



**PROJETO DE GRADUAÇÃO**

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

Por,

**Ziraldo dos Santos Júnior**

**Brasília, 23 de novembro de 2017**

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA**

FACULDADE DE TECNOLOGIA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA  
Faculdade de Tecnologia  
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

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

Por,

**Ziraldo dos Santos Júnior**

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

**Banca Examinadora**

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

Prof. Thiago de Carvalho R. Doca, UnB/ ENM \_\_\_\_\_

Prof. Dianne Magalhães Viana, UnB/ ENM \_\_\_\_\_

Brasília, 23 de novembro de 2017

### **Dedicatória**

*Dedico este trabalho aos atuais e ex-integrantes da equipe Apuama Racing, que eles continuem a fazer o que é impossível se tornar inevitável.*

## RESUMO

Este trabalho apresenta o projeto de um diferencial para um veículo de Fórmula SAE. A equipe de Fórmula SAE da Universidade de Brasília, a Apuama Racing, tem como um de seus objetivos para a subárea de transmissão em 2018 a utilização de um diferencial concebido e projetado pela própria equipe. O projeto deve melhorar a dirigibilidade do veículo, possuir baixo peso, alta resistência e ser de fácil usinagem. Inicialmente foi feita uma revisão bibliográfica sobre diferenciais em seguida três alternativas foram analisadas levando-se em conta os critérios de: peso, redistribuição de torque, facilidade de manufatura e custo. Entre as alternativas propostas uma foi escolhida e projetada utilizando para o projeto das engrenagens a metodologia AGMA e para a carcaça e outros componentes utilizou-se análise por elementos finitos. Como resultado obteve-se um diferencial 25% mais leve que o projeto anterior, com 5,1 kg e 8,9 kg considerando a montagem do sistema com todos os componentes, TBR de 2,75:1, redução do volume do diferencial principalmente em razão da diminuição do comprimento total de 212,8 mm para 196,7 mm e os desenhos de fabricação bem como a especificação dos materiais e processos de fabricação a serem utilizados.

## ABSTRACT

This work presents the design of a differential for a FSAE vehicle. The Formula SAE team at the University of Brasilia, Apuama Racing, has as one of its objectives for the transmission subarea in 2018 the use of a differential designed by the team itself. The design should have low weight, improve vehicle handling, have high strength and easy machining. Initially, a literature review was carried out on differentials. Three alternatives were analyzed taking into account the criteria of: weight, redistribution of torque, ease of manufacture and cost. Among the proposed alternatives, one was chosen and designed using the AGMA methodology for the design of the gears and for the housing and other components was used finite element analysis. As a result, a differential 25% lighter than the previous design was obtained, with 5.1 kg and 8.9 kg considering the assembly of the system with all components, TBR of 2.75: 1, reduction of the differential volume mainly due to the reduction of the total length from 212.8 mm to 196.7 mm and the manufacturing drawings as well as the specification of the materials and manufacturing processes to be used.



# SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO .....	1
1.2 MOTIVAÇÃO.....	1
1.3 OBJETIVO.....	3
1.4 METODOLOGIA.....	3
1.5 DIVISÃO DO TRABALHO.....	3
2. REVISÃO TEÓRICA.....	4
2.1 DIFERENCIAIS .....	4
2.1.1 BREVE HISTÓRICO .....	4
2.1.2 TIPOS DE DIFERENCIAIS .....	5
2.1.3 DIFERENCIAL ABERTO.....	5
2.1.3.1 DIFERENCIAL BLOCANTE.....	9
2.1.3.2 DIFERENCIAL SEMI-BLOCANTE .....	10
2.1.4 DIFERENCIAIS E O MOMENTO DE ROTAÇÃO .....	15
3. ANÁLISE DE PROJETOS ANTERIORES.....	26
3.1 PROJETO CONCEBIDO EM 2012 .....	26
3.2 PROJETO CONCEBIDO EM 2013 – 2014 .....	27
3.3 PROJETO CONCEBIDO EM 2015 .....	29
3.4 PROJETO CONCEBIDO EM 2016 .....	33
4. CARACTERIZAÇÃO DO VEÍCULO.....	36
5. PROJETO CONCEITUAL.....	40
5.1 MATERIAIS E PROCESSOS DE FABRICAÇÃO.....	43
5.2 CONCEITO 1.....	44
5.3 CONCEITO 2.....	46
5.4 CONCEITO 3.....	48
5.5 TABELA DE DECISÃO.....	49
5.6 ANÁLISE CINEMÁTICA.....	51

5.7	CÁLCULO DO TBR IDEAL .....	58
5.7.1	FORÇAS NORMAIS NO PNEU .....	58
5.7.2	COEFICIENTES DE ATRITO LATERAL E LONGITUDINAL.....	61
6.	PROJETO DOS COMPONENTES .....	70
6.1	ENGRENAGENS.....	70
6.1.1	ALGUMAS DIRETRIZES PRÁTICAS.....	70
6.1.2	DADOS GEOMÉTRICOS DAS ENGRENAGENS .....	84
6.1.3	RESULTADOS METODOLOGIA AGMA E VIDA.....	88
6.1.4	CÁLCULO DO TBR.....	91
6.1.5	BRAÇO ESTRIADO DA ENGRENAGEM.....	91
6.2	CARCAÇA DO DIFERENCIAL .....	93
6.2.1	BRAÇO ESTRIADO NA CARCAÇA .....	100
6.3	MANCAIS DE SUPORTE .....	101
6.4	OUTROS COMPONENTES .....	107
6.5	ROLAMENTOS, PARAFUSOS E TRAVAS .....	112
6.5.1	ROLAMENTOS.....	112
6.5.2	PARAFUSOS.....	116
6.5.3	ANEL ELÁSTICO .....	125
7.	INSTRUÇÕES PARA MANUTENÇÃO .....	126
7.1.1	MONTAGEM E DESMONTAGEM.....	126
7.1.2	VERIFICAÇÃO E REPOSIÇÃO DE PEÇAS.....	130
7.1.3	LUBRIFICAÇÃO.....	130
8.	CUSTOS.....	133
9.	RESULTADOS .....	135
	REFERÊNCIAS .....	137
	ANEXO I – METODOLOGIA AGMA .....	140
	APÊNDICE I – DESENHOS TÉCNICOS .....	154

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2-1: Engrenagens do diferencial convencional [23].	5
Figura 2-2: Esquemático de um diferencial aberto [7].	6
Figura 2-3: Distância percorrida pelas rodas interna e externa à curva [adaptado de 35]	7
Figura 2-4: Diferencial bloqueante com trava mecânica [24].	10
Figura 2-5: Esquemático diferencial aberto [16].	11
Figura 2-6: Esquemático de um diferencial semi-bloqueante [adaptado de 16].	12
Figura 2-7: Esquemático de diferencial LSD, com diagrama de forças [adaptado de 16]	13
Figura 2-8: Gráfico comparativo de tração total por tração limitante [3]	15
Figura 2-9: Esquemático de transferência de peso longitudinal [adaptado de 15].	16
Figura 2-10: Efeito <i>understeer</i> e <i>oversteer</i> [34].	17
Figura 2-11: Ângulo de esterçamento por aceleração lateral [3].	18
Figura 2-12: Diagrama de momento de rotação resultante no trajeto de uma curva [15].	20
Figura 2-13: Efeito de frenagem no pneu [9]	21
Figura 2-14: Efeito de aceleração progressiva no pneu [9]	21
Figura 2-15: Efeito <i>understeer</i> por bloqueio do diferencial [adaptado de 15].	22
Figura 2-16: Efeito da frenagem em curva sobre veículo com diferencial bloqueado [adaptado de 15].	22
Figura 2-17: Efeito da aceleração em curva sobre veículo com diferencial bloqueado [adaptado de 15].	23
Figura 3-1: Torsen T-1 [25].	26
Figura 3-2: (a) Projeto de diferencial Apuama Racing 2014; (b) Vista Explodida do projeto.	27
Figura 3-3: (a) Diferencial T-1 modificado; (b) AF14 na FSAE Brasil 2014.	28
Figura 3-4: Vista explodida diferencial e componentes 2015.	30
Figura 3-5: Diferencial montagem final.	31
Figura 3-6: Falhas do projeto 2015 (a) e (b).	31
Figura 3-7: Diferencial montado no veículo AF15	32
Figura 3-8: Simulação <i>Ansys</i> - zona de fragilidade diferencial 2015.	33
Figura 3-9: Falha catastrófica diferencial 2015 – (a), (b) e (c).	33
Figura 3-10: Diferencial 2016 montado no veículo AF16.	34
Figura 3-11: Veículo AF16 na competição Fórmula SAE Brasil 2016.	35
Figura 4-1: Curva de Torque/Potência do Motor CB 600F Hornet modificado.	37

Figura 4-2: Diagrama Trativo do veículo. ....	37
Figura 5-1: Traçado do <i>AutoX</i> da FSAE Lincoln 2013 [ix]. ....	41
Figura 5-2: Esquemático do posicionamento da coroa.....	42
Figura 5-3: Elementos de vedação e suporte no diferencial.....	42
Figura 5-4: Conceito 1: modificação e reforço da geometria do T-1.....	45
Figura 5-5: Engrenamento e carcaça do T-2 – (a) e (b). ....	47
Figura 5-6: Esquemático do diferencial <i>Quaife</i> ou T-2R [8].....	49
Figura 5-7: Diagrama de Forças na engrenagem solar 1 (mão direita) - Plano XY. ....	51
Figura 5-8: Diagrama de Forças na engrenagem planetária 1 (mão esquerda) – Plano XY.....	52
Figura 5-9: Diagrama de Corpo livre da planetária 2 (mão direita).....	54
Figura 5-10: Direção e sentido das forças durante aceleração positiva (a) vista isométrica (b) vista frontal.....	55
Figura 5-11: Teste de pneu na Calspan [29].....	59
Figura 5-12: Variação da Força Normal na Roda Traseira Esquerda.....	60
Figura 5-13: Variação da Força Normal na Roda Traseira Direita.....	60
Figura 5-14: Variação de Cambagem por Tempo .....	61
Figura 5-15: Dados do Pneu: <i>Slip Angle</i> x Coeficiente de atrito lateral .....	62
Figura 5-16: Dados do TTC: <i>Slip Angle</i> x Coef. atrito lateral para carga FZ = 1550 N	63
Figura 5-17: Dados do TTC: <i>Slip Angle</i> x Coef. atrito lateral para carga FZ = 200 N ..	63
Figura 5-18: Círculo de Atrito para SA 6 e força normal de 1550 N.....	64
Figura 5-19: Círculo de Atrito para SA 6 e força normal de 200 N no pneu.....	65
Figura 5-20: Curva de tendência: força normal [N] x coef de atrito longitudinal.....	65
Figura 5-21: Curva tendência: força normal [N] x Raio Efetivo [cm] para SA 6; Camber Angle 2, Pressão pneu 68 kPa.....	66
Figura 5-22: Relação dos momentos resistivos nas rodas durante o evento de <i>AutoX</i> . ....	67
Figura 6-1: Confiabilidade padrão das engrenagens de acordo com sua utilização [13] .....	71
Figura 6-2: Considerações a respeito de Hunting Ratio [13] .....	71
Figura 6-3: Pinhão à esquerda com design <i>undercut</i> , pinhão à direita sem <i>undercut</i> [13] .....	72
Figura 6-4: Dimensões de engrenagens de dentes retos [13].....	73
Figura 6-5: Folgas no passo circular de referência [13].....	73
Figura 6-6: Tolerâncias na fabricação de dentes de engrenagens [13].....	74
Figura 6-7: Regimes de lubrificação [13].....	75
Figura 6-8: Composição dos aços usualmente utilizados em engrenagens [12] .....	76

Figura 6-9: Temperaturas diferentes tratamentos térmicos de acordo com material [13]	77
Figura 6-10: Profundidade da cementação em diferentes regiões do dente [13]	78
Figura 6-11: Penetrabilidade da Têmpera por decaimento da dureza [13]	79
Figura 6-12: Limites admissíveis de tensão em engrenagens retas e helicoidais (AGMA 170.01) [13]	81
Figura 6-13: Momento máximo no eixo traseiro – <i>AutoX</i> (azul) e Enduro (laranja)	84
Figura 6-14: Momento Máximo na Roda Esquerda - <i>AutoX</i> (azul) e Enduro (laranja)	85
Figura 6-15: Histograma de frequência de utilização das marchas	90
Figura 6-16: Junta de Transmissão Tulipa Esquerda	91
Figura 6-17: Carcaça do Diferencial	93
Figura 6-18: Composição de Forças no Diferencial	93
Figura 6-19: Condições de contorno para simulação da tampa superior	94
Figura 6-20: Tensão equivalente de von-Mises [MPa] na Tampa Superior	95
Figura 6-21: Deformação [mm] da Tampa Superior	95
Figura 6-22: Propriedades da malha gerada na peça Tampa Superior: Qualidade do elemento - <i>Ansys</i>	96
Figura 6-23: Condições de contorno para simulação do corpo da carcaça	96
Figura 6-24: Tensão equivalente de von-Mises [MPa] no corpo da carcaça	97
Figura 6-25: Deformação [mm] no corpo da carcaça do Diferencial	97
Figura 6-26: Índice de qualidade de malha na peça corpo da Carcaça: <i>Qualidade do Elemento – Ansys</i>	98
Figura 6-27: Condições de contorno para simulação da tampa inferior	98
Figura 6-28: Tensão equivalente de von-Mises [MPa] na Tampa Inferior	99
Figura 6-29: Deformação Total [mm] na Tampa Inferior	99
Figura 6-30: Índice de qualidade de malha na peça Tampa Inferior: <i>Qualidade do Elemento - Ansys</i>	100
Figura 6-31: Métodos de Tensionamento de corrente (A) Chapas de “Cambagem”; (B) Disco Excêntrico; (C) Terminais Rotulares [33]	102
Figura 6-32: Montagem Mancais do Diferencial	104
Figura 6-33: Condições de contorno para simulação da montagem dos mancais	105
Figura 6-34: Tensão equivalente de von-Mises [MPa] nos Mancais	105
Figura 6-35: Deformação total [mm] na Montagem dos Mancais	106
Figura 6-36: Propriedades da malha gerada na Montagem dos Mancais: Qualidade do elemento - <i>Ansys</i>	107
Figura 6-37: Condições de contorno para simulação do adaptador estriado da coroa	108

Figura 6-38: Distribuição da tensão equivalente de von-Mises [MPa] no adaptador da coroa. ....	108
Figura 6-39: Deformação total [mm] no adaptador da coroa. ....	109
Figura 6-40: Propriedades da malha gerada no Adaptador da Coroa: Qualidade do elemento - <i>Ansys</i> .....	109
Figura 6-41: Condições de contorno para a simulação da flange da coroa. ....	110
Figura 6-42: Distribuição de tensão von-Mises [MPa] na flange da coroa. ....	110
Figura 6-43: Deformação total na Flange da Coroa. ....	111
Figura 6-44: Propriedades da malha gerada na Flange da Coroa: Qualidade do elemento - <i>Ansys</i> .....	111
Figura 6-45: Características de diferentes tipos de rolamento [31].....	113
Figura 6-46: Variáveis para o Cálculo da Carga Dinâmica Equivalente [31].....	114
Figura 6-47: Resistências dos parafusos métricos [1].....	117
Figura 6-48: Junta parafusada em tração [11].....	120
Figura 7-1: Montagem do diferencial.....	126
Figura 7-2 (a) e (b): Montagem do engrenamento central.....	128
Figura 7-3 (a) Montagem do primeiro par; (b): Montagem das Planetárias restantes	128
Figura 7-4 (a) e (b): Montagem do Diferencial .....	129
Figura 7-5: Tabela de conversão de viscosidade - padrões da indústria [32].....	132
Figura 7-6: Variação da viscosidade com a temperatura ISO [32].....	132
Figura 0-1: Fator de sobrecarga $K_o$ [1]. ....	140
Figura 0-2: Níveis de precisão típicos de fabricação de engrenagens [1].....	141
Figura 0-3: Fator dinâmico $K_v$ e o grau de precisão na fabricação $Q_v$ [1]. ....	142
Figura 0-4: Fator geométrico de Lewis [1]. ....	143
Figura 0-5: Posicionamento relativo da engrenagem e dos mancais [1]. ....	143
Figura 0-6: Fator de espessura de borda [1]. ....	144
Figura 0-7: Fator Geométrico $Y_j$ para engrenagens helicoidais [1]. ....	145
Figura 0-8: Fator de Modificação de $Y_J$ [1]. ....	146
Figura 0-9: Fator $Y_N$ x número de ciclos de carga [1]. ....	147
Figura 0-10: Fator de Confiabilidade $K_R$ [1]. ....	147
Figura 0-11: Grau de qualidade do engrenamento [1]. ....	148
Figura 0-12: Valores da tensão admissível para flexão para aços totalmente endurecidos [1]. ....	148
Figura 0-13: Valores de tensão admissível para flexão aços totalmente endurecidos por nitretação [1]. ....	149
Figura 0-14: Valores de tensão admissível de flexão para aços nitretados e nitralloys [1]. ....	149

Figura 0-15: Coeficiente elástico de diferentes materiais [1]. .....	150
Figura 0-16: Tensão admissível de contato para engrenagens de aço endurecidas por completo [1]. .....	152
Figura 0-17: Fator $Z_N$ x número de ciclos de carga [1]. .....	152

## LISTA DE TABELAS

Tabela 4-1: Variáveis do veículo AF18 .....	36
Tabela 4-2: Torque Máximo [N.m] na linha de transmissão desconsiderando limite trativo.....	38
Tabela 5-1: Critérios preliminares de projeto. ....	40
Tabela 5-2: Propriedades do Aço AISI 4340 normalizado – 100 mm [22]. ....	44
Tabela 5-3: Matriz de decisão entre os 3 projetos conceituais. ....	49
Tabela 6-1: Interferência em engrenagens helicoidais [adaptado de 27] .....	70
Tabela 6-2: Profundidade do Tratamento de Cementação.....	82
Tabela 6-3: Dureza após Tratamentos Térmicos .....	83
Tabela 6-4: Tensões admissíveis para projeto.....	83
Tabela 6-5: Parâmetros geométricos de entrada – engrenagem solar .....	85
Tabela 6-6: Parâmetros geométricos calculados - engrenagem solar .....	86
Tabela 6-7: Parâmetros geométricos de entrada – engrenagem planetária .....	86
Tabela 6-8: Parâmetros geométricos calculados - engrenagem planetária .....	87
Tabela 6-9: Resultados da Metodologia AGMA - engrenamento Solar/Planetária .....	88
Tabela 6-10: Resultados da Metodologia AGMA - engrenamento Planetária/Planetária .....	89
Tabela 6-11: Variáveis para cálculo do TBR .....	91
Tabela 6-12: Propriedades geométricas estriado interno .....	92
Tabela 6-13: Parâmetros geométricos do braço estriado .....	100
Tabela 6-14: Propriedades do Alumínio 7075-T6 1/2 - 1 polegada [30] .....	101
Tabela 6-15: Propriedades geométricas dos rolamentos utilizados.....	115
Tabela 6-16: Parafusos utilizados no Diferencial .....	116
Tabela 6-17: Valores dos fatores de Modificação do Limite de Resistência à Fadiga .....	118
Tabela 6-18: Variáveis para cálculo da rigidez da junta e do parafuso.....	124
Tabela 6-19: Propriedades geométricas das Travas.....	125
Tabela 7-1: Ferramentas necessárias para montagem e desmontagem do diferencial .....	127
Tabela 7-2: Selantes e retentores utilizados no diferencial. ....	131
Tabela 8-1: Custos de fabricação do diferencial .....	133
Tabela 8-2: Comparativo Projeto AF18, AF17 e o diferencial para fórmula SAE Drexler .....	134



# LISTA DE SÍMBOLOS

## SÍMBOLOS LATINOS

a	Aceleração	[m/s <sup>2</sup> ]
A <sub>f</sub>	Área Frontal	[m <sup>2</sup> ]
C	Coeficiente	
d	Diâmetro	[m]
e	Razão de redução	
F	Força	[N]
h	Altura	[m]
k <sub>U</sub>	Gradiente de <i>Understeer</i>	
L	Distância	[m]
M	Massa	[kg]
m	Módulo da engrenagem	[m]
N	Número de dentes	
p	Passo circular	[m]
r	Raio	[m]
T	Torque	[N.m]
V	Velocidade linear	[m/s]

## SÍMBOLOS GREGOS

$\alpha$	Velocidade angular do braço epicicloidal	[rad/s]
$\psi$	Ângulo de hélice da engrenagem helicoidal	[°]
$\rho$	Massa específica	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\mu$	Coeficiente de atrito	
$\theta$	Ângulo de pressão	[°]
$\theta_n$	Ângulo de pressão normal	[°]
$\theta_t$	Ângulo de pressão transversal	[°]
$\varphi$	Ângulo de separação das engrenagens planetárias	[°]
$\delta$	Ângulo de esterçamento	[°]
$\omega$	Velocidade angular	[rad/s]

## **SUBSCRITOS**

c	Coroa
D	Drag
lat	Lateral
long	Longitudinal
n	Normal
p	Pinhão
t	Transversal
x	Axial
X	Eixo X
Y	Eixo Y
Z	Eixo Z

## **SIGLAS**

TBR	<i>Torque Bias Ratio</i>
TTC	<i>Tyre Test Consortium</i>
SAE	Sociedade dos engenheiros da mobilidade
AGMA	Associação dos fabricantes americanos de engrenagens
CNC	Comando numérico computadorizado
FSAE	Fórmula SAE
LSD	<i>Limited Slip Differential</i>
SI	Sistema Internacional

# 1. INTRODUÇÃO

*Neste capítulo serão abordados o contexto no qual se insere o presente trabalho, a motivação para realização deste, os objetivos pretendidos e como ele será dividido.*

## 1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

A Fórmula SAE é uma competição universitária de desenvolvimento de produto que teve início na década de 80 nos Estados Unidos, na qual os estudantes devem conceber, projetar, fabricar e competir com veículos estilo fórmula. A categoria tem como objetivo propiciar experiência prática em projeto mecânico, gerenciamento de projetos e gestão de manufatura.

Com o passar dos anos, a categoria cresceu e difundiu-se pelo mundo. Hoje, está presente em vários países como Alemanha, Itália, Austrália, Inglaterra, Estados Unidos, Brasil, Japão e muitos outros. A competição é organizada pela Sociedade de Engenheiros Automotivos (SAE) e representa um elo importante entre as universidades e a indústria.

No Brasil, a competição teve início em 2004 e desde então tem propiciado uma experiência diferenciada para seus participantes. A categoria é bastante técnica, possui provas estáticas e dinâmicas em que o veículo é testado com base na sua performance, na qualidade do projeto realizado e como foi executado.

Dentro desse contexto, a equipe Apuama Racing vem se destacando no cenário nacional, com projetos confiáveis e harmônicos entre si. Para o ano de 2018 a equipe deseja utilizar um projeto próprio de diferencial para melhorar o desempenho do veículo.

## 1.2 MOTIVAÇÃO

Na competição Fórmula SAE, um dos grandes desafios é fazer com que os projetos mecânicos dos diversos componentes trabalhem de forma harmônica e confiável. Não basta um veículo que se sobressaia em apenas certa característica enquanto há determinado déficit nas demais. Dessa forma, é necessário buscar o equilíbrio entre os diversos projetos de forma a conceber um protótipo onde as partes funcionem bem de forma conjunta e não somente de forma isolada.

Outro desafio é na esfera gerencial do projeto, com relação a passagem de conhecimento dos membros antigos para os mais novos. Como a graduação se estende

por um período de 4 a 6 anos, há pouco tempo para aprender, aplicar e repassar esse conhecimento adquirido. Por esse motivo muitos integrantes das equipes optam por realizar projetos de graduação e trabalhos de conclusão de curso com temas relacionados à equipe, de forma a manter parte do conhecimento dos membros mais antigos no grupo. Essa prática é bastante motivada pela Apuama Racing visto que já possui diversos integrantes que fizeram seus projetos de graduação voltados à equipe. São exemplos os trabalhos *“Contribuição para o desenvolvimento de uma suspensão aplicada a um veículo Fórmula SAE”* de Torres, R. N.; *“Análise estrutural do chassi de um veículo Fórmula SAE pelo método dos elementos finitos”* de Canut, F. A.; *“Análise da rigidez torcional do chassi de um veículo Fórmula SAE”* de Burba, L. T; *“Projeto de um conjunto de mangas de eixo para um veículo Fórmula SAE”* de Diniz, A. P.

Dentro do contexto da competição FSAE, o projeto do diferencial é bastante importante, pois esse componente é responsável pela transferência de torque e potência do motor para as rodas, exercendo grande influência na dirigibilidade e estabilidade do veículo, assim como na sua capacidade de aceleração. Além disso, o componente é um elemento rotativo, que apresenta inércia de rotação, assim é imprescindível que o projeto tenha como um dos enfoques a redução de peso.

Atualmente, a equipe utiliza um diferencial comercial, que possui basicamente dois problemas:

- a. Muito pesado. Em comparação com a média de peso de um veículo FSAE – 200 kg – o diferencial representa um peso considerável, 7 a 10 kg, o que torna o veículo menos ágil em acelerações e retomadas.
- b. A porcentagem de bloqueio do diferencial é inadequada para a situação do Fórmula SAE , 1,5:1. O bloqueio do diferencial é um parâmetro importante na dinâmica do veículo, e para veículos de competição é importante que se tenha um equilíbrio entre o diferencial livre e o totalmente bloqueado. No caso de diferenciais com bloqueio que equipam carro comerciais, tende-se a utilizar porcentagens de bloqueio que aproximam o diferencial de um diferencial aberto, em razão de segurança. Isso será tratado em detalhes mais à frente.

Dessa forma, buscou-se no presente trabalho um projeto leve, com redução entre 25 e 30% da massa do diferencial atual, 7kg, e com valores de bloqueio compatíveis com o tipo do veículo e circuito.

### **1.3 OBJETIVO**

O Objetivo do presente trabalho foi conceber e projetar um diferencial para o veículo de FSAE da equipe Apuama Racing que melhore a resposta dinâmica do veículo – *Torque Bias Ratio* adequado – , que seja de 25 a 30% mais leve que o projeto anterior e que seja economicamente viável diante alternativas comerciais próprias para Fórmula SAE.

### **1.4 METODOLOGIA**

Para a concepção do diferencial foram utilizados mecanismos já existentes como ponto de partida. Ou seja, a ideia de como o diferencial realiza o bloqueio não será recriada, o presente trabalho partirá de mecanismos já consolidados para adequar e direcionar a melhor alternativa para o cenário estudado. Para a análise dinâmica do veículo foi utilizada rotina feita em Matlab pela equipe Apuama Racing, a fim de obter dados de simulação de pista que servirão de entrada para o projeto dos componentes. Foi aplicada a metodologia AGMA para o projeto das engrenagens e método de elementos finitos para otimização da geometria da carcaça do diferencial, mancais e demais componentes.

### **1.5 DIVISÃO DO TRABALHO**

Este relatório divide-se em nove capítulos, iniciando pelo capítulo presente de introdução e terminando pelo capítulo de resultados. O segundo capítulo é dedicado a uma revisão teórica acerca de diferenciais, tipos de diferenciais e sua influência no comportamento do carro. O terceiro capítulo apresenta uma revisão dos projetos anteriores. O quarto capítulo trata da caracterização do veículo para o qual o diferencial foi projetado. O quinto trata da análise dos diferentes tipos de mecanismos e conceitos de projeto que foram aplicados ao diferencial, apresentando-se a proposta do modelo, sua análise cinemática e variáveis importantes de pista. O sexto capítulo trata do projeto mecânico das engrenagens e dos componentes que compõem o diferencial. O sétimo capítulo trata das instruções de manutenção e lubrificação do diferencial. O oitavo capítulo trata dos custos de manufatura, material e tratamentos térmicos das peças. Por fim, no capítulo nove são apresentados os resultados alcançados.

## 2. REVISÃO TEÓRICA

*Este capítulo faz uma revisão dos conceitos relacionados ao diferencial. Em seguida são apresentados os tipos de diferencial e seu funcionamento, e por fim sua relação com a dirigibilidade, estabilidade e capacidade de aceleração do veículo.*

### 2.1 DIFERENCIAIS

#### 2.1.1 BREVE HISTÓRICO

A autoria da invenção do diferencial não é precisa, há diversos registros da invenção e é possível que o mecanismo tenha sido inventado na China onde há registros de 1000 a.C sobre a invenção. Alguns dos registros históricos recentes incluem [6]:

- 1720: Joseph Williamson usa o mecanismo do diferencial em um relógio;
- 1827: Diferencial automotivo moderno patenteado pelo fabricante de relógios Onésiphore Pecqueur (1792–1852) do Conservatório de Artes e Ofícios na França para uso em um carro a vapor;
- 1832: Richard Roberts da Inglaterra patenteia “a engrenagem de compensação”, um diferencial para locomotivas de estradas;
- 1876: James Starley inventa o diferencial movido por corrente para uso em bicicletas; Invenção utilizada mais tarde em automóveis por Karl Benz;
- 1897: Primeiro uso de um diferencial em um veículo a vapor australiano por David Shearer;
- 1913: Packard introduz o diferencial com engrenagem em espiral, que diminui o ruído das engrenagens;
- 1926: Packard introduz a engrenagem hipóide que permite o eixo de saída da caixa de marcha assumir posição mais baixa;
- 1958: Vernon Gleasman patenteia o diferencial Torsen, um tipo de diferencial semi-blocante que utiliza apenas a ação das engrenagens em vez de uma combinação de engrenagens e discos de embreagem.

## 2.1.2 TIPOS DE DIFERENCIAIS

Existem basicamente 3 tipos de diferenciais:

- Abertos ou convencionais;
- Blocantes – *Locked Differential*;
- Semi-Blocantes – *Limited Slip Differential*.

### 2.1.3 DIFERENCIAL ABERTO

O diferencial é um componente mecânico constituído normalmente de engrenagens. O componente está presente em todos os veículos e sua função é transmitir a potência do motor para as rodas ao mesmo tempo que as permite possuírem velocidades diferentes [6].

O diferencial é um trem epicicloidal cônico com razão de redução de 1:1. Na maioria dos veículos há uma engrenagem menor, pinhão, que sai da caixa de transmissão e se acopla à engrenagem hipóide, coroa, fixada à carcaça do diferencial. O sistema usual pode ser evidenciado na figura 2-1:



Figura 2-1: Engrenagens do diferencial convencional [23].

Dentro do diferencial há dois pares de engrenagem, um par de solares que se conectam às rodas por meio de eixos, e um par de planetárias que se conectam à carcaça e possuem livre rotação. Esses dois pares de engrenagens estão acoplados. A rotação das engrenagens planetárias é responsável pela variação de velocidade entre as rodas. Quando as engrenagens planetárias aumentam sua velocidade relativa com relação a carcaça do diferencial, uma das rodas aumenta sua velocidade e a outra diminui sua velocidade. O sistema é esquematizado na figura 2-2.

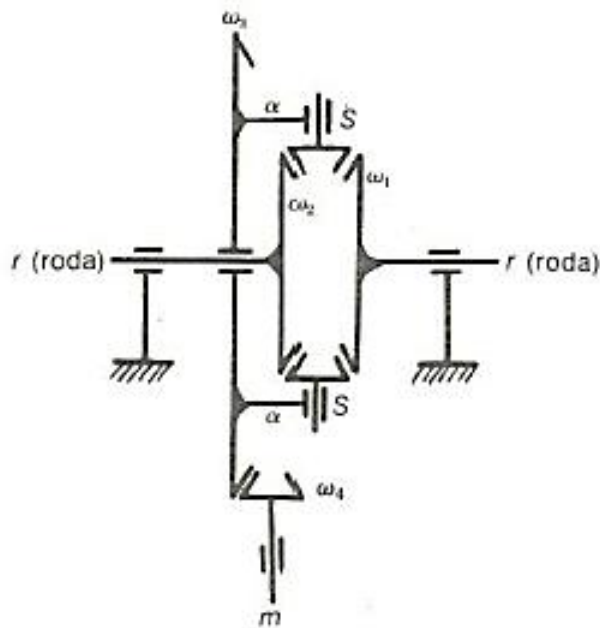


Figura 2-2: Esquemático de um diferencial aberto [7].

Na figura 2-2:

- $\omega_1$  = Velocidade angular da engrenagem Solar 1;
- $\omega_2$  = Velocidade angular da engrenagem Solar 2;
- $\omega_3$  = Velocidade angular da engrenagem hipóide, coroa;
- $\omega_4$  = Velocidade angular do pinhão;
- $\alpha$  = velocidade angular do braço do trem epicycloidal.

Em uma reta, o diferencial apenas transmite potência e torque do motor às rodas, não há movimento relativo entre as engrenagens solares, o componente gira juntamente com os eixos que se conectam às rodas como uma unidade, com a mesma velocidade rotacional. Dessa forma  $\omega_1$  e  $\omega_2$  são iguais, e o braço que está conectado a carcaça do diferencial tem a mesma velocidade das engrenagens solares. Não há, assim, rotação na engrenagem planetária S.

O valor do trem epicycloidal é dado então pela equação (1):

$$e = -\frac{(N_1 \cdot N_S)}{(N_S \cdot N_2)} \quad (1)$$

Onde:

- $N_1$  = número de dentes da engrenagem solar 1;
- $N_2$  = número de dentes da engrenagem solar 2;
- $N_S$  = número de dentes da engrenagem planetária;
- $e$  = razão de redução ou valor do trem de engrenagens.



Como o número de dentes das engrenagens planetárias são iguais e os dentes das engrenagens solares também são iguais, a relação (2) é válida.

$$e = -\frac{(N_1)}{(N_2)}, \quad (2)$$

$$e = -1. \quad (3)$$

Ainda é possível as relações (4) e (5):

$$e = \frac{(\omega_2 - \alpha)}{(\omega_1 - \alpha)}, \quad (4)$$

$$\omega_1 + \omega_2 = 2. \alpha. \quad (5)$$

Em uma curva, a roda mais interna à curva possui velocidade menor enquanto que a roda mais externa possui velocidade maior comparando-se à velocidade do centro de massa do veículo. Isso ocorre porque as rodas internas percorrem um espaço menor, enquanto que as externas percorrem um espaço maior em um mesmo intervalo de tempo. A figura 2-3 ilustra a relação de velocidade e a distância percorrida pelas rodas.

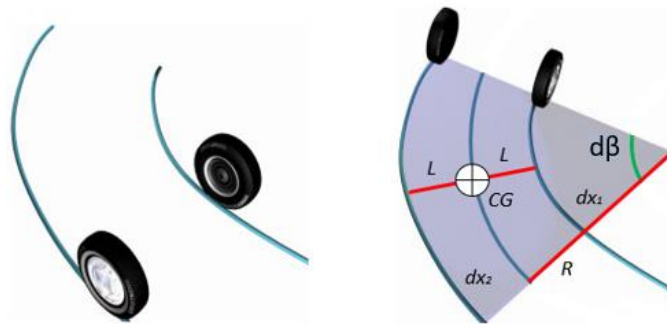


Figura 2-3: Distância percorrida pelas rodas interna e externa à curva [adaptado de 35]

O espaço percorrido pelas rodas é dado pela equação (6):

$$S = R_{\text{curva}} \cdot \beta. \quad (6)$$

Onde:

- $R_{\text{curva}}$ : raio da curva com relação ao centro de gravidade do veículo [m];
- $\beta$ : ângulo de abertura da curva [°];
- $L$ : distância entre o centro da roda ao centro de gravidade do veículo [m];
- $dx$ : distância linear percorrida [m].

Dessa forma a roda mais interna percorre um espaço  $dx_1$  e a roda mais externa,  $dx_2$  – equações (7) e (8):

$$dx_1 = (R_{\text{curva}} - L_r) \cdot d\beta, \quad (7)$$

$$dx_2 = (R_{\text{curva}} + L_r) \cdot d\beta, \quad (8)$$

$$\frac{dx_2}{dx_1} = \frac{(R_{\text{curva}} + L_r)}{(R_{\text{curva}} - L_r)}. \quad (9)$$

As rodas estão diretamente ligadas às engrenagens solares, dessa forma é possível as igualdades (10) e (11). Sendo “r” é o raio da roda do veículo,

$$dx_1 = \omega_1 \cdot r \cdot dt, \quad (10)$$

$$dx_2 = \omega_2 \cdot r \cdot dt, \quad (11)$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\left(1 + \frac{L_r}{R_{\text{curva}}}\right)}{\left(1 - \frac{L_r}{R_{\text{curva}}}\right)}. \quad (12)$$

Com as relações (5) e (12), obtém-se:

$$\omega_1 = \left(1 - \frac{L_r}{R_{\text{curva}}}\right) \cdot \alpha, \quad (13)$$

$$\omega_2 = \left(1 + \frac{L_r}{R_{\text{curva}}}\right) \cdot \alpha. \quad (14)$$

Das fórmulas (13) e (14), conclui-se que durante uma reta a velocidade angular das rodas são iguais, uma vez que “R”  $\rightarrow \infty$ , e “ $\omega_1$ ” e “ $\omega_2$ ” assumem valor de “ $\alpha$ ”. E durante uma curva há diferença entre as velocidades das rodas internas e externas, adequando a velocidade ao traçado e não permitindo deslizamento das rodas. Sem esse dispositivo, durante uma curva, haveria deslizamento dos pneus causando desgaste excessivo dos pneus. Além disso, seria possível que um dos eixos, que se conectam às rodas, se quebrasse em razão da força resistente do solo, além de causar avarias em todo o sistema de transmissão.

O dispositivo também é responsável por dividir o torque que vem da saída do motor para as duas rodas. O mecanismo distribui o torque de acordo com a resistência encontrada por cada roda de forma inversamente proporcional, porém de forma limitada a cerca de duas vezes o valor do torque de resistência do lado de menor tração. Dessa forma, é possível que a resistência em uma das rodas se torne muito maior que na outra, e em razão da capacidade limitada do diferencial aberto de transferir torque, o veículo pode se encontrar numa situação em que é incapaz de se mover eficientemente ou totalmente. Isso ocorre, pois, o torque transferido ao solo é insuficiente para mover a

roda com maior resistência, e extrapola a resistência do lado de menor tração causando deslizamento dos pneus.

Esse tipo de diferencial é muito utilizado em veículos urbanos em razão da sua simplicidade, eficiência, segurança e por funcionar muito bem em situações onde há muita tração e pequena diferença entre as trações disponíveis para cada roda. Porém esse componente possui algumas limitações:

- Não permite grande distribuição de torque entre os eixos. A verdade é que o mecanismo permite certa distribuição de torque cerca de 15 a 20%, porém não é capaz de impedir situações de deslizamento quando a tração de um dos lados é muito mais alta e do que da outra roda [16];
- Possui baixa influência sobre o momento de rotação, pois o torque transmitido pelas duas rodas é praticamente o mesmo em situações de curva. Dessa forma não há efeitos significativos sobre o momento de rotação;
- O máximo de torque que consegue transmitir para as rodas é aproximadamente equivalente ao dobro da capacidade de tração da roda de menor tração [2].

Como o torque transferido para o diferencial sempre busca o caminho de menor resistência (menor força de oposição do solo), em uma situação onde uma das rodas possui baixa tração, esse diferencial fica limitado a direcionar o torque equivalente à capacidade trativa desta. Assim, como há uma distribuição igualitária de torque para as rodas, tanto a roda de baixa tração quanto a de alta recebem o mesmo valor de torque. Caso exista uma tentativa de transmitir mais torque pelo diferencial, com o intuito de aproveitar a capacidade trativa disponível do lado de melhor tração, a roda de menor tração desliza, pois, o torque agora transmitido está acima de sua capacidade trativa.

Essa característica é bastante danosa para veículos de competição, pois em curvas mais fechadas e ou rápidas, onde há muita transferência lateral de peso é possível que a roda interna à curva perca muita tração e o veículo fique limitado a acelerar com o dobro do torque resistido por essa roda de menor tração [2]. A diminuição da capacidade de aceleração em razão do limite imposto por esse componente prejudica principalmente em saídas de curvas, o que resulta em maior tempo para realizar o trajeto e ainda pode aumentar o desgaste dos pneus em razão do eventual deslizamento.

### **2.1.3.1 DIFERENCIAL BLOCANTE**

Os diferenciais blocantes combinam dois tipos de característica: a do eixo rígido e a do diferencial aberto. Há algumas concepções desse diferencial, as duas principais são a de controle ativo e controle passivo. Para veículos de carga, militares e semelhantes, normalmente há um controle ativo do sistema de bloqueio. Nessa concepção o usuário

pode escolher quando o diferencial vai se comportar como diferencial aberto ou como eixo rígido, ou seja, as rodas terão a mesma velocidade e o diferencial vai transmitir o máximo de torque possível para cada roda. Para isso, esse diferencial contém uma trava mecânica ou elétrica que bloqueia o sistema de diferenciação e obriga o mecanismo a girar como uma unidade quando ativado. Quando a trava está desativada, o diferencial funciona como um aberto, permitindo livre diferenciação com transmissão de torque de forma igualitária para as duas rodas. Para veículos de competição normalmente o mecanismo de trava é acionado de forma passiva, quando torque é aplicado à carcaça do diferencial, ou seja, toda vez que o piloto acelerar o sistema de trava irá bloquear o diferencial e este terá comportamento de eixo rígido. Quando não tiver torque aplicado à carcaça do diferencial, ele se comportará como um diferencial aberto.

O diferencial blocante não é muito usual em carros de competição, eles são mais utilizados em competições que priorizem circuitos com curvas de raios grandes, como em circuitos ovais nos EUA. Eles são utilizados no lugar dos diferenciais convencionais em razão do aumento da capacidade de aceleração nas curvas e no lugar dos semi-blocantes em razão de sua robustez, menor preço, confiabilidade e simplicidade [3].

Outro ponto a ser considerado é que o bloqueio total do diferencial altera e muito o comportamento dinâmico do veículo, do ponto de vista de estabilidade e controle, o veículo fica bastante *understeer* tanto na frenagem quanto na aceleração quando se está abaixo do limite de tração dos pneus. Mais à frente esse comportamento será explicado mais profundamente. A figura 2-4 ilustra um diferencial blocante com atuação e trava mecânica.

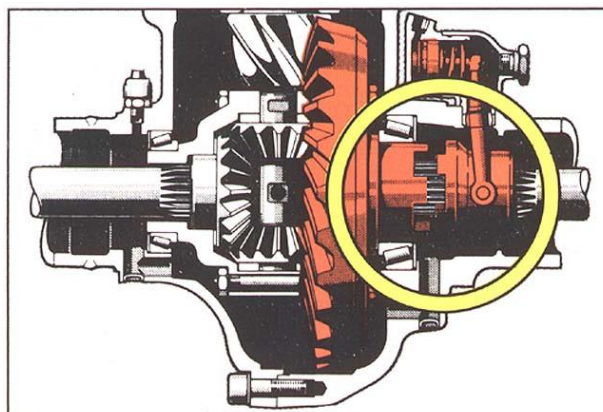


Figura 2-4: Diferencial blocante com trava mecânica [24].

### 2.1.3.2 DIFERENCIAL SEMI-BLOCANTE

Os diferenciais semi-blocantes tentam reunir as características dos diferenciais abertos e dos blocantes de forma passiva, sem a atuação de travas. Para isso é necessário introduzir um elemento que seja capaz de aumentar a resistência à rotação nos dois

lados do diferencial, para que seja possível transferir mais torque para uma roda ou outra. Em um diferencial aberto o torque vindo do motor que chega à engrenagem hipóide pelo pinhão da saída da transmissão, representado como um X na figura 2-5, é contrabalanceado pelos dois torques na engrenagem planetária, representado como dois pontos na mesma figura. Sem nenhuma outra adição de torque no sistema, o balanço estático resulta nas forças tangenciais na engrenagem planetária em questão sendo iguais, e conseqüentemente o torque produzido por elas também.

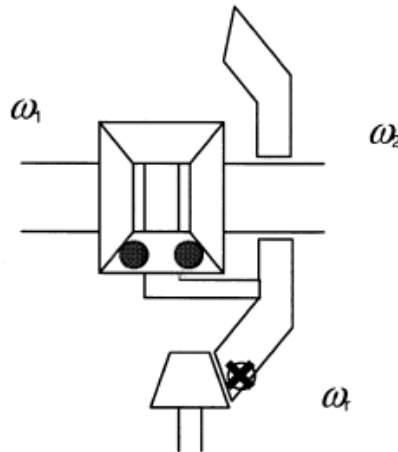


Figura 2-5: Esquemático diferencial aberto [16].

Dessa forma, o que se planeja é adicionar um elemento que aumente resistência ao torque no sistema. Visto que o diferencial trabalha com distribuição de torque de forma inversamente proporcional à resistência encontrada, esse elemento a ser adicionado deve ora aumentar, ora diminuir a resistência em um dos lados do diferencial, permitindo que este receba mais ou menos torque.

Uma forma de fazer isso é adicionando discos de embreagem no diferencial. Com essa modificação há um novo caminho para o torque ser introduzido no sistema. A figura 2-6 ilustra o esquemático:

1. Engrenagem Solar e eixo de conexão
2. Engrenagem Solar e eixo de conexão
3. Engrenagem Planetária do Diferencial
4. Embreagem de fricção multidiscos
5. Engrenagem Hipóide - Coroa
6. Pinhão da saída da caixa de marchas

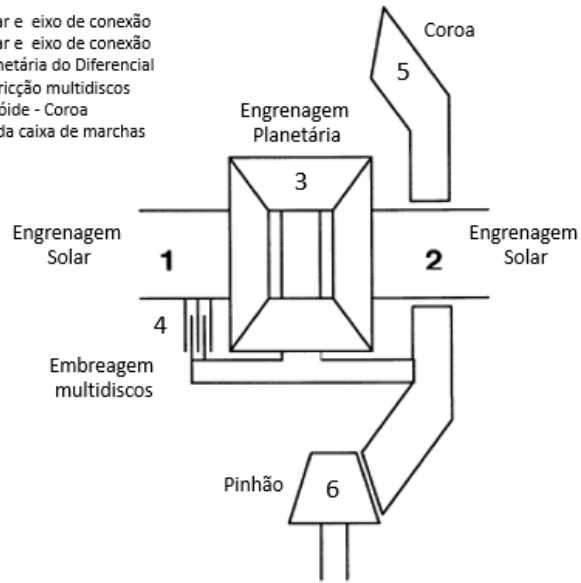


Figura 2-6: Esquemático de um diferencial semi-blocante [adaptada de 16].

A característica desse diferencial é notada quando há uma diferença entre as trações disponíveis em cada roda. Supondo que durante uma reta exista uma diferença de tração entre as rodas e por isso a engrenagem solar 1 possua velocidade angular maior que a engrenagem solar 2. Teremos então, que a velocidade angular da engrenagem solar 1 será maior que a velocidade do braço do trem epicicloidal cônico, mostrado pela equação (15):

$$\omega_1 > \alpha. \quad (15)$$

Isso é evidenciado ao se resolver a equação (5) já citada neste trabalho. É válido lembrar que a carcaça do diferencial, a coroa e o braço do trem epicicloidal são solidários, possuem assim, a mesma velocidade angular.

Assim, os discos ligados a engrenagem solar 1 vão tentar acelerar a coroa por meio da ligação na embreagem por atrito, o conjunto vai resistir a essa aceleração pelo atrito dos discos e representará um torque gerado pelo atrito de reação,  $T_c$ , que possui a mesma direção da reação  $T_1$  do solo. A representação dos torques pode ser visualizada na figura 2-7.

$T_1$ : Torque de reação Solar 1  
 $T_2$ : Torque de reação Solar 2  
 $T_c$ : Torque na Solar 1 transmitido pela embreagem  
 $T_r$ : Torque total transmitido pelo pinhão  
 $F$ : Força tangencial na engrenagem planetária 3  
 $R$ : local radial do contato entre as engrenagens solares e as planetárias

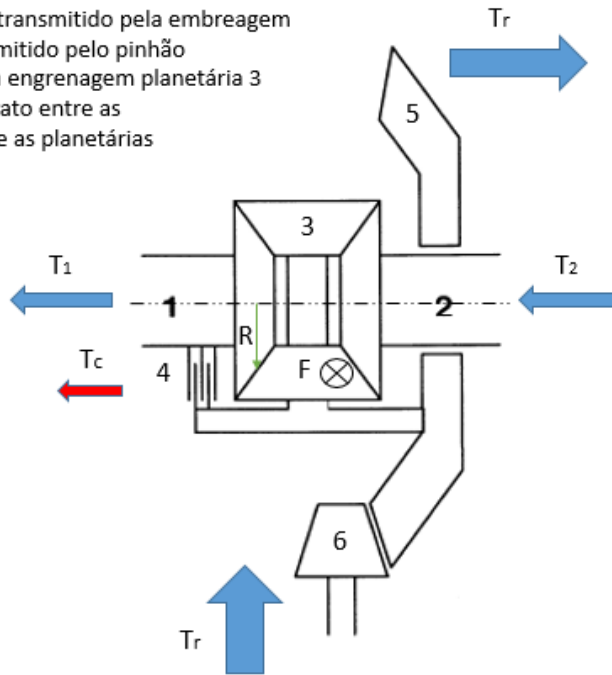


Figura 2-7: Esquemático de diferencial LSD, com diagrama de forças [adaptada de 16]

O balanço de forças na engrenagem solar 1 nos dá a relação (16):

$$T_1 + T_c = F \cdot R \quad (16)$$

Na engrenagem solar 2, onde a velocidade angular é menor, temos a equação (17):

$$T_2 = F \cdot R \quad (17)$$

O balanço de torque na coroa contará com a força que tentará acelerar o conjunto, no sentido contrário a  $T_c$ , segundo a relação (18):

$$T_r + T_c = 2 \cdot F \cdot R \quad (18)$$

Das equações acima, é possível por meio de combinações obter relações interessantes, como as equações (19), (20), (21) e (22).

Torque total nas rodas:

$$T_r = -T_c + 2 \cdot F \cdot R,$$

$$T_r = -T_c + 2 \cdot (T_1 + T_c),$$

$$T_r = 2 \cdot T_1 + T_c \quad (19)$$

Relação do torque em cada roda – (*Torque Bias Ratio – TBR*)

$$TBR = \frac{T_2}{T_1}, \quad (20)$$

$$TBR = \frac{(T_1 + T_c)}{T_1}, \quad (21)$$

Outro ponto interessante:

$$T_c = T_2 - T_1. \quad (22)$$

Para obter essas equações, foi admitido que a “ $\omega_1$ ” > “ $\omega_2$ ”. Isso ocorre quando a tração na roda conectada à solar 1 cai, diminuindo assim a reação  $T_1$ . Pela derivação acima é possível observar que a adição da embreagem, adicionou um novo torque à equação  $T_c = (T_2 - T_1)$  que aumenta a tração na roda em deslizamento. Além disso, é observado que a quantidade total de torque transmitida ao solo também aumenta. A partir daí é possível reescrever as equações (21) e (22):

$$\text{Torque Total nas Rodas} = \left( \begin{array}{l} \text{Diferencial Aberto} \\ \left[ \text{Duas vezes o torque resistivo} \right. \\ \left. \text{no lado de menor tração} \right] + \text{Torque gerado} \\ \text{pela embreagem} \end{array} \right) \quad (23)$$

Diferencial Semi-Blocante

$$TBR = \frac{\left( \begin{array}{l} \text{Torque resistivo do lado de} \\ \text{Menor tração} \end{array} + \begin{array}{l} \text{Torque gerado} \\ \text{pela embreagem} \end{array} \right)}{\text{Torque resistivo do lado de} \\ \text{Menor tração}} \quad (24)$$

Onde:

$$\text{Torque gerado pela embreagem} = \text{Mín.} \left( \begin{array}{l} \text{Diferença entre os torques} \\ \text{resistivos das duas rodas} \end{array} + \begin{array}{l} \text{Capacidade Resistiva} \\ \text{da embreagem} \end{array} \right) \quad (25)$$

Essas conclusões poderiam ter sido obtidas para a engrenagem solar 2, desde que sua velocidade angular fosse maior que a da engrenagem solar 1. Isso ocorre porque o diferencial é capaz de distribuir e transferir torque, mas não consegue aumentar a distribuição de potência em apenas um dos lados, ou seja, para que haja ganho de torque em um dos lados é necessário que esse lado diminua sua velocidade angular e vice-versa.

Há diversos modos de adicionar resistência à diferenciação, com o fim de transferir mais torque para determinada roda. O modo mais usual é adicionar discos de embreagem como ilustrado na figura 2-6. Porém, com o uso, esses discos sofrem desgaste e perdem



sua eficiência, diminuindo sua capacidade de melhorar a tração do veículo. Para contornar esse problema, diversos tipos de mecanismos foram desenvolvidos para atingir esse mesmo objetivo sem os pontos negativos do uso da embreagem.

Os diferenciais semi-blocantes são os mais utilizados em carros de competição, pois aliam as características desejáveis dos diferenciais abertos e dos blocantes. Seu controle é passivo e seu bloqueio é apenas parcial, e pode ser proporcional ao torque aplicado à carcaça do diferencial ou proporcional ao deslizamento. O bloqueio parcial aumenta consideravelmente a tração disponível, e como o bloqueio é dependente do torque aplicado, em situações de pequenos torques na carcaça, como em entradas de curva, ele se aproxima de um diferencial aberto, permitindo a diferenciação e melhorando assim a dirigibilidade do veículo. A figura 2-8 ilustra uma curva padrão de tração combinada das rodas tracionadas pelo diferencial, comparando os diferenciais blocantes, semi-blocantes e os abertos.

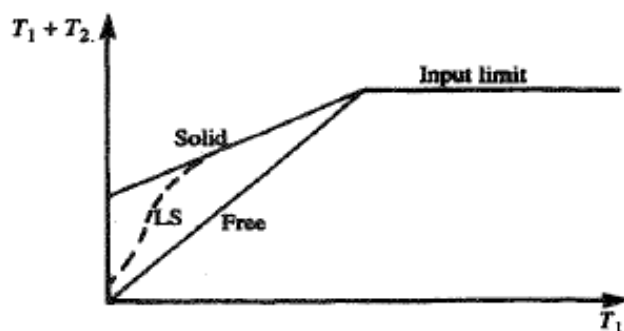


Figura 2-8: Gráfico comparativo de tração total por tração limitante [3]

## 2.1.4 DIFERENCIAIS E O MOMENTO DE ROTAÇÃO

Os diferenciais exercem grande influência sobre a dinâmica do veículo. Sua função primordial é permitir a transferência de torque para as rodas ao mesmo tempo que permite a diferenciação. Como já foi visto, esse é o diferencial mais simples, o aberto, outros diferenciais como os semi-blocantes e blocantes atuam restringindo relativamente ou totalmente a diferenciação, permitindo assim a geração de mais resistência e a transferência de mais torque para as rodas. Dessa forma, são dispositivos capazes de aumentar a tração total do veículo [16].

Para entender a influência dessas características dos diferentes tipos de diferencial é necessário analisar alguns conceitos de dinâmica veicular. Esses conceitos serão abordados de forma superficial, uma vez que envolvem um estudo a fundo do sistema de suspensão, e não são o objeto do presente trabalho.

- O momento de rotação (*Yaw moment*): é o resultante de todos os momentos responsáveis por rotacionar o veículo. Ele está diretamente relacionado com a capacidade do veículo em realizar mudanças em sua trajetória.
- Transferência de peso longitudinal: durante a frenagem, as forças verticais nas rodas dianteiras do veículo aumentam ao custo do decréscimo das forças verticais nas rodas traseiras, alterando a capacidade trativa dos eixos do veículo. O inverso ocorre durante uma aceleração positiva, há transferência de peso do eixo dianteiro para o eixo traseiro, o que aumenta as forças verticais neste eixo e diminui naquele. Essa transferência é dada pela relação (26):

$$W_{t_{long}} = \frac{a_{long} \cdot M \cdot h_{cg}}{L_{eixos}} \quad (26)$$

Onde:

- $W_{t_{long}}$ : transferência de peso longitudinal [N];
- $a_{long}$ : aceleração longitudinal [ $m/s^2$ ];
- $M$ : massa [kg];
- $h_{cg}$ : altura do centro de gravidade [m];
- $L_{eixos}$ : distância entre eixos [m].

A figura 2-9 ilustra uma transferência de peso longitudinal durante uma frenagem, onde as reações verticais no eixo dianteiro aumentam às custas das reações no eixo traseiro e aumentam por consequência a capacidade trativa do eixo dianteiro e diminui do eixo traseiro. O que provoca aumento de tração no eixo dianteiro e diminuição dela no eixo traseiro.

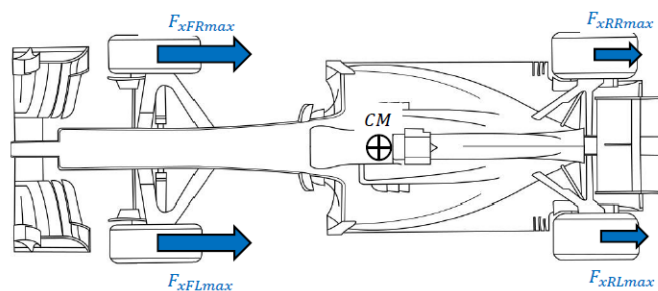


Figura 2-9: Esquemático de transferência de peso longitudinal [adaptado de 15]

- Transferência de peso lateral: durante uma curva, as forças verticais nas rodas externas aumentam em decorrência do decréscimo das forças verticais nas rodas internas à curva [3]. Essa transferência de peso é função da aceleração lateral e das características do veículo, dada pela relação (27):

$$W_{t_{lat}} = \frac{a_{lat} \cdot M \cdot h_{cg}}{L_{crodas}} \quad (27)$$

Onde:

- $W_{t_{lat}}$ : transferência de peso lateral [N];
- $a_{lat}$  (A): aceleração lateral [ $m/s^2$ ];
- $L_{crodas}$ : distância entre os centros das rodas ou bitola do eixo [m].
- *Neutralsteer*, *understeer* e *oversteer*: são definições que levam em conta a relação entre os gradientes do ângulo de esterçamento das rodas e da aceleração lateral do veículo. Na figura 2-10 é possível visualizar os efeitos *understeer* e *oversteer*.

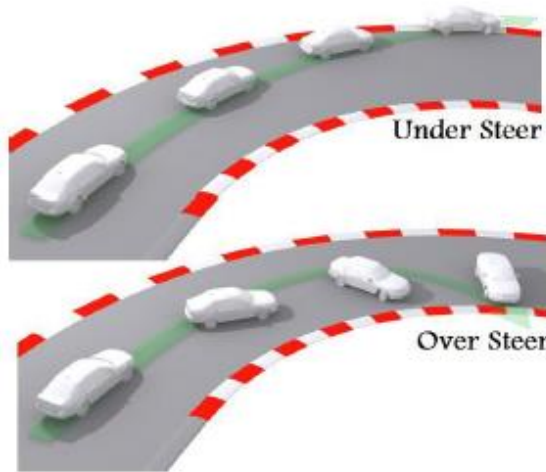


Figura 2-10: Efeito *understeer* e *oversteer* [34].

De forma matemática, o termo  $k_U$ , que define o tipo de comportamento do veículo, pode ser definido pela equação (28):

$$k_U = \left( \frac{d\delta}{dA} \right)_R \quad (28)$$

Onde:

- $k_U$ : gradiente de *understeer*:
  - $k_U = 0$ : comportamento *neutralsteer* (Neutral);
  - $k_U > 0$ : comportamento *understeer* (US);
  - $k_U < 0$ : comportamento *oversteer* (OS);
- $\delta$ : ângulo de esterçamento [ $^\circ$ ];
- A: aceleração lateral [ $m/s^2$ ].

Essa equação considera o veículo em uma curva de raio constante, a figura 2-11 relaciona o ângulo de esterçamento e a aceleração lateral, para um raio

constante e define as regiões onde o comportamento é *under*, *over* ou *neutralsteer*.

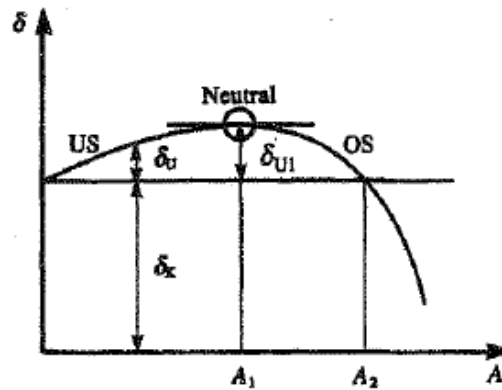


Figura 2-11: Ângulo de esterçamento por aceleração lateral [3].

É possível ainda, definir esses comportamentos em função do momento de rotação, de forma simplificada, quando a resultante do momento de rotação for positiva, o veículo estará com comportamento *oversteer*, quando essa resultante for negativa, o comportamento será *understeer*.

Do ponto de vista da dinâmica veicular, esses comportamentos podem ser resultado de alguns fatores. Para um veículo com comportamento muito *understeer*:

- Pouca tração no eixo dianteiro;
- Excesso de tração no eixo traseiro;
- Distribuição de peso inadequada (x,y);
- Excesso de inércia de rotação.

Para um veículo com comportamento muito *oversteer*:

- Pouca tração no eixo traseiro;
- Excesso de tração no eixo dianteiro;
- Distribuição de peso inadequada (x,y);
- Pouca de inércia de rotação.

É importante ressaltar que os parâmetros da transmissão devem estar alinhados com os parâmetros da suspensão, aerodinâmica e *powertrain* para melhorar o comportamento dinâmico do veículo, e possuir certa flexibilidade para garantir que o acerto esteja na zona ideal de performance.

- *Downforce*: é uma força aerodinâmica que é o inverso da sustentação. Essa força aumenta a força vertical sobre os pneus, o que provoca aumento da capacidade trativa dos pneus. Isso permite que os veículos façam curvas em velocidade maiores e possuam melhor tração. Essa força é dada pela equação (29)

$$F_z = \frac{\rho \cdot C_z \cdot A_f \cdot V^2}{2} \quad (29)$$

Onde:

- $F_z$ : *Downforce* [N];
  - $A_f$ : Área frontal [m<sup>2</sup>];
  - $C_z$ : coeficiente de sustentação;
  - $V$ : velocidade [m/s];
  - $\rho$ : massa específica do ar [kg/m<sup>3</sup>].
- Força de Arrasto: é a resistência aerodinâmica ao movimento do veículo e é dada pela equação (30):

$$F_D = \frac{\rho \cdot C_D \cdot A_f \cdot V^2}{2} \quad (30)$$

Onde:

- $F_D$ : Força de arrasto [N];
- $C_D$ : coeficiente de arrasto.

Com esses conceitos consolidados é possível analisar, de forma simplificada, em uma curva, a influência dos diferentes diferenciais no comportamento do veículo em estado de equilíbrio.

Na figura 2-12 é mostrado um esquemático de um veículo numa curva, e o momento de rotação (*yaw moment*) resultante necessário para fazer a curva de forma ideal. O ponto “A” representa o início da curva, em “C” há o ápice da curva e em “E” o final da curva. Do ponto “A” até “C” o veículo deve ter comportamento *oversteer*, a suspensão e todos os sistemas devem trabalhar para que o momento de rotação seja positivo. De “C” até “E” o volante deve ser restaurado à sua posição inicial, e o momento de rotação fica negativo, dessa forma o veículo deve ter comportamento *understeer*.

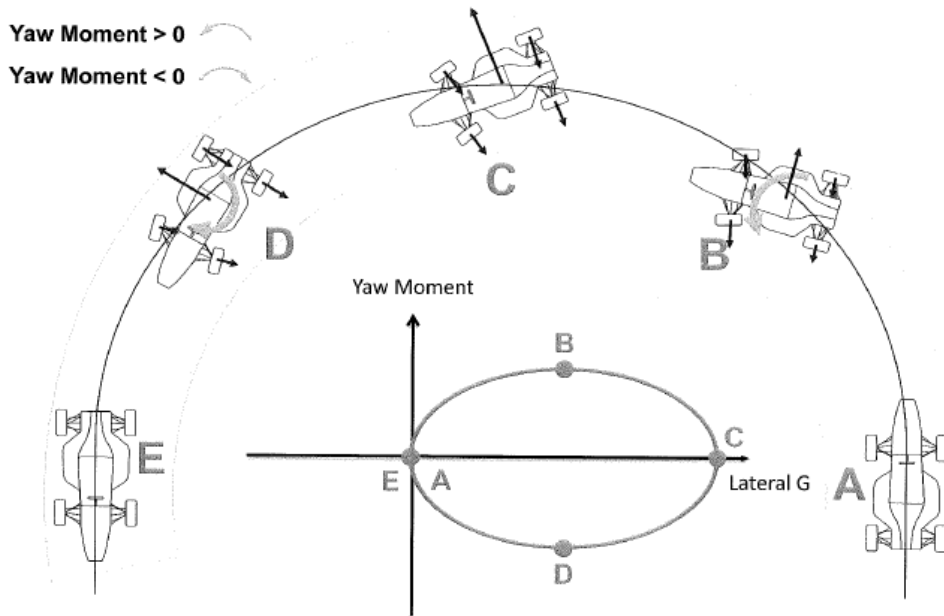


Figura 2-12: Diagrama de momento de rotação resultante no trajeto de uma curva [15].

Os diferenciais podem ter praticamente influência neutra no momento de rotação, no caso dos diferenciais abertos, assim como podem provocar comportamento *understeer* e *oversteer* no caso dos diferenciais blocantes e semi-blocantes.

Os diferenciais abertos mantêm aproximadamente o mesmo torque nas rodas permitindo a diferenciação, pode-se considerar que este não influencia o momento de rotação (*yaw moment*) de forma significativa, pois não há saldo entre as forças atuantes nas rodas para gerar momento que atrapalhe ou ajude o veículo a fazer a curva. Assim, não há alteração na dirigibilidade do veículo. Porém, esse diferencial possui uma desvantagem, uma vez que o torque transferido para as rodas é limitado a aproximadamente o dobro da roda de menor tração [16], em situações em que uma roda perde muita tração, o veículo não se desloca com grandes acelerações. Essa situação ocorre principalmente quando há alterações no coeficiente de atrito da interface pneu/pista ou durante curvas, em razão da transferência de peso lateral que aumenta a tração nas rodas externas e diminui nas rodas internas à curva. Dessa forma, esse diferencial não oferece a melhor escolha para veículos de competições, uma vez que a aceleração do veículo fica limitada a um valor muito abaixo da capacidade trativa do pneu.

De forma oposta aos diferenciais convencionas, há os blocantes, que não permitem a diferenciação normalmente quando lhes são aplicados torque. Do ponto de vista trativo, eles são excelentes, pois conseguem aproveitar toda a capacidade trativa do veículo e oferecem as maiores acelerações. Porém, como não há diferenciação as rodas são

obrigadas a possuírem a mesma velocidade, o que gera um binário no eixo, pois a roda mais interna por estar contida num diâmetro menor estaria numa velocidade menor e a roda mais externa por estar contida num diâmetro maior estaria numa velocidade maior. Em razão disso a roda mais externa tenta aumentar sua velocidade, porém não consegue e o efeito no pneu é semelhante a uma frenagem, pois as fibras do pneu são “puxadas” para trás pelo asfalto, comprimindo a banda traseira e tracionando a banda dianteira do pneu como ilustra a figura 2-13:

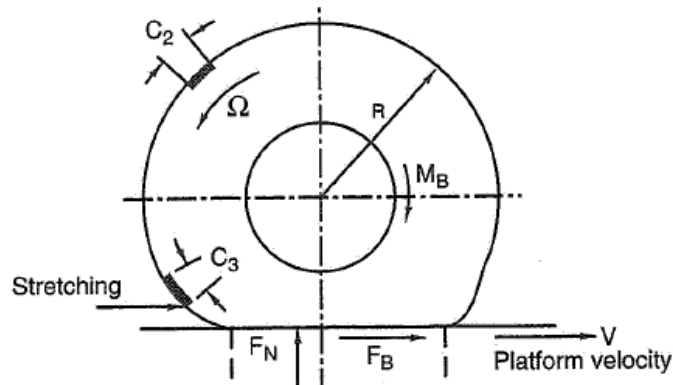


Figura 2-13: Efeito de frenagem no pneu [9]

Na roda mais interna à curva, ocorre o contrário. A roda tenta diminuir a sua velocidade por estar contida em um diâmetro menor, porém não consegue e o efeito resultante no pneu é semelhante a uma aceleração, pois as fibras do pneu são “puxadas” para frente pelo asfalto, comprimindo a banda dianteira e tracionando a banda traseira do pneu como ilustra a figura 2-14:

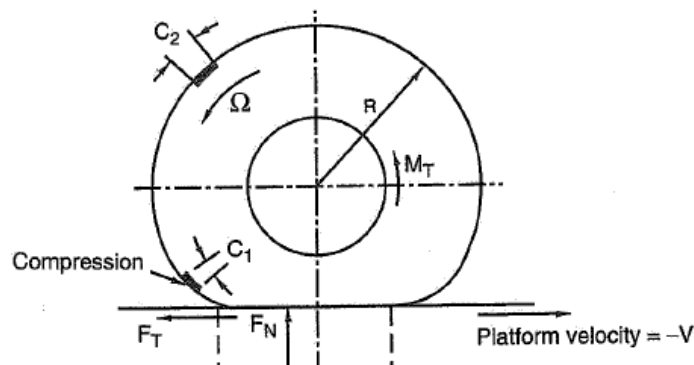


Figura 2-14: Efeito de aceleração progressiva no pneu [9]

Essa composição de efeitos gera um momento de rotação negativo para fora da curva ilustrado na figura 2-15, gerando um efeito severo de *understeer*.

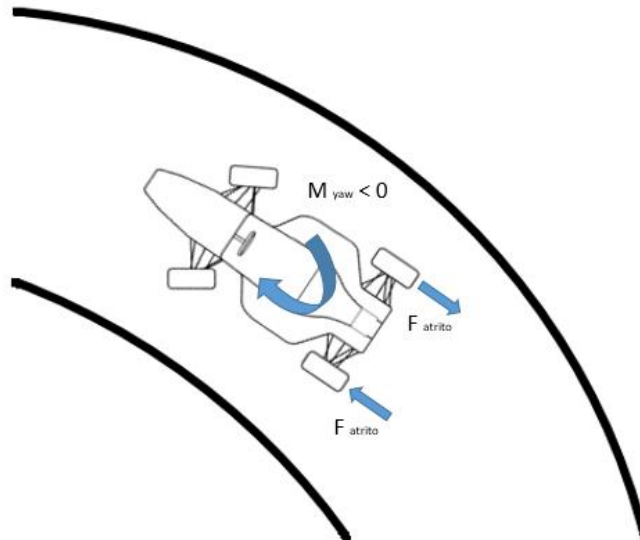


Figura 2-15: Efeito *understeer* por bloqueio do diferencial [adaptado de 15].

Ainda sobre essa situação, é possível analisar os efeitos de uma aceleração ou uma desaceleração com o diferencial totalmente bloqueado. Para isso é feita a superposição das forças de atrito atuantes em razão da não diferenciação e as forças decorrentes da aceleração e desaceleração.

Na frenagem, haverá uma força de frenagem em ambos os pneus o puxando para trás – representado em verde na figura 2-16 – o que ainda gerará um efeito *understeer* em razão do aumento da capacidade trativa do pneu externo à curva (a força de frenagem na roda externa é maior em razão da transferência de peso lateral). Assim, o bloqueio total do diferencial, durante uma frenagem, causa efeitos *understeer*.

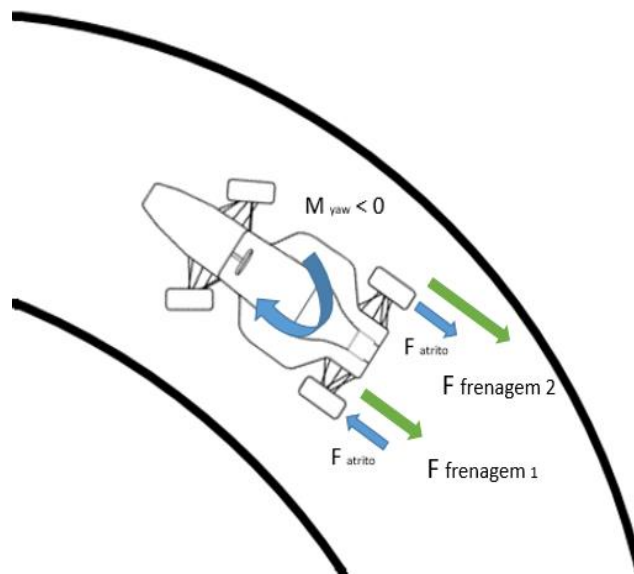


Figura 2-16: Efeito da frenagem em curva sobre veículo com diferencial bloqueado [adaptado de 15].



Na aceleração positiva haverá uma força que empurra o veículo para frente nos dois pneus tracionados. Esta força, proporcional à aceleração do veículo, é limitada pela capacidade trativa dos pneus. Com o diferencial bloqueado na curva é gerado um momento negativo, porém à medida que carga é transferida lateralmente a capacidade trativa das rodas externas se torna muito maior do que das rodas internas, gerando assim uma diferença na capacidade de aceleração dessas rodas. Dessa forma, com o aumento da aceleração lateral e da longitudinal é gerado um momento positivo que sobrepõe a característica *understeer* e altera o comportamento do veículo. A partir desse momento o comportamento do veículo, quando analisado a transmissão isoladamente, se torna *oversteer*. A figura 2-17 ilustra a composição de forças que alteram o comportamento do veículo:

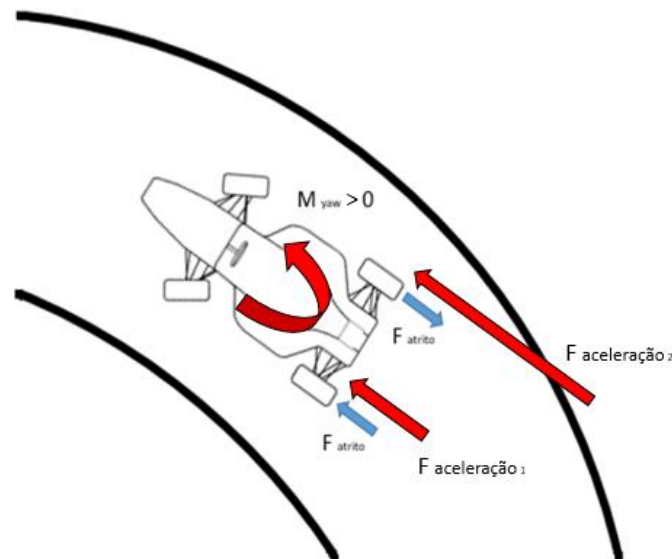


Figura 2-17: Efeito da aceleração em curva sobre veículo com diferencial bloqueado [adaptado de 15].

Assim, dependendo de quanta força está sendo transmitida, o veículo vai possuir característica *understeer* ou *oversteer*. Se a força transmitida para o eixo traseiro gerar um binário com valor inferior em relação ao binário gerado pela não diferenciação, o veículo possuirá comportamento *understeer*. Caso a força transmitida gere um binário cujo valor ultrapasse o valor do binário gerado pela não diferenciação o veículo possuirá comportamento *oversteer*. Além disso, se a força transmitida exceder a capacidade trativa da roda mais externa, as duas rodas do eixo traseiro entrarão em regime de deslizamento e o veículo sofrerá grande instabilidade com um forte efeito *oversteer* conhecido por *snap oversteer*. Esse efeito é bastante prejudicial e perigoso, pois o veículo perde a tração totalmente do eixo traseiro e rotaciona sobre seu eixo de uma vez.

É importante lembrar que os comportamentos *understeer* e *oversteer* não são características intrínsecas da atuação conjunta dos sistemas do veículo, eles dependem da velocidade, do raio da curva, da aceleração, da tração e de diversos fatores. É bem plausível que durante um circuito para uma mesma curva em diferentes voltas o veículo possua comportamentos diferentes.

Outra ressalva importante é que o presente trabalho busca o estudo somente dos efeitos do diferencial e da transmissão sobre a dinâmica do veículo, assim não são considerados aqui as influências da suspensão ou da aerodinâmica na explicação destes comportamentos.

Voltando para a figura 2-12, é possível observar que o diferencial bloqueante é desvantajoso entre os pontos “A” e “C”, onde o carro deve ter comportamento *oversteer*, pois normalmente na entrada da curva é desejável diferenciação livre, porém de “C” até “E”, ele é bastante vantajoso, pois auxilia na restauração do veículo e em razão do bloqueio tem máxima capacidade de aceleração. Para utilizar esse tipo de diferencial é importante que o setup de suspensão esteja de acordo, nesse caso para diminuir o comportamento *understeer* entre os pontos “A” e “C” deve-se aumentar a rigidez do eixo traseiro, e diminuir a rigidez do eixo dianteiro. Isso fará com que as rodas internas à curva tendam a perder o contato com o solo, permitindo assim o veículo fazer a curva sem grandes dificuldades, e como há bloqueio, com a máxima tração possível.

É importante ressaltar que a configuração de restrição à diferenciação aumenta o esforço nos componentes do sistema de transmissão, pois há uma força tentando restaurar o equilíbrio cinemático, tentando desacelerar a roda mais interna e acelerar a roda mais externa.

Os diferenciais semi-blocantes atuam de forma bem parecida com os bloqueantes, do ponto de vista dinâmico. Como há restrição da diferenciação, eles também produzem a mudança de comportamento do veículo, porém de forma menos acentuada, uma vez que o bloqueio não é total.

Esses diferenciais são bastante utilizados em circuitos travados – muitas curvas – onde o período de retomada após a curva é muito importante, pois oferecem um ganho substancial de tração como mostrado em seções anteriores.

Neles é possível alterar a porcentagem de bloqueio para atender diferentes condições. O bloqueio é determinado pelo TBR – quanto maior o seu valor mais próximo de um eixo rígido; quanto menor o seu valor mais próximo de um diferencial aberto.

O projeto do valor do TBR deve ser muito bem feito, pois valores muito altos levam a grandes capacidades de aceleração, porém a efeitos severos de *oversteer* e a possibilidade de grande instabilidade do veículo. Por outro lado, um valor muito baixo de TBR permite boa estabilidade do carro, porém facilita muito a diferenciação e não há ganho substancial de tração, fazendo com que o veículo possua aceleração limitada a um valor bem abaixo da capacidade trativa do pneu.

Do ponto de vista da frenagem, quanto maior for o TBR maior é o efeito de *understeer* e maior será a estabilidade do veículo, porém o veículo não se “acomoda” a pista pois está sempre buscando a tangente. Por outro lado, quanto menor for o TBR, mais o veículo se adequa ao traçado e consegue fazer a preparação e entrada de curvas mais rápido, porém perde em estabilidade e exige mais habilidade do piloto.

Assim, é necessário encontrar um equilíbrio no valor do TBR de aceleração e de frenagem em que haja ganho substancial de tração sem grande perda de estabilidade.

## 3. ANÁLISE DE PROJETOS ANTERIORES

*Este capítulo apresenta uma revisão dos projetos de diferencial e linha de transmissão de 2012 a 2016, assim como as análises feitas após as peças serem submetidas aos esforços durante o uso do protótipo em pista.*

### 3.1 PROJETO CONCEBIDO EM 2012

O primeiro projeto da equipe Apuama Racing de transmissão foi em 2012. Inicialmente, a concepção foi voltada para utilizar peças comerciais em razão de custo e acessibilidade. O diferencial não foi diferente, foi utilizado o modelo comercial da JTEKT Torsen, o T-1 ilustrado na figura 3-1.

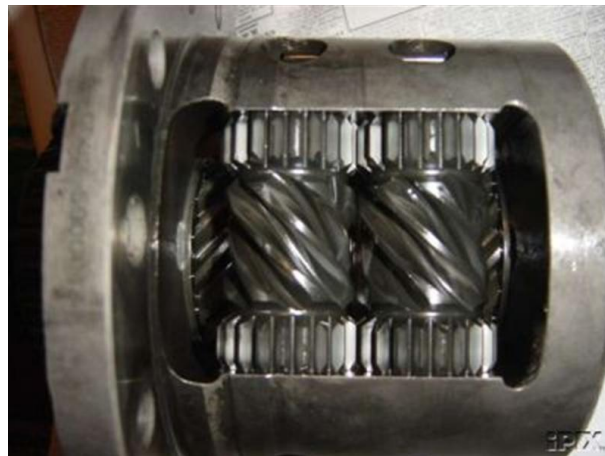


Figura 3-1: Torsen T-1 [25].

O projeto se fundamentou na adequação da coroa e do disco de freio à carcaça do diferencial e nos mancais para apoio da linha de transmissão. A equipe enfrentou alguns problemas, como:

- A fabricação, por falta de verba, foi feita inteiramente pelos alunos com a ajuda dos técnicos da UnB. A fabricação era artesanal, então as peças possuíam erros consideráveis que dificultaram sua montagem e afetaram negativamente sua performance.
- A modificação do diferencial constituía de dois discos de aço, com as furações correspondentes para a roda dentada e para o disco de freio, soldados à carcaça do diferencial. Mais uma vez, o processo de solda artesanal causou empeno de alguns componentes em razão da deformação térmica pontual. Isso afetou

bastante o funcionamento do sistema, uma vez que ele girava de forma bastante excêntrica.

- Os mancais sofreram dos mesmos problemas de fabricação. Eles ficaram diferentes e empenaram. Como resultado a linha de transmissão não ficava paralela à linha base do chassi, o que causava torção na corrente de transmissão.

Naquele ano, o veículo chegou a ir para a competição, mas não estava apto para participar das provas dinâmicas. Não só a fabricação, mas o projeto tinha muitas falhas o que o incapacitou de correr. Foi um ano de muito aprendizado para a equipe, muitas das falhas cometidas nesse ano serviram para auxiliar nos projetos seguintes.

### 3.2 PROJETO CONCEBIDO EM 2013 – 2014

Em 2013, em função dos diversos problemas enfrentados na tentativa de adaptar a carcaça original do Torsen T-1 decidiu-se por projetar uma nova carcaça para melhorar a adequação da coroa no diferencial. O projeto contemplou uma nova carcaça, os mancais de suporte da linha de transmissão e uma flange para adaptar a furação da coroa comercial, os outros componentes foram comprados e modificados para compor o sistema. O projeto foi usinado fora da faculdade com o auxílio de um patrocinador, com maquinário comandado por computador, o que melhorou muito a qualidade das peças. Foram utilizadas ligas de alumínio para reduzir o peso da linha, buchas de nylon para melhorar a concentricidade das juntas de transmissão com relação ao diferencial e mancais de suporte com 3 pontos de fixação para melhorar a distribuição da carga. O sistema e sua vista explodida são ilustrados pela figura 3-2.

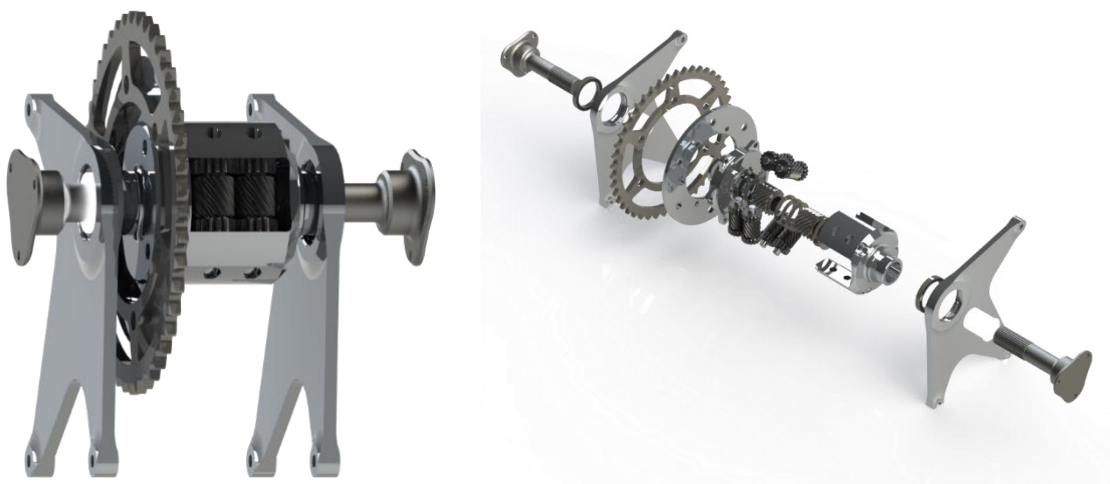


Figura 3-2: (a) Projeto de diferencial Apuama Racing 2014; (b) Vista Explodida do projeto.

O projeto foi utilizado por dois anos, servindo como grande base de aprendizado, principalmente por suas falhas. O sistema utilizava corrente de rolos 520H, com redução

de 45/17, juntas de transmissão – tulipa/trizeta, cubos de roda e junta homocinética comerciais de Ford Ka 2007, assim como eixos do mesmo veículo. Para fazer a adaptação das estrias nas juntas, e encurtar ou alongar os eixos foi feito ajuste por interferência entre as duas partes e a união então foi soldada, o sistema pode ser visto na figura 3-3(a) e (b):



Figura 3-3: (a) Diferencial T-1 modificado; (b) AF14 na FSAE Brasil 2014.

O sistema possuía muitos problemas, entre eles:

- As juntas de transmissão (tulipa/trizeta) não giravam de forma concêntrica com o diferencial. As buchas de nylon se tornaram ineficientes em centralizar as tulipas. Além disso ofereciam muito atrito ao giro, diminuindo a eficiência do sistema;
- Em razão do processo de soldagem, a adaptação do estriado na junta de transmissão também não ficou concêntrica em relação à junta original;
- Em razão da não concentricidade, as tulipas giravam de forma excêntrica e tinham a tendência de se deslocarem para fora do diferencial, prejudicando assim o braço estriado, que tinha seu comprimento efetivo de uso diminuído;
- Em razão do alto grau de interferência nos eixos, as partes também não ficaram concêntricas, a solda ajudou a diminuir o empeno, porém este ainda era evidente;
- Em razão da ausência de projeto de vedação, foi utilizado graxa no diferencial. O movimento do engrenamento interno do Torsen T-1 tende a expulsar o lubrificante, fazendo com que este se acumulasse nas partes mais externas da

carcaça. Ao final da competição foi evidenciado processo de cunhagem nas engrenagens, além de desgaste superficial notável;

- O sistema foi alinhado sem a utilização de gabaritos, e não havia batentes no diferencial para os rolamentos, o que fez com que o sistema inteiro se deslocasse lateralmente após o primeiro teste, se adequando a um plano contendo o centro da coroa e do pinhão;
- Os mancais que sustentavam a linha de transmissão não foram projetados pensando na manutenção do sistema. Assim, sua desmontagem era bastante complicada, para desmontar a coroa por exemplo, era necessário sacar os rolamentos de seus assentos, o que normalmente provocava avarias no rolamento e no assento;
- Os mancais não possuíam rasgos para eventual retirada dos rolamentos, caso esses entrassem tortos, uma vez em seu assento, sua retirada era possível apenas quebrando o rolamento;
- O sistema era demasiadamente pesado, a utilização de peças comerciais fez com que a linha de transmissão pesasse mais de 25 kg;
- Não havia retentores do eixo na estria da homocinética, isso porque as homocinéticas eram ligeiramente diferentes, assim como o sistema de travamento do eixo nelas;
- As tolerâncias para o mancal de rolamento da estrutura de suporte da linha, não foram respeitadas pelo fabricante. Assim o rolamento ficou com certa folga nos mancais. Para resolver o problema foi utilizado travador químico;
- O projeto foi finalizado após a construção do veículo, o que prejudicou bastante a manutenção do sistema, assim como a adequação deste no carro;

Mesmo com todos esses problemas, o sistema era funcional. Em alguns testes curtos na UnB, o carro e o sistema se comportaram dentro do previsto e mantiveram sua integridade.

### **3.3 PROJETO CONCEBIDO EM 2015**

Nesse ano o projeto do diferencial também foi baseado no Torsen T-1 e teve como objetivo sanar os problemas e falhas do primeiro projeto e aumentar a confiabilidade do sistema. Com isso em mente o projeto foi refeito de modo a:

- Facilitar a troca de coroas, movendo a coroa para fora dos mancais. Não era preciso desmontar qualquer rolamento para trocar a roda dentada;
- Centralizar a massa da linha de transmissão com relação ao veículo, melhorando sua distribuição de peso. Uma das consequências interessantes de

colocar a coroa para fora dos mancais, já que a saída da caixa de marchas no motor utilizado é na parte lateral esquerda do motor;

- As juntas e os eixos foram projetados pela equipe para eliminar adaptações e com isso reduzir massa e garantir concentricidade dos componentes. A única peça comercial no veículo era a trizeta do Ford Ka, em razão de seu tamanho reduzido, pequena massa e por suportar com um fator de segurança alto as solicitações da situação;
- Havia também rolamentos para apoiar as juntas de transmissão, resolvendo o problema de excentricidade que havia no anterior quando se utilizou buchas de nylon;
- Para alinhar o sistema foi utilizado um gabarito rígido que tornava coincidente os planos das rodas dentadas;
- Os mancais eram mais leves e contavam com rasgos para ajuste dos rolamentos no caso de algum erro de montagem;
- O sistema contou com projeto de vedação e usava óleo apropriado para o engrenamento interno do diferencial;
- Para melhorar a aceleração e a retomada do veículo, rodas dentadas foram projetadas com relações maiores;

O sistema pode ser visualizado nas figuras 3-4 e 3-5:

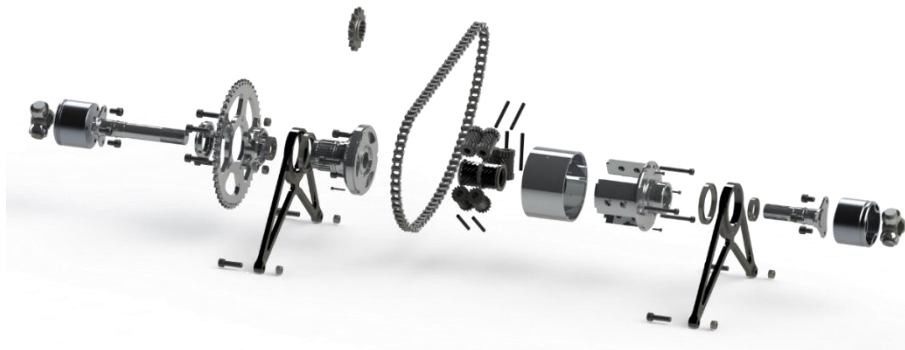


Figura 3-4: Vista explodida diferencial e componentes 2015.





Figura 3-5: Diferencial montagem final.

O projeto resolveu vários problemas do sistema de 2014, porém resultou em outros, entre eles:

- O deslocamento da coroa para fora dos mancais resultou em um aumento no esforço do suporte mais próximo da coroa, o que o levou a falha;
- O sistema foi montado sobre pontos de baixa rigidez do chassi, isso provocou o escoamento das barras em que o sistema se apoiava;
- A vedação do sistema melhorou muito, porém ela não foi eficaz em conter o vazamento que saía pelos furos em que as juntas entravam no diferencial. Não havia elemento de vedação propriamente dito. Dessa forma havia vazamentos por esse local evidenciado na figura 3-6 (a):



Figura 3-6: Falhas do projeto 2015 (a) e (b).

- A maioria dos componentes da linha foram feitos em alumínio, especificados e projetados, porém o fornecedor errou a liga e o alguns componentes falharam em razão disso, como mostra a figura 3-6 (b). Após a falha, o material foi

caracterizado por sua dureza no laboratório de materiais da UnB e constatado que o material requerido diferia do recebido;

- As tulipas, em razão da grande tensão de compressão nas faces em contato com a trizeta, sofreram acunhamento, aumentando a folga entre tulipa e trizeta;
- Outra falha foi que a tulipa foi feita em duas partes, pois em um primeiro momento foi pensando que a parte estriada seria feita em aço e o copo em alumínio. Ao final do projeto a ideia se manteve, porém, as duas partes foram feitas em alumínio e parafusadas entre si, como mostra a figura 3-6 (b), em razão da separação das peças elas não giravam de forma concêntrica;
- Após a competição foi observado desgaste nas estrias em razão dos esforços compressivos, a tulipa foi feita em alumínio o que diminuiu muito sua vida útil.
- O alinhamento do sistema melhorou em relação aos anos anteriores, porém ainda possuía margem para erros. Não havia alinhamento feito em CAD, pois a equipe não possuía o motor escaneado. A equipe utilizava e ainda utiliza um modelo encontrado na internet. Posteriormente o motor foi levado ao laboratório de metrologia da UnB e as distâncias principais de referência foram corrigidas no modelo.
- Não existia entre os mancais uma ligação para melhorar a resposta ao binário criado em razão da geometria do sistema e em resposta às forças axiais geradas pelo diferencial, como mostra a figura 3-7. Isso contribuiu para a falha dos mancais.
- Não existia também sistema de tensionar a corrente como mostra a figura 3-7, o que prejudicou a montagem do sistema uma vez que a corrente comumente ficava muito apertada ou muito folgada.



Figura 3-7: Diferencial montado no veículo AF15

### 3.4 PROJETO CONCEBIDO EM 2016

Em 2016, durante alguns testes o diferencial sofreu uma falha catastrófica, por fratura frágil da carcaça. A região de fragilidade estrutural era prevista em projeto como ilustra a figura 3-8, as simulações indicavam um alto estresse mecânico na base do diferencial, onde posteriormente ocorreu a falha. O que determinou a falha foi a usinagem fora do especificado, o local de fragilidade foi usinado com um raio tendendo a zero, concentrando muita tensão localmente, levando ao surgimento e propagação de trincas até a falha conforme ilustra a figura 3-9 (a), (b) e (c) – no projeto original a base possuía um filete considerável que atenuava a tensão localmente.

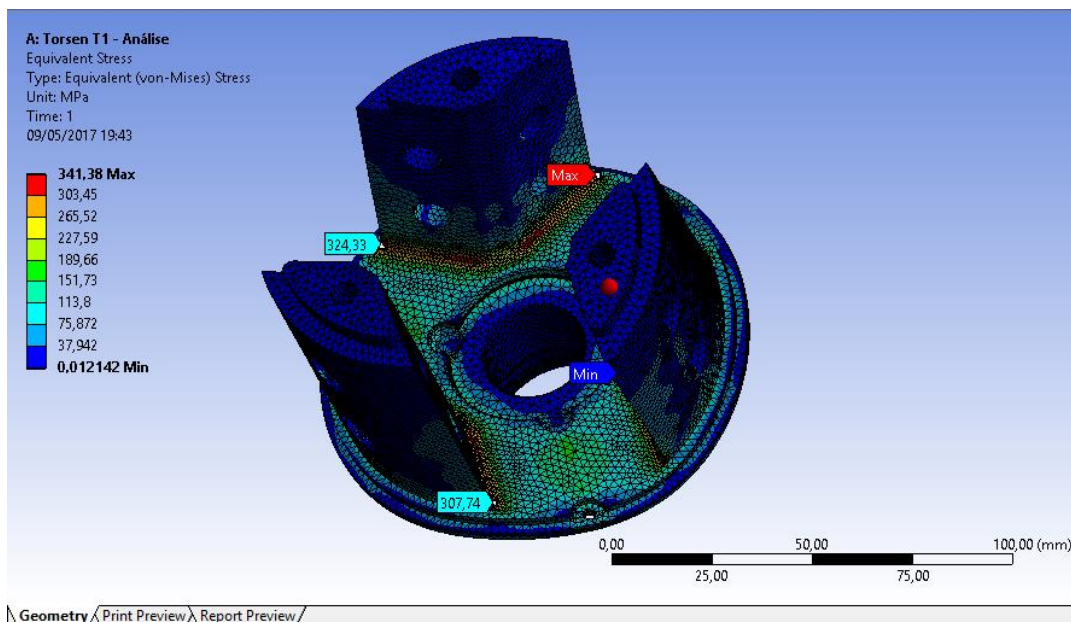


Figura 3-8: Simulação Ansys - zona de fragilidade diferencial 2015.



Figura 3-9: Falha catastrófica diferencial 2015 – (a), (b) e (c).



A falha ocorreu no momento em que o veículo estava para largar, estava em alto giro e o cabo de embreagem arrebentou, dando um tranco muito grande na transmissão. Com a falha, os anéis de atrito do diferencial foram puxados pelo movimento das engrenagens e as danificaram de forma severa. O engrenamento e o diferencial já não eram mais funcionais.

Após a falha do componente, a equipe decidiu procurar por outro diferencial, que fosse mais simples de fabricar e que possuísse performance equivalente. Os quesitos foram atendidos ao escolher o Torsen T-2, que é similar ao modelo T-1, porém sua carcaça pode ser feita apenas com uma fresadora de 3 eixos, além disso esse diferencial é mais compacto e leve que o seu antecessor.

A falha no diferencial antigo ocorreu em julho daquele ano. A equipe, então, decidiu por priorizar um sistema bastante confiável, simples e funcional, pois havia pouco tempo para projetar e fabricar todo o sistema. O objetivo era consertar os erros e as falhas nos outros projetos e adequar de forma simples e confiável o novo diferencial ao veículo. A figura 3-10 ilustra o sistema:

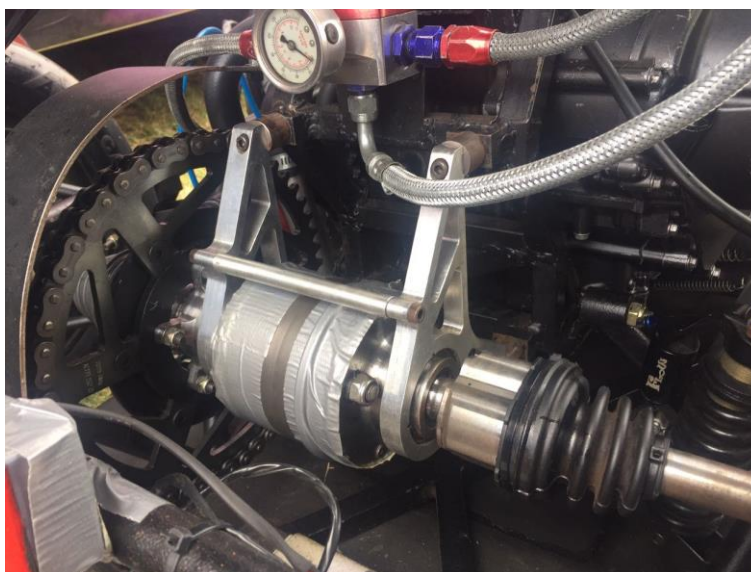


Figura 3-10: Diferencial 2016 montado no veículo AF16.

O sistema funcionou perfeitamente bem, porém houveram alguns problemas durante a competição, entre eles:

- As tolerâncias de algumas peças não foram respeitadas como especificado, originando folgas que atrapalharam a vedação do diferencial. Para sanar o problema, durante a competição, foi passado *silvertape* para conter eventuais vazamentos;
- Outro problema é com relação à montagem do sistema. Para melhorar o alinhamento das rodas dentadas foi elaborada uma estrutura tubular ancorada

diretamente ao motor que serviu de suporte para os mancais da transmissão. Para tensionar a corrente, bastava adicionar pequenas chapas de aço entre o mancal e seu suporte. O problema desse sistema é que o acesso aos parafusos de fixação ficou muito dificultada, a manutenção e a montagem do sistema ficaram bastante demoradas em razão disso;

- Outro ponto negativo é o acunhamento das tulipas pela trizeta, o acunhamento não é excessivo, porém pode ser corrigido aumentando-se o raio de curvatura da face de contato e tratando termicamente a peça. O desgaste melhorou muito com o novo projeto feito em aço AISI 4340 normalizado;
- Durante a competição, em razão da vibração, algumas chapas de aço, que tensionavam a corrente, saíram do lugar desestabilizando a linha de transmissão. O problema foi solucionado com buchas com furos impedindo que essas se deslocassem;
- Os cubos traseiros foram feitos em alumínio e pequenas chapas de aço foram inseridas para o contato com a trizeta. Após a temporada, foi verificado a falha dessas chapas (entraram em regime plástico) e o projeto para o cubo traseiro em alumínio foi abandonado.

O sistema de 2016 atendeu de forma integral as necessidades da equipe, completando todos os eventos dinâmicos da competição FSAE Brasil 2016 – figura 3-11 rendendo a 10º colocação na competição. Porém, o diferencial é comercial, feito para um veículo com muito mais torque e capacidade trativa, resultando em peso desnecessário na linha. Além disso, a taxa de bloqueio é inadequada ao veículo, o que oferece limitação à performance deste, prejudicando os tempos de volta na competição.



Figura 3-11: Veículo AF16 na competição Fórmula SAE Brasil 2016

## 4. CARACTERIZAÇÃO DO VEÍCULO

Para definir o conceito do diferencial e mais adiante os parâmetros de entrada do dimensionamento dele é necessário conhecer algumas variáveis relacionadas ao veículo. Na tabela 4-1 consta uma lista de variáveis importantes para o projeto.

Tabela 4-1: Variáveis do veículo AF18

Propriedades	Valor		
Peso com piloto (70 kg)	260 (330) kg		
Pneus (Diâmetro Maior / diâmetro menor /Banda de Rodagem)	<i>Hoosier 19,5' / 13' / 7'</i>		
Bitola	1265 mm		
Distância entre eixos	1530 mm		
Peso Dianteira / Peso Traseira	41% / 59%		
Dados do Pacote Aerodinâmico	50 km/h	80 km/h	100 km/h
Sustentação (N) Máx.	-399,58	-997,14	-1549,46
Arrasto (N) Máx.	177,82	443,74	647,0
Motor	CB 600F Hornet modificado		
Torque / Potência	76,74 N.m @ 8000 rpm / 97,53 cv @ 10000 rpm		
Relação Primária / Final	2,111:1 / 3,7142:1 (52/14)		
Relações de Marcha	1st: 2,75 4th: 1,348;	2nd: 1,938; 5th 1,208;	3rd: 1,556; 6th: 1,095
Perda Transmissão (Máx/ Mín)	15,07% / 10,88%		

As perdas na transmissão são a soma das perdas inerciais e por atrito, para o seu cálculo foi utilizado a referência [5].

A curva de torque / potência do motor é ilustrada na figura 4-1, a curva em azul representa a potência por rpm, e a em laranja representa o torque por rpm.

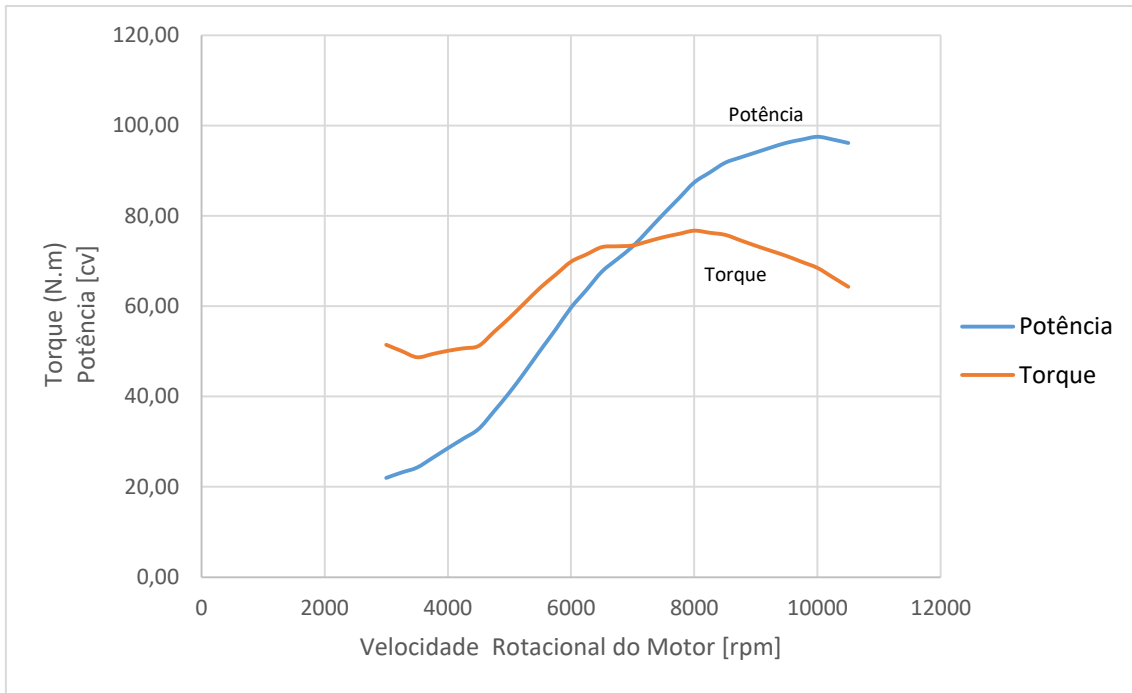


Figura 4-1: Curva de Torque/Potência do Motor CB 600F Hornet modificado.

O motor foi modificado pela equipe e possui comando de admissão customizado. Originalmente o motor atingia potência máxima (100cv) em 11500 rpm e torque máximo (65,3 N.m) em 10500 rpm.

O diagrama trativo do veículo com 0% de inclinação de pista pode ser observado na figura 4 -2:

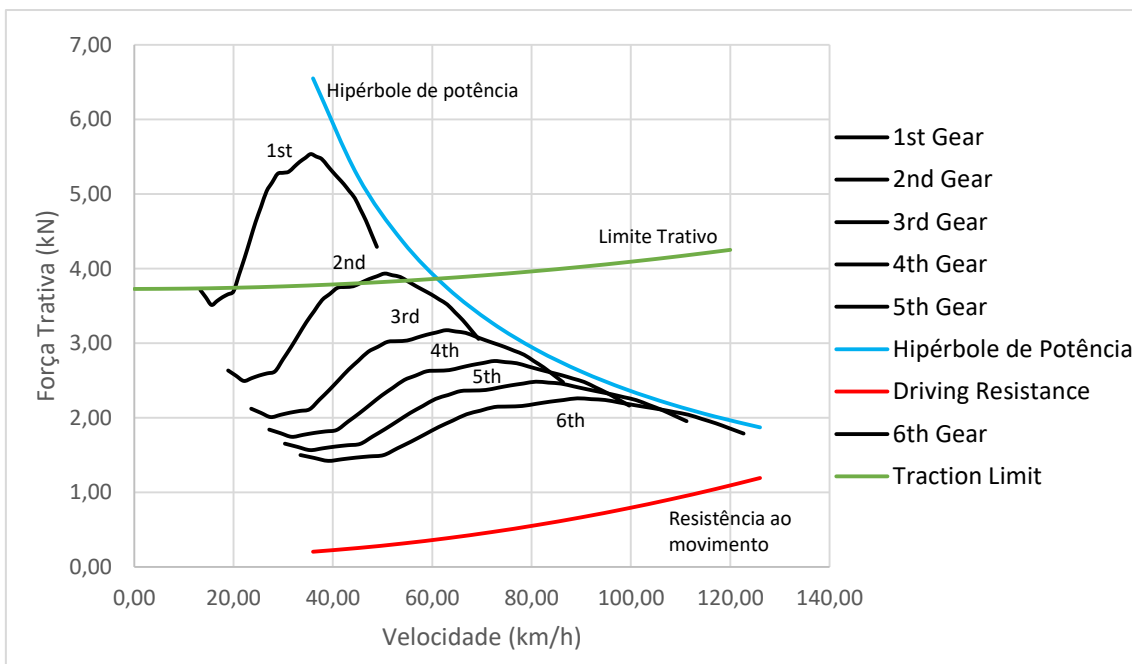


Figura 4-2: Diagrama Trativo do veículo.

As curvas em preto representam situação de 100% de abertura de borboleta, representando o máximo de força que o carro pode imprimir ao solo em cada marcha. A curva em vermelho representa as resistências ao movimento do carro, quando essa curva se encontra com uma das curvas pretas, representa a velocidade máxima atingível por aquela marcha. A curva em verde representa o limite trativo do pneu, acima dessa curva o pneu está em deslizamento. A curva em azul representa a curva ideal caso o motor entregasse potência constante, a diferença entre ela e a curva preta se dá em razão de perdas na transmissão e no veículo em geral.

Para caracterizar os esforços no diferencial foi feita uma tabela relacionando a velocidade e o esforço na transmissão sem considerar o limite trativo, apenas o máximo de força que o motor consegue entregar para as rodas, o resultado é a tabela 4-2:

Tabela 4-2: Torque Máximo [N.m] na linha de transmissão desconsiderando limite trativo.

RPM	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th
3000	913,98	636,10	501,99	427,39	376,15	333,72
3250	888,19	617,16	486,00	412,80	362,33	320,40
3500	862,35	598,14	469,88	398,04	348,32	306,82
3750	874,89	606,27	475,55	402,11	351,13	308,44
4000	887,38	614,32	481,10	406,03	353,74	309,81
4250	896,68	620,06	484,73	408,21	354,74	309,65
4500	905,94	625,71	488,22	410,22	355,53	309,24
4750	962,21	664,65	518,44	435,35	376,98	327,50
5000	1018,45	703,51	548,53	460,31	398,23	345,51
5250	1078,95	745,33	580,95	487,24	421,19	365,00
5500	1139,40	787,08	613,25	513,99	443,93	384,23
5750	1191,36	822,75	640,60	536,40	462,72	399,81
6000	1243,28	858,34	667,82	558,64	481,29	415,14
6250	1271,92	877,37	681,66	569,22	489,36	420,88
6500	1300,52	896,32	695,38	579,63	497,21	426,36
6750	1302,85	896,60	694,01	576,90	493,23	421,04
7000	1305,15	896,79	692,51	574,00	489,04	415,47
7250	1320,91	906,48	698,60	577,63	490,63	415,08
7500	1336,64	916,09	704,56	581,08	492,01	414,44
7750	1348,62	923,00	708,28	582,54	491,55	412,06
<b>8000</b>	<b>1360,56</b>	<b>929,83</b>	<b>711,88</b>	<b>583,83</b>	<b>490,88</b>	<b>409,43</b>
8250	1350,79	921,20	702,99	574,23	480,38	397,83
8500	1340,97	912,50	693,97	564,46	469,68	385,97
8750	1317,34	893,95	676,97	547,71	452,66	368,33
9000	1293,67	875,31	659,84	530,80	435,44	350,43
9250	1271,36	857,60	643,39	514,41	418,62	332,84
9500	1249,01	839,80	626,82	497,86	401,61	315,00
9750	1223,36	819,60	608,25	479,52	382,93	295,60
<b>10000</b>	<b>1197,66</b>	<b>799,32</b>	<b>589,56</b>	<b>461,02</b>	<b>364,05</b>	<b>275,94</b>
10250	1157,71	768,89	562,64	435,32	338,65	250,32
10500	1117,73	738,37	535,60	409,45	313,05	224,45
10750	1070,78	702,87	504,48	380,00	284,17	195,54



A tabela 4-2 é importante para saber quando o motor será capaz de entregar o torque máximo resistido pelos pneus. O torque gerado pelo motor, idealmente, deve estar sempre bem próximo do limite dos pneus, de forma a aproveitar o máximo de sua tração e imprimir a maior aceleração possível no veículo. Os cálculos para encontrar os valores da tabela 4-2 são da referência [10].

## 5. PROJETO CONCEITUAL

A concepção do diferencial parte de alguns critérios preliminares relacionados à experiência obtida pela equipe ao longo dos anos. Estes critérios, tabela 5-1, levam em conta falhas de projeto, erros de construção já evidenciados, além disso é resultado de pesquisas e benchmarking de outras equipes de FSAE. Há também as restrições impostas pelo regulamento da competição. Elas são mais voltadas para a segurança do piloto e dos espectadores e não oferecem grandes problemas do ponto de vista de concepção.

Tabela 5-1: Critérios preliminares de projeto.

Critérios Preliminares Construtivos	
1	Transmissão por corrente
2	Utilização de um diferencial semi-blocante (LSD)
3	Roda dentada fora dos mancais
4	Geometria de fácil usinagem
5	Juntas de transmissão apoiadas por rolamentos
6	Lubrificação à óleo
7	Mancais com sistema para tracionar corrente
8	Fácil Manutenção
9	Ancoragem no Motor
10	Mancais devem possuir união não permanente

Os critérios apresentados na tabela 5-1 definem diversos parâmetros de projeto, e dão ao diferencial sua geometria inicial. Antes de realizar os possíveis conceitos, cabe breve explicação do porquê desses critérios.

### 1. Transmissão por corrente:

Esse modo de transmissão é justificado por sua simplicidade. Em razão de restrições no regulamento da competição, o motor utilizado não deve ultrapassar as 710 cilindradas. Motores com essas dimensões equipam motocicletas normalmente, que em sua maioria utilizam transmissão por corrente. Dessa forma, seria mais caro adaptar todo o sistema para outro elemento de transmissão como correia, ou um eixo cardã.

### 2. Diferencial semi-blocante:

A escolha por esse tipo de diferencial é justificada em razão da característica do circuito da Fórmula SAE Brasil e dos circuitos da Formula SAE Michigan. O circuito é bastante travado com muitas curvas e a velocidade máxima é de 140 km/h e a média de 48 km/h. Na figura 5-1 o circuito do evento *autocross* da FSAE Michigan de 2013.

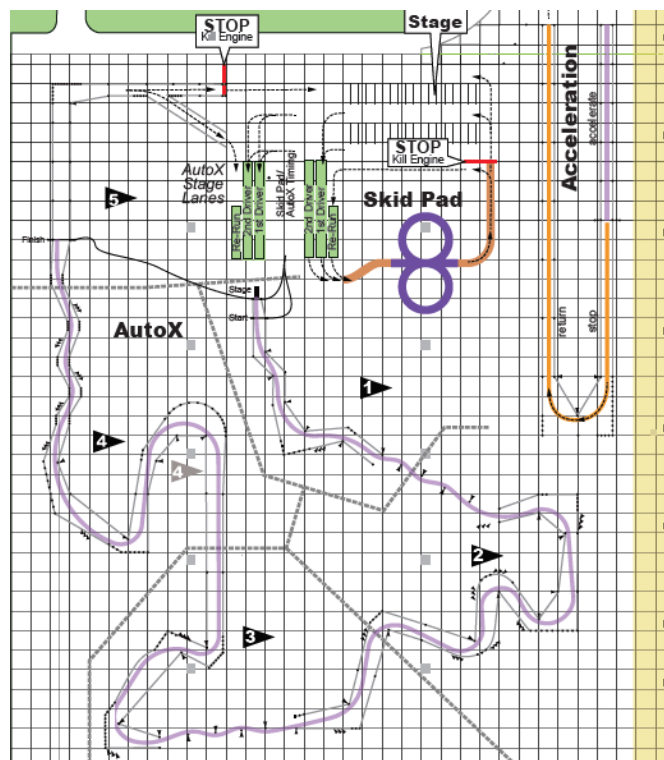


Figura 5-1: Traçado do AutoX da FSAE Lincoln 2013 [ix].

Na figura 5-1 cada quadrado na escala possui lado igual à aproximadamente a 7,62 m. Ela representa um dos eventos dinâmicos da competição, onde o veículo deve completar o trajeto no menor tempo. Nesse tipo de circuito é importante que o veículo consiga imprimir grandes acelerações. Dessa forma a escolha do diferencial se torna muito importante, pois este determina como o torque será distribuído para as rodas. Entre os tipos de diferencial citados, o diferencial semi-blocante é o mais apropriado para a situação, pois oferece um equilíbrio melhor na dinâmica do carro durante as curvas e aumenta a capacidade trativa deste.

### 3. Roda dentada fora dos mancais:

A saída da caixa de transmissão nos motores de motocicleta se dá geralmente na esquerda. Dessa forma a massa da linha de transmissão fica deslocada para este lado. Transferindo a coroa para fora dos mancais é possível centralizar a massa da linha e melhorar a distribuição de peso do veículo além de melhorar a manutenção do sistema, pois facilita a troca de coroas e a desmontagem da relação. A figura 5-2 representa a roda dentada fora dos mancais do diferencial.

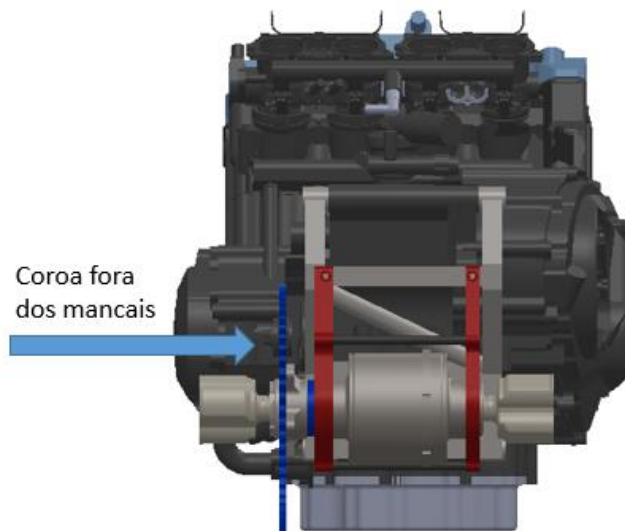


Figura 5-2: Esquemático do posicionamento da coroa.

#### 4. Geometria de fácil usinagem:

O diferencial deve possuir geometria simples para fabricação, isso se deve às limitações financeiras da equipe e a baixa acessibilidade à centros de usinagem de alta tecnologia. A simplicidade, porém, não deve prejudicar a performance do veículo.

#### 5. Juntas de transmissão apoiadas por rolamentos:

As juntas de transmissão devem ser apoiadas para que girem de forma concêntrica com o diferencial. O rolamento constitui o segundo ponto de apoio da junta de transmissão, dando estabilidade à tulipa e aumentando a eficiência de transmissão de potência. Os elementos são ilustrados na figura 5-3.

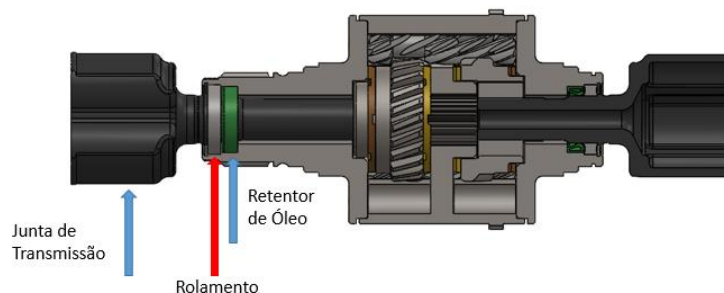


Figura 5-3: Elementos de vedação e suporte no diferencial.

#### 6. Lubrificação à óleo:

O diferencial deve ser lubrificado à óleo e possuir projeto de vedação para manter o óleo na carcaça. É necessário também um respiro de óleo para que a pressão dentro da carcaça se mantenha abaixo de um limite seguro. Para completar o sistema é preciso também um furo de sangria e um de entrada de ar para colocar e retirar o óleo.

#### 7. Mancais com sistema para tensionar corrente:

Esse critério é justificado pelo desgaste da corrente. Com o tempo de uso a corrente sofre alongamento e para mantê-la na tensão ideal é necessário um tensionador. Além disso, na montagem da corrente é comum que a corrente fique muito curta ou muito longa, fazendo com que trabalhe fora da tração ideal de repouso.

#### 8. Fácil Manutenção:

A linha de transmissão deve possuir fácil manutenção visto que o veículo é projetado para competir, assim, é importante que os ajustes e eventuais trocas de peças sejam feitas de forma facilitada e rápida.

#### 9. Ancoragem no motor:

O sistema deve ser ancorado no motor por uma estrutura intermediária. Isso melhora o alinhamento total do sistema, torna a linha de transmissão mais compacta e não gera tensões residuais nas barras do chassi. Além disso, o sistema se torna modular, fica muito mais fácil a transposição do sistema para outro veículo por exemplo.

#### 10. Mancais devem possuir união não permanente:

Com a roda dentada fora dos mancais, há uma tensão muito grande no mancal mais próximo à coroa, há a geração de momentos que tendem a rotacionar o diferencial em torno dos eixos “y” e “z”. Uma Ligação entre os mancais aumenta consideravelmente a rigidez do sistema. Além disso, anula os efeitos axiais prejudiciais nos mancais gerados pelas engrenagens do diferencial.

O projeto conceitual é composto por três conceitos diferentes, variando principalmente o bloqueio do diferencial em cada conceito, que é o parâmetro principal que se muda em diferenciais semi-blocantes. Essa variação traz consigo outros parâmetros, como peso do sistema, facilidade de manufatura, montagem e manutenção do sistema. Ao final, a melhor escolha é definida por tabela de decisão.

## **5.1 MATERIAIS E PROCESSOS DE FABRICAÇÃO**

O material para a carcaça do diferencial será o aço AISI 4340 Normalizado, assim como no projeto de 2015 e 2016 a fabricação será feita por meio de usinagem de comando numérico computadorizado. Essa escolha de material se deve em razão da experiência acumulada da Apuama Racing, benchmarking de outras equipes e pesquisas bibliográficas. Em anos anteriores foi utilizado alumínio no projeto e o resultado foi a falha de alguns componentes e o desgaste excessivo de outros. Como o fator financeiro é um limitante para equipe, é importante possuir projetos com alta confiabilidade e que possuam vida longa de operação. A utilização do alumínio no projeto não confere isso, por um lado, há a diminuição da massa que é essencial, porém de outro, a vida das

peças é bem menor e pelo histórico da equipe, é mais provável que o fornecedor erre ao fornecer a liga correta de alumínio do que a de aço, o que afeta diretamente a confiabilidade da peça. Além disso, o diferencial deve ser feito de material duro e resistente, pois além de grandes esforços cisalhantes na estrutura, há grande esforços compressivos nas faces dos componentes.

O aço AISI 4340 normalizado ainda pode ser tratado termicamente para melhorar suas propriedades mecânicas. Esse aço é bastante utilizado no ramo automobilístico em razão de suas excelentes propriedades mecânicas. A tabela 5-2 ilustra a composição e algumas das propriedades desse aço normalizado:

Tabela 5-2: Propriedades do Aço AISI 4340 normalizado – 100 mm [22].

Propriedade Mecânicas	S.I	Composição	S.I
Densidade	7,85 g/cm <sup>3</sup>	C	0.37 – 0.43 %
Dureza – Rockwell C (HRC)	35	Cr	0.70 – 0.90 %
Limite de Resistência à tração	1110 MPa	Fe	95.195 – 96.33 %
Limite de Escoamento (S <sub>y</sub> )	710 MPa	Mn	0.60 – 0.80 %
Módulo de Elasticidade	200 GPa	Mo	0.20 – 0.30 %
Módulo de Cisalhamento	78 GPa	Ni	1.65 – 2.0 %
Coeficiente de Poisson	0.29	P	≤ 0.035 %
		Si	0.15 – 0.30 %
		S	≤ 0.040 %

O material para as engrenagens e para os mancais é definido na seção 6 deste trabalho.

## 5.2 CONCEITO 1

O primeiro conceito é baseado no modelo T-1 da Torsen, porém modificado e otimizado para as situações da Fórmula SAE. As principais mudanças seriam na carcaça do diferencial e na mudança dos discos de atrito interno ou nas engrenagens para a alteração da taxa de bloqueio.

O sistema utiliza um engrenamento patenteado *Invex gearing* que gera resistência aumentando a tração disponível na roda de menor tração. O sistema assemelha-se a um engrenamento pinhão sem fim coroa, onde o pinhão sem fim consegue transmitir movimento para a coroa, porém a coroa tem grande dificuldade de fazê-lo em razão do atrito. No *Invex gearing*, as engrenagens solares conseguem transmitir potência para as planetárias, mas as planetárias têm grande dificuldade em fazer o caminho contrário. Quando isso ocorre, o sistema inteiro tende a travar, gerando resistência à diferenciação

e aumentando a capacidade trativa do veículo. A figura 5-4 mostra o conceito do sistema:



Figura 5-4: Conceito 1: modificação e reforço da geometria do T-1.

As vantagens desse conceito são:

- A configuração das engrenagens gera alto valor de TBR. A porcentagem de bloqueio pode ser alterada ainda por meio da alteração do ângulo de hélice das engrenagens e mudança de material dos discos de atrito;
- Familiaridade da equipe com esse conceito. A equipe trabalha desde 2012 com essa configuração de engrenagens, o que torna mais fácil alguns pontos do projeto;
- Possui longa vida de operação, uma vez que não utiliza de discos de embreagem ou molas para gerar o TBR. Esses elementos quando presentes exigem manutenção periódica mais célere;
- A fabricante fornece o desenho técnico original do diferencial, e algumas informações de projeto importantes para a realização de um projeto que utilize o T-1 como base.

As desvantagens desse conceito:

- O trem de engrenagens possui montagem complexa. As engrenagens planetárias possuem em sua porção média dentes helicoidais que se acoplam às engrenagens solares, e dentes retos em suas extremidades que se acoplam com a planetária par. Para a montagem correta, as engrenagens devem ser defasadas em determinados ângulos para o funcionamento correto do diferencial

(*timing the differential*). Caso as engrenagens sejam montadas de forma errada, é possível que o sistema falhe de forma catastrófica;

- Mesmo com o reforço da geometria, o diferencial por ser usinado em duas partes e pela localização das engrenagens, possui uma zona de fragilidade, onde há grande concentração de tensão. Isso afeta bastante a integridade estrutural da peça e exige que o projeto fique mais pesado, pois a geometria não possui alta rigidez;
- Outro problema é que a carcaça e as engrenagens planetárias possuem usinagem difícil. A carcaça em razão do filete de base que deve ser adicionado para suavizar a concentração de tensão, exige um centro de usinagem de no mínimo 4 eixos, além de muitas horas de usinagem. As engrenagens planetárias por sua vez, exigem a fabricação de três sistemas de dentes na mesma peça. Além disso, a união entre os dentes helicoidais e retos deve ser filetada para suavizar as tensões. Dessa forma, a fabricação desses componentes se torna bastante cara;
- O projeto de vedação fica dificultado, uma vez que a geometria da carcaça é aberta pela característica do arranjo das engrenagens. Deve ser feita uma peça extra, além de ressaltos e rebaixos para evitar a saída de óleo.
- Outro ponto é a folga diametral, como a conexão entre as engrenagens planetárias é por engrenamento de dentes retos, há uma folga maior, o que causa atraso quando há mudança de sentido no torque resultante transferido para diferencial. Isso prejudica o controle e a estabilidade do veículo.

### **5.3 CONCEITO 2**

O segundo conceito se baseia no Torsen T-2. As principais mudanças propostas seriam adição/remoção de um par de engrenagens solares, reprojetado da carcaça e reprojetado das engrenagens com alteração da taxa de bloqueio e diminuição de peso.

O sistema utiliza engrenagens helicoidais e sua característica de gerar forças axiais e forças contra a carcaça. Essas forças, que são proporcionais ao torque de entrada, comprimem as engrenagens contra as superfícies da carcaça, gerando torques de atrito que resistem à rotação dessas engrenagens. Isso gera resistência à diferenciação e constitui um bloqueio parcial do diferencial que é responsável por melhorar a tração total disponível do veículo e melhorar o comportamento dinâmico deste. O ângulo de hélice, o ângulo de pressão, o ângulo de separação das engrenagens e o coeficiente de atrito das superfícies são as variáveis que determinam o TBR nesse diferencial.



Não há nesse conceito diferença entre os valores de TBR de aceleração e de frenagem, uma vez que o diferencial não é influenciado pelas forças de frenagem nas rodas aplicadas pelo sistema de freio [4]. O TBR de frenagem é sensível apenas à força de resistência do motor (por bombeamento) – *engine braking force* – como essa força é pequena, a geração de resistência também é, tornando assim o diferencial próximo de um aberto quando há pouco torque passando por ele [2].

A figura 5-5 ilustra um esquemático do sistema de engrenagens e da carcaça do diferencial:



Figura 5-5: Engrenamento e carcaça do T-2 – (a) e (b).

As principais vantagens desse conceito são:

- Sua montagem é extremamente simples, não há aqui *timing* de engrenagens. As engrenagens são montadas aos pares de forma bem fácil, e todo sistema gira bem livre antes e depois de todas as engrenagens estarem acopladas;
- Sua carcaça possui alta rigidez por conta de sua geometria contínua e robusta. Além disso sua fabricação é bastante simples, exige apenas um torno mecânico comum e uma fresadora de apenas 3 eixos. O que torna o projeto muito acessível financeiramente;
- A carcaça do diferencial auxilia no projeto de vedação, uma vez que não é necessário fabricar uma capa para impedir a saída do óleo, a própria carcaça já faz isso;
- As engrenagens são todas helicoidais, e possuem geometrias simples, o que facilita sua fabricação e também auxilia a diminuir o custo;
- Possui longa vida de operação, uma vez que não utiliza de discos de embreagem ou molas para gerar o TBR. Esses elementos quando presentes exigem manutenção periódica mais célere.

As principais desvantagens desse conceito são:

- Não há muita informação do fabricante a respeito desse diferencial;
- O TBR é função principalmente das engrenagens e do coeficiente de atrito das interfaces engrenagem/carcaça, por isso não há grande amplitude de variação do bloqueio como em outros diferenciais – TBR do diferencial *Drexler* varia de 3.08:1 até 15:1.

## 5.4 CONCEITO 3

A terceira alternativa é utilizar o conceito 2 adicionando discos de atrito e molas centrais para maximizar o atrito gerado pelo diferencial e, por conseguinte aumentar a tração do veículo. Esse diferencial é baseado no diferencial *Quaife* e também no *Torsen T-2R* ilustrado na figura 5-6.

As vantagens desse conceito são:

- Atinge os maiores valores de TBR entre os conceitos analisados, por conseguinte confere ao veículo melhor tração;
- A carcaça do diferencial auxilia no projeto de vedação, uma vez que não é necessário fabricar uma capa para impedir a saída do óleo, a própria carcaça já faz isso.

As desvantagens desse conceito são:

- O sistema possui montagem complexa, com muitos componentes móveis. Isso torna o sistema mais propenso a falhas;
- Possui manutenção mais cara e mais precoce que os outros conceitos, pois utiliza de discos de embreagem e de molas para aumentar a porcentagem de bloqueio. Com o aumento de horas de funcionamento do veículo, esses componentes vão se desgastando e perdendo eficiência;
- Em razão desses elementos, o diferencial fica mais pesado, diminuindo a eficiência do sistema de transmissão;
- A carcaça deve possuir geometria mais complexa para adequar os componentes extras ao diferencial, aumentando o custo do projeto.

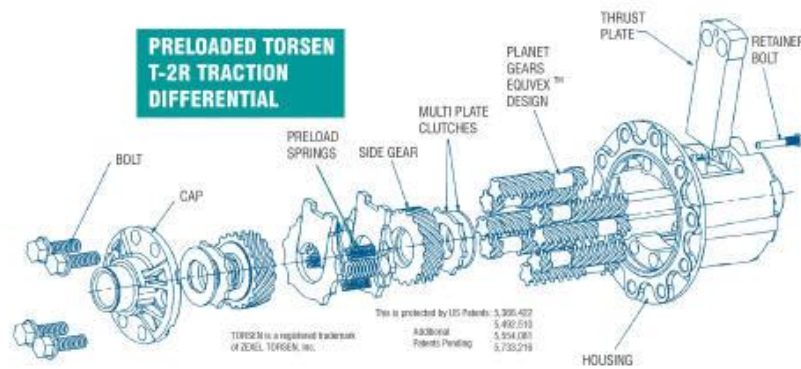


Figura 5-6: Esquemático do diferencial *Quaife* ou T-2R [8].

## 5.5 TABELA DE DECISÃO

Para escolher entre os três diferentes conceitos, foi utilizado uma tabela de decisão, a tabela 5-3, atribuindo pontos para os quesitos importantes do projeto. As notas variam de 1 a 3, sendo 1 o pior entre os conceitos com relação aquele critério e 3 o melhor.

Tabela 5-3: Matriz de decisão entre os 3 projetos conceituais.

Crítérios	Conceito 1	Conceito 2	Conceito 3
TBR	2	1	3
Rigidez da Geometria	1	3	2
Volume/Peso	2	3	1
Usinabilidade	1	3	2
Montagem	1	3	1
Manutenção	3	3	1
Vida Útil	3	3	1
Custo	1	3	1
Total	14	22	12

Os critérios apresentados na tabela 5-3 definem diversos parâmetros que são base para definir o conceito final do projeto. Dessa forma, cabe breve explicação do porquê desses critérios.

### 1) TBR:

O critério de TBR foi analisado do ponto de vista do conceito que atinja o maior TBR, não necessariamente maior bloqueio é melhor para a dinâmica do veículo. Porém quanto maior a elasticidade desse critério, melhor, pois se torna mais fácil chegar na zona de performance ótima.

### 2) Rigidez da Geometria:

Esse critério é relacionado com o arranjo geométrico do conceito. Uma vez que o carregamento no diferencial consiste em uma série de momentos e cortantes, a geometria deve ser compatível com esses esforços, utilizando da melhor forma possível a massa distribuída no componente e para que não haja zonas de grande fragilidade em razão da composição do conceito.

### 3) Volume/Peso:

Esse critério é bastante simples do ponto de vista de performance. O ideal é que as peças ocupem um baixo volume e possuam baixo peso, para melhorar o empacotamento do carro e deixá-lo com poucos espaços vazios e assim reduzir peso. A redução de peso é importante para todos os elementos do veículo, uma vez que sua capacidade de aceleração é inversamente proporcional à sua inércia.

### 4) Usinabilidade:

A usinabilidade do componente está relacionada com uma das limitações que a equipe possui. Do ponto de vista de fabricação, a equipe Apuama Racing normalmente possui dificuldades para a manufatura das peças do veículo, por isso é importante que o conceito seja de fácil manufatura, o que diminui também os custos.

### 5) Montagem:

A montagem do projeto deve ser fácil, pois durante a competição caso haja alguma avaria no sistema, seja possível desmontá-lo e montá-lo de forma rápida e correta. Além disso, quanto mais fácil for a montagem componente maiores as chances de não ocorrer erro durante sua montagem.

### 6) Manutenção:

A manutenção do sistema deve possuir baixo custo. O ideal é que as manutenções consistissem apenas da troca de óleo do diferencial, que nenhum componente fosse trocado de forma regular.

### 7) Vida Útil:

O componente será projetado para uma vida longa, porém alguns componentes, em razão de sua característica e custo, como embreagens e molas devem ser trocados de forma periódica. Isso aumenta os custos do projeto e exige manutenções mais céleres. Dessa forma, idealmente, o projeto deveria possuir vida útil alta de seus componentes para reduzir os custos.

### 8) Custo:

Inserido em diversos outros critérios, este é um dos mais importantes, pois representa outro limitante para a equipe. O projeto deve ser o mais barato possível, abaixo do preço de soluções comerciais próprias para a competição Fórmula SAE – Diferencial *Drexler* por exemplo.

De acordo com os critérios definidos na tabela 5-3 o conceito escolhido é o conceito 2, que busca proximidade com o modelo Torsen T-2.

## 5.6 ANÁLISE CINEMÁTICA

O diferencial, como visto na revisão bibliográfica, funciona de acordo com a situação que está submetido. São duas situações basicamente: em linha reta e em curvas. Em linha reta, as engrenagens planetárias, solares e a carcaça giram como uma unidade sólida, sem movimentos relativos entre si. Nesse caso há distribuição igualitária de torque e velocidade para as rodas. Em curvas, as engrenagens planetárias giram ao redor das engrenagens solares, conferindo um acréscimo de velocidade à engrenagem solar solidária à roda mais externa e um decréscimo de velocidade à engrenagem solar solidária à roda interna à curva. As duas engrenagens solares ainda giram no mesmo sentido, porém com velocidade angulares diferentes. Porém, nesse diferencial, como já discutido, há resistência à diferenciação, então a roda mais interna à curva é ligeiramente acelerada e a roda externa ligeiramente desacelerada. Para melhorar o entendimento a análise cinemática foi feita em vários diagramas de componentes. Na figura 5-7 há o diagrama de corpo livre da engrenagem solar de mão direita:

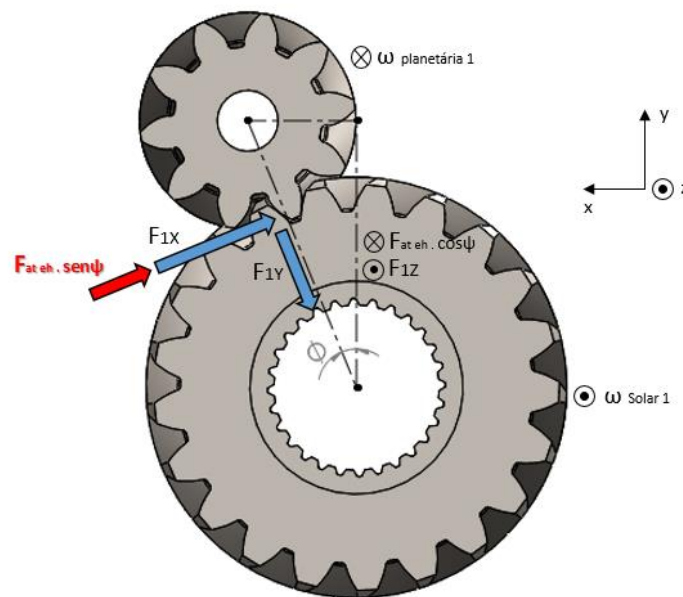


Figura 5-7: Diagrama de Forças na engrenagem solar 1 (mão direita) - Plano XY.

As forças e os momentos nos eixos “x” e “y” não são pertinentes para a análise, assim serão suprimidos. É possível relacionar as forças e os momentos por meio das equações (31) e (33) para a engrenagem solar de mão direita:

$$\sum F_z = F_{1Z} - F_{at\ eh} \cdot \cos \psi - R_{Zs1} = 0 , \quad (31)$$

$$R_z = F_{1Z} - F_{at\ eh} \cdot \cos \psi , \quad (32)$$

$$\sum M_z = T_1 = -(F_{1X} + F_{at\ eh} \cdot \sin \psi) \cdot \frac{d_{Ps}}{2} - R_{Zs1} \cdot r_{csh} \cdot \mu_{sh} \quad (33)$$

Onde:

- $F_{1X}$ : Força tangencial originada do acoplamento de engrenagens helicoidais;
- $F_{1Y}$ : Força radial originada do acoplamento de engrenagens helicoidais;
- $F_{1Z}$ : Força axial originada do acoplamento de engrenagens helicoidais;
- $F_{at\ eh}$ : Força de atrito em razão do engrenamento helicoidal;
- $R_{Zs1}$ : Força de reação normal da carcaça.
- $d_{Ps}$ : Diâmetro primitivo da engrenagem solar;
- $\mu_{sh}$ : Coeficiente de atrito interface engrenagem solar/carcaça;
- $r_{csh}$ : Raio de contato da engrenagem solar com a carcaça
- $\psi$ : Ângulo de hélice da engrenagem helicoidal
- $T_1$ : Torque na engrenagem solar 1 (mão direita)

Para as engrenagens planetárias, os diagramas das figuras 5-8 e 5-9 representam as forças atuantes.

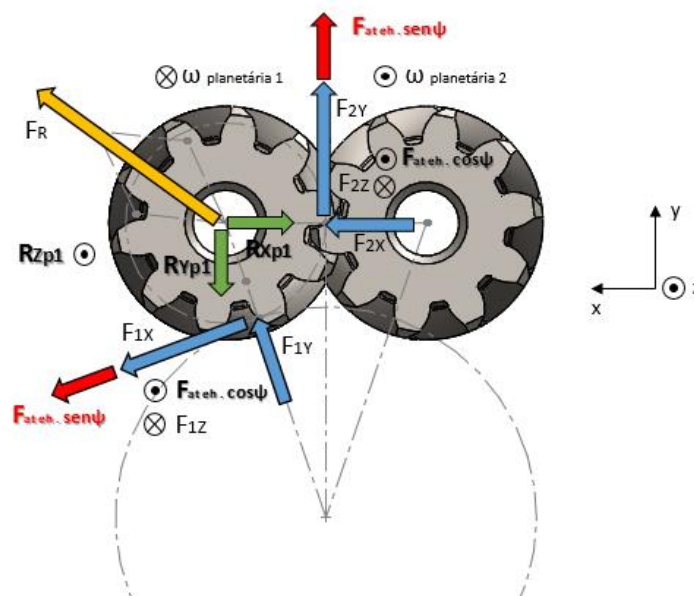


Figura 5-8: Diagrama de Forças na engrenagem planetária 1 (mão esquerda) – Plano XY.

É possível relacionar as forças e os momentos na planetária mão esquerda pelas equações de equilíbrio (34), (36), (38) e (40):

$$\sum F_x = F_{1X} \cdot \cos \varphi + F_{at\ eh} \cdot \sin \psi \cdot \cos \varphi + F_{1Y} \cdot \sin \varphi + F_{2X} - R_{xp1} = 0, \quad (34)$$

$$R_{xp1} = F_{1X} \cdot \cos \varphi + F_{at\ eh} \cdot \sin \psi \cdot \cos \varphi + F_{1Y} \cdot \sin \varphi + F_{2X}. \quad (35)$$

$$\sum F_y = -F_{1X} \cdot \sin \varphi - F_{at\ eh} \cdot \sin \psi \cdot \sin \varphi + F_{1Y} \cdot \cos \varphi + F_{2Y} + F_{at\ eh} \cdot \sin \psi - R_{yp1} = 0, \quad (36)$$

$$R_{yp1} = -F_{1X} \cdot \sin \varphi - F_{at\ eh} \cdot \sin \psi \cdot \sin \varphi + F_{1Y} \cdot \cos \varphi + F_{2Y} + F_{at\ eh} \cdot \sin \psi. \quad (37)$$

$$\sum F_z = -F_{1Z} + F_{at\ eh} \cdot \cos \psi - F_{2Z} + F_{at\ eh} \cdot \cos \psi + R_{zp}, \quad (38)$$

$$R_{zp1} = F_{1Z} - F_{at\ eh} \cdot \cos \psi + F_{2Z} - F_{at\ eh} \cdot \cos \psi. \quad (39)$$

$$\sum M_z = (F_{2Y} + F_{at\ eh} \cdot \sin \psi - F_{1X} - F_{at\ eh} \cdot \sin \psi) \cdot \frac{d_{pp}}{2} + |R_H| \cdot \mu_{ph} \cdot r_{Tp} + R_{zp1} \cdot \mu_{ph} \cdot r_{cph} = 0. \quad (40)$$

Onde:

- $R_{xp1}$ ,  $R_{yp1}$  e  $R_{zp1}$  são as reações da carcaça do diferencial na engrenagem planetária 1 (mão direita);
- $\varphi$ : Ângulo de separação entre as engrenagens planetárias;
- $F_{2X}$ : Força tangencial originada do acoplamento de engrenagens helicoidais;
- $F_{2Y}$ : Força radial originada do acoplamento de engrenagens helicoidais;
- $F_{2Z}$ : Força axial originada do acoplamento de engrenagens helicoidais;
- $R_H$ : Força Resultante das reações em “x” e “y”, possui mesmo módulo de  $F_R$ ;
- $d_{pp}$ : Diâmetro primitivo da engrenagem planetária;
- $r_{Tp}$ : Raio de topo da engrenagem planetária

As forças  $F_1$  e  $F_2$  possuem mesmo módulo, pois decorrem da interação do engrenamento.

A equação (33) juntamente com a (40) possuem termos de resistência ao torque no eixo “z”, o que dificulta a diferenciação por um lado e por outro conecta os eixos e permite que, por meio da ligação de atrito, mais torque seja transferido para a roda com maior velocidade angular.

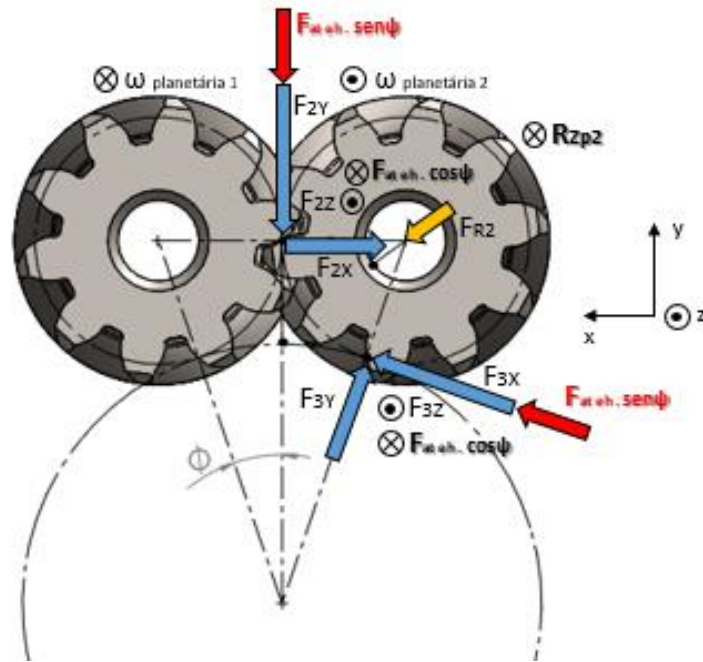


Figura 5-9: Diagrama de Corpo livre da planetária 2 (mão direita)

Pela figura 5-9 é possível relacionar as forças e os momentos na planetária direita pelas equações de equilíbrio (41), (42), (43) e (44):

$$\sum F_x = -F_{2X} + F_{3X} \cdot \cos \varphi + F_{at\ eh} \cdot \sin \psi \cdot \cos \varphi - F_{3Y} \cdot \sin \varphi - R_{xp2} = 0. \quad (41)$$

$$\sum F_y = -F_{2Y} - F_{at\ eh} \cdot \sin \psi + F_{3Y} \cdot \cos \varphi + (F_{3X} + F_{at\ eh} \cdot \sin \psi) \cdot \sin \varphi + R_{yp2} = 0. \quad (42)$$

$$\sum F_z = F_{2Z} - F_{at\ eh} \cdot \cos \psi + F_{3Z} - F_{at\ eh} \cdot \cos \psi - R_{zp2} = 0. \quad (43)$$

$$\sum M_z = (F_{2Y} + F_{at\ eh} \cdot \sin \psi - F_{3X} - F_{at\ eh} \cdot \sin \psi) \cdot R_{pp} - R_{zp2} \cdot \mu_{ph} \cdot r_{cph} = 0. \quad (44)$$

As forças  $F_2$  e  $F_3$  possuem mesmo módulo, pois decorrem da interação do engrenamento. A força resultante 2 ( $F_{R2}$ ) pressiona as outras engrenagens do diferencial, porém como há simetria – 4 pares de engrenagens – essa força é anulada pela mesma força gerada nos outros pares.

Para a solar mão esquerda o diagrama fica bem parecido com a da engrenagem solar mão direita, assim sua representação será suprimida. As equações de equilíbrio (45), (46) e (47) relacionam as forças nessa engrenagem:



$$\sum F_z = -F_{3Z} + F_{at\ eh} \cdot \cos \psi + R_{Zs2} = 0, \quad (45)$$

$$R_{Zs2} = F_{3Z} - F_{at\ eh} \cdot \cos \psi, \quad (46)$$

$$\sum M_z = T_2 = -(F_{3X} + F_{at\ eh} \cdot \sin \psi) \cdot \frac{d_{ps}}{2} + R_{Zs2} \cdot R_{csh} \cdot \mu_{sh} \quad (47)$$

Com as equações desenvolvidas, é possível relacioná-las com o TBR. As forças axiais na figura 5-10 (a) são forças originadas do engrenamento helicoidal e comprimem as engrenagens contra a carcaça, gerando um torque de atrito que resiste à diferença de velocidade rotacional das engrenagens pares. Outras forças importantes para geração de resistência dentro do diferencial são as em azul na figura 5-10 (b), que são forças que comprimem as engrenagens planetárias contra a carcaça e também provocam um torque de resistência à rotação diferente das engrenagens solares.

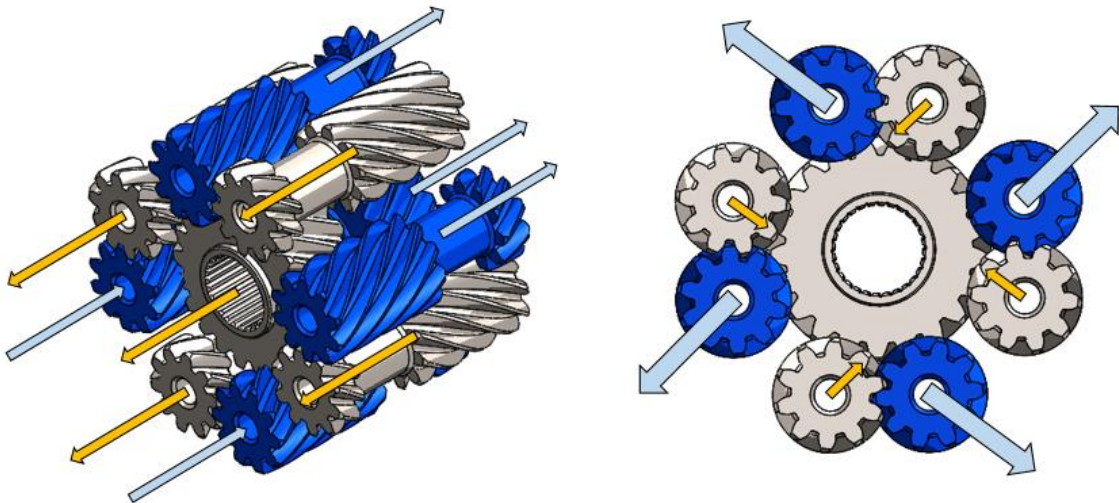


Figura 5-10: Direção e sentido das forças durante aceleração positiva (a) vista isométrica (b) vista frontal

A resistência gerada pelo diferencial é dependente do torque, assim quanto mais torque entregue a ele, maior é a força gerada e maior é a capacidade de tração nas rodas do veículo. Da mesma forma, quando o veículo está transmitindo pouco torque a força de resistência gerada é baixa e permite uma operação com baixa resistência à diferenciação, o tornando mais livre. Isso ocorre principalmente durante a frenagem realizada pelo motor (*engine braking force*).

Como visto o TBR é uma medida da resistência gerada dentro do diferencial e pode ser calculado pela equação (20), já mencionada na seção 2 deste trabalho:

$$TBR = \frac{T_1}{T_2}. \quad (20)$$

$T_1$  e  $T_2$  são os momentos resultantes nas engrenagens solares dados pelas equações (33) e (47) respectivamente, substituindo-os na equação (58), obtém-se:

$$TBR = \frac{-(F_{1X} + F_{at\ eh} \cdot \sin \psi) \cdot \frac{d_{ps}}{2} - R_{Zs1} \cdot R_{csh} \cdot \mu_{sh}}{-(F_{3X} + F_{at\ eh} \cdot \sin \psi) \cdot \frac{d_{ps}}{2} + R_{Zs2} \cdot R_{csh} \cdot \mu_{sh}} \quad (48)$$

Para resolver a equação (58), é necessário utilizar as relações (49), (50), (51) e (52) que indicam a relação entre as forças em um engrenamento helicoidal, a equação (53) que indica a relação entre os coeficientes de atrito no diferencial e a relação (54) que indica o cálculo do raio de contato para o torque de atrito, retirada de [1] da seção de embreagens de discos axiais.

$$F_r = F_y = F \cdot \sin \theta, \quad (49)$$

$$F_t = F_x = F \cdot \cos \theta \cdot \cos \psi, \quad (50)$$

$$F_a = F_z = F \cdot \cos \theta \cdot \sin \psi, \quad (51)$$

$$F_{at\ eh} = \mu \cdot F, \quad (52)$$

$$\mu = \mu_{ph} = \mu_{sh}, \quad (53)$$

$$R_{csh} = \frac{2 \cdot (R_{Mc}^3 - r_{mc}^3)}{3 \cdot (R_{Mc}^2 - r_{mc}^2)}. \quad (54)$$

Onde:

- $R_{csh}$ : Raio de contato para cálculo do torque de atrito;
- $R_{Mc}$ : Diâmetro maior em contato com a superfície;
- $r_{mc}$ : Diâmetro menor em contato com a superfície.

Colocando todas as forças em função de  $F_z$ , obtém-se a equação (55):

$$TBR = \frac{-F_{1Z} \cdot \left[ \frac{d_{ps}}{2} \cdot \left( \frac{1}{\tan \psi} + \frac{\mu}{\cos \theta} \right) + R_{csh} \cdot \mu_{sh} \cdot \left( 1 - \frac{\mu}{\cos \theta \cdot \tan \psi} \right) \right]}{-F_{3Z} \cdot \left[ \frac{d_{ps}}{2} \cdot \left( \frac{1}{\tan \psi} + \frac{\mu}{\cos \theta} \right) - R_{csh} \cdot \mu_{sh} \cdot \left( 1 - \frac{\mu}{\cos \theta \cdot \tan \psi} \right) \right]} \quad (55)$$

Para encontrar a relação  $F_{1Z}/F_{3Z}$  é necessário voltar nos diagramas de corpo livre das engrenagens planetárias. Primeiramente, é necessário calcular a reação  $R_H$  em módulo e para isso é necessário  $R_{Xp1}$  e  $R_{Yp1}$ . Colocando todas as forças em função de  $F_z$ , obtém-se as equações (56) e (57):

$$R_x = F_{1z} \cdot \left( \frac{\cos \varphi}{\tan \psi} + \frac{\mu \cdot \cos \varphi}{\cos \theta} + \frac{\tan \theta \cdot \sin \varphi}{\sin \psi} + \frac{\tan \theta}{\sin \psi} \right), \quad (56)$$

$$\text{constante P} = \left( \frac{\cos \varphi}{\tan \psi} + \frac{\mu \cdot \cos \varphi}{\cos \theta} + \frac{\tan \theta \cdot \sin \varphi}{\sin \psi} + \frac{\tan \theta}{\sin \psi} \right).$$

$$R_y = F_{1z} \cdot \left( -\frac{\sin \varphi}{\tan \psi} - \frac{\mu \cdot \sin \varphi}{\cos \theta} + \frac{\tan \theta \cdot \cos \varphi}{\sin \psi} + \frac{1}{\tan \psi} + \frac{\mu}{\cos \theta} \right), \quad (57)$$

$$\text{constante Q} = \left( -\frac{\sin \varphi}{\tan \psi} - \frac{\mu \cdot \sin \varphi}{\cos \theta} + \frac{\tan \theta \cdot \cos \varphi}{\sin \psi} + \frac{1}{\tan \psi} + \frac{\mu}{\cos \theta} \right).$$

$$|F_R| = |R_H| = \sqrt{R_x^2 + R_y^2 - 2 \cdot R_x \cdot R_y \cdot \cos \beta},$$

$$|F_R| = |R_H| = F_{1z} \cdot \sqrt{(P^2 + Q^2 - 2 \cdot P \cdot Q \cdot \cos \beta)}, \quad (58)$$

$$\text{constante K} = \sqrt{(P^2 + Q^2 - 2 \cdot P \cdot Q \cdot \cos \beta)}.$$

$F_R$  é a força resultante do engrenamento na planetária mão direita, e  $R_H$  é o par de ação e reação dessa força resultante.

Agora, podemos nos concentrar sobre os momentos resultantes em “z” nas engrenagens planetárias demonstrados nas equações (40) e (44) já mencionadas. Nota-se que o termo  $(F_{2y} + F_{at\ eh} \cdot \sin \psi)$  é comum às equações. Assim, isolamos este termo em uma das equações e substituímos na outra.

$$\begin{aligned} \sum M_z = (F_{2y} + F_{at\ eh} \cdot \sin \psi - F_{1x} - F_{at\ eh} \cdot \sin \psi) \cdot \frac{d_{pp}}{2} + |R| \cdot \mu_{ph} \cdot r_{Tp} \\ + R_{zp1} \cdot \mu_{ph} \cdot r_{cph} = 0. \end{aligned} \quad (40)$$

$$\begin{aligned} \sum M_z = (F_{2y} + F_{at\ eh} \cdot \sin \psi - F_{3x} - F_{at\ eh} \cdot \sin \psi) \cdot \frac{d_{pp}}{2} - R_{zp2} \cdot \mu_{ph} \cdot r_{cph} \\ = 0. \end{aligned} \quad (44)$$

O resultado é a equação (59):

$$\begin{aligned} 0 = -(F_{1x} + F_{at\ eh} \cdot \sin \psi - F_{3x} - F_{at\ eh} \cdot \sin \psi) \cdot \frac{d_{pp}}{2} + |R| \cdot \mu_{ph} \cdot r_{Tp} \\ + R_{zp1} \cdot \mu_{ph} \cdot r_{cph} + R_{zp2} \cdot \mu_{ph} \cdot r_{cph} \end{aligned} \quad (59)$$

Colocando todos os termos em função da componente no eixo “z” e forçando a relação  $F_{1z}/F_{3z}$ , obtemos:

$$\frac{F_{1Z}}{F_{3Z}} = \frac{\left[ -\frac{d_{pp}}{2 \cdot \tan \psi} + 2 \cdot \left( 1 - \frac{\mu}{\cos \theta \cdot \tan \psi} \right) \cdot \mu \cdot r_{cph} \right]}{\left[ \frac{d_{pp}}{2 \cdot \tan \psi} - K \cdot \mu \cdot r_{Tp} - 2 \cdot \left( 1 - \frac{\mu}{\cos \theta \cdot \tan \psi} \right) \cdot \mu \cdot r_{cph} \right]}, \quad (60)$$

$$\text{constante } C = \frac{F_{1Z}}{F_{3Z}}.$$

Com a equação (60), é possível substituir na relação que nos fornece o TBR, e relacioná-lo com parâmetros geométricos das engrenagens de acordo com a equação modificada (61):

$$\text{TBR} = C \cdot \frac{\left[ \frac{d_{ps}}{2} \cdot \left( \frac{1}{\tan \psi} + \frac{\mu}{\cos \theta} \right) + R_{csh} \cdot \mu_{sh} \cdot \left( 1 - \frac{\mu}{\cos \theta \cdot \tan \psi} \right) \right]}{\left[ \frac{d_{ps}}{2} \cdot \left( \frac{1}{\tan \psi} + \frac{\mu}{\cos \theta} \right) - R_{csh} \cdot \mu_{sh} \cdot \left( 1 - \frac{\mu}{\cos \theta \cdot \tan \psi} \right) \right]}. \quad (61)$$

## 5.7 CÁLCULO DO TBR IDEAL

Com o cálculo do TBR é possível ditar como será a influência do diferencial no comportamento dinâmico do veículo. Encontrar o valor ótimo dessa variável é um desafio, pois cada ponto do circuito exige uma determinada configuração, pois há a dependência direta da transferência de peso lateral, dos parâmetros da suspensão, das características do pneu, de como o veículo está sendo pilotado pelo circuito e muitas outras. Há ainda influência do piloto nessa escolha, pois cada piloto tem um estilo de pilotagem e se adequa melhor a determinado comportamento do veículo.

Dessa forma, a estratégia utilizada nesse trabalho será avaliar a diferença de capacidade trativa nos pneus tracionados durante o circuito e analisar por meio de valores médios a melhor escolha ponderando estabilidade do veículo, capacidade de aceleração, estilo de pilotagem entre outros fatores. Não há uma fórmula exata para determinar o valor dessa variável, pois ela depende de diversas variáveis que não podem ser controladas como a temperatura da pista que afeta a capacidade trativa do pneu. O ideal seria um diferencial com valores de TBR que flutuassem com a necessidade, melhorando a tração e a estabilidade do veículo para cada ponto do circuito e para cada variação de temperatura, tração, velocidade, aceleração e outros. Porém, quanto tempo, dinheiro e esforço seriam investidos para fazer esse controle? Assim, é feito um compromisso entre performance, razoabilidade, custo, manufatura e tempo para viabilizar o projeto.

### 5.7.1 FORÇAS NORMAIS NO PNEU

As forças normais nos pneus serão obtidas por simulações de volta. A equipe Apuama Racing desenvolveu uma rotina em *MatLab* que contém a variação da força normal nos

pneus quando o veículo está competindo nas provas dinâmicas da FSAE Brasil. O mesmo trabalho foi utilizado no projeto de graduação “Projeto de um conjunto de mangas de eixo para um veículo Fórmula SAE” de Diniz, A. P. para obter as forças nos elementos da suspensão.

A rotina leva em conta um modelo matemático do carro percorrendo o circuito numa trajetória pré-determinada que é discretizada em sucessivos trechos de retas e curvas de raio constante, sem inclinação ou relevo. O carro é considerado apenas em regime permanente, desprezando todos os efeitos transientes em virtude da simplicidade e da economia de recursos computacionais. O modelo leva em conta a curva de torque x rotação do motor, as relações das engrenagens do sistema da transmissão, suspensão não linear, chassi rígido, equações básicas de aerodinâmica, freios que sempre aproveitam toda a capacidade trativa dos pneus e um modelo matemático dos pneus. A curva do motor, os coeficientes aerodinâmicos e os mapas não lineares da suspensão foram obtidos através de simulações numéricas. Os coeficientes do modelo matemático do pneu foram obtidos através de regressão das equações em dados experimentais obtidos com o TTC (*Tire Test Consortium*).

O TTC é um consórcio voluntário feito entre centenas de universidades no mundo que juntam seus recursos para obter dados de alta qualidade dos pneus utilizados nas competições FSAE e Formula *Student*. O consórcio possui parceria sem fins lucrativos com 52 fornecedoras de pneus e companhias que realizam os testes. A figura 5-11 ilustra um teste na empresa Calspan.



Figura 5-11: Teste de pneu na Calspan [29]

A simulação de pista feita em *Matlab* foi bastante útil para obter valores de diversas variáveis. Uma das mais importantes é a força normal instantânea no pneu. As figuras

5-12 e 5-13 ilustram a variação da força normal durante o *autocross* da Fórmula SAE 2016:

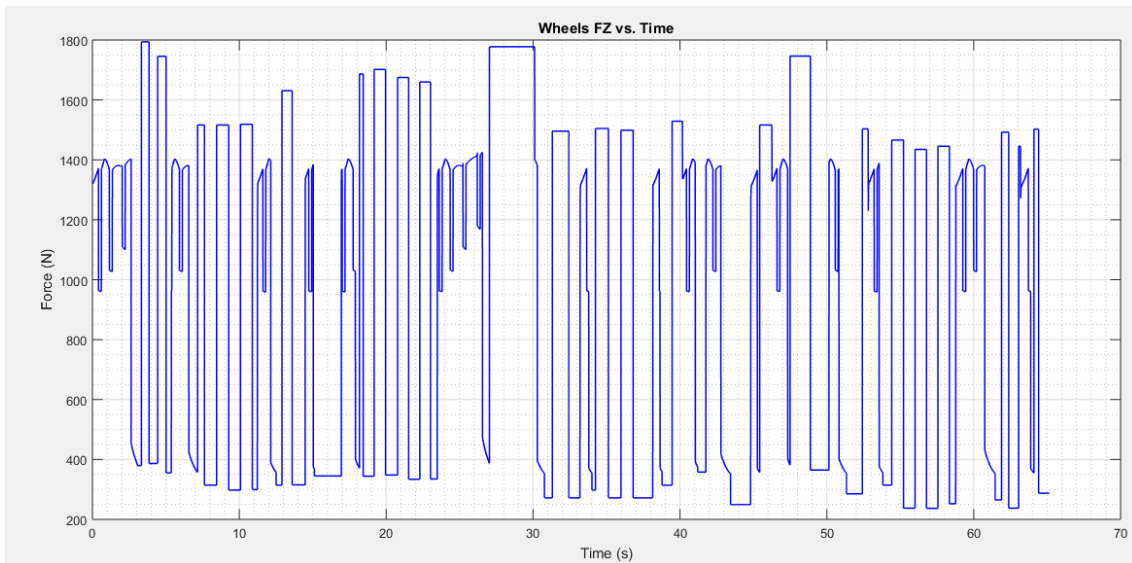


Figura 5-12: Variação da Força Normal na Roda Traseira Esquerda

Na figura 5-12, percebe-se que o máximo de força normal foi de 1800 N, enquanto que o mínimo foi de 260 N aproximadamente.

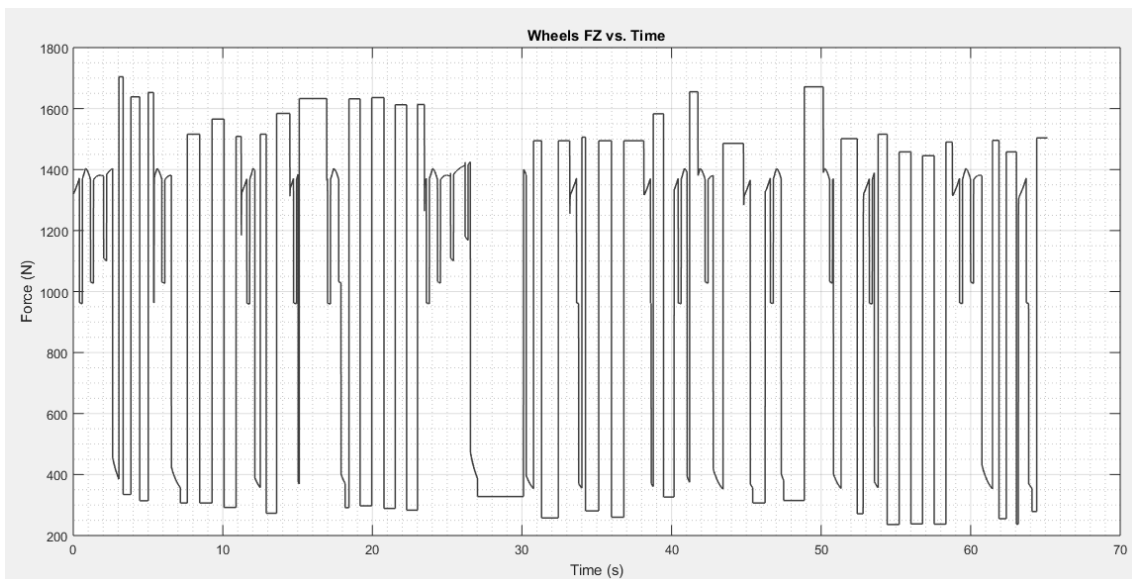


Figura 5-13: Variação da Força Normal na Roda Traseira Direita

Na figura 5-13, percebe-se que o máximo de força normal foi de 1700 N, enquanto que o mínimo foi de 220 N aproximadamente. Nota-se também que os gráficos se complementam, isso se deve à transferência de peso lateral nas curvas, já explicado na seção 2 e se interceptam durante retas do circuito, onde a normal é igual para as duas rodas.

Com os valores de normal nos pneus traseiros, é possível pelas características dos pneus encontrar o momento resistivo que caracteriza a capacidade trativa de cada roda e o TBR ótimo.

Agora, com base na rotina de Matlab, observa-se a variação do ângulo de cambagem durante o circuito, ilustrada na figura 5-4 com o fim de usar o conjunto de dados do TTC que correspondem a essa variação. No TTC, há dados para a inclinação 0°, 2° e 4°. Na figura 5-14 a curva clara corresponde à roda esquerda traseira (RL) e a curva escura à roda traseira direita (RR).

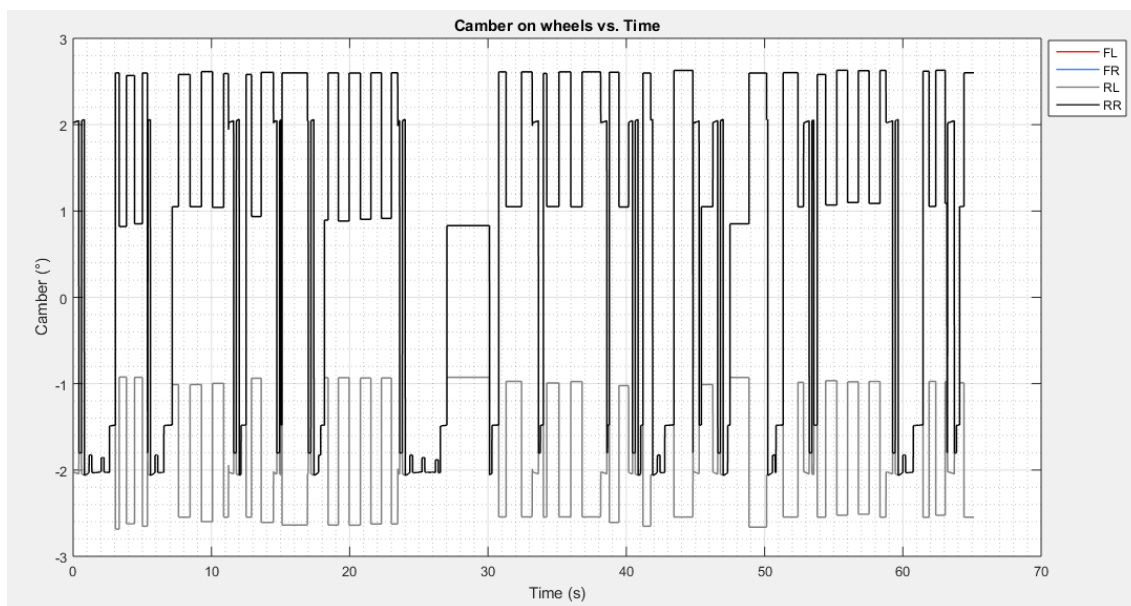


Figura 5-14: Variação de Cambagem por Tempo

Pelo gráfico observa-se que há uma flutuação dos valores. Estes ficam próximos de 1° e 3° e sua média está em aproximadamente 2°, como os dados brutos do TTC contemplam apenas os graus 0°, 2° e 4°, será adotado ângulo de inclinação de 2°, pois é o valor que mais se aproxima dos valores calculados pela rotina.

Ainda com base na simulação de pista observamos que a força normal máxima nos pneus é de cerca de 1800 N, enquanto que a força normal mínima é de 220 N. Os dados do TTC contemplam como dado máximo 1550 N de força normal no pneu e como dado mínimo de 200 N de força normal. Assim, dos dados do TTC, serão utilizados o conjunto de dados para a força normal igual a 1550 N e 200 N.

## 5.7.2 COEFICIENTES DE ATRITO LATERAL E LONGITUDINAL

Mais uma vez será necessário recorrer à base de dados do TTC para obter esses coeficientes. Isso porque esses coeficientes não são constantes e são influenciados de

forma complexa e não linear por uma gama de variáveis físicas, o que torna o seu cálculo difícil de executar sem uma base de dados reais para determiná-lo. Assim, será obtida uma função polinomial com base nos dados obtidos para determinar a curva característica desse coeficiente.

O presente trabalho busca o coeficiente de atrito máximo, pois há interesse em descobrir qual o momento máximo que é possível aplicar a determinada roda sem que ocorra deslizamento. Com esse valor de momento máximo determina-se o TBR.

Outro ponto a ser considerado é o *Slip Angle* do Pneu, pela figura 5-15 é possível observar o *slip angle* cujo coeficiente de atrito lateral é maior. A busca pelo maior coeficiente de atrito lateral se justifica pelo fato de o veículo estar numa situação onde possui maior capacidade de fazer curva.

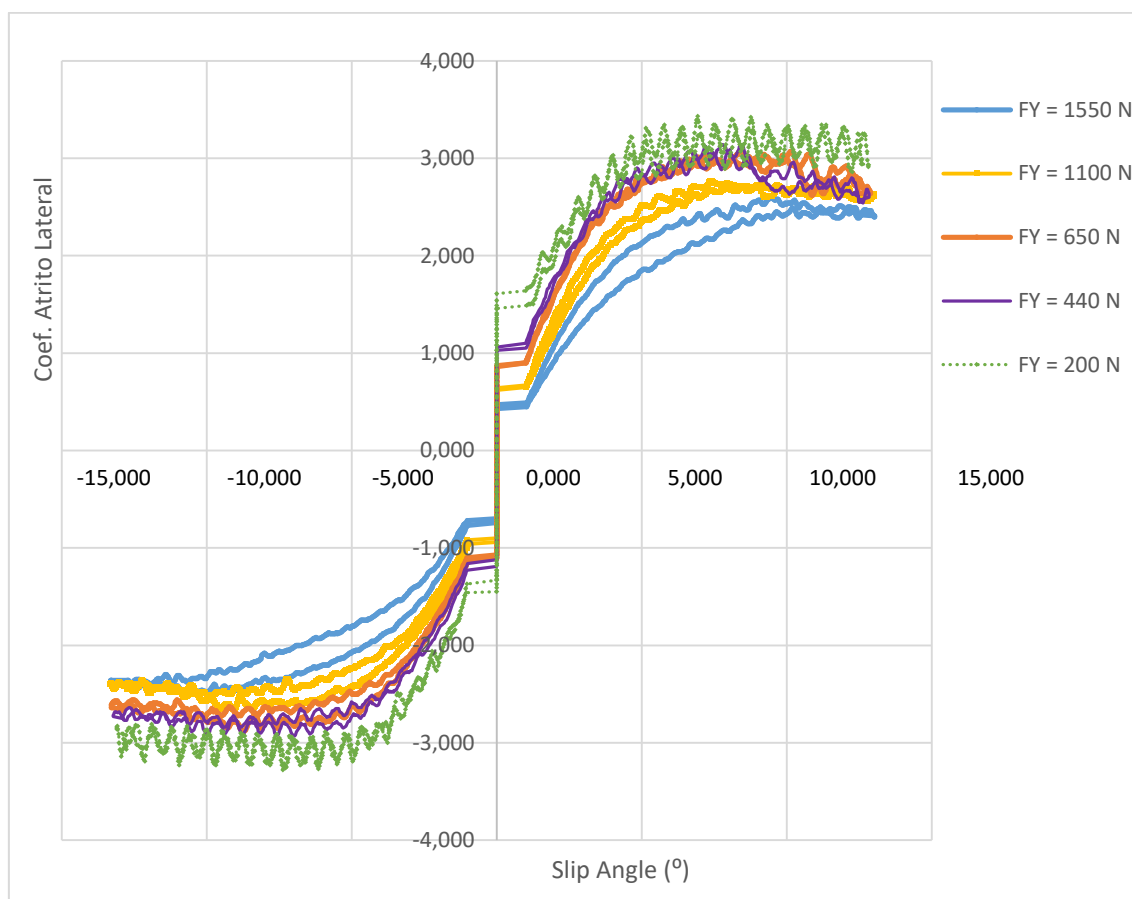


Figura 5-15: Dados do Pneu: *Slip Angle* x Coeficiente de atrito lateral

Em razão da grande quantidade de dados, o gráfico da figura 5-15 não ficou tão nítido, dessa forma, os valores extremos de carga normal no pneu serão separados para que se observe onde ocorre o *slip angle* correspondente ao coeficiente de atrito lateral máximo. Os gráficos para a carga de 1550 N e 200 N são mostrados nas figuras 5-16 e 5-17 respectivamente.



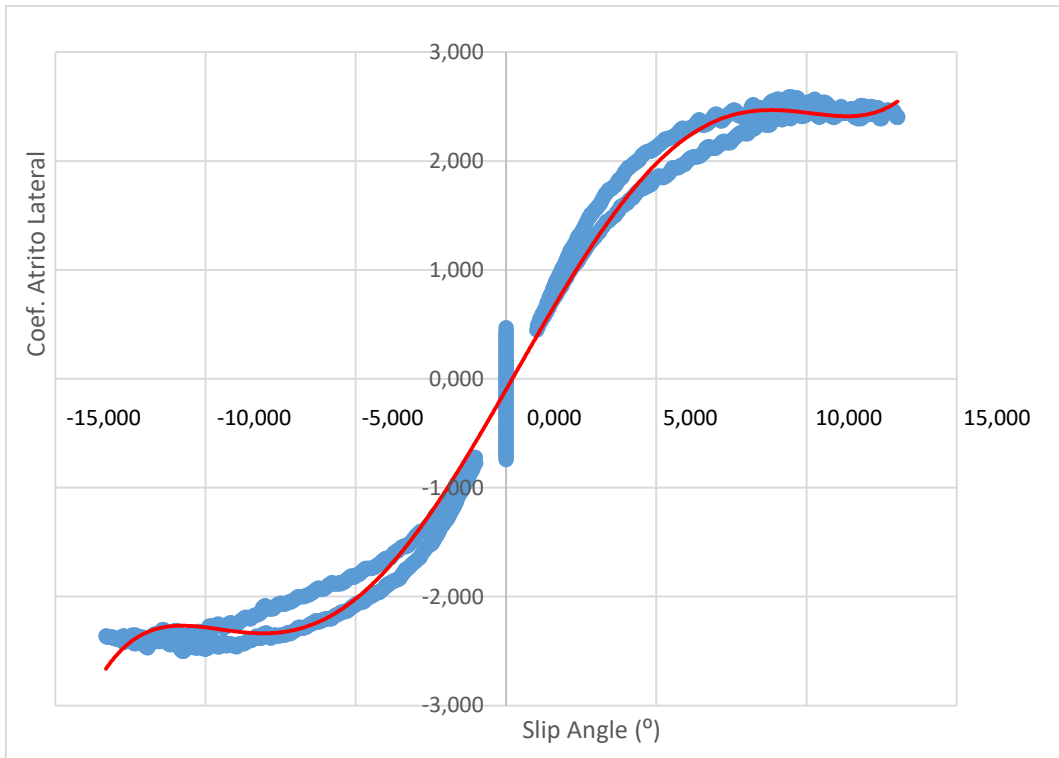


Figura 5-16: Dados do TTC: *Slip Angle* x Coef. atrito lateral para carga FZ = 1550 N

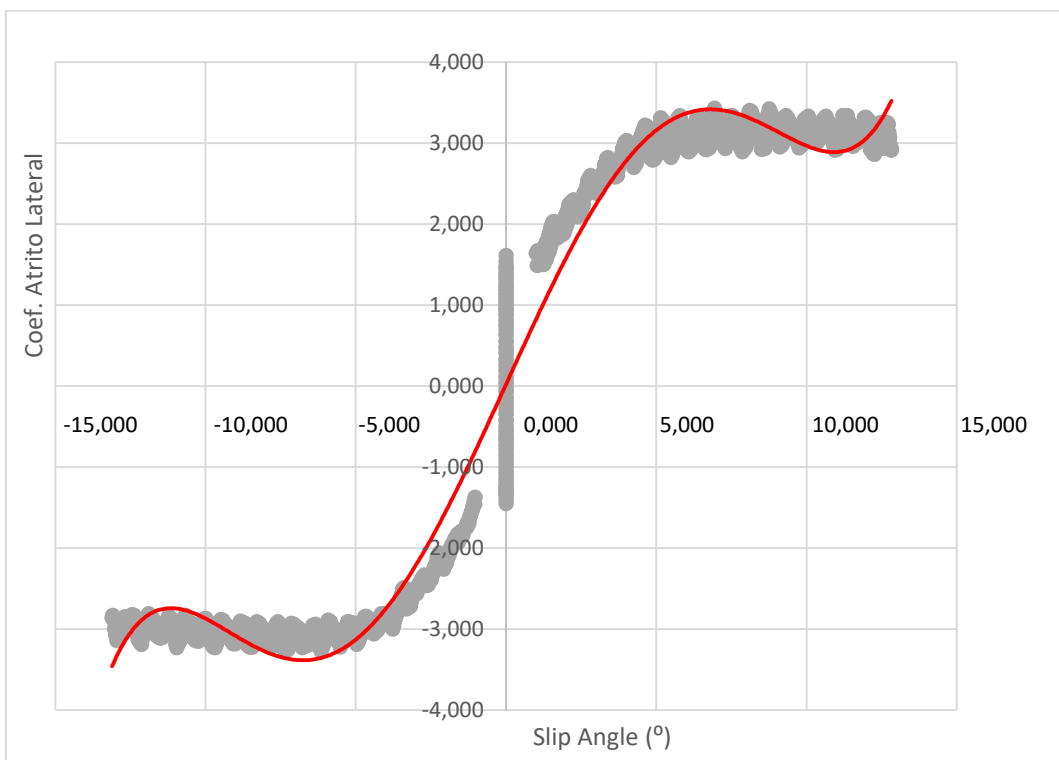


Figura 5-17: Dados do TTC: *Slip Angle* x Coef. atrito lateral para carga FZ = 200 N

As curvas em vermelho representam curvas de tendência poliméricas de sexto grau. É possível observar que para a maior carga no pneu o coeficiente de atrito lateral ocorre

com *slip angle* próximo de  $7,5^\circ$ , e para a menor carga no pneu o *slip angle* que confere o maior coeficiente de atrito se aproxima de  $6^\circ$ .

Mais uma vez, os dados brutos do TTC não contemplam todos os graus de *slip angle*. São contemplados no conjunto de dados:  $0^\circ$ ,  $3^\circ$  e  $6^\circ$ . Para o presente trabalho será utilizado  $6^\circ$  por ser o mais próximo disponível.

Definido as cargas normais no pneu, o *slip angle* e a cambagem é possível definir o coeficiente de atrito longitudinal máximo para a determinada situação por meio do *friction circle*. Com os valores máximo de coeficiente de atrito, é possível traçar uma curva que relaciona a carga no pneu com o coeficiente de atrito para descobrirmos qual o torque máximo aplicável às rodas durante uma curva sem que haja deslizamento. Na figura 5-18 e 5-19 são demonstrados dois *friction circle* para os valores de 1550 N e 200 N no pneu.

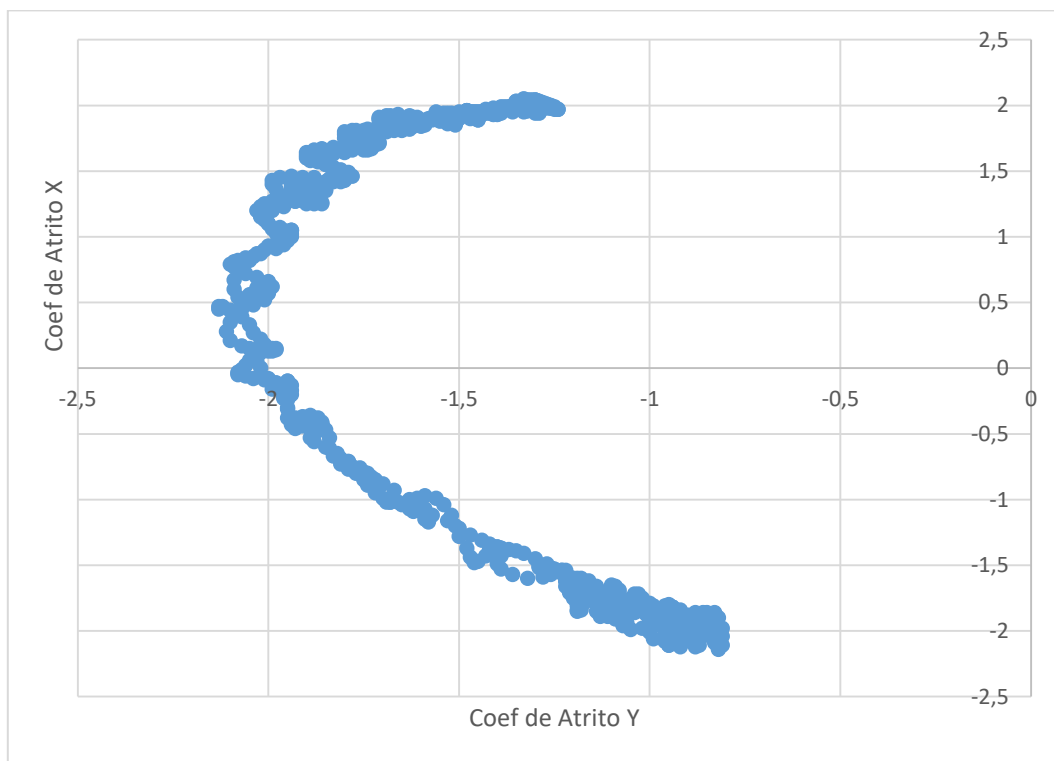


Figura 5-18: Círculo de Atrito para SA 6 e força normal de 1550 N

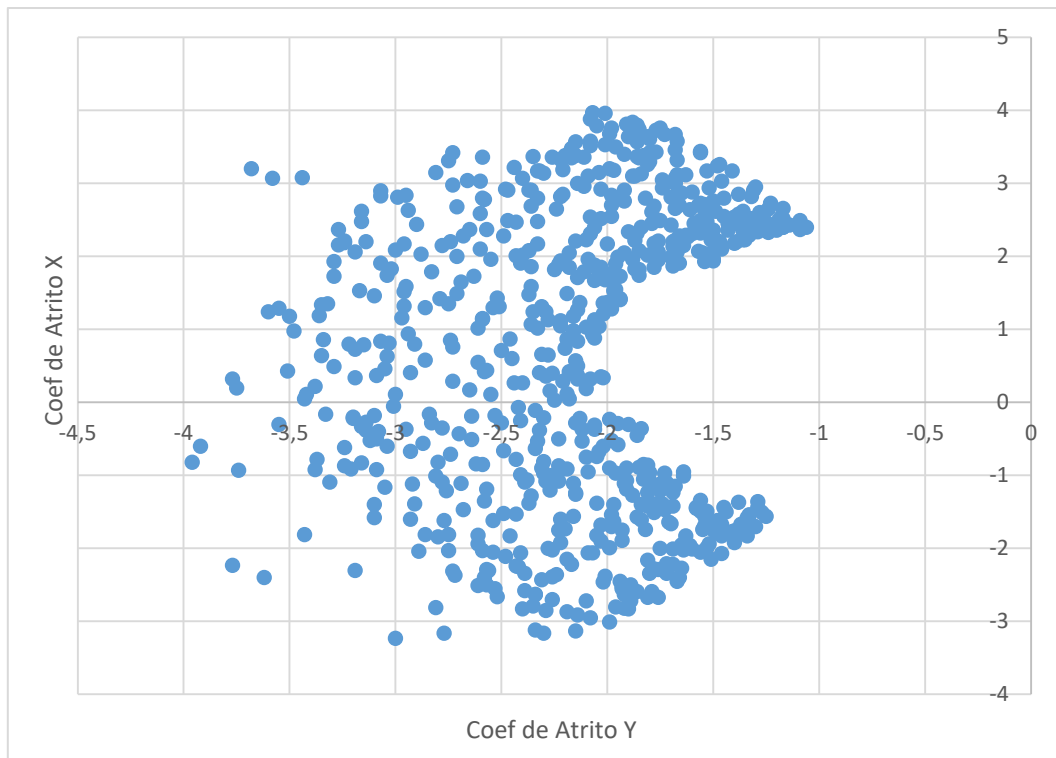


Figura 5-19: Círculo de Atrito para SA 6 e força normal de 200 N no pneu

Para cada conjunto de dados do TTC: 1550 N, 1100 N, 650 N, 440 N e 200 N, foi feito o círculo de atrito e foi retirado o valor máximo do coeficiente de atrito longitudinal para a determinada carga. Com isso foi possível elaborar a figura 5-20 que ilustra a variação do coeficiente de atrito longitudinal com a carga vertical no pneu. Para a obtenção desse gráfico foi utilizado um fator de escala da referência [12]. Isso porque os dados do TTC são dados de laboratório e não são traduzidos de forma direta para valores reais de pista, eles devem ser corrigidos por um fator [12].

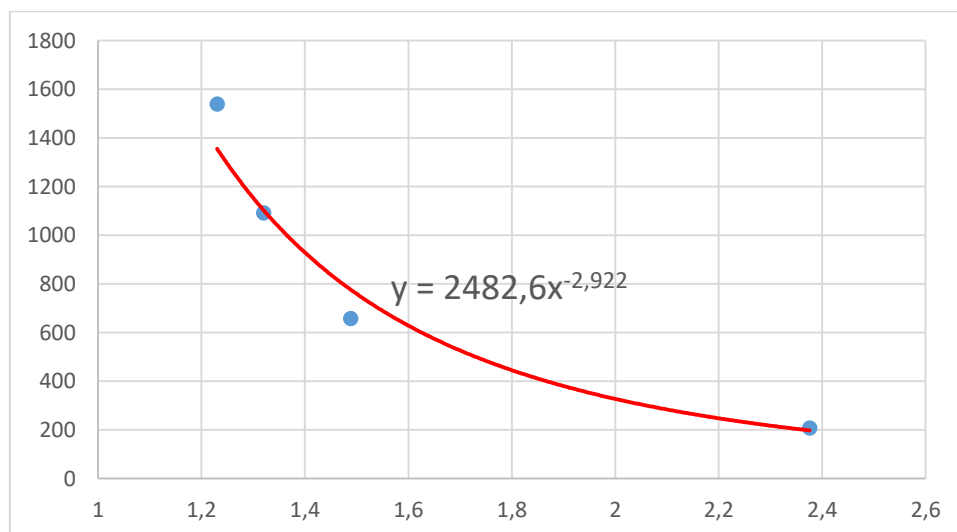


Figura 5-20: Curva de tendência: força normal [N] x coef de atrito longitudinal.

Com a equação para o coeficiente de atrito, representada pela curva de tendência exponencial de fórmula (62):

$$F_z = 2482,6 \cdot \mu_x^{-2,922} \quad (62)$$

Onde:

- $F_z$ : Força normal aplicada ao pneu [N];
- $\mu_x$ : Coeficiente de atrito longitudinal.

Percebe-se que com o aumento da carga vertical no pneu, menor é o coeficiente de atrito, essa é uma propriedade do pneu chamada de *tyre load sensitivity*, na referência [9] encontra-se mais a fundo aspectos e propriedades do pneu. No presente trabalho não será tratado a fundo outros conceitos, pois está fora do escopo deste projeto.

É com o valor de raio efetivo é possível calcular o momento resistivo da roda em cada momento do circuito, por meio da rotina do *Matlab*.

O raio efetivo também se baseou nos dados do TTC, relacionando-o com o valor do coeficiente de atrito máximo para cada valor de carga vertical no pneu foi possível obter a figura 5-21, que ilustra a variação do raio efetivo com o coeficiente de atrito longitudinal e com a carga vertical no pneu.

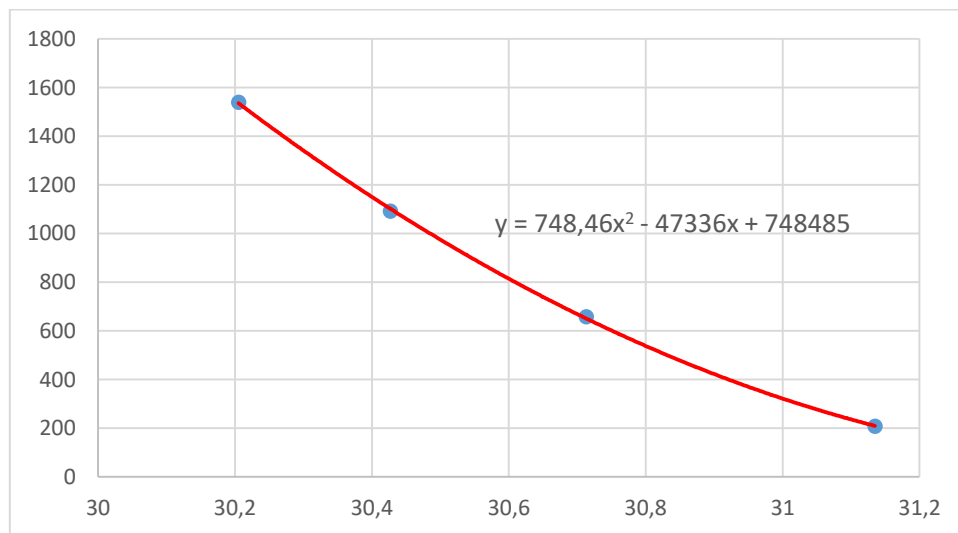


Figura 5-21: Curva tendência: força normal [N] x Raio Efetivo [cm] para SA 6; Camber Angle 2, Pressão pneu 68 kPa.

Finalmente, com os dados de carga vertical no pneu, coeficiente de atrito longitudinal e raio efetivo é possível calcular o momento resistivo que equivale ao máximo de torque que pode ser transmitido ao solo sem deslizamento.

Para isso vamos utilizar a relação (63) para o cálculo:

$$M_x = F_z \cdot \mu_x \cdot R_e \quad (63)$$

Onde:

- $M_x$ : Momento resistivo do solo [N.m];
- $F_z$ : Normal no pneu [N];
- $\mu_x$ : Coeficiente de atrito na direção x;
- $R_e$ : Raio efetivo [m].

Realizando esse cálculo, e dividindo o momento de uma roda pela outra chegamos à figura 5-22, que ilustra a relação entre os momentos resistivos em cada roda durante o circuito. Em laranja, a relação é da roda direita pela a esquerda, e em azul é a relação entre a roda esquerda e a roda direita.

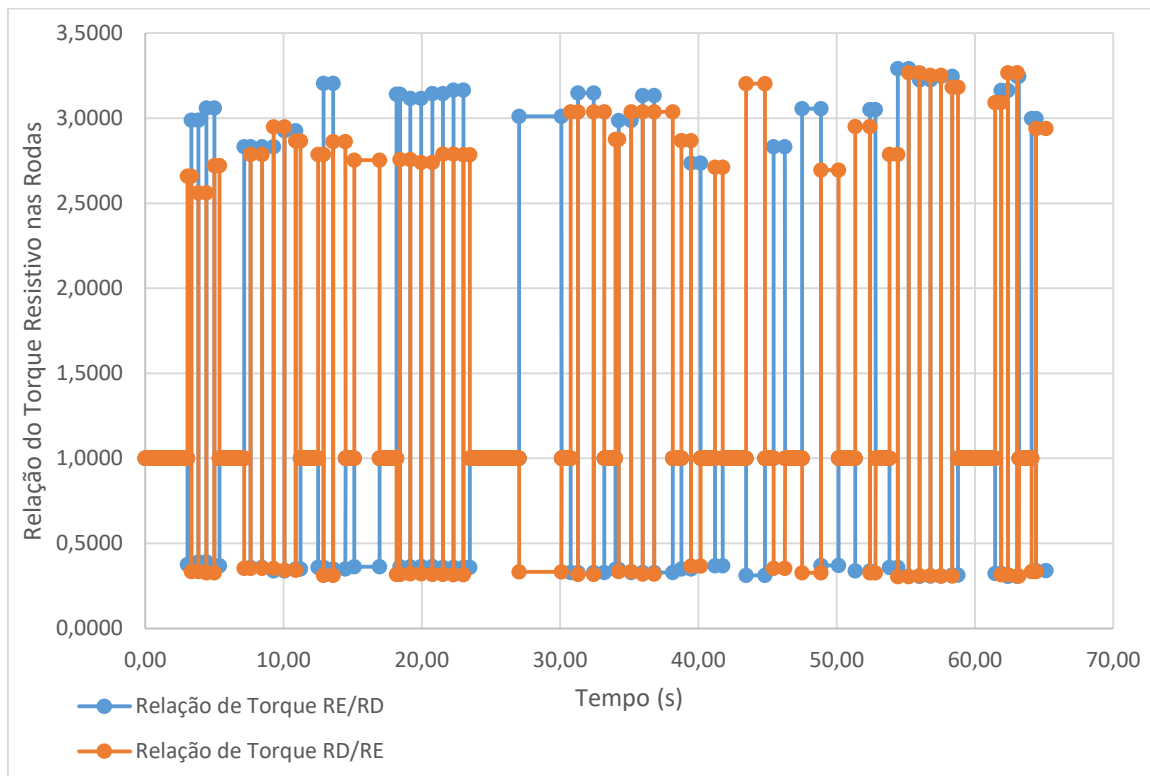


Figura 5-22: Relação dos momentos resistivos nas rodas durante o evento de *AutoX*.

Na figura 5-22, os valores correspondentes a 1 indicam que não há diferença entre o momento resistivo entre as rodas direita ou esquerda, ou seja, indicam retas no circuito onde o torque distribuído para a transmissão possui resistência equivalente do solo. Os valores que relacionam os torques nas rodas (TBR) variam de 2,56 a 3,27 e para a relação inversa varia de 0,31 a 0,39.

Infelizmente a rotina em Matlab na qual o estudo foi feito possui algumas limitações, assim não é possível construir um histograma de frequências para avaliar o valor que

mais se repete nesta série em específico. Porém, pelo gráfico percebe-se uma tendência entre os valores de 2,7 e 2,9 de TBR. Para o presente trabalho será utilizado TBR dentro desse intervalo.

É importante ressaltar que os valores plotados no gráfico representam o máximo de diferença de torque entre as rodas, com algumas aproximações para facilitar a modelagem do problema. Assim, os valores de capacidade trativa dos pneus tendem a ser ligeiramente menores do que o calculado, pois acertar o ponto de máxima tração do pneu exige um *slip angle* específico, aceleração em x e y específicas, temperatura do pneu e da pista, e muitos outros fatores que não podem ser controlados totalmente pelo piloto ou pela equipe. Assim, é plausível utilizar valores de TBR um pouco menores do que o que foi calculado, porém o quão menor é uma questão de adquirir mais dados de pista e obter um modelo mais próximo do real.

O TBR de frenagem para esse tipo de diferencial leva em conta apenas a resistência interna do motor (*engine braking force*). Assim, o torque que é transmitido pelo diferencial é bem baixo, por consequência a geração de atrito dentro do diferencial também é pequena e provoca pouco efeito *understeer*. Para alterar o TBR de frenagem seria necessário alterar o coeficiente de atrito entre as engrenagens solares e a carcaça, o que é possível por meio da adição de um disco de material que possua menos atrito.

No presente trabalho foram utilizados discos de mesmo material, isso porque o TBR de frenagem leva em conta apenas o *engine braking force* e não provoca efeitos severos de *understeer* [4].

Normalmente, o TBR de frenagem tem valor próximo de 1,3 e no máximo 1,5, se aproximando de um diferencial aberto para que o efeito *understeer* seja diminuído e o piloto consiga se manter dentro do traçado. Além disso, esse valor de TBR é baseado no livro *Drive to Win*, em que Smith diz:

*“Uma vez que queremos mínimo bloqueio durante a frenagem, especialmente durante trail braking, tipicamente utilizamos 80 ou 85 graus de rampa no lado da frenagem dependendo da pista e do veículo, e 45 graus no lado da aceleração. [...] Eu usualmente não utilizo pré-carga”* (tradução livre)

No fragmento, Smith se refere ao diferencial tipo *Salisbury* onde rampas anguladas são utilizadas para determinar o bloqueio do diferencial. Para 80 e 85 graus de rampa os valores de TBR são 1,33 e 1,28:1 respectivamente, tornando o diferencial durante a frenagem bastante aberto.

Há outros especialistas que preferem valores um pouco mais altos para o TBR de frenagem. Os valores chegam a 2,4:1 para melhorar a estabilidade do veículo. A verdade é que os valores variam muito dependendo do carro, da pista e do piloto.

## 6. PROJETO DOS COMPONENTES

### 6.1 ENGRENAGENS

O trem epicicloidal, engrenamento do diferencial, é composto por um conjunto de 2 engrenagens solares e 4 pares de engrenagens planetárias. Todas as engrenagens serão helicoidais como apresentado no conceito 2. Para o dimensionamento das engrenagens será utilizada a metodologia AGMA, norma AGMA/ANSI 2001-D04, que consta no ANEXO I deste trabalho.

#### 6.1.1 ALGUMAS DIRETRIZES PRÁTICAS

Para garantir o funcionamento adequado do diferencial foram feitas certas escolhas na seleção dos parâmetros geométricos das engrenagens. Essas escolhas são baseadas em modelos estatísticos e regras práticas sobre a fabricação de engrenagens.

##### Qualidade do material

- Qualidade 1: a qualidade do material é boa e apresenta custos mais acessíveis, estes não são restritivos para a viabilidade do projeto;
- Qualidade 2: a qualidade do material é excelente e apresenta custos mais elevados.

##### Interferência

O contato entre porções de perfis de dente que não são conjugados é conhecido como interferência. A tabela 6-1 indica, com relação ao número de dentes do pinhão, o número máximo de dentes que se pode ter na coroa sem que exista interferência para engrenagens helicoidais:

Tabela 6-1: Interferência em engrenagens helicoidais [adaptado de 27]

Número de dentes no pinhão	Número de dentes na coroa							
	Ângulo de Hélice [°]							
	0	5	10	15	20	25	30	35
8							-	12
9						-	12	34
10					-	12	26	∞
11			-	-	13	23	93	
12	-	-	12	16	24	57	∞	
13	16	17	20	27	50	∞		
14	26	27	34	53	207			



## Confiabilidade das engrenagens

De forma geral a figura 6-1 pode ser utilizada para embasar a decisão de projeto em relação à confiabilidade das engrenagens:

L.1	Fewer than one failure in 1000	Seldom used
L1	Fewer than one failure in 100	Typical gear design
L10	Fewer than one failure in 10	May be used in vehicle gears
L20	Fewer than one failure in 5	Expendable gearing
L50	Fewer than one failure in 2	Highly expendable gearing

Figura 6-1: Confiabilidade padrão das engrenagens de acordo com sua utilização [13]

A confiabilidade de L.1 é normalmente utilizada para projetos extremamente críticos na área aeroespacial. L1 é tipicamente utilizado para engrenagens que compõem turbinas industriais, helicópteros e projetos críticos de motores elétricos. L1 a L10 é utilizada pela indústria automotiva.

### Hunting Ratio

*Hunting ratio* é relacionado com o número de dentes do pinhão e da coroa. Alguns pesquisadores descobriram que quando o número de dentes do pinhão não possui divisores comuns com o número de dentes da coroa (exceto 1), há, geralmente, aumento da resistência à flexão e ao desgaste. Isso porque os dentes das rodas dentadas vão inevitavelmente encontrar todos os dentes da engrenagem par. Isso gera maior equidade dos esforços e aumento da vida útil das engrenagens [13].

Essa relação depende da dureza das rodas dentadas e do regime de lubrificação principalmente e na figura 6-2 estão as configurações ótimas para essa relação:

Hunting Tooth Considerations				
Approximate Hardness, HB		Lubrication Regimen		
Pinion	Gear	I	II	III
200	200	#1	#2	#3
300	300	#4	#5	#6
600	300	#7	#8	#9
600	600	#10	#11	#12
<i>Situation</i>				
#1, 2, 4, 5	Substantial gain in load capacity with integer ratio. After serious pitting, failure may be hastened as a result of growth of spacing errors and rough running of integer ratio.			
#3, 6	Hunting ratio is probably best if parts are kept in service after some teeth are pitted more than 1%. No data available to prove gain in load carrying for integer ratio parts to be taken out of service when a "worst" tooth pits more than 5%.			
#7, 8	Substantial gain in load capacity with integer ratio. After serious pitting, failure may be quick as a result of spacing error effects.			
#9	Hunting ratio probably best. Worst error spots on lower-hardness gear will have fewer cycles and more chance to be worked into a fit by the hard pinion teeth.			
#10, 11	Possibly a small gain in load capacity with integer ratio. Hunting ratio probably best. Wear-in effects will be quite small.			
#12	Worst tooth pair (with highest stresses resulting) will contact much less frequently.			

Figura 6-2: Considerações a respeito de Hunting Ratio [13]

### ***Undercutting***

Trata-se da redução área transversal do dente próximo à sua base, abaixo do diâmetro de base, como mostra a figura 6-3:

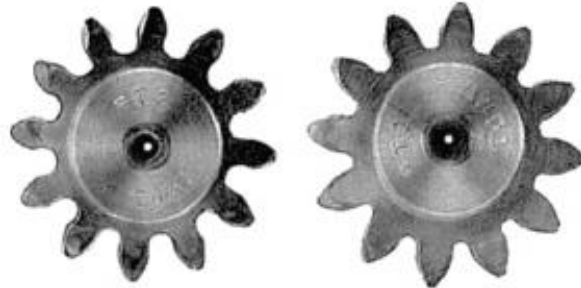


Figura 6-3: Pinhão à esquerda com design *undercut*, pinhão à direita sem *undercut* [13]

Esse tipo de conceito é ruim por diversos motivos. Do ponto de vista da resistência do dente à flexão esse design possui baixa resistência e alto desgaste onde o *undercut* termina. Além disso, há aumento da possibilidade de interferência. O número mínimo de dentes que um pinhão pode ter sem que ocorra *undercutting* é dado pelas equações (64) e (65):

$$Z = 2 \cdot \frac{h_{fx}}{m \cdot \sin^2 \theta_t}, \quad (64)$$

$$h_{fx} = b - r_{a0} \cdot (1 - \sin \theta_n). \quad (65)$$

Onde:

- Z: número de dentes;
- $\theta$  /  $\theta_n$  /  $\theta_t$ : ângulo de pressão / ângulo de pressão normal/ ângulo de pressão transversal [°];
- b: dedendo [mm];
- $r_{a0}$ : raio de borda da cremalheira que originou o perfil do dente (usual).

Para engrenagens helicoidais, as mesmas equações podem ser utilizadas, porém, o ângulo de pressão normal deve ser usado para encontrar  $h_{fx}$  e o ângulo de pressão transversal deve ser utilizado para encontrar Z. Para encontrar valores usuais de  $r_{a0}$  utiliza-se a figura 6-4:

Use	Pressure Angle, $\alpha$ ( $\phi$ )	Working Depth, $h'$ ( $h_k$ )	Whole Depth, $h$ ( $h_t$ )	Edge Radius of Generating Rack, $r_{a0}$ ( $r_T$ )
General purpose	20	2.000	2.250	0.300
Extra depth for shaving	20	2.000	2.350	0.350
Aircraft, full fillet, high fatigue strength	20	2.000	2.400	0.380
Alternative high-strength design	25	2.000	2.250	0.300
Fine-pitch gears	20	2.000	2.200 <sup>+</sup> a (constant)	–

Figura 6-4: Dimensões de engrenagens de dentes retos [13]

### Folga no passo circular (*Backlash*)

A folga deve ser determinada de acordo com o uso do engrenamento. Usualmente, para transmissão de alta potência, utiliza-se uma folga maior para compensar erros de usinagem e efeitos de temperatura. Em TEPs, normalmente a folga é pequena pois as engrenagens planetárias, muitas vezes, não possuem um eixo que as mantenham na posição, elas estão “flutuando”. Assim, para evitar que elas sejam deslocadas para muito fora da tangência dos círculos primitivos a folga é reduzida. A diminuição da folga também ajuda na redução de vibração e ruído do engrenamento.

A figura 6-5 ilustra folgas usualmente utilizadas de acordo com o módulo. São valores de referência, e em algumas práticas os valores extrapolam as folgas mostradas na figura. É importante ter em mente que certos valores para se tornarem ótimos é necessária extensa rotina de testes.

#### Suggested Backlash When Assembled

Module	Metric	English	
	Backlash, mm	Diametral Pitch	Backlash, in.
25	0.63–1.02	1	0.025–0.040
18	0.46–0.69	1.5	0.018–0.027
12	0.35–0.51	2	0.014–0.020
10	0.28–0.41	2.5	0.011–0.016
8	0.23–0.36	3	0.009–0.014
6	0.18–0.28	4	0.007–0.011
5	0.15–0.23	5	0.006–0.009
4	0.13–0.20	6	0.005–0.008
3	0.10–0.15	8 and 9	0.004–0.006
2	0.08–0.13	10–13	0.003–0.005
1	0.05–0.10	14–32	0.002–0.004

Figura 6-5: Folgas no passo circular de referência [13]

## Tolerância na fabricação do dente

Os dentes podem ser fabricados de diferentes formas. A tolerância do método de fabricação pode tornar a engrenagem final muito cara. Assim, é necessário estudar os métodos de fabricação, as folgas no engrenamento e a tolerância da fabricação para que os custos não se tornem proibitivos. A figura 6-6 fornece as tolerâncias em relação a cada método de fabricação e à facilidade de atingi-la.

Method of Cutting	Tolerances on Tooth Thickness					
	Degree of Care					
	Very Best		Close Work		Easy to Meet	
	mm	in.	mm	in.	mm	in.
Grinding	0.005	0.0002	0.013	0.0005	0.05	0.002
Shaving	0.005	0.0002	0.013	0.0005	0.05	0.002
Hobbing	0.013	0.0005	0.050	0.0020	0.10	0.004
Shaping	0.018	0.0007	0.050	0.0020	0.10	0.004

Figura 6-6: Tolerâncias na fabricação de dentes de engrenagens [13]

## Raio de Filete mínimo de raiz do dente

Para obter resistência adequada do dente é desejável um filete de raiz. Em engrenagens helicoidais o filete mínimo não é normalmente especificado, pois é uma medida de difícil conferência, não é possível obter uma boa projeção do perfil sem que se corte a engrenagem. Assim como boa prática de engenharia é importante requerer que as ferramentas de corte possuam raios generosos para garantir a geração do filete. De qualquer forma a equação que fornece o menor filete de raiz é dado pela equação (66):

$$r_{fr} = \frac{r_{a0}^2 - (b - r_{a0})^2}{\frac{d_p}{(2 \cdot \cos \psi)} + (b - r_{a0})} \quad (66)$$

Onde:

- $r_{fr}$ : Raio de filete de raiz do dente [mm].

## Regime de Lubrificação

De acordo com [13], há três tipos de regimes de lubrificação, ilustrados na figura 6-7:

- Regime 1: as engrenagens são banhadas em óleo, mas a espessura de óleo durante a ação das engrenagens não consegue preencher totalmente as rugosidades das engrenagens e há contato total das superfícies.
- Regime 2: as engrenagens são banhadas em óleo e a espessura gerada pelo fluido lubrificante afasta as superfícies e há apenas contato parcial das

superfícies das engrenagens. Geralmente utilizado em caixas de transmissão de veículos.

- Regime 3: as engrenagens são banhadas em óleo e a espessura gerada pelo fluido lubrificante não permite o contato entre as superfícies. Geralmente utilizado em redutores de helicópteros, turbinas industriais e outros.

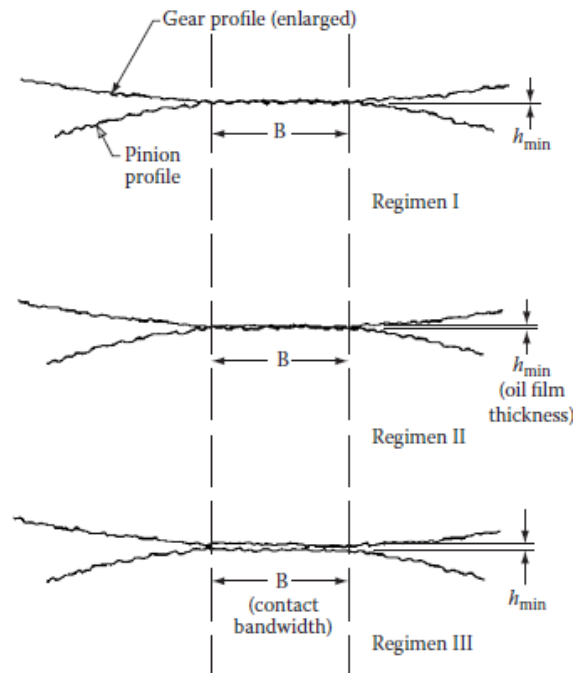


Figura 6-7: Regimes de lubrificação [13]

## Material

Há diversos materiais que são adequados para se fabricar uma engrenagem: aço, ferro fundido, bronze e até mesmo plástico [13]. Por suas características de alta resistência à tensão e desgaste, será utilizado um aço para a fabricação das engrenagens.

Há uma tendência entre os fabricantes de engrenagens em que, aços com ligas são intrinsicamente mais fortes e mais resistentes à fadiga do que aços comuns. As ligas nesses aços promovem aumento de resistência em razão dos seguintes fatores:

- A taxa de resfriamento durante a têmpera é significativamente menor. Isso torna possível a obtenção de boa microestrutura metalúrgica em até mesmo engrenagens grandes.
- Engrenagens com muito elemento de liga podem passar por processo de cementação com atmosfera muito rica ou pobre em carbono e mesmo assim possuir boas características mecânicas após o tratamento. Isso porque o níquel, em particular, faz o material ser menos sensível à precisão do tratamento [13].

- Alguns elementos de liga são úteis para gerar resistência à fratura. Isso é especialmente importante em engrenagens que sofrem dano superficial por altos esforços em baixa ciclagem e são projetadas para uma vida longa ( $10^9$ ), pois diminui a velocidade de propagação das trincas ou até mesmo as cessam [13].
- Em geral, a resistência à impacto é aumentada com elementos de liga. Os elementos níquel e molibdênio são importantes para conferir essa resistência [13].

A figura 6-8 mostra aços normalmente utilizados para a fabricação de engrenagens.

Composition of Typical Gear Steels

AISI No.	Chemical Composition Limits, %							
	C	Mn	P	S	Si	Ni	Cr	Mo
1015	0.13/0.18	0.30/0.60	0.040	0.050	-	-	-	-
1025	0.22/0.28	0.30/0.60	0.040	0.050	-	-	-	-
1045	0.43/0.50	0.60/0.90	0.040	0.050	-	-	-	-
1060	0.55/0.65	0.60/0.90	0.040	0.050	-	-	-	-
1118	0.14/0.20	1.30/1.60	0.045	0.080/0.13	-	-	-	-
1320	0.18/0.23	1.60/1.90	0.040	0.040	0.20/0.35	-	-	-
1335	0.33/0.38	1.60/1.90	0.040	0.040	0.20/0.35	-	-	-
3140	0.38/0.43	0.70/0.90	0.040	0.040	0.20/0.35	1.10/1.40	0.55/0.75	-
3310	0.08/0.13	0.45/0.60	0.025	0.025	0.20/0.35	3.25/3.75	1.40/1.75	-
4028	0.25/0.30	0.70/0.90	0.040	0.040	0.20/0.35	-	-	0.20/0.30
4047	0.45/0.50	0.70/0.90	0.040	0.040	0.20/0.35	-	-	0.20/0.30
4130	0.28/0.33	0.40/0.60	0.040	0.040	0.20/0.35	-	0.80/1.10	0.15/0.25
4140	0.38/0.43	0.75/1.00	0.040	0.040	0.20/0.35	-	0.80/1.10	0.15/0.25
4320	0.17/0.22	0.45/0.65	0.040	0.040	0.20/0.35	1.65/2.00	0.40/0.60	0.20/0.30
4340	0.38/0.43	0.60/0.80	0.040	0.040	0.20/0.35	1.65/2.00	0.70/0.90	0.20/0.30
4620	0.17/0.22	0.45/0.65	0.040	0.040	0.20/0.35	1.65/2.00	-	0.20/0.30
4640	0.38/0.43	0.60/0.80	0.040	0.040	0.20/0.35	1.65/2.00	-	0.20/0.30
4820	0.18/0.23	0.50/0.70	0.040	0.040	0.20/0.35	3.25/3.75	-	0.20/0.30
5145	0.43/0.48	0.70/0.90	0.040	0.040	0.20/0.35	-	0.70/0.90	-
5210	0.95/1.10	0.25/0.45	0.025	0.025	0.20/0.35	-	1.30/1.60	-

Figura 6-8: Composição dos aços usualmente utilizados em engrenagens [12]

### Tratamento Térmico (Cementação e Têmpera)

Engrenagens passam por tratamento térmicos para que seja possível aumentar sua resistência à tensão e ao desgaste mantendo-as com o menor tamanho possível. As engrenagens utilizadas pela indústria automotiva são geralmente cementadas e temperadas. A dureza das engrenagens final é cerca de 60HRC (Dureza rockwell C) ou 700 HV (Dureza Vickers) e a dureza do núcleo em torno de 30 HRC ou 300 HV [13].

Os tratamentos térmicos mais utilizados para engrenagens são:

- Cementação (Carbonetação): aquecimento do aço de 0,1 – 0,25% de C até a temperatura crítica em um meio capaz de difundir o carbono na peça. Dureza superficial característica – 60 a 63 HRC.

- Nitretação: consiste em um endurecimento de casca em que os agentes são nitretos formados em camadas na superfície do aço por meio da absorção de nitrogênio advindo do meio rico em nitrogênio, usualmente dissociado da amônia (NH<sub>3</sub>). Dureza superficial característica para aços mais comuns (AISI 4340; 4140) – 53 a 54 HRC.
- Indução: consiste no aquecimento local da superfície do material por meio da passagem de uma corrente alternada de alta frequência. Dureza superficial característica para aços mais acessíveis (AISI 4340) – 52 a 54 HRC.

Para cada material deve ser seguido um procedimento específico, com temperaturas pré-determinadas para cada tratamento, assim a figura 6-9 fornece para diferentes materiais as temperaturas características para os tratamentos mais utilizados.

Heat-Treating Data for Typical Gear Steels

AISI No.	Normalizing Temperature, °F	Annealing Temperature, °F	Hardening Temperature, °F	Carburizing Temperature, °F	Reheat Temperature, °F	M <sub>s</sub> Temperatures, <sup>a</sup> °F
1015	1700	1600	–	1650–1700		
1025	1650–1750	1600	1575–1650	1500–1650		
1040	1650–1750	1450	1525–1575			
1045	1600–1700	1450	1450–1550			
1060	1550–1650	1400–1500	1450–1550	–	–	555
1118	1700	1450	–	1650–1700	1650–1700	
1320	1600–1650	1500–1700	–	1650–1700	1450–1500	740
1335	1600–1700	1500–1600	1500–1550	–	–	640
2317	1650–1750	1575	–	1650–1700	1450–1500	725
2340	1600–1700	1400–1500	1425–1475	–	–	555
3310	1650–1750	1575	–	1650–1700	1450–1500	655
3140	1600–1700	1450–1550	1500–1550	–	–	590
4028	1600–1700	1525–1575	–	1600–1700	1450–1500	750
4047	1550–1750	1525–1575	1475–1550			
4130	1600–1700	1450–1550	1550–1650	–	–	685
4140	1600–1700	1450–1550	1525–1625	–	–	595
4320	1600–1800	1575	–	1650–1700	1425–1475	720
4340	1600–1700	1100–1225	1475–1525	–	–	545
4620	1700–1800	1575	–	1650–1700	1475–1525	555
4640	1600–1700	1450–1550	1450–1550	–	–	605
4820	1650–1750	1575	–	1650–1700	1450–1500	685

Figura 6-9: Temperaturas diferentes tratamentos térmicos de acordo com material [13]

Entre os tratamentos citados anteriormente, o tratamento que confere a maior dureza superficial à engrenagem (até 63HRC), possui menor custo e é mais fácil de realizar tecnologicamente é a cementação, assim esse será um dos tratamentos utilizados nas engrenagens do diferencial.

A cementação é o método mais antigo e mais utilizado para o tratamento de engrenagens. Para resistir melhor aos esforços atuantes a engrenagem deve, geralmente, possuir dureza superficial de 60 HRC e dureza do núcleo entre 35 e 42

HRC. Um núcleo muito duro promove fragilidade e atenua o stress compressivo que é gerado em razão da pequena diferença de volume do material entre a superfície e o núcleo. Um núcleo muito macio, não fornece resistência suficiente para acompanhar a resistência da superfície.

Após a cementação, o material é temperado e resfriado em óleo ou água. Usualmente é feito um revenido após a têmpera para alívio de tensões e aumento de sua tenacidade, tornando a peça menos frágil.

É importante lembrar que o tratamento gera distorções nas dimensões da superfície da engrenagem como aumento do ângulo de pressão. Assim, talvez seja necessário retrabalhar a superfície para atingir as tolerâncias, ou relaxar as tolerâncias em vistas do processo.

Outro ponto importante é a profundidade da difusão do tratamento. É importante obter uma profundidade mínima do tratamento nas regiões A e B, e a profundidade do tratamento possui um máximo para região C. Isso porque a superfície cementada deve ser grande o bastante para fornecer resistência à flexão suficiente e profunda o suficiente para resistir ao esmagamento da superfície. Porém o aumento excessivo de dureza pelo aumento da profundidade do tratamento na região C pode tornar o dente pouco tenaz e provocar a fratura por completo do topo do dente. A figura 6-10 ilustra as regiões do dente:

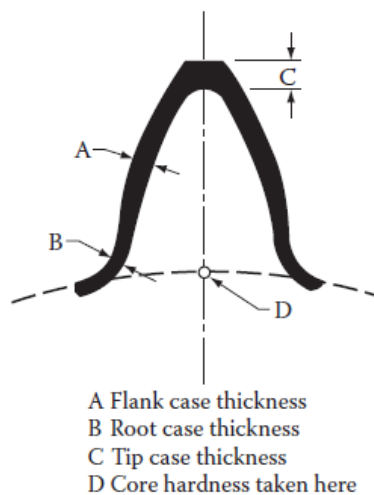


Figura 6-10: Profundidade da cementação em diferentes regiões do dente [13]

A mínima profundidade efetiva do tratamento no filete de raiz do dente ( $h_{pB}$ ), na região B, em milímetros é dado pela equação (67),  $m_n$  é módulo normal da engrenagem:

$$h_{pB \text{ mín}} = 0,16 . m_n . \quad (67)$$



A equação (68) ilustra a mínima profundidade na região A ( $h_{pA}$ ) e a (69) indica a profundidade máxima do tratamento na região C ( $h_{pC}$ ):

$$h_{pA \text{ mín}} = \frac{s_c \cdot d_p \cdot \sin \theta_t \cdot e}{48,250 \cdot \cos \psi \cdot (e + 1)}, \quad (68)$$

$$h_{pC \text{ máx}} = 0,40 \cdot m_n. \quad (69)$$

Onde:

- $S_c$ : Máxima tensão compressiva admissível entre  $10^6$  e  $10^7$  ciclos [MPa];
- $e$ : relação de transmissão.

### Têmpera

A têmpera é um tratamento térmico com finalidade de aumento de dureza e resistência dos aços. O tratamento consiste na elevação da temperatura do aço até a temperatura em que se atinja a austenitização total e o resfriamento rápido logo em seguida, geralmente em água ou óleo.

Cada liga tem um temperabilidade própria, ou seja, possui uma capacidade diferente de formar a microestrutura martensita, que confere maior resistência mecânica ao aço. Além disso, a penetrabilidade do tratamento também depende da liga e da composição do aço. A figura 6-11 ilustra a penetrabilidade da têmpera em alguns aços, curva obtida por meio de ensaio Jominy.

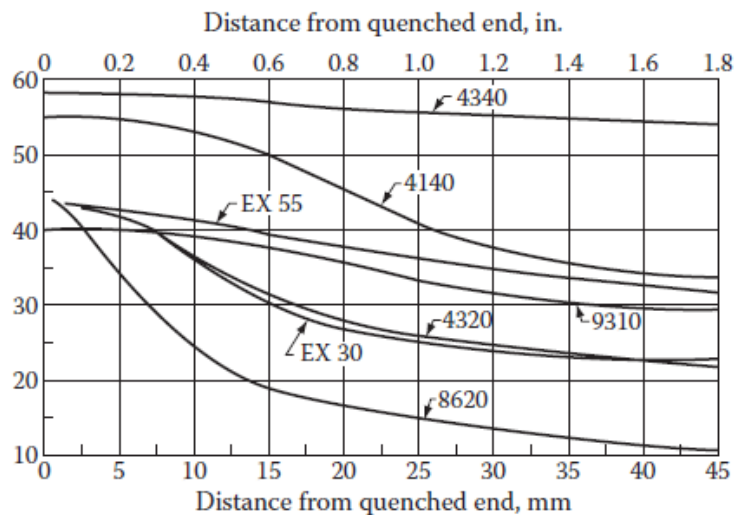


Figura 6-11: Penetrabilidade da Têmpera por decaimento da dureza [13]

## **Revenido**

É um tratamento térmico com a finalidade de corrigir a baixa tenacidade e excessiva dureza após a têmpera. A peça é levada ao forno numa determinada temperatura abaixo da linha inferior de transformação, e é mantida por algumas horas. Dependendo da temperatura, o aço fica mais dúctil e mais tenaz.

## **Limites admissíveis de tensão**

Nesse ponto há um desvio da norma AGMA 2001-D04 para a norma AGMA 170.01, específica para engrenagens retas e helicoidais para aplicação automotiva. Isso porque os limites admissíveis da norma AGMA 2001-D04 são muito conservadores e não levam em conta projeto para vida de baixa ciclagem e de alta ciclagem.

Para engrenagens automotivas é importante ressaltar que:

- Elas admitem esforços severos em baixa ciclagem ( $<10^7$ ). Isso significa que as engrenagens sofrerão certo dano superficial em razão do esforço severo. O dano provavelmente será em forma de micro fraturas e início de desgaste da superfície. Esse tipo de dano, estatisticamente, não gera falha do componente antes de  $10^8$  ciclos. Porém, a engrenagem não será capaz de suportar os esforços quando submetida a  $10^9$  ciclos ou  $10^{10}$  ciclos.
- Essas engrenagens operam sobre o regime de lubrificação 2, geralmente, o que as permite suportarem altos esforços em baixos ciclos. Porém, com o aumento da ciclagem a capacidade de suportar os esforços começa a cair como indica a figura 6-12.

Design Stress Limits Shown in AGMA 170.01

No. of Stress Cycles	Bending Stress <sup>a</sup>				Contact Stress			
	Grade 2		Grade 1		Grade 2		Grade 1	
	L10	L1	L10	L1	L10	L1	L10	L1
<i>Metric, N/mm<sup>2</sup></i>								
10 <sup>3</sup>	1270	1170	980	880	–	–	–	–
10 <sup>4</sup>	960	880	750	690	–	3270	3450	2860
10 <sup>5</sup>	760	690	570	520	3100	2620	2690	2240
10 <sup>6</sup>	580	520	450	410	2480	2140	2140	1790
2 × 10 <sup>6</sup>	530	480	410	370	–	–	–	–
10 <sup>7</sup>	530	480	410	370	2000	1720	1690	1400
10 <sup>8</sup>	530	480	410	370	1650	1380	1310	1100
<i>English, psi (Multiply by 1000)</i>								
10 <sup>3</sup>	185	170	142	128	–	–	–	–
10 <sup>4</sup>	140	128	109	100	–	475	500	415
10 <sup>5</sup>	110	100	83	76	450	380	390	325
10 <sup>6</sup>	84	75	65	59	360	310	310	260
2 × 10 <sup>6</sup>	77	70	60	54	–	–	–	–
10 <sup>7</sup>	77	70	60	54	290	250	245	203
10 <sup>8</sup>	77	70	60	54	240	200	190	160

Source: AGMA 170.01, Design guide for vehicle spur and helical gears, 1976. With permission of the American Gear Manufacturers Association.

Note: 1. These limits are for short life ( $2 \times 10^8$  maximum).

2. Some microdamage can be tolerated at cycles below  $10^6$ .

3. These limits are for operation in regimen II.

<sup>a</sup> The bending stress data show no slope after  $2 \times 10^6$  cycles. However, the standard concedes that a shallow slope may be needed and suggests a drop of  $34 \text{ N/mm}^2$  (5000 psi) in going from  $2 \times 10^6$  cycles to  $10^8$  cycles.

Figura 6-12: Limites admissíveis de tensão em engrenagens retas e helicoidais (AGMA 170.01) [13]

### Parâmetros Práticos Adotados

O material utilizado será de grau 2. Em razão dos altos esforços compressivos, foi necessário melhorar o material no projeto para que se reduzisse consideravelmente os componentes.

A confiabilidade utilizada será de L10. Essa decisão está embasada na vasta utilização desse nível de confiabilidade na indústria automotiva.

As engrenagens ao final do processo de cementação e têmpera terão mais de 600 HB de dureza e vão operar no regime de lubrificação 2. Assim, pela figura 6-2, é recomendado o uso de *hunting ratio*.

Pelas equações (64) e (65), obtém-se que o número mínimo de dentes em que se evita *undercutting*, para uma engrenagem helicoidal com 25 graus de ângulo de pressão normal e 35 graus de ângulo de hélice e módulo normal de 2 mm, é de 9,082. Assim, de forma segura o mínimo de dentes é de 10 dentes.

A folga do passo circular e a tolerância na fabricação dos dentes tem íntima relação. Como mostrado a tolerância pode tornar os custos do projeto bastante restritivos, assim

a tolerância escolhida será de 0,1 mm para o dente, e a folga no passo circular variando de 0,1 a 0,2 mm. A folga está um pouco acima da referência, porém como se trata de engrenagens que transmitem muito torque é importante que haja *folga* considerável para efeitos de temperatura e erros de usinagem.

O raio do filete de raiz na engrenagem solar será de 0,5 mm e na planetária de 0,6 mm, ultrapassando assim o limite mínimo estipulado pela fórmula (66).

O regime de lubrificação das engrenagens será o 2, característico da indústria automotiva. Para garantir a lubrificação as engrenagens são mantidas em banho de óleo durante sua operação.

O material das engrenagens será o aço AISI 4320. Por ser um aço de liga com níquel, cromo e molibdênio possui resistência mais alta contra impactos e à fratura como mencionado anteriormente. Além disso, é um aço amplamente utilizado na indústria automotiva por suas características mecânicas e por sua resistência pós tratamento térmico.

As engrenagens passarão por três tratamentos térmicos, a cementação, a têmpera e o revenido. As engrenagens serão aquecidas até o intervalo de temperatura 900°C - 925°C em uma atmosfera com carbono. A profundidade do tratamento foi calculada de acordo com as equações (67), (68) e (69) e está disposta na tabela 6-2:

Tabela 6-2: Profundidade do Tratamento de Cementação

<b>Regiões do Dente</b>	<b>Solar</b>	<b>Planetária</b>
A (mín)	0,64 mm	0,46 mm
B (mín)	0,32 mm	0,32 mm
C (máx)	0,80 mm	0,80 mm

O tempo de cementação depende da concentração de carbono, temperatura e da profundidade pretendida. As informações do aço, da profundidade desejada e a dureza pretendida são suficientes para realizar o tratamento.

Após a cementação as engrenagens serão resfriadas até o intervalo de temperatura 840 – 850 °C, então serão mantidas até a homogeneização da temperatura na seção transversal e daí resfriadas em óleo. Logo após a têmpera, quando as engrenagens atingirem 70°C, elas devem ser levadas ao forno e passarão por revenido numa temperatura entre 150 e 200 °C. Não haverá grande redução de dureza, mas haverá aumento significativo de tenacidade. Ao final do processo as engrenagens devem possuir cerca de 60 a 62 HRC de dureza superficial de acordo com a tabela 6-3:

Tabela 6-3: Dureza após Tratamentos Térmicos

Propriedades	Solar	Planetária
Dureza Superficial	60 a 62 HRC	60 a 62 HRC
Dureza do Núcleo	35 a 42 HRC	35 a 42 HRC

Os valores de dureza foram determinados de acordo com a referência [13], que estipula a dureza padrão em engrenagens utilizadas no ramo automotivo. É importante que a dureza superficial seja no mínimo de 60 HRC, para conferir resistência compatível com a figura 6-12, e a do núcleo esteja na faixa entre 35 e 42 HRC, podendo ser até menos dura atingindo valores de 30 HRC, para conferir tenacidade à engrenagem.

Para prever a vida das engrenagens é necessário determinar o número de ciclos de carregamento. Isso é feito pela figura 6-12, ao mesmo tempo que se define essa variável define-se também o limite admissível para esse número de ciclos. O número de ciclos utilizado será entre  $10^7$  e  $10^8$ . A tabela 6-4 indica os valores escolhidos:

Tabela 6-4: Tensões admissíveis para projeto

Número de Ciclos	Tensão de Flexão	Tensão de Contato
$10^7$	530 MPa	2000 MPa
$10^8$	530 Mpa	1650 MPa

Quanto à vida da engrenagem, é suficiente utilizar a fórmula (70):

$$V_h = \frac{N_{\text{ciclos}}}{n \cdot 60 \cdot N_{\text{contatos}}} \quad (70)$$

Onde:

- $N_{\text{ciclos}}$ : número de ciclos de carregamento;
- $n$ : rotação da engrenagem [rpm];
- $V_h$ : vida do componente [h];
- $N_{\text{contatos}}$ : número de contato por volta.

A variável  $N_{\text{contatos}}$  indica o número de contatos por revolução da engrenagem. Assim, em um TEP com 3 engrenagens planetárias, a engrenagem solar possui essa variável com valor 3.

É importante lembrar que o projeto de engrenagens consiste em um processo iterativo. É comum que as decisões pareçam um pouco desconexas, pois elas não são tomadas necessariamente em uma ordem específica, uma vez que, há muitas alterações durante o projeto.

## 6.1.2 DADOS GEOMÉTRICOS DAS ENGRENAGENS

O torque máximo que será transmitido ao diferencial será de 1060 N.m, pelos cálculos do TBR foi possível somar os momentos resistivos das duas rodas e localizar o valor máximo da soma destes momentos nas rodas. E o valor máximo de Torque transmitido para a engrenagem solar será de 630 N.m. Essas informações podem ser obtidas pelas figuras 6-13 e 6-14, obtidas a partir dos cálculos feitos na seção 5 e dos dados do TTC. Em laranja são informações referentes à prova dinâmica de enduro da competição, e em azul referente à prova de *Autocross*. É importante notar que até o tempo 15 segundos, os circuitos do *Autocross* e do enduro são bastante semelhantes e por isso a curva laranja sobrepõe a curva azul nas duas figuras.

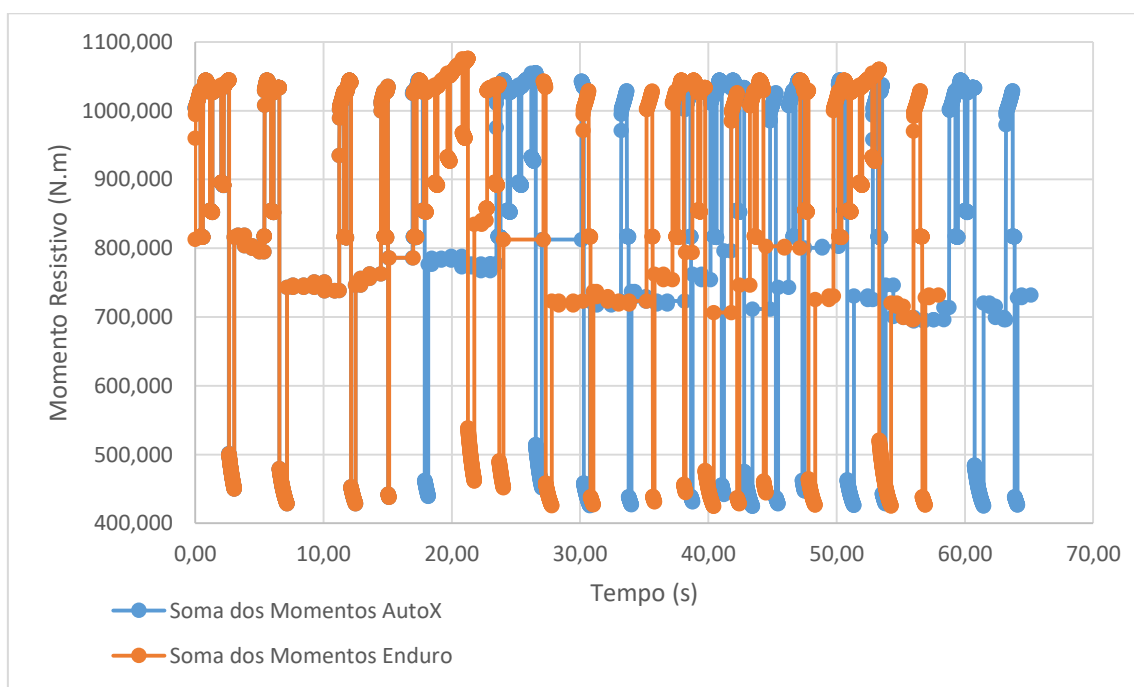


Figura 6-13: Momento máximo no eixo traseiro – *AutoX* (azul) e Enduro (laranja)

Pela figura 6-13, o momento máximo no eixo é de aproximadamente 1060 N.m, este é o torque máximo que o motor pode entregar à linha de transmissão sem que ocorra deslizamento, assim esse esforço é o esforço máximo experimentado pela carcaça do diferencial.

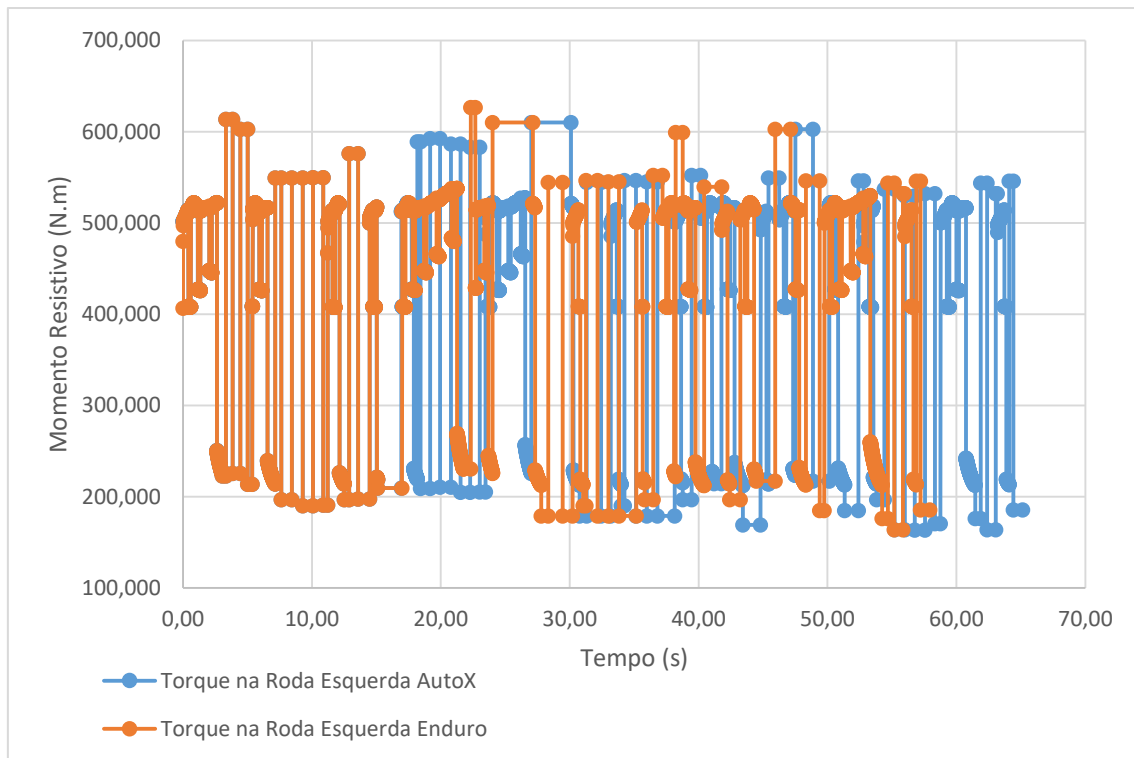


Figura 6-14: Momento Máximo na Roda Esquerda - *AutoX* (azul) e *Enduro* (laranja)

Na figura 6-14, nota-se que o valor máximo de torque é de aproximadamente 630 N.m. A roda esquerda foi escolhida, pois no decorrer do circuito a força normal é maior nela, como mostrado na figura 5-12. Esse valor de 630 N.m será utilizado como dado de entrada para o projeto das engrenagens.

Após os cálculos pela metodologia AGMA, contida no ANEXO 1, foi possível, por meio de muitas iterações, chegar aos seguintes resultados, ilustrados nas tabelas de número 6-5 a 6-8. A tabela 6-5 mostra as variáveis de entrada, não calculadas, que são refinadas ao longo do processo de iteração – usual em projeto de engrenagens.

Tabela 6-5: Parâmetros geométricos de entrada – engrenagem solar

Parâmetros Geométricos	Solares (mm)	Fórmulas
Módulo Normal	2,0	$m$
Número de Dentes	21	$N$
Diâmetro Primitivo	51,27	$d_p$
Ângulo de Pressão	25°	$\theta$
Ângulo de Hélice	35°	$\psi$
Folga Passo Circ. (Máx/Mín)	0,2/0,1	$B$
Intervalo Tolerância Dente	-0,0 / +0,1	Figura 7-5

A tabela 6-6 ilustra os parâmetros geométricos calculados a partir da norma AGMA/ANSI 2001-D04 e dos valores das variáveis da tabela 6-5.

Tabela 6-6: Parâmetros geométricos calculados - engrenagem solar

Parâmetros Geométricos	Solares (mm)	Fórmulas
Módulo Transversal	2,44	$m_t = \frac{m}{\cos \psi}$
Diâmetro de Topo	55,27	$d_t = d_p + 2. a$
Diâmetro de Base	44,56	$d_b = d_p. \cos \theta_t$
Diâmetro de Raiz	46,27	$d_r = d_p - 2. b$
Ângulo Pressão Transversal	29,65°	$\theta_t = \text{atan} \left( \frac{\tan \theta}{\cos \psi} \right)$
Folga Básica Mínima	0,5	$F_b = 0,25. m$
Adendo	2,0	$a = m$
Dedendo	2,5	$b = 1,25. m$
Profundidade de Trabalho	4,0	$WD = 2. m$
Largura Mínima Topo Dente	0,5	$L_d = 0,25. m$
Passo Circular Transversal	7,67	$P_t = \pi. m_t$
Passo Circular Normal	6,283	$P_n = \pi. m$
Espessura do Dente	3,7352	$E_d = \frac{(P_t - B)}{2} + (a - 0,5. WD. \tan \theta_t)$
Raio Filete de Base Mínimo	0,5	Eq.75

As fórmulas foram obtidas das referências [1], [11] e [13]

O mesmo procedimento foi feito para as engrenagens planetárias. A tabela 6-7 ilustra as variáveis de entrada para o projeto das engrenagens planetárias.

Tabela 6-7: Parâmetros geométricos de entrada – engrenagem planetária

Parâmetros Geométricos	Planetárias (mm)	Fórmulas
Módulo Normal	2,0	m
Número de Dentes	21	N
Diâmetro Primitivo	24,41	$d_p$
Ângulo de Pressão	25°	$\theta$
Ângulo de Hélice	35°	$\psi$
Ângulo de Separação Eng.	18,82°	$(\varphi)$
Folga Passo Circ.(Máx/Mín)	0,2/0,1	B
Intervalo Tolerância Dente	-0,0 / +0,1	Figura 7-5



Tabela 6-8: Parâmetros geométricos calculados - engrenagem planetária

Parâmetros Geométricos	Planetárias (mm)	Fórmulas
Módulo Transversal	2,44	$m_t = \frac{m}{\cos \psi}$
Diâmetro de Topo	28,41	$d_t = d_p + 2. a$
Diâmetro de Base	21,22	$d_b = d_p. \cos \theta_t$
Diâmetro de Raiz	19,41	$d_r = d_p - 2. b$
Ângulo Pressão Transversal	29,65°	$\theta_t = \text{atan} \left( \frac{\tan \theta}{\cos \psi} \right)$
Folga Básica Mínima	0,5	$F_b = 0,25. m$
Adendo	2,0	$a = m$
Dedendo	2,5	$b = 1,25. m$
Profundidade de Trabalho	4,0	$WD = 2. m$
Largura Mínima Topo Dente	0,5	$L_d = 0,25. m$
Passo Circular Transversal	7,67	$P_t = \pi. m_t$
Passo Circular Normal	6,283	$P_n = \pi. m$
Espessura do Dente	3,7352	$E_d = \frac{(P_t - B)}{2} + (a - 0,5. WD. \tan \theta_t)$
Raio Filete de Base Mínimo	0,6	Eq.75

### 6.1.3 RESULTADOS METODOLOGIA AGMA E VIDA

Utilizando a Metodologia AGMA, ANEXO I, os seguintes resultados foram atingidos, ilustrados nas tabelas 6-9 e 6-10:

Tabela 6-9: Resultados da Metodologia AGMA - engrenamento Solar/Planetária

<b>Parâmetros AGMA</b>	<b>Solares</b>	<b>Planetárias</b>
Torque Máximo	630 N.m	157,5 N.m
Força Tangencial Transmitida (Fx total)	24457 N	6114,4 N
Força Dividida pelo TEP (4) (Fx)	6114,4 N	N/A
Fator de Sobrecarga (Ko)	1	1
Fator Dinâmico (Kv)	1,14	1,14
Qualidade de Fabricação (Qv)	8	8
Fator Tamanho (Ks)	1,013	1,005
Largura de Face (F)	22 mm	22 mm
Fator de Distribuição de Carga (Kh)	1,156	1,203
Fator de Espessura de Aro (Kb)	1	1
Fator Geométrico Flexional (Yj)	0,4462	0,3927
Fator de Temperatura (Kt)	1	1
Fator de Confiabilidade (Kr)	1	1
Fator de Ciclagem (Yn)	1	1
Tensão de Flexão ( $\sigma$ )	339,2 MPa	398 MPa
Tensão de flexão admissível (Sy)	530 MPa	530 MPa
Fator de Segurança Flexão (FS flexão)	1,56	1,33
Fator de Ciclagem (Zn)	1	1
Coeficiente Elástico (Ze)	187	187
Fator de Condição Superficial (Zr)	1	1
Fator geométrico de Crateramento (Zl)	0,172	0,172
Tensão Compressiva ( $\sigma_c$ )	1754 MPa	1782 MPa
Tensão compressiva admissível (Sc)	2000 MPa	2000 MPa
Fator de Segurança Desgaste (FS c)	1,14	1,12
Vida (horas)	592	563

Tabela 6-10: Resultados da Metodologia AGMA - engrenamento Planetária/Planetária

<b>Parâmetros AGMA</b>	<b>Planetárias</b>	<b>Planetárias</b>
Torque Máximo (M)	157,5 N.m	157,5 N.m
Força Tangencial Total (Fx total)	6114,4 N	6114,4 N
Força Dividida pelo TEP (4) (Fx)	N/A	N/A
Fator de Sobrecarga (Ko)	1	1
Fator Dinâmico (Kv)	1,09	1,09
Qualidade de Fabricação (Qv)	8	8
Fator Tamanho (Ks)	1,022	1,022
Largura de Face (F)	30 mm	30 mm
Fator de Distribuição de Carga (Kh)	1,245	1,245
Fator de Espessura de Aro (Kb)	1	1
Fator Geométrico Flexional (Yj)	0,3927	0,3927
Fator de Temperatura (Kt)	1	1
Fator de Confiabilidade (Kr)	1	1
Fator de Ciclagem (Yn)	1	1
Tensão de Flexão ( $\sigma$ )	296 MPa	296 MPa
Tensão de flexão admissível (Sy)	530 MPa	530 MPa
Fator de Segurança Flexão (FS flexão)	1,79	1,79
Fator de Ciclagem (Zn)	1	1
Coeficiente Elástico (Ze)	187	187
Fator de Condição Superficial (Zr)	1	1
Fator geométrico de Crateramento (Zl)	0,122	0,122
Tensão Compressiva ( $\sigma c$ )	1822 MPa	1822 MPa
Tensão compressiva admissível (Sc)	2000 MPa	2000 MPa
Fator de Segurança Desgaste (FS c)	1,10	1,10
Vida (horas)	476	476

Para a obtenção da vida do engrenamento foi utilizado o que se determinou nas diretrizes práticas, equação (70), e foi feito um histograma de frequências para avaliar quanto tempo as engrenagens serão submetidas aos esforços. Na figura 6-15 o histograma revela as frequências de utilização das marchas durante a prova do Autocross da Fórmula SAE Brasil 2016.

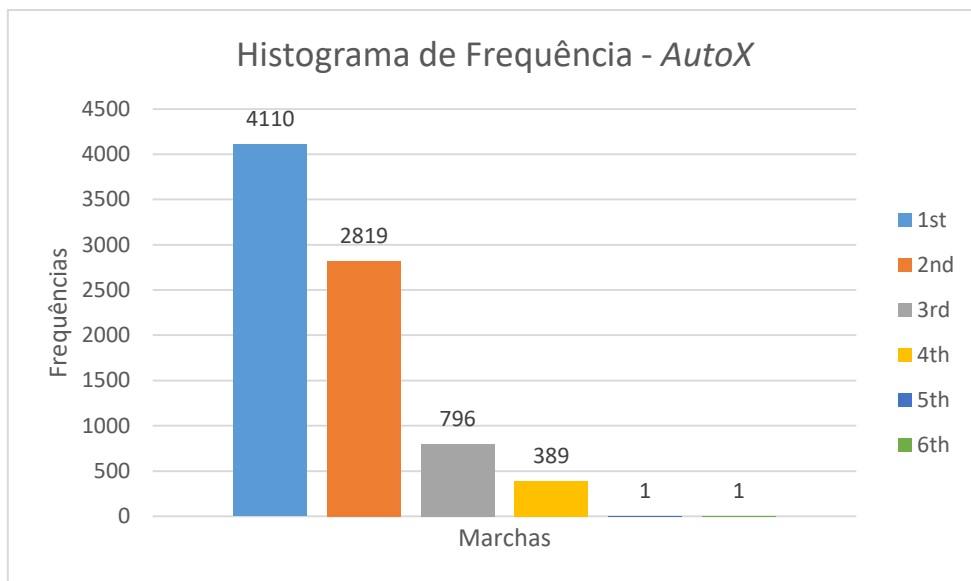


Figura 6-15: Histograma de frequência de utilização das marchas.

Observa-se pelo histograma que aproximadamente metade do tempo as engrenagens são submetidas aos esforços máximos considerados neste trabalho (50,65%). Isso porque de acordo com a tabela 4-2, que contém os valores de torque gerado pelo motor por marcha, apenas a primeira marcha consegue entregar um torque igual ou acima de 1060 N.m. O motor não consegue entregar esse torque quando outras marchas estão engatadas. Assim o esforço máximo só ocorre na primeira marcha. Vale lembrar também que qualquer valor de torque acima de 1060 N.m gera deslizamento dos pneus, ou seja, o limite que a transmissão deve suportar é de apenas 1060 N.m, não importando o quanto é gerado a mais pelo motor, uma vez que adicionais de torque só farão a roda deslizar.

Observa-se também que a sexta marcha não é utilizada, podendo esta ser retirada do veículo para alívio de peso, possivelmente a quinta também poderia passar pelo mesmo processo.

Tomando o ano de 2015 como referência, a equipe teve 3 meses de testes com 6 dias de treinos/testes por mês (3 dos 4 finais de semana). Cada dia de teste constituiu naquele ano 4 horas de utilização do veículo. Durante a competição o veículo foi utilizado por apenas 2 horas. Usando essas informações e o histograma, conclui-se que a vida mínima de projeto é de 10,15 anos para o diferencial.

É importante lembrar também que, nesse horizonte de 10 anos as engrenagens começam a apresentar dano, porém são capazes ainda de suportar até  $5 \cdot 10^8$  ou  $7 \cdot 10^8$  ciclos [13] porém não muito mais que isso.

## 6.1.4 CÁLCULO DO TBR

Com as equações da seção 5 e as propriedades geométricas das engrenagens, tabelas 6-5 a 6-8, é possível calcular o TBR. A tabela 6-11 ilustra os dados referentes ao cálculo:

Tabela 6-11: Variáveis para cálculo do TBR

Variáveis	Valor	Símbolo
Coefficiente dinâmico de atrito (metal/metal lubrificado)	0,16 [28]	$\mu$
Raio de contato planetária para torque de atrito	10,34 mm	$r_{cph}$
Raio de contato solar para torque de atrito	18,44 mm	$r_{csh}$
Constante "P"	2,59	P
Constante "Q"	1,86	Q
Constante "C"	3,89	C
Ângulo de separação entre planetárias	18,82°	( $\varphi$ )
Ângulo da força resultante na planetária esquerda	121,18°	( $\beta$ )
Torque na Solar Esquerda	648,43 N.m	T1
Torque na Solar Direita	237,87 N.m	T2
TBR	2,75:1	

## 6.1.5 BRAÇO ESTRIADO DA ENGRENAGEM

O estriado interno das engrenagens solares deve ser compatível com a junta de transmissão tulipa já fabricada pela equipe Apuama Racing. A figura 6-16 ilustra a tulipa.

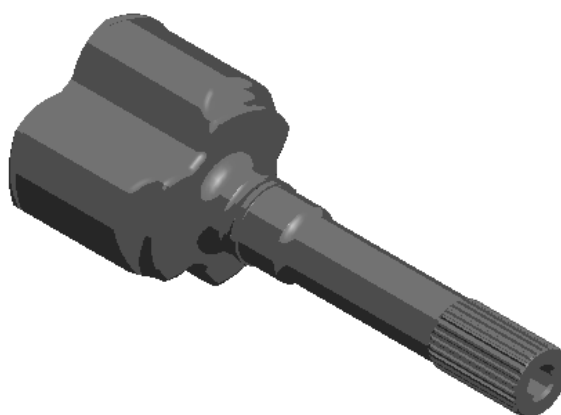


Figura 6-16: Junta de Transmissão Tulipa Esquerda

As dimensões do estriado são mostradas na tabela 6-12:

Tabela 6-12: Propriedades geométricas estriado interno

Parâmetros Geométricos	Estriado Interno - Engrenagens Solares
Módulo	0,79375 mm
Número de Dentes	28
Ângulo de Pressão	30°
Diâmetro de Topo	23,30 – 23,40 mm
Diâmetro Primitivo	22,225 mm
Diâmetro de Raiz	21,60 – 21,70 mm
Espaço Mín. Efetivo entre dentes	1,294 mm
Espaço atual entre dentes	1,331 – 1,370 mm
Ângulo do Espaço entre dentes	68°
Raio do filete de Raiz Máx.	0,3 mm
Comprimento efetivo	26 mm

Para verificar a capacidade do estriado de resistir ao torque aplicado foi utilizado à fórmula (71) de [11], que é a equação básica da SAE para cálculo de braços estriados. A equação considera que apenas 25% dos dentes estão realmente engatados e transmitindo potência.

$$\tau = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d_p^2 \cdot l} = \frac{16 \cdot 630000}{\pi \cdot (22,225) \cdot 25} = 249,83 \text{ MPa} . \quad (71)$$

Onde:

- $\tau$ : Tensão de cisalhamento no círculo primitivo [MPa];
- T: torque aplicado no estriado (figura 6-14) [N.m];
- $D_p$ : Diâmetro primitivo do estriado interno [m];
- l: Comprimento efetivo do estriado [m].

Por critério de falha de von-Mises [1], é possível encontrar o fator de segurança:

$$FS = \frac{S_y}{\sqrt{3} \cdot \tau} = \frac{710}{\sqrt{3} \cdot 249,83} , \quad (72)$$

$$FS = 1,64 .$$

Onde:

- $S_y$ : Limite de escoamento [MPa];
- FS: Fator de segurança.

## 6.2 CARÇAÇA DO DIFERENCIAL

A carcaça do diferencial é o componente que vai abrigar as engrenagens e mantê-las em suas respectivas posições. Como já discutido anteriormente, o material utilizado na carcaça é o aço AISI 4340 normalizado em razão de sua resistência e dureza elevadas. A carcaça será dividida em três partes para facilitar o trabalho de usinagem e de montagem. Algumas dimensões da carcaça foram alteradas para atender alguns componentes já fabricados, como as tulipas. A figura 6-17 ilustra os componentes da carcaça do diferencial: tampa superior (estriada), corpo e tampa inferior.

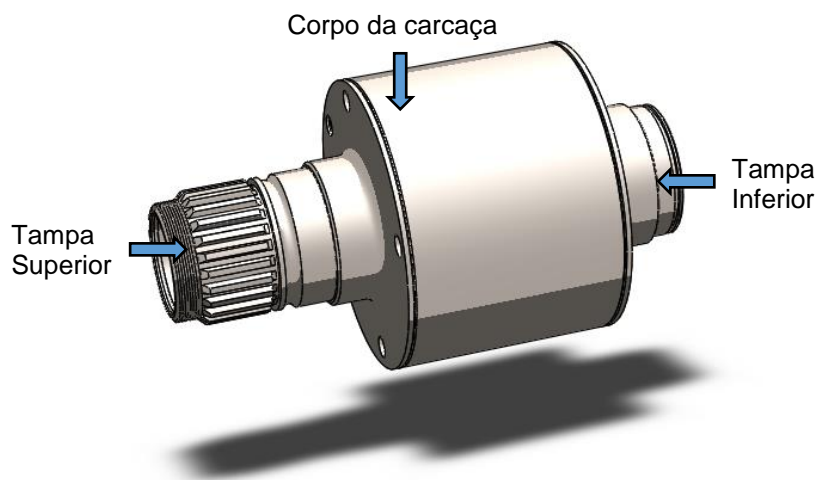


Figura 6-17: Carcaça do Diferencial

O estriado na tampa superior conecta o diferencial à coroa, que recebe a potência do motor. O diagrama na figura 6-18 ilustra a composição das forças no diferencial.

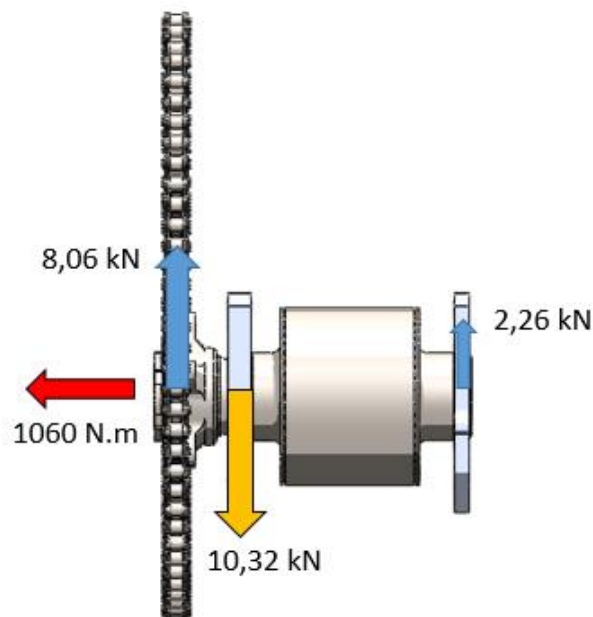


Figura 6-18: Composição de Forças no Diferencial

O diagrama de forças da figura 6-18 foi feito com um esforço de 8,06 kN no topo da coroa, simulando a força de tração da corrente. Essas forças são também a base para a seleção dos rolamentos e dos parafusos.

A carcaça foi analisada por elementos finitos pela plataforma *Ansys*. A malha foi gerada e otimizada pelo software *SpaceClaim*. O tamanho médio de elemento para a carcaça – tampa superior, corpo e tampa inferior – foi de 2mm. Foi priorizado o uso de elementos Hex 20, prismas retangulares, e quad 15, prismas com base triangular.

A figura 6-19 ilustra as condições de contorno para a simulação. A peça foi engastada nos furos de comunicação com o corpo da carcaça, nas regiões em azul indicadas por A. Há um suporte de não deslocamento radial em razão da presença do mancal de rolamento situado na região em azul indicado por B. Os esforços são compostos de um torque e de uma força concentrada na região do estriado, em vermelho, indicados por C e D respectivamente.

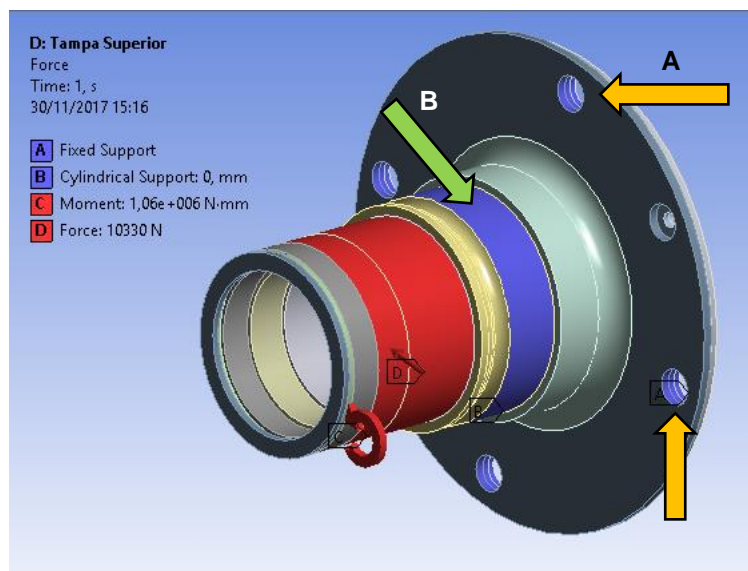


Figura 6-19: Condições de contorno para simulação da tampa superior

A figura 6-20 mostra a tensão equivalente de von-Mises na tampa superior da carcaça.



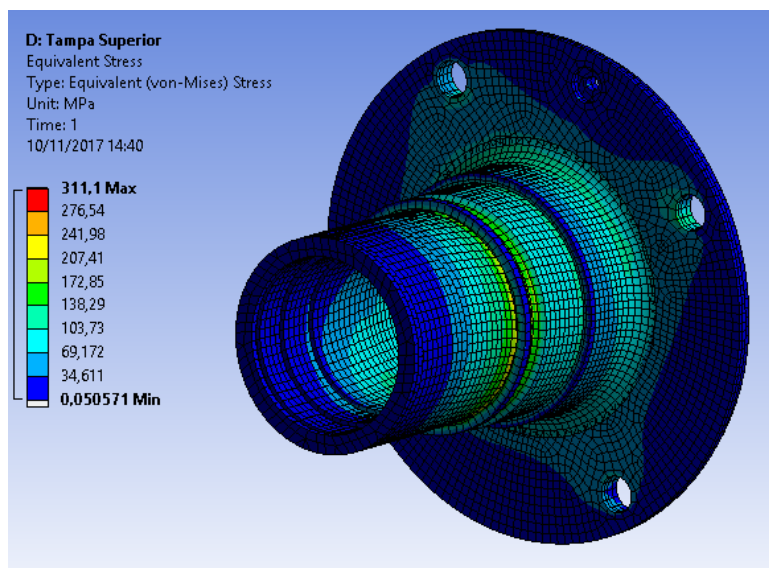


Figura 6-20: Tensão equivalente de von-Mises [MPa] na Tampa Superior.

Observa-se na figura 6-20 que a tensão máxima no componente foi de 311 MPa, essa tensão ficou concentrada em uma região bem pequena do modelo próxima a mudança de seção que constitui o batente do adaptador da coroa. A figura 6-21 ilustra a deformação do componente dado o esforço combinado do torque de 1060 N.m e a força tangencial de 8,06 kN mostrada na figura 6-18. O máximo da deformação total foi de 0,06 mm na região do estriado.

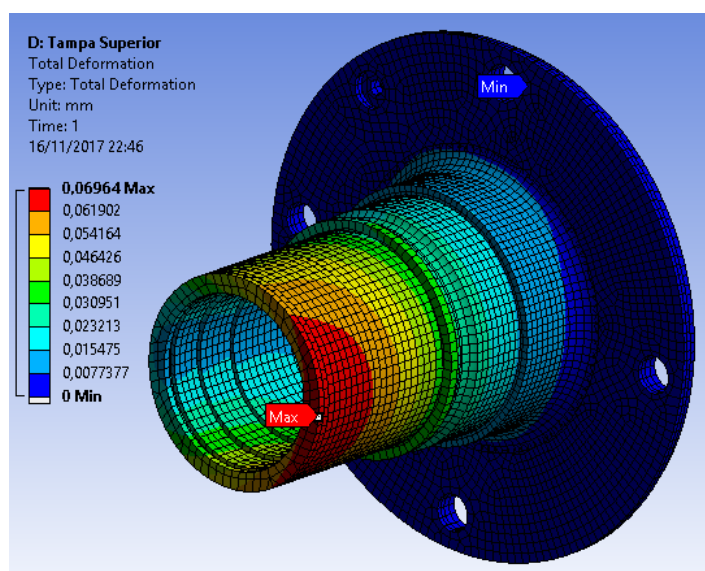


Figura 6-21: Deformação [mm] da Tampa Superior.

A figura 6-22 indica o índice de qualidade de malha por meio da variável qualidade do elemento da plataforma Ansys. Esse índice varia de 0 a 1 e representa a razão entre a área e o volume dos elementos gerados, quanto mais elementos com valor próximo de

1, melhor a qualidade da malha. Na figura 6-22 também é possível visualizar os tipos de elementos utilizados na simulação e sua quantidade no modelo.

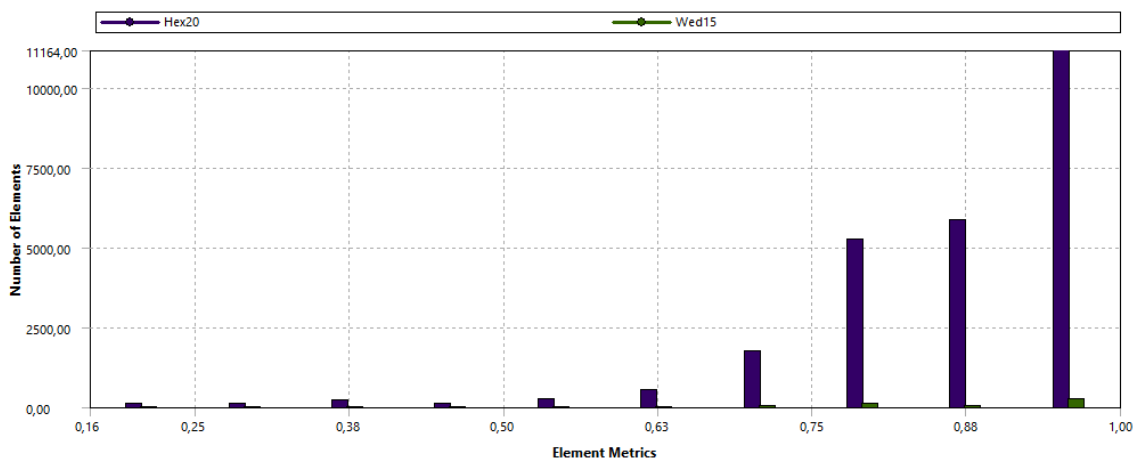


Figura 6-22: Propriedades da malha gerada na peça Tampa Superior: Qualidade do elemento - Ansys

Percebe-se que há uma concentração grande de elementos que possuem valor de qualidade do elemento próximo ou igual a 1. A média desse indicador foi de 0,87 para a simulação da tampa superior.

Agora, será feita a análise do corpo da carcaça. A figura 6-23 ilustra as condições de contorno utilizadas. A peça foi engastada nos furos de comunicação com as tampas, em azul, e foi aplicado o esforço, em vermelho, de acordo com a figura 5-10 (b) da seção que descreve a resultante das forças nas engrenagens planetárias.

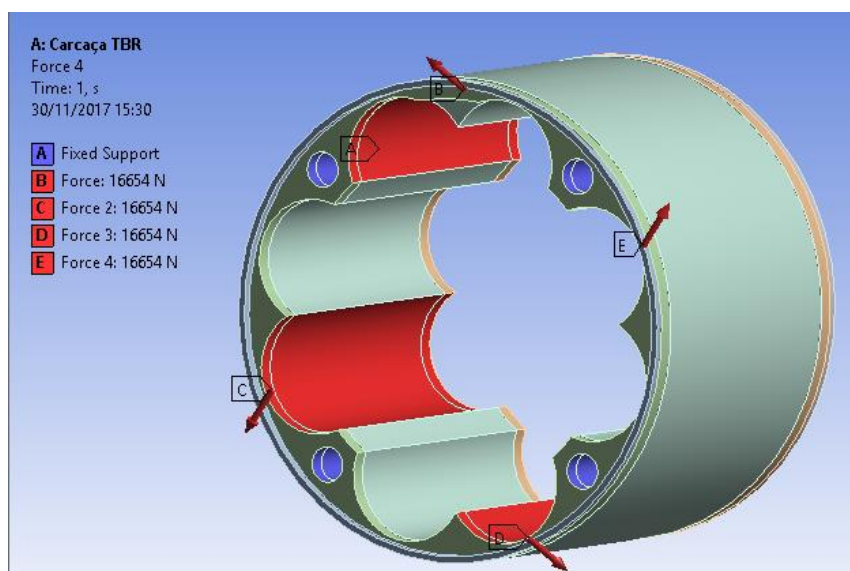


Figura 6-23: Condições de contorno para simulação do corpo da carcaça

A figura 6-24 ilustra a tensão no corpo da carcaça:

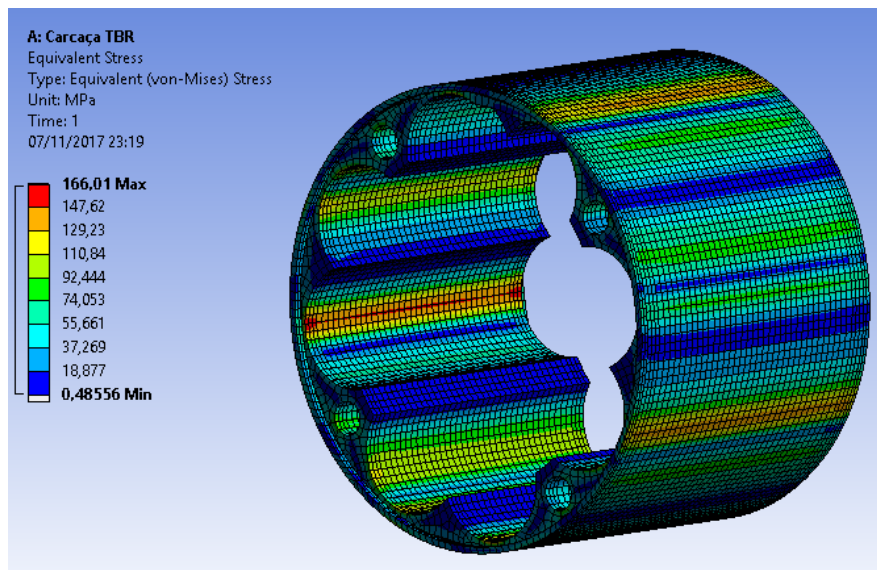


Figura 6-24: Tensão equivalente de von-Mises [MPa] no corpo da carcaça

Observa-se na figura 6-24 que a tensão máxima no componente foi de 166 MPa, essa tensão ficou concentrada nas regiões que envolvem as engrenagens planetárias de mão esquerda. Os esforços atuantes na carcaça são as resultantes calculadas na seção 5 deste trabalho, que são iguais às reações da carcaça. A figura 6-25 ilustra a deformação total do componente. A deformação máxima foi de 0,035 mm distribuído em quatro regiões no corpo da carcaça do diferencial.

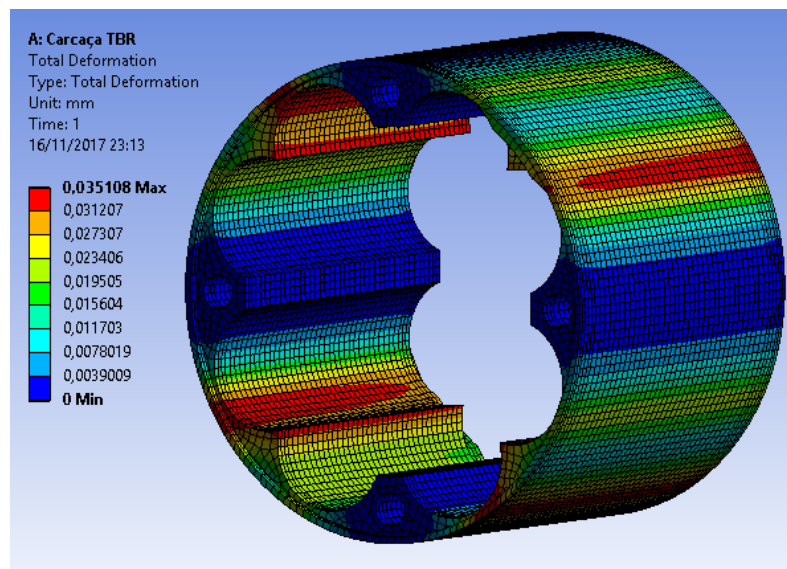


Figura 6-25: Deformação [mm] no corpo da carcaça do Diferencial

A figura 6-26 indica a métrica de malha qualidade do elemento. A média dos valores desse índice foi de 0,88. Pela figura 6-26, observa-se grande concentração de elementos próximos do valor 1.

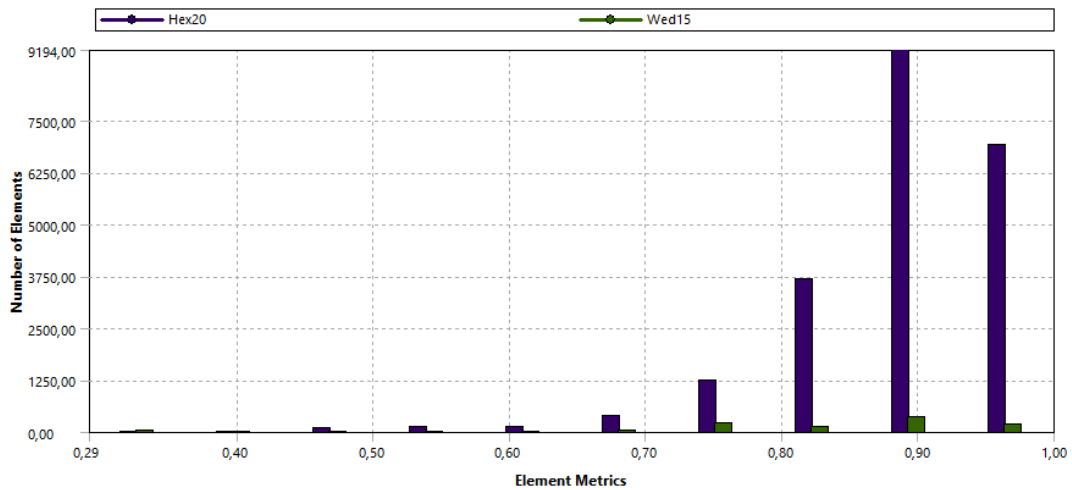


Figura 6-26: Índice de qualidade de malha na peça corpo da Carçaça: *Qualidade do Elemento – Ansys*

Agora, será feita a análise da tampa inferior da carçaça. A figura 6-27 ilustra as condições de contorno utilizadas. A peça foi engastada no furo central, região B e azul, para simular o esforço durante uma largada. O momento é transmitido pelos furos de comunicação com o resto da carçaça, região A em vermelho, e há uma força concentrada em razão da resposta do mancal de rolamento na peça avaliada, região C em vermelho.

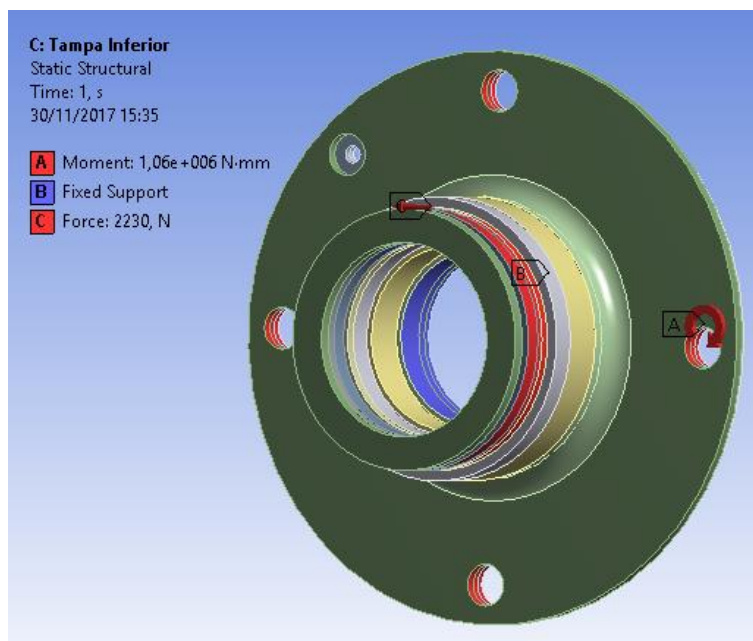


Figura 6-27: Condições de contorno para simulação da tampa inferior

A figura 6-28 ilustra a tensão na tampa inferior da carcaça. O valor de tensão máxima foi de 203 MPa. Para simular o esforço na peça foi aplicado o torque na furação e a parte interna foi determinada como fixa.

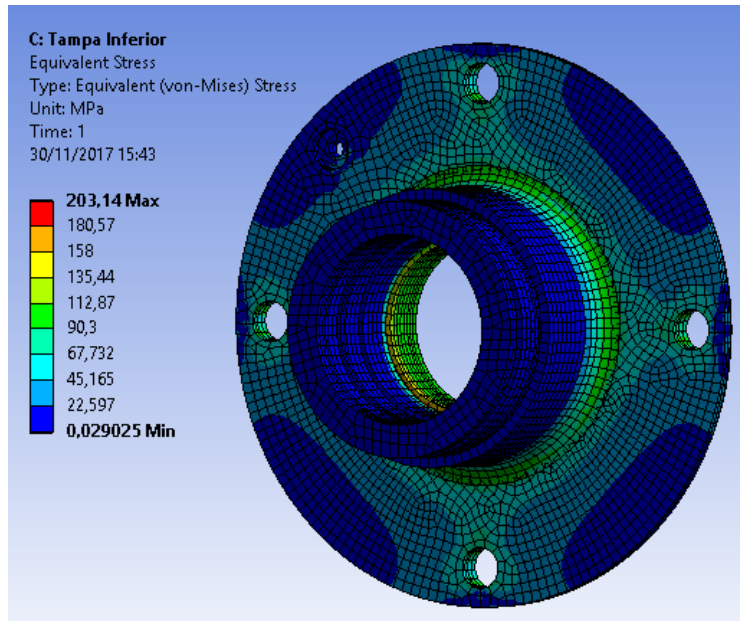


Figura 6-28: Tensão equivalente de von-Mises [MPa] na Tampa Inferior.

A figura 6-29 indica a deformação total no componente, o valor máximo atingido foi de 0,027 mm na região próxima aos furos em que é transmitido o torque.

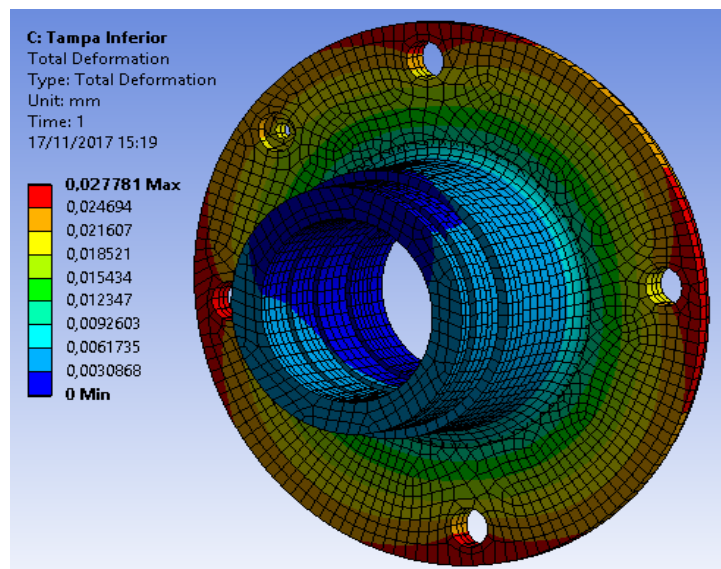


Figura 6-29: Deformação Total [mm] na Tampa Inferior.

Na figura 6-30, observa-se alta concentração de elementos próximos do valor de 1, que indica uma malha de boa qualidade. A métrica da malha teve média de 0,86.

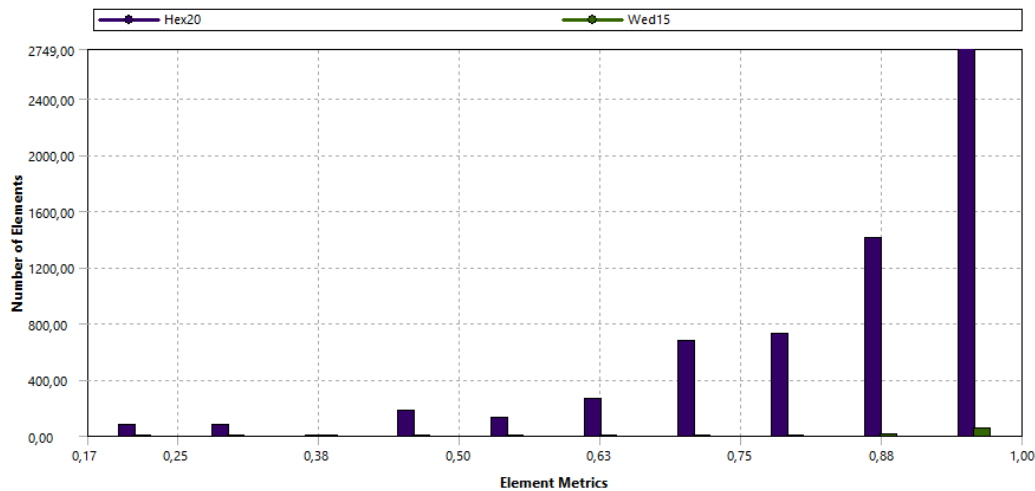


Figura 6-30: Índice de qualidade de malha na peça Tampa Inferior: *Qualidade do Elemento - Ansys*

Para a análise foi utilizado o máximo de torque possível gerado pelos pneus, ou seja, em todas as condições ótimas. Essa condição é a mais extrema possível. Percebe-se pelas simulações que os valores de tensão ficaram bem abaixo do limite de escoamento do material aço AISI 4340 normalizado (informações na tabela 5-2). O fator de segurança para as peças ficou no mínimo em aproximadamente 2.

### 6.2.1 BRAÇO ESTRIADO NA CARÇAÇA

Como a coroa fica fora dos mancais, é necessário um método não permanente de ligação entre a coroa e a carcaça. Para isso a tampa superior contará com um estriado para receber o torque do motor. A tabela 6-13 ilustra as dimensões do braço estriado, e a equação (73) indica a tensão cisalhante na linha do círculo primitivo e o fator de segurança do componente.

Tabela 6-13: Parâmetros geométricos do braço estriado

Parâmetros Geométricos	Estriado externo - Carcaça
Módulo	2
Número de Dentes	28
Ângulo de Pressão	30°
Diâmetro de Topo	49,80 – 49,90 mm
Diâmetro Primitivo	48 mm
Diâmetro de Raiz	45,00 – 45,10 mm
Passo Circular	6,28 mm
Espessura do Dente	3,14 mm
Raio do filete de Raiz Máx	0,4 mm
Comprimento efetivo	25,00 mm



Para verificar a capacidade do estriado de resistir ao torque aplicado foi utilizado à fórmula (71) de [11]. O valor de torque é obtido da figura 6-18 e do que foi apresentado na seção 5 e 6.1.2. A tensão de cisalhamento é dada pela equação (73) e o fator de segurança do estriado é dado pela relação (74):

$$\tau = \frac{16.T}{\pi.d_p^2.l} = \frac{16.1060000}{\pi.48^2.25} = 93,72 \text{ MPa} . \quad (73)$$

Por critério de falha de von-Mises [1]:

$$FS = \frac{S_y}{\sqrt{3}.\tau} = \frac{710}{\sqrt{3}.93,72}, \quad (74)$$

$$FS = 4,37 .$$

### 6.3 MANCAIS DE SUPORTE

Os mancais de suporte do diferencial devem ser leves, fáceis de montar e possuir mecanismo para tracionar a corrente de forma simples. Para garantir leveza e alta resistência será utilizada liga de alumínio nos mancais, 7075-T6, a tabela 6-14 indica as propriedades desse material.

Tabela 6-14: Propriedades do Alumínio 7075-T6 1/2 - 1 polegada [30]

Propriedades Mecânicas	S.I	Comp.	%
Massa específica	2,81 g/cm <sup>3</sup>	Al	87,1 – 91,4
Dureza (Vickers)	175	Cr	0.18 – 0.28
Limite de Escoamento (S <sub>y</sub> )	469 MPa	Cu	1,2 – 2,0
Módulo de Elasticidade (E)	71,7 GPa	Fe	≤ 0.50
Módulo de Cisalhamento (G)	26,9 GPa	Mg	2,1 – 2,9
Coeficiente de Poisson (ν)	0.33	Mn	1.65 – 2.0
		Zn	5,1 – 6,1
		Si	≤ 0.40
		Ti	≤ 0.20

Para tracionar e diminuir a folga da corrente há algumas possibilidades, as mais utilizadas são mostradas na figura 6-31:

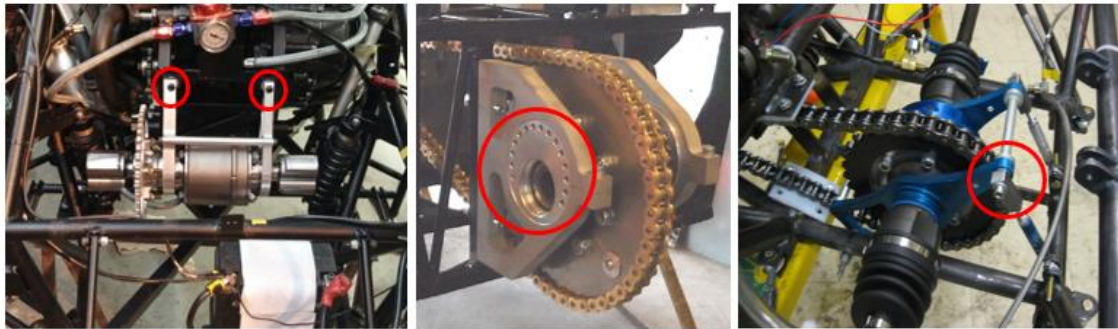


Figura 6-31: Métodos de Tensionamento de corrente (A) Chapas de “Cambagem”; (B) Disco Excêntrico; (C) Terminais Rotulares [33]

A opção A é uma solução simples e eficiente para tracionar a corrente. Ao adicionar ou retirar pequenas chapas metálicas, todo o sistema é deslocado para frente ou para trás.

As vantagens desse conceito são:

- Não há inclinação do diferencial, pois basta adicionar ou retirar o mesmo número de chapas nos dois mancais;
- Há economia de material para usinagem pois o método de tracionar é externo ao conceito do mancal, são necessárias poucas alterações para adequar o mancal a esse método;
- É o mais leve, pois dispensa o uso de muitos parafusos.

As desvantagens desse conceito são:

- Montagem e desmontagem lentas. As chapas não podem possuir rasgo para facilitar sua entrada, pois com vibração do veículo elas tendem a sair de sua posição original e causar instabilidade nos mancais e na linha de transmissão. Assim, para diminuir determinada folga, devem ser retirados todos os parafusos dos mancais para adicionar ou retirar chapas.

A opção B é uma solução um pouco mais sofisticada. O mancal é composto por duas peças, uma delas é um disco excêntrico que ao ser girado desloca o diferencial para frente ou para trás e a segunda é uma carcaça para o disco.

As vantagens desse conceito são:

- Não há inclinação do diferencial, pois basta adicionar um parafuso em furos correspondentes nos dois mancais;
- Não é necessário desmontar o sistema para fazer a regulagem da folga da corrente;



- A regulagem é feita de forma rápida e simples apenas retirando alguns parafusos;
- Manutenção facilitada, pois a carcaça pode ser facilmente retirada e apenas o disco excêntrico fica preso ao diferencial pelo rolamento;
- Confiabilidade muito alta, pois o disco se ancora na resistência à cisalhamento dos parafusos, assim a falha do componente é bem menos provável.

As desvantagens desse conceito são:

- Custos mais elevados, isso porque é mais material para usinagem e são duas peças para cada mancal, no total 4 peças;
- Possui mais parafusos do que a opção "A", o que o torna mais pesado comparativamente.

A opção C é uma solução simples que consiste na adição de dois terminais rotulares para cada mancal, um com rosca esquerda e outro direita. Ao girar a barra de regulagem o diferencial é deslocado para frente e para trás.

As vantagens desse conceito são:

- Fácil manutenção, pois os mancais podem possuir conceito mais simplificado, o que facilita e muito a montagem e a manutenção;
- Rápido ajuste da folga da corrente. Basta rotacionar duas barras para deslocar o diferencial para frente e para trás e travá-las com porcas;
- Há economia de material para usinagem pois o método de tracionar é externo ao conceito do mancal, são necessárias poucas alterações para adequar o mancal a esse método.

As desvantagens desse conceito são:

- Há possibilidade de inclinação do diferencial, pois como o tensionamento da corrente depende da posição da barra de regulagem em relação à rosca de dois terminais rotulares fica difícil colocá-los exatamente na mesma distância;
- Menor rigidez dos mancais, como o mancal é apoiado em um ponto com terminais rotulares, há certo movimento da linha a cada acelerada mais forte, o que pode causar instabilidade estrutural dos mancais;
- Custos mais elevados em razão da compra de 4 terminais rotulares, 2 de rosca esquerda e 2 de direita.

Os pontos principais no projeto dos mancais são confiabilidade, rapidez na montagem/desmontagem e na regulagem da folga. Por esses motivos a opção B foi

escolhida como conceito para os mancais, pois possui alta confiabilidade, manutenção facilitada e rápida regulagem.

A figura 6-32 ilustra os mancais esquerdo e direito que irão suportar o diferencial e regular a folga da corrente.

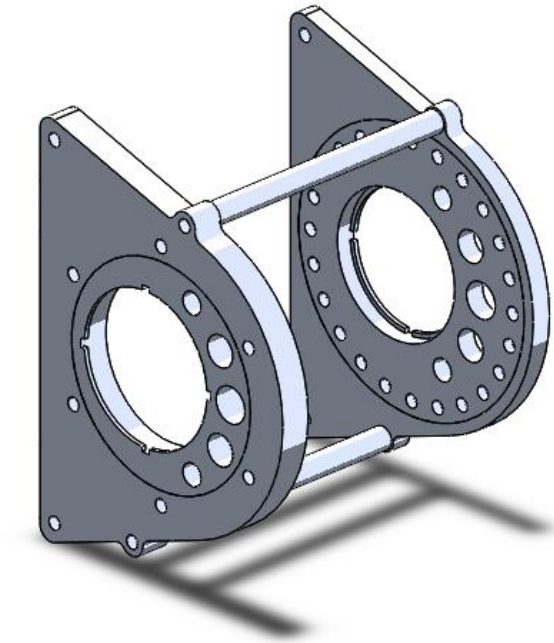


Figura 6-32: Montagem Mancais do Diferencial

Como as engrenagens do diferencial trabalham gerando atrito por meio de forças axiais foi adicionado duas uniões entre os mancais para ajudar o mancal a resistir esses esforços. Além disso, com a adição das uniões foi possível utilizar rolamentos mais simples, o que reduziu peso e reduziu o volume do projeto. As uniões também são úteis para ajudar a resistir o momento fletor resultante na linha em razão do posicionamento da coroa.

Para garantir a integridade dos mancais durante o funcionamento da transmissão, eles foram analisados por elementos finitos na plataforma *Ansys*. A malha foi gerada com tamanho médio de elemento igual a 2 mm. Os elementos utilizados foram o hex 20 e o quad 15.

As condições de contorno podem ser encontradas na figura 6-33. A força foi considerada remota no topo da coroa inicialmente, simulando a tração na corrente. Porém, o torque não é transmitido para os mancais nessa situação, uma vez que estes estão ligados à carcaça por rolamentos, assim, apenas a força concentrada deve ser resistida pela montagem dos mancais.

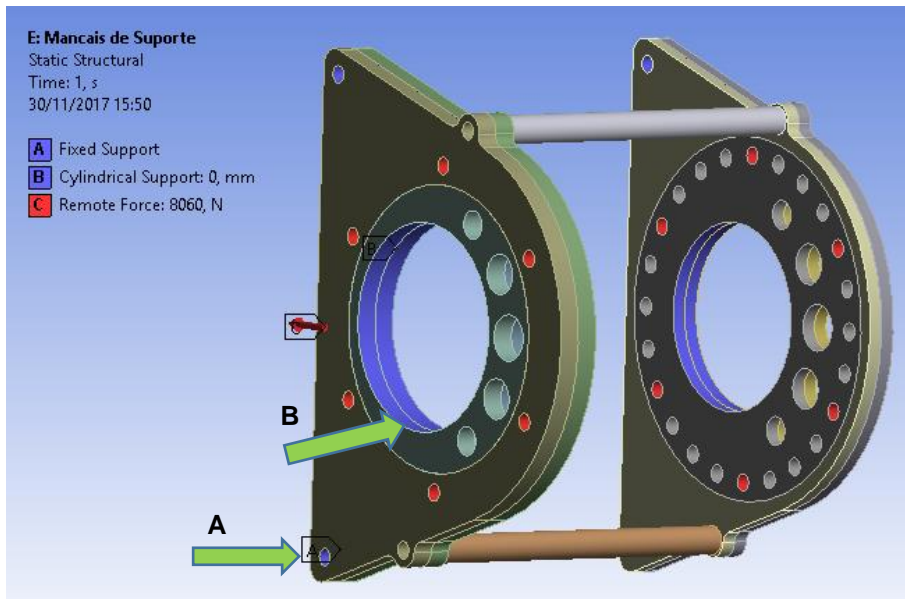


Figura 6-33: Condições de contorno para simulação da montagem dos mancais

Nos furos centrais, região B em azul, foi definido condição de não deslocamento radial, em razão dos mancais de rolamento. Nos furos na extremidade dos mancais, região A em azul, que são os pontos de fixação da montagem foi considerado condição de engaste.

A figura 6-34 ilustra a distribuição de tensão na montagem. Os valores máximos de tensão foram de 107 MPa.

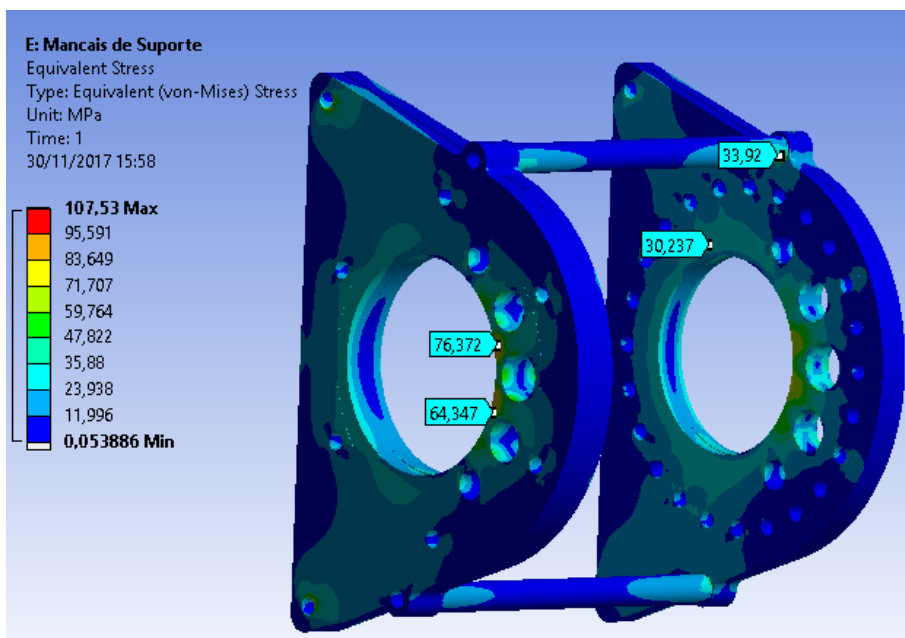


Figura 6-34: Tensão equivalente de von-Mises [MPa] nos Mancais

De acordo com a análise feita, o fator de segurança da peça é um pouco acima de 4. O fator ficou um pouco alto, mas isso se deve a restrições de outros componentes comerciais como os rolamentos utilizados.

A figura 6-35 indica a deformação total da montagem dos mancais. O valor máximo de deformação foi de 0,247 mm. A deformação um pouco mais alta se deve à utilização do alumínio nos mancais. Para corrigir esse problema é possível adicionar mais uma união entre os mancais que conecte as regiões em vermelho na peça, por meio dos furos nos discos excêntricos.

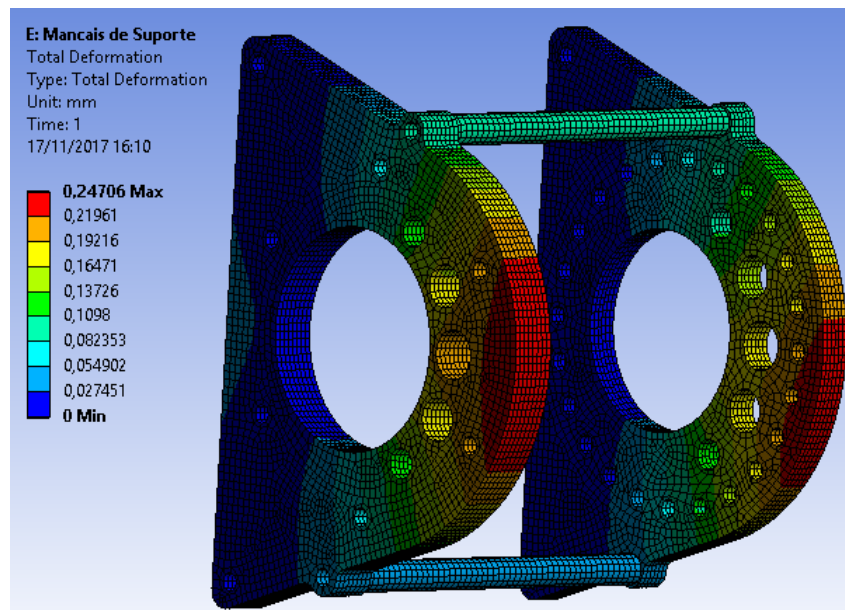


Figura 6-35: Deformação total [mm] na Montagem dos Mancais

A figura 6-36 indica a métrica de malha qualidade do elemento. A média dos valores desse índice foi de 0,867. Observa-se também grande concentração de elementos próximos do valor 1.

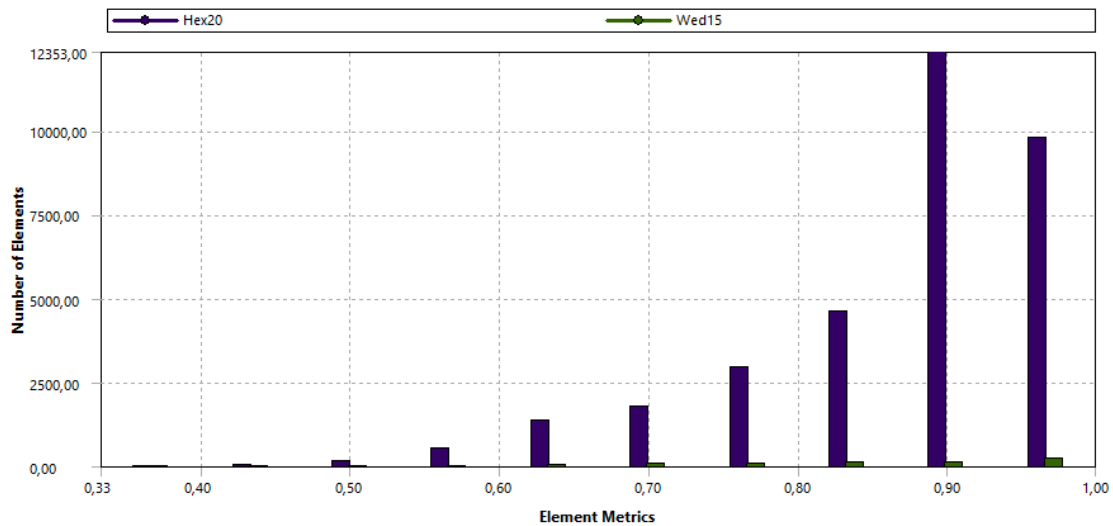


Figura 6-36: Propriedades da malha gerada na Montagem dos Mancais: Qualidade do elemento - Ansys

## 6.4 OUTROS COMPONENTES

Há ainda alguns componentes periféricos importantes para o funcionamento do diferencial. Os componentes são:

- Adaptador estriado da coroa;
- Flange da coroa;
- Prensador do adaptador da coroa;
- Prensador do rolamento esquerdo.

O adaptador estriado da coroa faz a ligação entre a carcaça e a coroa. Ele foi analisado por elementos finitos na plataforma Ansys. A malha foi gerada com tamanho de elemento médio igual a 1 mm. Os elementos utilizados foram hex 20, quad 15 e tet 10 em razão da geometria da peça não foi possível utilizar apenas elementos hex 20 e quad 15 como nas simulações anteriores. As condições de contorno podem ser observadas na figura 6-37 o torque foi aplicado nas regiões em vermelho, e a região azul foi considerada engastada. O valor do torque é obtido da figura 6-18.

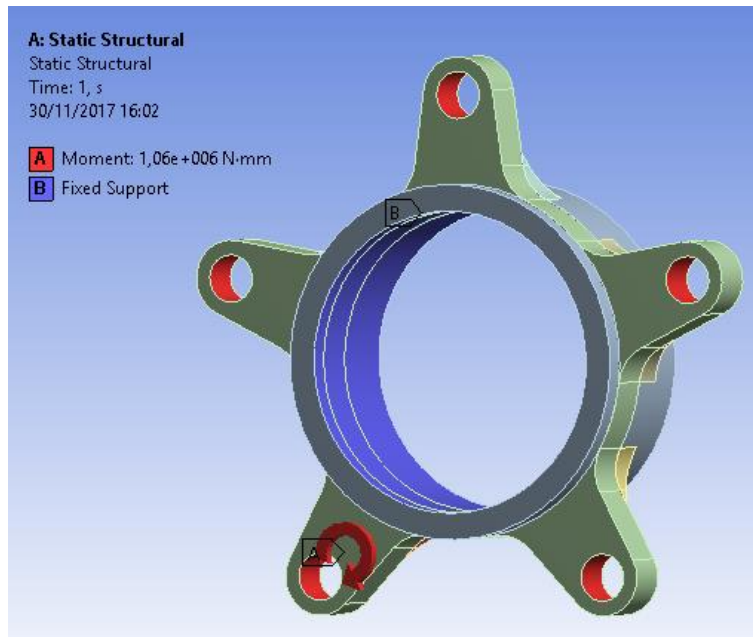


Figura 6-37: Condições de contorno para simulação do adaptador estriado da coroa.

O material utilizado é o aço AISI 4340 Normalizado (tabela 5-2). A figura 6-38 ilustra a distribuição de tensão na peça. A tensão máxima foi de 331,84 MPa na região dos furos do adaptador.

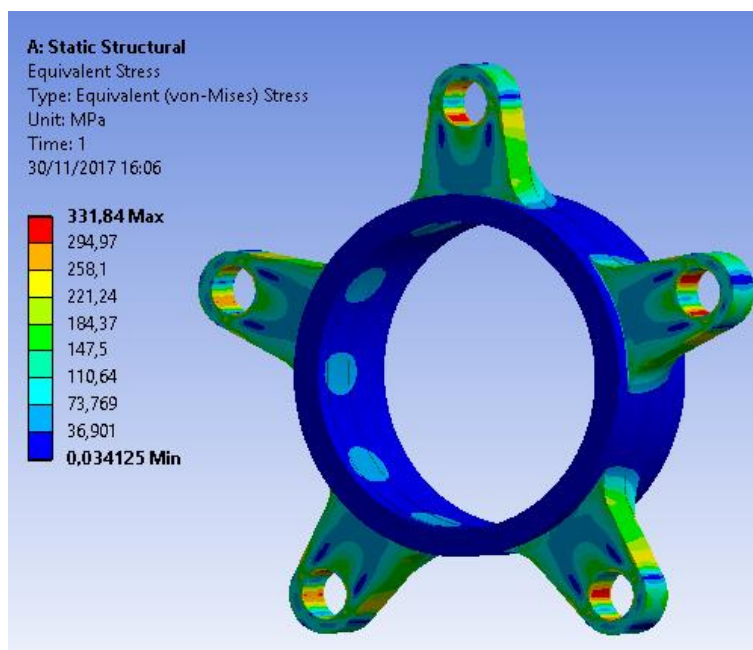


Figura 6-38: Distribuição da tensão equivalente de von-Mises [MPa] no adaptador da coroa.

A figura 6-39 mostra a deformação total no adaptador. O valor máximo de deformação foi de 0,046 mm na região superior dos braços que contém os furos do adaptador.

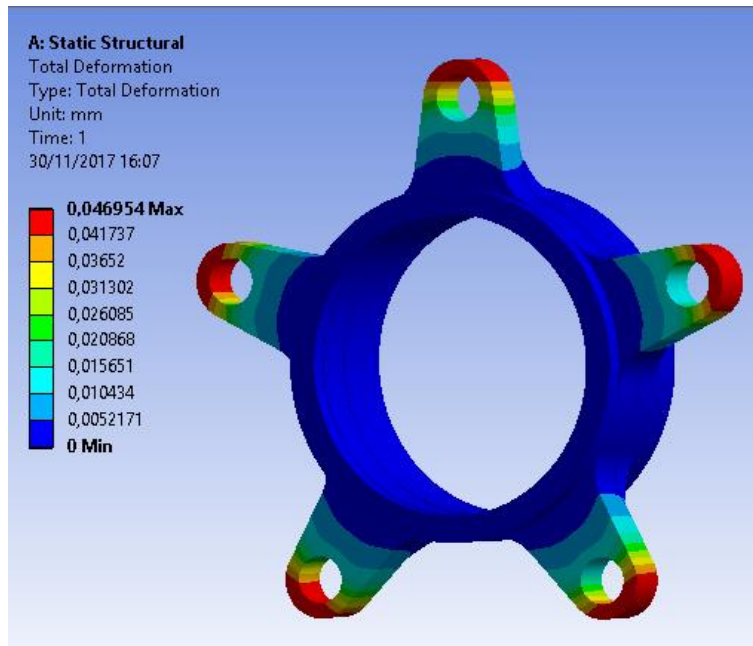


Figura 6-39: Deformação total [mm] no adaptador da coroa.

A figura 6-40 indica a métrica de malha qualidade do elemento. A média dos valores desse índice foi de 0,914. Observa-se também que há grande concentração de elementos próximos do valor 1. A malha possui um total de 48560 elementos com 197265 nós. É mostrado ainda a relação dos elementos (3D) tetraédricos (tet10), prismas triangulares (wed15) e prismas retangulares (hex20). Há predominância de elementos prismas retangulares, com 32293 elementos com valor de 1 na métrica qualidade de malha.

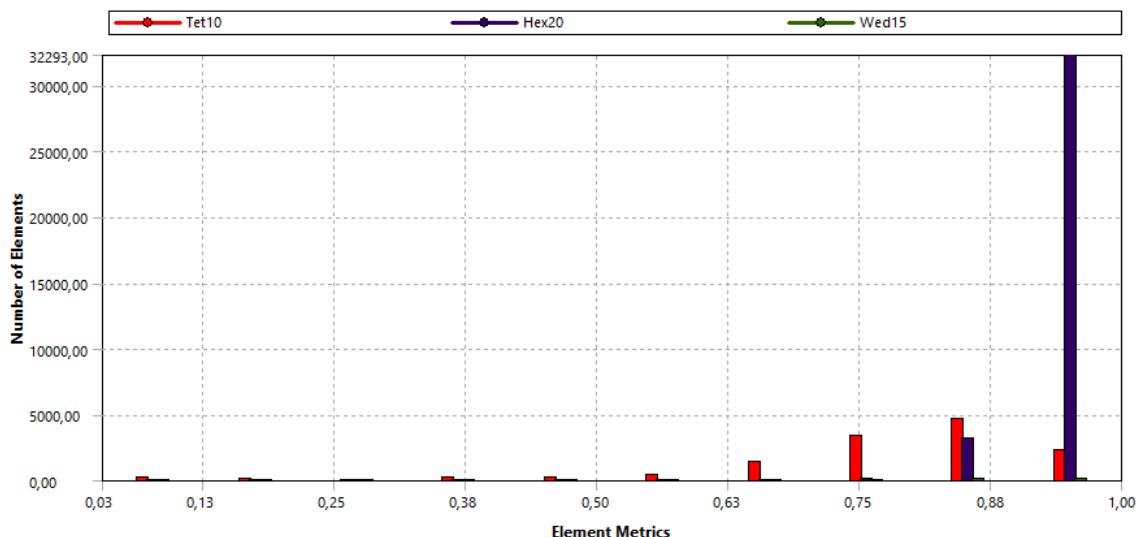


Figura 6-40: Propriedades da malha gerada no Adaptador da Coroa: Qualidade do elemento - Ansys

Outro componente importante para o diferencial é a flange da coroa que tem como função adaptar a furação de rodas dentadas comerciais ao diferencial. O material

utilizado nessa peça é o alumínio 7075-T6. A peça foi analisada por elementos finitos na plataforma *Ansys* também.

A malha foi gerada com tamanho de elemento médio igual a 3 mm. Os elementos utilizados foram hex 20, quad 15. As condições de contorno podem ser observadas na figura 6-41 o torque foi aplicado nas regiões em vermelho, e a região azul foi considerada engastada. O valor do torque é obtido da figura 6-40.

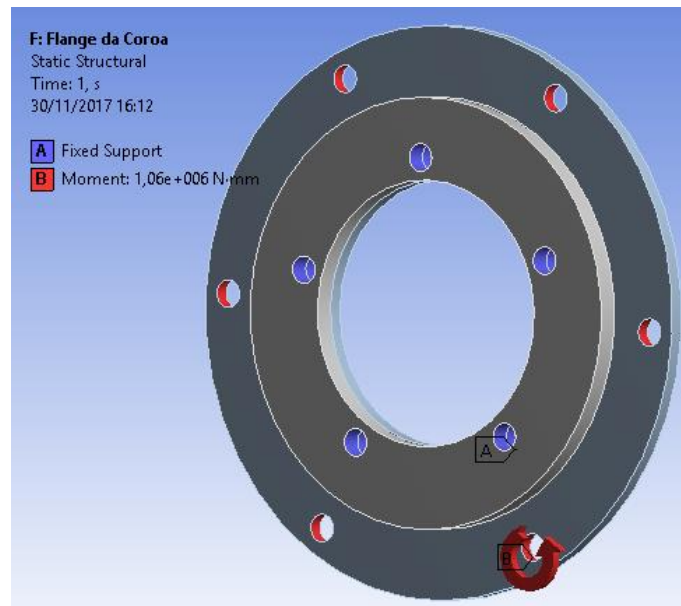


Figura 6-41: Condições de contorno para a simulação da flange da coroa.

A figura 6-42 ilustra a distribuição de tensão na peça. O valor máximo de tensão foi de 51 MPa, bem abaixo do limite de escoamento do material utilizado.

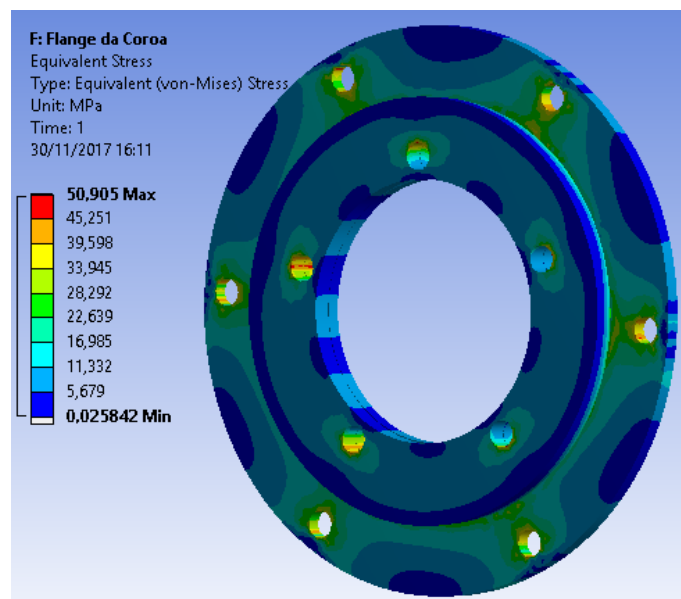


Figura 6-42: Distribuição de tensão von-Mises [MPa] na flange da coroa.



A figura 6-43 mostra a deformação total no adaptador. O valor máximo de deformação foi de 0,02 mm na região dos furos da flange.

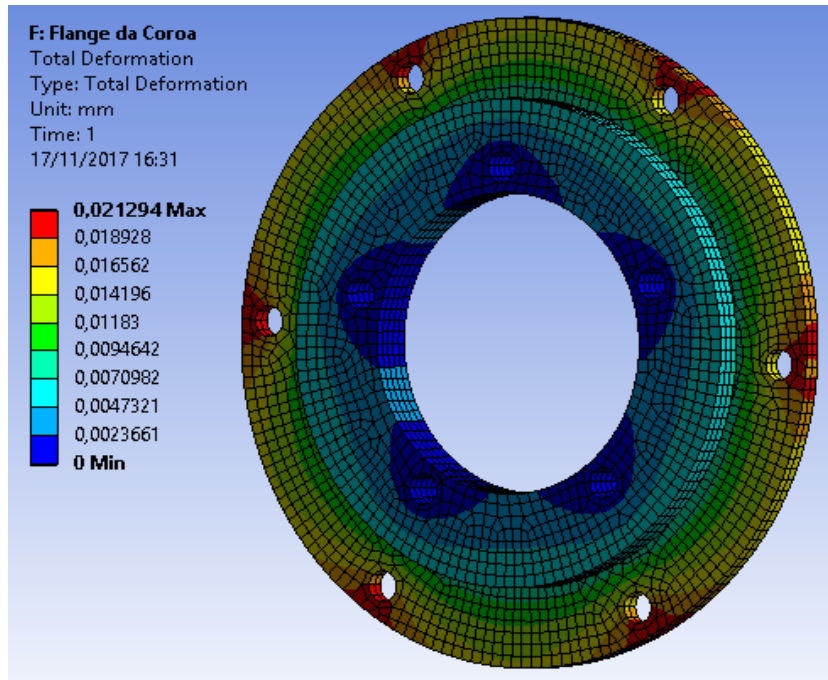


Figura 6-43: Deformação total na Flange da Coroa.

A figura 6-44 indica a métrica de malha qualidade do elemento. A média dos valores desse índice foi de 0,917. Observa-se também grande concentração de elementos próximos do valor 1. A malha possui um total de 7154 elementos com 40595 nós. Há a predominância de elementos em formato de paralelepípedo regular com 4254 elementos com valor de 1 na métrica qualidade de malha.

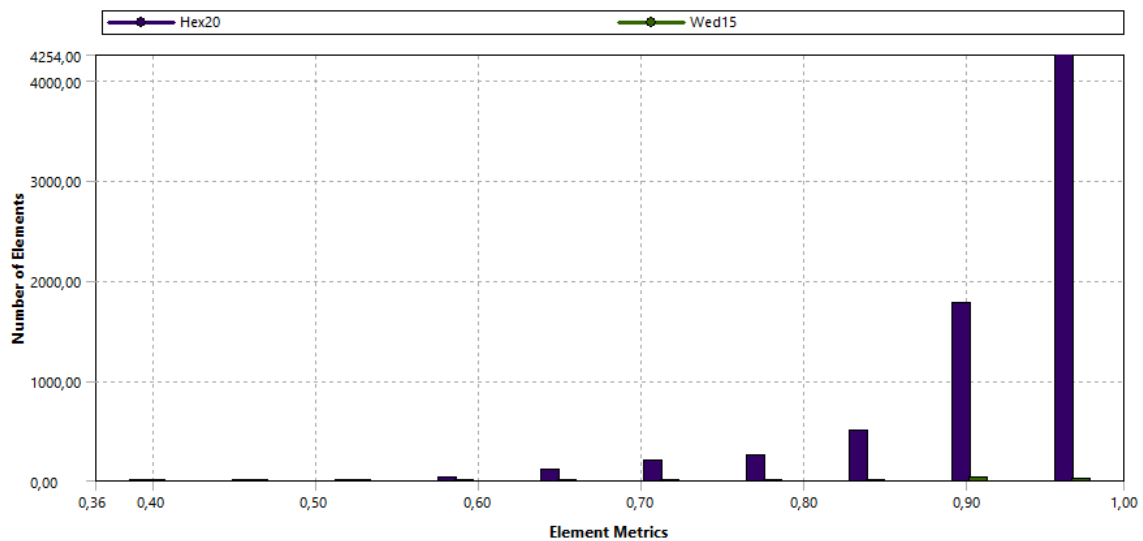


Figura 6-44: Propriedades da malha gerada na Flange da Coroa: Qualidade do elemento - Ansys

Além dessas peças há os prensadores, um do rolamento do lado esquerdo como redundância do sistema para eventuais desalinhamentos no lado que sofre maior esforço dos mancais, e um prensador rosqueado para o adaptador da coroa, muito parecido ao que se vê em uma caixa de marchas de motocicletas no eixo primário da transmissão.

## **6.5 ROLAMENTOS, PARAFUSOS E TRAVAS**

### **6.5.1 ROLAMENTOS**

No diferencial haverá quatro rolamentos, dois para apoiar as juntas de transmissão e dois para apoiar o diferencial em seus mancais. Esses rolamentos devem atender os seguintes requisitos:

- Os rolamentos devem ter compactos para reduzir ao máximo o tamanho do diferencial e seu peso.
- Apresentem lubrificação própria e sejam vedados, uma vez que a transmissão está sujeita a muita poeira e sujeira, principalmente se a pista estiver molhada.
- Custo acessível de forma que não representem uma porcentagem significativa do projeto, uma vez que sua troca é necessária em um determinado número de horas de forma periódica.
- Limite de rotação de no mínimo 1500 rpm – A rotação máxima atingida pelo diferencial – sexta marcha engatada e o motor gerando potência máxima – é de 1271 rpm
- É desejável alta precisão e baixo ruído nos rolamentos. De forma a diminuir a perda de potência na linha de transmissão.

Os rolamentos não vão sofrer grandes solicitações, assim a sua capacidade de carga não precisa ser tão grande. Eles também não serão solicitados de forma axial, uma vez que os mancais contam com uniões entre eles que atenuam praticamente todo o esforço axial gerado pelo engrenamento interno do diferencial.

A figura 6-45 indica as características de diferentes tipos de rolamentos. Ela foi retirada do catálogo da NSK e apresenta apenas alguns tipos de rolamentos para facilitar a visualização neste trabalho.

Tipos de Rolamentos		Fixos de Uma Carreira de Esferas	Magneto	Uma Carreira de Esferas de Contato Angular	Duas Carreiras de Esferas de Contato Angular	Combinados	Esferas de Quatro Pontos de Contato	Autocompensadores de Esferas	Rolos Cilíndricos	Duas Carreiras de Rolos Cilíndricos	Rolos Cilíndricos com Rebordo em um Lado
Capacidade de Carga	Carga Radial										
	Carga Axial										
	Carga Combinada										
Alta Velocidade											
Alta Precisão											
Baixo Torque e Ruído											
Rigidez											
Desalinhamento Permissível											

Figura 6-45: Características de diferentes tipos de rolamento [31]

Pela figura 6-45, observa-se que nem todos os requisitos supracitados estão sendo comparados, alguns como preço e tamanho não podem ser visualizados diretamente. Para isso é imprescindível a consulta ao catálogo. Após o estudo do catálogo, e a busca de preços com os revendedores foi possível determinar que o tipo de rolamento que atende a todos os requisitos é o rolamento fixo de uma carreira de esferas.

Determinado o tipo de rolamento é possível por meio da equação (75) calcular o esforço nos rolamentos, dada as forças da figura 6-18, e a vida pela equação (76) para selecionar as dimensões e as características do rolamento que será utilizado.

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (75)$$

Onde:

- P: carga dinâmica equivalente [N];
- $F_r$ : Força radial no rolamento [N];
- X: Coeficiente de carga radial;
- $F_a$ : Força axial no rolamento [N];
- Y: Coeficiente de carga axial.

Para o cálculo da equação (75), é necessário conhecer os valores de X e Y, e para isso é necessário conhecer a relação das forças radiais e forças axiais no rolamento. A figura 6-46 ilustra esses valores, retirados do catálogo da NSK [31].

### Carga Dinâmica Equivalente

$$P = XF_r + YF_a$$

$\frac{f_0 F_a}{C_{0r}}$	$e$	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
0,172	0,19	1	0	0,56	2,30
0,345	0,22	1	0	0,56	1,99
0,689	0,26	1	0	0,56	1,71
1,03	0,28	1	0	0,56	1,55
1,38	0,30	1	0	0,56	1,45
2,07	0,34	1	0	0,56	1,31
3,45	0,38	1	0	0,56	1,15
5,17	0,42	1	0	0,56	1,04
6,89	0,44	1	0	0,56	1,00

Figura 6-46: Variáveis para o Cálculo da Carga Dinâmica Equivalente [31]

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (76)$$

Onde:

- $L_h$ : Vida do rolamento [h];
- $N$ : rotação do rolamento [rpm];
- $C$ : Capacidade de carga [N].

Os rolamentos internos que suportam as juntas tulipas foram escolhidos por critério de adequação à tulipa e menor dimensão possível uma vez que as forças radiais, tangenciais e axiais são desprezíveis no rolamento. A função desse rolamento é apenas manter a junta e o diferencial concêntricos com alta precisão.

Na tabela 6-15 estão indicados os parâmetros geométricos dos rolamentos. A rotação é obtida dividindo a rotação do motor pelas relações de marcha (tabela 4-2).

Tabela 6-15: Propriedades geométricas dos rolamentos utilizados

Propriedades	Lado Direito	Lado Esquerdo	Suporte Tulipa
Carga Dinâmica equivalente (P) [N]	2260	10320	Muito baixa
Código do Rolamento	6810 ZZ	6910 ZZ	6805 ZZ
Diâmetro Externo [mm]	65	72	37
Diâmetro Interno [mm]	50	50	25
Largura [mm]	7	12	7
e (Coeficiente de relação $F_a/F_r$ )	0,19*	0,19*	0,19*
$F_r$ (Força radial) [N]	2260	10320	Muito baixa
X (Coeficiente de $F_r$ )	1	1	1
$F_a$ (Força axial) [N]	0	0	Muito baixa
Y (Coeficiente de $F_a$ )	0	0	0
C (capacidade de Carga) [N]	6400	14500	4500
Tolerância Recomendada	M5 ou M6		
Peso [kg]	0,050	0,135	0,021
Rotação [rpm]	465	465	465
Vida [horas]	816,5	111,5	>1000
Vedação e Lubrificação Própria	ZZ	ZZ	ZZ

\*o coeficiente é considerado como o menor valor tabelado na figura 6-46, pois a força axial nos rolamentos é desprezível.

A força axial nos rolamentos é tida como zero, pois as uniões entre mancais seguram o diferencial na direção axial, não gerando assim esforços nessa direção nos rolamentos.

A rotação da tabela 6-15 equivale à rotação de máximo torque quando o veículo está de primeira marcha. Basta dividir a rotação do motor em que o torque máximo ocorre pelas relações primária, relação de marcha e relação final.

## 6.5.2 PARAFUSOS

Os parafusos utilizados no diferencial variam entre três bitolas diferentes e comprimentos diversos. A tabela 6-16 indica os parafusos utilizados no diferencial.

Tabela 6-16: Parafusos utilizados no Diferencial

Localização	Qtd.	Diâmetro x Passo	Comprimento	Cabeça
Carcaça	4	M8 x 1,25 mm	95 mm	Sextavada
	2	M4 x 0,70 mm	6 mm	Allen cilíndrica
Mancal Esquerdo	6	M6 x 1,00 mm	22 mm	Sextavada
Mancal Direito	3	M6 x 1,00 mm	17 mm	Sextavada
União Mancais	4	M6 x 1,00 mm	25 mm	Sextavada
Adaptador da Coroa	5	M8 x 1,25 mm	30 mm	Allen cilíndrica
Flange	6	M8 x 1,25 mm	30 mm	Allen escareado

Praticamente todos os parafusos estão em cisalhamento. Há algumas exceções como:

- Os parafusos principais da carcaça e os da união entre mancais estão em cisalhamento e tração;
- Os parafusos M4 da carcaça não sofrem grandes esforços.

Para calcular a tensão cisalhante nos parafusos será utilizada a equação (77) da referência [1].

$$\tau = \frac{F}{A_t}, \quad (77)$$

$$A_t = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{D_p + D_r}{2} \right)^2, \quad (78)$$

$$D_p = d - 0,649219 \cdot P,$$

$$D_r = d - 1,226869 \cdot P.$$

Onde:

- $\tau$ : Tensão cisalhante no componente (parafuso) [MPa];
- F: Força cortante que o componente (parafuso) está submetido [N];
- $A_t$ : Área da seção transversal dita sob tensão do parafuso, onde o diâmetro da área circular é dado pela média entre o diâmetro primitivo e o diâmetro de raiz do parafuso [m<sup>2</sup>];
- $D_p$ : Diâmetro primitivo da rosca [m];
- $D_r$ : Diâmetro de raiz da rosca [m];

- d: Diâmetro nominal da rosca [m];
- P: passo da rosca [m].

Os parafusos devem ser no mínimo de grau 8,8 por exigência de regulamento da fórmula SAE [21]. Assim, foi definido para o presente trabalho o uso de parafusos grau 9,8. Isso fornece uma resistência mínima de prova ( $S_p$ ) de 650 MPa [1]. A figura 6-47 ilustra as resistências características dos parafusos.








Property Class	Size Range, Inclusive	Minimum Proof Strength,† MPa	Minimum Tensile Strength,† MPa	Minimum Yield Strength,† MPa	Material	Head Marking
4.6	M5–M36	225	400	240	Low or medium carbon	
4.8	M1.6–M16	310	420	340	Low or medium carbon	
5.8	M5–M24	380	520	420	Low or medium carbon	
8.8	M16–M36	600	830	660	Medium carbon, Q&T	
9.8	M1.6–M16	650	900	720	Medium carbon, Q&T	
10.9	M5–M36	830	1040	940	Low-carbon martensite, Q&T	
12.9	M1.6–M36	970	1220	1100	Alloy, Q&T	

Figura 6-47: Resistências dos parafusos métricos [1]

Segundo [11], parafusos em mecanismos, máquinas e estruturas devem ser selecionados com base na resistência de prova  $S_p$ , tensão sob a qual o parafuso começa a apresentar deformação permanente, é ligeiramente inferior à tensão de escoamento do material.

Ainda de acordo com [11], o limite corrigido à fadiga – equação (79) – do parafuso é obtido adotando os fatores:

- De redução de resistência por carregamento axial ( $C_{carreg}$ )
- De tamanho de parafuso ( $C_{tam}$ )
- De acabamento ( $C_{acab}$ )
- De temperatura ( $C_{temp}$ )
- De confiabilidade ( $C_{conf}$ )

As equações que determinam esses fatores são encontradas no capítulo de fadiga da referência [1], no presente trabalho serão apresentados apenas seus valores dispostos na tabela 6-17:

Tabela 6-17: Valores dos fatores de Modificação do Limite de Resistência à Fadiga

Fatores de Correção	Valores
Fator de Carregamento Flexão /Axial /Torção /Combinado	1 / 0,85 / 0,59 /1
Fator de Tamanho	1
Fator de Acabamento	0,76
Fator de Temperatura	1
Fator de Confiabilidade	0,81

Os parafusos foram considerados com acabamento usinado ou laminado a frio, uma vez que é o mais comum na indústria o que fornece o valor de 0,76. O fator de tamanho é 1 para carregamentos axiais. O fator de temperatura é considerado 1, pois os parafusos trabalham na temperatura ambiente (20 - 30°C). O fator de confiabilidade é referente a 90%.

Adota-se também o limite à fadiga não corrigido ( $S_e'$ ), como igual a 0,5  $S_{ut}$  (limite de resistência à tração) para aços ( $S_{ut} = 830$  MPa pela figura 6-46).

$$S_e = C_{carreg} \cdot C_{tam} \cdot C_{acab} \cdot C_{temp} \cdot C_{conf} \cdot S_e'$$

$$S_e = 1 \cdot 1 \cdot 0,76 \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 0,5 \cdot 830 \quad (79)$$

$$S_e = 301,12 \text{ MPa para carregamento combinado}$$

### Carcaça, Mancal Esquerdo e União entre Mancais

A carcaça recebe um torque de 1060 N.m – figura 6-18 – a força cortante nos parafusos é obtida com a localização dos parafusos. Eles são distribuídos em um diâmetro de 94 mm – Apêndice I: Desenhos Técnicos. Com essas informações, é possível calcular a tensão cisalhante nos parafusos pelas equações (80) e (81):

$$F = \frac{T}{R \cdot n} = \frac{1060}{0,047 \cdot 4} = 5639 \text{ N por parafuso,} \quad (80)$$

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{5639}{\pi \cdot 4^2} = 112,2 \text{ MPa.} \quad (81)$$

Onde:

- T: Torque que os parafusos estão submetidos [N.m];
- R: Raio de localização dos parafusos [m];



- n: Número de parafusos.

Os parafusos dos mancais também estão em cisalhamento. O esforço externo é dado pela figura 7-18. O mancal mais solicitado é o esquerdo e há 10 parafusos para dividir o cortante. A equação (81) pode ser utilizada novamente para encontrar a tensão de cisalhamento nos parafusos dos mancais. O valor da tensão é dado pela relação (82).

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{1032}{\pi \cdot 3^2} = 51,28 \text{ MPa} . \quad (82)$$

Voltando à carcaça do diferencial, os parafusos são carregados por tração também, em razão do engrenamento do diferencial – figura 4-10. Para obter a força axial basta utilizar as equações (50) e (51) da seção 5 e os dados das engrenagens nas tabelas 6-5, 6-6, 6-7 e 6-8. Para realizar os cálculos será considerado que as duas engrenagens solares estão recebendo torque máximo de 630 N.m, o que gera uma tração da união parafusada como mostra a equação (83):

$$\begin{aligned} F_a \text{ total} &= 2 \cdot F_t \text{ total} \cdot \tan \psi , \\ F_a \text{ total} &= 2 \cdot 24457,5 \cdot \tan 35^\circ , \\ F_a \text{ total} &= 34250,6 \text{ N} . \end{aligned} \quad (83)$$

A força de tração é dividida por 12 parafusos, pois há a ligação entre mancais que ajuda a reagir a força axial gerada pelo diferencial. Dessa forma são 8 parafusos M6 e 4 parafusos M8 resistindo ao esforço. A equação (84) ilustra a força por parafuso:

$$\frac{P = F_a \text{ total}}{\text{parafuso}} = 2854,23 \text{ N} . \quad (84)$$

Essa força de 2854,23 N será a força de solicitação “P” utilizada posteriormente no cálculo das cargas no parafuso e na junta e no cálculo do fator de segurança.

A pré-carga nesses parafusos é realizada de forma a criar cargas de tração que se aproximem da resistência de prova e fazer com que a carga na junta seja absorvida principalmente pelo material [11]. Para carregamentos dinâmicos na junta é usada uma carga de no mínimo 75% da resistência mínima de prova ( $S_p$ ) e para juntas estáticas o valor é de 90% de  $S_p$ . A pré-carga ( $F_i$ ) será considerada como 0,9 de  $S_p$ , pois segundo [1], maiores valores de  $F_i$  traduzem em maiores resistências dos parafusos.  $F_i$ , então, é dada pela equação (85):

$$F_i = 0,9 \cdot S_p \cdot A_t . \quad (85)$$

A carga absorvida pelo parafuso está ligada aos módulos de elasticidade dos materiais da junta ( $E_m$ ) e do parafuso ( $E_b$ ). No caso da carcaça, a junta e o parafuso são feitos de

aço, assim possuem módulo de elasticidade igual a 207 GPa. Para os mancais, a junta possui módulo de elasticidade igual a 71,7 GPa, pois é feita em alumínio.

Para calcular a carga absorvida é necessário calcular a rigidez da junta e do parafuso. Para isso é preciso possuir os valores de comprimento de rosca, comprimento das seções das juntas. As variáveis estão dispostas na figura 6-48.

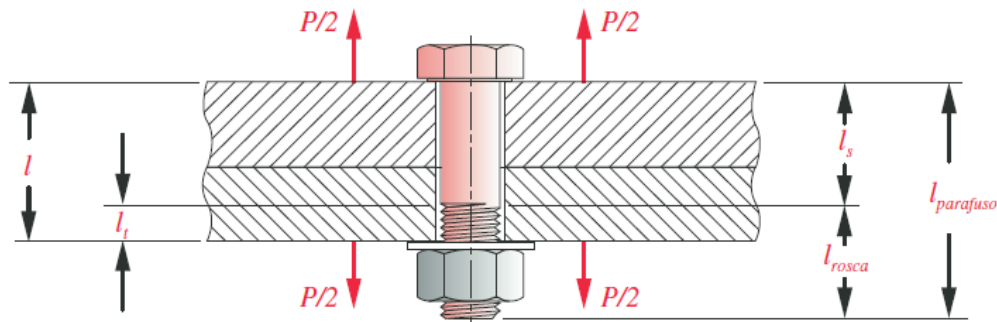


Figura 6-48: Junta parafusada em tração [11]

A rigidez do parafuso e da junta são dadas pelas equações (86) e (87) respectivamente.

$$\frac{1}{k_b} = \frac{l_t}{A_t \cdot E_b} + \frac{l_s}{A_b \cdot E_b}, \quad (86)$$

$$k_m = \frac{A_m \cdot E_m}{l} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot E_m}{4 \cdot l}. \quad (87)$$

Onde:

- $k_b$ : Rigidez do parafuso;
- $l_t$ : Comprimento rosqueado do parafuso;
- $l_s$ : Comprimento sem rosca do parafuso ;
- $l$ : Comprimento da junta;
- $A_b$ : Área da seção transversal nominal do parafuso;
- $E_b$ : Módulo de Elasticidade do parafuso;
- $k_m$ : Rigidez da junta;
- $A_m$ : Área do material sujeita à carga do parafuso;
- $D$ : Diâmetro externo da área ( $A_m$ ) em forma de coroa circular e arbitrado como sendo igual ao diâmetro de uma arruela lisa;
- $d$ : Diâmetro nominal do parafuso.

A rigidez do conjunto é calculada pela equação (88):

$$c = \frac{k_b}{k_b + k_m}. \quad (88)$$

Assim, as cargas absorvidas pelo parafuso ( $P_b$ ) e pela junta ( $P_m$ ) são dadas pelas equações (89) e (90):

$$P_m = (1 - c) \cdot P, \quad (89)$$

$$P_b = c \cdot P. \quad (90)$$

Onde:

- $P$ : é a força externa dada pela equação (84) [N];
- $P_m$ : Carga absorvida pela junta [N];
- $P_b$ : Carga absorvida pelo parafuso [N].

Calcula-se então a tensão normal no componente pela equação (91):

$$\sigma_p = \frac{F_b}{A_t} = \frac{P_b + F_i}{A_t}. \quad (91)$$

Onde:

- $\sigma_p$ : Tensão de tração no componente [MPa];
- $F_b$ : Soma das forças  $P_b$  e  $F_i$  [N].

Por fim, calcula-se o fator de segurança estático e dinâmico para os parafusos utilizando a soma das cargas  $P_b$  e da pré-carga como força externa.

O fator de segurança estático ( $FS_{est}$ ) é dado pela equação (92) que representa equação de critério de falha de von-Mises [1]:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau_{zx}^2}, \quad (92)$$

$$FS_{est} = \frac{S_p}{\sigma'}$$

Onde:

- $\sigma'$ : Tensão equivalente de von-Mises [MPa];
- $\sigma$ : Tensão principal normal [MPa];
- $\tau$ : Tensão cisalhante [MPa].

Para calcular o fator de segurança contra a separação da junta é necessário calcular a força necessária para separar a junta ( $P_{sep}$ ), dada pela equação (93):

$$P_{sep} = \frac{F_i}{(1 - c)}. \quad (93)$$

O fator de segurança é calculado pela relação entre a força externa  $P_b$  e a força de separação ( $P_{sep}$ ), como mostrado na equação (94):

$$FS_{sep} = \frac{P_{sep}}{P}. \quad (94)$$

Agora, será calculado o fator de segurança contra fadiga dos parafusos e de separação da junta. Para isso, será preciso definir a força alternada ( $F_{alternada}$ ) e a força média atuante ( $F_{média}$ ). A junta estará submetida a uma força total que vai flutuar entre  $F_i$  e  $F_b$ . Assim, é possível caracterizar a força alternada e a força média pelas equações (95) e (96):

$$F_{alternada} = \frac{F_b - F_i}{2}, \quad (95)$$

$$F_{média} = \frac{F_b + F_i}{2}. \quad (96)$$

A partir das forças é possível obter as tensões alternada ( $\sigma_{alt}$ ) e média ( $\sigma_m$ ), por meio das equações (97) e (98) de [11].

$$\sigma_{alt} = K_f \cdot \frac{F_{alternada}}{A_t}, \quad (97)$$

$$\sigma_m = K_{fm} \cdot \frac{F_{média}}{A_t}. \quad (98)$$

Onde:

- $K_f$ : Fator de concentração de tensões à fadiga;
- $K_{fm}$ : Fator de concentração de tensão média.

De acordo com [11], os fatores de concentração são dados pelas relações (99) e (100):

$$K_f = 5,7 + 0,6812 \cdot d. \quad (99)$$

$$K_{fm} = \frac{S_y - \sigma_{alt}}{\left| \frac{F_{m\u00e9dia}}{A_t} \right|}. \quad (100)$$

Onde:

- d: Di\u00e2metro nominal do parafuso em polegadas [pol].

Vamos calcular tamb\u00e9m a tens\u00e3o em raz\u00e3o da pr\u00e9-carga ( $\sigma_i$ ) que \u00e9 dada pela equa\u00e7\u00e3o (101) retirada de [11]:

$$\sigma_i = K_{fm} \cdot \frac{F_i}{A_t}. \quad (101)$$

Com os valores das equa\u00e7\u00f5es de n\u00famero (94) a (100) \u00e9 poss\u00edvel utilizar o crit\u00e9rio de Goodman [1] para an\u00e1lise da fadiga, obtendo assim o fator de seguran\u00e7a contra fadiga por meio da equa\u00e7\u00e3o (102):

$$N_f = \frac{S_e \cdot (S_{ut} - \sigma_i)}{S_e \cdot (\sigma_m - \sigma_i) + S_{ut} \cdot \sigma_{alt}}. \quad (102)$$

A tabela 6-18 traz um resumo de todas as vari\u00e1veis para o dimensionamento dos parafusos. As dimens\u00f5es podem ser encontradas no AP\u00caNDICE I: Desenhos T\u00e9cnicos.

Tabela 6-18: Variáveis para cálculo da rigidez da junta e do parafuso

Variáveis	S	Unidade	Carcaça	Mancal e União
Comp. Roscado	$l_t$	mm	40	16
Comp. Liso	$l_s$	mm	45	0
Mód. Elastic. Parafuso	$E_b$	GPa	207	207
Mód. Elastic. Junta	$E_m$	GPa	207	71,7
Diâmetro Maior Material	D	mm	16	12
Diâmetro Menor Material	d	mm	8	6
Comp. Junta	l	mm	85	16
Área Transv. Nominal	$A_b$	mm <sup>2</sup>	50,27	28,27
Área Material	$A_m$	mm <sup>2</sup>	145,64	84,82
Área sob Tensão Parafuso	$A_t$	mm <sup>2</sup>	36,61	20,12
Carga Externa Parafuso	P	N	2854,23	2854,23
Pré-carga	$F_i$	N	21417,2	11772,8
Rigidez Parafuso	$K_b$	N/mm	104133,8	260361,6
Rigidez Junta	$K_m$	N/mm	354686,6	1097397,6
Rigidez Conjunto	C	-	0,23	0,19
Carga Absorv. Junta	$P_m$	N	2206,4	2306,9
Carga Absorv. Parafuso	$P_b$	N	647,8	547,32
Carga total Parafuso	$F_b$	N	22064,9	12320,2
Tensão normal Parafuso	$\sigma_p$	N/mm <sup>2</sup>	602,7	612,2
Tensão Cisalhamento	$\tau$	N/mm <sup>2</sup>	112,2	51,28
Tensão Equiv. Von Misses	$\sigma'$	N/mm <sup>2</sup>	633,25	618,6
Fator Segurança V. Misses	$FS_{VM}$	-	1,03	1,05
Carga contra Separação	$P_{sep}$	N	27705,1	14566
Fator Segurança Separação	$FS_{sep}$	-	9,7	5,1
Força Alternada	$F_{alt}$	N	323,9	273,7
Força Média	$F_{méd}$	N	21741,07	12046,53
Tensão Alternada	$\sigma_{alt}$	N/mm <sup>2</sup>	52,33	79,7
Tensão Média	$\sigma_{méd}$	N/mm <sup>2</sup>	667,7	640,3
Fator Fadiga Alternada	$K_f$	-	5,91	5,86
Fator Fadiga Média	$K_{fm}$	-	1,12	1,07
Tensão Pré Carga	$\sigma_i$	N/mm <sup>2</sup>	657,7	625,7
Limite Corrigido Fadiga	$Se'$	N/mm <sup>2</sup>	301,12	301,12
Fator Segurança Fadiga - Goodman	$N_f$	-	1,49	1,09

### Mancal Direito

O Mancal direito recebe uma força cortante de 2,23 kN, vide figura 7-18. A equação (103) segundo a referência [1] ilustra a tensão cisalhante nos parafusos desse mancal:

$$\tau = \frac{F}{A \cdot n} = \frac{2230}{\pi \cdot 3^2 \cdot 3} = 26,3 \text{ MPa},$$
$$FS = \frac{S_y}{\sqrt{3} \cdot \sigma} = \frac{650}{1,73 \cdot 26,3} = 14,2.$$
(103)

O alto valor do fator de segurança se deve a utilização de mais parafusos para dar estabilidade ao mancal o fixando em 3 pontos.

### Adaptador de Coroa e Flange

O adaptador recebe um torque de 1060 N.m e os parafusos estão contidos num diâmetro de 90 mm. A tensão cisalhante nos parafusos é dada pelas equações (104) e (105):

$$F = \frac{T}{R \cdot n} = \frac{1060}{0,045 \cdot 5} = 4712 \text{ N por parafuso},$$
(104)

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4712}{\pi \cdot 4^2} = 93,7 \text{ MPa},$$
(105)

$$FS = \frac{S_y}{\sqrt{3} \cdot \sigma} = \frac{650}{1,73 \cdot 93,7} = 4,01.$$

O fator de segurança ficou alto, porém para diminuir a tensão no adaptador utiliza-se mais parafusos para que se distribua melhor as forças externas.

## 6.5.3 ANEL ELÁSTICO

Os anéis elásticos são utilizados para impedir o deslocamento dos rolamentos e são no presente trabalho uma redundância no projeto, pois a combinação dos batentes e da união entre os mancais já travam o rolamento em posição. As propriedades geométricas das travas estão dispostas na tabela 6-19:

Tabela 6-19: Propriedades geométricas das Travas

Localização	Qtd	Diâmetro Externo	Diâmetro do Rebaixo	Espessura
Rolamento Tampa Inferior (ext.)	1	55,8 mm	47 mm	2 mm
Rolamento Tulipa (int.)	2	39,8 mm	39 mm	1,2 mm

# 7. INSTRUÇÕES PARA MANUTENÇÃO

## 7.1.1 MONTAGEM E DESMONTAGEM

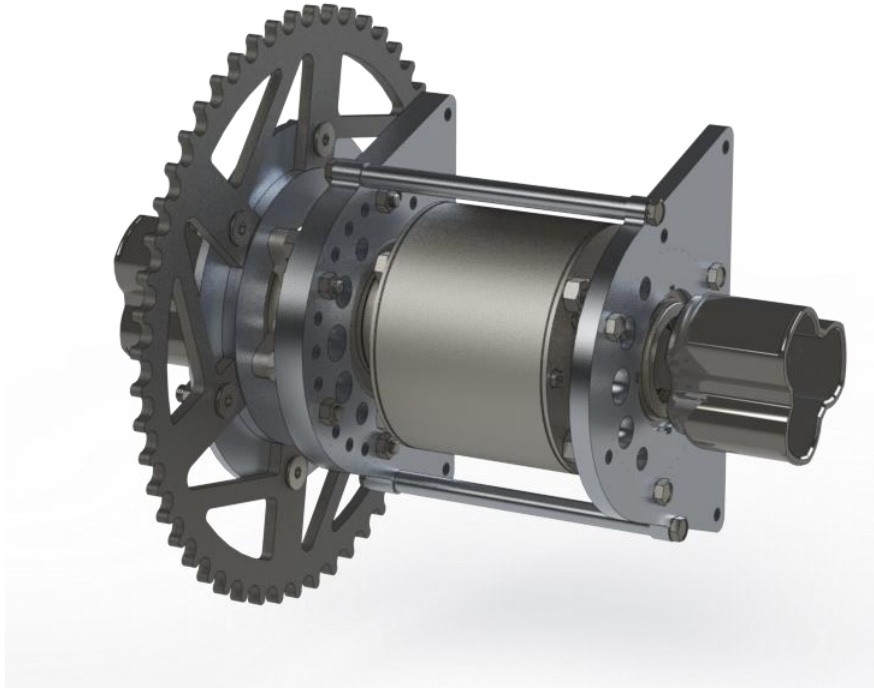


Figura 7-1: Montagem do diferencial

A figura 7-1 ilustra a montagem do diferencial. Ele deve ser montado em partes, primeiramente pela carcaça, seguido dos mancais e por fim os componentes como adaptador, prensadores, juntas de transmissão e semelhantes. As ferramentas necessárias para a montagem de todos os componentes estão listadas na tabela 7-1:



Tabela 7-1: Ferramentas necessárias para montagem e desmontagem do diferencial

<b>Ferramentas</b>	<b>Qtd</b>
Chave de Boca 10 mm	2
Chave de Boca 13 mm	2
Chave Allen 2	1
Chave de Fresa 6	1
Martelo de Borracha Médio	1
Saca polias (mín 120 mm)	1
Gabarito para Rolamento 72 mm	1
Gabarito para Rolamento 65 mm	1
Chapa de aço - 2/ 65 / 20 mm	1
Chapa de aço - 2/ 50 / 20 mm	1
Seringa 20 mL	1
Torquímetro	1
Alicate Extrator de Anel Elástico	1
Alicate	1

A montagem deve começar pela tampa inferior. Ela deve ser colocada sobre uma superfície plana de forma que o filete da peça esteja virado para a mesa. Sobre a face circular da tampa monta-se a parte central do engrenamento. Em sequência: o disco de atrito comum, a engrenagem solar de mão esquerda, o disco de atrito intermediário, a engrenagem solar de mão direita e por fim o disco de atrito comum. Essas peças devem estar concêntricas com a tampa, deve ser observado os rebaixos que centralizam as peças que entram em contato entre si. Esse procedimento é ilustrado na figura 7-2 (a) e (b):

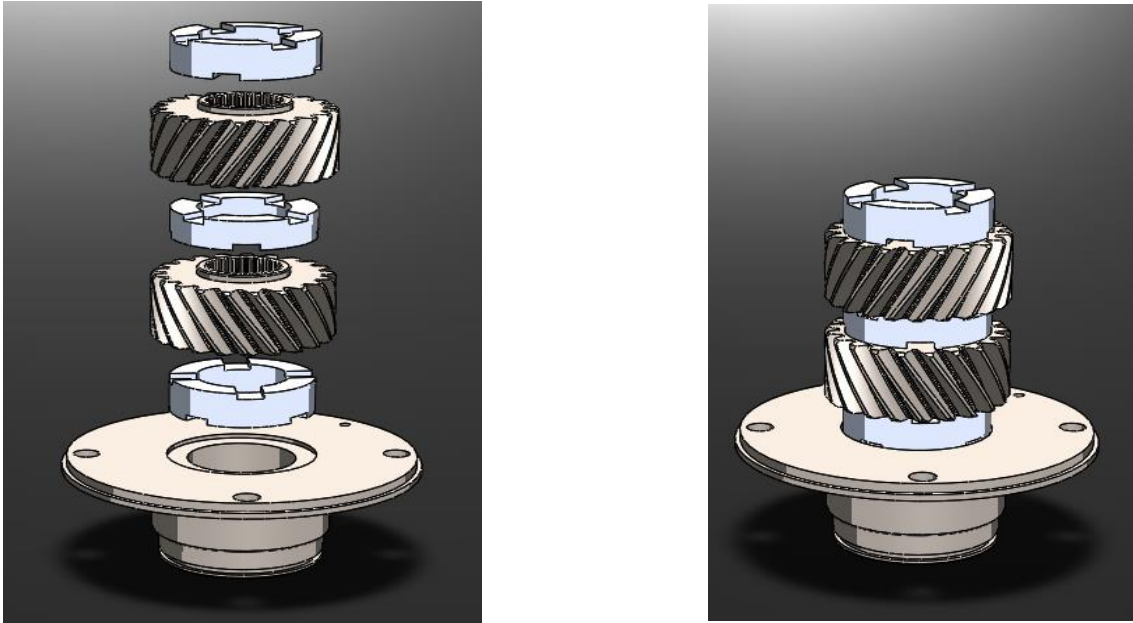


Figura 7-2 (a) e (b): Montagem do engrenamento central

Com a parte central montada, as engrenagens planetárias podem ser adicionadas aos pares ao engrenamento central. Elas são montadas de forma invertida conforme ilustra a imagem 7-3 (a) e (b):

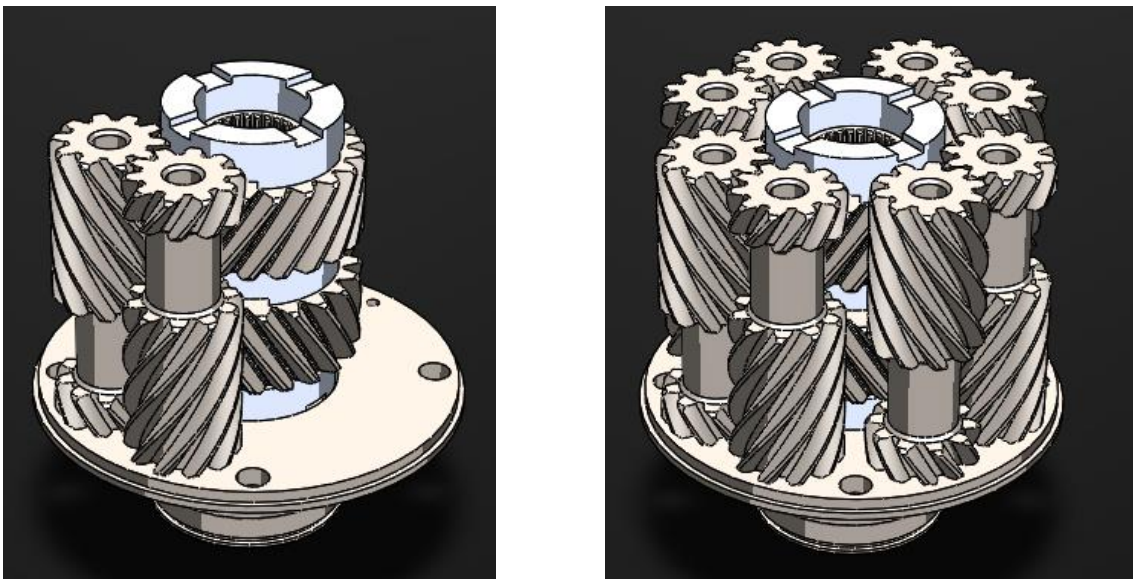


Figura 7-3 (a) Montagem do primeiro par; (b): Montagem das Planetárias restantes

A carcaça é então adicionada, notando os rebaixos para os furos de lubrificação nas tampas. A tampa superior é então adicionada e os parafusos são colocados e apertados com 2kgf de torque. A figura 7-4 (a) e (b) ilustra essa etapa da montagem:

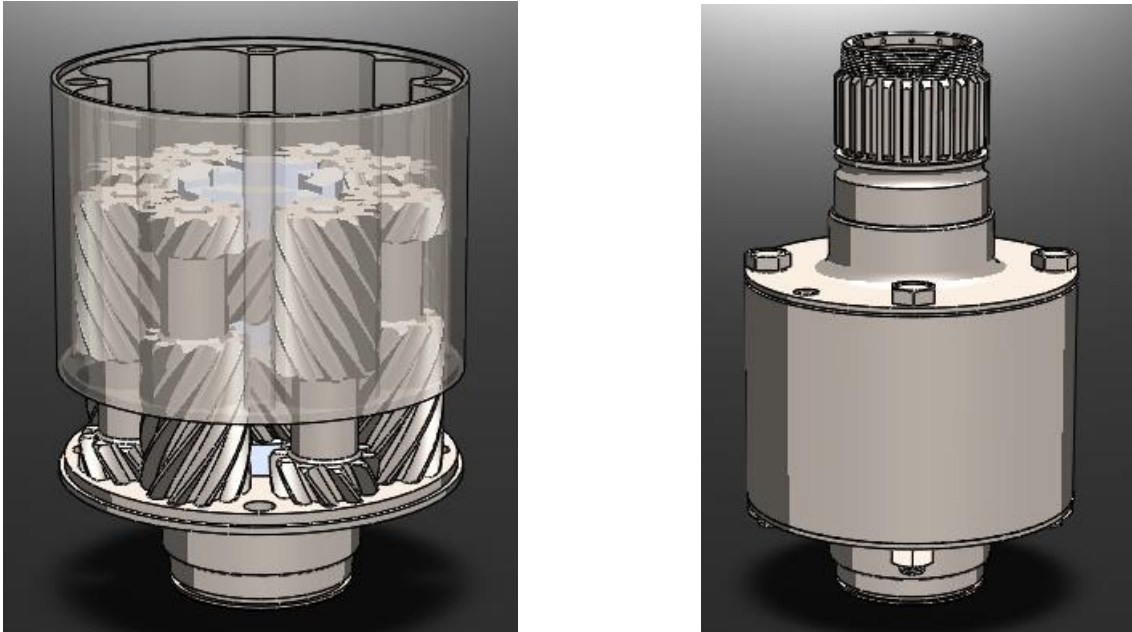


Figura 7-4 (a) e (b): Montagem do Diferencial

Para montagem do prensador do adaptador é interessante que se coloque entre o prensador e o adaptador da coroa um anel de borracha (*o'ring*) para atuar como uma trava da rosca do prensador. Além disso deve ser passado um arame de freio nos furos do prensador para que ele não se desenrosque. O aperto do prensador é feito pela chave de fresa.

Para desmontar os rolamentos dos mancais basta utilizar as chapas metálicas, tabela 7-1 para acessar os rasgos nos mancais e pressionar gradativamente as pistas interna e externa do rolamento simultaneamente. Para desmontar rolamentos que estão com seu diâmetro maior expostos basta utilizar a ferramenta saca polia.

Para montar as tulipas é necessário utilizar um martelo de borracha e pressioná-la gradativamente até que o rolamento atinja seu batente na tulipa. Para desmontá-las, basta retirar os parafusos principais da carcaça do diferencial e sacar uma das tampas, uma de cada vez para que as engrenagens possuam apoio, e bater com o martelo de borracha na parte da tulipa que se sobressai da tampa.

Para adicionar o óleo deve-se utilizar o furo maior dos mancais para se ter acesso com uma seringa e introduzi-la no furo de 4 mm em uma das tampas. O volume de óleo deve ser de 80 a 85% do volume vazio da carcaça. Com mais testes, é possível rever e atualizar essa porcentagem. Para drenar o diferencial, basta alinhar o diferencial com o furo maior de um dos dois mancais e retirar o parafuso de 4 mm pelo qual se teve acesso com a seringa. Para acelerar o procedimento deve-se retirar o mesmo parafuso contido

na outra tampa que serve como respiro para que o ar entre na carcaça e permita a saída do óleo.

Os outros componentes do diferencial são de fácil montagem e estão dispostos no desenho de montagem com vista explodida do diferencial.

### **7.1.2 VERIFICAÇÃO E REPOSIÇÃO DE PEÇAS**

Uma grande vantagem desse diferencial é que há poucas peças que necessitam de reposição. Eventualmente, será necessário trocar algumas peças ou trocar o óleo do diferencial.

- O rolamento do lado esquerdo do diferencial possui uma expectativa de vida de cerca de 110 horas, isso equivale a 2 anos de uso do carro levando em conta os fatores apresentados no capítulo 6, seção 6.1.3. Ele deve ser substituído a cada dois anos, ou antecipadamente caso haja ruído ou dificuldade de girá-lo.
- O óleo deve ser avaliado, no mínimo, em relação à sua viscosidade em um viscosímetro a cada dez horas de funcionamento para que se obtenha uma curva de degradação do óleo. Com a curva será possível prever a vida útil do óleo no diferencial.
- Deve-se prestar atenção nas faces das engrenagens, para acompanhar evolução do dano e melhorar projetos posteriores para esse componente. Os logs da central, parte do sistema de aquisição de dados, deve ser utilizado para monitorar quilometragem e horas de funcionamento do carro.
- Deve-se verificar se o respiro de óleo está cumprindo sua função. Para isso basta verificar as coifas das tulipas, se houver quantidade excessiva de óleo, o respiro deve ser refeito.

### **7.1.3 LUBRIFICAÇÃO**

As engrenagens do diferencial estarão imersas em óleo, uma vez que a carcaça é selada por dois tipos de vedação na carcaça. A primeira é na interface carcaça/tampas onde é utilizada Loctite 598, um silicone utilizado para selar tampas de cabeçote. A segunda são os retentores de óleo localizados nas tampas da carcaça. Esses retentores são utilizados para selar caixas de câmbio. A tabela 7-2 indica os seladores utilizados no diferencial:

Tabela 7-2: Selantes e retentores utilizados no diferencial.

Selante	Qtd	Diâm. Maior / Menor / Largura	Código
Loctite 598	1	-	-
Retentor de óleo	2	25 mm /35 mm /7 mm	0734300302ZF

É importante que exista no sistema um respiro de óleo para que a pressão dentro do diferencial não aumente e comece a romper as vedações. Assim, o respiro do diferencial é central feito por um cilindro dentro da junta de transmissão. Isso porque com o movimento rotativo da carcaça o óleo tende a ficar nas extremidades, assim dificulta-se a perda de óleo pelo respiro.

O respiro é apenas um furo que permite a passagem do ar, mas impõe grande dificuldade para o óleo escoar por ele em razão de suas propriedades. Foi feito um teste simples no laboratório da faculdade de tecnologia da UnB e o furo de 1 mm se mostrou bastante eficiente em desempenhar essa função.

O óleo utilizado é um SAE 75W140 da Motul *Gear competition*. O óleo foi escolhido em razão da indicação de fabricantes renomadas em transmissão. Além disso, é sugerido que diferenciais trabalhem com óleos de viscosidade mínima de SAE 75 [32]. Outro ponto importante é que foi evidenciado em anos anteriores certa degradação do óleo quando se utilizou o óleo 75W90 e espera-se que com o aumento da viscosidade a manutenção do filme de óleo nas engrenagens seja garantido. Essa decisão também se apoia em benchmarking de outras equipes que já utilizam óleos mais viscosos e não apresentam problemas de lubrificação.

Os valores de viscosidade são importantes para que se tenha uma referência para eventuais testes do lubrificante, para ver se este se degradou após determinado tempo de uso e estabelecer um limite seguro de uso e de troca do óleo. Para fazer a conversão da escala SAE para a escala ISO é possível utilizar a figura 7-5.

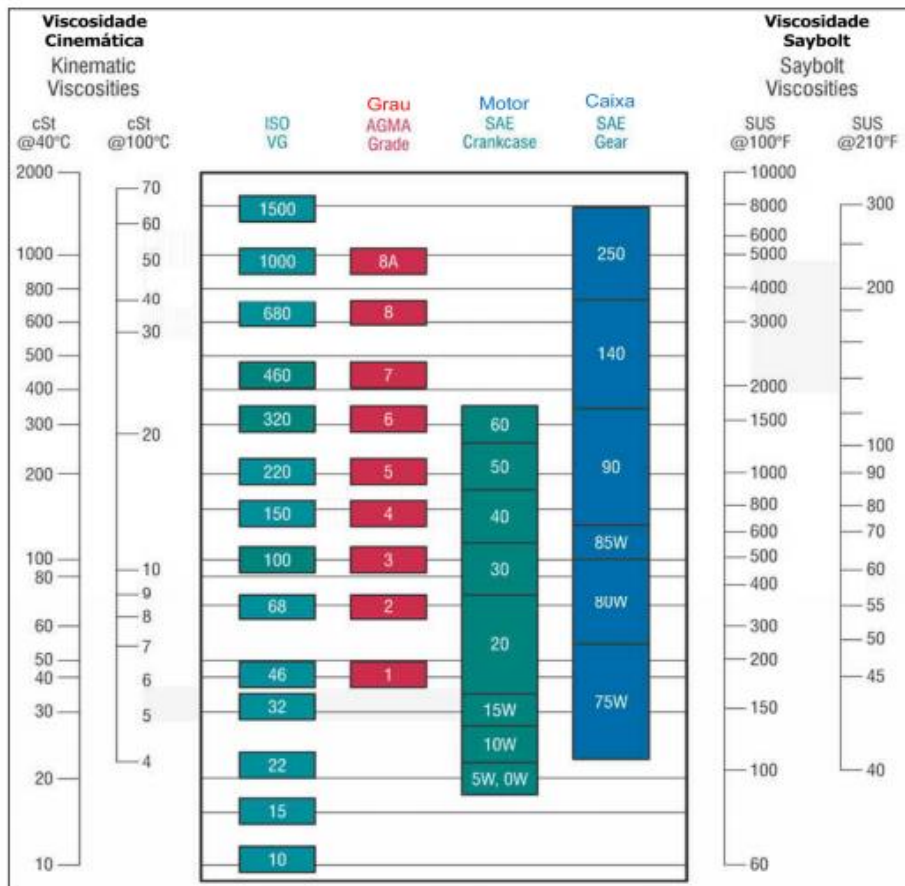


Figura 7-5: Tabela de conversão de viscosidade - padrões da indústria [32]

A figura 7-6 ilustra a queda de viscosidade com a temperatura do óleo para diferentes viscosidades.

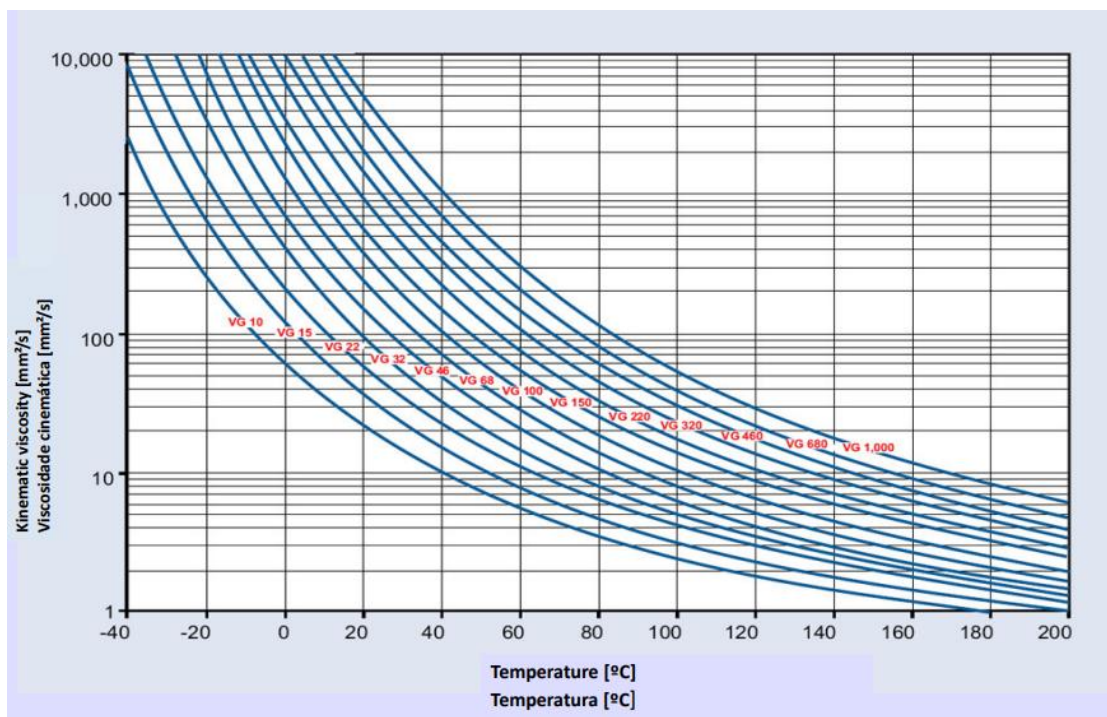


Figura 7-6: Variação da viscosidade com a temperatura ISO [32]



## 8. CUSTOS

O custo do diferencial envolve quatro custos principais, relativos a:

- Material
- Usinagem
- Tratamento térmico
- Componentes periféricos (rolamentos, retentores, selantes, parafusos, óleo e outros)

A tabela 8-1 indica os custos totais do diferencial. Os custos são unitários, para encontrar o valor total é necessário multiplicar pela quantidade.

Tabela 8-1: Custos de fabricação do diferencial

Peça	Qtd.	Material [R\$]	Usinagem [R\$]	Tratamento Térmico [R\$]
Corpo Carcaça	1	82,88	240,00	-
Tampa Superior	1	87,62	320,00	-
Tampa Inferior	1	46,21	195,00	-
Engrenagem Solar MD	1	18,00	250,00	35,00
Engrenagem Solar ME	1	18,00	250,00	35,00
Engrenagem Planetária MD	4	20,00	200,00	35,00
Engrenagem Planetária ME	4	20,00	200,00	35,00
Disco de Atrito Comum	2	20,00	65,00	-
Disco de Atrito Intermediário	1	20,00	65,00	-
Disco Exc. Direito	1	49,50	250,00	-
Disco Exc. Esquerdo	1	49,50	250,00	-
Mancal Direito	1	68,54	240,00	-
Mancal Esquerdo	1	68,54	240,00	-
Adaptador Coroa	1	35,00	420,00	-
União Entre Mancais	2	21,30	80,00	-
Prensador Rolamento	1	20,00	30,00	-
Prensador Adaptador	1	20,00	120,00	-
Flange Coroa	1	72,35	90,00	-
Periféricos (R\$)				500,00
Total (R\$)				5640,00
Total (R\$)				6603,00

O custo total do diferencial foi de R\$ 6603,00. Esse valor ainda pode ser reduzido, uma vez que alguns componentes já foram fabricados em anos anteriores pela equipe. Os

componentes estão destacados em vermelho na tabela 10-1, o valor, desconsiderando a fabricação dessas peças é de R\$ 5640,00.

O custo do tratamento térmico foi de R\$ 350,00, porém esse valor é o valor de mínimo faturamento de algumas empresas em São Paulo. Assim, é possível dentro desse valor requisitar o tratamento de outras peças, como as tampas e o adaptador da coroa, que são muito solicitadas, para que o fator de segurança dessas peças aumente consideravelmente e o projeto se torne mais confiável ainda.

Como dado de referência o valor de uma unidade comercial desenvolvida para a FSAE como o diferencial *Drexler* – considerado o melhor diferencial para FSAE – é de 1850 euros, com a conversão (Euro = 3,844 Reais – cotação 15/11/17) e considerando o imposto de importação (II de 60%) e o imposto ICMS (17% no DF), apenas o diferencial custa cerca de R\$ 13300,00. Além disso, é ainda necessário comprar as juntas e os eixos próprios (4 juntas e 2 eixos) para esse diferencial para que ele seja utilizável no veículo. Com esses componentes adicionais, aproximadamente 220 US\$ cada (Dólar = 3,26 Reais – cotação 15/11/2017), o custo total chega aos R\$ 21355,00. Esses dados podem ser visualizados na tabela 8-2 que fornece informações pertinentes em relação ao projeto desenvolvido neste trabalho, o projeto anterior da equipe e um diferencial próprio para Fórmula SAE.

Tabela 8-2: Comparativo Projeto AF18, AF17 e o diferencial para fórmula SAE Drexler

<b>Propriedades</b>	<b>Projeto AF18</b>	<b>Projeto AF17</b>	<b>Drexler FSAE</b>
Peso (Montagem)	5,1 (8,9) kg	6,9 (11,2) kg	2,6 (5,5) kg
TBR	2,73:1	1,5:1	15:1 / 4:1 / 3:1
Dimensões Gerais [mm]	Ø109 / 196,7	Ø110/ 212,8	Ø100/ 195
Custo [R\$]	5640,00	4200,00	21355,00



## 9. RESULTADOS

*Aqui são apresentados os resultados obtidos neste trabalho.*

O presente trabalho teve como resultado o projeto para a fabricação imediata de um diferencial para veículo Fórmula SAE, alcançando o principal objetivo estipulado. As peças projetadas atendem às restrições da situação Fórmula SAE e às metas estabelecidas por este trabalho principalmente em relação ao peso, melhoria da resposta dinâmica e ao custo.

Além disso, foi calculado como um diferencial deveria se comportar para que se maximize a tração do veículo no circuito da Fórmula SAE Brasil, o que é um dado bastante útil no momento de decidir a respeito de realizar outro projeto de diferencial.

Obteve-se também um projeto bastante confiável uma vez que o sistema conta com vários pontos de redundância, principalmente para os mancais que sofreram falhas em anos anteriores, o que torna o conjunto menos propenso a manutenções antes do previsto e a falhas.

Pela tabela 8-2 observa-se que houve redução de mais de 25% do peso do diferencial, e com relação à montagem, pela mudança do conceito do mancal a redução foi de 20%, atingindo assim a meta estipulada por esse trabalho. Com relação ao diferencial comercial, não há dúvidas, o *Drexler* é 50% mais leve e com a adição dos componentes essa diferença percentual cai para 40%.

Do ponto de vista do TBR, pelos cálculos realizados na seção 5 deste trabalho, os valores de TBR são de no máximo 3,2 com todas as condições ótimas. Porém, os valores que mais se repetem durante as provas dinâmicas estão entre 2,7 e 2,9 de TBR. Assim, parte da vantagem de se ter um TBR modificável, como no *Drexler*, não se transmite em uma grande diferença na pista, pois os valores de TBR do *Drexler* variam de forma pouco sensível para a aplicação FSAE, isso considerando apenas a capacidade trativa. O TBR do projeto do AF18 se situa dentro da faixa 2,7 e 2,9 e pode ser considerado ótimo para um veículo Fórmula SAE.

Do ponto de vista de custos, é possível fazer um comparativo de preços entre diferenciais produzidos exclusivamente para veículos FSAE e projetos customizados. Essas soluções comerciais possuem valores de bloqueio mais altos e peso reduzido, porém cobram um alto preço por isso. Pelos resultados da tabela 8-2, verifica-se que os custos de um diferencial *Drexler* pode ser proibitivo para muitos projetos, e mostra que

a customização pode ser uma boa alternativa para se obter um custo benefício alto com relação à performance, peso, tempo e preço.

Ainda no escopo dos custos, o projeto atingiu o objetivo de ser acessível, principalmente pelo fato de ser de fácil manufatura o que ajudou a reduzir os custos que são, majoritariamente, em razão de usinagem.

Outro ponto importante atingido no trabalho foi o resumo de conhecimentos da área de transmissão, diferencial e engrenagens em geral, o que será de grande valia para os membros futuros da equipe Apuama Racing da UnB. Este trabalho vai auxiliar em futuras decisões de projeto e no estudo da área de transmissão.

# REFERÊNCIAS

1. Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2016). *Elementos de Máquinas de Shigley*. McGrawHill Education.
2. Chocholesk, S. E. (1988). *The development of a differential for the improvement of traction control*. New York.
3. Dixon, J. C. (1996). *Tyre, Suspension and Handling*. SAE International.
4. G, O. (s.d.). *Differential Behavior*. Optimum G: Vehicle Dynamics Solutions.
5. Gillespie, T. D. (1992). *The Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Warrendale, Pennsylvania: SAE International.
6. Heisler, H. (2002). *Advanced Vehicle Technology - 2 Edition*. Oxford: Butterworth-Heinemann.
7. Henriques, A. M. (2015). *Aula de Projeto de Máquinas 1: Engrenagens Cilíndricas de Dentes Retos*. Brasília: UnB.
8. Mahes, S., Mantovini, U., & Tasca, A. (2015). *Torsen Differential fo FSAE Car 2016*. Gainesville: Florida University.
9. Milliken, W. F., & Milliken, D. L. (1995). *Race Car Vehicle Dynamics*. Warrendale: SAE International.
10. Naunheimer, H., Bertsche, B., Ryborz, J., & Novak, W. (2010). *Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application*. Stuttgart: Springer.
11. Norton, R. L. (2013). *Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada - 4 Edição*. Worcester, Massachusetts: Bookman.
12. Pacejka, H. B. (2012). *Tyre and Vehicle Dynamics*. Oxford: Elsevier.
13. Radzevich, S. P. (2012). *Dudley's Handbook of Practical Gear Design and Manufacture*. Boca Raton, Florida: CRC Press - Taylor and Francis Group.
14. Ramalle, A. L. (2014). *Modelizacion Del Comportamiento de un Diferencial LSD Drexler de un Vehiculo tipo Monoplaza*. Madrid: Universidad Politécnica de Madrid.
15. Rouelle, C. (s.d.). *Optimum G Seminar*. Denver, Colorado.

16. Shih, S., & Bowerman, W. (2002). *An Evaluation of Torque Bias and Efficiency of Torsen Differential*. SAE Technical Paper Series.

17. Smith, C. (1978). *Tune to Win*. Fallbrook: Aero Publishers.

Consultas realizadas em meio eletrônico

18. **[www.torsen.com](http://www.torsen.com)** - acessado em 19:18 aos 23 de agosto de 2017

19. **[www.taylor-race.com](http://www.taylor-race.com)** - acessado em 19:28 aos 23 de agosto de 2017

20. **<http://www.fsaecomforums.com/archive/index.php/t-3835.html?s=5ce42bd67e1ff12ad0ef134603742939>** - acessado em 19:40 aos 23 de agosto de 2017

21. **<http://www.fsaonline.com/content/2017-18%20FSAE%20Rules%209.2.16a.pdf>** - acessado em 19:40 aos 23 de agosto de 2017

22. **<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=4a3cfc1e1cfd451091e67d3f3b66bb80&ckck=1>** - acessado em 19:40 aos 23 de agosto de 2017

23. **<http://eastcoastoverlandadventures.blogspot.com.br/2015/12/overland-tech-differential-basics.html>** - acessado em 19:50 aos 23 de agosto de 2017

24. **[http://www.4x4abc.com/4WD101/diff\\_locks.html](http://www.4x4abc.com/4WD101/diff_locks.html)** - acessado em 13:22 aos 28 de agosto de 2017

25. **<http://www.supraforums.com/forum/archive/index.php/t-1010097.html?s=f4193ff57795f986e38936b7a4dba2c9>** - acessado em 13:22 aos 28 de agosto de 2017

26. **<http://www.fsaecomforums.com/showthread.php?8800-Course-Design-Feedback-Discussion-FSAE-Lincoln>** - acessado em 13:23 aos 28 de agosto de 2017

27. **<http://slideplayer.com.br/slide/2264095/>** - acessado em 19:18 aos 29 de setembro de 2017

28. **[http://atc.sjf.stuba.sk/files/mechanika\\_vms\\_ADAMS/Contact\\_Table.pdf](http://atc.sjf.stuba.sk/files/mechanika_vms_ADAMS/Contact_Table.pdf)** - acessado em 20:02 aos 25 de setembro de 2017

29. **<https://www.calspan.com/services/transportation-testing-research-equipment/tire-performance-testing/force-moment-testing/>** acessado em 19:39 aos 02 de outubro de 2017

30. **<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=4f19a42be94546b686bbf43f79c51b7d&ckck=1>** acessado em 15:48 aos 03 de outubro de 2017

31. **[http://www.primorolamentos.com.br/catalogos/nsk/Catalogo\\_Geral.PDF](http://www.primorolamentos.com.br/catalogos/nsk/Catalogo_Geral.PDF)** acessado em 17:50 aos 12 de outubro de 2017

32. **<http://www.tecem.com.br/tabela-engenharia/viscosidade-tabela-com-a-classificacao-iso-agma-e-sae/>** acessado em 16:24 aos 17 de outubro de 2017
33. **<http://www.westhouse.plus.com/chaindrive1.htm>** acessado em 19:11 aos 17 de outubro de 2017
34. **<http://www.toyotazone.co.za/howitworks/oversteer-and-understeer-explained/>** acessado em 20:11 aos 17 de outubro de 2017
35. **<http://www.learnengineering.org/2014/05/working-of-differential.html>** acessado em 20:15 aos 18 de outubro de 2017

# ANEXO I – METODOLOGIA AGMA

## Projeto de Engrenamento Helicoidal AGMA - 2001

O dimensionamento seguirá a metodologia AGMA. Para isso é necessário determinar alguns fatores e incógnitas para realizar os cálculos de tensão por flexão e tensão por esforços compressivos.

### Força Tangencial ( $W_t$ )

Primeiramente vamos determinar a carga a ser transmitida ( $W_t$ ). Pela equação (106) é possível definir o valor da força tangencial

$$T_{\text{máx}} = W_t \cdot \frac{D_p}{2} \quad (106)$$

Onde:

- $T_{\text{máx}}$ : Torque máximo transmitido pela engrenagem [N.m];
- $W_t$ : Força tangencial [N];
- $D_p$ : Diâmetro primitivo [m].

Pelos dados do TTC, o máximo de torque que passa pelas engrenagens solares é de 630 N.m. Assim,  $W_t = 35$  kN.

### Fator de sobrecarga ( $K_o$ )

Vamos agora determinar o fator de sobrecarga ( $K_o$ ), para isso será necessário consultar a figura 0-1:

**TABELA 15.6 Fator de Aplicação,  $K_o$**

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 0-1: Fator de sobrecarga  $K_o$  [1].

Na competição, a transmissão sofre bastante em razão de arrancadas e retomadas, porém como o torque considerado é referente ao limite trativo, e este representa o máximo de tração que o pneu pode gerar,  $K_o$  é considerado igual a 1.

### Fator de velocidade ( $K_v$ )

O fator dinâmico é utilizado para levar em conta imprecisões na fabricação e no engrenamento dos dentes de engrenagens em aço. Para determinar o fator de velocidade será necessário o auxílio da figura 0-2:

**TABELA 15.4 Níveis de Precisão Típicos para Vários Tipos de Aplicações de Engrenamentos**

Nível de Precisão	Designação Dudley <sup>1</sup>	Faixas Aproximadas das Qualidades Normalizadas	
		Valor $Q_v$ da AGMA <sup>2</sup>	Valor DIN <sup>3</sup>
<i>Mais alta qualidade possível.</i> Obtida por métodos de ferramentaria especiais. Utilizada para engrenagens principais, engrenagens com altas velocidades críticas incomuns ou quando <i>ambos</i> , elevada capacidade de carregamento e a mais elevada confiabilidade são necessários.	AA	14	2
	Precisão ultra-alta	ou 15	ou 3
<i>Alta qualidade.</i> Obtida por retificação ou raspagem com máquina ferramenta de primeira linha operadas por trabalhadores qualificados. Largamente utilizada para engrenamentos de turbinas e aeroespaciais. Algumas vezes empregada em engrenagens industriais críticas.	A	12	4
	Precisão alta	ou 13	ou 5
<i>Precisão relativamente alta.</i> Obtida por retificação ou raspagem com ênfase na taxa de produção mais do que na alta qualidade. Pode ser obtida por usinagem com ferramenta hob ou perfilação com o melhor equipamento sob condições favoráveis. Utilizada para engrenagens industriais de média velocidade e engrenagens automotivas críticas.	B	10	6
	Precisão média-alta	ou 11	ou 7
<i>Boa precisão.</i> Obtida por retificação ou raspagem com ênfase na taxa de produção mais do que na alta qualidade. Pode ser obtida por usinagem com ferramenta hob ou perfilação com o melhor equipamento sob condições favoráveis. Utilizada, normalmente, para engrenagens automotivas e engrenagens de motores elétricos industriais operando a velocidades mais baixas.	C	8	8
	Precisão média	ou 9	ou 9
<i>Precisão nominal.</i> Obtida por usinagem com ferramenta hob ou perfilação utilizando máquinas mais antigas e operadores menos qualificados. Utilizada, normalmente, para engrenagens de baixa velocidade que <i>se desgastarão</i> para alcançar um ajuste razoável. (Durezas menores promovem o desgaste.)	D	6	10
	Precisão baixa	ou 7	ou 11
<i>Precisão mínima.</i> Para engrenagens utilizadas em velocidades baixas e cargas leves. Os dentes podem ser fundidos ou moldados em pequenos tamanhos. Utilizadas, normalmente, em brinquedos e engenhocas. Podem ser empregadas em engrenagens de baixa dureza quando uma vida limitada e uma confiabilidade menor forem aceitáveis.	E	4	12
	Precisão muito baixa	ou 5	

Figura 0-2: Níveis de precisão típicos de fabricação de engrenagens [1].

As classes de 3 a 7 são engrenagens geralmente comerciais. De 8 a 12 são engrenagens de qualidade precisa. A usinagem das engrenagens será feita por CNC que possui boa precisão e constará no projeto um acabamento superficial bom. Dessa forma será assumido que a classe da peça obtida será de 7. Pela figura 0-3 é possível selecionar a curva que corresponde à classe da peça final e assim calcular o fator de velocidade.

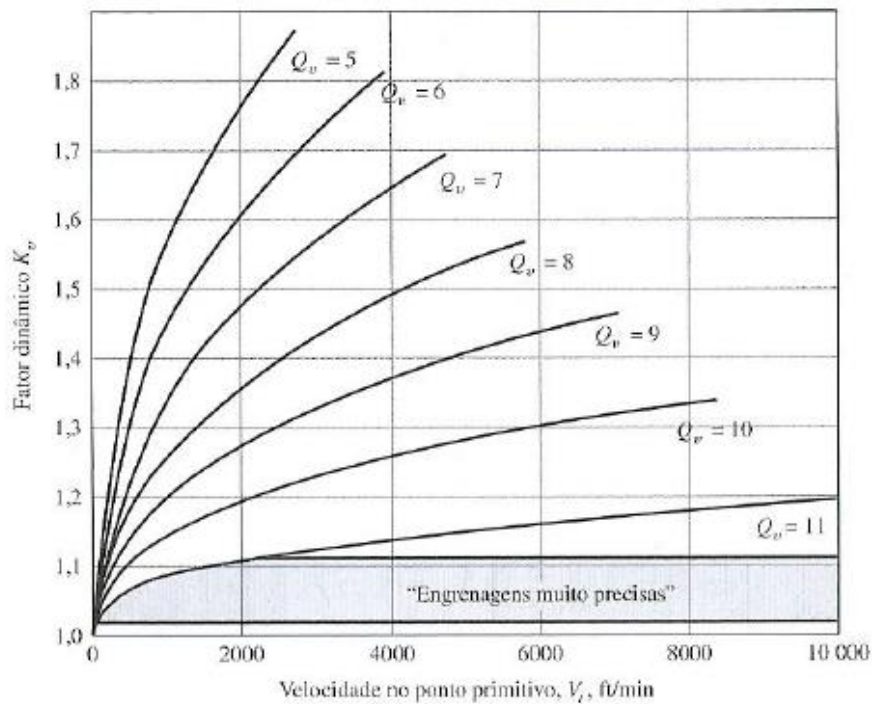


Figura 0-3: Fator dinâmico  $K_v$  e o grau de precisão na fabricação  $Q_v$  [1].

O fator de velocidade é obtido por meio das equações (107), (108), (109) e (110):

$$K_v = \left( \frac{A + \sqrt{200 \cdot V}}{A} \right)^B, \quad (107)$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - B), \quad (108)$$

$$B = 0,25 \cdot (12 - Q_v)^{\frac{2}{3}}, \quad (109)$$

$$V(t)_{\text{máx}} = \frac{(A + (Q_v - 3))^2}{200}. \quad (110)$$

Onde:

- $V$ : velocidade de operação;
- $Q_v$ : grau de precisão na fabricação;
- $V(t)_{\text{máx}}$ : velocidade máxima para a engrenagem.

### Fator de Tamanho ( $k_s$ )

Reflete a não uniformidade das propriedades do material em razão do tamanho. A equação (111) fornece o valor desse fator.

$$K_s = 0,8433 \cdot (m \cdot B \cdot \sqrt{Y})^{0,0535}. \quad (111)$$



Onde:

- m: módulo da engrenagem [mm/dentes];
- b: largura de face [mm];
- Y: fator geométrico de Lewis.

Para obter o fator geométrico de Lewis utiliza-se a figura 0-4:

Número de dentes	Y	Número de dentes	Y
12	0,245	28	0,353
13	0,261	30	0,359
14	0,277	34	0,371
15	0,290	38	0,384
16	0,296	43	0,397
17	0,303	50	0,409
18	0,309	60	0,422
19	0,314	75	0,435
20	0,322	100	0,447
21	0,328	150	0,460
22	0,331	300	0,472
24	0,337	400	0,480
26	0,346	Cremalheira	0,485

Figura 0-4: Fator geométrico de Lewis [1].

### Fator de distribuição de carga ( $K_H$ )

Esse fator reflete a não uniformidade de distribuição de carga ao longo da linha de contato. O ideal é posicionar a engrenagem “a meia distância” entre mancais, em uma posição de inclinação nula quando a carga é aplicada. A figura 0-5 ilustra alguns parâmetros a serem considerados no cálculo do fator.

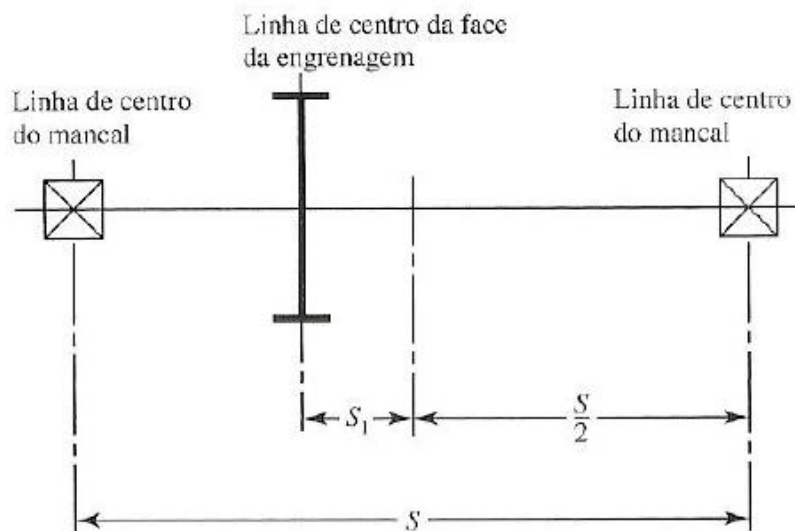


Figura 0-5: Posicionamento relativo da engrenagem e dos mancais [1].

O fator de distribuição de cara é dado pelas equações (112) a (116):

$$K_m = C_{mf} = 1 + C_{mc} \cdot (C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e), \quad (112)$$

Onde:

$$C_{mc} = 1 \text{ para dentes sem coroamento,} \quad (113)$$

$$C_{mc} = 0,8 \text{ para dentes coroados,}$$

$$C_{pf} = \frac{b}{10 \cdot d} - 0,0375 + 0,000492 \cdot b, \quad (114)$$

$$C_{pm} = 1 \text{ para pinhão montado com } \frac{S_1}{S} < 0,175, \quad (115)$$

$$C_{pm} = 1,1 \text{ para pinhão montado com } \frac{S_1}{S} \geq 0,175,$$

$$C_e = 0,8 \text{ para engrenamento ajustado na montagem ou lapidado,} \quad (116)$$

$$C_e = 1 \text{ para todas as outras condições.}$$

### Fator de Espessura ( $K_B$ )

Quando a espessura de borda não é suficiente para proporcionar suporte completo à raiz do dente, a localização da falha por fadiga flexional pode ocorrer ao longo da borda da engrenagem, e não no filete do dente. A figura 0-6 indica os fatores para o cálculo do fator de espessura:

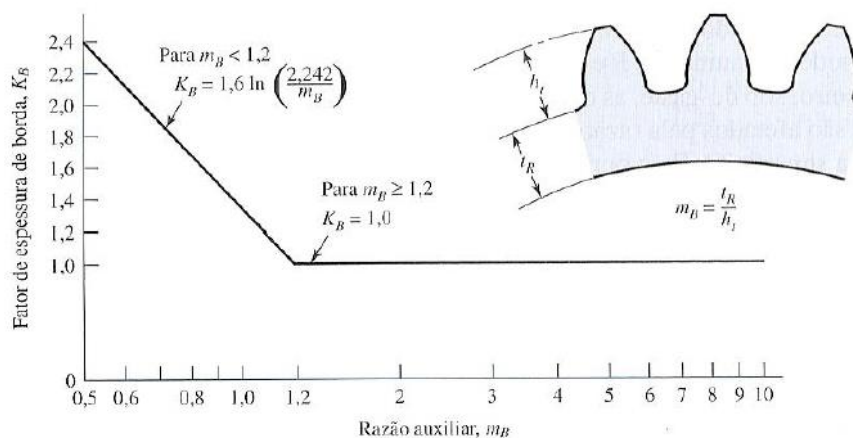


Figura 0-6: Fator de espessura de borda [1].

Com as equações (117), (118) e (119) é possível calcular o fator:

$$K_B = 1,6 \cdot \ln\left(\frac{2,242}{m_B}\right), \quad m_B < 1,2, \quad (117)$$

$$K_B = 1, \quad m_B \geq 1,2, \quad (118)$$

$$m_B = \frac{t_R}{h_t}. \quad (119)$$

Onde:

- $m_B$ : razão entre profundidade total do dente e profundidade da borda da engrenagem;
- $h_t$ : profundidade total do dente [mm];
- $t_R$ : espessura da borda da engrenagem [mm].

### Fator Geométrico Flexional ( $Y_j$ )

O fator “ $Y_j$ ” da AGMA emprega valor modificado do fator de forma de Lewis “ $Y$ ”, um fator de concentração de tensão de fadiga “ $K_f$ ” e uma razão de partilha de carga de dente “ $m_N$ ”. A equação (120) ilustra o cálculo desse fator:

$$Y_j = J = \frac{Y}{m_N \cdot K_f}. \quad (120)$$

O fator pode ser obtido graficamente também, utilizando as figuras 0-7 e 0-8 para engrenagens helicoidais:

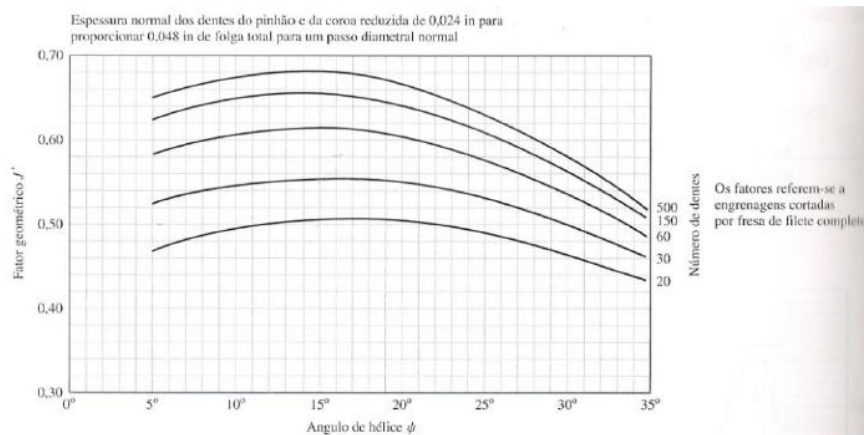


Figura 0-7: Fator Geométrico  $Y_j$  para engrenagens helicoidais [1].

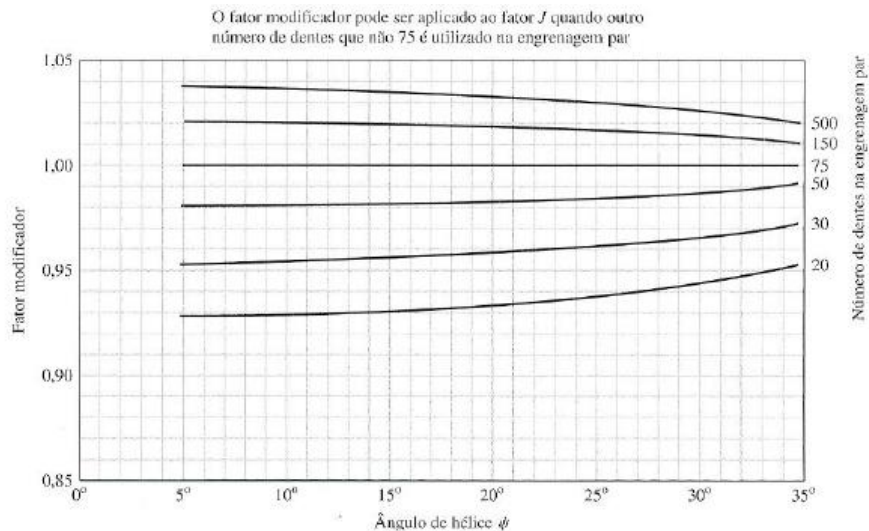


Figura 0-8: Fator de Modificação de  $Y_J$  [1].

### Equação de Tensão de flexão AGMA

A equação é dada pela equação (121):

$$\sigma_f = W_t \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_H \cdot K_B}{b \cdot m_t \cdot Y_J} \quad (121)$$

Onde:

- $\sigma_f$ : tensão de flexão AGMA;
- $b$ : largura de face;
- $m_t$ : módulo métrico transversal.

Para encontrar o fator de segurança contra a flexão é necessário levar em consideração mais alguns fatores de modificação de tensão:

- $Y_N$ : Fator de ciclos de carga;
- $K_t$ : fator de temperatura;
- $K_R$ : fator de confiabilidade;
- $S_t$ : Resistência à flexão.

### Fator de ciclos de carga ( $Y_N$ )

O fator de ciclos de carga é dado pelo gráfico representado na figura 0-9:

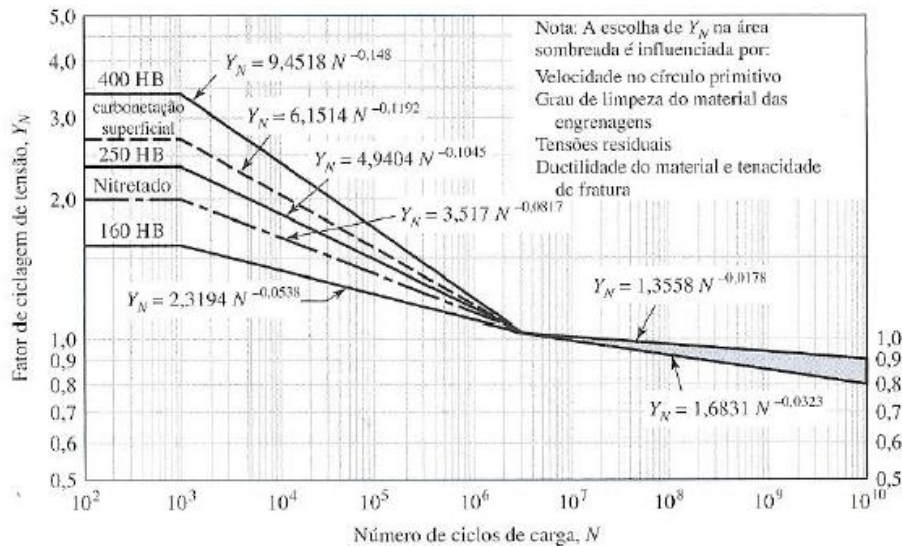


Figura 0-9: Fator  $Y_N$  x número de ciclos de carga [1].

Esse fator consiste em modificar as resistências AGMA para outras vidas que não  $10^7$  ciclos. Para  $10^7$  ciclos o fator assume valor unitário.

### Fator de Temperatura ( $K_T$ )

O fator de temperatura é calculado se a temperatura de trabalho ultrapassar  $120^\circ\text{C}$  pela equação (122) para aços. Caso a temperatura de trabalho for abaixo de  $120^\circ\text{C}$  o fator de temperatura assumirá valor de 1.

$$K_T = \frac{460 + T_T}{620} \quad (122)$$

### Fator de Confiabilidade ( $K_R$ )

Leva em consideração o efeito das distribuições estatísticas das falhas por fadiga do material. A resistência AGMA “ $S_f$ ” (flexão) é baseada em uma confiabilidade de 99%. O fator “ $K_R$ ” pode ser obtido pela figura 0-10:

Confiabilidade	$K_R(Y_Z)$
0,9999	1,50
0,999	1,25
0,99	1,00
0,90	0,85
0,50	0,70

Figura 0-10: Fator de Confiabilidade  $K_R$  [1].

### Resistência a Flexão ( $S_f$ )

A resistência à flexão consiste na resistência de diferentes materiais que são usualmente utilizados na fabricação de engrenagens. Os valores de “ $S_f$ ” se destinam a

carregamento unidirecional  $10^7$  ciclos de carga aplicados de forma repetitiva com confiabilidade de 99%.

Os valores de “ $S_t$ ” são fornecidos por meio de gráficos e tabelas tendo como parâmetro o grau de qualidade que pode ser aferido pela figura 0-11:

**TABELA 15.11 Características de Qualidade dos Graus<sup>1</sup> para Aços da AGMA (por tentativa)**

Grau de Qualidade	Características
0 (qualidade comum)	Sem defeitos grosseiros; sem controle fechado dos itens de qualidade. <sup>2</sup>
1 (boa qualidade)	Controle modesto dos itens de qualidade mais importantes; prática industrial típica.
2 (qualidade prêmio)	Controle fechado de todos os itens de qualidade críticos; resultam em desempenho melhorado, mas eleva o custo do material.
3 (qualidade super)	Controle absoluto de todos os itens de qualidade críticos; resulta em desempenho excelente, mas elevado custo de material; raramente requerido.

<sup>1</sup>Veja ref.1.

<sup>2</sup>Itens de qualidade incluem dureza superficial, dureza do núcleo, estrutura periférica, estrutura do núcleo, limpeza do aço, condição superficial do flanco, condição superficial do adocamento da raiz, tamanho de grão e dureza não-uniforme ou estrutura.

Figura 0-11: Grau de qualidade do engrenamento [1].

Para cada material há um gráfico relacionando a resistência do material com sua dureza e o seu grau de qualidade. Para aços totalmente endurecidos, a figura 0-12 nos indica a tensão admissível para esse material.

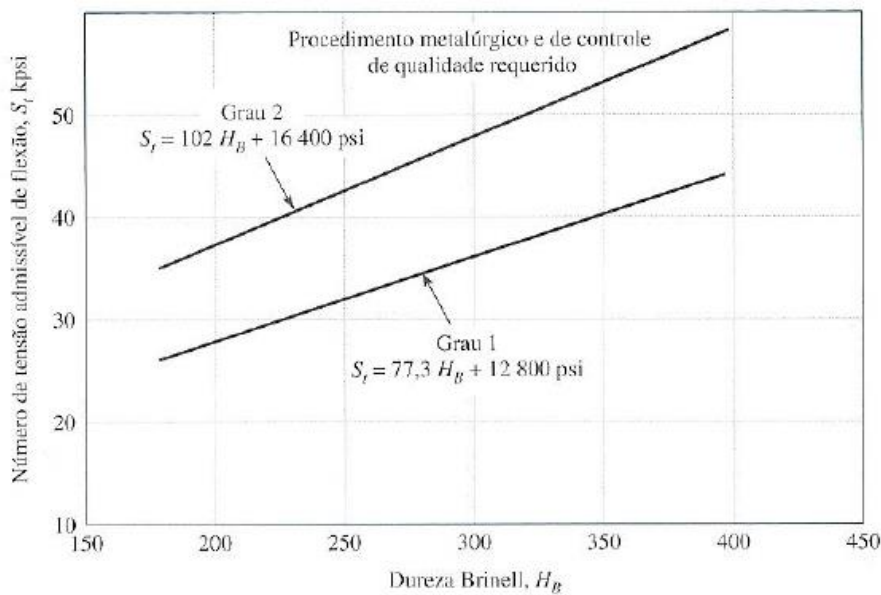


Figura 0-12: Valores da tensão admissível para flexão para aços totalmente endurecidos [1].

Para aços endurecidos completamente por nitretação, a figura 0-13 nos indica a tensão admissível correspondente:

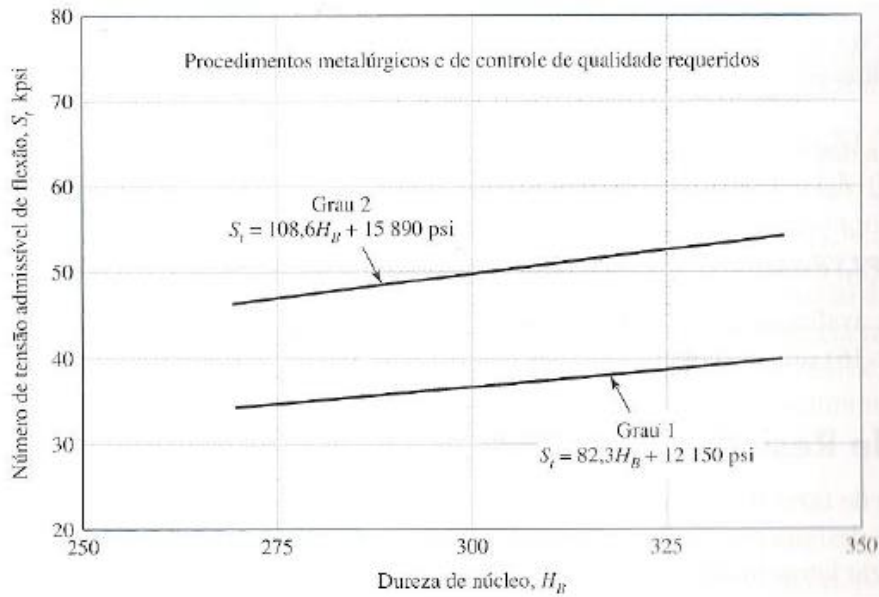


Figura 0-13: Valores de tensão admissível para flexão aços totalmente endurecidos por nitretação [1].

Para aços nitretados, a figura 0-14 nos indica a tensão admissível correspondente:

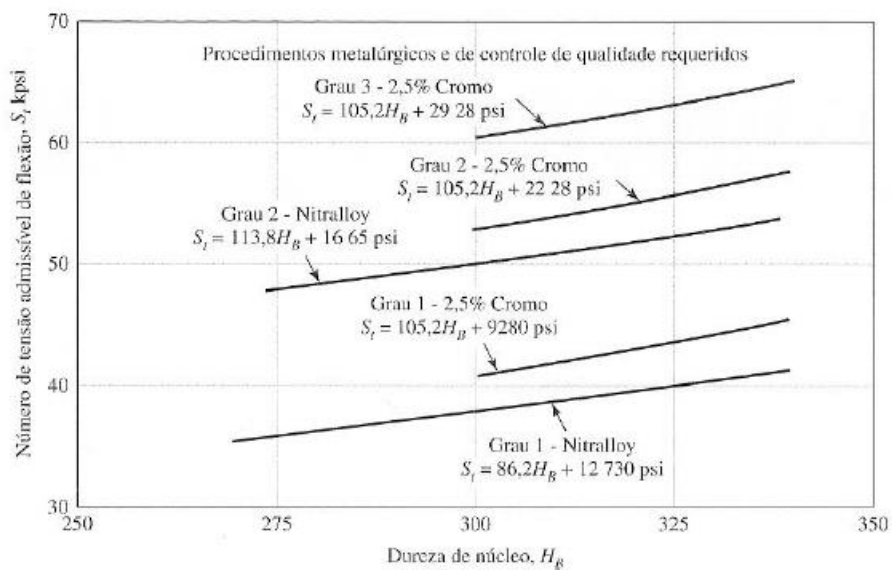


Figura 0-14: Valores de tensão admissível de flexão para aços nitretados e nitralloys [1].

### Fator de Segurança contra Flexão AGMA

Combinando todos esses fatores, é possível obter o fator de segurança “ $S_F$ ” contra flexão pela equação (123):

$$S_F = \frac{S_t \cdot Y_N}{K_T \cdot K_R \cdot \sigma} \quad (123)$$



## Equação para tensões de contato AGMA

A tensão de contato AGMA é dada pela equação (124):

$$\sigma_c = Z_E \cdot \sqrt{(W_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_H \cdot Z_R}{d_{w1} \cdot b \cdot Z_I})} \quad (124)$$

Onde:

- $\sigma_c$ : tensão de contato;
- $Z_E$  ou  $C_P$ : Coeficiente elástico do material;
- $Z_R$ : fator de condição de superfície;
- $d_{w1}$ : diâmetro do pinhão;
- $Z_I$ : fator geométrico.

## Coeficiente elástico ( $C_P$ ) ou ( $Z_E$ )

O coeficiente elástico depende do material selecionado para as engrenagens e é dado pela figura 0-15:

Material do pinhão	Módulo de elasticidade do pinhão $E_p$ psi (MPa)*	Material da coroa e módulo de elasticidade $E_p$ lbf/in <sup>2</sup> (MPa)*					
		Aço $30 \times 10^5$ ( $2 \times 10^5$ )	Ferro maleável $25 \times 10^5$ ( $1,7 \times 10^5$ )	Ferro nodular $24 \times 10^5$ ( $1,7 \times 10^5$ )	Ferro fundido $22 \times 10^5$ ( $1,5 \times 10^5$ )	Alumínio-bronze $17,5 \times 10^5$ ( $1,2 \times 10^5$ )	Estanho-bronze $16 \times 10^5$ ( $1,1 \times 10^5$ )
Aço	$30 \times 10^5$ ( $2 \times 10^5$ )	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Ferro maleável	$25 \times 10^5$ ( $1,7 \times 10^5$ )	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Ferro nodular	$24 \times 10^5$ ( $1,7 \times 10^5$ )	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Ferro fundido	$22 \times 10^5$ ( $1,5 \times 10^5$ )	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Alumínio-bronze	$17,5 \times 10^5$ ( $1,2 \times 10^5$ )	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Estanho-bronze	$16 \times 10^5$ ( $1,1 \times 10^5$ )	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Figura 0-15: Coeficiente elástico de diferentes materiais [1].

## Fator de Condição de Superfície ( $Z_R$ )

O fator de distribuição de carga depende de acabamento superficial, tensões residuais e efeitos plásticos. Condições padronizadas de superfícies de dentes ainda não foram estabelecidas. Quando se sabe que um efeito prejudicial causado pelo acabamento superficial está presente, a AGMA recomenda que se utilize valor maior que a unidade.

## Fator geométrico ( $Z_I$ )

Fornecido pelas equações (125) e (126):

$$Z_I = \frac{\cos \varphi_t \cdot \sin \varphi_t \cdot m_G}{2 \cdot m_N \cdot (m_G + 1)} \text{ para engrenagens externas,} \quad (125)$$



$$Z_I = \frac{\cos \varphi_t \cdot \sin \varphi_t \cdot m_G}{2 \cdot m_N \cdot (m_G - 1)} \text{ para engrenagens internas.} \quad (126)$$

Onde:

- $m_G$ : relação de transmissão;
- $m_N$ : dado pela equação (127) para engrenagens helicoidais;
- $p_N$ : passo normal de base – equação (128).

$$m_N = \frac{p_N}{0,95 \cdot Z}, \quad (127)$$

$$p_N = p_n \cdot \cos \varphi_n, \quad (128)$$

E “Z” na equação (127) é obtido pela equação (129):

$$Z = [(r_P + a)^2 - r_{bP}^2]^{0,5} + [(r_G + a)^2 - r_{bG}^2]^{0,5} - (r_P + r_G) \cdot \sin \varphi_t. \quad (129)$$

### **Resistência à fadiga de contato ( $S_c$ )**

A resistência à fadiga de contato consiste na resistência de diferentes materiais que são usualmente utilizados na fabricação de engrenagens. Os valores de “ $S_c$ ” se destinam a carregamento unidirecional  $10^7$  ciclos de carga aplicados de forma repetitiva com confiabilidade de 99%.

Os valores de “ $S_c$ ” são fornecidos por meio de gráficos e tabelas tendo como parâmetro o grau de qualidade.

Para cada material há um gráfico relacionando a resistência do material com sua dureza e o seu grau de qualidade. Para aços totalmente endurecidos, a figura 0-16 nos indica a tensão admissível de contato para esse material.

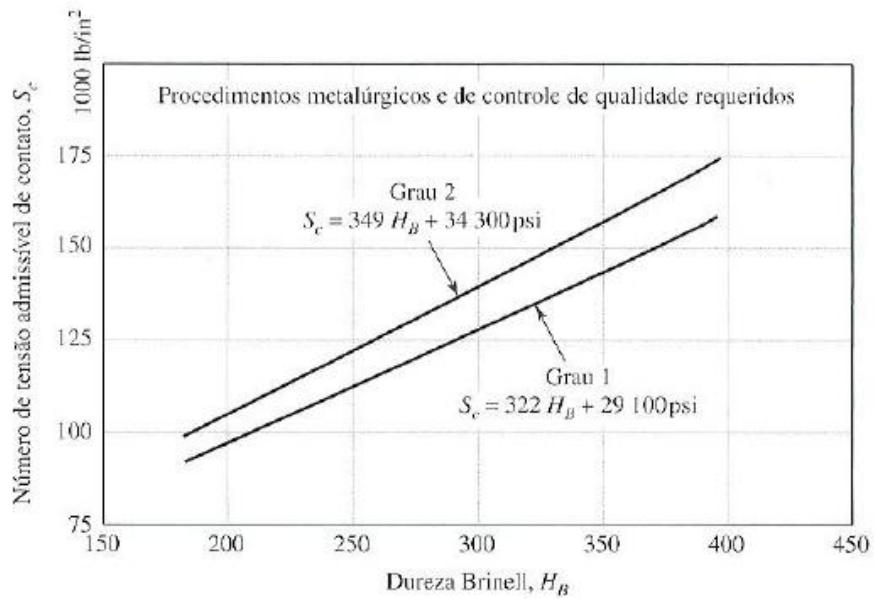


Figura 0-16: Tensão admissível de contato para engrenagens de aço endurecidas por completo [1].

### Fator de vida para ciclagem de tensão para resistência a contato ( $Z_N$ )

O propósito do fator de ciclos de carga “ $Z_N$ ” consiste em modificar as resistências AGMA para outras vidas que não de  $10^7$  ciclos. Para  $10^7$  ciclos, o fator assume valor igual a um, para outros valores basta consultar a figura 0-17:

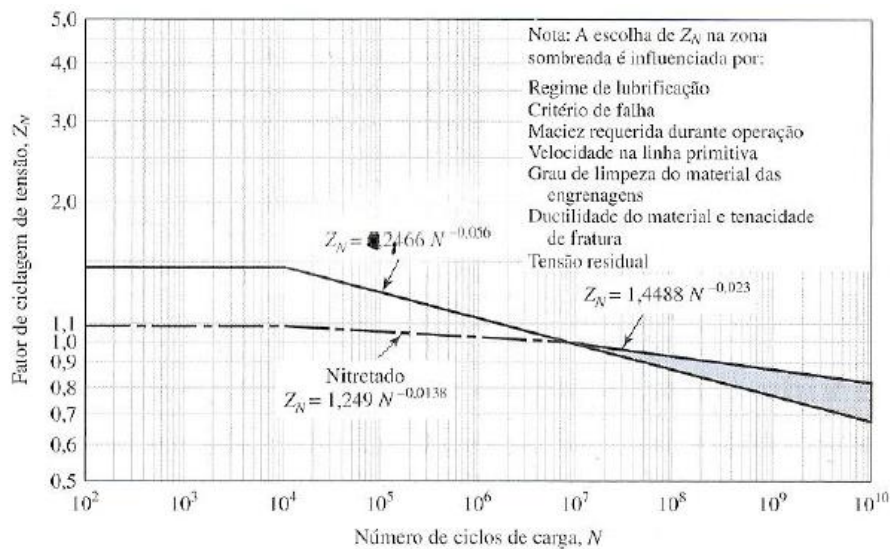


Figura 0-17: Fator  $Z_N$  x número de ciclos de carga [1].

### Fator de razão de dureza (CH)

O pinhão geralmente tem menos dentes que a coroa e, por isso, é submetido a mais ciclos de tensão de contato. Se pinhão e coroa são endurecidos por completo, então uma resistência superficial uniforme pode ser obtida ao se fazer o pinhão mais duro que a coroa. A equação (130) fornece os valores desse fator.

$$C_H = 1 + A \cdot (m_G - 1). \quad (130)$$

A constante A pode ser obtida pelas relações (131), (132) ou (133):

$$A = 0 \quad \frac{H_{BP}}{H_{BC}} < 1,2, \quad (131)$$

$$A = 0,00898 \cdot \left( \frac{H_{BP}}{H_{BC}} \right) - 0,00829 \quad 1,2 \leq \frac{H_{BP}}{H_{BC}} \leq 1,7, \quad (132)$$

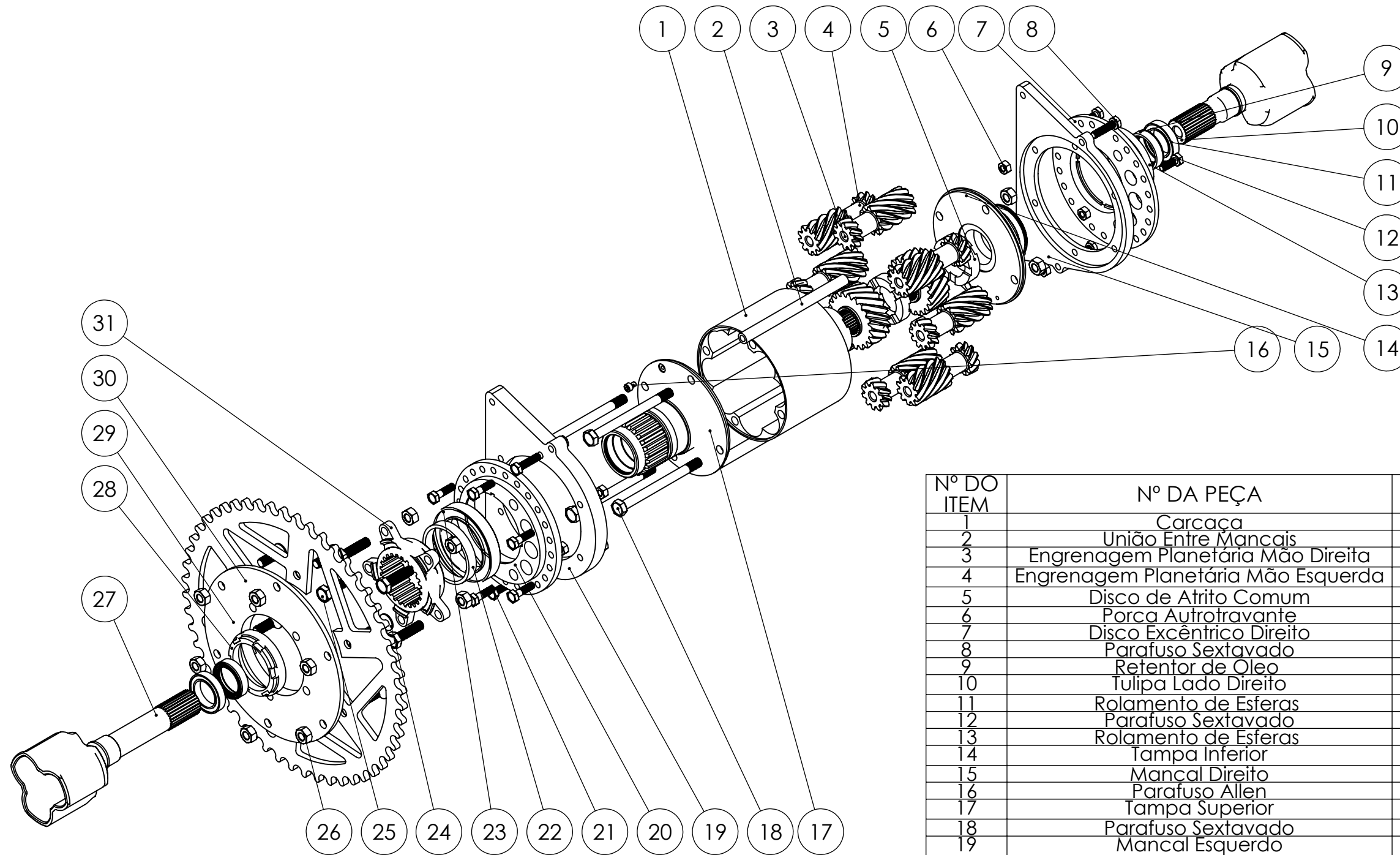
$$A = 0,00698 \quad \frac{H_{BP}}{H_{BC}} > 1,7. \quad (133)$$

### **Fator de segurança contra desgaste por fadiga de contato ( $S_H$ )**

Esse fator é dado pela relação (134):

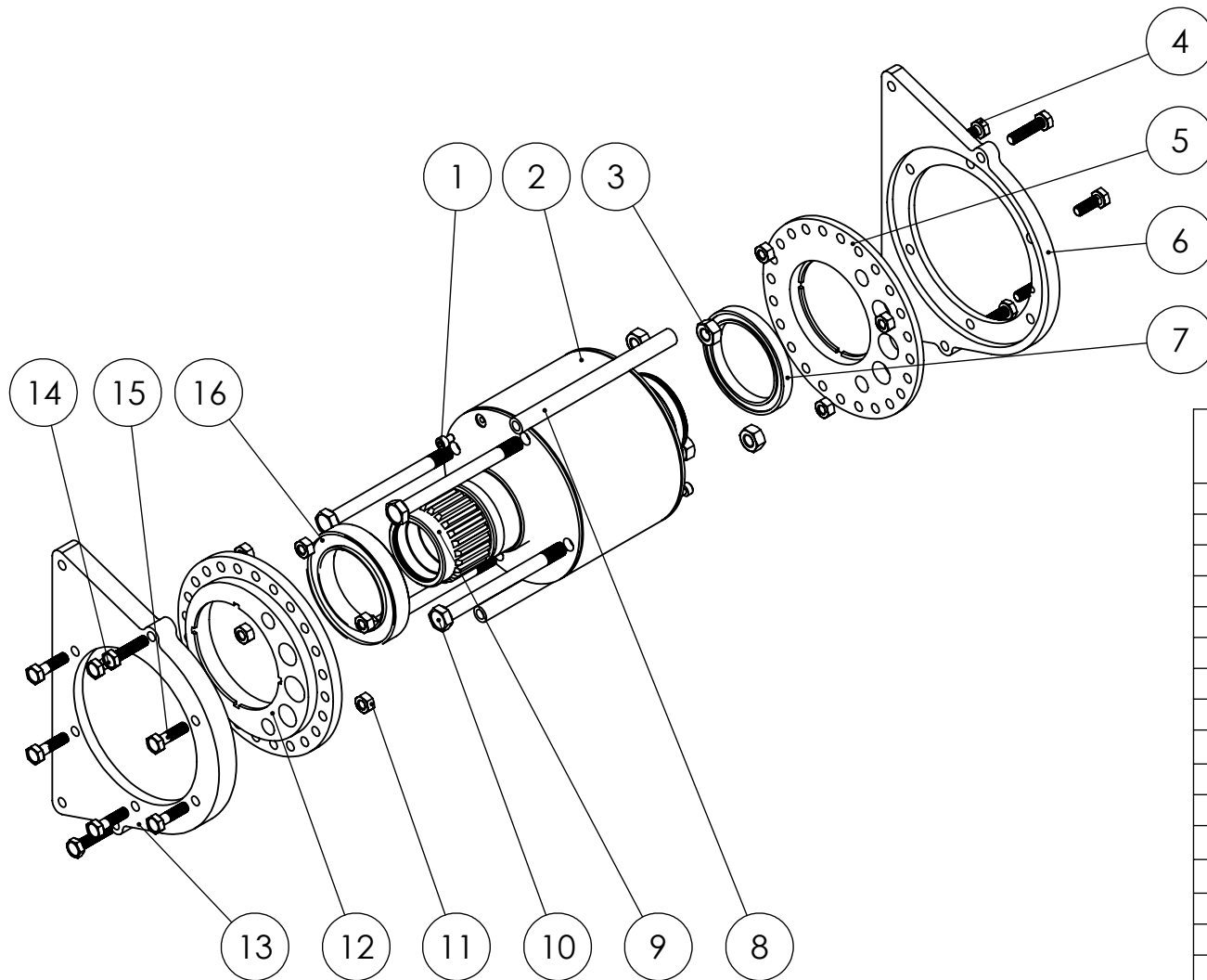
$$S_H = \frac{C_H \cdot S_c \cdot Z_N}{K_T \cdot K_R \cdot \sigma_c}. \quad (134)$$

# APÊNDICE I – DESENHOS TÉCNICOS



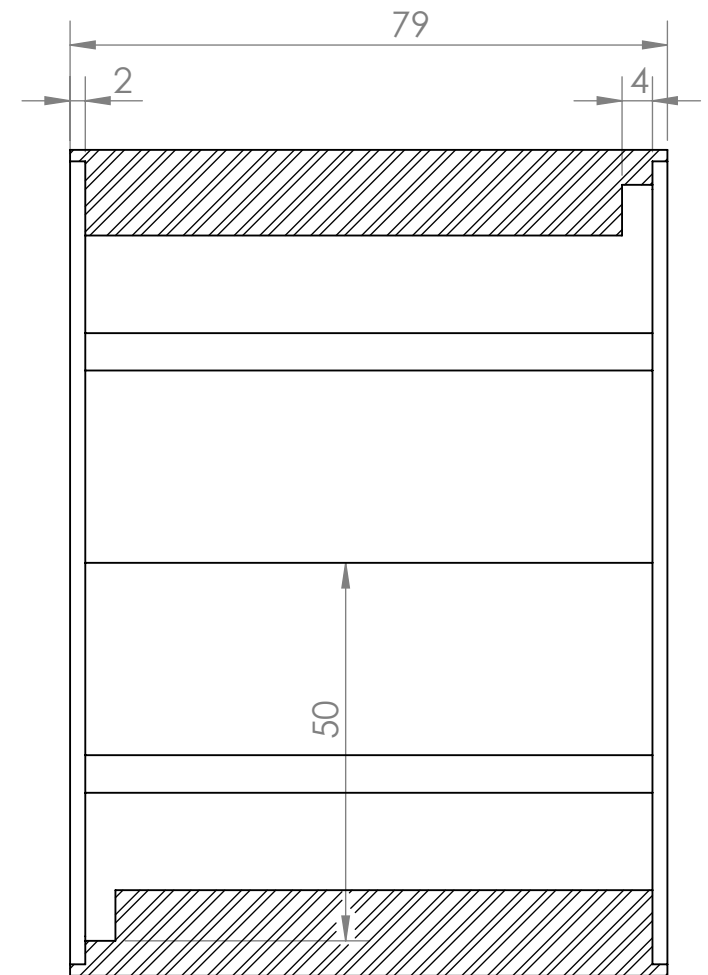
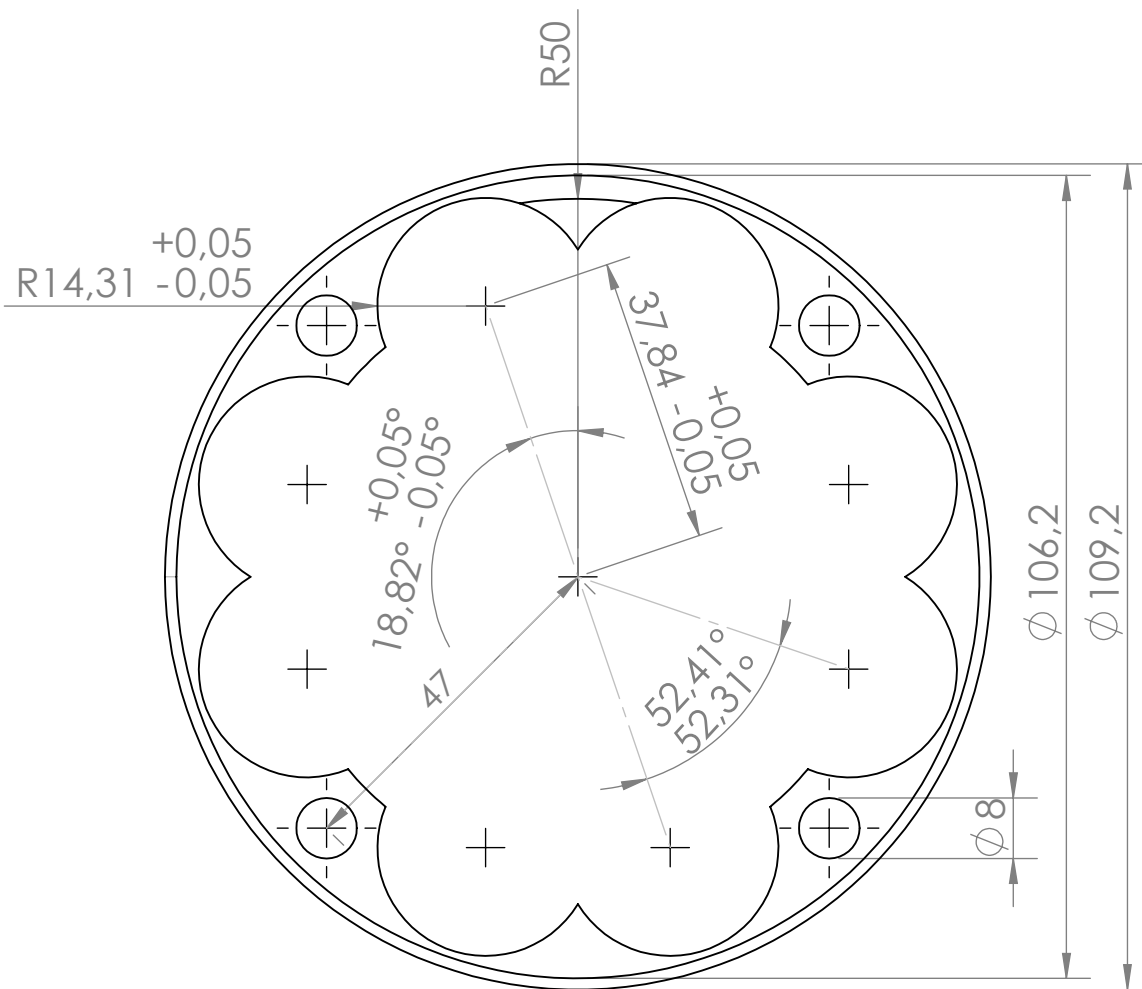
Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.
1	Carcaca	Aço AISI 4340 Normalizado	1
2	União Entre Mancajs	Alumínio 6061-T6	2
3	Engrenagem Planetária Mão Direita	Aço AISI 4320	4
4	Engrenagem Planetária Mão Esquerda	Aço AISI 4320	4
5	Disco de Atrito Comum	Alumínio 6061-T6	2
6	Porca Autotravante	M6x1,00	9
7	Disco Excêntrico Direito	Alumínio 7075-T6	1
8	Parafuso Sextavado	M6x1,00 / 25 mm	4
9	Retenor de Oleo	25 x 35 x 8.5 mm	2
10	Tulipa Lado Direito	Aço AISI 4340 Normalizado	1
11	Rolamento de Esferas	25 x 37 x 7 mm	2
12	Parafuso Sextavado	M6x1,00 / 17 mm	3
13	Rolamento de Esferas	50 x 65 x 7 mm	1
14	Tampa Inferior	Aço AISI 4340 Normalizado	1
15	Mancal Direito	Alumínio 7075-T6	1
16	Parafuso Allen	M4x0,7 / 6 mm	2
17	Tampa Superior	Aço AISI 4340 Normalizado	1
18	Parafuso Sextavado	M8x1,25 / 95 mm	4
19	Mancal Esquerdo	Alumínio 7075-T6	1
20	Disco Excêntrico Esquerdo	Alumínio 7075-T6	1
21	Parafuso Sextavado	M6x1,00 / 22 mm	6
22	Prensador Rolamento	Aço AISI 1020 Normalizado	1
23	Rolamento Esferas	50 x 72 x 12 (mm)	1
24	Parafuso allen escareado	M8x1,25 / 25 mm	6
25	Parafuso Sextavado	M8x1,25 / 30 mm	5
26	Porca Autotravante	M8x1,25	15
27	Tulipa Esquerda	Aço AISI 4340 Normalizado	1
28	Prensador do Adaptador Coroa	Aço AISI 1020 Normalizado	1
29	Flange Coroa	Alumínio 7075-T6	1
30	Coroa 52 Z 525H	Alumínio 7075-T6	1
31	Adaptador Coroa Involuto	Aço AISI 4340 Normalizado	1
32	Engrenagem Solar Mão Direita	Aço AISI 4320	1
33	Disco de Atrito Intermediário	Alumínio 6061-T6	1
34	Engrenagem Solar Mão Esquerda	Aço AISI 4320	1

UnB Apuama Racing	Departamento de Engenharia Mecânica - FT - UnB		Data: 07/11/2017
	Ziraldo dos Santos Júnior		Diedro: 1 Diedro
	Transmissão - Diferencial		Revisão:
	Material:		Escala: 1:4
Dimensão: Milímetros	Nome da Peça:		Folha: 1 de 1
Tolerância: onde não indicado: 0,1 mm	Montagem Explodida do Diferencial		Rebarbar e Escarear

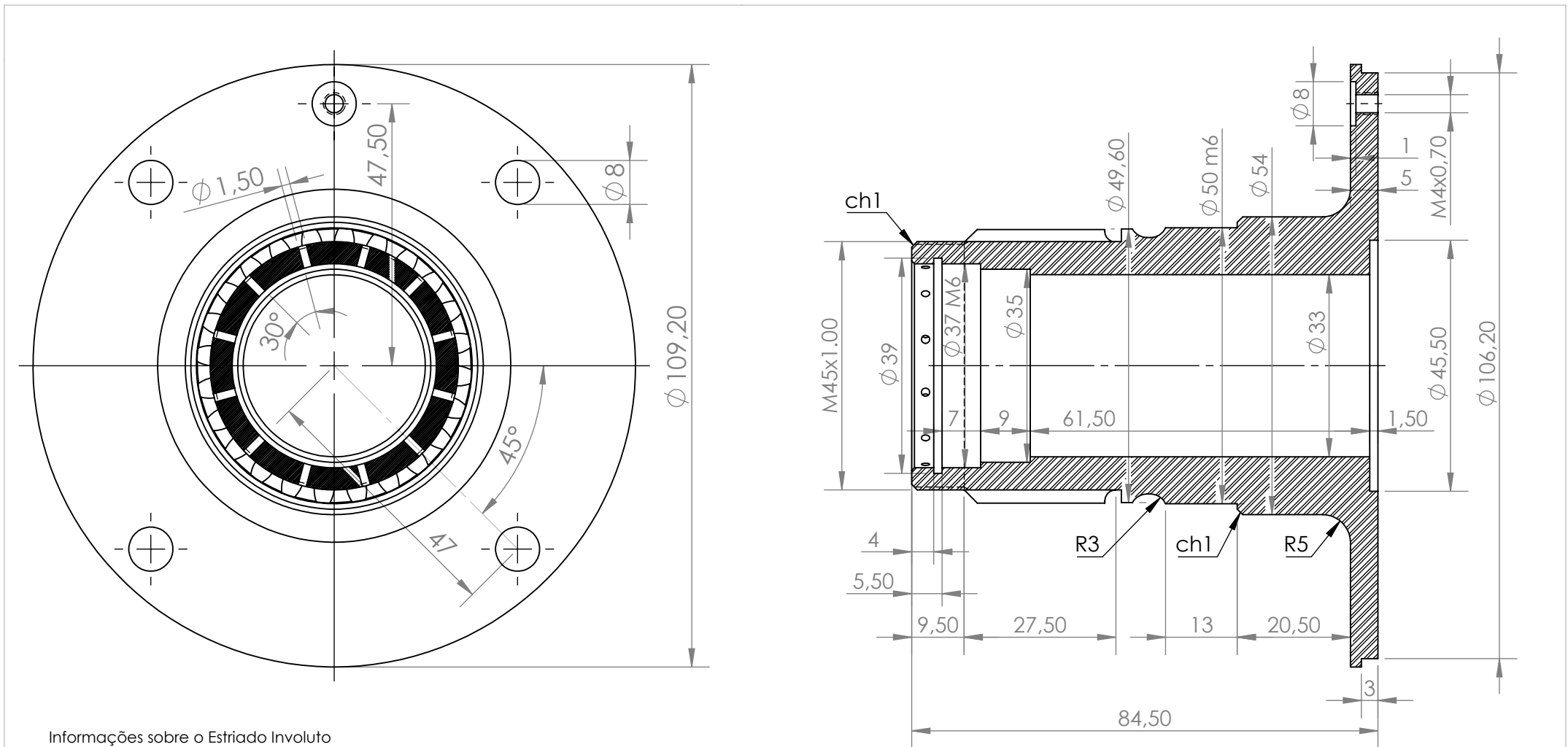


Nº	NOME DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.
1	Parafuso Allen	M4x0,7 / 6 mm	2
2	Carcaça	Aço AISI 4340 Normalizado	1
3	Porca Autotravante	M8x1,25	4
4	Parafuso Sextavado	M6x1,00 / 17 mm	3
5	Disco Excêntrico Direito	Alumínio 7075-T6	1
6	Mancal Direito	Alumínio 7075-T6	1
7	Rolamento de Esferas	50 x 65 x 7 mm	1
8	União Entre Mancais	Alumínio 6061-T6	2
9	Tampa Superior	Aço AISI 4340 Normalizado	1
10	Parafuso Sextavado	M6x1,00 / 25 mm	4
11	Porca autotravante	M6x1,00	9
12	Disco Excêntrico Esquerdo	Alumínio 7075-T6	1
13	Mancal Esquerdo	Alumínio 7075-T6	1
14	Parafuso Sextavado	M6x1,00 / 25 mm	4
15	Parafuso Sextavado	M6x1,00 / 22 mm	6
16	Rolamento Esferas	50 x 72 x 12 mm	1
17	Tampa Inferior	Aço AISI 4340 Normalizado	1

<b>Apuama Racing</b>	Departamento de Engenharia Mecânica - FT - UnB		Data: 07/11/2017
	Ziraldo dos Santos Júnior		Diedro: Primeiro Diedro
	Transmissão - Diferencial		
	Material:	Revisão:	Escala: 1:4
Dimensão: Milímetros	Nome da Peça: <b>Submontagem Mancais</b>		Folha: 1
Tolerância: Onde não indicado: 0.1mm			Rebarbar e Escarear



UnB Apuama Racing	Departamento de Engenharia Mecânica - FT - UnB		Data: 01/11/2017
	Ziraldo dos Santos Júnior		Diedro: Primeiro Diedro
	Transmissão - Diferencial		
	Material: Aço AISI 4340 Normalizado	Revisão:	Escala: 1:1
Dimensão: Milímetros	Nome da Peça:		Folha: 1
Tolerância: Onde não indicado: 0.1mm	Carcaça do Diferencial		Rebarbar e Escarear

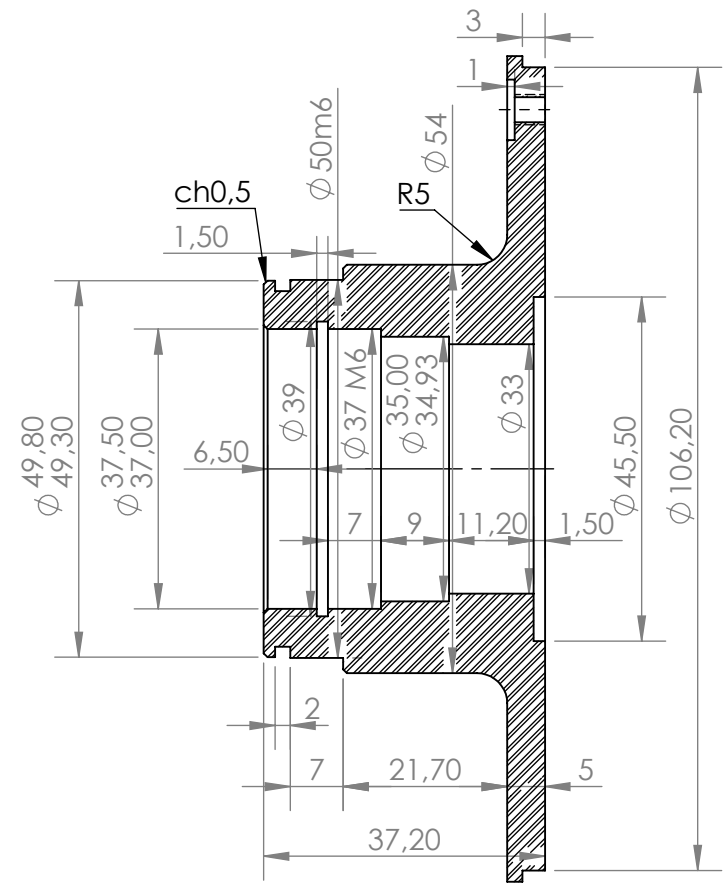
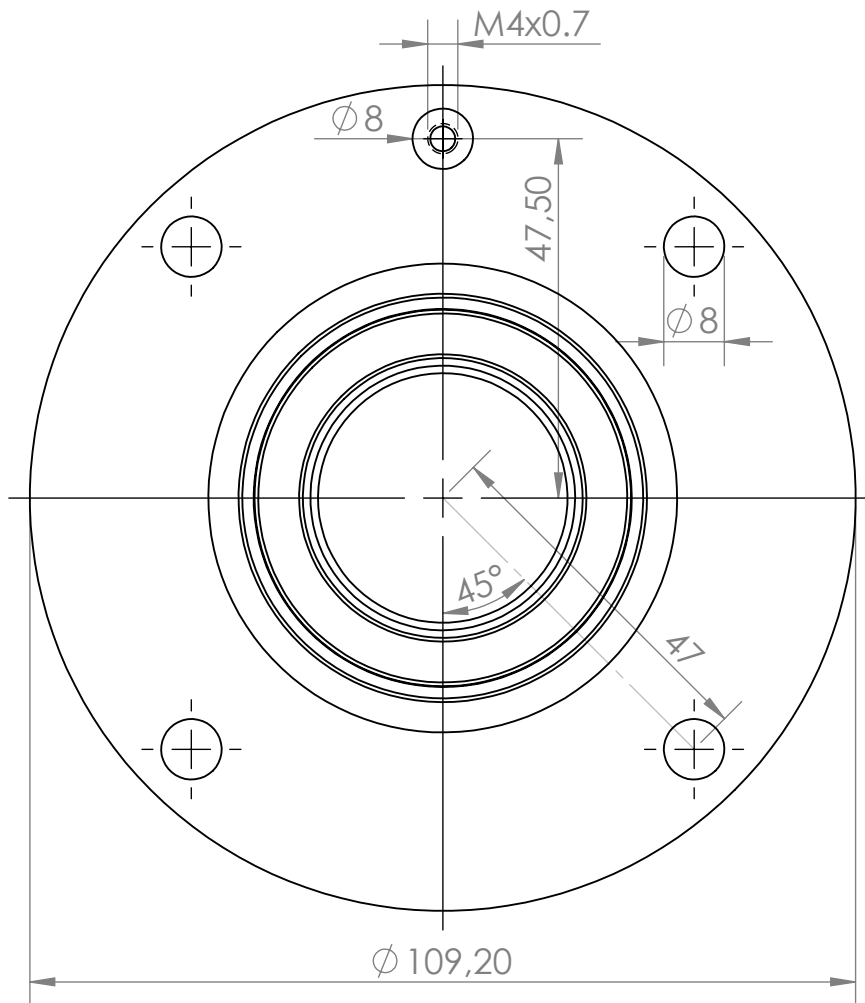


Informações sobre o Estriado Involuto

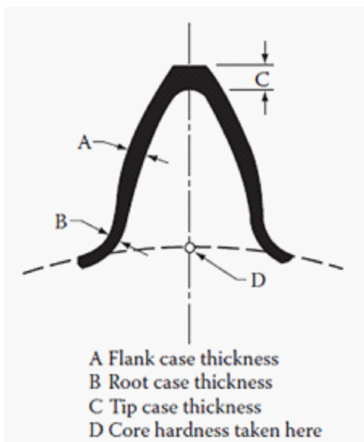
Módulo:	2
Angulo de Pressão	30°
Número de dentes:	24
Diâmetro Primitivo:	48.00 mm
Diâmetro de topo:	49.80 - 49.90 mm
Diâmetro de raiz:	45.00 - 45.10 mm
Largura mínima dos dentes:	3.14 mm
Passo Diametral:	6.28 mm
Raio do filete da raiz:	Máx 0.40 mm

<b>UnB - Apuama Racing</b>	Departamento de Engenharia Mecânica - FT - UnB		Data: 01/11/2017
	Ziraldo dos Santos Júnior		Diedro: Primeiro Diedro
	Transmissão - Diferencial		Revisão:
Dimensão: Milímetros	Material: Aço AISI 4340 Normalizado	Nome da Peça: <b>Tampa Superior</b>	Escala: 1:1
Tolerância: Onde não indicado: 0.1 mm			Folha: 1
			Rebarbar e Escarear





UnB Apuama Racing	Departamento de Engenharia Mecânica - FT - UnB		Data: 01/11/2017
	Ziraldo dos Santos Júnior		Diedro: Primeiro Diedro
	Transmissão - Diferencial		
	Material: Aço AISI 4340 Normalizado	Revisão:	Escala: 1:1
Dimensão: Milímetros	Nome da Peça: Tampa Inferior		Folha: 1
Tolerância: Onde não indicado: 0.1mm			Rebarbar e Escarear



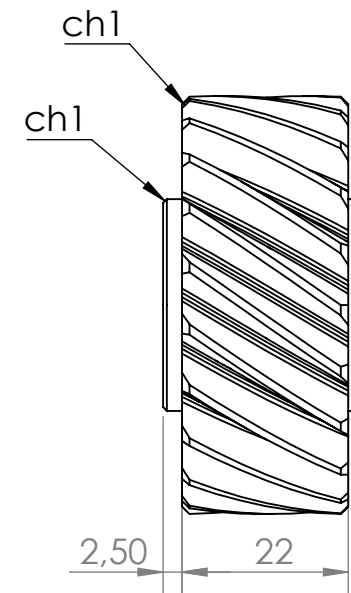
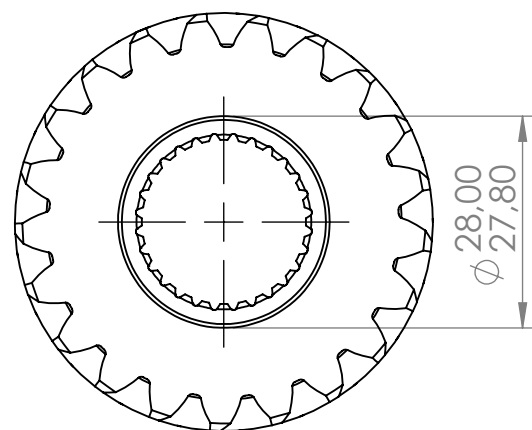
Tratamento Térmico - Aço AISI 4320

1. Cementação: a 900°C - 925°C
2. Resfriamento até 840°C - 850°C  
manter até atingir temperatura homogênea em toda seção transversal
3. Têmpera em óleo
4. Revenido: a 150° - 200°C

Dureza Superficial Final: 60 HRC - 62 HRC  
Dureza Núcleo: 35 HRC e 40 HRC

Profundidade do Tratamento

- A: 0,64 mm - mínimo  
B: 0,32 mm - mínimo  
C: 0,80 mm - máximo



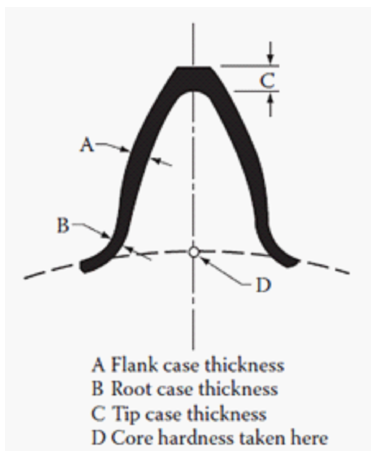
### Informações sobre a Engrenagem Heicoidal

Módulo Normal	2 mm
Módulo Transversal	2,44 mm
Número de Dentes	21
Ângulo de Pressão Normal	25°
Ângulo de Hélice	35°
Diâmetro de Topo	55,27 mm
Diâmetro Primitivo	51,27 mm
Diâmetro de Base	44,56 mm
Diâmetro de Raiz	46,27 mm
Largura de Face	22 mm
Passo Circular	7,67 mm
Espessura de Dente	3,69 mm
Tolerância Fab. Dente	-0,0/+0,1 mm
Raio do Filete de Raiz	0,5 mm
Chanfro de Topo de Dente	1 mm
Mão da Engrenagem	Direita

### Informações sobre a estria de lados retos

Módulo:	0.79375 mm
Número de dentes:	28
Diâmetro Primitivo:	22.2250 mm
Diâmetro de topo:	23.300 - 23.400 mm
Diâmetro de raiz:	21.600 - 21.700 mm
Largura mínima do espaço entre dentes:	1.294 mm
Largura actual do espaço entre dentes:	1.331 - 1.370 mm
Ângulo do espaço entre dentes:	68°
Raio do filete:	Máx 0.30 mm

<b>UnB</b> <b>Apuama</b> <b>Racing</b>	Departamento de Engenharia Mecânica - FT - UnB		Data: 01/11/2017
	Ziraldo dos Santos Júnior		Diedro:
	Transmissão - Diferencial		Primeiro Diedro
	Material: Aço AISI 4320	Revisão:	Escala: 1:1
Dimensão: Milímetros	Nome da Peça: Engrenagem Solar Mão Direita		Folha: 1
Tolerância: Onde não indicado: 0.1mm			Rebarbar e Escarear



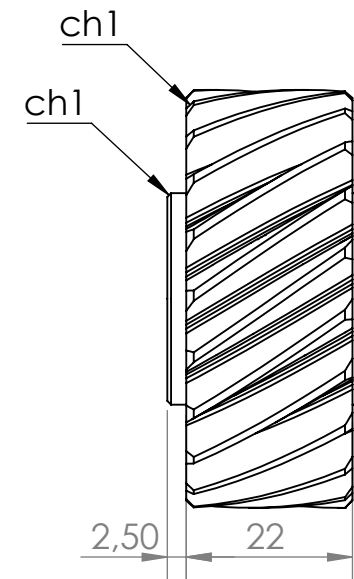
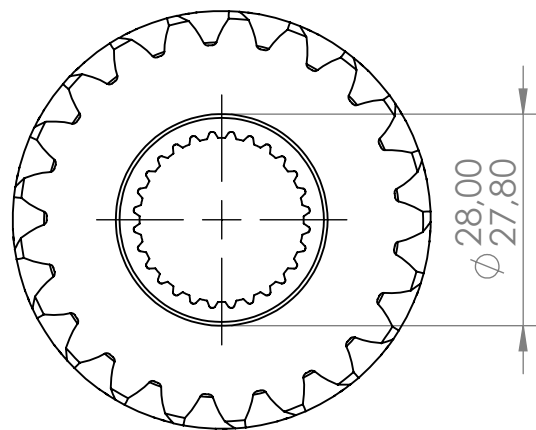
Tratamento Térmico - Aço AISI 4320

1. Cementação: a 900°C - 925°C
2. Resfriamento até 840°C - 850°C  
manter até atingir temperatura homogênea em toda seção transversal
3. Têmpera em óleo
4. Revenido: a 150° - 200°C

Dureza Superficial Final: 60 HRC - 62 HRC  
 Dureza Núcleo: 35 HRC e 40 HRC

Profundidade do Tratamento

- A: 0,64 mm - mínimo  
 B: 0,32 mm - mínimo  
 C: 0,80 mm - máximo



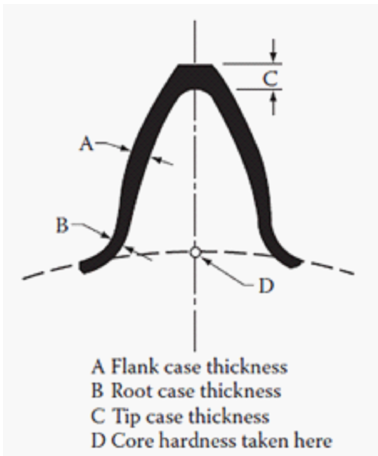
### Informações sobre a Engrenagem Heicoidal

Módulo Normal	2 mm
Módulo Transversal	2,44 mm
Número de Dentes	21
Ângulo de Pressão Normal	25°
Ângulo de Hélice	35°
Diâmetro de Topo	55,27 mm
Diâmetro Primitivo	51,27 mm
Diâmetro de Base	44,56 mm
Diâmetro de Raiz	46,27 mm
Largura de Face	22 mm
Passo Circular	7,67 mm
Espessura de Dente	3,69 mm
Tolerância Fab. Dente	-0,0/+0,1 mm
Raio do Filete de Raiz	0,5 mm
Chanfro de Topo de Dente	1 mm
Mão da Engrenagem	Direita

### Informações sobre a estria de lados retos

Módulo:	0.79375 mm
Número de dentes:	28
Diâmetro Primitivo:	22.2250 mm
Diâmetro de topo:	23.300 - 23.400 mm
Diâmetro de raiz:	21.600 - 21.700 mm
Largura mínima do espaço entre dentes:	1.294 mm
Largura actual do espaço entre dentes:	1.331 - 1.370 mm
Ângulo do espaço entre dentes:	68°
Raio do filete:	Máx 0.30 mm

<b>UnB</b> Apuama Racing	Departamento de Engenharia Mecânica - FT - UnB		Data: 01/11/2017
	Ziraldo dos Santos Júnior		Diedro:
	Transmissão - Diferencial		Primeiro Diedro
	Material: Aço AISI 4320	Revisão:	Escala: 1:1
Dimensão: Milímetros	Nome da Peça: Engrenagem Solar Mão Esquerda		Folha: 1
Tolerância: Onde não indicado: 0.1mm			Rebarbar e Escarear



Tratamento Térmico - Aço AISI 4320

1. Cementação: a 900°C - 925°C
2. Resfriamento até 840°C - 850°C  
manter até atingir temperatura homogênea em toda seção transversal
3. Têmpera em óleo
4. Revenido: a 150° - 200°C

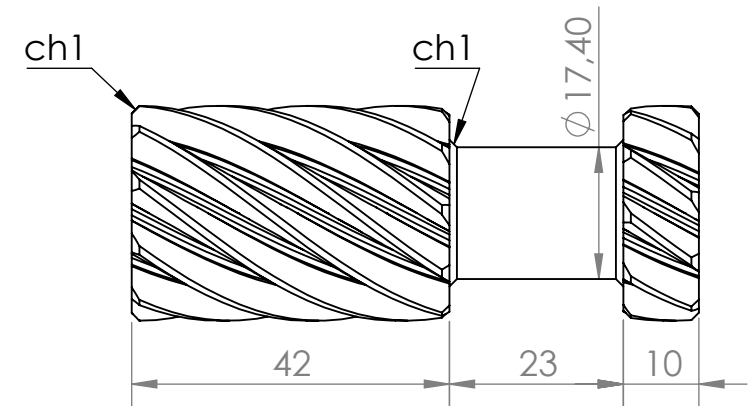
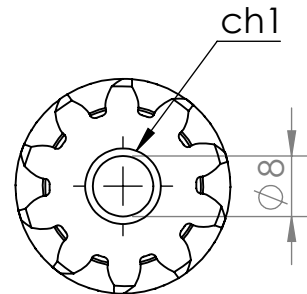
Dureza Superficial Final: 60 HRC - 62 HRC  
Dureza Núcleo: 35 HRC e 40 HRC

Profundidade do Tratamento

A: 0,46 mm - mínimo

B: 0,32 mm - mínimo

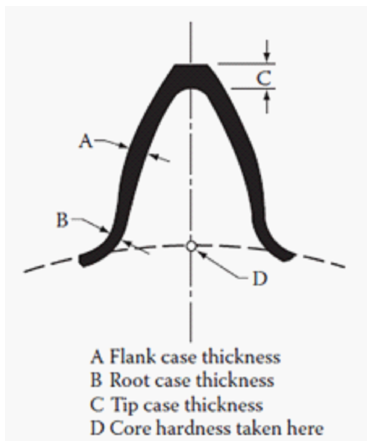
C: 0,80 mm - máximo



Informações sobre a Engrenagem Heicoidal

Módulo Normal	2 mm
Módulo Transversal	2,44 mm
Número de Dentes	10
Ângulo de Pressão Normal	25°
Ângulo de Hélice	35°
Diâmetro de Topo	28,42 mm
Diâmetro Primitivo	24,42 mm
Diâmetro de Base	21,22 mm
Diâmetro de Raiz	19,42 mm
Largura de Face	52 mm
Passo Circular	7,67 mm
Espessura de Dente	3,69 mm
Tolerância Fab. Dente	-0,0/+0,1 mm
Raio do Filete de Raiz	0,6 mm
Chanfro de Topo de Dente	1 mm
Mão da Engrenagem	Direita

<b>UnB</b> Apuama Racing	Departamento de Engenharia Mecânica - FT - UnB		Data: 01/11/2017
	Ziraldo dos Santos Júnior		Diedro: Primeiro Diedro
	Transmissão - Diferencial		Revisão:
	Material: Aço AISI 4320	Escala: 1:1	
Dimensão: Milímetros	Nome da Peça: Engrenagem Planetária Mão Direita		Folha: 1
Tolerância: Onde não indicado: 0.1mm			Rebarbar e Escarear



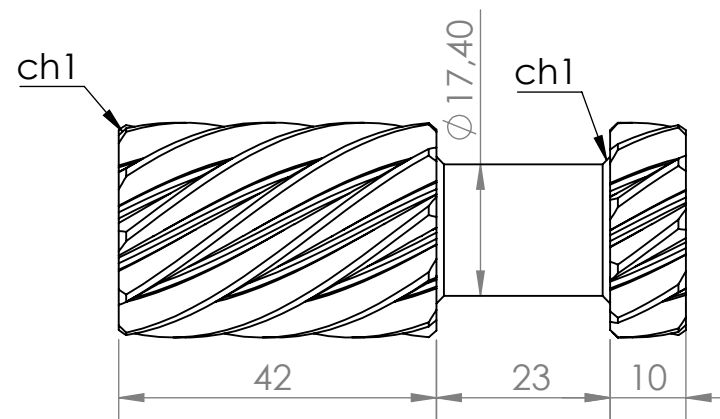
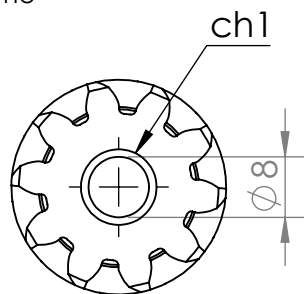
Tratamento Térmico - Aço AISI 4320

1. Cementação: a 900°C - 925°C
2. Resfriamento até 840°C - 850°C  
manter até atingir temperatura homogênea em toda seção transversal
3. Têmpera em óleo
4. Revenido: a 150° - 200°C

Dureza Superficial Final: 60 HRC - 62 HRC  
 Dureza Núcleo: 35 HRC e 40 HRC

Profundidade do Tratamento

- A: 0,46 mm - mínimo  
 B: 0,32 mm - mínimo  
 C: 0,80 mm - máximo

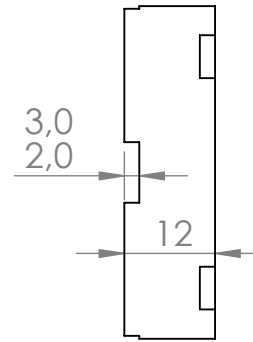
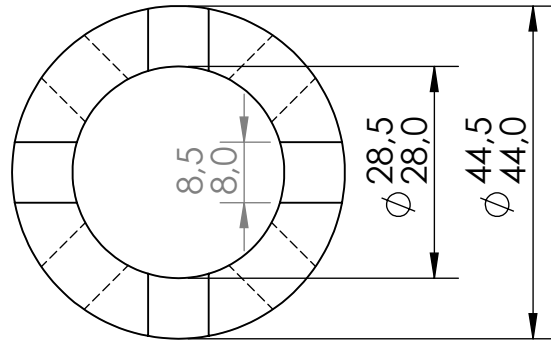


Informações sobre a Engrenagem Heicoidal

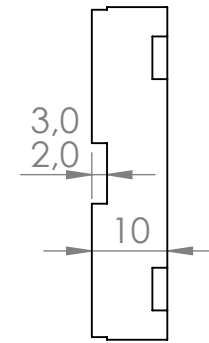
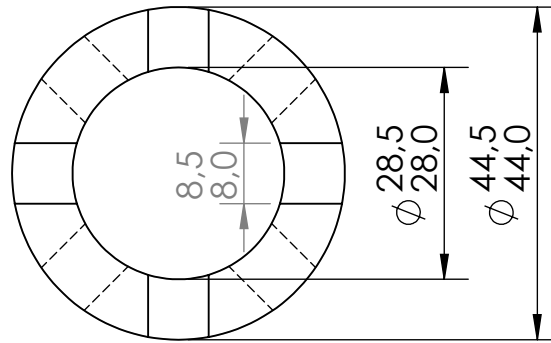
Módulo Normal	2 mm
Módulo Transversal	2,44 mm
Número de Dentes	10
Ângulo de Pressão Normal	25°
Ângulo de Hélice	35°
Diâmetro de Topo	28,42 mm
Diâmetro Primitivo	24,42 mm
Diâmetro de Base	21,22 mm
Diâmetro de Raiz	19,42 mm
Largura de Face	52 mm
Passo Circular	7,67 mm
Espessura de Dente	3,69 mm
Tolerância Fab. Dente	-0,0/+0,1 mm
Raio do Filete de Raiz	0,6 mm
Chanfro de Topo de Dente	1 mm
Mão da Engrenagem	Direita

<b>UnB</b> <b>Apuama</b> <b>Racing</b>	Departamento de Engenharia Mecânica - FT - UnB		Data: 01/11/2017
	Ziraldo dos Santos Júnior		Diedro:
	Transmissão - Diferencial		Primeiro Diedro
	Material: Aço AISI 4320	Revisão:	Escala: 1:1
Dimensão: Milímetros	Nome da Peça:		Folha: 1
Tolerância: Onde não indicado: 0.1mm	Engrenagem Planetária Mão Esquerda		Rebarbar e Escarear

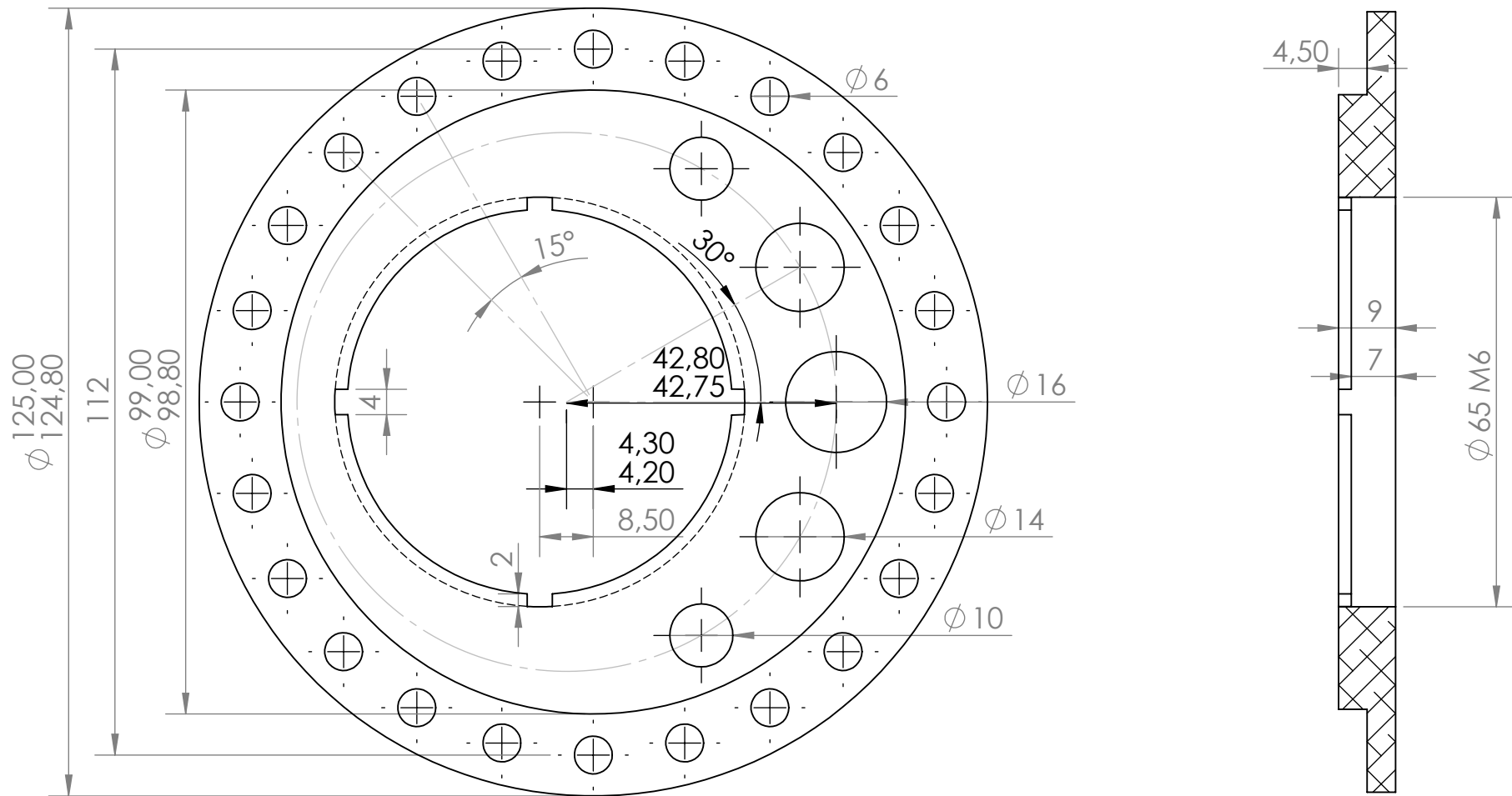
8



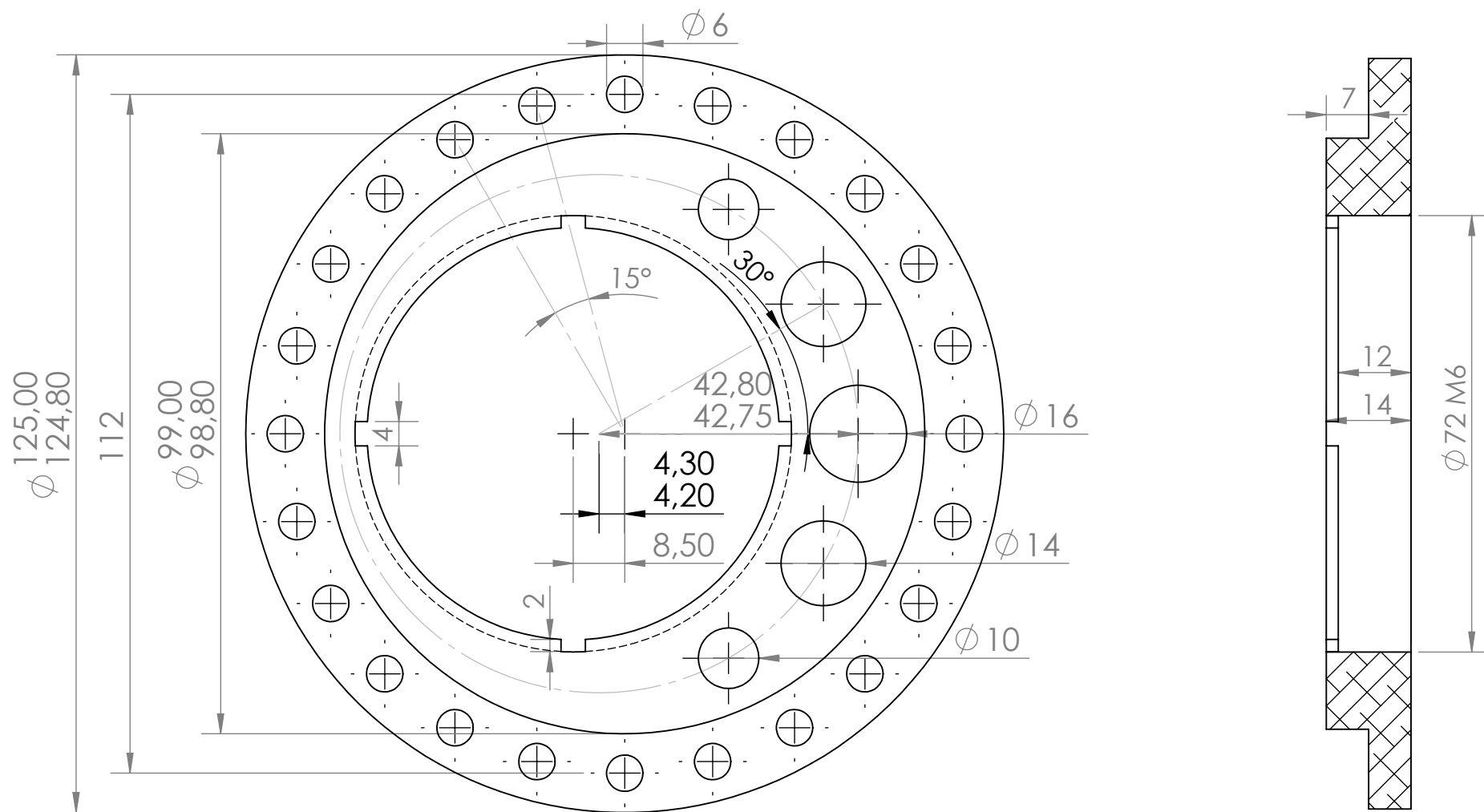
9



UnB Apuama Racing	Departamento de Engenharia Mecânica - FT - UnB		Data: 01/11/2017
	Ziraldo dos Santos Júnior		Diedro: Primeiro Diedro
	Transmissão - Diferencial		
	Material: Aço AISI 1020	Revisão:	Escala: 1:1
Dimensão: Milímetros	Nome da Peça: Peça 8: Disco de Atrito Comum		Folha: 1
Tolerância: Onde não indicado: 0.1mm	Peça 9: Disco de Atrito Intermediário		Rebarbar e Escarear

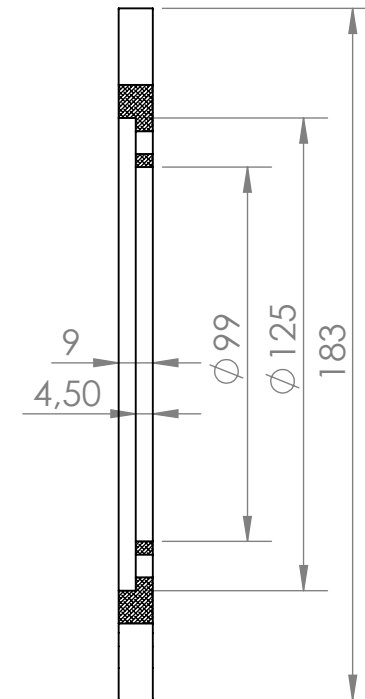
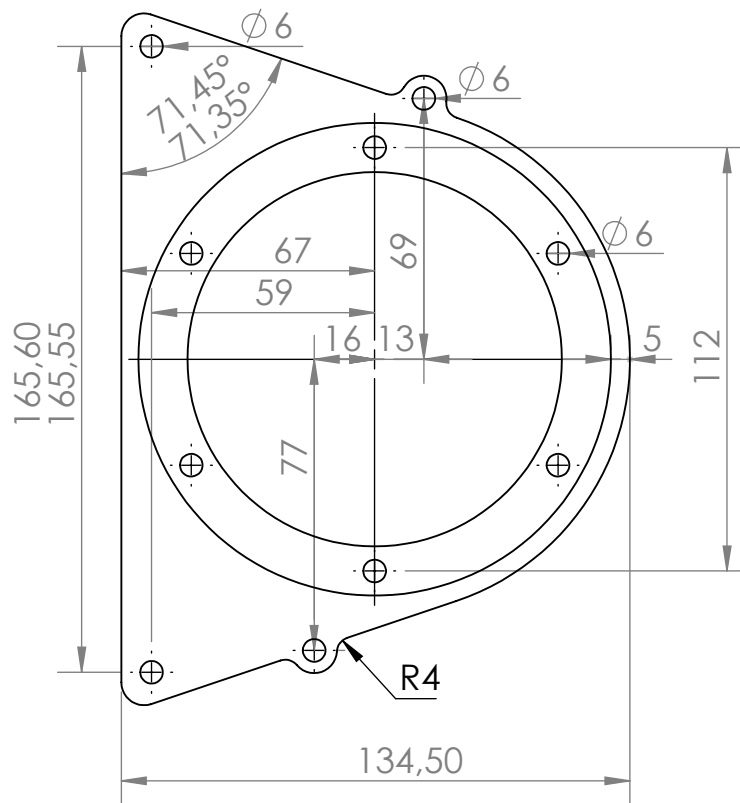


UnB Apuama Racing	Departamento de Engenharia Mecânica - FT - UnB		Data: 01/11/2017
	Ziraldo dos Santos Júnior		Diedro: Primeiro Diedro
	Transmissão - Diferencial		Escala: 1:1
	Material: Alumínio 7075-T6	Revisão:	Folha: 1
Dimensão: Milímetros	Nome da Peça: Disco Excêntrico Direito		Rebarbar e Escarear
Tolerância: Onde não indicado: 0.1mm			

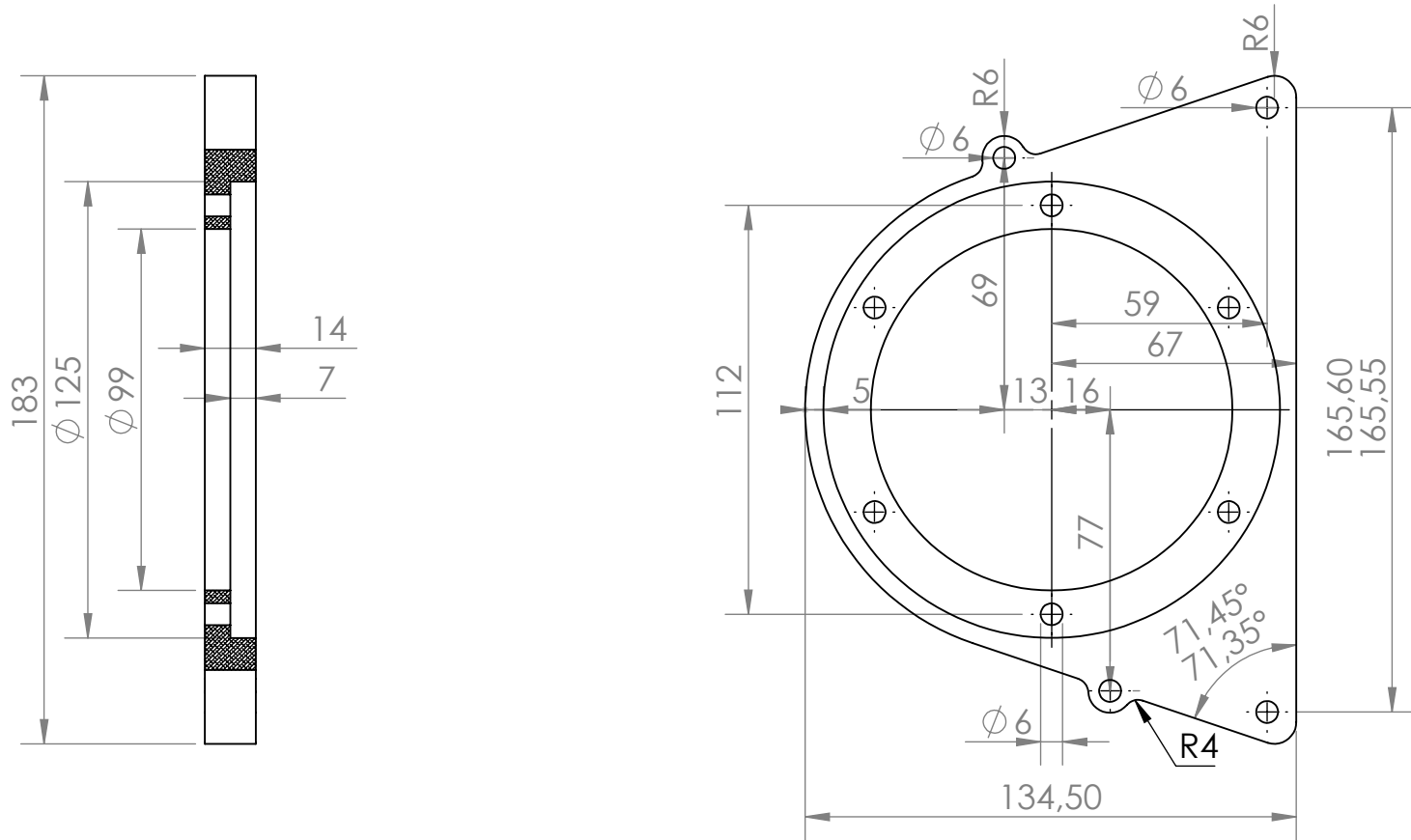


UnB Apuama Racing	Departamento de Engenharia Mecânica - FT - UnB		Data: 01/11/2017
	Ziraldo dos Santos Júnior		Diedro: Primeiro Diedro
Dimensão: Milímetros Tolerância: Onde não indicado: 0.1mm	Transmissão - Diferencial		Escala: 1:1
	Material: Alumínio 7075-T6	Revisão:	Folha: 1
Nome da Peça: Disco Excêntrico Esquerdo			Rebarbar e Escarear

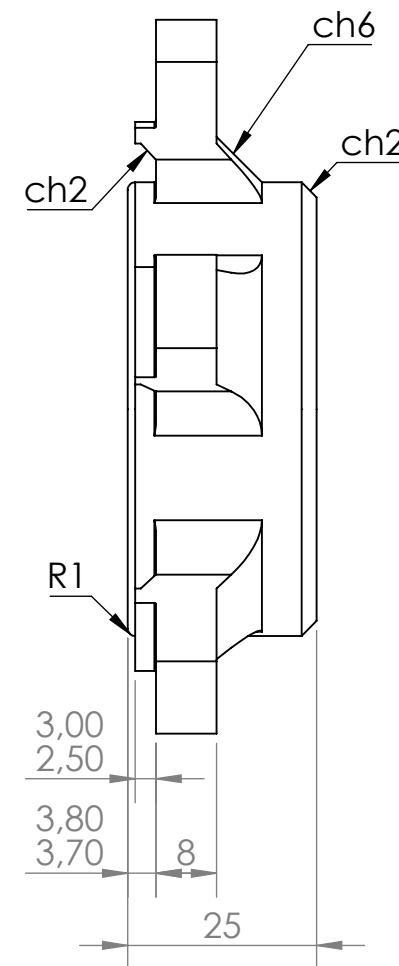
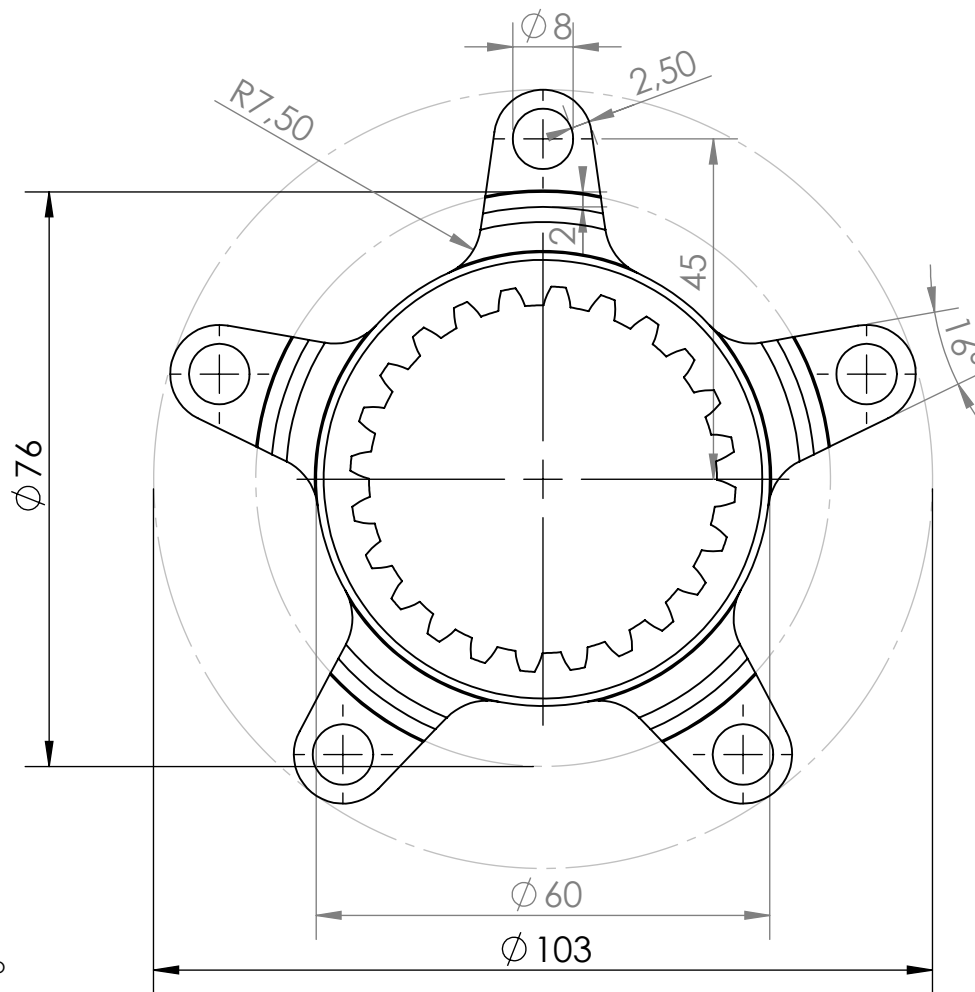
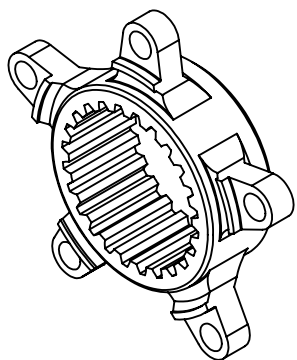




UnB Apuama Racing	Departamento de Engenharia Mecânica - FT - UnB		Data: 01/11/2017
	Ziraldo dos Santos Júnior		Diedro: Primeiro Diedro
	Transmissão - Diferencial		
	Material: Alumínio 7075-T6	Revisão:	Escala: 1:2
Dimensão: Milímetros	Nome da Peça: <b>Mancal Direito</b>		Folha: 1
Tolerância: Onde não indicado: 0.1mm			Rebarbar e Escarear



<b>UnB</b> <b>Apuama</b> <b>Racing</b>	Departamento de Engenharia Mecânica - FT - UnB		Data: 01/11/2017
	Ziraldo dos Santos Júnior		Diedro:
	Transmissão - Diferencial		Primeiro Diedro
Dimensão: Milímetros	Material: Alumínio 7075-T6	Revisão:	Escala: 1:2
Tolerância: Onde não indicado: 0.1mm	Nome da Peça: <b>Mancal Esquerdo</b>		Folha: 1
			Rebarbar e Escarear

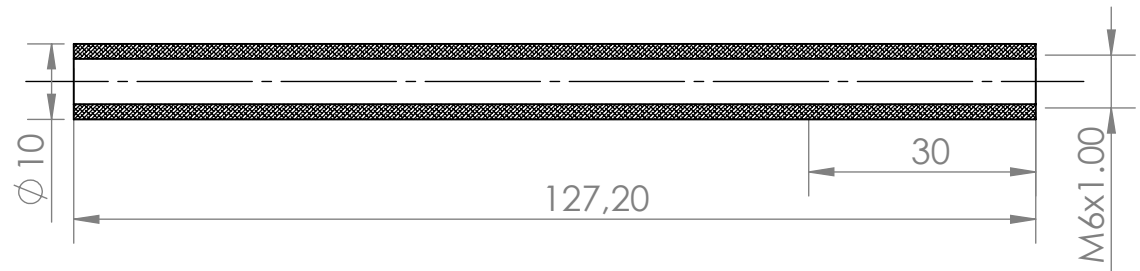


Informações sobre o Estriado Involuto

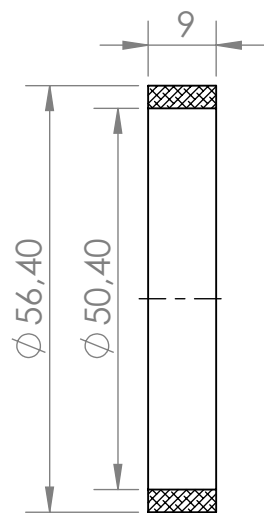
Módulo:	2
Angulo de Pressão	30°
Número de dentes:	24
Diâmetro Primitivo:	48.00 mm
Diâmetro de topo:	50.90 - 51.00 mm
Diâmetro de base:	45.90 - 46.00 mm
Largura mínima espaço entre dentes:	3.14 mm
Passo Diametral:	6.28 mm
Raio do filete da raiz:	Máx 0.40 mm

<b>UnB</b> Apuama Racing	Departamento de Engenharia Mecânica - FT - UnB		Data: 02/11/2017
	Ziraldo dos Santos Júnior		Diedro: Primeiro Diedro
Transmissão - Diferencial		Material: Aço AISI 4340 Normalizado	Revisão:
Dimensão: Milímetros		Nome da Peça: <b>Adaptador da Coroa</b>	
Tolerância: Onde não indicado: 0.1 mm		Escala: 1:1	
		Folha: 1	
		Rebarbar e Escarear	

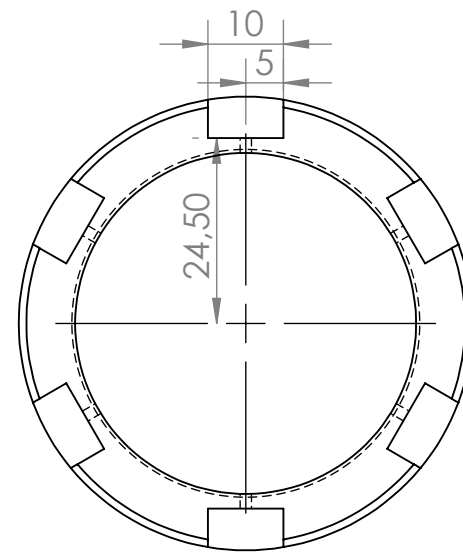
15



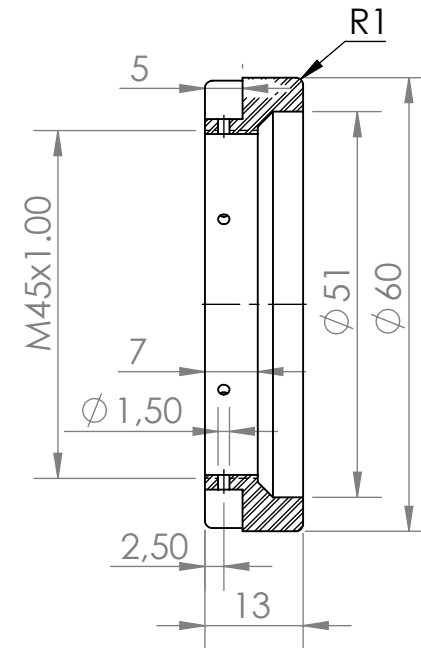
16



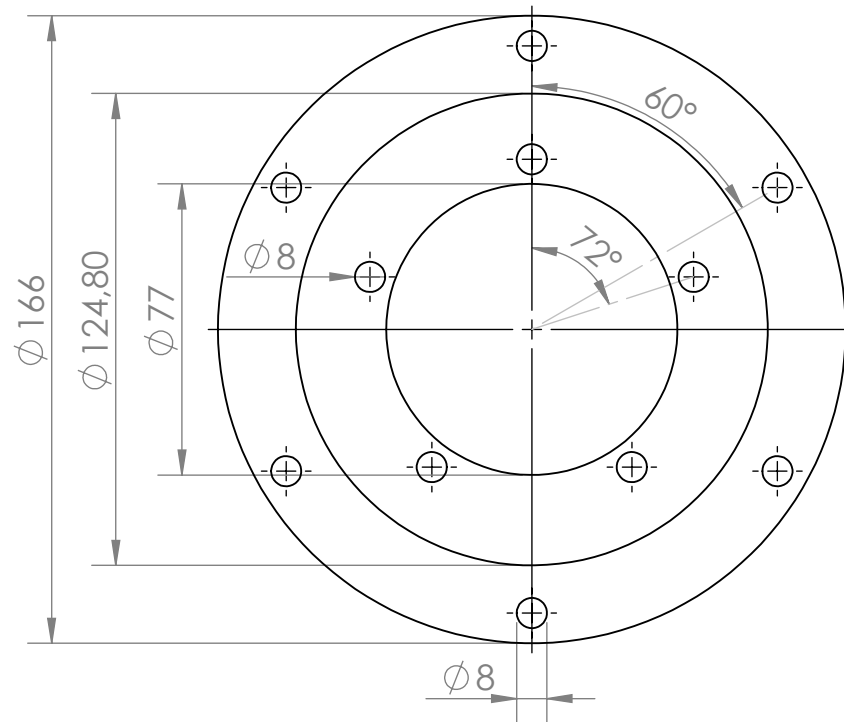
17



A peça 17 é feita em aço AISI 1020



UnB Apuama Racing	Departamento de Engenharia Mecânica - FT - UnB		Data: 02/11/2017
	Ziraldo dos Santos Júnior		Diedro:
	Transmissão - Diferencial		Primeiro Diedro
	Material: Alumínio 6061-T6	Revisão:	Escala: 1:1
Dimensão: Milímetros	Nome da Peça:	Peça 15: União entre Mancais	Folha: 1
Tolerância: Onde não indicado: 0.2mm		Peça 16: Prensador do Rolamento	Rebarbar e Escarear
		Peça 17: Prensador do Adaptador	



UnB Apuama Racing	Departamento de Engenharia Mecânica - FT - UnB		Data: 02/11/2017
	Ziraldo dos Santos Júnior		Diedro:
	Transmissão - Diferencial		Primeiro Diedro
Dimensão: Milímetros	Material: Alumínio 7075-T6	Revisão:	Escala: 1:2
Tolerância: Onde não indicado: 0.1mm	Nome da Peça: Flange Coroa		Folha: 1
			Rebarbar e Escarear