm]
```

```
%Consideracoes de projeto:
```

```
R = 0.99;
```

```
phi=20; %[graus] Angulo de pressao
```

```
% Angulo de espiral igual a zero
```

```
Hb=381; % Dureza Brinell AISI 4340 Steel, normalized, 25mm round
```

```
%Sf=1.3; % Fator de seguranca
```

```
HB=381; % Dureza Brinell AISI 4340 Steel, normalized, 25mm round
```

```
Dg=102;
```

```
Dp=102;
```

```
%m=[1,1.25,1.5,2,2.5,3,4];%modulos comerciais
```

```
m=3;
```

```
% Y=[0.422,0.401,0.39,0.359,0.337,0.322,0.29]
```

```
Y=0.371;%% %% %% MUDAR DE ACORDO COM A NECESSIDADE
```

```
% Yj=Tabelado
```

```
Yj=0.39;%% OLHAR NA TABELA 14-6
```

```

b=29;
%b=pi*3*m;%face [mm]
N=Dg/m;

Wt=2*T_eixoA/Dg;

%Fator de sobrecarga K0
K0=1.5;

%Fator dinâmico Kv
Qv=11;
B = 0.25*(12-Qv)^(2/3);
A = 50+56*(1-B);
Vp = pi*Dp*eta_eixoA/60;
Kv = ((A+sqrt(Vp))/A)^B;

%Fator dY=% % % % MUDAR DE ACORDO COM A NECESSIDADEe tamanho Ks
Ks=0.8433*((m*b*sqrt(Y))^(0.0535));

%Fator de deistribuição de carga Kh
Cpf=(b/60)-0.0375+0.0125*b;
Cpm=1; %Entre mancais
Cma = 0.127+0.0158*b-0.930*(10^(-4))*b^2; %Engrenamento fechado
Ce = 1;
Cmc=1; %Dentes sem coroamento
Kh = 1+Cmc*(Cpf*Cpm+Cma*Ce);

%Fator de espessura de borda Kb

Kb=1;

%Coeficiente elastico Ze
Ze=191;

%Fator de temperatura Kt
Kt=1;

SIGMAf=0.703*HB+113; %Grau 2 - engrenagens endurecidas por completo
SIGMAc=2.41*HB+237; %Graus 2

%Fator de ciclagem Yn
Yn=1; %10^7 ciclos

%Fator de confiabilidade Kr
Kr=1; %Confiabilidade de 0.99

Zn=Yn;

```

```

% fator de distribuicao de carga Zr
Zr=1;

% Fator geometrico I
% Foi considerado como 1 por causa do valor de mg=1, resultando numa divisao por zero.
Zi=1;

% Fator de razao de dureza
Zw=1;

Sigma_flexao=(Wt*1000*K0*Kv*Ks*Kh*Kb)/(b*m*Yj);
SigmaADM_flexao=(SIGMAf*Yn)/(Kt*Kr);

Sigma_contato=Ze*sqrt(Wt*1000*K0*Kv*Ks*Kh*Zr/(Dg*b*Zi));
SigmaADM_contato=(SIGMAc*Zw*Zn)/(Kt*Kr);

SF_flexao=SigmaADM_flexao/Sigma_flexao;
SF_contato=SigmaADM_contato/Sigma_contato;

disp('Fator de segurança a flexao')
SF_flexao
disp('Fator de segurança a contato')
SF_contato

```

19.3 APÊNDICE C – DIMENSIONAMENTO DO PAR DE ENGRENAGEM 6-7

```

% Engrenagens eixo de entrada

clc
clear all
close all

eta_eixoA=374; %[rpm]

T_eixoA=114.6; %[Nm]

% Consideracoes de projeto:
R = 0.99;
phi=20; %[graus] Angulo de pressao
% Angulo de espiral igual a zero
Hb=381; % Dureza Brinell AISI 4340 Steel, normalized, 25mm round
% Sf=1.3; % Fator de segurança

HB=381; % Dureza Brinell AISI 4340 Steel, normalized, 25mm round

Dg=68;
Dp=68;

```


%m=[1,1.25,1.5,2,2.5,3,4];%modulos comerciais
m=4;

%Y=[0.422,0.401,0.39,0.359,0.337,0.322,0.29]
Y=0.303;% % % % MUDAR DE ACORDO COM A NECESSIDADE

%Yj=Tabelado
Yj=0.3;% % OLHAR NA TABELA 14-6

b=58;%face [mm]
N=Dg/m;

Wt=2*T_eixoA/Dg;

%Fator de sobrecarga K0
K0=1.5;

%Fator dinâmico Kv
Qv=11;
B = 0.25*(12-Qv)^(2/3);
A = 50+56*(1-B);
Vp = pi*Dp*eta_eixoA/60;
Kv = ((A+sqrt(Vp))/A)^B;

%Fator dY=% % % % MUDAR DE ACORDO COM A NECESSIDADEe tamanho Ks

Ks=0.8433*((m*b*sqrt(Y))^(0.0535));

%Fator de deistribuiçao de carga Kh
Cpf=(b/60)-0.0375+0.0125*b;
Cpm=1; %Entre mancais
Cma = 0.127+0.0158*b-0.930*(10^(-4))*b^2; %Engrenamento fechado
Ce = 1;
Cmc=1; %Dentes sem coroamento
Kh = 1+Cmc*(Cpf*Cpm+Cma*Ce);

%Fator de espessura de borda Kb

Kb=1;

%Coeficiente elastico Ze
Ze=191;

%Fator de temperatura Kt
Kt=1;

SIGMAf=0.703*HB+113; %Grau 2 - engrenagens endurecidas por completo
SIGMAc=2.41*HB+237; %Graus 2

```

%Fator de ciclagem Yn
Yn=1; % 10^7 ciclos

%Fator de confiabilidade Kr
Kr=1; % Confiabilidade de 0.99

Zn=Yn;

% fator de distribuicao de carga Zr
Zr=1;

%Fator geometrico I
%Foi considerado como 1 por causa do valor de mg=1, resultando numa divisao por zero.
Zi=1;

%Fator de razao de dureza
Zw=1;

Sigma_flexao=(Wt*1000*K0*Kv*Ks*Kh*Kb)/(b*m*Yj);
SigmaADM_flexao=(SIGMAf*Yn)/(Kt*Kr);

Sigma_contato=Ze*sqrt(Wt*1000*K0*Kv*Ks*Kh*Zr/(Dg*b*Zi));
SigmaADM_contato=(SIGMAc*Zw*Zn)/(Kt*Kr);

SF_flexao=SigmaADM_flexao/Sigma_flexao;
SF_contato=SigmaADM_contato/Sigma_contato;

disp('Fator de segurança a flexao')
SF_flexao
disp('Fator de segurança a contato')
SF_contato

```

19.4 APÊNDICE D – DIMENSIONAMENTO DAS ENGRENAGENS DO DIFERENCIAL

```

clc
clear all
close all

%% Projeto de Graduacao 2
% Dimensionamento de engrenagens conicas para um TEP
% Projetista: Sobralzinho

%% Dados iniciais
%% Eixo A
clc;
close all;

```

```

clear all;

pho=0.00000785; %[Kg/mm3]
g=9.81;
Da=28; %[mm]
Ia=pi*(Da^4)/64; %[mm4]
E=200000;
d2=3*16;
f2=33;
vol2=(pi*(d2^2)/4)*f2;
m2=vol2*pho;
p2=g*m2;
l_a=214;
b1_a=187;
a1_a=25;
x1_a=a1_a;

delt11_a=(b1_a*x1_a/(6*E*Ia*l_a))*(l_a^2-b1_a^2-x1_a^2);

w11_a=(sqrt(g/(p2*delt11_a)));

vel_crit_a=w11_a*9.55 %[RPM]

%% Eixo B
Db=24;
Ib=pi*(Db^4)/64; %[mm4]
d3=3*3*16;
f3=f2;
vol3=(pi*(d3^2)/4)*f3;
m3=vol3*pho;
p3=g*m3;

d4=102;
f4=29;
vol4=pi*((d4^2)/4)*f4;
m4=vol4*pho;
p4=g*m4;

d6=2*40;
f6=58;
vol6=pi*((d6^2)/4)*f6;
m6=vol6*pho;
p6=g*m6;

l_b=210;
b1_b=187;
a1_b=25;
x1_b=a1_b;
a2_b=62;
b2_b=148;
x2_b=a2_b;

```

```
a3_b=174;
b3_b=40;
x3_b=a3_b;
```

```
delt11_b=(b1_b*x1_b/(6*E*Ib*1_b))*(1_b^2-b1_b^2-x1_b^2);
delt22_b=(b2_b*x2_b/(6*E*Ib*1_b))*(1_b^2-b2_b^2-x2_b^2);
delt33_b=(b3_b*x3_b/(6*E*Ib*1_b))*(1_b^2-b3_b^2-x3_b^2);
```

```
w11_b=sqrt(g/(p3*delt11_b));
w22_b=sqrt(g/(p4*delt22_b));
w33_b=sqrt(g/(p6*delt33_b));
```

```
piru_b=1/((1/(w11_b^2))+1/(w22_b^2))+1/(w33_b^2));
```

```
vel_crit_b=(sqrt(piru_b))*9.55 %[RPM]
```

```
%%Eixo C
```

```
Dc=31;
Ic=pi*(Dc^4)/64; %[mm4]
d5=d4;
f5=f4;
vol5=(pi*(d5^2)/4)*f5;
m5=vol5*pho;
p5=g*m5;
```

```
d7=160;
f7=26;
vol7=pi*((d7^2)/4)*f7;
m7=vol7*pho;
p7=g*m7;
```

```
%%9 é o pinhao dentado
```

```
d9=126.54;
vol9=407047.35;
m9=vol9*pho;
p9=g*m9;
```

```
l_c=210;
b1_c=187;
a1_c=25;
x1_c=a1_c;
a2_c=62;
b2_c=148;
x2_c=a2_c;
a3_c=174;
b3_c=40;
x3_c=a3_c;
```

```
delt11_c=(b1_c*x1_c/(6*E*Ic*1_c))*(1_c^2-b1_c^2-x1_c^2);
delt22_c=(b2_c*x2_c/(6*E*Ic*1_c))*(1_c^2-b2_c^2-x2_c^2);
delt33_c=(b3_c*x3_c/(6*E*Ic*1_c))*(1_c^2-b3_c^2-x3_c^2);
```

```
w11_c=sqrt(g/(p3*delt11_c));
w22_c=sqrt(g/(p4*delt22_c));
w33_c=sqrt(g/(p6*delt33_c));
```

```
piru_c=1/((1/(w11_c^2))+1/(w22_c^2))+1/(w33_c^2));
```

```
vel_crit_c=(sqrt(piru_c))*9.55 %[RPM]
```

```
%% Eixo D
```

```
Dd=25; %[mm]
Id=pi*(Dd^4)/64; %[mm4]
dCON=72;
fCON=25;
volCON=(pi*(dCON^2)/4)*fCON;
mCON=volCON*pho;
pCON=g*mCON;
l_d=132;
b1_d=22;
a1_d=65;
x1_d=a1_d;
```

```
delt11_d=(b1_d*x1_d/(6*E*Id*1_d))*(1_d^2-b1_d^2-x1_d^2);
```

```
w11_d=(sqrt(g/(pCON*delt11_d)));
```

```
vel_crit_d=w11_d*9.55 %[RPM]
```

```
% Motor Com 7.5 HP de potencia a 2600 RPM
```

```
P_motor=5.6; %[Kw]
```

```
eta_motor=2600; %[rpm]
```

```
% Caixa de Reducao
```

```
eficiencia_reducao=.8;
```

```
R_CVT=3.71;
```

```
R_caixa=12; % trativa
```

```
eta_pinhao=(2*2600)/(R_CVT*R_caixa); %[rpm]
```

```
T_pinhao=(9550*P_motor*eficiencia_reducao)/(eta_pinhao); %[N.m]
```

```
% Consideracoes de projeto:
```

```
R = 0.99;
```

```
phi=20; %[graus] Angulo de pressao
```

```
%Angulo de espiral igual a zero
Hb=381; % Dureza Brinnel AISI 4340 Steel, normalized, 25mm round
Sf=1.3; %Fator de seguranca
```

```
%Casos de relacao entre dentes
%Dente de pinhao, dente coroa, fator cavitacao(geometrico)[Zi], fator
%flexao Pinhao(geometrico)[Yj_p], fator flexao coroa(geometrico)[Yj]
%A0=[14,28,0.065,0.205,0.165];
%A1=[15,30,0.07,0.22,0.18];
%A2=[20,40,0.075,0.24,0.2];
%A3=[25,50,0.082,0.257,0.217];
%A4=[30,60,0.0865,0.268,0.228];
%A5=[35,70,0.093,0.29,0.25];
```

```
A0=[14,14,0.052,0.162,0.162];
A1=[16,16,0.052,0.176,0.176];
A2=[18,18,0.058,0.192,0.192];
A3=[20,20,0.062,0.2,0.2];
A4=[22,22,0.063,0.21,0.21];
A5=[24,24,0.065,0.217,0.217];
Gard=[A0;A1;A2;A3;A4;A5];
```

```
%Fatores Agma
```

```
Ka = 1;
Zxc = 1.5;
Yb = 1;
Znt = 2;
Ynt = 2.7;
Zw = 1;
Ko = 1;
Yz = 0.5-0.25*log(1-R);
Zz = sqrt(Yz);
Ze = 190;
```

```
%Otimizacao
```

```
Dg_ideal = 200;
F_ideal= 100;
gardd=0;
for i = [1,2,3,4,5,6]
    Np = Gard(i,1);
    Ng = Gard(i,2);
    Zi = Gard(i,3);
    Yj_p = Gard(i,4);
    Yj_g = Gard(i,5);

    for m = [1,1.25,1.5,2,2.5,3,3.5,4.5,5,6,8,10,12,16]

        Dp = Np*m;
        Dg = Ng*m;
```

```

%Forcas
Wt=(T_pinhao/(Dp))*1000; %[N]

if m < 1.6
    Yx = 0.5;
else
    Yx = 0.4876+0.008339*m;
end

% Fator dinamico (Kv)

Vet = 5.236*10^(-5)*Dp*eta_pinhao;
Qv = 11; %Pq 8 eh bom
B = 0.25*(12-Qv)^(2/3);
A = 50+56*(1-B);

Kv = (A+sqrt(200*Vet)/A)^B;

for F = 3*m:0.1:5*m

    % Fator de tamanho para resistencia a cavitacao
    if F<12.7
        Zx=0.5;
    elseif (F>=12.7) && (F<=114.3)
        Zx=0.00492*F+0.4375;
    else
        Zx=1;
    end

    % Fator distribuicao de carga
    Kmb=1.25; %Nenhum membro montado entre mancais
    Khb=Kmb+0.0000056*F;

    %Numero de tensoes de flexoes admissiveis
    SIGMAf_lim=(0.7255*Hb+153.63); %[MPa]
    SIGMAh_lim=(2.41*Hb+237); %[MPa]

    % Calculos AGMA
    SIGMAh_pinhao=Ze*sqrt((Wt*Ka*Kv*Khb*Zx*Zxc)/(F*Dp*Np));
    SIGMAh_coroa=Ze*sqrt((Wt*Ka*Kv*Khb*Zx*Zxc)/(F*Dg*Np));

    SIGMAf_pinhao=(Wt*Ka*Kv*Yx*Khb)/(F*m*Yb*Yj_p);
    SIGMAf_coroa=(Wt*Ka*Kv*Yx*Khb)/(F*m*Yb*Yj_g);

    %% Verificacao
    SIGMAh_adm=(SIGMAh_lim*Znt*Zw)/(Ko*Zz);
    SIGMAf_adm=(SIGMAf_lim*Ynt)/(Ko*Yz);

    %Fator de segurança
    FSh_pinhao=SIGMAh_adm/SIGMAh_pinhao; %Fator de seguranca de resistencia ao
contato do pinhao

```

FSh_coroa=SIGMAh_adm/SIGMAh_coroa; %Fator de seguranca de resistencia ao contato da coroa

FSf_pinhao=SIGMAf_adm/SIGMAf_pinhao; %Fator de seguranca de resistencia a flexao pinhao

FSf_coroa=SIGMAf_adm/SIGMAf_coroa; %Fator de seguranca de resistencia a flexao pinhao

if FSh_pinhao>Sf && FSh_coroa>Sf && FSf_pinhao>Sf && FSf_coroa>Sf

gardd=gardd+1;

if Dg < Dg_ideal

if F < F_ideal

Dg_ideal = Dg;

Dp_ideal = Dp;

F_ideal = F;

m_ideal = m;

Ng_ideal = Ng;

Np_ideal = Np;

Wt_ideal = Wt;

FSh_pinhao_ideal = FSh_pinhao;

FSh_coroa_ideal = FSh_coroa;

FSf_pinhao_ideal = FSf_pinhao;

FSf_coroa_ideal = FSf_coroa;

end

end

end

end

end

end

%Geometria

gama=atand(Dp_ideal/Dg_ideal);

tal=atand(Dg_ideal/Dp_ideal);

Wa_pinhao=Wt_ideal*tand(phi)*cosd(gama); %[N]

Wr_pinhao=Wt_ideal*tand(phi)*sind(gama); %[N]

Wa_gear=Wt_ideal*tand(phi)*cosd(tal); %[N]

Wr_gear=Wt_ideal*tand(phi)*sind(tal); %[N]

Dg_ideal

Dp_ideal

F_ideal

m_ideal

Wt_ideal

FSh_pinhao_ideal

FSh_coroa_ideal

FSf_pinhao_ideal

FSf_coroa_ideal

19.5 APÊNDICE E – DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS POR FADIGA

EIXO A no mancal A				EIXO A no engrenamento			
Se(MPa)	354,5049	d=	11,53741 mm	Se(MPa)	357,4264845	d=	13,4629 mm
Sy(Mpa)	972			Sy(Mpa)	972		
FS	1,3			FS	1,3		
Ma(N mm)	36300			Ma(N mm)	62922		
Kf	1			Kf	1		
Tm (N mm)	61120			Tm (N mm)	61120		
Kfs	1			Kfs	1		
Kb(dep. de d)	0,931192			Kb(dep. de d)	0,938866521		
d	14,53623			d	13,4629		
EIXO B engrenamento 4-5 velocidade				EIXO B engrenamento 6-7 trativa			
Se(MPa)	341,5758	d=	20,57061 mm	Se(MPa)	343,0774908	d=	19,74433 mm
Sy(Mpa)	972			Sy(Mpa)	972		
FS	1,3			FS	1,3		
Ma(N mm)	217484			Ma(N mm)	191379		
Kf	1			Kf	1		
Tm (N mm)	183360	366720		Tm (N mm)	183360		
Kfs	1			Kfs	1		
Kb(dep. de d)	0,897231			Kb(dep. de d)	0,901175442		
d	20,57061			d	19,74433		

Eixo de saída			
EIXO C roda dentada velocidade			
Se(MPa)	327,4081	d=	30,56245 mm
Sy(Mpa)	972		
FS	1,3		
Ma(N mm)	220000		
Kf	2,3		
Tm (N mm)	733440		
Kfs	2,3		
Kb(dep. de d)	0,860016		
d	30,56245		

19.6 APÊNDICE F – DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS PARA VELOCIDADE CRÍTICA

%%Eixo A

```

clc;
close all;
clear all;

pho=0.00000785; %[Kg/mm3]
g=9.81;
Da=28; %[mm]
Ia=pi*(Da^4)/64; %[mm4]
E=200000;
d2=3*16;
f2=33;
vol2=(pi*(d2^2)/4)*f2;
m2=vol2*pho;
p2=g*m2;
l_a=214;
b1_a=187;
a1_a=25;
x1_a=a1_a;

delt11_a=(b1_a*x1_a/(6*E*Ia*l_a))*(l_a^2-b1_a^2-x1_a^2);

w11_a=(sqrt(g/(p2*delt11_a)));

vel_crit_a=w11_a*9.55 %[RPM]

%%Eixo B
Db=24;
Ib=pi*(Db^4)/64; %[mm4]
d3=3*3*16;
f3=f2;
vol3=(pi*(d3^2)/4)*f3;
m3=vol3*pho;
p3=g*m3;

d4=102;
f4=29;
vol4=pi*((d4^2)/4)*f4;
m4=vol4*pho;
p4=g*m4;

d6=2*40;
f6=58;
vol6=pi*((d6^2)/4)*f6;
m6=vol6*pho;
p6=g*m6;

l_b=210;
b1_b=187;
a1_b=25;
x1_b=a1_b;
a2_b=62;

```

```
b2_b=148;
x2_b=a2_b;
a3_b=174;
b3_b=40;
x3_b=a3_b;
```

```
delt11_b=(b1_b*x1_b/(6*E*Ib*1_b))*(1_b^2-b1_b^2-x1_b^2);
delt22_b=(b2_b*x2_b/(6*E*Ib*1_b))*(1_b^2-b2_b^2-x2_b^2);
delt33_b=(b3_b*x3_b/(6*E*Ib*1_b))*(1_b^2-b3_b^2-x3_b^2);
```

```
w11_b=sqrt(g/(p3*delt11_b));
w22_b=sqrt(g/(p4*delt22_b));
w33_b=sqrt(g/(p6*delt33_b));
```

```
piru_b=1/((1/(w11_b^2))+1/(w22_b^2))+1/(w33_b^2));
```

```
vel_crit_b=(sqrt(piru_b))*9.55 % [RPM]
```

```
%% Eixo C
```

```
Dc=31;
Ic=pi*(Dc^4)/64; % [mm4]
d5=d4;
f5=f4;
vol5=(pi*(d5^2)/4)*f5;
m5=vol5*pho;
p5=g*m5;
```

```
d7=160;
f7=26;
vol7=pi*((d7^2)/4)*f7;
m7=vol7*pho;
p7=g*m7;
```

```
%% 9 é o pinhao dentado
```

```
d9=126.54;
vol9=407047.35;
m9=vol9*pho;
p9=g*m9;
```

```
l_c=210;
b1_c=187;
a1_c=25;
x1_c=a1_c;
a2_c=62;
b2_c=148;
x2_c=a2_c;
a3_c=174;
b3_c=40;
```

x3_c=a3_c;

delt11_c=(b1_c*x1_c/(6*E*Ic*1_c))*(1_c^2-b1_c^2-x1_c^2);
delt22_c=(b2_c*x2_c/(6*E*Ic*1_c))*(1_c^2-b2_c^2-x2_c^2);
delt33_c=(b3_c*x3_c/(6*E*Ic*1_c))*(1_c^2-b3_c^2-x3_c^2);

w11_c=sqrt(g/(p3*delt11_c));
w22_c=sqrt(g/(p4*delt22_c));
w33_c=sqrt(g/(p6*delt33_c));

piru_c=1/((1/(w11_c^2))+1/(w22_c^2))+1/(w33_c^2));

vel_crit_c=(sqrt(piru_c))*9.55 % [RPM]

%% Eixo D

Dd=25; % [mm]
Id=pi*(Dd^4)/64; % [mm4]
dCON=72;
fCON=25;
volCON=(pi*(dCON^2)/4)*fCON;
mCON=volCON*pho;
pCON=g*mCON;
l_d=132;
b1_d=22;
a1_d=65;
x1_d=a1_d;

delt11_d=(b1_d*x1_d/(6*E*Id*1_d))*(1_d^2-b1_d^2-x1_d^2);

w11_d=(sqrt(g/(pCON*delt11_d)));

vel_crit_d=w11_d*9.55 % [RPM]

19.7 APÊNDICE G – DIMENSIONAMENTO DE CHAVETAS E ESTRIAS

Pinos	von mises			D	87,5		Cisalhamento							
F_radial	1350			d	70	FS	1,471966082							
M	54000			h	8,75									
T				w	21,875									
L	40			L	5									
				Sy	862									
				T	336269									
				estrias	6									
Chavetas	Eixo A	Engrenagem 2		Chavetas	Eixo B	Engrenagem 3								
L	33			L	33									
b	5			b	8									
Sy	350	AISI 1020	FS esmagamento	3,263540242	Sy	350	AISI 1020	FS esmagamento	3,386387					
Fc	8139,933			Fc	9550									
T	61049,5		FS cisalhamento	7,0946527	T	114600		FS cisalhamento	9,675393					
d	15			d	24									
h	5			h	7									
t1	3			t1	4									
t2	2,3			t2	2,8									
Estriado acoplador	(6 estrias)													
D	30		Cisalhamento	Esmagamento										
d	24	FS	2,030890052	4,061780105										
h	3													
w	7,5													
L	20													
Sy	862													
T	114600													
estrias	6													
Chavetas	Eixo C	Engrenagem 5		Chavetas	Eixo C	Engrenagem 7								
L	29			L	58									
b	8			b	8									
Sy	350	AISI 1020	FS esmagamento	3,945746073	Sy	350	AISI 1020	FS esmagamento	3,945746					
Fc	8488,889			Fc	16977,78									
T	114600		FS cisalhamento	9,565445026	T	229200		FS cisalhamento	9,565445					
d	27			d	27									
h	7			h	7									
t1	4			t1	4									
t2	3,3			t2	3,3									
Chavetas	Eixo C	Roda dentada												
L	43,42													
b	10													
Sy	350	AISI 1020	FS esmagamento	3,391477094										
Fc	14787,1													
T	229200		FS cisalhamento	10,27720332										
d	31													
h	8													
t1	5													
t2	3,3													

19.8 APÊNDICE H – VIDA DOS ROLAMENTOS

rolamentos										
eixo A	vida	862,6977		eixo B	vida	1338,786734		eixo C_vel	vida	1691,176
rpm	700			rpm	233,33			rpm	233,33	
C	9950			C	13500			C	9950	
P	3006,91			P	5082,25			P	3465,13	
p	3			p	3			p	3	
SKF	6004			SKF	6204			SKF	6004	
Eixo	A_y (N)	A_z (N)	B_y (N)	B_z (N)	A_{composto} (N)	B_{composto}(N)				
a	1598,8	2546,63	71,82	300,31	3006,91	308,78		eixo C_trat	vida	911,6864
b - velocidade	1738,35	4775,71	497,32	1366,25	5082,25	1453,95		rpm	116,65	
b – trativa	1167,34	3207,01	1722,67	4736,6	3412,86	5040,14		C	9950	
c – velocidade	2369,39	2528,46	1837,36	1066,83	3465,13	2124,62		P	5364,5	
c - trativa	1806,78	928,83	3054,31	4410,11	2031,55	5364,50		p	3	
d	1357,02	5273,1	3978,54	15459,77	5444,91	15963,50		SKF	6004	
eixo D_escora	vida	1133,329		eixo D_outro	vida	871,8888662				
rpm	116,65			rpm	116,65					
C	29900			C	9950					
P	15963,5			P	5444,91					
p	3,3			p	3					
SKF	81107 TN			SKF	6004					

19.9 APÊNDICE I – SELEÇÃO DE CORRENTE

Primeira redução por corrente				Primeira redução por corrente	Fileira dupla	ANSI 80
P (HP)	6			P (HP)	6	Coroa
n (RPM)	1			n (RPM)	1	
dentes pinhao	18			dentes pinhao	14	28
passo	15,87			passo	25,4	25,4
D	91,39165	292,4533		D	114,1465158	226,8576
ângulo	0,174533			ângulo	0,224399571	0,1122
Entre-eixos	338,1491			Entre-eixos	283,9308295	
dentes coroa				Elos	43,55609258	44
				entre eixos real	286,5098976	
interpolação				interpolação		
X1	2,9		3,12	X1	4,36	4,58
X2	5,4			X2	8,14	
Y1	100			Y1	100	
Y2	200			Y2	200	
Ya	117			Ya	117	
Xa	3,325			Xa	5,0026	

20 ANEXOS

20.1 ANEXO 1 - DIAGRAMAS DE MOMENTO FLETOR E ESFORÇO CORTANTE DOS EIXOS

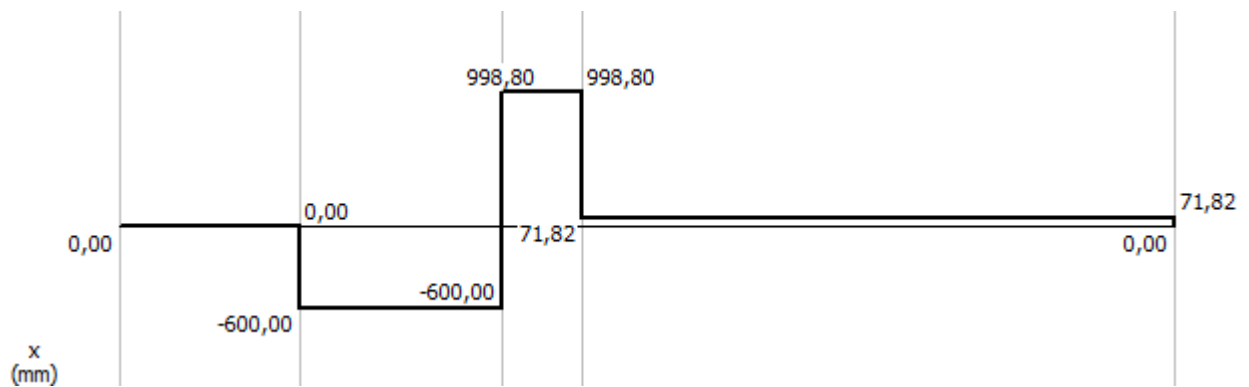


Figura 20.1. 1. Diagrama esforço cortante eixo "a" plano XY

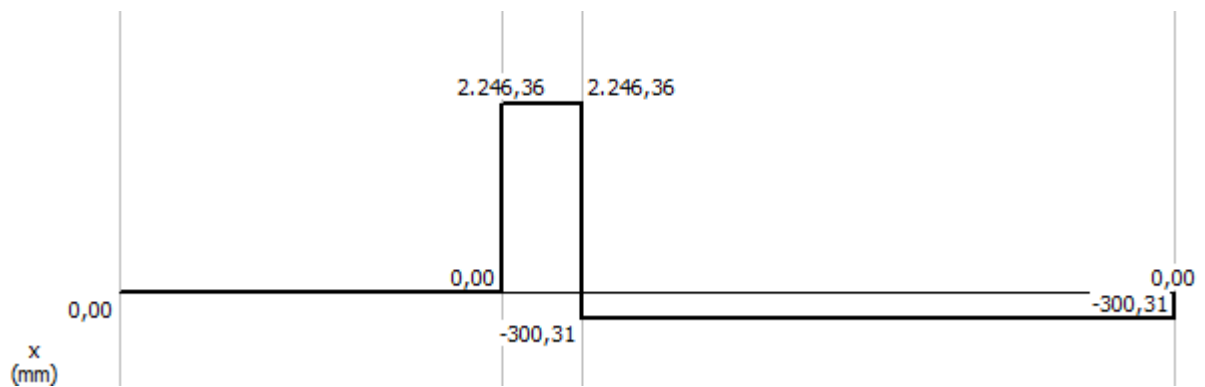


Figura 20.1. 2. Diagrama esforço cortante eixo "a" plano XZ

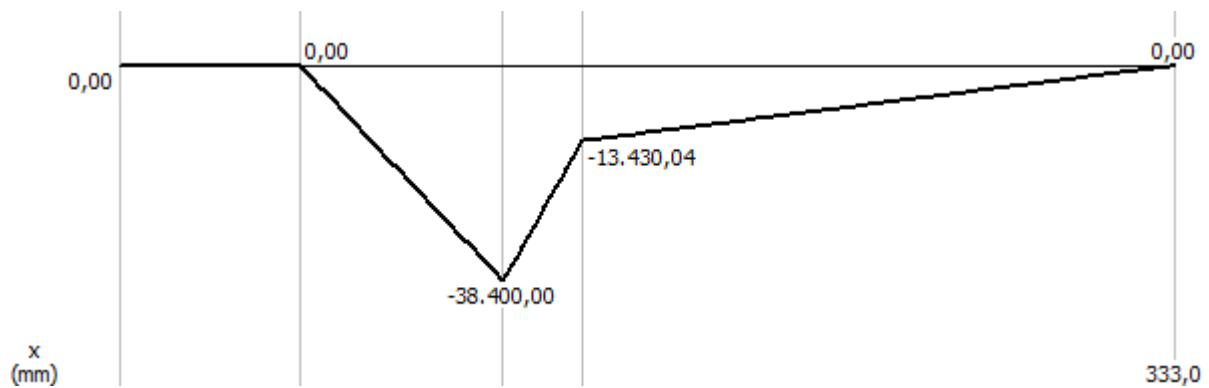


Figura 20.1. 3. Diagrama de momento fletor eixo "a" plano XY

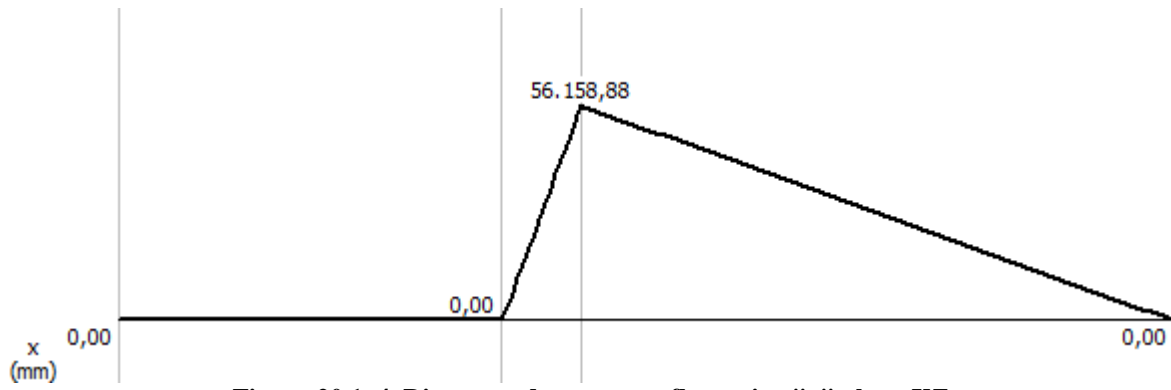


Figura 20.1. 4. Diagrama de momento fletor eixo "a" plano XZ

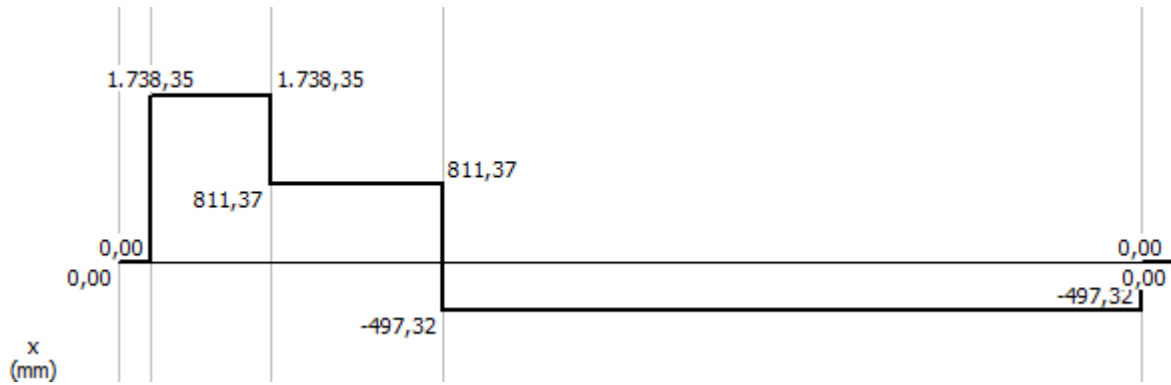


Figura 20.1. 5. Diagrama esforço cortante eixo "b" marcha de velocidade plano XY

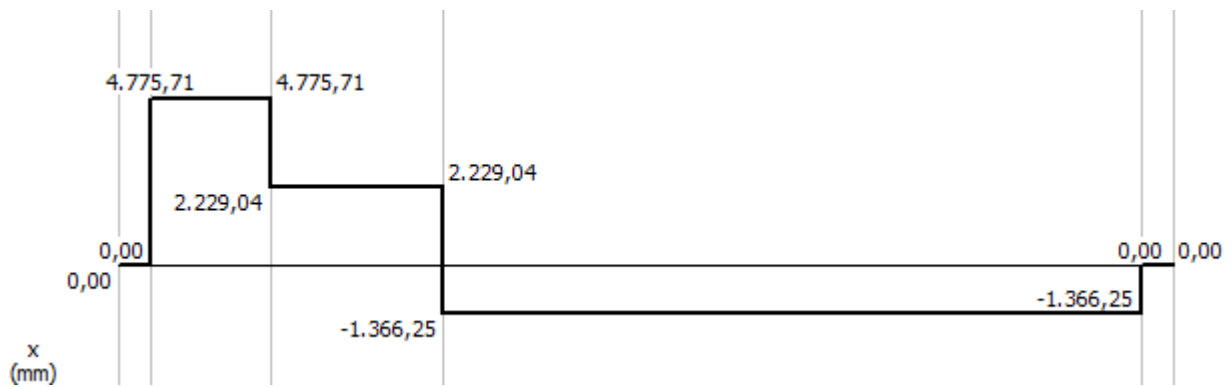


Figura 20.1. 6. Diagrama esforço cortante eixo "b" marcha de velocidade plano XZ

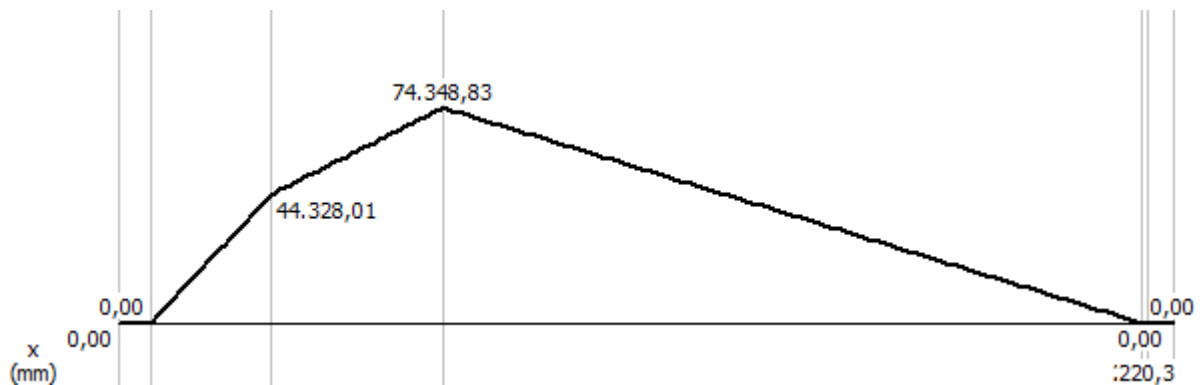


Figura 20.1. 7. Diagrama momento fletor eixo "b" marcha de velocidade plano XY

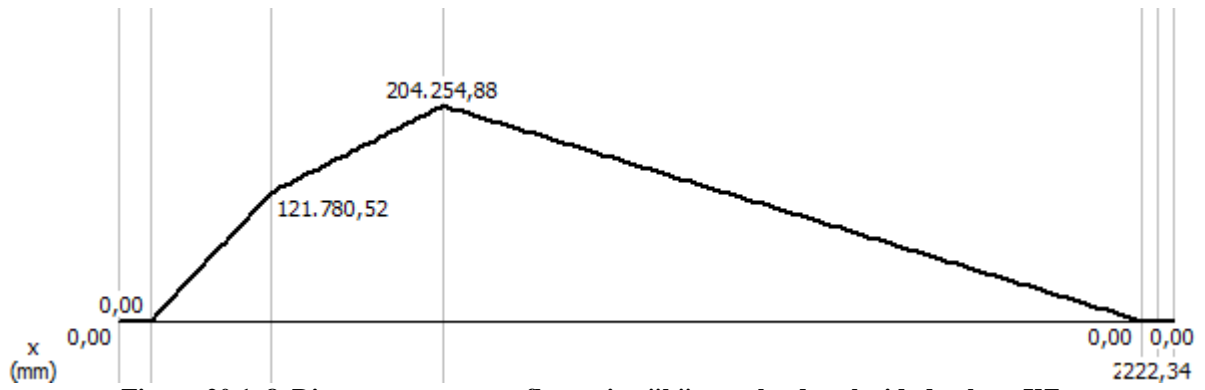


Figura 20.1. 8. Diagrama momento fletor eixo "b" marcha de velocidade plano XZ

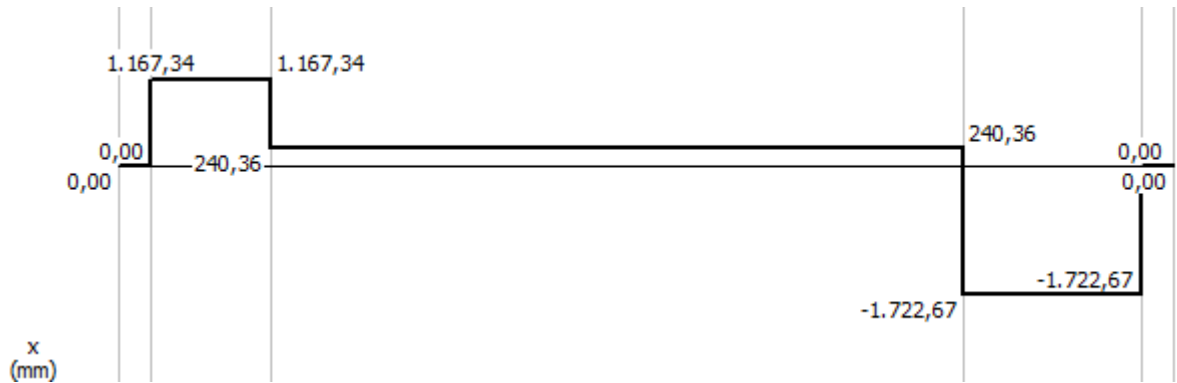


Figura 20.1. 9. Diagrama esforço cortante eixo "b" marcha trativa plano XY

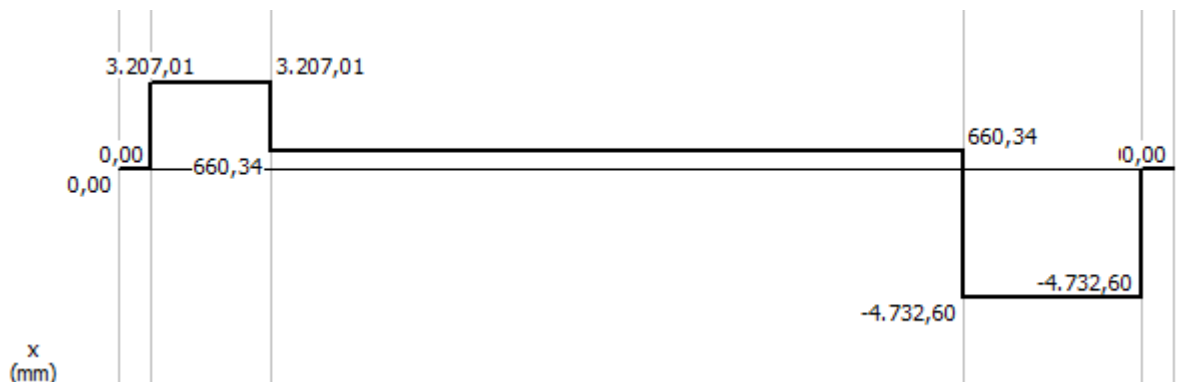


Figura 20.1. 10. Diagrama esforço cortante eixo "b" marcha trativa plano XZ

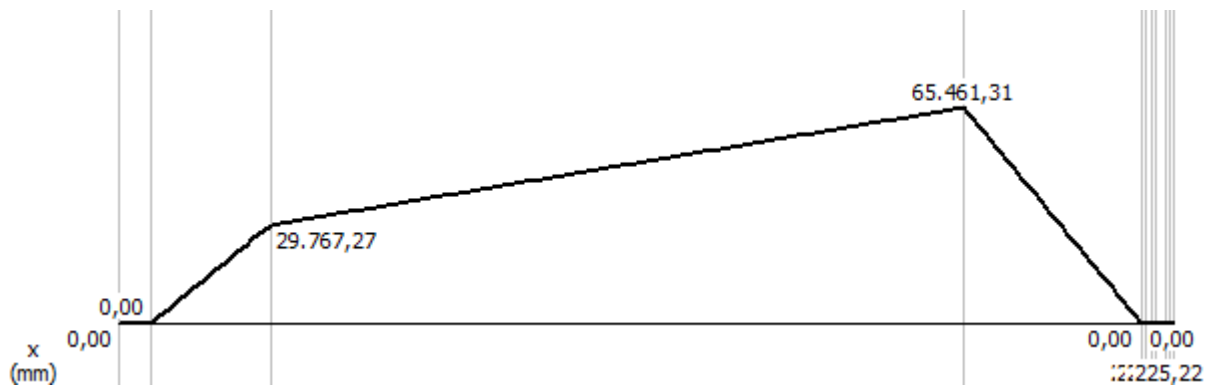


Figura 20.1. 11. Diagrama momento fletor eixo "b" marcha trativa plano XY

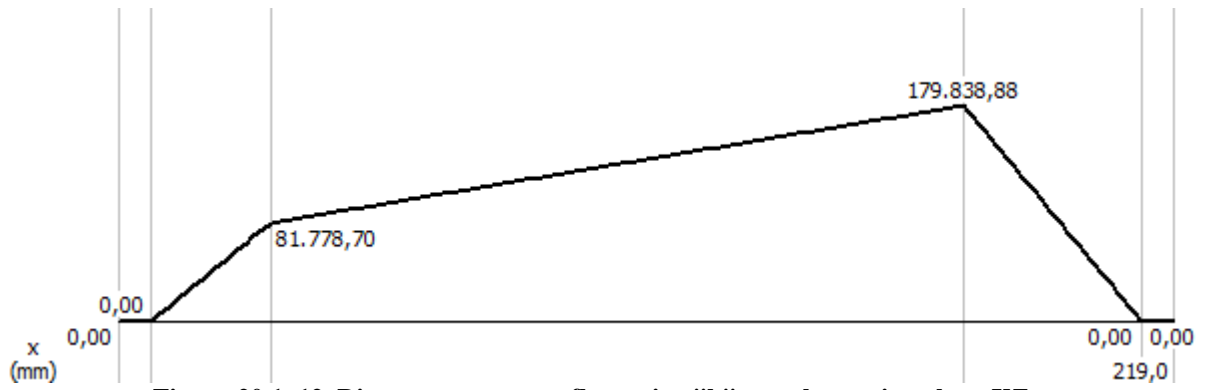


Figura 20.1. 12. Diagrama momento fletor eixo "b" marcha tratativa plano XZ

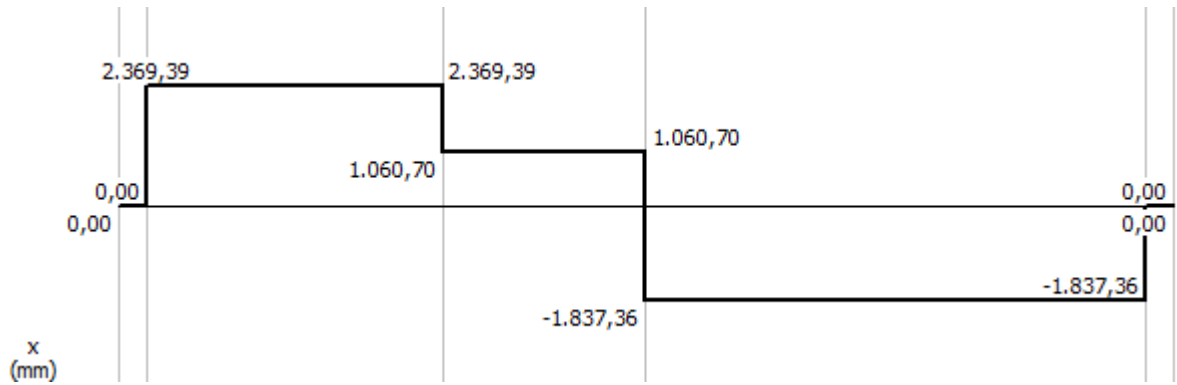


Figura 20.1. 13. Diagrama momento fletor eixo "c" marcha de velocidade plano XY

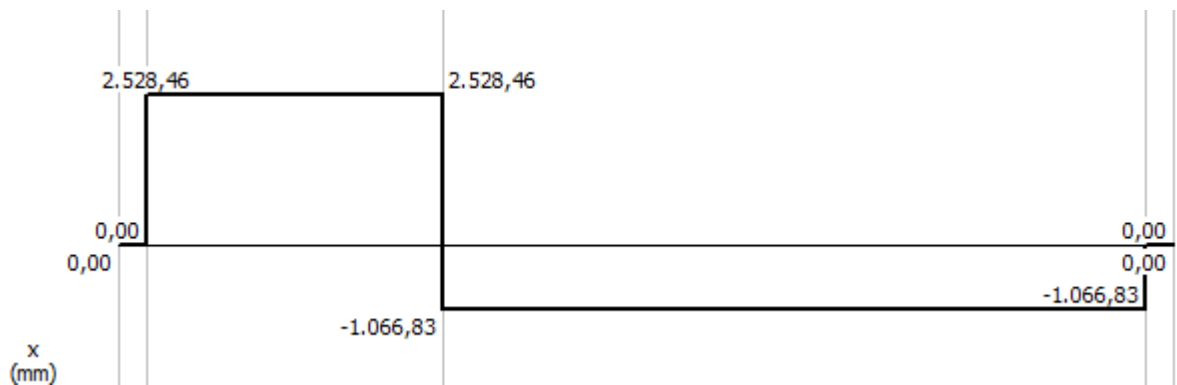


Figura 20.1. 14. Diagrama momento fletor eixo "c" marcha de velocidade plano XZ

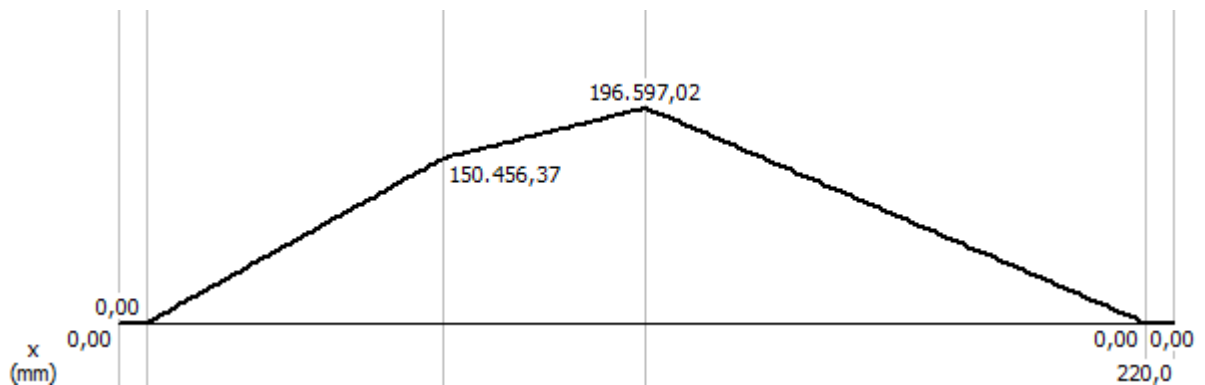


Figura 20.1. 15. Diagrama momento fletor eixo "c" marcha de velocidade plano XY

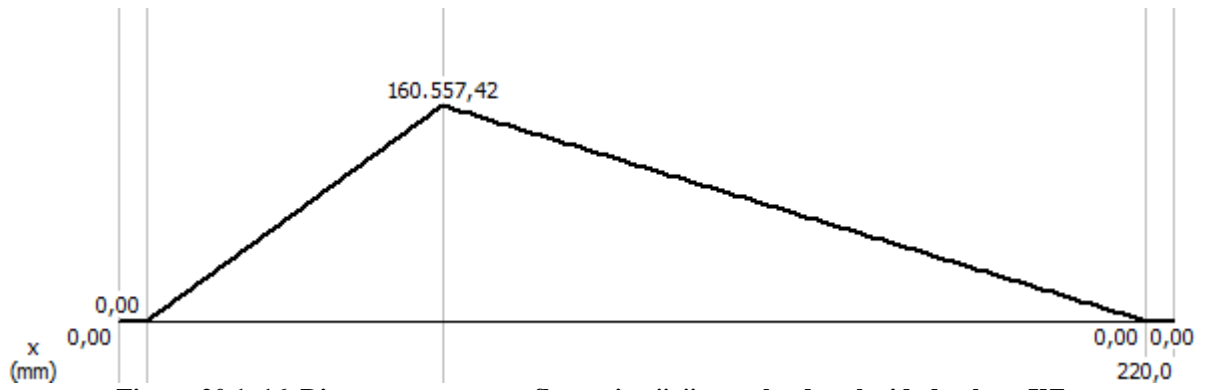


Figura 20.1. 16. Diagrama momento fletor eixo "c" marcha de velocidade plano XZ

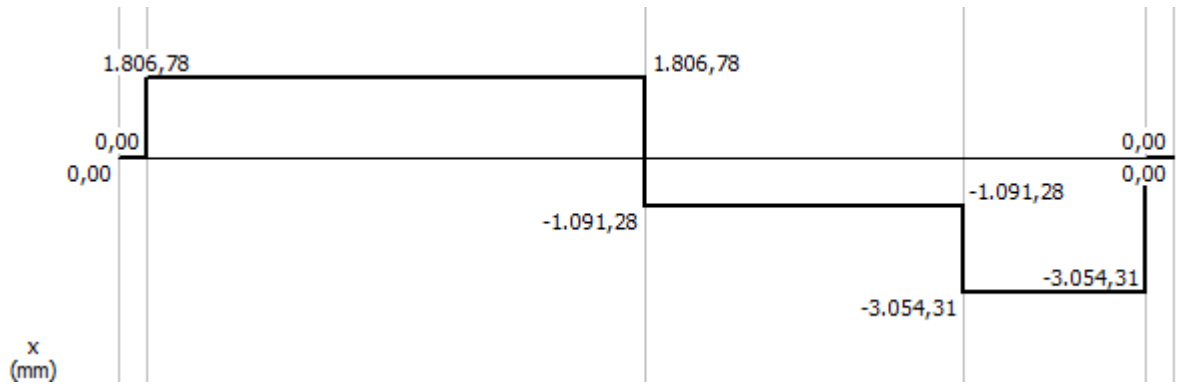


Figura 20.1. 17. Diagrama esforço cortante eixo "c" marcha trativa plano XY

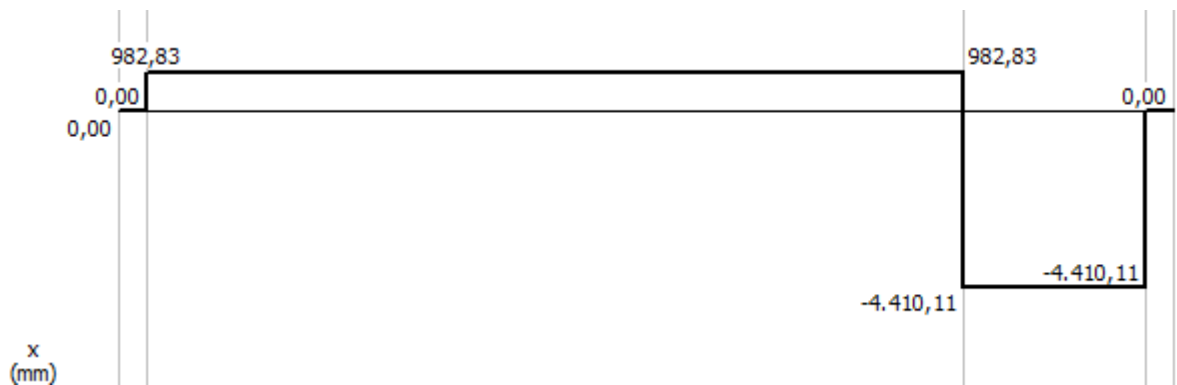


Figura 20.1. 18. Diagrama esforço cortante eixo "c" marcha trativa plano XZ

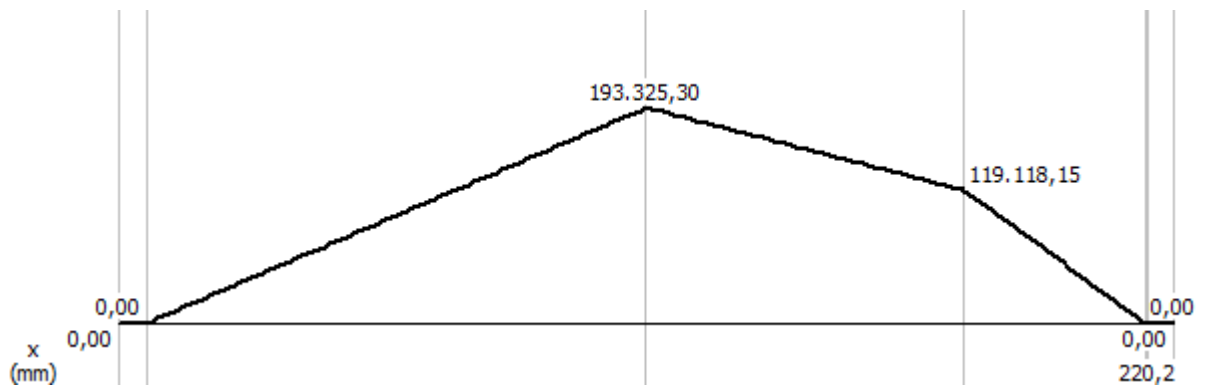


Figura 20.1. 19. Diagrama momento fletor eixo "c" marcha trativa plano XY

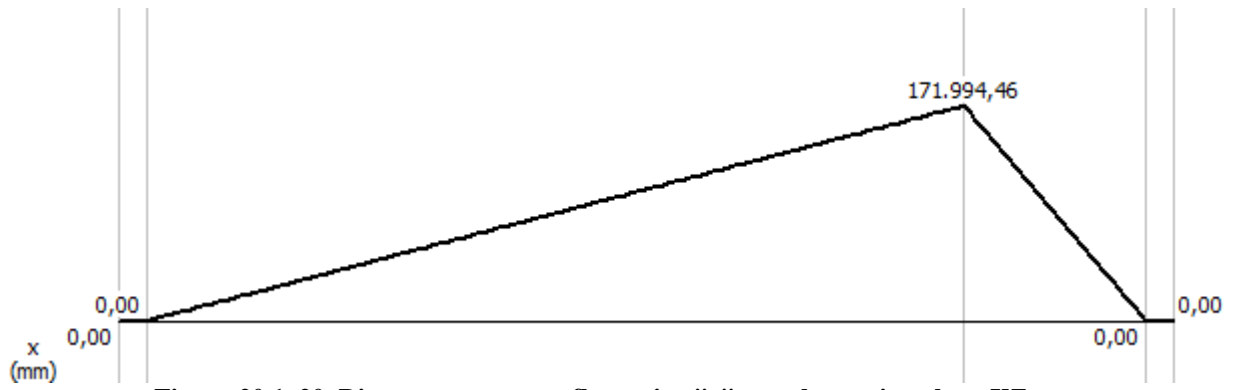


Figura 20.1. 20. Diagrama momento fletor eixo "c" marcha trativa plano XZ

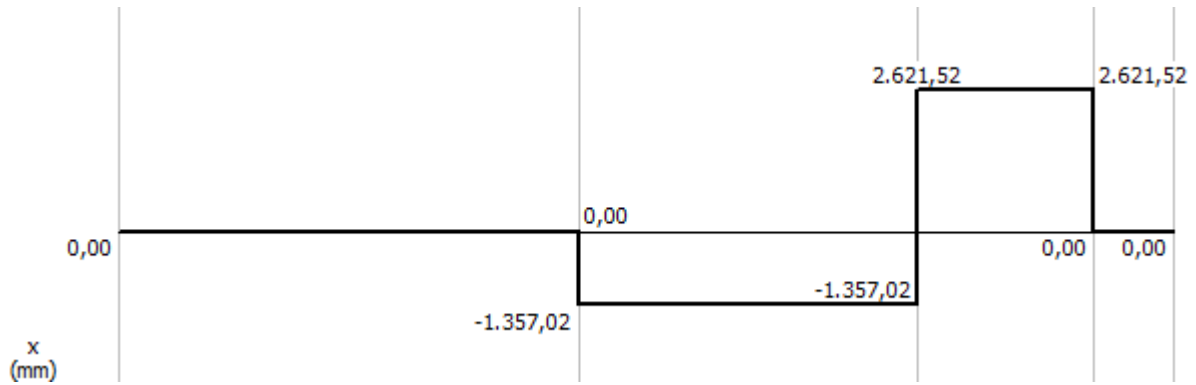


Figura 20.1. 21. Diagrama esforço cortante eixo "d" plano XY

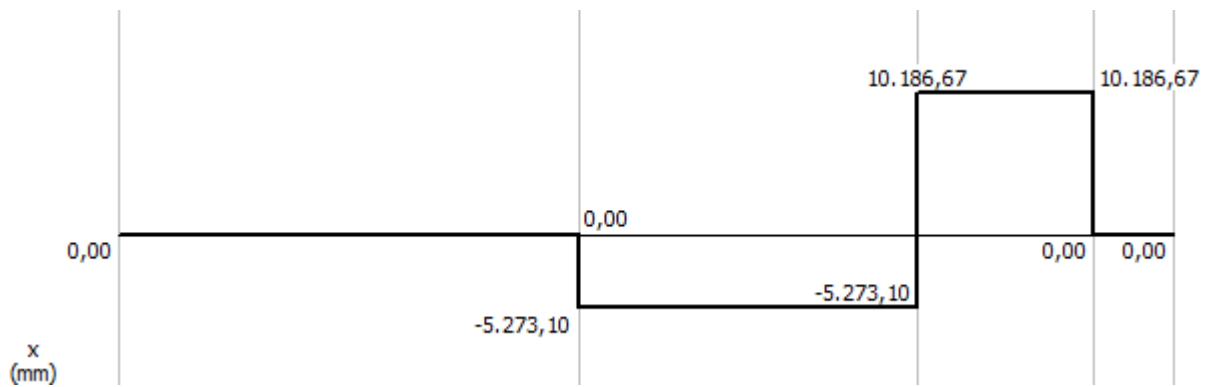


Figura 20.1. 22. Diagrama esforço cortante eixo "d" plano XZ

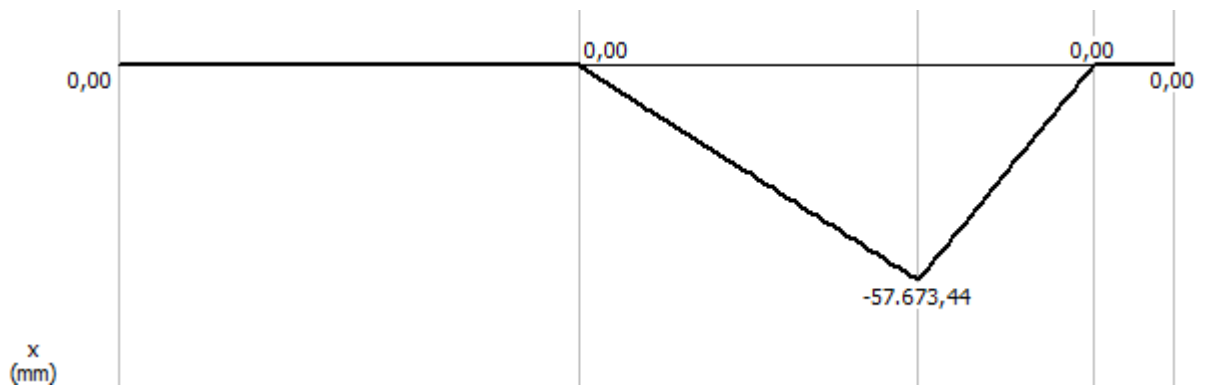


Figura 20.1. 23. Diagrama momento fletor eixo "d" plano XY

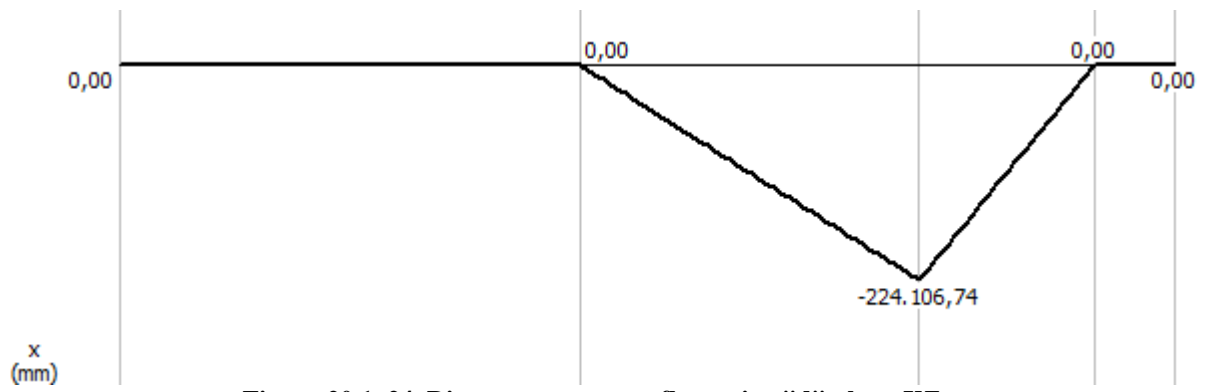


Figura 20.1. 24. Diagrama momento fletor eixo "d" plano XZ

20.2 ANEXO 2 - CATÁLOGO REXNORD – CORRENTE E RODA DENTADA

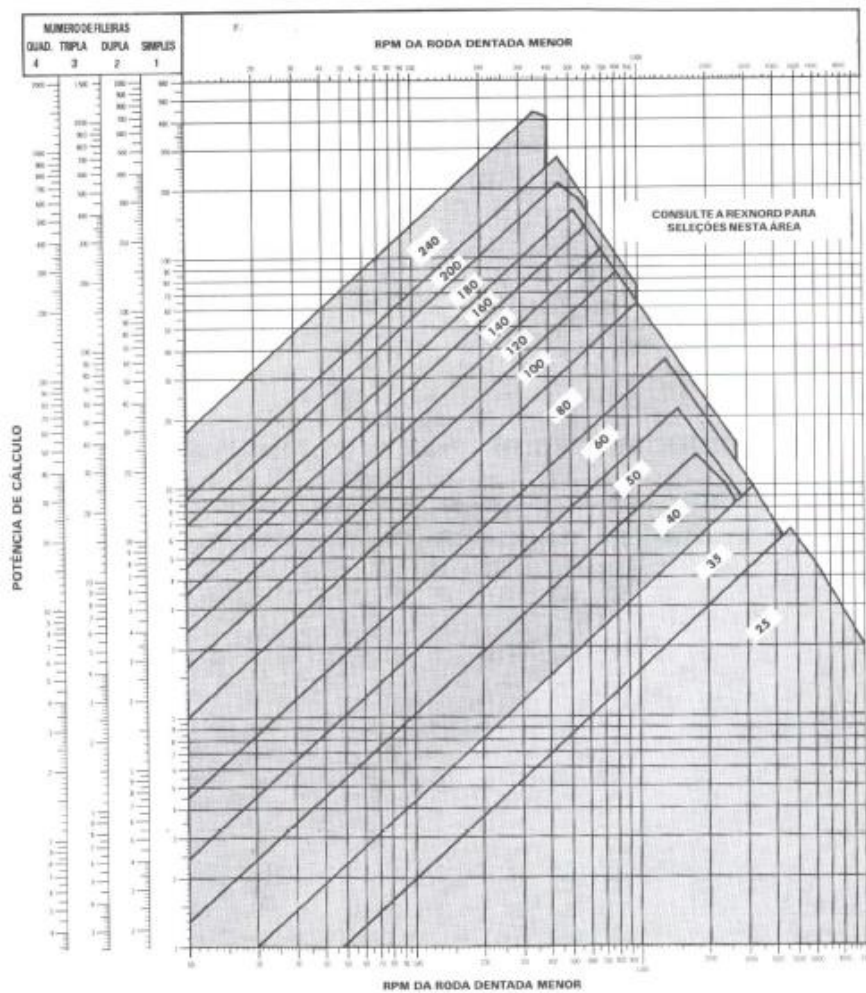


Figura 20.2. 1. Seleção corrente – Rexnord


CORRENTE DE ROLOS – Passo 1" (25,40 mm) – ANSI 80

Para correntes múltiplas, aplique os "Fatores de Multiplicidade" (Tabela 2 da página 20)

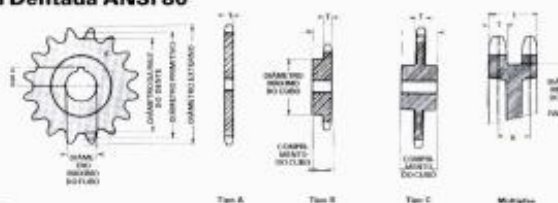
N.º de dentes da Roda Dentada Menor	ROTAÇÕES POR MINUTO – RODA DENTADA MENOR																			
	25	50	100	200	300	400	500	700	900	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2700	3000	3400
11	8,57	1,80	3,36	6,28	9,04	11,7	14,3	19,4	23,6	29,6	34,9	41,8	49,6	58,2	6,53	6,01	5,27	4,42	3,77	1,70
12	1,06	1,98	3,68	6,88	9,93	12,9	15,7	21,3	26,2	32,3	37,8	44,7	52,5	61,1	9,25	7,90	6,85	6,01	5,04	4,30
13	1,16	2,16	4,03	7,52	10,8	14,0	17,1	23,2	29,1	35,2	41,7	49,2	57,5	66,5	8,91	7,72	6,78	5,88	4,85	...
14	1,25	2,34	4,36	8,34	11,7	15,2	18,6	25,1	31,5	38,2	45,4	53,2	61,9	71,4	13,9	13,7	9,96	6,83	7,57	6,35
15	1,35	2,52	4,70	8,77	12,8	16,4	20,0	27,1	34,0	41,2	48,9	57,5	66,7	76,6	18,9	15,4	12,9	11,0	9,57	8,40
16	1,45	2,70	5,04	9,41	13,5	17,6	21,5	29,0	36,4	44,1	52,2	60,8	70,0	79,7	14,2	12,2	10,5	9,25	7,76	6,62
17	1,55	2,88	5,38	10,0	14,5	19,4	23,9	31,8	39,7	47,8	56,5	65,5	74,9	84,6	19,8	15,9	13,3	11,5	10,1	8,49
18	1,64	3,07	5,72	10,7	15,4	19,9	24,4	32,8	41,4	50,1	59,1	68,4	78,1	87,9	17,0	14,5	12,6	11,0	9,25	7,80
19	1,74	3,25	6,07	11,3	16,3	21,1	25,8	35,0	43,8	52,8	62,1	71,7	81,5	91,4	22,0	18,4	15,7	13,6	12,0	10,0
20	1,84	3,44	6,41	12,0	17,2	22,3	27,3	37,0	46,3	55,6	65,1	74,9	84,8	94,8	23,8	19,9	17,0	14,7	12,9	10,8
21	1,94	3,62	6,75	12,8	18,2	23,5	28,8	39,0	48,3	57,9	67,6	77,5	87,4	97,4	25,6	21,4	18,3	15,9	13,9	11,7
22	2,04	3,81	7,11	13,3	19,1	24,8	30,3	41,0	51,4	61,2	71,1	81,1	91,1	101,1	27,4	23,0	19,6	17,0	14,9	12,5
23	2,14	4,00	7,46	13,9	20,1	26,0	31,8	43,0	53,9	63,9	73,9	83,9	93,9	103,9	29,1	24,6	21,9	18,2	15,9	13,4
24	2,24	4,19	7,81	14,6	21,0	27,2	33,3	45,0	56,4	66,4	76,4	86,4	96,4	106,4	31,2	26,2	22,3	19,4	17,0	14,2
25	2,34	4,37	8,16	15,2	21,9	28,4	34,7	47,0	59,0	69,0	79,0	89,0	99,0	109,0	33,2	27,8	23,8	20,6	18,1	15,1
26	2,45	4,56	8,52	15,9	22,9	29,7	36,2	48,1	61,5	71,5	81,5	91,5	101,5	111,5	35,2	29,5	25,2	21,8	19,2	16,1
28	2,65	4,94	9,23	17,2	24,8	32,1	39,3	53,2	66,7	78,3	89,8	101,3	112,8	124,3	39,4	33,0	28,2	24,4	21,4	18,1
30	2,85	5,23	9,94	18,5	26,7	34,6	42,3	57,3	71,8	84,3	96,8	109,3	121,8	134,3	43,6	36,6	31,2	27,1	23,8	20,1
32	3,06	5,71	10,7	19,9	28,6	37,1	45,4	61,4	77,0	90,6	103,2	115,8	128,4	141,0	48,1	40,3	34,4	29,8	26,2	22,1
35	3,27	6,29	11,7	21,9	31,6	40,9	50,6	67,6	84,8	99,3	112,8	126,3	139,8	153,3	52,5	44,1	37,4	32,1	28,1	23,8
40	3,89	7,27	13,6	25,3	36,4	47,2	57,7	78,1	98,0	114,5	130,0	145,5	161,0	176,5	61,9	51,9	44,9	38,9	33,9	29,1
45	4,42	8,25	15,4	28,7	41,4	53,6	65,6	88,7	111	122	123	123	123	123	67,2	54,1	45,9	39,9	34,9	30,1

Quando a combinação velocidade/potência cai na zona escura, consulte a Rexnord para obter resultados.

Figura 20.2. 2. Potência por rotação da corrente ANSI 80 – Rexnord



Roda Dentada ANSI 80



Dimensões

Número de dentes	Diâmetro de referência				Diâmetro da c/c externa				Número de dentes	Diâmetro de referência				
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm		mm	mm	mm	mm	
8	66,37	90,50	76,50	26,25	22,23	14,30	46	272,27	256,34	288,58	64	679,60	663,62	634,08
9	72,37	98,29	82,61	33,00	27,78	18,26	47	293,29	284,41	294,67	65	687,60	671,69	702,15
10	80,19	106,30	90,42	40,07	33,35	20,65	48	314,31	303,49	312,94	66	695,60	679,60	710,23
11	88,14	114,27	97,15	46,45	41,26	23,42	49	335,34	323,47	332,45	67	703,60	687,57	718,32
12	96,15	122,27	110,02	53,26	48,46	27,01	50	356,37	343,57	352,47	68	711,61	695,57	736,41
13	104,16	130,27	118,29	60,11	55,81	31,21	51	377,40	363,72	372,57	69	719,61	703,57	754,51
14	114,16	138,27	126,64	66,94	63,35	34,83	52	398,43	383,83	392,63	70	727,61	711,57	772,62
15	124,16	146,27	135,15	73,75	70,70	39,49	53	419,46	403,83	412,58	71	735,61	719,57	790,73
16	134,16	154,27	143,75	80,57	78,00	44,09	54	440,49	423,83	432,53	72	743,61	727,57	808,84
17	138,25	159,13	148,47	86,39	84,23	48,23	55	461,52	443,83	452,48	73	751,61	735,57	826,95
18	146,26	166,99	156,26	92,20	90,38	52,80	56	482,55	463,83	472,43	74	759,61	743,57	845,06
19	154,27	174,86	164,46	98,01	96,50	57,44	57	503,58	483,83	492,37	75	767,61	751,57	863,16
20	162,28	182,72	172,28	103,81	102,65	62,04	58	524,61	503,83	512,37	76	775,61	765,57	881,27
21	170,28	190,59	180,28	109,61	108,47	66,66	59	545,64	523,83	532,37	77	783,61	773,57	899,38
22	178,29	198,45	188,29	115,41	114,26	71,26	60	566,67	543,83	552,37	78	791,61	781,57	917,49
23	186,30	206,30	196,30	121,21	120,03	75,86	61	587,70	563,83	572,37	79	799,61	789,57	935,60
24	194,31	214,16	204,31	127,01	125,78	80,46	62	608,73	583,83	592,37	80	807,61	797,57	953,71
25	202,32	222,02	212,32	132,81	132,55	85,06	63	629,76	603,83	612,37	81	815,61	805,57	971,82
26	210,33	229,87	220,33	138,61	138,30	89,66	64	650,79	623,83	632,37	82	823,61	813,57	989,93
27	218,34	237,73	228,34	144,41	144,09	94,26	65	671,82	643,83	652,37	83	831,61	821,57	1008,04
28	226,35	245,59	236,35	150,21	149,86	98,86	66	692,85	663,83	672,37	84	839,61	829,57	1026,15
29	234,36	253,45	244,36	156,01	155,63	103,46	67	713,88	683,83	692,37	85	847,61	837,57	1044,26
30	242,37	261,30	252,37	161,81	161,40	108,06	68	734,91	703,83	712,37	86	855,61	845,57	1062,37
31	250,38	269,16	260,38	167,61	167,17	112,66	69	755,94	723,83	732,37	87	863,61	853,57	1080,48
32	258,39	277,02	268,39	173,41	172,91	117,26	70	776,97	743,83	752,37	88	871,61	861,57	1098,59
33	266,40	284,87	276,40	179,21	178,64	121,86	71	798,00	763,83	772,37	89	879,61	869,57	1116,70
34	274,41	292,73	284,41	185,01	184,13	126,46	72	819,03	783,83	792,37	90	887,61	877,57	1134,81
35	282,42	300,59	292,42	190,81	189,86	131,06	73	840,06	803,83	812,37	91	895,61	885,57	1152,92
36	290,43	308,45	298,43	196,61	195,63	135,66	74	861,09	823,83	832,37	92	903,61	893,57	1171,03
37	298,44	316,30	306,44	202,41	201,40	140,26	75	882,12	843,83	852,37	93	911,61	901,57	1189,14
38	306,45	324,16	314,45	208,21	207,17	144,86	76	903,15	863,83	872,37	94	919,61	909,57	1207,25
39	314,46	332,02	322,46	214,01	212,91	149,46	77	924,18	883,83	892,37	95	927,61	917,57	1225,36
40	322,47	339,87	330,47	219,81	218,64	154,06	78	945,21	903,83	912,37	96	935,61	925,57	1243,47
41	330,48	347,73	338,48	225,61	224,40	158,66	79	966,24	923,83	932,37	97	943,61	933,57	1261,58
42	338,49	355,59	346,49	231,41	230,17	163,26	80	987,27	943,83	952,37	98	951,61	941,57	1279,69
43	346,50	363,45	354,50	237,21	236,00	167,86	81	1008,30	963,83	972,37	99	959,61	949,57	1297,80
44	354,51	371,30	362,51	243,01	241,77	172,46	82	1029,33	983,83	992,37	100	967,61	957,57	1315,91
45	362,52	379,16	370,52	248,81	247,55	177,06	83	1050,36	1003,83	1012,37	101	975,61	965,57	1334,02

Dimensões dos dentes – milímetros

Dimensão	Ordem de multiplicidade (n.º de dentes)					
	1	2	3	4	5	6
L	14,80	14,38	14,14	13,36	13,20	13,36
L ₁	—	—	—	42,41	22,67	18,14
L ₂	—	—	—	29,26	25,26	29,26

Tolerâncias (para T.D.):
 Rodas dentadas em aço bruto: +1,00 - 0,30
 Rodas dentadas em aço bruto: +0,30 - 0,10
 Rodas dentadas em aço bruto: +0,10 - 0,10

Os valores são orientativos. Pequenas variações podem ocorrer em função da materialização e da fabricação da roda.
 Dimensão não funcional, podendo variar em função do tipo de ferramenta usada.
 ▲ Baseado no cubo interno.


34


Figura 20.2. 3. Dimensões roda dentada - Rexnord

20.3 ANEXO 3 - DIMENSÕES PADRONIZADAS DE CHAVETAS – NORMA DIN 6885-1

TABELA DE FURO E RASGO DE CHAVETA CONFORME NORMA DIN 6885/1



Ø de eixo d		Dimensões da chaveta Apê AB1 1043 Triflado		Prof. Do rasgo no eixo		Prof. Do rasgo no eixo		Arandelamento no fundo do rasgo, p/ o eixo e cubo	
Acima de	Até	Largura b	Altura h	s	Tolerância Admissível	s	Tolerância Admissível	máximo	mínimo
6	8	2	2	1,2	+0,1	1	+0,1	0,35	0,08
8	10	3	3	1,8	+0,1	1,4	+0,1	0,35	0,08
10	11	4	4	2,5	+0,1	1,8	+0,1	0,35	0,08
12	17	5	5	3	+0,1	2,8	+0,1	0,25	0,16
17	22	6	6	3,5	+0,1	3,8	+0,1	0,25	0,16
22	26	8	7	4	+0,2	3,2	+0,2	0,25	0,16
30	38	10	8	5	+0,2	3,3	+0,2	0,4	0,25
38	44	11	8	5	+0,2	3,3	+0,2	0,4	0,25
44	50	14	9	3,5	+0,2	3,8	+0,2	0,4	0,25
50	58	16	10	6	+0,2	4,3	+0,2	0,4	0,25
58	65	18	11	7	+0,2	4,4	+0,2	0,4	0,25
65	75	20	12	7,5	+0,2	4,9	+0,2	0,6	0,4
75	85	22	14	9	+0,2	5,4	+0,2	0,6	0,4
85	93	23	14	9	+0,2	5,4	+0,2	0,6	0,4
93	110	24	16	10	+0,2	6,4	+0,2	0,6	0,4
110	130	22	18	11	+0,2	7,4	+0,2	0,6	0,4
130	150	26	20	12	+0,2	8,4	+0,2	1,0	0,7
150	170	40	22	13	+0,2	9,4	+0,2	1,0	0,7
170	200	43	25	15	+0,2	10,4	+0,2	1,0	0,7
200	230	50	28	17	+0,2	11,4	+0,2	1,0	0,7
230	280	56	32	20	+0,2	12,4	+0,2	1,6	1,2
280	330	63	32	20	+0,2	12,4	+0,2	1,6	1,2
330	380	70	36	22	+0,2	14,4	+0,2	1,6	1,2
380	440	80	40	25	+0,2	15,4	+0,2	2,5	2
440	500	90	45	28	+0,2	17,4	+0,2	2,5	2
500	560	100	50	31	+0,2	19,5	+0,2	2,5	2

Tolerância de largura da chaveta = 20				Acima de								
Tol. Da largura do rasgo				1	2	6	10	18	30	50	90	
Na eixo	No cubo	Isocel.	Ø	Até	5	6	10	18	30	50	90	120
H7	N9	Isocel.	Ø	Até	5	6	10	18	30	50	90	120
				H7	0	0	0	0	0	0	0	0
				N9	-25	-20	-26	-43	-52	-62	-74	-87
H8	N9	Isocel.	Ø	Até	+12,5	+15	+18	+22,5	+26	+31	+37	+42,5
				H8	0	-12	-13	-18	-22	-24	-32	-37
				N9	-31	-42	-50	-63	-74	-88	-106	-124
H9	N9	Isocel.	Ø	Até	0	0	0	0	0	0	0	0
				H9	-19	-20	-28	-47	-57	-67	-74	-87
				N9	-31	-42	-50	-63	-74	-88	-106	-124

* Conforme especificação no desenho.

FIGURA 20.3. 1. Dimensões de chavetas padronizadas - DIN 6885-1

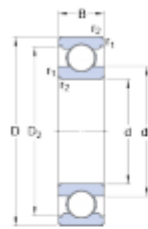
20.4 ANEXO 4 - CATÁLOGO DE ROLAMENTOS

SKF

6004

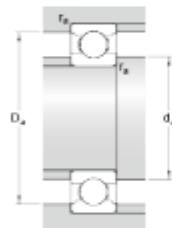
SKF Explorer

Dimensions



d		20	mm
D		42	mm
B		12	mm
d ₁	≈	27.2	mm
D ₂	≈	37.19	mm
r _{1,2}	min.	0.6	mm

Mount dimensions



d _a	min.	23.2	mm
D _{da}	max.	38.8	mm
r _a	max.	0.6	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	10	kN
Basic static load rating	C ₀	5	kN
Fatigue load limit	P ₀	0.212	kN
Reference speed		38000	r/min
Limiting speed		24000	r/min
Calculation factor	k _F	0.025	
Calculation factor	f ₀	14	

Mass

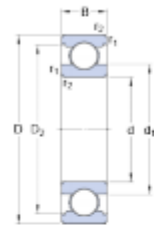
Mass bearing		0.0674	kg
--------------	--	--------	----

Figura 20.4. 1. Catálogo rolamento 6004 – SKF

6204

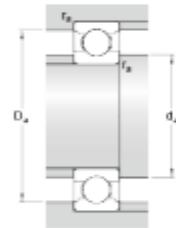
SKF Explorer

Dimensions



d		20	mm
D		47	mm
B		14	mm
d ₁	e	28.8	mm
D ₂	e	40.59	mm
r _{1,2}	min.	1	mm

Mounting dimensions



d _a	min.	25.6	mm
D _a	max.	41.4	mm
r _a	max.	1	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	13.5	kN
Basic static load rating	C ₀	6.6	kN
Fatigue load limit	P ₀	0.28	kN
Reference speed		32000	r/min
Limiting speed		20000	r/min
Calculation factor	k _r	0.025	
Calculation factor	f ₀	13	

Mass

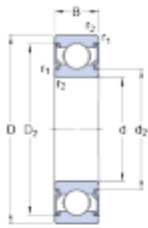
Mass bearing		0.105	kg
--------------	--	-------	----

Figura 20.4. 2. Catálogo rolamento 6206 – SKF

6204-2RSH

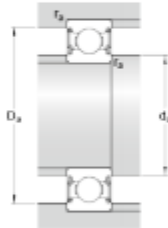
SKF Explorer

Dimensions



d	20	mm
D	47	mm
B	14	mm
d_2	e	26.05 mm
D_2	e	40.59 mm
$r_{1,2}$	min.	1 mm

Mounting dimensions



d_a	min.	25.6	mm
d_a	max.	26	mm
D_s	max.	41.4	mm
r_a	max.	1	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	13.5	kN
Basic static load rating	C_0	6.6	kN
Fatigue load limit	P_u	0.28	kN
Limiting speed		10000	r/min
Calculation factor	k_f	0.025	
Calculation factor	f_0	13	

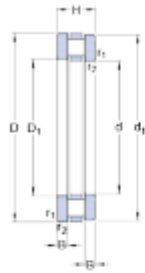
Mass

Mass bearing		0.108	kg
--------------	--	-------	----

Figura 20.4. 3. Rolamento 6204-2RSH

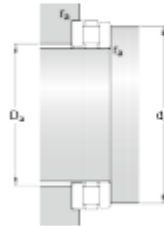
81107 TN

Dimensions



d	35	mm
D	52	mm
H	12	mm
d_1	52	mm
D_1	37	mm
B	3.5	mm
$r_{1,2}$	min. 0.6	mm

Abutment dimensions



d_a	min. 51	mm
D_a	max. 36	mm
r_a	max. 0.6	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating C	29	kN
Basic static load rating C_0	93	kN
Fatigue load limit P_u	0.2	kN
Reference speed	2800	r/min
Limiting speed	5600	r/min
Minimum axial load factor A	0.692	

Mass


Mass bearing	0.073	kg
--------------	-------	----

Appertaining products

Roller and cage thrust assembly	K 81107 TN
Shaft washer	WS 81107


Figura 20.4. 4. Rolamento 81107 TN – SKF


20.5 ANEXO 5 - CATÁLOGO DE PARAFUSOS



PA CL SI
Dimensões: DIN 912
Rosca: DIN 13 - (ISO 965) - 6g
Classe de Resistência: 12.9
Material: Aço Liga
Tratamento: Temperado e Revestido

Parafuso Cabeça Cilíndrica com Sextavado Interno 12.9



Métrico 

Código da Linha - MA Rosca Inteira: 186
- MA Rosca Parcial: 187

Preço bruto por cento em Real

Dimensão nominal	M2	M4	M5	M6	M8	M10	
Passo	0,5	0,7	0,8	1,0	1,25	1,5	
Cabeça	Diâmetro	5,325,98	6,787,22	8,288,72	9,7810,22	12,7313,27	15,7316,27
	Altura	2,860,00	3,824,00	4,805,00	5,706,00	7,648,00	9,6410,00
Chave nom.	2,5	3	4	5	6	8	
	Compr. de rosca mín.	18	20	22	24	28	32
8	01 00 -> 21,21	051 00 -> 35,40					
8	02 00 -> 21,04	052 00 -> 34,22	250 00 -> 38,00	252 00 -> 35,55			
10	03 00 -> 21,19	053 00 -> 32,55	253 00 -> 34,30	253 00 -> 40,20	253 00 -> 87,80		
12	04 00 -> 21,29	054 00 -> 34,00	255 00 -> 36,35	255 00 -> 40,25	254 00 -> 73,88	404 00 -> 154,85	
16	05 00 -> 20,30	055 00 -> 34,25	256 00 -> 36,50	255 00 -> 43,00	255 00 -> 81,07	252 00 -> 110,00	
20	07 00 -> 20,64	057 00 -> 37,25	257 00 -> 36,50	257 00 -> 43,25	253 00 -> 89,25	257 00 -> 115,80	
25	09 00 -> 27,43	059 00 -> 40,25	259 00 -> 41,80	259 00 -> 45,54	259 00 -> 74,84	259 00 -> 128,16	
30	111 00 -> 40,00	061 00 -> 51,71	261 00 -> 53,13	261 00 -> 54,13	263 00 -> 83,59	411 00 -> 140,63	
35	112 00 -> 50,70	062 00 -> 55,17	262 00 -> 56,32	262 00 -> 59,80	262 00 -> 91,34	412 00 -> 154,30	
40	115 00 -> 62,68	063 00 -> 61,34	263 00 -> 58,47	263 00 -> 65,80	263 00 -> 102,25	413 00 -> 167,83	
45		064 00 -> 61,30	264 00 -> 72,80	264 00 -> 74,32	263 00 -> 112,42	414 00 -> 188,75	
50		065 00 -> 67,81	265 00 -> 75,92	265 00 -> 78,75	265 00 -> 122,72	415 00 -> 202,66	
55			266 00 -> 103,47	266 00 -> 103,88	266 00 -> 133,00	416 00 -> 220,82	
60			267 00 -> 111,30	267 00 -> 118,50	267 00 -> 143,29	417 00 -> 234,63	
65			269 00 -> 127,90	269 00 -> 126,58	269 00 -> 163,07	419 00 -> 263,16	
70				270 00 -> 134,88	270 00 -> 172,02	420 00 -> 282,34	
75					271 00 -> 185,37	421 00 -> 301,18	
80				272 00 -> 138,70	272 00 -> 226,33	422 00 -> 325,63	
90				274 00 -> 141,81	274 00 -> 263,09	424 00 -> 358,63	
100				276 00 -> 156,89	276 00 -> 276,33	426 00 -> 401,46	
110					278 00 -> 242,09	428 00 -> 453,88	
120					279 00 -> 372,00	430 00 -> 484,53	
130					280 00 -> 407,72	430 00 -> 521,44	
140					281 00 -> 442,84	431 00 -> 557,85	
150						432 00 -> 597,70	
160						433 00 -> 668,17	
180						435 00 -> 982,48	
200						437 00 -> 1.182,73	

Aplicação: Tratam-se de fixadores utilizados pelas indústrias, principalmente na montagem de máquinas e equipamentos, ou em áreas de manutenção e ferramenta na fixação de ferramentas de usinagem.

Os itens grifados em cinza possuem rosca parcial.

● Organo Métrico Nanométrico (25 NI)
● Organo Métrico Nanométrico (25 NI)

Acabamento: 06 - Engraxado de Tâmpara

Embalagem padrão em caixa


www.ciser.com.br

Figura 20.5. 1. Catálogo de parafusos - Ciser



PA CL SI INOX 304
Dimensões: DIN 912
Rosca: DIN 13 (ISO 965) - 6g
Material: Aço Inox AISI 304
Observação: Austenítico, não magnético e não temperável

Inox 304 Parafuso Cabeça Cilíndrica com Sextavado Interno



Métrico

Código da Linha - MA: 233







Preço bruto por cento em Real

Dimensão nominal	M2	M2,5	M3	M4	M5	M8	
Passo	0,4	0,45	0,5	0,7	0,8	1,0	
Cabeça	Diâmetro	3,620,98	3,620,98	4,324,68	6,787,22	8,288,72	9,7810,22
	Altura	1,860,00	2,360,50	2,860,00	3,824,00	4,805,00	5,706,00
Chave nom.	1,5	2	2,5	3	4	5	
	Compr. de rosca mín.	16	17	18	20	22	24
4	047 00 -> 28,45						
5	048 00 -> 38,95	007 00 -> 21,85					
6	001 00 -> 39,35	051 00 -> 22,40	101 00 -> 25,95	151 00 -> 59,12			
8	002 00 -> 40,10	052 00 -> 23,70	102 00 -> 26,10	152 00 -> 34,64	202 00 -> 79,66		
10	003 00 -> 52,50	053 00 -> 24,95	103 00 -> 26,25	153 00 -> 36,76	203 00 -> 45,20	253 00 -> 76,52	
12	004 00 -> 53,85	054 00 -> 23,75	104 00 -> 27,95	154 00 -> 38,36	204 00 -> 49,84	254 00 -> 75,92	
16	005 00 -> 55,15	055 00 -> 28,10	105 00 -> 31,50	155 00 -> 42,00	205 00 -> 56,00	255 00 -> 83,96	
20	007 00 -> 55,90	057 00 -> 28,40	107 00 -> 36,40	157 00 -> 46,48	207 00 -> 61,88	257 00 -> 92,16	
25			109 00 -> 41,90	159 00 -> 55,68	209 00 -> 74,24	259 00 -> 102,32	
30			111 00 -> 48,65	161 00 -> 65,12	211 00 -> 86,06	261 00 -> 112,52	
35			112 00 -> 54,30	162 00 -> 72,80	212 00 -> 100,96	262 00 -> 129,32	
40			113 00 -> 60,75	163 00 -> 80,52	213 00 -> 123,12	263 00 -> 141,40	
45				164 00 -> 96,73	214 00 -> 149,24	264 00 -> 155,56	
50				165 00 -> 96,88	215 00 -> 151,02	265 00 -> 168,20	
60					217 00 -> 196,80	267 00 -> 223,84	
70					220 00 -> 322,86	270 00 -> 792,96	
80					222 00 -> 376,13	272 00 -> 907,20	
90						274 00 -> 1.008,96	
100						276 00 -> 1.105,92	

Os itens grifados em cinza possuem rosca parcial.

Figura 20.5. 2. Catálogo de parafusos – Ciser

20.6 ANEXO 6 - CATÁLOGO DE ANÉIS DE RETENÇÃO



10		Seeger-Ringe für Wellen Seeger-Rings for shafts Segments extérieurs Seeger									
		Bezeichnung Designation	Nominal dimension Dimension nominale d_1	Ring, Ring, Anneau					Gew. Weight Masse kg/1000		
				s	Toleranz Tolérance Tolérance	d_2	Toleranz Tolérance Tolérance	a max		b min	d_3
Maßliste Data chart Table dimensionnelle  $d_1 = 3 + 9 \text{ mm}$ $d_1 = 185 \text{ mm}$ nach Wahl des Herstellers to manufacturer's choice suivant les disponibilités du fabricant  Ungepaart Unpaired A l'état libre   		A 3	3	0,40	-0,05	2,7	+0,04 -0,15	1,9	0,5	1,0	0,017
		A 4	4	0,40	-0,05	3,7	+0,04 -0,15	2,2	0,5	1,0	0,022
		A 5	5	0,60	-0,05	4,7	+0,04 -0,15	2,5	1,1	1,0	0,066
		A 6	6	0,70	-0,05	5,6	+0,04 -0,15	2,7	1,3	1,2	0,084
		A 7	7	0,80	-0,05	6,5	+0,06 -0,18	3,1	1,4	1,2	0,121
		A 8	8	0,80	-0,05	7,4	+0,06 -0,18	3,2	1,5	1,2	0,158
		A 9	9	1,00	-0,06	8,4	+0,06 -0,18	3,3	1,7	1,2	0,300
		A 10	10	1,00	-0,06	9,3	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,5	0,340
		A 11	11	1,00	-0,06	10,2	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,5	0,410
		A 12	12	1,00	-0,06	11,0	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,7	0,500
		A 13	13	1,00	-0,06	11,9	+0,10 -0,36	3,4	2,0	1,7	0,530
		A 14	14	1,00	-0,06	12,9	+0,10 -0,36	3,5	2,1	1,7	0,640
		A 15	15	1,00	-0,06	13,8	+0,10 -0,36	3,6	2,2	1,7	0,670
		A 16	16	1,00	-0,06	14,7	+0,10 -0,36	3,7	2,2	1,7	0,700
		A 17	17	1,00	-0,06	15,7	+0,10 -0,36	3,8	2,3	1,7	0,830
		A 18	18	1,20	-0,06	16,5	+0,10 -0,36	3,9	2,4	2,0	1,110
		A 19	19	1,20	-0,06	17,5	+0,10 -0,36	3,9	2,5	2,0	1,220
		A 20	20	1,20	-0,06	18,5	+0,13 -0,42	4,0	2,6	2,0	1,300
		A 21	21	1,20	-0,06	19,5	+0,13 -0,42	4,1	2,7	2,0	1,420
		A 22	22	1,20	-0,06	20,5	+0,13 -0,42	4,2	2,8	2,0	1,500
		A 23	23	1,20	-0,06	21,5	+0,13 -0,42	4,3	2,9	2,0	1,630
		A 24	24	1,20	-0,06	22,2	+0,21 -0,42	4,4	3,0	2,0	1,770
		A 25	25	1,20	-0,06	23,2	+0,21 -0,42	4,4	3,0	2,0	1,900
		A 26	26	1,20	-0,06	24,2	+0,21 -0,42	4,5	3,1	2,0	1,960
		A 27	27	1,20	-0,06	24,9	+0,21 -0,42	4,6	3,1	2,0	2,080
		A 28	28	1,50	-0,06	25,9	+0,21 -0,42	4,7	3,2	2,0	2,320
		A 29	29	1,50	-0,06	26,9	+0,21 -0,42	4,8	3,4	2,0	3,200
		A 30	30	1,50	-0,06	27,9	+0,21 -0,42	5,0	3,5	2,0	3,320
		A 31	31	1,50	-0,06	28,6	+0,21 -0,42	5,1	3,5	2,5	3,450
		A 32	32	1,50	-0,06	29,6	+0,21 -0,42	5,2	3,6	2,5	3,540
		A 33	33	1,50	-0,06	30,5	+0,25 -0,50	5,2	3,7	2,5	3,690
		A 34	34	1,50	-0,06	31,5	+0,25 -0,50	5,4	3,8	2,5	3,800
		A 35	35	1,50	-0,06	32,2	+0,25 -0,50	5,6	3,9	2,5	4,000
		A 36	36	1,75	-0,06	33,2	+0,25 -0,50	5,6	4,0	2,5	5,000
		A 37	37	1,75	-0,06	34,2	+0,25 -0,50	5,7	4,1	2,5	5,370
		A 38	38	1,75	-0,06	35,2	+0,25 -0,50	5,8	4,2	2,5	5,620
		A 39	39	1,75	-0,06	36,0	+0,25 -0,50	5,9	4,3	2,5	5,850
		A 40	40	1,75	-0,06	36,5	+0,39 -0,90	6,0	4,4	2,5	6,200
		A 41	41	1,75	-0,06	37,5	+0,39 -0,90	6,2	4,5	2,5	6,215
		A 42	42	1,75	-0,06	38,5	+0,39 -0,90	6,5	4,5	2,5	6,500
		A 44	44	1,75	-0,06	40,5	+0,39 -0,90	6,6	4,6	2,5	7,000
		A 45	45	1,75	-0,06	41,5	+0,39 -0,90	6,7	4,7	2,5	7,500
		A 46	46	1,75	-0,06	42,5	+0,39 -0,90	6,7	4,8	2,5	7,500
		A 47	47	1,75	-0,06	43,5	+0,39 -0,90	6,8	4,9	2,5	7,500
		A 48	48	1,75	-0,06	44,5	+0,39 -0,90	6,9	5,0	2,5	7,900
		A 50	50	2,00	-0,07	45,8	+0,39 -0,90	6,9	5,1	2,5	10,200
		A 52	52	2,00	-0,07	47,8	+0,39 -0,90	7,0	5,2	2,5	11,100
		A 54	54	2,00	-0,07	49,8	+0,39 -0,90	7,1	5,3	2,5	11,300
		A 55	55	2,00	-0,07	50,8	+0,46 -1,10	7,2	5,4	2,5	11,400
		A 56	56	2,00	-0,07	51,8	+0,46 -1,10	7,3	5,5	2,5	11,800

22





Figura 20.6. 1. Catálogo de anéis de retenção- Seeger

20.7 ANEXO 7 - CATÁLOGO DE RETENTORES

Código	Dimensões		Modelo	Mercado	Material	
	Eixo	Altura				
TC90415	32,00	52,00	7,00	BRG	02939	NBR
6538	32,00	52,10	10,00	BRG	00801	NBR
TC90751	32,00	53,00	8,50	AGNA		NBR/NYLON
TC90416	32,00	55,00	10,00	BRGF		FFM
TC90417	32,00	58,00	10,00	BRG		NBR
TC90418	32,00	62,00	8,00	BRG		NBR
TC90128	32,00	65,00	13,00	SAGP	02184	ACM
TC90129	32,00	65,00	13,00	BAG	02184	NBR
TC90845	32,00	72,00	10,00	B	02270	NBR
9391	32,50	44,85	3,70	GR		NBR
AG7007	32,50	50,80	8,00	BAG		NBR
6482	32,75	50,80	7,90	BA		NBR
5479	32,80	50,80	8,00	SAG		NBR
AG7318	32,80	50,80	8,00	BAGF		FFM
TC90014	33,00	43,00	6,50	BR		NBR
TC90827	33,00	46,00	7,00	BR		NBR
1522	33,00	51,00	8,00	BR		NBR
TC90106	33,00	52,00	12,00	BAG	01849	NBR
AG7229	33,00	72,30	9,50	BRG		NBR
9073	33,30	39,70	3,50	GR		NBR
9072	33,30	46,00	5,00	GRF		FFM
TC90718	33,30	46,43	3,75	AGGC		NBR
TC90419	34,00	44,00	4,00	BR		NBR
TC90420	34,00	44,00	7,00	BR		NBR
9416	34,00	46,00	7,00	BR		NBR
6173	34,00	47,00	7,00	BRG		NBR
TC90421	34,00	49,00	8,00	BRG		NBR
TC90992	34,00	52,00	7,50	BR	01509	NBR
TC90422	34,00	55,00	10,00	BRGF		FFM
TC90423	34,00	58,00	6,00	BRG		NBR
4588	34,00	62,10	10,00	BRG	01157	NBR
TC90124	34,90	50,85	8,30	BA	02102	NBR
TC90086	34,90	52,30	9,50	B	01395	NBR
6384	34,90	52,40	8,00	BAF		FFM
AG7060	34,90	54,00	7,90	SAG		NBR
AG7307	34,90	57,15	8,00	BRGF		FFM
6154	34,90	57,40	6,50	BAG		NBR
6209	34,92	47,62	8,00	GA		NBR
6258	34,92	50,80	12,00	AGGG		MV/FFM
3701	34,92	53,97	9,00	AGGK		PTFE
TC90424	34,93	47,83	6,35	BR		NBR
4440	34,93	53,97	7,94	BA		NBR
5845	35,00	42,00	3,50	GA		NBR
6311	35,00	42,00	4,00	GRF	02632	FFM
6373	35,00	42,00	4,00	GR	02632	NBR
9999	35,00	42,00	4,00	BR		NBR
TC90908	35,00	42,00	4,00	GA	02095	NBR
AG7065	35,00	44,50	7,00	BAG		NBR
5011	35,00	45,00	4,00	GR		NBR
6194	35,00	45,00	5,50	GAG		NBR
6327	35,00	45,00	7,00	BRF	00822	FFM
6550	35,00	45,00	7,00	BRG	00822	NBR
6601	35,00	45,00	7,00	GRF	00822	FFM
9826	35,00	45,00	7,00	GAE		NBR

Figura 20.7. 1. Retentores AGEL

Código	Dimensões		Modelo	Mercado	Material	
	Eixo	Altura				
9170	23,00	30,00	3,80x5,50	AGFF	FFM	
5733	23,00	32,00	3,50x5,50	AGJC	NBR	
TC90321	23,00	34,00	6,00	BRG	NBR	
TC90005	23,00	34,00	6,30	BR	NBR	
9169	23,00	34,35	4,50x8,00	AGNF	NBR/NYLON	
9128	23,00	34,50	6,30	AGNA	NBR/NYLON	
TC90322	23,00	35,00	6,00	BRG	NBR	
TC90776	23,00	35,00	6,50	BR	NBR	
TC90708	23,00	38,00	7,00	BR	NBR	
TC90851	23,00	41,00	8,00	AGNA	NBR/NYLON	
TC90761	23,00	41,00	8,50	BRH	NBR/NYLON	
TC90017	23,00	43,00	8,50	BAG	NBR	
TC90828	23,00	34,30x40,20	3,20x7,50	AGNF	NBR/NYLON	
TC90323	23,42	29,77	4,78	BR	NBR	
TC90758	23,50	32,50	5,30x6,00	BRGE	NBR	
1153	24,00	32,00	5,00x6,00	AGGO	NBR	
5927	24,00	33,00	7,00	BR	NBR	
9405	24,00	33,00	5,00x6,00	BRG	NBR	
TC90324	24,00	35,00	7,00	BRG	NBR	
8895	24,00	35,00	8,50	AGNA	NBR/NYLON	
TC90859	24,00	35,00	8,50	AGNA	NBR/NYLON	
6498	24,00	36,00	7,00	AGNA	NBR/NYLON	
6296	24,00	36,00	17,70	AGND	NBR/NYLON	
9445	24,00	36,50	7,50	AGNA	NBR/NYLON	
TC90750	24,00	36,50	7,50	AGNA	NBR/NYLON	
TC90701	24,00	36,50	12,00	AGNT	NBR/NYLON	
9409	24,00	37,00	7,00	BR	01214	NBR
TC90768	24,00	37,00	8,00	AGNA	NBR/NYLON	
9410	24,00	37,00	8,50	AGNA	NBR/NYLON	
AG7006	24,00	38,00	6,30	BAG	NBR	
TC90008	24,00	38,20	8,50	AGNA	NBR/NYLON	
9165	24,00	39,00	8,50	AGNA	NBR/NYLON	
TC90667	24,00	39,00	8,50x16,50	AGNAE	NBR/NYLON	
TC90325	24,00	40,00	7,00	BRG	NBR	
TC90852	24,00	40,00	7,00	AGNA	NBR/NYLON	
TC90326	24,00	40,00	8,00	BRGF	FFM	
TC90668	24,00	40,00	8,00	AGNA	NBR/NYLON	
TC90025	24,00	41,00	8,50	AGNA	NBR/NYLON	
TC90009	24,00	42,00	8,00	AGNA	NBR/NYLON	
TC90853	24,00	42,00	8,00	AGNA	NBR/NYLON	
TC90700	24,00	42,50	13,00x14,00	AGNU	NBR/NYLON	
TC90688	24,00	43,00	8,50	BAG	NBR	
4668	24,00	47,00	17,00	BRG	00763	NBR
TC90835	24,00	36,00x37,00	8,50x17,50	AGND	NBR	
TC90912	24,60	44,50	1,50x7,90	SAGE	01722	NBR
TC90328	24,61	38,07	7,95	B		NBR
3079	25,00	31,00	7,00	GR		NBR
5608	25,00	32,00	4,00	GA	02265	NBR
6309	25,00	32,00	4,00	GRF	02588	FFM
6592	25,00	32,00	4,00	GR	02588	NBR
AG7067	25,00	32,00	4,00	GRS		MVQ
AG7050	25,00	32,00	5,00	GA		NBR
9382	25,00	32,00	7,00	GR		NBR
9953	25,00	33,00	6,00	BR		NBR

Figura 20.7. 2. Retentores AGEL

20.8 ANEXO 8 – DESENHOS DE FABRICAÇÃO

Todas as peças dimensionadas do projeto possuem seus desenhos de fabricação nesta seção, bem como o desenho de conjunto do sistema diferencial e da caixa de redução completa.