

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

PROJETO DE UMA CAIXA DE TRANSMISSÃO PARA UM VEÍCULO MINI BAJA

VISTO

MAR

**Trabalho de Formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em Engenharia**

Ronnie Rodrigo Rego

Orientador: Marcelo Augusto Leal Alves

**Área de Concentração:
Engenharia Mecânica**

**São Paulo
2005**

DEDALUS - Acervo - EPMN



31600011148

FICHA CATALOGRÁFICA

Rego, Ronnie Rodrigo

**Projeto de uma caixa de transmissão para um veículo Mini
Baja / R.R. Rego. -- São Paulo, 2005.**

p.

**Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.**

1.Caixa de transmissão (Projeto e construção)

I.Universidade

**de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia
Mecânica II.t.**

AGRADECIMENTOS

Este trabalho foi possível ser realizado graças à colaboração direta e indireta de várias pessoas. De forma particular, manifesto minha gratidão:

Em primeiro lugar, à minha família e especialmente aos meus pais, Antonio e Maria do Carmo, que me apoiaram nessa jornada de quatro anos na Equipe Poli de Mini Baja, e sempre acreditaram no quanto um trabalho, mesmo que não remunerado, poderia somar na minha formação como engenheiro. Aos meus irmãos, Cristiano e Erik, por estarem torcendo por mim a cada competição e evento da equipe.

A Mariana, minha grande companheira, que teve toda a paciência e compreensão para esperar as inúmeras madrugadas e fins-de-semana que eu passei na oficina.

Ao meu primeiro mestre dentro da equipe, Augusto Borella Hougaz, que me orientou sobre como se procede todo um projeto e quem idealizou transformar meu trabalho do Mini Baja em trabalho de conclusão de curso.

Ao sempre capitão Christopher Grainville Thompson, que foi o primeiro a acreditar no meu potencial e me confiar o cargo de responsável pela transmissão da equipe.

Ao Professor Orientador, Dr. Marcelo Augusto Leal Alves, a quem recorri perante os impasses técnicos criados ao longo da minha participação no Mini Baja. Ao Professor Roberto Ramos Júnior, pela orientação dentro da equipe e dentro da banca examinadora da qualificação.

Aos meus amigos de faculdade, colegial e aos vigilantes, com os quais pude contar para esquecer os momentos em que nada deste trabalho dava certo.

A todos os integrantes que trabalharam comigo nessa fantástica equipe que criaram condições ótimas para que eu pudesse crescer como pessoa e profissional e desenvolver meu trabalho, e que sempre que podiam guardavam um pedaço de pizza para eu comer na manhã seguinte.

Enfim, a todas as empresas que apostaram nesse projeto sem garantia sólida de um retorno. Entre elas IFER, Fresadora Sant'ana, Botto Autogear, NSK, Metalúrgica Fundex, Brasimet, IPT, Anselmo & Gritti e Parlock.

RESUMO

Nome registrado pela SAE (Society of Automotive Engineers), o Mini Baja é uma versão reduzida do veículo conhecido como Baja. O Mini Baja é um veículo monoposto de chassi tubular e projetado e construído para transitar em terrenos fora-de-estrada.

O tema do trabalho exposto é o projeto completo de uma caixa de transmissão para o Mini Baja, no que se refere ao seu estudo de comportamento dinâmico e estático.

Percebida a necessidade de falta de referências bibliográficas e arquivos para tal projeto dentro da Equipe POLI de Mini Baja, o trabalho visa unificar vários estudos pertencentes a diversas obras e deixar arquivado para as próximas equipes todo o procedimento desenvolvido para o projeto e construção de uma caixa de transmissão, de tal forma que o tempo direcionado para os mesmos estudos aqui entregues diminua e que aumente o tempo para o aprimoramento e desenvolvimento de tecnologias novas.

O projeto se inicia com um estudo dinâmico do Mini Baja, de forma a determinar qual a relação de transmissão a ser usada, dentro dos parâmetros restritivos do projeto. A partir de então, o trabalho visa selecionar e dimensionar qual será o elemento de máquina que comporá a caixa e executará efetivamente a transmissão de energia. A primeira parte do trabalho abordará o processo até esse ponto.

De posse desses dados, é possível terminar o dimensionamento e seleção de cada componente interno, como eixos, chavetas e rolamentos.

Será introduzido também o conceito de método dos elementos finitos, que será fundamental no dimensionamento de partes mais complexas como a estrutura da caixa e alívios de peso em geral.

Outros detalhes não menos importantes para o funcionamento adequado do sistema serão abordados como lubrificação e vedação.

O trabalho abordará ainda campos da Engenharia Metalúrgica, passando por definições e seleção de ligas e outros materiais.

Consta ainda como objetivo desse trabalho de conclusão de curso a apresentação de dois diferentes protótipos de caixas de transmissão construídos com base nesse trabalho, em plena utilidade para emprego em um veículo Mini Baja.

ABSTRACT

Registered by SAE (Society of Automotive Engineers), Mini Baja is the name of a reduced version of the known vehicle Baja. Mini Baja is a one-place vehicle built of tubular chassis and projected to off road conditions.

The theme of the exposed work is the complete design of a gearbox for a Mini Baja, which includes the study of its dynamic and static performance.

Due to the lack of bibliographical references and files written by the team for this project of Mini Baja, the work seeks to unify studies belonging to several works and letting available for the next teams the whole procedure developed for the design and construction of a transmission box, in such a way that the time addressed for the studies here presented should decrease and that it increases the time for the upgrade and development of new technologies.

The project begins with a dynamic study of Mini Baja, aiming to determine the best gear ratio to be used, considering the restrictive parameters of the project. Then, the work seeks to select and dimension the machine element that will compose the box and execute the transmission of power.

Obtaining those data, it is possible to finish the calculation and selection of each internal component, as shafts, keys and roller bearings.

It will be also introduced the concept of the finite elements method, which will be of great importance in the analysis of more complex parts as the box's structure and weight relieves.

Other simpler, but not less important for the appropriate operation of the system, details will be studied as lubrication and sealing. The work will still approach metallurgy area, presenting definitions and ways to realize the selection of steel and aluminum alloy.

To sum up, it is an objective of this course conclusion work the presentation of two different prototypes of transmission boxes, both built based in the methods here appointed.

SUMÁRIO

LISTA DE TABELAS

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE SÍMBOLOS

1. DESCRIÇÃO DAS ETAPAS A SEREM DESENVOLVIDAS	13
2. INTRODUÇÃO	15
2.1. Um pouco de história	15
2.2. A competição	15
2.3. Objetivos de uma transmissão	17
2.4. Transmissões no Mini Baja	18
3. AVALIAÇÃO DA VIABILIDADE TÉCNICO-ECONÔMICA	20
3.1. Infra-estrutura necessária	20
3.1.1. Recursos Humanos	20
3.1.2. Ferramentas	21
3.1.3. Local Físico	22
3.1.4. Testes	23
3.2. Viabilidade Econômica	25
4. PARÂMETROS INICIAIS	29
4.1. O Pré-projeto	29
4.2. Metas da equipe	29
4.3. Parâmetros do veículo	30
5. RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO	32
5.1. Força Motriz	33
5.2. Resistência ao rolamento	34
5.3. Resistência à rampa	37
5.4. Resistência Transitória	38
5.5. Resistência Aerodinâmica	38

5.6. Critério da Velocidade Final.....	39
5.7. Critério da aceleração.....	41
5.8. Limite de Tração.....	44
5.9. Avaliação das curvas de desempenho.....	45
6. SELEÇÃO DO TRANSMISSOR.....	50
7. DIMENSIONAMENTO DO TRANSMISSOR.....	53
7.1. Engrenagens.....	53
7.1.1. Considerações gerais.....	54
7.1.2. Critério de Lewis -Tensão de flexão.....	55
7.1.3. Critério de Hertz - Tensão de Contato.....	59
7.1.4. Observações.....	62
7.1.5. Aspectos Geométricos.....	63
7.2. Correntes.....	64
7.2.1. Introdução.....	64
7.2.2. Dimensionamento.....	66
7.2.3. Esforços.....	68
7.2.4. Geometria.....	70
7.2.5. Problemas e Soluções.....	72
7.3. Cementação e seleção de material.....	75
8. EIXOS.....	78
8.1 Esforços Atuantes.....	79
8.2. Cálculo dos momentos.....	80
8.3. Tensões Estáticas.....	81
8.4. Concentração de Tensão.....	83
8.5. Critérios de Segurança.....	85
8.6. Fator de Segurança.....	86
8.7. Resistência à fadiga.....	87
8.8. Tolerâncias.....	91

9. CHAVETAS	95
10. SELEÇÃO DE ROLAMENTOS	98
10.1. Por que rolamentos?	98
10.2. Seleção do tipo de rolamento	99
10.3. Seleção da dimensão do rolamento	101
10.4. Características Construtivas	104
10.4.1. Dimensões de Encosto	104
10.4.2. Vedação	105
10.4.3. Folga Interna	107
11. PROJETO DO ALOJAMENTO	109
11.1. Processo de fabricação	109
11.1.1. Usinagem	109
11.1.2. Fundição	112
11.2. Seleção do Material	116
11.3. O Método dos Elementos Finitos	119
11.4. Dimensionamento Estrutural	121
12. ALÍVIO DE PESO	129
13. SELEÇÃO DE VELOCIDADES	135
14. CONEXÃO COM O SEMI-EIXO	139
15. LUBRIFICAÇÃO E VEDAÇÃO	144
15.1. Lubrificação	144
15.2. Vedação	148
16. RESULTADOS E ANÁLISES FINAIS	151
16.1. Resultados	151
16.2. Proposta de continuidade	152

17. CONCLUSÕES154

18. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS156

ANEXO A

ANEXO B

ANEXO C

ANEXO D

ANEXO E

ANEXO F

ANEXO G

ANEXO H

ANEXO I

ANEXO J

ANEXO K

ANEXO L

ANEXO M

ANEXO N

ANEXO O

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Cálculo estimado das horas demandadas	21
Tabela 2 – Lista de materiais necessários para o projeto	25
Tabela 3 – Empresas patrocinadoras do projeto	27
Tabela 4 – Custo aproximado dos componentes não patrocinados	28
Tabela 5 – Coeficiente de rolamento conforme tipo de piso	36
Tabela 6 – Exemplo de matriz de decisão	52
Tabela 7 – Composições típicas dos aços-liga de baixo teor de liga	77
Tabela 8 – Valores recomendado para fator de segurança	87
Tabela 9 – Tolerância de chavetas	94
Tabela 10 – Seleção da Folga Interna	108
Tabela 11 - Propriedades mecânicas da liga 5052	118
Tabela 12 –Tipos de tratamentos térmicos para ligas de alumínio	118
Tabela 13 –Propriedades mecânicas da liga A356	119
Tabela 14 – Propriedades Mecânicas dos Parafusos	140
Tabela 15 – Área de compressão em função do passo e do diâmetro do parafuso ...	141
Tabela 16 – Tabela de classificação dos lubrificantes pela viscosidade	146
Tabela 17 – Características e aplicações da classificação API de qualidade do óleo	147

LISTA DE FIGURAS

Fig. 1 – Mini Baja da Equipe POLI na prova de tração 2004	16
Fig. 2 – Configurações de Transmissão no Mini Baja	19
Fig. 3 – Ferramentas manuais úteis para a construção do protótipo.....	22
Fig. 4 – Testes Dinâmicos	24
Fig. 5 – Curva de torque pela rotação do motor utilizado no Mini Baja	34
Fig. 6 – Deflexão do pneu com o solo	35
Fig. 7 – Influência da pressão do pneu na resistência ao rolamento.....	37
Fig. 8 – Veículo em aclave.....	37
Fig. 9 – Curvas das rotações dos eixos do CVT e da sua relação de transmissão com o tempo	40
Fig. 10- Fluxograma de energia.....	42
Fig. 11 – Gráfico de desempenho do veículo	46
Fig. 12 – Gráfico de potência motriz e potência resistiva do Baja 2005 em AVF	48
Fig. 13 – Dimensões e nomenclatura de uma engrenagem	53
Fig. 14 – Ângulo de hélice (ψ)	55
Fig. 15 – Ilustração Fotoelástica da distribuição de tensões em um dente.....	56
Fig. 16 – Curvas da tensão de flexão pela dureza.....	58
Fig. 17 – Distribuição das tensões hertzianas.....	60
Fig. 18 – Tensão de contato pela dureza	62
Fig. 19 – Diferentes tipos de correntes.....	64
Fig. 20 – Componentes da corrente	65
Fig. 21 – Gráfico de rotação máxima de operação para cada passo	66
Fig. 22 – Carta de potência para seleção do passo e fileira da corrente.....	67
Fig. 23 – Geometria do engrenamento	69
Fig. 24 – Meio elo ou redução simples	71
Fig. 25 – Efeito poligonal.....	72
Fig. 26 – Efeito do desgaste no dente	73
Fig. 27 – ângulo mínimo de engrenamento.....	74
Fig. 28 – Modo de instalação do tensionador de moto	75
Fig. 29 – Fluxograma de projeto dos eixos de transmissão.....	78
Fig. 30 – Ângulo de abraçamento da polia movida do CVT.....	80

Fig. 31 – Distribuição de tensões em uma seção transversal de eixo.....	82
Fig. 32 – Determinação da distribuição das tensões.....	83
Fig. 33 – Efeito de descontinuidades geométricas na concentração de tensões.....	84
Fig. 34 – Tensões de um carregamento cíclico.....	89
Fig. 35 – Curvas de Soderberg, Goodman e Gerber.....	89
Fig. 36 – Distribuição de tensões de uma flexão simétrica.....	91
Fig. 37 – Posições dos campos de tolerância.....	93
Fig. 38 – Diferentes tipos de chavetas existentes.....	95
Fig. 39 – Chaveta submetida ao esmagamento (a) e ao cisalhamento (b).....	95
Fig. 40 – Dimensões úteis da chaveta.....	97
Fig. 41 – Composição de um rolamento.....	98
Fig. 42 – Composição de um rolamento.....	100
Fig. 43 – Unidade de rolamento tipo flange, usadas no Baja 2004.....	101
Fig. 44 – Rolamento Blindado (Tipo ZZ).....	105
Fig. 45 – Rolamento com vedação com contato (Tipo DDU).....	106
Fig. 46 – Rolamento com vedação sem contato (Tipo VV).....	106
Fig. 47 – Rolamento com vedação com contato leve (Tipo DDW).....	107
Fig. 48 – Vista explodida da caixa de transmissão de 2004.....	110
Fig. 49 – Detalhes de projeto resultantes das regras básicas de fundição.....	115
Fig. 50 – Caixa de transmissão fundida.....	116
Fig. 51 – Elemento de sólido.....	120
Fig. 52 – Geração de malhas e a comparação entre duas malhas diferentes.....	123
Fig. 53 – Esforços atuantes e condições de travamento.....	124
Fig. 54 – Análise estrutural da transmissão 2005.....	124
Fig. 55 – Modelo e resultado da primeira análise.....	126
Fig. 56 –Resultado da segunda análise.....	126
Fig. 57 – Modelo e resultado da terceira análise.....	127
Fig. 58 –Resultado da segunda análise.....	127
Fig. 59 – Suporte da caixa de transmissão 2004.....	128
Fig. 60 – Formas de alívio – furos, redução da alma e corpo raiado.....	129
Fig. 61 – Dimensões do equacionamento de alívio.....	130
Fig. 62 – Dimensões de alívio.....	131

Fig. 63 – Verificação estrutural dos alívios.....	133
Fig. 64 – Dimensionamento da largura do cubo da engrenagem	133
Fig. 65 – Engrenagens aliviadas da transmissão 2005.....	134
Fig. 66 – Duas vistas isométricas da embreagem de dentes.....	136
Fig. 67 – Desenho de conjunto do mecanismo de mudança de velocidade	136
Fig. 68 – Análise estrutural da embreagem.....	137
Fig. 69 – Travamento da posição da embreagem	138
Fig. 70 – À Direita a junta homocinética VL e à esquerda a homocinética tripóide	139
Fig. 71 – Gráfico da força de pré-aperto em função da atuação de forças externas .	141
Fig. 72 – Foto da conexão com o semi-eixo do Baja 2004	143
Fig. 73 – Ilustração do deslizamento entre os dentes de uma engrenagem.....	144
Fig. 74 – Variação da viscosidade em função da temperatura para óleos de motor .	145
Fig. 75 – Papel junta: aplicações gerais e na caixa de transmissão 2005.....	149
Fig. 76 – Ilustração de um retentor	150
Fig. 77 – Diversos tipos de retentores.....	150
Fig. 78 – Desenho de conjunto da caixa de transmissão 2005	151
Fig. 79 – Classificação da Equipe Poli na competição nacional	152

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Aceleração, coeficiente adimensional;
A	Área;
B	Braço, largura;
C	Distância entre-eixos, coeficiente adimensional, Capacidade de carga dinâmica;
D	Diâmetro;
E	Módulo de elasticidade longitudinal;
F	Fator adimensional;
F	Força; largura do dentado;
FS	Fator de Segurança;
H	Altura;
HP	Potência;
I	Relação de transmissão;
I	Momento de inércia; fator geométrico;
J	Fator geométrico, momento polar de inércia;
K	Rigidez torcional; coeficiente adimensional;
L	Entre-eixos, comprimento; vida de fadiga
LE	Limite de Escoamento
M	Massa; módulo;
M	Momento fletor
N	Rotação;
N	Número de fileiras;
P	Carga dinâmica equivalente;
Q	Peso linear, índice de sensibilidade;
R	Raio;
R	Força resistiva;
S	Tensão normal;
T	Torque;
T	Bitola;
V	Velocidade linear;
Y	Distância até a linha neutra;
W	Peso; força;
X	Número de elos;
Z	Número de dentes;
α	Aceleração angular, ângulo de abraçamento;
ϕ	Ângulo de pressão;
η	Rendimento; coeficiente de segurança à fadiga;

γ	Ângulo de divisão, de articulação;
μ	Coefficiente de atrito;
θ	Gradiente;
ρ	Densidade;
σ	Tensão normal;
T	Tensão Cisalhante;
ω	Velocidade angular;
ψ	Ângulo de hélice.

1. DESCRIÇÃO DAS ETAPAS A SEREM DESENVOLVIDAS

No capítulo a seguir, as tarefas citadas no resumo serão listadas e descritas para futuro desenvolvimento no relatório final. Um cronograma físico se encontra no anexo O, ao fim do relatório.

- 1) Apresentação dos parâmetros iniciais: Nesse item serão apresentados os usuais parâmetros iniciais de projeto do Mini Baja que promovem as restrições que geram as primeiras definições do projeto.
- 2) Definição da relação de transmissão: Nesse item é feito um estudo do comportamento dinâmico do veículo a partir do cálculo das resistências de avanço (rolamento, rampa, arrasto e transitória), que é acompanhado pela verificação do cálculo de aceleração, limite de tração, do critério de velocidade máxima e da análise das curvas de desempenho.
- 3) Seleção do transmissor: O tópico apresentará uma descrição conceitual de cada elemento de máquina a ser selecionado como transmissor (correias, correntes e engrenagens). Serão levantados e descritos os critérios de avaliação e sugeridos os pesos em um modelo de matriz de decisão.
- 4) Dimensionamento do transmissor: Serão estudados o dimensionamento e seleção dos elementos do transmissor. A seleção de correias e correntes e suas rodas dentadas assim como o dimensionamento de engrenagens pelo critério de flexão máxima e de pressão de contato constarão nesse tópico.
- 5) Dimensionamento dos eixos / chavetas: O dimensionamento será realizado a partir de estudo dos esforços atuantes dos transmissores, seguido do cálculo dos momentos e do cálculo das tensões estáticas, incluindo conceitos de critérios de segurança, fator de segurança e concentração de tensões. Será acompanhado por uma análise de resistência à fadiga enquanto que haverá o dimensionamento das chavetas pelos critérios de esmagamento e cisalhamento.

- 6) Seleção do rolamento: Inicia-se com uma apresentação breve de cada tipo de rolamento para facilitar o entendimento da seleção do rolamento. Depois de escolhido o tipo, ele deve ser dimensionado, com atenções especiais para as conseqüências construtivas a que o resto do projeto deve adequar-se.
- 7) Projeto do alojamento (caixa): Este capítulo tem como passo inicial a seleção da geometria e do material do alojamento, em que se pretende abordar um pouco dos conceitos metalográficos do alumínio e suas ligas. É o ponto em que deve se desenvolver um pequeno estudo sobre fundição, do ponto de vista de um guia rápido para projetos mecânicos. A partir de então, é necessária uma apresentação ao método dos elementos finitos, com descrição de conceitos e escolha de elementos e condições de contorno para viabilizar o dimensionamento estrutural do alojamento, ou seja, da caixa.
- 8) Seleção de velocidades: Abordam-se aqui mecanismos para viabilizar a mudança de velocidade dentro da caixa, caso percebida a sua necessidade na definição do projeto.
- 9) Conexão com o semi-eixo: Haverá uma apresentação básica das possíveis juntas do semi-eixo e do dimensionamento da conexão com o semi-eixo. Para determinadas juntas, será apresentado um cálculo de quantidade de parafusos para garantir o seguro acoplamento.
- 10) Lubrificação e Vedação: O tópico será composto por conceitos de lubrificação, seleção do óleo lubrificante e métodos de vedação, que vão da seleção a dicas de aplicação.
- 11) Comparação entre os mecanismos desenvolvidos: De posse dos modelos construídos, cabe uma comparação entre os mecanismos para que as futuras gerações de bajeiros entendam as dificuldades e avanços que cada projeto proporcionou.

2. INTRODUÇÃO

2.1. Um pouco de história

Criada em 1973 nos Estados Unidos pela SAE International (Society of Automotive Engineers), a competição de Mini Baja teve como inspiração as competições fora-de-estrada realizadas no deserto de Baja Califórnia, no México e desde então tem crescido a ponto de se tornar uma das mais importantes competições entre universidades de Engenharia Mecânica nos EUA.

Não só com o objetivo de promover uma competição entre as universidades, esse evento foi criado para incentivar o aprimoramento e realização concreta dos conhecimentos acadêmicos a fim de proporcionar uma experiência real dentro do mundo da engenharia automotiva, proporcionando aos alunos não só o desenvolvimento do projeto, mas também de sua realização física, envolvendo busca de recursos, trabalho em grupo e desenvolvimento de novos conhecimentos.

Com essa mesma linha de raciocínio, em 1995 a então recém criada SAE Brasil (filiada à SAE International) criou a versão brasileira da competição, com o objetivo de desafiar os alunos das melhores faculdades de Engenharia Mecânica do país a criarem Mini Bajas para competirem em terrenos off-road, buscando desenvolver o ensino da engenharia como um todo, formando profissionais mais completos e competentes para mercados de trabalho cada vez mais exigentes.

Desde o início da competição até os dias de hoje, esse evento cresceu vertiginosamente, assim como ocorreu nos EUA, passando de 8 carros inscritos para mais de 80, advindos das mais diferentes universidades de todo o país.

2.2. A competição

Dentro de um ano, há diversas competições promovidas ou apoiadas pela SAE Brasil, mas a competição oficialmente reconhecida como a principal vem ocorrendo nos últimos anos na cidade de Piracicaba e é chamada de Competição SAE Petrobrás de Mini Bajas.

A competição dura quatro dias e é atualmente formada por várias provas, que no total somam 1000 pontos. Entre elas estão as provas estáticas, as dinâmicas, o enduro e os relatórios.

O enduro, evento principal, tem duração de quatro horas ininterruptas e põe à prova a capacidade de resistência dos veículos a muita lama, costelas, rampas e fadiga.

As competições dinâmicas são realizadas um dia antes do enduro, sendo que o Baja deve passar pelas provas rampa, tração, slalon e AV.

O AV é a prova que colocará em disputa a aceleração e a velocidade final dos veículos, sendo o critério utilizado para montagem do grid de largada do enduro. Nessa prova, o Baja deve, numa pista de terra batida, partir do repouso e acelerar numa pista de 100m. Nos primeiros 30m, a aceleração é aferida e no fim desse percurso, a velocidade final.

A prova de rampa impõe como desafio que o Mini Baja suba um aclive de 30% a 100% num piso de terra a partir do repouso. A equipe que completar os 10,2m no menor tempo é a vencedora.

A manobrabilidade do veículo será testada na prova chamada de slalon. Um percurso muito sinuoso demarcado por cones impõe grandes dificuldades para o piloto terminá-lo no menor tempo e derrubando o menor número possível de cones.

Por fim, existe ainda a prova de tração, em que o Mini Baja é acorrentado a uma carreta, que possui blocos de concretos que deslizam em um movimento relativo à carreta, também chamada de trenó. Conforme o trenó se move, os blocos se direcionam para a sua frente tornando cada vez maior a resistência ao avanço do veículo. A prova termina quando o veículo empina e pode ser ilustrada pela figura 1.



Fig. 1 – Mini Baja da Equipe POLI na prova de tração 2004

2.3. Objetivos de uma transmissão.

Para melhor situar o leitor a respeito do tema do trabalho, assim como ele é aplicado nas competições de Mini Baja organizadas pela SAE, é interessante fazer uma breve passagem pelos objetivos de uma transmissão e como são as caixas de redução dos participantes das demais faculdades.

Para atender às necessidades dos clientes, motores são projetados para alcançar o máximo torque e a máxima potência, concordantes com suas características construtivas, sejam elas geométricas ou de materiais. O custo de se obter esse alto desempenho é a alta rotação a que o motor deve trabalhar.

Para viabilizar que tais motores permitam que o veículo vença as forças resistivas ao avanço, é necessário não apenas torques mais elevados que os proporcionados pelo motor como também que essa situação ocorra a baixas rotações, para permitir que o piloto conduza rapidamente seu veículo desde a saída do repouso. Esse é o propósito básico de uma caixa de transmissão. Permitir, por meio da redução da rotação do motor, um aumento da força motriz.

E então, tem-se o motivo pelo qual são chamadas de caixa de redução, embora nem sempre todos os estágios ou velocidades reduzam a velocidade angular. Em caixas de transmissão de múltiplas relações, as transmissões para que o carro seja conduzido em velocidades maiores podem vir a aumentar a rotação, uma vez que o carro não precisa mais de tanta força se a relação é usada basicamente em situações de regime uniforme.

2.4. Transmissões no Mini Baja

Vista a complexidade técnica e financeira de projetar e executar uma caixa de transmissão assim como a de veículos de passeio, os projetos de transmissão da Equipe POLI até os dias de hoje assim como os das demais equipes são de uma simplicidade um tanto maior. Para adentrar o leitor ao contexto das transmissões empregadas historicamente no Mini Baja, espera-se aqui citar como em geral os projetos são conduzidos.

A composição básica dos mecanismos que transmitem a energia que sai do motor e vai para as rodas é o primeiro ponto a ser analisado. Para substituir a complexidade de instalação de uma caixa de câmbio automotiva, o mecanismo mais usual utilizado para variar a relação de transmissão enquanto o carro está em movimento é a transmissão continuamente variável (CVT). O mecanismo tem a vantagem de ser de mais fácil manutenção e adaptação, mas suas características serão mais bem descritas no relatório final. Algumas equipes, por outro lado, adaptam câmbios de motocicletas ao CVT com um posterior estágio adicional de redução.

Entretanto, em quase a sua totalidade dos casos, as reduções são feitas através de um estágio de redução único através de um par de rodas dentadas movidas por uma corrente, desprovido de uma caixa ou invólucro totalmente vedado, e com mancais diretamente fixos à estrutura. Anualmente, apenas algo em torno de três equipes trabalham com caixas de redução movida por engrenagens. A figura 2 ilustra a diversidade de exemplos de transmissões usadas pelas faculdades na competição.



Fig. 2 – Configurações de Transmissão no Mini Baja.

Da esquerda à cima no sentido horário: Dois exemplos típicos de redução por corrente, um de estágio único (UFMG) e outro de estágio duplo (Mauá). A pouco comum caixa de engrenagens (ITA) vem seguida de uma adaptação de câmbio de moto ligada a uma redução de saída (UFSC)

3. AVALIAÇÃO DA VIABILIDADE TÉCNICO-ECONÔMICA

3.1. Infra-estrutura necessária

3.1.1. Recursos Humanos

Projetar um subsistema de um veículo se torna um desafio ainda maior quando se sabe que cada componente pode causar interferências e consequência nos projetos dos demais subsistemas e do carro como um todo. Portanto, do ponto de vista de recursos humanos, o projeto de uma caixa de transmissão depende de reuniões semanais com os principais responsáveis do Mini Baja.

O próprio projeto, aliado à construção, teria como número ótimo de componentes dois integrantes, um que conduzisse o trabalho e outro para colaborar e aprender, passando os conhecimentos adquiridos para frente, como em qualquer equipe de trabalho. Há muitas atividades como pesquisas bibliográficas, construção de planilhas, elaboração de relatórios, obtenção de orçamentos, busca de contatos de patrocinadores, compra de peças e fabricação e montagem do protótipo que demandam um número alto de horas de trabalho por semana durante todo o projeto.

Apresenta-se na tabela 1 um cálculo aproximado do número de horas efetivamente utilizados durante o projeto. Lembra-se que as atividades podem ocorrer simultaneamente e apenas um método de verificar a quantidade de membros para conduzir o trabalho. É importante lembrar ainda que esse tempo é baseado no cronograma da equipe, em que consta a construção do protótipo. O cronograma das atividades desse trabalho está anexado e não é exatamente igual ao cronograma oficial da equipe, vista a possibilidade de aprofundar questões que acabam sendo congeladas devido à alta dinâmica imposta pelo calendário de competições.

Tabela 1 – Cálculo estimado das horas demandadas

Fase	Média de horas semanais demandada pelo projeto	Duração no cronograma da Equipe POLI (semanas)
Pré-Projeto	15	4
Busca por colaboradores	20	6
Projeto Básico	45	14
Reuniões Internas de Equipe	2	35
Encomenda e aquisição dos componentes	10	4
Logística entre as empresas	5	8
Fabricação de componentes	20	4
Montagem da caixa	40	1
Testes	30	3
Total de horas		1170

3.1.2. Ferramentas

A primeira ferramenta a ser observada como necessária para o projeto é um computador. Ele será útil para elaboração das planilhas e relatórios e para arquivar todo e qualquer documento a ser encontrado na rede. Deverão estar instalados softwares de edição de texto, para elaboração de planilhas, para navegação na Internet, softwares de CAD para desenho, e softwares de CAE para viabilizar a análise computacional estrutural por meio do método de elementos finitos (MEF) a ser posteriormente introduzido.

Outra ferramenta que se mostrará plenamente utilizada durante todo o projeto é uma linha telefônica, para permitir a aquisição de orçamentos, a logística entre as empresas colaboradoras e o contínuo contato com os integrantes mais importantes da equipe.

Com relação à construção e montagem do protótipo, o local físico deve dispor de ferramentas manuais, mesmo que a maior parte dos componentes seja manufaturada por terceiros. Indica-se que o local físico tenha além de ferramentas manuais que incluem chaves de boca e fenda, alicates e martelos, como se pode observar na figura 3. Deve-se ainda dispor de ferramentas elétricas como furadeira, serra tico-tico e um esmeril. A equipe ou o responsável pela transmissão deverá

ainda ter acesso também a uma máquina de solda, uma fresa, um torno e outras máquinas de bancada.



Fig. 3 – Ferramentas manuais úteis para a construção do protótipo

3.1.3. Local Físico

A necessidade de um local físico se mostra importante desde as primeiras fases do projeto. Conforme visto no tópico anterior, o estabelecimento deve prover de um computador, um telefone, ferramentas, uma bancada para trabalho, pontos de energia elétrica (110V, 220V e um trifásico), uma fonte de água similar a uma torneira, um armário para alocar as peças e materiais do projeto, outro para armazenamento de ferramentas e demais utensílios e um cômodo para arquivar os documentos.

O espaço reservado à Equipe POLI, na sala TT-34, é suficiente para as atividades de todos os subsistemas, o que inclui a transmissão.

3.1.4. Testes

Uma vez construída e montada, a caixa deve ser imediatamente testada para verificar se cada um dos diversos componentes nela presente se comporta conforme o projetado.

Sendo que o ideal de testá-la no carro nem sempre é viável devido ao andamento do resto dos subsistemas do veículo, é interessante considerar a idéia de montar uma bancada de testes em que a caixa seja testada sem carga, ou seja, sem a maior parte dos esforços resistivos. O ensaio pode não ter respostas ideais, mas já permite uma pré-verificação, já que se houver problemas nesse ponto dos testes, não se deve prosseguir para testá-la montada no veículo.

Uma mesa rígida, com um suporte para o motor, um para o tanque de combustível e outro para a caixa pode compor a bancada. Será possível verificar perdas de rendimento devido a sons incomuns e aquecimentos exagerados, a qualidade da vedação e ainda aferir o rendimento do conjunto por meio de um tacômetro, efetuando a diferença entre o projetado e o medido.

O próximo passo então é a realização dos testes dinâmicos, ao promover a rodagem do Mini Baja. Nesse ponto, não só o comportamento dinâmico será ensaiado em situação real como a interação do subsistema com o resto do veículo, o que não apenas inclui a conexão com o resto mas também as suas respostas às irregularidades do terreno sob atuação da suspensão.

O carro deve ser testado para verificação da velocidade final, da aceleração das condições de subida de rampa, da viabilidade de reboque de uma carreta e para comprovar a resistência projetada que será avaliada dentro das quatro horas de enduro. Todos esses testes demandam apenas de um espaço não pavimentado marcado para medições conforme as regras da competição.

A figura 4, de [29], ilustra como podem ser promovidos os testes dinâmicos.

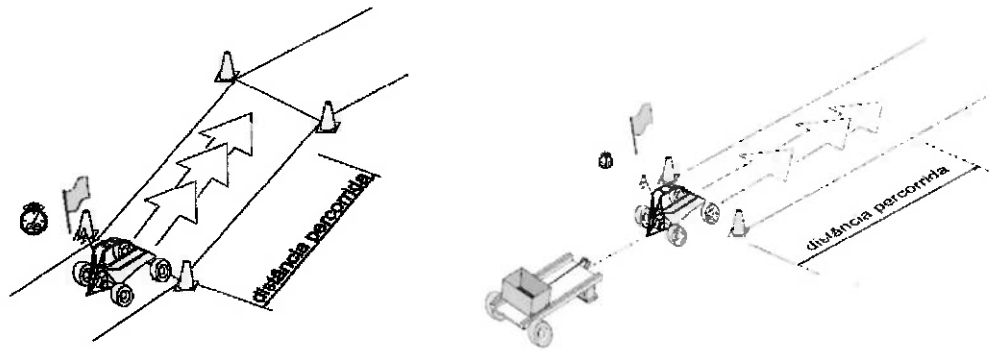


Fig. 4 – Testes Dinâmicos

3.2. Viabilidade Econômica

Embora seja um trabalho voltado ao arquivamento do procedimento de um projeto, pretende-se que ele seja utilizado para a construção de reais e futuras caixas de transmissão para a equipe e, portanto a necessidade de sua comprovação financeira, até porque um dos objetivos deste trabalho é a apresentação de dois protótipos construídos com base no procedimento a aqui ser apresentado.

Esse tópico visa estabelecer ao leitor um senso a respeito do custo de produção de uma caixa de transmissão para um veículo Mini Baja e de como se espera viabilizá-la economicamente.

O primeiro passo é definir quais seriam as fontes de despesa do projeto, o que inclui matéria-prima, componentes e processos de fabricação, que estão listados a seguir. Fica aqui registrado que nem todas as despesas listadas são necessárias, pois o projeto inclui a possibilidade utilização de correntes, correias ou engrenagens.

➤ Matéria-prima

A tabela 2 engloba todo e qualquer material que ainda deverá sofrer alterações físicas. Na coluna da esquerda está listada a matéria prima e na da direita o produto em que ela se transformará.

Tabela 2 – Lista de materiais necessários para o projeto

Material	Produto
Tarugos de aço-liga	Eixos, engrenagens e flanges
Chapas de aço-carbono	Suporte da caixa, garfo seletor
Tarugos de plástico	Buchas e espaçadores
Chapas de plástico	Mancal de deslizamento
Barras de chaveta	Chavetas
Chapas de alumínio	Paredes da caixa
Tarugos de alumínio	Buchas de vedação
Papel junta	Junta de vedação

➤ Componentes

- Rolamentos;
- Correntes;
- Correias;
- Rodas dentadas para corrente;
- Tensionador de corrente;
- Parafusos, porcas e arruelas;
- Óleo lubrificante;
- Retentores.

➤ Processos de Fabricação

Aqui, serão descritos quaisquer processos necessários para transformar a matéria-prima nos componentes projetados.

- Usinagem em torno;
- Usinagem em fresa;
- Usinagem em furadeira;
- Usinagem de corte;
- Dobra de chapas;
- Soldagem;
- Fundição;
- Prototipagem;
- Corte e retífica de dentes de engrenagem;
- Tratamento térmico.

Listadas todas as fontes de despesa, o cabe agora identificar como o projeto pode-se tornar economicamente viável.

Primeiramente, é interessante citar quais e como os contatos da Equipe POLI facilitam a execução. É condição necessária que o projetista venha desenvolver a

habilidade de manter e criar contatos com empresas no gênero. Abaixo, cada produto e serviço são relacionados com a sua empresa colaboradora.

Tabela 3 – Empresas patrocinadoras do projeto

Produto / Serviço	Empresa
Usinagem	 IFER Industrial Ltda.
Corte e retífica de dentes das engrenagens	 Fresadora SANT'ANA INDÚSTRIA DE ENGENHAGENS Fresadora Santana Ltda.
Fundição	 FUNDEx Metalúrgica Metalúrgica Fundex Ltda
Rolamentos	 NSK Brasil Ltda
Tratamento Térmico	 BRASIMET Brasimet Comércio e Indústria S.A.
Prototipagem	 Modelação Anselmo & Gritti Ltda
Porcas	 PARLOCK Indústria e Comércio Ltda Parlock Indústria e Comércio Ltda

Dos processos de fabricação, o único restante é o de soldagem, cuja realização é da própria equipe.

Os componentes restantes e a matéria-prima devem caber dentro do orçamento que a equipe recebe anualmente de patrocinadores como a NSK, da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo e da competição, por meio da Petrobrás.

Embora não sejam dados atualizados ou precisos, optou-se por criar uma tabela em que os custos individuais fossem citados, para comprovar que é possível construir o protótipo dentro da realidade da Equipe POLI.

Os custos mencionados na tabela 4 são informações baseadas em compras passadas ou mesmo em catálogos e páginas da Internet.

Tabela 4 – Custo aproximado dos componentes não patrocinados

Componente	Unidade	Custo (p/unid.)	Quantidade	Custo total
Tarugos de aço-liga (eixos, flanges)	kg	R\$ 7,50	5	R\$ 37,50
Chapas de aço-carbono	kg	R\$ 3,00	1	R\$ 3,00
Tarugos de plástico	m	R\$ 70,00	0,5	R\$ 35,00
Chapas de plástico	m ²	R\$ 100,00	0,2	R\$ 20,00
Barras de chaveta	m	R\$ 20,00	0,5	R\$ 10,00
Chapas de alumínio	kg	R\$ 50,00	4	R\$ 200,00
Tarugos de alumínio	kg	R\$ 30,00	0,3	R\$ 9,00
Papel junta	m ²	R\$ 10,00	1	R\$ 10,00
Óleo lubrificante	l	R\$ 12,00	2	R\$ 28,00
Retentores	unidade	R\$ 6,00	10	R\$ 60,00
Corrente	m	R\$ 64,00	2	R\$ 128,00
Rodas para corrente	unidade	R\$ 60,00	4	R\$ 240,00
Tarugos de aço-liga (engrenagens)	kg	R\$ 9,40	25	R\$ 235,00
Correias	unidade	R\$ 100,00	2	R\$ 200,00
Tensionador de corrente	unidade	R\$ 7,00	2	R\$ 14,00
Parafusos e arruelas	conjunto	R\$ 1,00	15	R\$ 15,00

Os itens em vermelho representam aqueles que podem não ser adquiridos devido à decisão de qual será o elemento transmissor selecionado (corrente, correia ou engrenagem). Há ainda a questão das chapas de alumínio, utilizadas para eventuais paredes da caixa, que também podem ser substituídas pela fundição, novamente dependendo das opções tomadas pelo projetista.

4. PARÂMETROS INICIAIS

4.1. O Pré-projeto

Depois de realizado o estudo de viabilidade e tendo sido comprovado prosseguimento do projeto, a próxima fase é conhecida como pré-projeto ou anteprojeto.

O objetivo do pré-projeto é chegar a uma solução prévia a respeito das definições mais básicas do projeto como um todo. Essa é a etapa em que se deve consultar o máximo de referências bibliográficas, as opiniões de diversos especialistas e a etapa em que a criatividade tem grande contribuição.

O resultado dela são croquis e desenhos do subsistema assim como coletâneas de tabelas e gráficos e mesmo alguns esboços de cálculos. Na prática, eles representam propostas para o formato da caixa para o número de estágios e velocidades, e para a alocação da caixa na estrutura. A idéia é que o procedimento de projeto proposto nesse trabalho venha a verificar as condições levantadas numa fase tão criativa.

No entanto, mesmo sendo definições iniciais e grosseiras, elas devem ter parâmetros restritivos de modo a serem geradas idéias que funcionem em perfeita harmonia com as metas da equipe, com os demais subsistemas do veículo e mesmo com os demais componentes do sistema motopropulsor. Esses parâmetros iniciais estarão definidos ao fim desse capítulo.

4.2. Metas da equipe

As metas são o primeiro passo no projeto do Mini Baja. Numa reunião extensa, é feito um balanço dos problemas ocorrentes e traçados objetivos que o carro como um todo deve cumprir, ou seja, objetivos que também determinam o futuro da caixa de transmissão.

Há basicamente três tópicos definidos pela equipe que influenciam diretamente no projeto. O primeiro deles refere-se aos resultados que o veículo deve apresentar nas provas dinâmicas particularmente e no enduro. As provas dinâmicas

têm enfoques diferentes entre si e podem demandar maior velocidade, maior aceleração ou demonstração de força.

Colocar metas para cada prova envolve conseqüências para a relação de transmissão e para cada componente interno. Exigir boa colocação em uma prova de rampa ou tração, por exemplo, orienta o projetista a calcular uma relação de transmissão mais elevada para gerir torque motriz suficiente para suportar tais esforços resistivos.

O segundo ponto a ser avaliado é a massa admissível do veículo e de cada subsistema. Esse critério impulsionará o projetista a dimensionar cada componente da caixa para otimizar o projeto de forma a atender tal restrição. Esse critério por sua vez estará fortemente ligado à relação de transmissão, que é diretamente proporcional ao peso do veículo.

Por fim, mas não menos importante que os parâmetros já discutidos, há entre a equipe um consenso baseado na situação financeira para encaminhar recursos para cada parte do veículo. De posse desse valor, é possível ter em mãos dados mais concretos a respeito dos materiais e dos processos de fabricação que estarão à disposição.

4.3. Parâmetros do veículo

Nesse tópico, devem ser discutidas quais as definições dos demais subsistemas que podem vir a criar restrições no projeto em questão, e que portanto, devem ser cautelosamente verificadas antes e durante o projeto básico.

Uma das mais importantes questões a esse ponto é a definição da altura livre do solo, ou seja, a distância do ponto mais baixo do Baja até o piso. Ela é diretamente influenciada pelas características da suspensão traseira, seja pela rigidez da mola como pelo curso em “bump”(compressão), que representa a situação de queda após um salto.

Nesse momento, é importante estar consciente da seleção da conexão entre a saída da caixa e as rodas. Caso seja escolhido um semi-eixo homocinético ou um eixo cardã, deve-se respeitar o ângulo de trabalho especificado pelo fabricante.

Para as mesmas considerações, falta ainda ter em mãos um valor aproximado da bitola traseira. Esse valor será obtido em conjunto com os subsistemas da suspensão e da direção e influenciará qual a largura máxima de projeto da caixa.

Todos esses dados serão importantes para determinar qual será a altura máxima do eixo de saída e, portanto qual o diâmetro máximo da coroa de saída

Um segundo ponto a ser discutido é a forma de alocação da caixa na estrutura. A ser discutido com o responsável pela estrutura, pode-se definir se o formato dela será em torre (o eixo de entrada por cima do eixo de saída) ou mesmo deitada (o eixo de entrada à frente do eixo de saída). Isso será importante na forma de fixação e fechamento da caixa e, portanto, no seu processo de fabricação. O ângulo entre o eixo do motor e o de entrada da caixa será necessário como dado de entrada no dimensionamento do eixo de entrada.

Por fim, há também a necessidade do conhecimento do raio externo do conjunto roda-pneu a ser utilizado e do mecanismo de mudança de marcha a ser acoplado na caixa, pois dados como as relações desse mecanismo influenciarão diretamente na redução da caixa de transmissão aqui apresentada.

Cabe aqui observar que todos esses dados são discutidos pelos responsáveis por cada subsistema de forma a encontrar uma solução ideal para o carro como um todo. Portanto, as definições básicas se procedem de modo iterativo e podem ocorrer em um longo processo de forma que mesmo durante o projeto básico deve-se rever cada passo adotado.

5. RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO

Garantir que o baja vença todos os obstáculos propostos pela competição da forma como a equipe deseja é a grande importância de realizar um bom estudo sobre a relação de transmissão do veículo.

Por definição, a relação de transmissão é o número que representa o quanto haverá de redução da rotação do motor para a roda. Ela pode ser representada pela multiplicação do número de dentes das coroas da caixa dividido pela multiplicação do número de dentes dos pinhões, conforme eq.(1). Cabe lembrar que, por convenção, coroa é o nome dado para a roda dentada de saída e pinhão para a roda de entrada.

$$i = \frac{\prod z_c}{\prod z_p} \quad (1)$$

Onde: i – relação de transmissão

z_c – número de dentes das coroas;

z_p – número de dentes dos pinhões.

Pensar no método de encontrá-la é pensar em um problema de equilíbrio de forças. O objetivo básico é encontrar uma força motriz que sobreponha à somatória das forças resistivas ao avanço, como mostra a eq. (2).

$$F_{mot} \geq \sum F_{resistivas} \quad (2)$$

Onde: F_{mot} – força motriz

$F_{resistivas}$ – forças resistivas ao avanço

Essa igualdade significa assegurar que o veículo irá comportar-se dinamicamente conforme as entradas desse estudo, definidas pelas diferentes resistências a serem analisadas a partir daqui.

5.1. Força Motriz

A força motriz é a força que faz efetivamente o carro se movimentar. Ela é provida pelo torque do motor e dependente do raio do pneu e, é claro, da relação de transmissão, como se pode ver na eq.(3), retirada de[15].

$$F_{mot} = \frac{T_{motor} * i}{r_{pneu}} * \eta \quad (3)$$

Onde: T_{motor} – torque do motor;

r_{pneu} – raio efetivo do pneu;

η – rendimento.

i – relação global de transmissão

Devem ser feitas algumas considerações a respeito dessa fórmula. A primeira a ser lembrada é que a relação de transmissão é a global, ou seja, considerando todas as formas de reduções do veículo, como a caixa, um câmbio adaptado ou mesmo o CVT e deve ser calculada conforme princípio da eq. (1).

O raio efetivo do pneu difere de seu valor nominal. Isso se deve à deflexão do pneu em contato com o piso, sendo recomendado utilizar um valor de 98% o do valor nominal, também segundo [15].

O rendimento deve englobar os valores do transmissor, dos rolamentos e, principalmente, de juntas universais ou homocinéticas, se houverem no veículo.

O torque motor a ser utilizado é o máximo da curva do motor em específico. Tal fato garante que o motor disponibilizará o máximo de força para vencer as resistências impostas, ajustando naturalmente a sua rotação para o ponto em que há o pico de torque, A figura 5 mostra a curva disponibilizada pela Briggs & Stratton referente ao modelo oficial utilizado atualmente nas competições de Mini Baja.

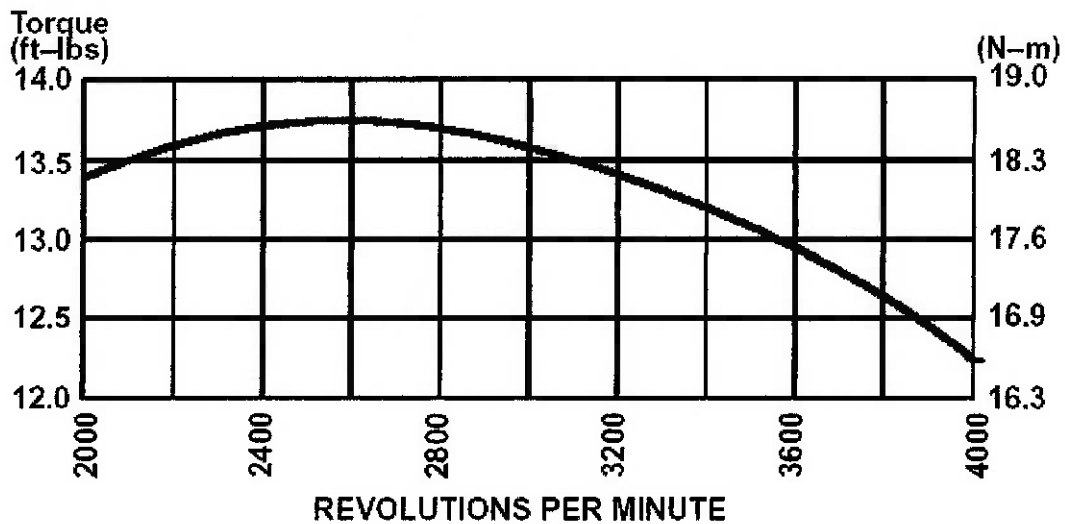


Fig. 5 – Curva de torque pela rotação do motor utilizado no Mini Baja

As resistências ao avanço são as forças que tendem a impedir que o carro se movimente ou então saia de um regime permanente. As resistências básicas que devem ser estudadas são a resistência ao rolamento, a resistência de subida de rampa, a resistência transitória e a resistência aerodinâmica.

5.2. Resistência ao rolamento

A resistência ao rolamento funciona como uma espécie de força de atrito, com a diferença de que se está analisando um movimento de rolamento e não de arrasto, deslizamento.

Apesar do nome, as perdas devido ao atrito nos mancais de rolamento são secundárias, sendo que o principal agente dessa resistência é a perda de energia causada pela histerese mecânica do material do pneu quando da deflexão do pneu no contato com o piso. É importante entender que no momento da deflexão, como mostra a figura 6, retirada de [37], cria-se uma região de compressão na parte posterior do pneu e uma região de tração na parte anterior, sendo que o peso sobre a roda deixa de ser aplicada em uma única seção de contato, mas sim em uma área inteira, que não se divide igualmente com relação ao eixo vertical que passa pelo centro da roda. A ação dessa força cria um braço com relação ao centro da roda e,

portanto, um momento. Esse momento é o que gera a resistência ao rolamento ao avanço do veículo.

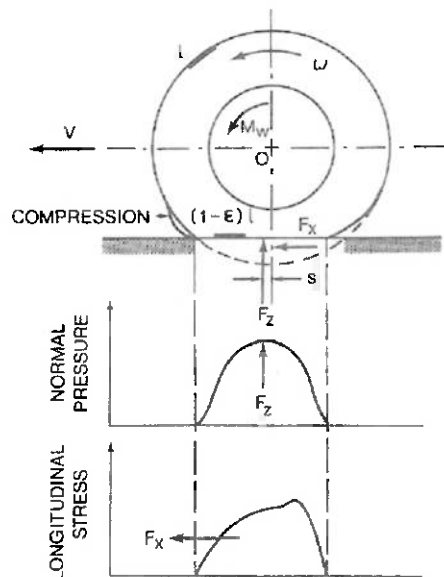


Fig. 6 – Deflexão do pneu com o solo

Essa resistência é, como mencionado anteriormente, majoritariamente produzida pela deflexão dos pneus, mas também é causada por mecanismos como o arrasto interno do ar no pneu, deflexão do piso e escorregamento lateral e longitudinal durante o avanço.

Dessa forma, [15] define a eq. (4) como o meio de calcular a resistência ao rolamento.

$$R_{rol} = f_r * W \quad (4)$$

Onde: R_{rol} – resistência ao rolamento;

f_r – coeficiente de rolamento;

W – peso do veículo completo (incluindo piloto).

São vários os fatores físicos que influenciam diretamente na quantificação da resistência ao rolamento, entre eles os citados abaixo:

- Temperatura dos pneus;
- Pressão nos pneus;
- Velocidade;
- Material e geometria do pneu;
- Escorregamento do pneu

No caso da velocidade, muitas formulações já foram propostas, como o Instituto de Stuttgart e a Universidade de Michigan, para vinculá-la com o coeficiente de rolamento, mas todas mostraram que a velocidade pouco influencia no aumento dessa resistência e, para um veículo como o Mini Baja, que dificilmente ultrapassa uma velocidade de 50km/h, pode-se considerar que ela se comporta como uma constante.

Apesar de os fatores acima influenciarem na resistência, o coeficiente de rolamento é basicamente determinado pelo tipo de piso como mostra a tabela 5, que tem como fonte [15].

Tabela 5 – Coeficiente de rolamento conforme tipo de piso

Tipo de veículo	Concreto	Terra batida	Areia
Carro de passeio	0,015	0,08	0,3
Caminhão pesado	0,012	0,06	0,25
Tratores	0,02	0,04	0,2

Pela largura e banda do pneu e pela disposição e formato dos gomos, pode-se tratar o Baja como um trator em escala reduzida. O tipo de piso vai depender também das metas da equipe e para qual prova estará sendo calculada a relação. Historicamente a prova nacional de Piracicaba se aproxima mais de terra batida enquanto que o Baja Cross de São Carlos oferece condições mais duras sendo que se pode utilizar valores mais próximos do da areia. Portanto, um coeficiente em torno de 0,12 é adequado e variá-lo para mais ou menos dependerá dos objetivos do projeto.

Cabe aqui observar que em casos especiais pode-se variar esse coeficiente dentro de uma mesma competição. Para uma prova de subida de rampa, por exemplo, as condições da pista geradas pelos Bajas que subiram anteriormente acabam deixando o piso menos rígido, estando mais próximo para uma areia do que para terra batida. Nesse caso, um coeficiente de rolamento levemente superior pode ser aconselhável.

Por fim, um dos fatores muito interessante de ser analisado é a pressão do pneu e a influência nos testes do veículo. O gráfico da figura 7, extraído de [12], mostra como a pressão dos pneus leva a diferentes comportamentos quando se compara areia e asfalto.

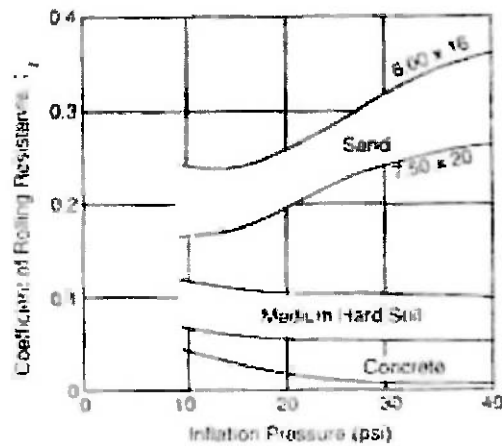


Fig. 7 – Influência da pressão do pneu na resistência ao rolamento

5.3. Resistência à rampa

Também conhecida como resistência ao gradiente, essa força define o aumento da resistência no momento em que o veículo não mais circula em um piso totalmente horizontal, como mostra a figura 8.

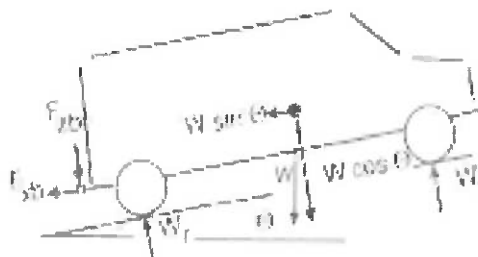


Fig. 8 – Veículo em active

Essa força depende basicamente da inclinação a ser percorrida e pode ser dada pela eq (5).

$$R_g = W * \sin\theta \quad (5)$$

Onde: R_g – resistência à rampa;

θ – inclinação da rampa.

Essa resistência acaba tendo grande importância, pois a regra vem definindo a possibilidade de a prova de rampa ter inclinações até 45°, ou seja inclinações de até 100%.

5.4. Resistência Transitória

Ao mover o carro do repouso, retomar a velocidade do carro ou qualquer atitude que leve a saída do regime permanente, deve-se envolver nos cálculos a resistência transitória, que nada mais é do que a resultante criada pela aceleração do veículo, conforme eq. (6).

$$R_t = m * a_x \quad (6)$$

Onde: R_t – resistência transitória;

m – massa do veículo completo (incluindo piloto).

a_x – aceleração do veículo.

Um método que pode ser utilizado para determinação dessa resistência é buscar os resultados das acelerações dos Bajas que se colocarem nas posições semelhantes às pretendidas pela equipe no projeto.

No entanto, é necessário comparar os valores de aceleração obtidos nesse ponto do projeto com o valor devidamente calculado, considerando às perdas por inércia rotacional de massa do tópico 5.8.

5.5. Resistência Aerodinâmica

Essa é uma resistência muito importante no projeto de uma transmissão de carro de passeio. No entanto, para um veículo que pouco passa dos 50km/h, como um Mini Baja, ela passa a ser desprezível frente às outras já estudadas.

Isso ocorre porque, como mostra eq. (7), retirada de [12], a velocidade influi quadraticamente no valor da resistência.

$$R_{ar} = \frac{1}{2} * C_D * v^2 * A * \rho \quad (7)$$

Onde: R_{ar} – resistência ao arrasto;

C_D – coeficiente de arrasto;

v – velocidade;

A – área frontal;

ρ – densidade do ar.

Valores calculados mostraram-se representar pouco mais de 2% da somatória das forças resistivas ao avanço.

5.6. Critério da Velocidade Final

Projetar uma relação baseada simplesmente nos esforços resistivos tende a gerar altos valores de redução. Isso porque o projetista tenderá a projetar o Baja para vencer os mais difíceis obstáculos, sejam grandes inclinações de rampa, terrenos menos rígidos ou grandes acelerações. O que deve ser lembrado é que quanto maior a redução, também menor será a velocidade final do Baja.

Para tanto, deve-se verificar o cálculo dos esforços resistivos pelo critério da velocidade final, que nada mais é do que calcular a velocidade em função da rotação do motor e da relação em cheque, como se pode observar na eq.(8), também encontrada em [15].

$$v = \frac{\omega_{motor} * r_{pneu} * \eta}{i} \quad (8)$$

Onde: v – velocidade final

ω_{motor} – rotação do motor

η – rendimento.

i – relação global de transmissão

r_{pneu} – raio efetivo do pneu

Adota-se como hipótese que essa velocidade é alcançada em um plano horizontal e que cada valor deve ser utilizado conforme as considerações da seção “Força Motriz”.

Se a caixa de transmissão estiver acoplada a um CVT, a consideração mais importante a ser tomada é referente à relação de transmissão mínima e a respectiva rotação do motor. Esse ponto acaba tornando-se muito importante e talvez a divisória entre o sucesso e o insucesso do cálculo.

O CVT tem uma faixa de redução determinada pelo fabricante, que acaba não sendo a de comportamento real do mecanismo em funcionamento. Para tanto é estritamente necessário obter a curva da variação da relação de transmissão conforme a rotação do motor.

O CVT utilizado atualmente pela equipe foi submetido a um teste em que sensores de rotação eram posicionados para medir a rotação do eixo motor e do eixo de entrada da caixa de transmissão, de tal sorte a obter a relação de transmissão. O trabalho foi coordenado pelo aluno de graduação e membro da equipe Saulo Rodrigues e gerou curvas como a da figura 9.

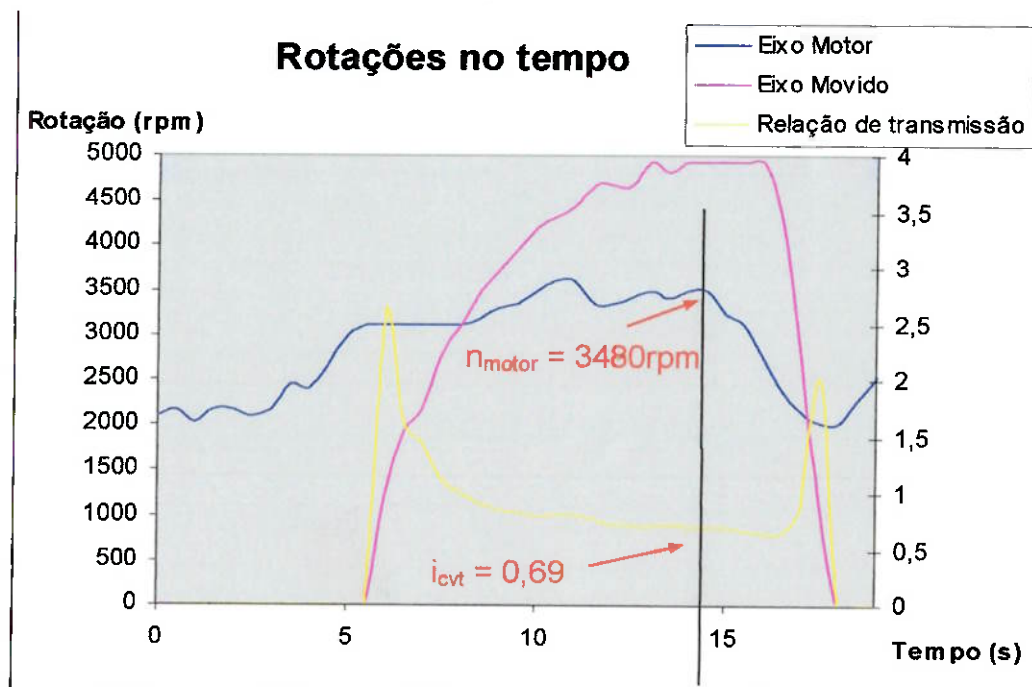


Fig. 9 – Curvas das rotações dos eixos do CVT e da sua relação de transmissão com o tempo

São duas as principais conclusões de um gráfico como o da figura 6:

1. Embora a rotação máxima tenha sido fixada por regra 3600rpm, no momento em que a velocidade é máxima, a rotação não corresponde à de limite, mas um valor inferior.
2. A relação de transmissão do CVT se prova realmente diferente da nominal. O modelo Comet 790 é vendido com uma relação mínima de 0,54, enquanto que no momento de velocidade máxima, a relação é de algo em torno de $i = 0,69:1$.

Portanto, pode-se entender esse como o primeiro critério para verificar a relação de transmissão, gerando um valor que equilibre força e agilidade para o veículo.

5.7. Critério da aceleração

A principal característica que leva ao surgimento de uma aceleração longitudinal ao movimento de avanço do veículo é a existência de inércias rotacionais de massa no sistema motopropulsor.

A primeira lei de Newton sugere que corpos tendem a manter suas características de movimento até que novas forças mudem seu comportamento. Essa característica pode ser considerada como uma resistência ao avanço e é na verdade justificada pela quantidade de força que deve ser acrescentada para movimentar, no caso rotacionar, uma massa determinada.

O objetivo desse tópico é checar se aceleração do tópico “Resistência transitória” foi adequadamente imposto como entrada. O primeiro passo é montar um fluxograma de energia em que todos os eixos do sistema motopropulsor estão representados, assim como as suas inércias, acelerações angulares e torques e também as reduções entre os eixos em que houverem. A figura 10 mostra o exemplo do fluxograma dos motopropulsores mais recentemente utilizados pela Equipe POLI.

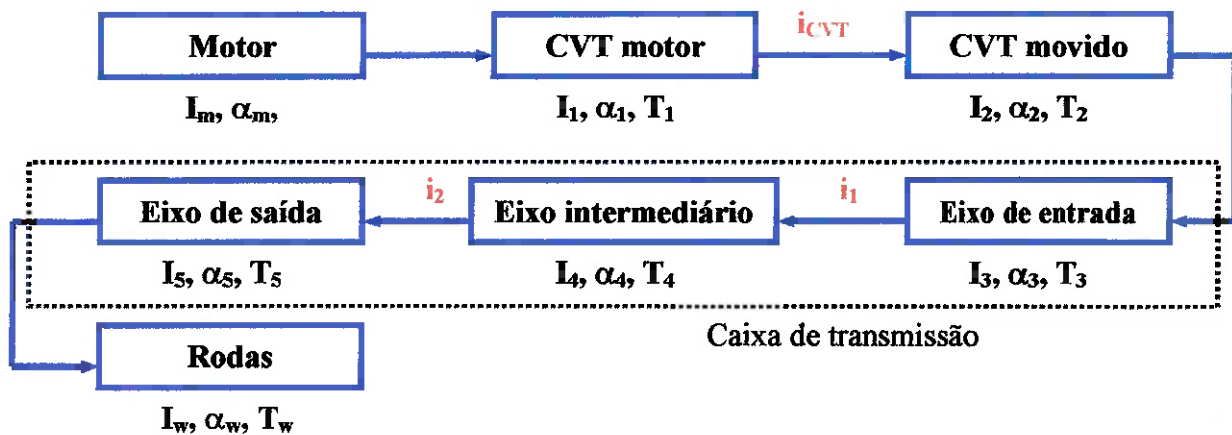


Fig. 10- Fluxograma de energia

Na figura, as letras I, α , T e i representam a inércia rotacional, a aceleração angular, o torque e a relação de transmissão respectivamente, sendo os índices referentes a cada parte da transmissão considerada.

Para checar a força de tração devido às inércias rotacionais, é preciso estabelecer relações entre os torques e as acelerações angulares em cada passagem de eixo. As relações foram estabelecidas para o exemplo e estão mostradas pelas equações de (9) a (20), por meio da equação básica vista em [12].

$$T_1 = T_m - I_m * \alpha_m - I_1 * \alpha_1 \quad (9)$$

$$T_2 = T_1 * i_{CVT} - I_2 * \alpha_2 \quad (10)$$

$$T_3 = T_2 - I_3 * \alpha_3 \quad (11)$$

$$T_4 = T_3 * i_1 - I_4 * \alpha_4 \quad (12)$$

$$T_5 = T_4 * i_2 - I_5 * \alpha_5 \quad (13)$$

$$T_w = T_5 - I_w * \alpha_w \quad (14)$$

$$\alpha_m = \alpha_1 \quad (15)$$

$$\alpha_1 = \alpha_2 * i_{CVT} \quad (16)$$

$$\alpha_2 = \alpha_3 \quad (17)$$

$$\alpha_3 = \alpha_4 * i_1 \quad (18)$$

$$\alpha_4 = \alpha_5 * i_2 \quad (19)$$

$$\alpha_w = \alpha_5 = \frac{a_x}{r} \quad (20)$$

Onde: a_x – aceleração longitudinal do veículo;

r – raio do pneu.

A partir dessas relações, é possível chegar à expressão da força de tração disponível quando se considera apenas a perda por inércia rotacional de massa. Foi acrescentada na parte referente à força motriz a parcela de rendimento, conforme discutido no tópico 5.1. e a fórmula resultante é mostrada pela equação (21).

$$F_x = \frac{T_m * i_{CVT} * i_1 * i_2}{r} * \eta - \frac{\{(I_1 + I_m) * i_2^2 * i_1^2 * i_{CVT}^2 + (I_2 + I_3) * i_2^2 * i_1^2 + I_5 + I_w\}}{r^2} * a_x \quad (21)$$

Força motriz

Inércia equivalente

Onde: F_x – força de tração;

η - rendimentos do sistema como um todo.

Lembrando que o momento de inércia rotacional de massa para um cilindro (maior parte dos componentes do sistema) maciço em seu eixo longitudinal pode ser calculado, conforme [11], pela equação (22) ou mesmo ser retirada de um software de CAD, desde que a densidade seja devidamente inserida.

$$I = \frac{m * d^2}{8} \quad (22)$$

Com a fórmula (21) em mãos, basta pensar que a aceleração estará coerente com a da primeira iteração se as condições resistivas levantadas forem totalmente absorvidas pela força motriz. Ou seja, para retirar a aceleração, deve-se anular F_x e isolar a parcela referente à aceleração, igualando o termo de inércia equivalente ao termo da força motriz subtraídas as demais resistências (rolamento, gradiente e arrasto)

Nesse ponto, ressalta-se a importância de tratar o projeto como uma espiral. Por não possuir a relação de primeira, utiliza-se uma aceleração desejada como chute inicial para obter os primeiros resultados e dimensões de componentes. Dessa forma, pode-se aplicar essas dimensões à equação (21) para verificar o chute inicial e promover a iteração.

5.8. Limite de Tração

A força motriz do veículo, resultante do projeto do sistema motopropulsor, não depende apenas do torque motor ou da relação de transmissão. A aderência do pneu à pista pode ser um fator restritivo no movimento do veículo.

Provas que exigem grande força logo na arrancada como a subida de rampa e o AV (desde que o piloto já esteja acelerando e largue apenas soltando o freio) podem significar em derrapagem, ou seja, perda de força. Para evitar que seja projetada uma caixa com relação de transmissão alta o suficiente para fazer o Baja derrapar, [12] sugere uma forma de calcular a força motriz limite para haver total aderência do pneu ao solo.

A formulação envolve forças criadas pela torção depende basicamente das características do motopropulsor e da suspensão e pode ser mostrada pela eq. (23).

$$F_x = 2 * \mu * \left(\frac{W * b}{2 * L} + \frac{F_x * h}{2 * L} - \frac{F_x * r}{N_f * t} * \frac{K_{\Phi r}}{K_{\Phi}} \right) \quad (23)$$

Onde: F_x – Força limite de tração;

μ – coeficiente de atrito do pneu;

W – peso do veículo;

b - distância do CG até o eixo dianteiro;

L – entre-eixos do veículo;

h – altura do CG;

r – raio do pneu;

N_f – relação de transmissão global;

t – bitola do veículo;

$K_{\Phi r}$ – rigidez da suspensão traseira

K_{Φ} – rigidez total do veículo e $K_{\Phi} = K_{\Phi r} + K_{\Phi f}$

No entanto, essa fórmula pode ser resumida para a eq. (24) se forem feitas algumas considerações. A eq.(24) propõe que o veículo tenha tração traseira com

suspensão traseira independente, caso dos mais recentes Mini Bajas projetados e construídos pela Equipe Poli.

$$F_x = \frac{\mu^* \frac{W^* b}{L}}{1 - \frac{h^*}{L} \mu} \quad (24)$$

Para o Mini Baja, esse é um critério que deve ser aplicado principalmente no projeto de um estágio de velocidade reduzida.

5.9. Avaliação das curvas de desempenho

Uma das partes mais importantes no estudo dinâmico da transmissão é a análise das curvas de desempenho do veículo, que devem ser o principal ponto de verificação da relação de transmissão para o projetista se ele tiver dados confiáveis ao seu alcance.

O gráfico aqui a ser estudado é a composição das curvas de potência do motor, de potência resistente, de torque e de consumo, como se pode observar na figura 11 [15]. O objetivo da construção e análise desse gráfico é verificar como o veículo se comportará quando forem solicitadas mudanças nas características de avanço, ou seja, a força disponível de tração, a velocidade máxima que o veículo poderá atingir e o seu consumo de combustível, todas as grandezas avaliadas em função da velocidade de avanço do veículo.

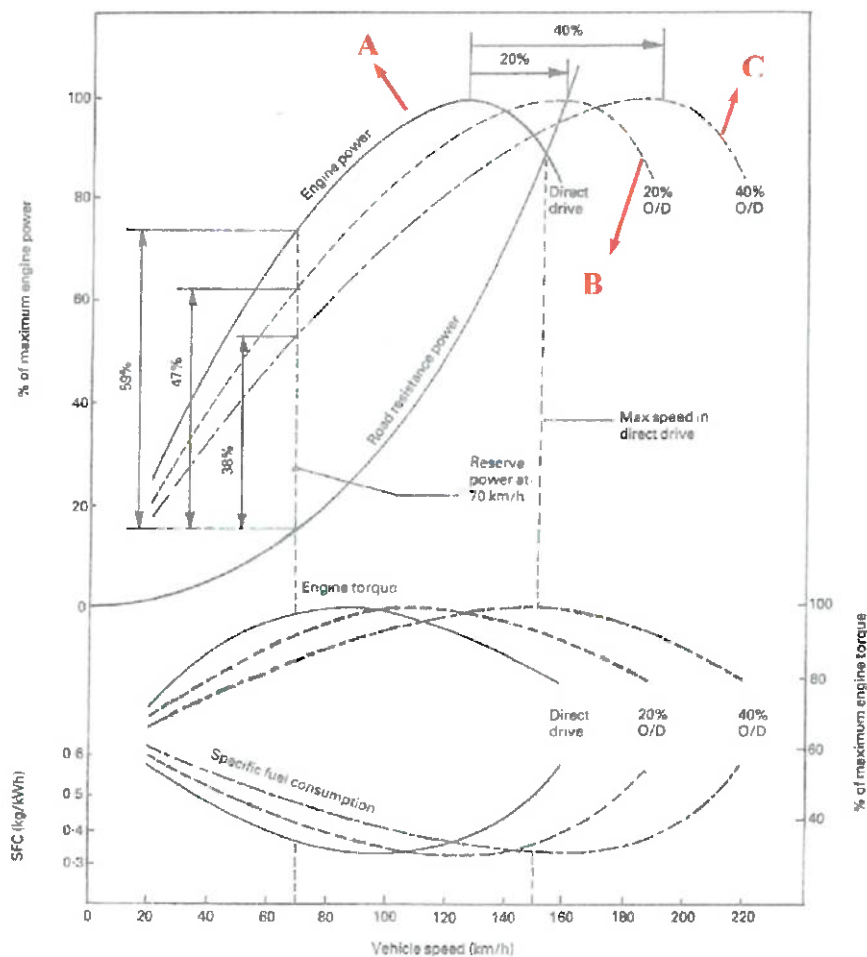


Fig. 11 – Gráfico de desempenho do veículo

A força de tração disponível para o veículo em uma determinada velocidade é a diferença entre a força motriz e a força resistiva em uma condição de avanço naquele instante. Toda essa força é a força realmente utilizada para o veículo no momento em que se deseja alterar as condições de avanço, ou seja, alterar a sua velocidade. Portanto, a velocidade máxima do veículo é determinada pelo ponto em que as curvas de potência do motor e de potência requerida, ou seja, a força resistiva multiplicada pela velocidade, se encontram. Nesse ponto, toda a força que sobrava no motor foi absorvida pelas resistências ao avanço e não há mais condições para acelerar o veículo e aumentar a sua velocidade.

No entanto, a partir da relação de transmissão do veículo, é possível deslocar a curva de potência do motor para a direita ou para a esquerda no eixo das abscissas.

O que o projetista deverá decidir é qual a característica que ele julga mais importante no seu projeto, como pode ser visto a seguir.

Como se pode observar na figura 11, há pelo menos três tipos de comportamentos da curva de potência do motor. Sugere-se chamá-las por normal, sobremarcha e submarcha, representadas na figura pelas letras “B”, “C” e “A”. Esses comportamentos são diferenciados basicamente pelo ponto de encontro com a curva de potência requerida.

O primeiro comportamento é o que leva à velocidade máxima do veículo. Essa velocidade só será alcançada caso as curvas se encontrem no pico de potência do motor, ilustrado pela curva “B”. O que se pode observar é que mesmo as duas outras curvas não levam a velocidades de intensidade tão menor devido ao comportamento da curva de potência requerida nessa faixa do gráfico.

Por outro lado, não se pode observar o mesmo quando se trata da aceleração do veículo. As porcentagens mostradas à esquerda do gráfico são o resultado de cada uma das relações de transmissão e mostram quanta força trativa o veículo dispõe para acelerar. Ou seja, o veículo que operar nas condições da curva “A” terá mais flexibilidade quando o motorista solicitar mudanças no avanço e a diferença para as demais curvas se mostram maiores que no caso da velocidade máxima.

A última característica que o projetista deve observar é a do consumo do veículo. Operar o veículo em sobremarcha significa levar o ponto de mínimo consumo também para velocidades maiores. E assim como a aceleração, essa característica é bem sensível quando se comparam as três curvas.

Como esse trabalho, visa passar não só a parte conceitual mas também as condições práticas que foram empregadas nos projetos desenvolvidos, cabe agora a parte da análise para o Mini Baja.

Em primeiro lugar, deve-se considerar que o objetivo franco da sobremarcha, representada pela curva “C” é diminuir o consumo e ruídos em altas velocidades. Sabe-se que durante o enduro, prova em que se deve considerar a participação do consumo, o Baja dificilmente permanece em velocidade de cruzeiro, portanto a grande vantagem da sobremarcha acaba sendo desperdiçada.

O segundo ponto a analisar já foi razoavelmente discutido e diz respeito à velocidade máxima do veículo. As curvas mostram que valores altos de diferença de

relação como os 20% da curva “B” influem com pouca intensidade no valor final. E mesmo assim, a única prova que obtém a máxima velocidade do carro é o AV.

Por último, vale analisar o ponto mais importante nesse critério: a força trativa disponível. O enduro impõe aos competidores muitas situações de aceleração e retomada como saída de curva, rampas e ultrapassagens. Portanto um bom desempenho na competição é demonstrado pelo veículo que estiver pronto a superar tais dificuldades com a maior agilidade, ou seja, aquele que tiver força trativa disponível maior.

Sendo esse o ponto de maior importância na opinião do autor, a transmissão foi projetada para que houvesse essa submarcha ou “undergearing”, como cita [15]. Tal comportamento pôde ser provado quando o Mini Baja 2005 foi levado ao dinamômetro de rolos e mostrou que a velocidade máxima (~57,8km/h) foi superior à velocidade de potência máxima (~52 km/h).

De posse dos dados do dinamômetro, é possível também encontrar a velocidade teórica máxima para determinadas situações. O gráfico da figura 12 mostra a velocidade teórica máxima do Baja 2005 em situação de prova de AVF, sendo a curva em verde a potência motriz medida em dinamômetro de rolos e a curva azul a potência resistiva calculada para tal prova.

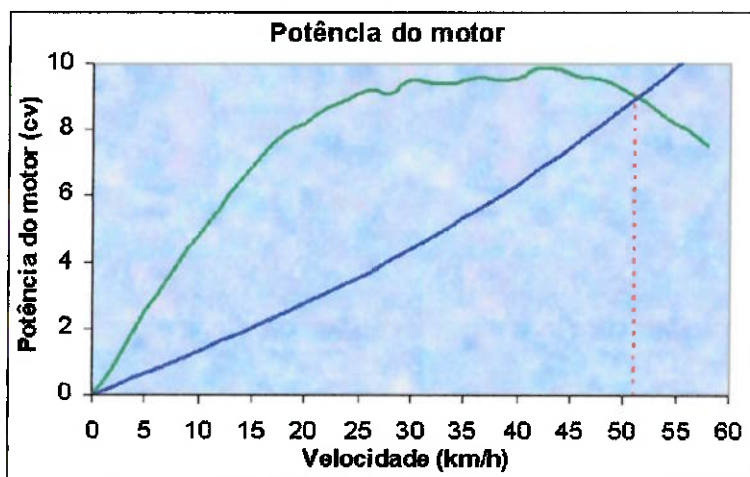


Fig. 12 – Gráfico de potência motriz e potência resistiva do Baja 2005 em AVF

As condições são de inclinação nula e piso de terra batida e a curva aumenta gradativamente no fim devido à ação da força resistiva aerodinâmica.

Os resultados diferem do medido em competição por incertezas de dados utilizados na potência resistiva e também pelo fato de o veículo demandar de mais do

que a distância da prova para atingir a velocidade máxima. Outro erro se deve ao fato de a potência registrada não ser a real, já que o que foi feito foi obter os valores de potência admitindo-se que o máximo era em torno de 10hp.

6. SELEÇÃO DO TRANSMISSOR

Uma vez determinada a relação de transmissão, o passo seguinte seria o dimensionamento do transmissor. Mas qual será o transmissor a ser utilizado, é a pergunta que esse capítulo visa solucionar.

Vários tipos de transmissores podem ser utilizados na construção de um redutor, tais como rodas dentadas e correntes, polias e correias ou mesmo correias sincronizadoras e ainda engrenagens, de todos os tipos, desde as de dentes retos ou helicoidais até as cônicas e hipoidais.

Selecionar qual o melhor para a equipe é algo que deve ser avaliado ano a ano e que deve ser influenciado por todos os critérios que desempenhem importância em qualquer fase do projeto, seja no estudo de viabilidade, no projeto, na construção ou na manutenção.

O método de seleção indicado aqui é a elaboração de uma matriz de decisão em que sejam avaliados os transmissores corrente, correia e engrenagem segundo treze diferentes critérios, a serem explicitados a seguir.

- **Rendimento:** O critério está diretamente relacionado com a eficiência de transmissão de potência de cada elemento de máquina a ser votado.
- **Confiabilidade:** A confiabilidade envolve a capacidade de que o projeto se comporte assim como o projetado, principalmente do ponto de vista de resistência à falha mecânica, o que envolverá a confiabilidade nas peças a serem adquiridas ou produzidas.
- **Espaço:** O critério avalia o volume que a caixa dotada de tal transmissor irá ocupar dentro do Mini Baja.
- **Peso:** Uma das principais preocupações da equipe, o peso deve da caixa com cada um dos elementos de máquina deve ser avaliado.
- **Instalação / Montagem:** Um projeto que seja bem feito e construído pode falhar se a sua montagem ou instalação no carro for de péssimo acesso.

Portanto, quanto menor o número de peças, mais pontos se ganha nesse tópico.

- **Variação de relação:** O critério avalia a possibilidade que a caixa fornece em se variar a relação de transmissão. Esse item pode ser minimizado caso o projeto seja de grande profissionalismo e comprometimento, mas pode ser importante caso o peso que a equipe tenha se proposto a realizar mude bruscamente entre o projeto e a construção.
- **Manutenção:** A diferença com o item “Instalação / montagem” se baseia nas tarefas necessárias para manter a caixa com tal transmissor em pleno funcionamento com atitudes que devam ser tomadas com ela instalada, como a necessidade de lubrificação.
- **Usinabilidade:** Avalia a complexidade de usinagem de todas as soluções para se obter a caixa de transmissão a partir de cada transmissor. Nesse ponto, deve-se considerar que todas as peças são feitas pela equipe, pois mesmo que sejam terceirizadas, o tempo demandado para a empresa parceira manterá a relação proporcional entre os três elementos aqui analisados.
- **Conhecimento Acumulado:** Embora a equipe esteja sempre buscando que seus membros ampliem os conhecimentos, iniciar um projeto já de certa forma estudado diminui o tempo de finalização dele e também o risco de surpresas durante o processo.
- **Complexidade de projeto:** Da mesma forma que o item anterior, visa evitar problemas com o cronograma e é um item que ganha mais razão quando se tem experiência de projeto dos três tipos aqui avaliados.
- **Custo do projeto:** Sendo necessário para a competição um relatório de custos, o item busca avaliar quanto seria o valor financeiro de produção em série de uma transmissão com os elementos de máquina avaliados.

- **Custo para equipe:** Diferente do critério anterior, este analisa os custos reais para a equipe e funciona como um orçamento. Nesse ponto deve-se considerar os parceiros e patrocinadores que a equipe já pode efetivamente contar.
- **Capacidade de reposição:** Por fim, esse critério avalia a facilidade de reposição dos componentes no caso de eventuais falhas e emergências.

Cada elemento recebe uma nota com relação ao critério em específico e essa nota é então multiplicada pelo peso a ser dado para cada critério. No fim somam-se os valores desses produtos e o que acumular mais pontos é o indicado.

Duas observações são cabíveis nesse ponto. Um jeito de se atribuir nota é em cada critério decidir qual o melhor e então atribuir a esse a nota máxima (10,0). Os outros podem ser votados com relação à porcentagem que são inferiores ao melhor. Por exemplo, um elemento que seja 15% pior que o eleito naquele critério, deve receber a nota 8,5.

Outra sugestão que visa evitar pré-decisões do projetista e deixar a equipe se encarregar de votar o peso dos critérios enquanto que o projetista apenas atribui as notas. A tabela 6 mostra o exemplo da seleção do projeto 2004, quando o elemento transmissor escolhido foi a corrente.

Tabela 6 – Exemplo de matriz de decisão

CRITÉRIO	Elemento	CORRENTE		CORREIA		ENGRENAGEM	
	PESO	nota	nota*peso	nota	nota*peso	nota	nota*peso
Rendimento	10,00	9,40	94,00	9,70	97,00	10,00	100,00
Confiabilidade	9,71	6,00	58,29	6,70	65,09	10,00	97,14
Espaço	9,29	6,00	55,71	4,70	43,64	10,00	92,86
Peso	5,00	10,00	50,00	10,00	50,00	8,30	41,50
Instalação / Montagem	6,86	10,00	68,57	8,00	54,86	5,70	39,09
Variação de Relação	4,00	10,00	40,00	6,30	25,20	5,70	22,80
Manutenção	7,14	7,00	50,00	10,00	71,43	5,00	35,71
Usinabilidade	5,43	10,00	54,29	10,00	54,29	5,70	30,94
Conhecimento acumulado	6,14	10,00	61,43	8,30	50,99	8,00	49,14
Complexidade de projeto	7,29	10,00	72,86	7,30	53,19	7,30	53,19
Custo do projeto	3,57	7,70	27,50	10,00	35,71	5,70	20,36
Custo para equipe	3,71	10,00	37,14	8,00	29,71	6,70	24,89
Capacidade de reposição	4,29	10,00	42,86	5,30	22,71	4,70	20,14
		TOTAL	712,64	TOTAL	653,81	TOTAL	627,76

7. DIMENSIONAMENTO DO TRANSMISSOR

O capítulo a seguir abordará as formas de dimensionamento dos componentes transmissores da caixa. Uma vez que o procedimento aqui descrito foi aplicado com sucesso para uma caixa de engrenagens e uma de correntes, o trabalho abordará apenas as formas de seleção e dimensionamento desses dois casos.

7.1. Engrenagens

O dimensionamento de uma engrenagem consiste basicamente em obter as saídas módulo, largura do dentado, diâmetro primitivo, ângulo de pressão e ângulo de hélice, caso a engrenagem seja helicoidal, e material. Para facilitar a compreensão do texto, a figura 13, que tem como fonte [16], busca apresentar as dimensões e a nomenclatura para as engrenagens.

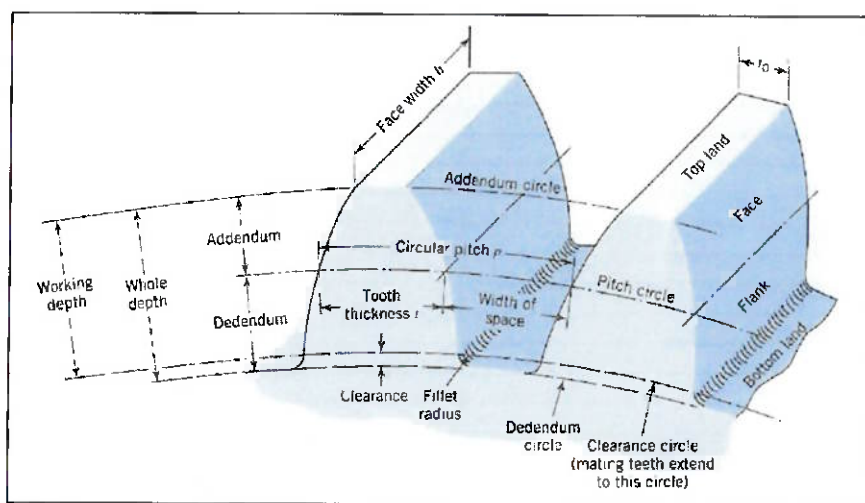


Fig. 13 – Dimensões e nomenclatura de uma engrenagem

Dimensionar uma engrenagem não é apenas uma questão de cálculo de resistência, principalmente quando o projeto será efetivamente produzido e utilizado. Portanto, em muitos pontos do dimensionamento, o critério resistência será confrontado com o critério custo, a partir do ponto de vista da complexidade de produção das peças.

7.1.1. Considerações gerais

A primeira entrada para o cálculo a esse ponto já está obtida e nada mais é do que o número de dentes do par engrenado. Outro fato já fora pré-definido anteriormente e trata-se um fator de restrição que é o raio máximo da coroa de saída, definida pela altura livre do solo. Portanto, o módulo normal da engrenagem, já estará restrito em uma faixa, já que depende tanto do diâmetro primitivo como do número de dentes, como mostra a eq. (25).

$$d_0 = m * z \quad (25)$$

Onde: d_0 – diâmetro primitivo;

m – módulo normal;

z – número de dentes.

Aqui ocorre o primeiro ponto onde o fator de produção influi. Módulos não são números infinitos, pois cada módulo tem uma ferramenta específica para a fabricação das peças. Abaixo, seguem os padrões usuais de módulos da indústria engrenageira, que pode ainda ser encontrado em [35].

- $0,2 \leq m \leq 1,0$: O módulo aumenta em 0,1
- $1,0 \leq m \leq 4,0$: O módulo aumenta em 0,25
- $4,0 \leq m \leq 7,0$: O módulo aumenta em 0,5

Aproveitando a questão, da produção, aqui é um ponto interessante para comentar a respeito do ângulo de pressão e do ângulo de hélice, características que definem ferramentas.

O ângulo de pressão, também conhecido como ângulo de engrenamento, nada mais é do que o ângulo formado entre a linha tangente ao pinhão e à coroa e o eixo em que ocorrerá o contato.

A indústria convencionou utilizar ângulos de pressão entre 20° e 25° , sendo que o mais comum é o ângulo de vinte graus.

O ângulo de hélice é o que define uma engrenagem helicoidal e pode ser mostrado pelo símbolo ψ na Fig.14 [16]. Esse ângulo também é padronizado pela indústria e costuma variar entre 8° e 20° .

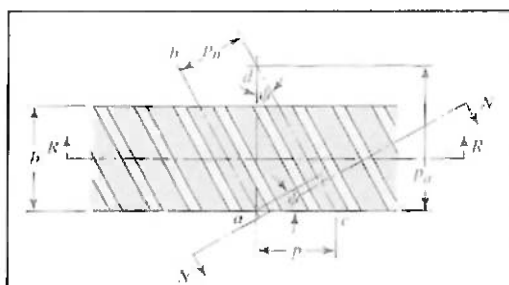


Fig. 14 – Ângulo de hélice (ψ)

Como o material da engrenagem vai ser abordado mais para frente, falta ainda determinar a largura do dentado. É importante observar que os cálculos a seguir definem a largura do dentado, que não é necessariamente a largura da engrenagem. Essa largura refere-se ao comprimento em que haverá efetiva transmissão de potência, ou seja, a largura de contato entre o pinhão e a coroa.

O dimensionamento aqui descrito é referente ao sugerido pela norma AGMA, e consiste basicamente na aplicação do Critério de Lewis e do Critério de Hertz. Dimensionar significará encontrar dimensões em que a engrenagem resista às solicitações pelos dois critérios.

Basicamente, para que isso seja possível, primeiramente é necessário calcular a tensão atuante nos dentes de cada engrenagem e então compará-la com a tensão admissível. Os critérios serão bem definidos nos tópicos que seguem.

7.1.2. Critério de Lewis -Tensão de flexão

O primeiro critério de resistência a ser considerado faz uma avaliação estática, pois se refere ao cálculo da tensão de flexão máxima do dente, e é conhecido como critério de Lewis.

Nesse modo, o dente é avaliado como uma viga engastada que é submetida ao esforço de engrenamento, mas que é influenciado por uma gama de fatores, como a condição de serviço, a temperatura e outros a serem aqui descritos. A figura 15, de [16], ilustra a distribuição de tensões no dente na situação de engrenamento.

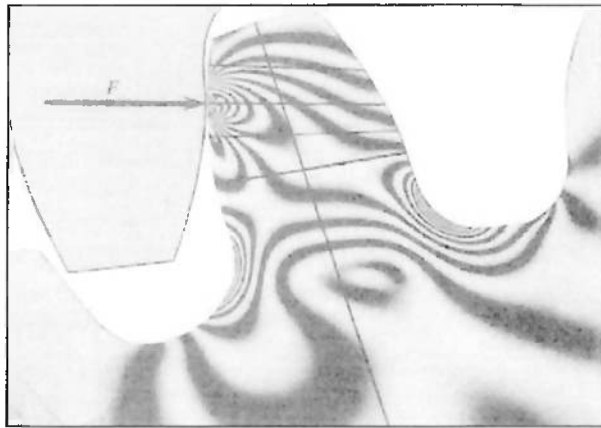


Fig. 15 – Ilustração Fotoelástica da distribuição de tensões em um dente.

O critério inicia calculando a tensão atuante no dente, que pode ser calculada pela equação (26), retirada de [31].

$$\sigma = \frac{W_t * k_a * k_s * k_m}{K_v * F * m * J} \quad (26)$$

Onde: W_t – Força tangencial;
 k_a – fator de aplicação;
 k_s – fator de tamanho;
 k_m – fator de distribuição de carga;
 K_v – fator dinâmico;
 F – largura do dente;
 m – módulo;
 J – fator geométrico.

A força tangencial é retirada a partir do momento em que se sabe o torque motor e a redução até a peça considerada, conforme equação (27).

$$W_t = \frac{T * i}{r_e} \quad (27)$$

Onde: T – torque;

i – redução;

r_e – raio da engrenagem.

O fator de aplicação (k_a) relaciona a intensidade da força tangencial calculada e a que realmente irá atuar, sendo que ele deve ser aumentado assim que as condições de solitação se tornem cada vez mais críticas, ou seja, excedam o nominal.

O fator de tamanho (k_s) está relacionado com o quanto as propriedades do material influem na tolerância dimensional da peça. Peças de metal, tornam esse fator unitário.

O fator de distribuição de carga (k_m) é determinado pela acurácia necessária no desenvolvimento do projeto. Esse valor depende também da largura do dente e pode ser encontrado na tabela no anexo B.

Por sua vez, o fator dinâmico (K_v) é o responsável por manter sob controle o desbalanceamento das engrenagens e o desalinhamento dos eixos, assim como o desgaste, a deformação permanente e a deflexão dos dentes.

Ele pode ser dado pelas equações (28), (29) e (30).

$$C_v = \left[\frac{A}{A + (200 * v)^2} \right]^B \quad (28)$$

$$A = 50 + 56 * (1 - B) \quad (29)$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^2}{4} \quad (30)$$

Onde: Q_v – índice de qualidade do engrenamento;

v – velocidade da engrenagem;

A e B são constantes.

O fator geométrico (J) pode ser retirado do gráfico no anexo A e depende da geometria do dentado, ou seja, se ele é reto ou helicoidal e do número de dentes da peça solicitada como da peça engrenada.

Depois de calculado, é necessário impor que essa tensão seja menor ou igual à tensão admissível, dada pela equação (31), para garantir as mínimas propriedades da peça de forma a resistir os esforços por flexão.

$$\sigma_{adm} = \frac{S_t * k_t}{k_t * k_r} \quad (31)$$

Onde: σ_{adm} - tensão admissível;

S_t - tensão de flexão do material;

k_t - fator de vida;

k_t - fator de temperatura;

k_r - fator de confiabilidade.

A tensão de flexão do material é variável com a dureza e pode ser retirada das curvas de valor máximo e mínimo da figura 16, gráfico construído com base nas informações de [31].

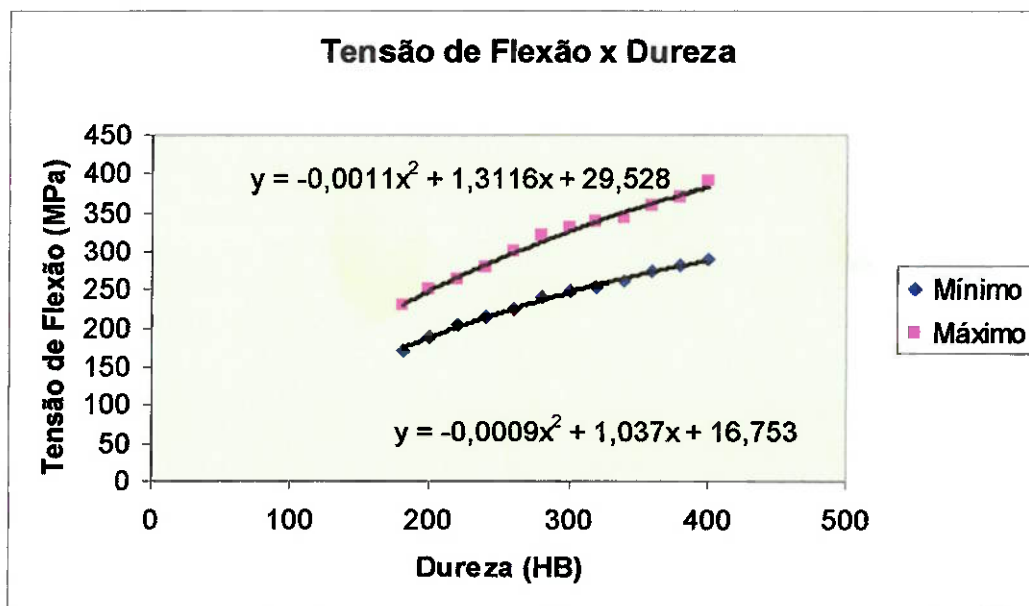


Fig. 16 – Curvas da tensão de flexão pela dureza.

O fator de vida (k_f) depende do número de ciclos da engrenagem em questão e é retirado do anexo D.

O fator de temperatura (k_t) pode ser considerado unitário uma vez que a temperatura de trabalho seja inferior a 120°C.

Por fim, o fator de confiabilidade (k_r) está relacionado com o quanto se deseja evitar as falhas e é retirado da tabela no anexo B, ao final do relatório.

7.1.3. Critério de Hertz - Tensão de Contato

Mais do que estática, uma engrenagem assume um comportamento exclusivamente dinâmico. Para tanto, não basta apenas verificar a tensão de flexão máxima, mas também a tensão de fadiga devido à pressão de contato, definida pelo critério de Hertz.

Originalmente, a tensão de Hertz é a pressão máxima que ocorre na linha de contato elasticamente deformada, quando um cilindro sobre uma placa está em repouso e a carga está na região elástica.

Mas segundo [21], nas engrenagens, a tensão real nos flancos não coincide exatamente com a tensão de Hertz, uma vez que aparecem também os fenômenos de deslizamento e rolamento e uma pressão adicional do lubrificante, dando origem a mudanças consideráveis na distribuição e na grandeza da sollicitação. Apesar dessas diferenças, a tensão hertziana conserva o seu valor também nas engrenagens, para a primeira idealização da pressão de contato, e como grandeza comparativa, para a sollicitação local que não pode ser exatamente determinada.

A tensão de contato, portanto, está relacionada à fadiga da tensão cíclica gerada entre os dentes em engrenamento e pode ser observada pela figura 17, disponível em [21], e encontrada pela relação (32), de [31].

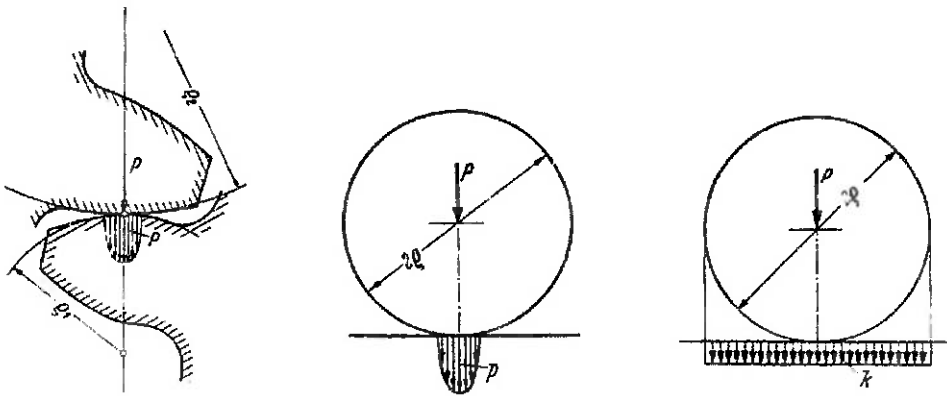


Fig. 17 – Distribuição das tensões hertzianas

$$\sigma_c = C_p * \left(\frac{W_t * k_a * k_s * k_m * C_f}{K_v * F * d * I} \right)^2 \quad (32)$$

Onde: σ_c - tensão de contato de fadiga;

C_p - coeficiente elástico;

C_f - fator de condição superficial;

I - fator geométrico.

O coeficiente elástico está relacionado à rigidez e à elasticidade do material a ser utilizado na confecção das engrenagens e pode ser calculado por (33), também de [31].

$$C_p = \left[\frac{1}{\pi * \left(\frac{1 - \nu_p^2}{E_p} + \frac{1 - \nu_c^2}{E_c} \right)} \right]^2 \quad (33)$$

Onde: C_p - coeficiente elástico;

E - módulo de elasticidade longitudinal;

ν - coeficiente de Poisson.

O fator de condição superficial (C_f) é unitário. A AGMA sugere que seja maior que a unidade quando defeitos forem visíveis na superfície.

Por fim, há ainda o fator geométrico (I) que é dado por (34), no caso de engrenagens de dentes retos. Para engrenagens de dentes helicoidais, o fator geométrico é denominado pela letra (J), e pode ser encontrado no anexo A.

$$I = \frac{\cos \phi * \operatorname{sen} \phi}{2} * \frac{i}{i+1} \quad (34)$$

Onde: ϕ - ângulo de pressão;

i - relação de transmissão.

Uma vez obtida a tensão de contato, deve-se, então compará-la com a tensão admissível de contato, que é fornecida pela equação (35).

$$\sigma_{c,adm} = \frac{S_c * k_L * C_H}{k_T * k_R} \quad (35)$$

Onde: $\sigma_{c,adm}$ - tensão admissível de contato;

S_c - tensão de contato do material;

C_H - fator de dureza.

A tensão de contato do material, assim como a tensão de flexão, depende apenas da dureza e pode ser retirada das curvas da figura 18, gráfico construído com base nas informações de [31].

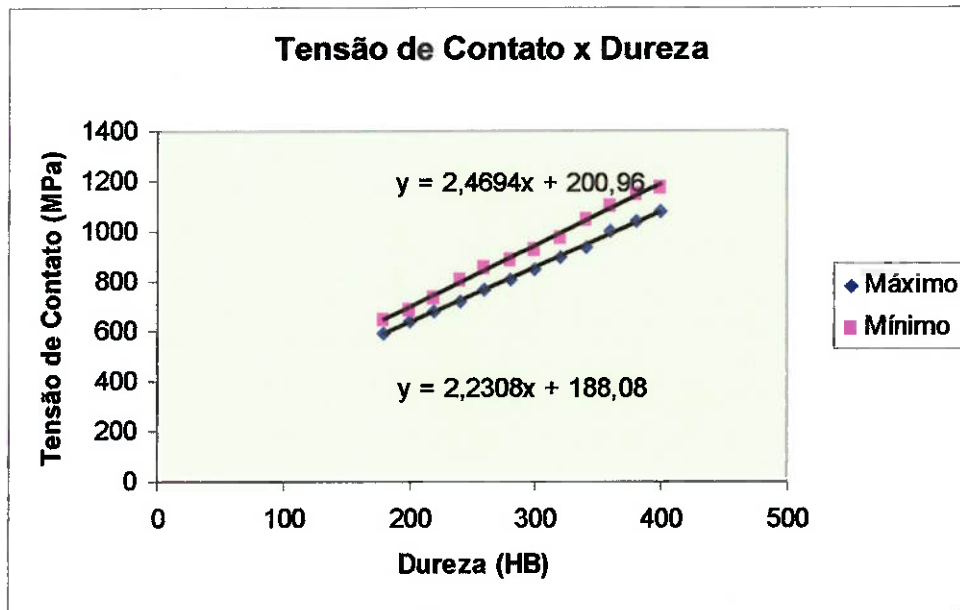


Fig. 18 – Tensão de contato pela dureza

O fator de razão de dureza é definido basicamente pela relação de transmissão (i), e as durezas da coroa e do pinhão na escala Brinell (HB), dado pela equação (36):

$$C_H = 1,0 + A * (i - 1) \quad (36)$$

$$\text{Onde: } A = 8,98 * 10^{-3} * \left(\frac{HB_{PINHÃO}}{HB_{COROA}} \right) - 8,29 * 10^{-3}.$$

7.1.4. Observações

Realizados os cálculos por ambos os critérios, prevalecerá a largura encontrada pelo critério cuja largura resultante seja a maior.

Há de se acrescentar um ponto de extrema importância para o bom funcionamento do projeto. Muitas vezes irregularidades geradas em outros componentes da caixa, como na própria parede, podem diferir do projetado causando certo desalinhamento entre o pinhão e a coroa. Para isso, convencionou-se dimensionar a largura do pinhão com um valor superior ao da coroa em uma vez o módulo do par.

7.1.5. Aspectos Geométricos

Do ponto de vista geométrico, há ainda dois aspectos importantes no cálculo de engrenagens: o grau de recobrimento e o fator de correção. O grau de recobrimento refere-se à quantidade de dentes de um par de engrenagens em contato em um instante. O grau de recobrimento deve ser sempre maior que 1, que equivale a um dente em contato. Quando o grau é um número não-inteiro, como 1.65, significa que em 65% do tempo há dois dentes em contato e um dente em contato nos outros 35% do tempo.

O grau de recobrimento tem influência direta no perfil do dente. Por uma questão de melhor distribuição dos esforços e de maior suavidade de marcha, um fator de deslocamento alto, perto de 2.0, tem sido muito utilizado na indústria engrenageira, assim como foi utilizado nas engrenagens da transmissão 2005.

Quando se desenvolve uma transmissão com mudança de velocidade, é difícil obter uma distância exatamente igual entre os eixos do mesmo estágio para os pares das diferentes velocidades. Para tanto, é realizada uma correção no perfil do dente, de forma a mudar sua altura e obter essa distância igual (dentro da tolerância) para os pares de cada velocidade.

Há basicamente três tipos de engrenamento: o engrenamento “zero”, o “ V_{zero} ” e o “V”. O primeiro é relativo à ausência de correção, ou seja, quando a distância entre-centros equivale ao valor teórico, que nada mais é do que a metade da soma do produto do módulo e do número de dentes do pinhão e da coroa [$d=m*(z_1+z_2)/2$]. O segundo também equivale ao valor teórico, mas devido ao fato de a soma algébrica das correções se anularem. Por último, o engrenamento “V” é a denominação dada quando a distância centro a centro é realmente diferente do calculado.

Os dois conceitos estão apenas apresentados nesse trabalho e devem ser mais bem estudados baseados na teoria proposta em [35].

7.2. Correntes

7.2.1. Introdução

Desenvolvidas durante a revolução industrial no século XVII, as correntes até hoje ocupam uma considerável fatia do mercado de transmissões, principalmente quando se consideram bicicletas e motocicletas.

Existe uma série de tipos diferentes de correntes, como ilustra a figura 19, encontrada em [27], mas as mais comumente utilizadas são a corrente de rolos, a mais empregada entre elas, a corrente de buchas, em que ocorre movimento por arrastamento e não por rolamento e a corrente silenciosa, para sistemas de transmissão com muita força e que não necessitem de muita potência, uma vez que as perdas são maiores, segundo [13].

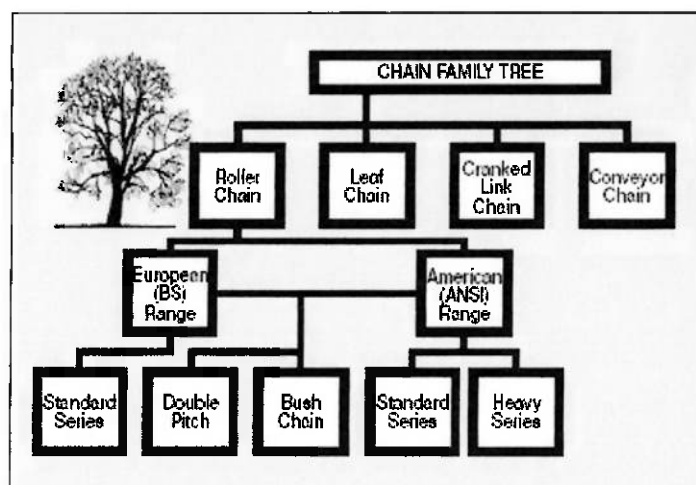


Fig. 19 – Diferentes tipos de correntes

Na engenharia automotiva e, no caso do Mini Baja, é usual a utilização de correntes de rolos, não só pela padronização já existente pelo mercado automotivo, mas principalmente por esta suportar maiores velocidades, rotações. Verificado que o grande número de tipos extenderia demasiadamente esse capítulo, principalmente no que diz respeito ao tamanho relativo com os demais tipos, o relatório restringirá os estudos em cima da corrente de rolos.

Além da diferença de construção, as correntes diferem também no número de fileiras que a compõem. Elas podem ser simples (com uma fileira), duplas, triplas e até mesmo com um número igual ou superior a quatro.

Em específico para o Baja, as equipes baseiam suas seleções pela padronização ou pelo tamanho, sendo as saídas mais freqüentes as correntes simples de passo igual à meia polegada ou duplas de passos inferiores. Até a competição nacional de 2004, todos os veículos projetados e produzidos pela equipe eram movidos por transmissões de correntes de rolos.

Antes de prosseguir com o estudo, cabe aqui uma parada para reconhecer a nomenclatura básica das correntes de rolo. A figura 20, de [16], mostra a nomenclatura de um elo da corrente.

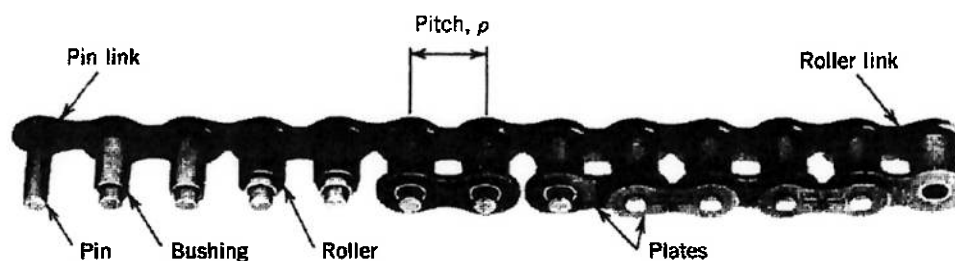


Fig. 20 – Componentes da corrente

Basicamente, uma corrente é composta por elos articulados, sendo que cada um possui uma placa lateral com dois pinos, que são envoltos buchas e novamente por roletes. Esses pinos são ligados e presos por interferência a uma placa na outra extremidade do elo.

7.2.2. Dimensionamento

Ao iniciar a rotação, o dente da roda dentada entra em contato com o rolete, que por sua vez entram em contato com a bucha interna e que por fim tracionam as placas laterais, descrevendo assim os esforços envolvidos em cada elo.

Dimensionar uma corrente é garantir que cada tipo de esforço envolvido no seu corpo esteja dentro dos critérios de resistência. As saídas do dimensionamento serão, portanto, o passo e o número de fileiras da corrente. Para prosseguir com o roteiro, cabe ao projetista já ter em mão a potência do motor e as rotações de cada eixo da caixa, ou seja, a relação de transmissão já deve estar definida.

Assim como para as engrenagens, a compressão do rolo sobre o dente da roda dentada pode ser considerada como um problema de tensão Hertziana. Essa tensão é evidenciada pelo impacto criado a cada encontro entre o rolete e o dente durante o engrenamento.

Aqui cabe o primeiro critério de restrição: a velocidade. A resistência ao impacto está diretamente ligada à velocidade e ao passo da corrente. Portanto, o gráfico da figura 21, fornecido por [27] ajuda a orientar os primeiros passos de seleção de corrente.

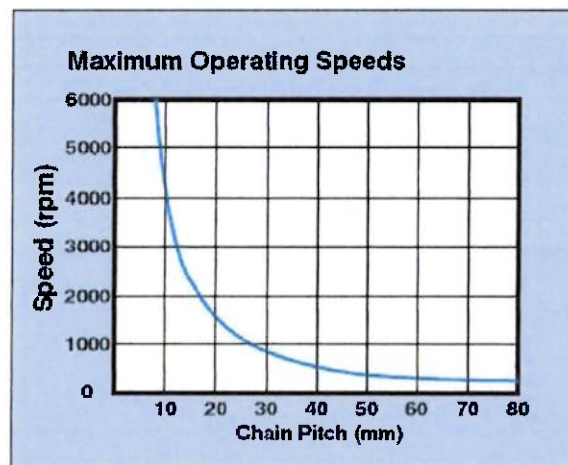


Fig. 21 – Gráfico de rotação máxima de operação para cada passo

Também como orientação, recomenda-se usar a corrente de menor passo possível. Menores passos tornam a transmissão mais silenciosa e o conjunto mais compacto, parâmetro importante para o dimensionamento da caixa.

Apesar dessas orientações, o processo mais importante do dimensionamento está na carta de potência. Criada a partir de critérios de resistência como o de Hertz, a carta relaciona a potência a ser transmitida e a rotação do pinhão com as diversas curvas de passo que as correntes dispõem. A figura 22, também de [27], mostra uma carta de potência.

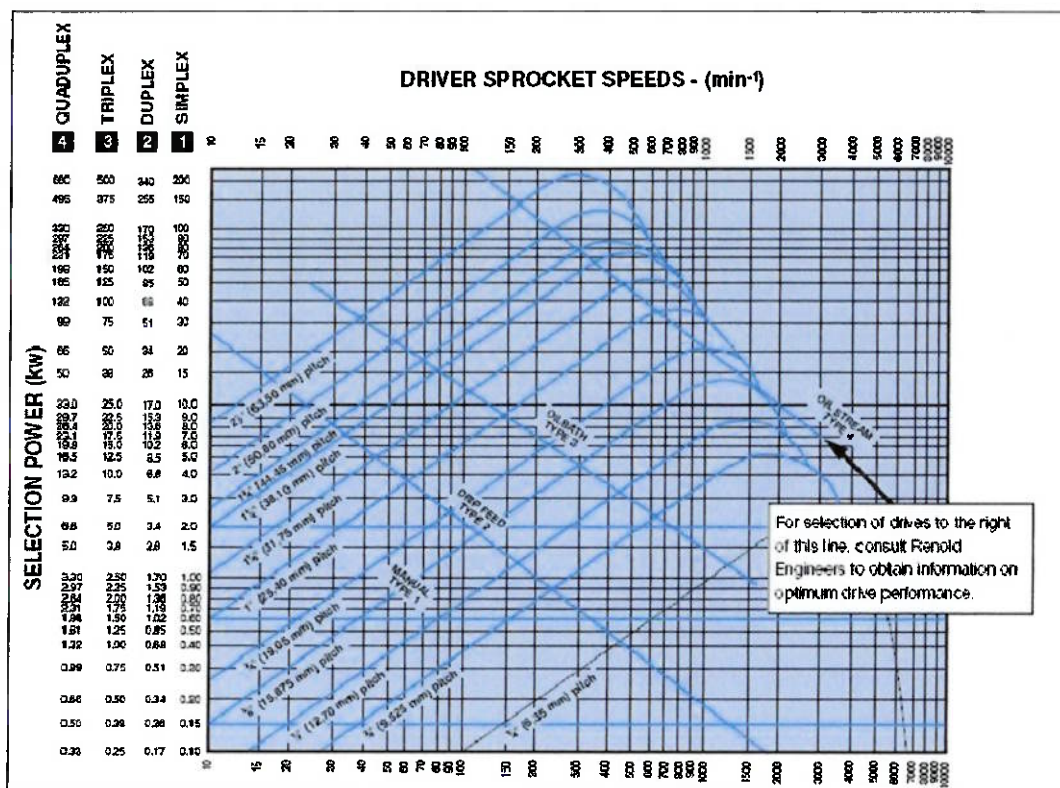


Fig. 22 – Carta de potência para seleção do passo e fileira da corrente.

É interessante observar que no eixo das ordenadas existem várias escalas, cada relacionada a um número de fileiras específicas. Isso se deve à perda de potência gerada pelo aumento desse número, que é representada por um fator de perda, automaticamente embutido em cada uma das ordenadas. Portanto basta entrar com o valor da potência, no caso 10hp (motores atualmente adotados) e selecionar o passo, ou vice-versa, mas sabendo que o eixo vertical em todas as fileiras já está corrigido.

É provável que ocorra de o projetista encontrar duas correntes diferentes para o caso de a caixa ter mais de um estágio. Nessa hora, em defesa da padronização interna de seus componentes, ele terá que optar por um tipo entre as duas, certamente aquele que suportar os esforços envolvidos nos dois estágios.

Como se pôde observar, o projetista ainda vive um certo impasse por ter que trabalhar com uma iteração entre o número de fileiras e o passo para encontrar a saída ideal. Para certificar sua escolha, [20] sugere um critério de verificação, que tem como saída o número de fileiras, e pode ser dado pela relação (37).

$$N = (HP_{nom} * K_s) / (HP_{tab} * K_1) \quad (37)$$

Onde: N - número de fileiras;

HP_{nom} - potência nominal do motor [hp];

K_s - fator de serviço, em função da carga e das condições de serviço;

HP_{tab} - potência tabelada por corrente, em função da rotação e do tipo de corrente;

K_1 - fator de correção para rodas de número de dentes diferente de 17.

As tabelas em que se encontram os valores para K_s , K_1 e HP_{tab} encontram-se no fim do relatório, no anexo E. Por segurança, o resultado dessa relação deve sempre ser arredondado para cima e valores como $N=1.3$ devem remeter o projetista à seleção de uma corrente dupla.

7.2.3. Esforços

A seleção da corrente feita até aqui não garante que não haja falha, pois nem toda marca de corrente garante a sua construção de modo a resistir às mesmas condições de serviço. Como cada fabricante fornece o valor da carga de ruptura, o objetivo desse tópico é estabelecer a geometria da corrente para encontrar os esforços atuantes e enfim compará-lo com o de ruptura.

Para determinar a geometria, cabe antes observar um esquema do engrenamento, que pode ser visto na figura 23, disponível por [22].

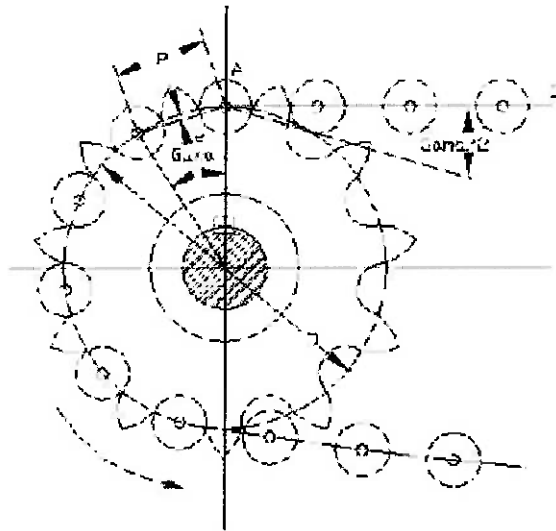


Fig. 23 – Geometria do engrenamento

O ângulo “gama/2” conhecido como ângulo de articulação, de passo ou de divisão é o primeiro a ser encontrado, segundo a relação (38), de [22].

$$\frac{\gamma}{2} = \frac{360}{z} \quad (38)$$

Onde: z- número de dentes

É possível agora, descobrir os diâmetros primitivo e externo da roda dentada, seguindo as relações (39) e (40), extraídas também de [22].

$$d_0 = \frac{t}{\text{sen}(\gamma/2)} \quad (39)$$

$$d_e = t * (0,6 + (\tan(\gamma/2))^{-1}) \quad (40)$$

Onde: d_0 – diâmetro primitivo;

t – passo da corrente;

d_e – diâmetro externo.

Agora, a relação (41) encontra facilmente a força atuante de tração.

$$F_t = \frac{2 * T}{d_0} \quad (41)$$

Onde: F_t – força de tração;

T – torque do eixo da roda dentada considerada.

No entanto, sabe-se que a força total atuante ainda deve ser acrescida da parcela de força devido à inércia da corrente, conhecida como força centrífuga, como mostra a relação (42), encontrada em [22]

$$F_c = q * v^2 \quad (42)$$

$$F_{atuante} = F_t + F_c \quad (43)$$

Onde: F_c – força centrífuga;

q – peso linear da corrente;

v – velocidade linear da corrente;

$F_{atuante}$ – força atuante.

Sabendo a força atuante da corrente e que, em geral para correntes de rolos, o limite de escoamento representa 65% da tensão de ruptura, segundo [27], pode-se resumir a seleção, com base na relação (44).

$$F_{atuante} = 0,65 * F_{rup} \quad (44)$$

Onde: F_{rup} – carga de ruptura da corrente.

7.2.4. Geometria

Esse tópico pode ser determinante na capacidade de resistência da corrente. Mesmo dimensionada seguindo criteriosamente o procedimento descrito, a corrente pode falhar devido a eventuais folgas durante a montagem ou mesmo devido à necessidade de utilização de uma redução simples, ou meio-elo, para garantir que a corrente tencione devidamente.

Portanto garantir sua geometria deve ser um procedimento a ser checado com atenção. Com relação à distância entre centros, o cálculo se inicia a partir da equação

(45), uma orientação de [13], em que se obtém uma distância entre centros inicial, que leva a um número de elos inicial, segundo a equação (46), de [22].

$$C = d_1 + (d_2 / 2) \quad (45)$$

$$x = \frac{2 * C}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 * \frac{t}{C} \quad (46)$$

Onde: C – distância entre centros;

t – Passo da corrente

x – número de elos da corrente;

z_1 – número de dentes do pinhão;

z_2 – número de dentes da coroa.

No entanto, há de se observar que se deve assegurar, a partir do comprimento, um número de elos inteiro, para que a corrente fique devidamente tencionada, e par, para que seja possível seu fechamento. Portanto, aproxima-se o número de elos obtido para o próximo inteiro par, obtém-se o comprimento da corrente, multiplicando esse valor pelo seu passo. Enfim, é possível obter a distância entre centros correta, a partir da equação (47), de [22].

$$C = \frac{t}{4} * \left\{ x - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(x - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - \frac{2}{\pi^2} * (z_2 - z_1)^2} \right\} \quad (47)$$

A preocupação em não utilizar um meio-elo tem fundamento. Meio-elo, mostrado na figura 24 [27], é uma redução simples, que acrescenta à corrente um pino apenas, enquanto que uma emenda normal acrescentaria um elo inteiro, ou seja, dois pinos.

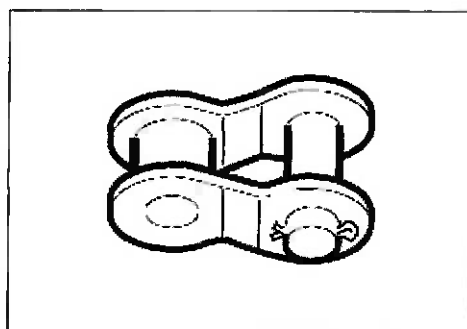


Fig. 24 – Meio elo ou redução simples

O estrangulamento que a figura mostra aponta para que o meio elo tenha, além dos esforços normais de tração que todo elo tem, esforços de flexão, devido à excentricidade criada por tal estrangulamento. Isso, claro, torna-o o fusível mecânico do projeto, concentrando todo o excesso de tensões em si, o que resulta no fato de ser o primeiro a falhar se houver alguma condição fora da projetada.

7.2.5. Problemas e Soluções

Uma das maiores ameaças ao projetista será o efeito poligonal. O efeito poligonal nada mais é do que a variação do raio do centro de articulação da corrente. O fenômeno ocorre, pois com o movimento, e sabendo da condição de corpo rígido da corrente, as placas laterais juntam os elos de forma que no momento que a corrente está sobre a roda dentada, ela tem a forma poligonal, enquanto que o caminho que ela está suposta a seguir é o do círculo primitivo.

Portanto, de um instante para o outro, como mostra a figura 25, retirada de [16], há certa variação da distância do centro do rolete, que por sua vez gera uma variação da velocidade. Essa variação é geralmente muito pequena e pode ser absorvida pela elasticidade da corrente.

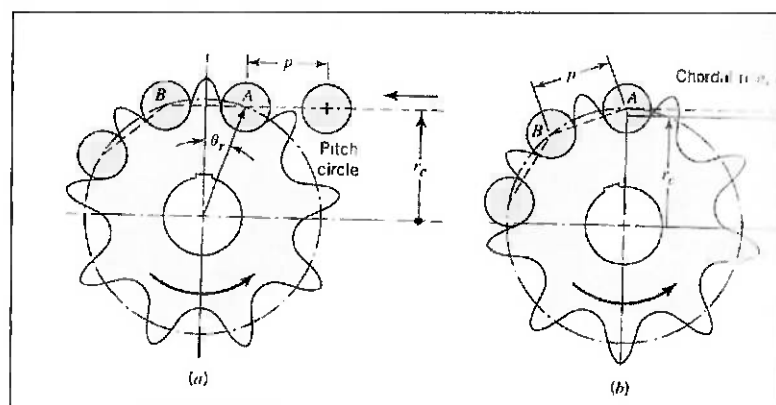


Fig. 25 – Efeito poligonal

O problema é que quanto menor o número de dentes da roda dentada, maior essa variação de velocidade, como mostra a equação (48), retirada de [16] e maior será o impacto da corrente no momento do engrenamento.

$$\Delta v = \omega * r_0 [1 - \cos(\frac{180}{z})] \quad (48)$$

Haverá um ponto em que a corrente já não absorverá o impacto causado e o rolete poderá trincar. A partir daí, a corrente pode até não quebrar instantaneamente, mas um choque um pouco menos intenso no mesmo rolete já rachado provocará a ruptura da corrente. Caso a dureza da corrente seja superior ao do dente da coroa ou do pinhão, será mais provável que o dente se desgaste tomando um formato ondulado, mostrado pela figura 26. Isso é de extrema preocupação para o sistema, uma vez que esse desgaste prejudicará o engrenamento fazendo com que a corrente pule dentes no movimento e se choque com uma força muito maior, aumentando muito as chances de ruptura.

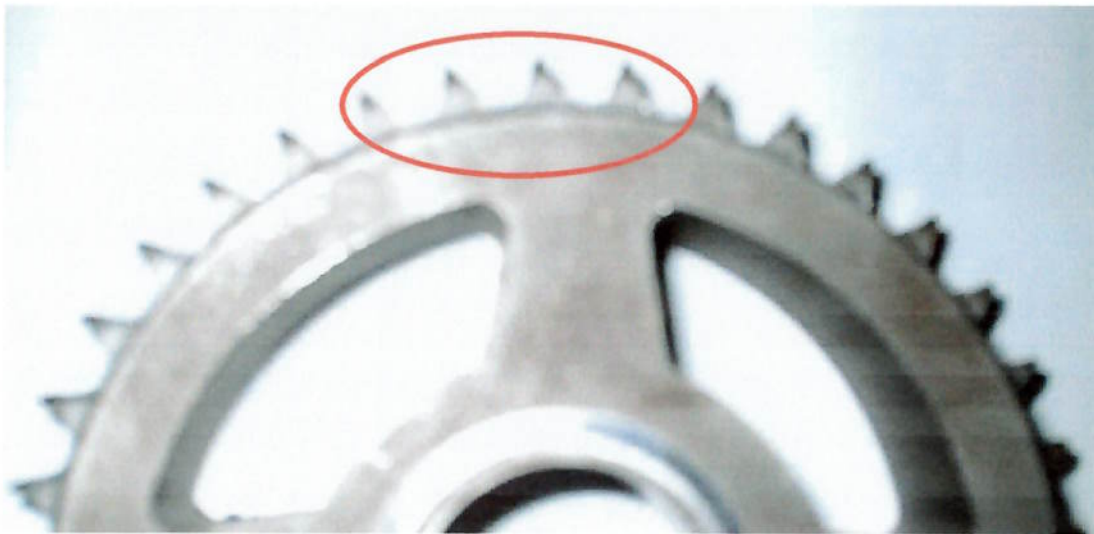


Fig. 26 – Efeito do desgaste no dente

Evitar o efeito poligonal não se baseia apenas na escolha de um número mínimo de dentes. É claro que o número de dentes reduzido será um fator decisivo na ocorrência desse fenômeno, no entanto, o efeito será influenciado também por fatores como a distância entre-centros, que acentua o efeito quanto menor for, e a relação de transmissão, ou seja, a diferença de dentes do pinhão para a coroa, que quanto maior for, maior a probabilidade de problemas com o efeito poligonal.

Para tanto, é usado como regra um ângulo mínimo de 120° em que os dentes devem estar sempre em contato com a corrente (figura 27, de [27]).

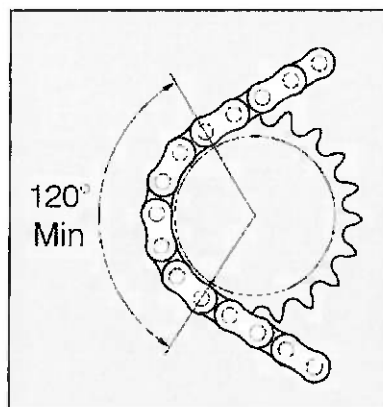


Fig. 27 – ângulo mínimo de engrenamento

Outro possível problema que o projetista pode enfrentar é que, mesmo que os cálculos de comprimento de corrente estejam em ordem, a corrente venha a ficar um pouco frouxa.

Este não é um problema sobrenatural, mas deve ser previsto pelo projetista, principalmente porque a corrente tem uma vantagem clara sobre a engrenagem: a possibilidade de variar a relação de transmissão. Ao variar a relação, elos podem ser inseridos ou retirados de tal forma que não seja possível garantir que a corrente esteja devidamente tencionada.

A solução é colocar dentro da caixa (ou ao menos reservar um espaço) esticadores de corrente. Basicamente, eles podem ser de dois tipos, os tensionadores iguais aos de moto ou uma roda dentada a mais.

Ambos, apesar de ter a mesma funcionalidade, tem meios de instalação totalmente opostos. Enquanto que o segundo deve ser instalado do lado frouxo, de dentro pra fora, o primeiro deve ser instalado do lado tracionado de fora para dentro.

O tensionador de moto foi o utilizado na caixa dos Bajás 2003 e 2004. A instalação dele como se fosse a da de roda dentada a mais, gerava uma vida útil inferior ao tempo de competição, enquanto que no veículo do ano seguinte, já devidamente instalada, a borracha desse tensionador de moto nunca teve a necessidade de ser trocada.

Algo muito importante a ser observado com relação à sua instalação é que ele deve respeitar também o sentido de rotação, conforme figura 28. Caso contrário, o

mecanismo funcionará como um freio de sapatas, provocando auto-travamento. É possível verificar o sentido de rotação dos eixos da figura 28 sabendo que esta é uma vista traseira da caixa.

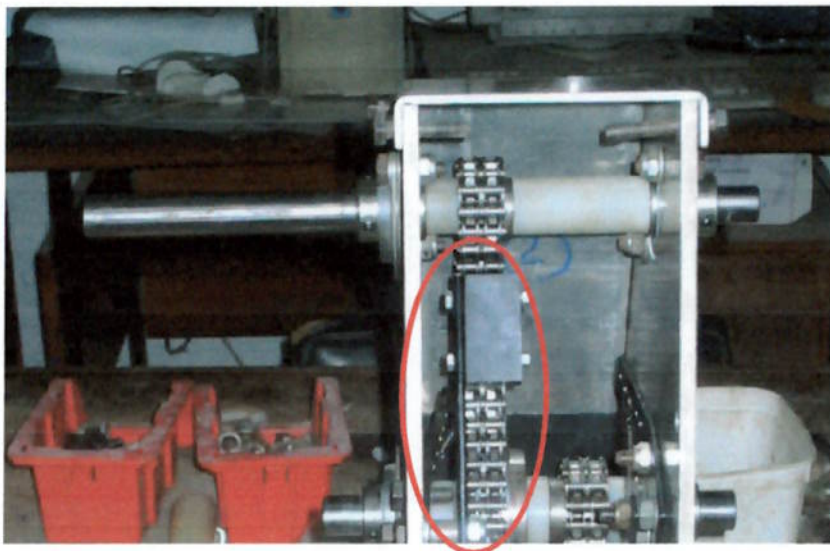


Fig. 28 – Modo de instalação do tensionador de moto

7.3. Cementação e seleção de material

Conforme se pôde observar no processo de dimensionamento, a dureza é um fator de primeira importância na elevação da tensão admissível. Sendo assim, a busca por um material mais duro ou por um processo que aumente a sua dureza é importante o suficiente para receber pelo menos um item de preocupação dentro desse trabalho.

Sendo assim, e restringindo o campo de seleção de materiais para os aços, o trabalho permite analisar os fenômenos de tratamento térmico, como a cementação, um dos processos mais frequentemente aplicados dentro da indústria de engrenagens.

A cementação visa produzir uma superfície de alta dureza e resistência ao desgaste, proporcionando o enriquecimento superficial de carbono. Em princípio, inúmeros tipos de aços apresentam condições satisfatórias para esse fim, mas a cementação exige tratamento térmico relativamente complexo, de modo que a seleção do aço para as peças deve ser feita baseada no meio de resfriamento a ser usado na têmpera após a cementação e no tipo e grau de tensões a que as peças poderão estar sujeitas.

Para entender melhor sobre o processo, é interessante antes fazer uma revisão sobre alguns conceitos básicos sobre cementação. Um aço cementado apresenta em geral três camadas distintas no que se refere à sua composição material final: camada cementada, núcleo e zona de transição.

A camada cementada, a mais externa, pode ser usada como hiper-eutetóide caso a necessidade seja de alta resistência ao desgaste. Caso seja usada uma camada eutetóide ou ligeiramente hipo-eutetóide, o fim provável é a necessidade de alta tenacidade.

Sob o ponto de vista de dureza e resistência da camada cementada, a introdução de elementos de liga pouco afeta as propriedades mecânicas. Entretanto, os elementos de liga parecem influir no teor de carbono e na profundidade dessa camada. Dessa forma, os elementos formadores de carboneto como o cromo, o molibdênio e o manganês, tendem a produzir carbono elevado na superfície. Por outro lado, os elementos formadores de ferrita, como o níquel e o silício, tendem a produzir baixo carbono.

Oposto à camada cementada, está o núcleo, a parte mais interna da peça tratada. Apesar de o ideal ser um núcleo mais tenaz, a sua importância diminui a partir do ponto em que de nada adianta um núcleo exageradamente tenaz se caso exista uma fissura na camada cementada. Tal conclusão permite utilizar aços que sejam mais facilmente usináveis, como os de 0,2%.

Entre a camada cementada e o núcleo, está a zona de transição. Esta proporcionará o melhor suporte à camada cementada sendo gradual e resistente. Sob esse aspecto, quanto maior a temperabilidade do aço, mais resistente a zona de transição, o que vem justificando cada vez mais o emprego de aços-liga na cementação.

Portanto, analisando o ponto de vista do Mini Baja, em que se necessita de alta resistência ao desgaste e ao mesmo tempo fácil usinabilidade da peça, a seleção do aço recai nos aços-liga de baixo teor de liga. Alguns desses tipos de aço estão representados na Tabela 7, retiradas de [6].

Tabela 7 – Composições típicas dos aços-liga de baixo teor de liga

Tipo de aço	Composição química (%)						Aplicações Típicas
	C	Mn	Ni	Cr	Mo	V	
SAE 3115	0,13-0,18	0,40-0,60	1,10-1,40	0,55-0,75	-	-	Engrenagens de transmissão de tratores, brocas para perfuração de poços petrolíferos, mancais anti-fricção
SAE 3120	0,17-0,23	0,60-0,80	1,10-1,40	0,55-0,75	-	-	
SAE 4118	0,18-0,23	0,70-0,90	-	0,40-0,60	0,08-0,15	-	Coroas, pinhões impulsores, engrenagens de transmissão
SAE 4615	0,13-0,18	0,45-0,65	1,65-2,00	-	0,20-0,30	-	Engrenagens de transmissão e de diferencial de automóveis e tratores, pinos e engrenagens para indústria aeronáutica e aplicações semelhantes
SAE 4620	0,17-0,22	0,45-0,65	1,65-2,00	-	0,20-0,30	-	
SAE 6120	0,17-0,22	0,70-0,90	-	0,70-0,90	-	0,10 mIn	Engrenagens de diferencial de caminhões e tratores, pinos e eixos
SAE 8620	0,18-0,23	0,70-0,90	0,40-0,70	0,40-0,60	0,15-0,25	-	Parafusos de automóveis, eixo de comando de válvulas, coroas, engrenagens de diferencial, eixos de bomba, engrenagens de redução, engrenagens de máquinas-ferramenta, pinos de platão
SAE 8720	0,18-0,23	0,70-0,90	0,40-0,70	0,40-0,60	0,20-0,30	-	
SAE 9420	0,18-0,23	0,80-1,10	0,30-0,50	0,30-0,50	0,06-0,15	-	

O aço AISI 8620 é um dos aços para o qual a tabela aponta por apresentar alto teor de molibdênio e manganês e baixo teor de níquel. A escolha é coerente, por ser esse aço um dos mais comuns usados para engrenagens e de bom senso, pela facilidade de encontrar esse material no mercado.

Com relação às rodas dentadas para correntes, é usual encontrá-las em dois padrões: aço AISI 1020 e AISI 1045. Como a própria descrição das camadas apontou e como a necessidade de um núcleo resistente é sobreposta pela necessidade de usinabilidade, a seleção tende a apontar para o aço AISI 1020.

Com relação à profundidade de cementação, é usual na indústria a utilização de uma camada de 1,0mm a 1,5mm, valor que confere com a profundidade sugerida por [32].

8. EIXOS

O estudo e dimensionamento dos eixos funciona como a alma do projeto da caixa. Dimensionar os eixos significa avaliar cada componente da caixa e as influências que cada um provoca ao outro. Nesse ponto, apesar de ser obrigatório apenas o dimensionamento das rodas dentadas ou engrenagens, é importante que o projetista já tenha conhecimento dos tipos de rolamento que poderá usar, dos métodos de fixação das rodas dentadas ao eixo, e principalmente as dimensões básicas da caixa, ou pelo menos restrições que o levem a valores próximos da solução final.

Dimensionar um eixo, portanto, envolve várias fases, conforme mostra a figura 29 e não pode ser subestimado no cronograma do projeto.

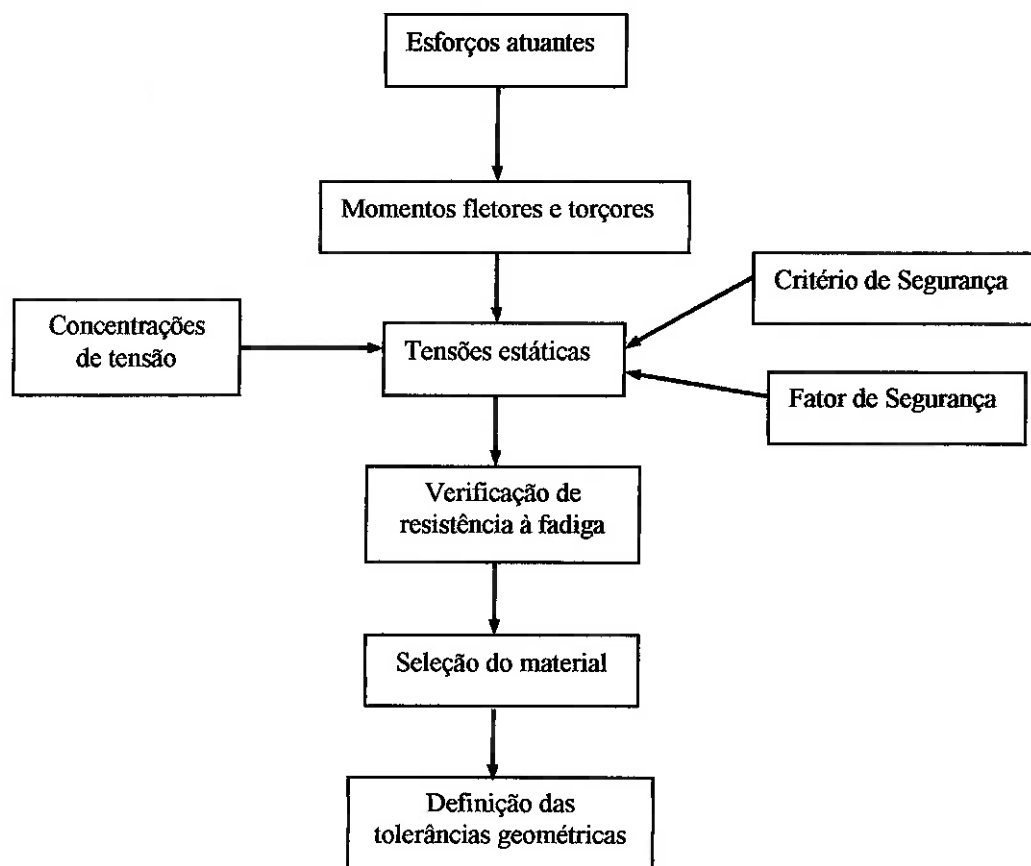


Fig. 29 – Fluxograma de projeto dos eixos de transmissão

8.1 Esforços Atuantes

Primeira etapa no dimensionamento de um eixo, parte dos esforços atuantes já foram indicados no capítulo 7, entre as engrenagens e as rodas de corrente. Além desses dois elementos, a configuração dos motopropulsores recentes da Equipe POLI apresenta, como mencionado anteriormente, o mecanismo CVT, composto por duas polias, sendo uma delas no eixo movido, entrada da caixa de transmissão.

O procedimento de dimensionamento desses esforços refere-se aos esforços usuais de polias, é sugerido por [16] e mostrado pelas equações (48) e (49).

$$T = (F_t - F_f) * r \quad (48)$$

$$F_t / F_f = e^{(\mu * \alpha)} \quad (49)$$

Onde: T – torque;

F_t – Força tracionada;

F_f – força frouxa;

μ – coeficiente de atrito entre polia e correia;

α – ângulo de abraçamento.

O ângulo de abraçamento depende basicamente dos diâmetros de cada polia e da distância entre centros. Nesse momento, usa-se a configuração de diâmetros das polias quando o CVT proporciona maior relação de transmissão, de forma a estar a favor da segurança. Esse ângulo é mais bem determinado por um esboço que pode ser feito em qualquer software de CAD, conforme figura 30, ou mesmo à mão e seu valor para um CVT Comet 790, com correia de distância entre centros de 11,5” está próximo de 210°, valor esse que deve ser convertido para radianos para utilização na equação (49).

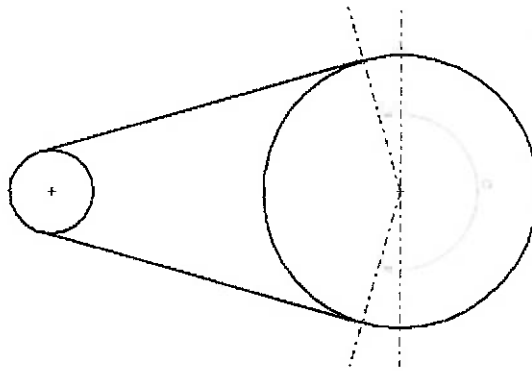


Fig. 30 – Ângulo de abraçamento da polia movida do CVT

O coeficiente de atrito, por sua vez, varia em função do material da correia e da polia, sendo que o valor por esse procedimento utilizado é sugerido por [16] e vale 0,30.

8.2. Cálculo dos momentos

Uma vez que os esforços atuantes já tenham sido determinados, o próximo passo será então o cálculo dos momentos fletor e torçor. Na verdade, conforme a figura 29, o projetista ter que ter em mente que o objetivo é chegar ao resultado das tensões estática e de fadiga, mas que para tanto, será necessário o cálculo dos momentos atuantes.

O cálculo dos momentos em si não revela nenhum segredo e pode ser dado pelas equações (50) e (51).

$$M = F * b \quad (50)$$

$$T = F * r \quad (51)$$

Onde: M – momento fletor;

F – esforço atuante;

b – braço, distância até um mancal;

T – momento torçor (torque);

r – raio da roda dentada ou engrenagem.

O fator realmente importante nesse processo é a organização dos cálculos uma vez que a tensão estática é calculada para cada mudança de seção transversal e para cada elemento que provoque uma concentração de tensão, tal como o leitor verá no item 8.4. Portanto, é importante calcular os momentos fletor e torçor em cada seção crítica do eixo se não for o caso de levantar uma curva do momento ao longo do comprimento do eixo.

8.3. Tensões Estáticas

O primeiro critério de verificação à falha de uma peça qualquer é a verificação à tensão estática. Dimensionar um elemento à ação das tensões estáticas equivale assegurar que determinada condição de contorno é o limite para aquele material selecionado.

Há dois tipos de tensões que os diferentes esforços (flexão, torção, normal e cortante) podem imprimir: tensão normal e tensão de cisalhamento.

Oriunda da ação dos esforços da flexão, em sua maior parte, e dos carregamentos normais à seção transversal, a tensão normal constitui na maior parte dos casos o fator limitante do projeto e pode ser encontrada por meio da equação (52).

$$\sigma = \frac{M * y}{I} \quad (52)$$

Onde: σ – tensão normal;

M – momento fletor;

y – distância do ponto considerado à linha neutra;

I – Momento de inércia.

A tensão cisalhante, por sua vez, é resultante da atuação das forças cortante e principalmente do torque. Para calculá-la, basta simplesmente aplicar a equação (53).

$$\tau = \frac{T * y}{J} \quad (53)$$

Onde: T – momento torçor

y – distância do ponto considerado à linha neutra;

J – Momento polar de inércia

Uma vez que os cálculos estão sendo feitos para eixos, que têm a seção transversal circular, os momentos de inércia são dados pelas equações (54) e (55).

$$I = \frac{\pi * d^4}{64} \quad (54)$$

$$J = \frac{\pi * d^4}{32} \quad (55)$$

A mesma hipótese permite garantir que a distância à linha neutra corresponde ao raio do eixo o que promove uma simplificação das tensões estáticas para as relações (56) e (57). Isso pode ser observado pela figura 31 que mostra a distribuição de tensões em uma seção transversal de um eixo, e que a tensão máxima na seção aparece na superfície do eixo.

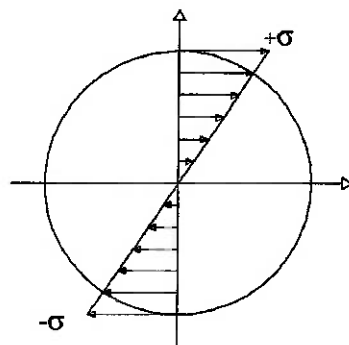


Fig. 31 – Distribuição de tensões em uma seção transversal de eixo.

$$\sigma = \frac{32 * M}{\pi * d^3} \quad (56)$$

$$\tau = \frac{16 * T}{\pi * d^3} \quad (57)$$

O que pode tornar o cálculo um pouco confuso é o número de direções dos esforços atuantes. O formato da caixa de transmissão dificilmente vai proporcionar ângulos retos entre os estágios o que levará, portanto, ao aparecimento de esforços em direções diferentes.

Nesse momento, é muito importante que o projetista entenda como as tensões vão se distribuir no eixo e não simplesmente a sua magnitude. Caso isso não aconteça, pode haver um super-dimensionamento do eixo, em função de se calcular

as tensões de diferentes esforços como sendo aplicadas ao mesmo ponto da seção transversal do eixo.

Para clarear o problema, a melhor solução para encontrar as direções de tensão e sua distribuição ao longo do eixo, é imaginar como seria a configuração deformada do eixo sob cada um dos esforços.

A figura 32, encontrada em [15], ilustra como um momento fletor pode provocar a configuração deformada do eixo. A partir de então, é só posicionar as setas de direção de tensão positivamente no sentido da tensão de tração e no sentido oposto na face em que houver a compressão do eixo.

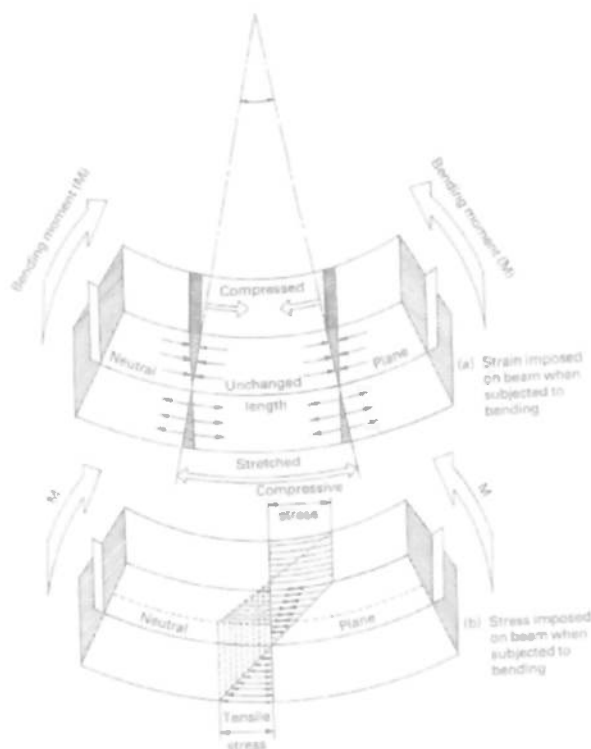


Fig. 32 – Determinação da distribuição das tensões

8.4. Concentração de Tensão

Ao determinar a magnitude das tensões ao longo do eixo, conforme o tópico 8.3, supõe-se que a distribuição axial de tensões é uniforme. No entanto, os eixos apresentam rasgos de chavetas, rebaixos, furações, chanfros e possíveis outras discontinuidades na geometria que causam perturbações localizadas no eixo, ao que se chama de concentração de tensão, conforme figura 33.

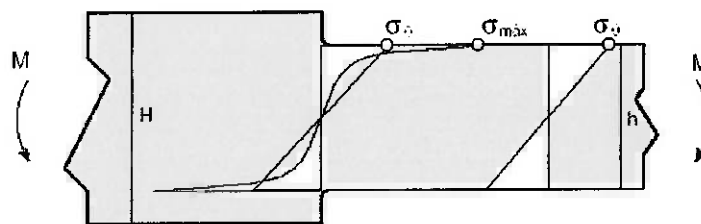


Fig. 33 – Efeito de descontinuidades geométricas na concentração de tensões

Tais concentrações de tensão não são obtidas por meio de formulações ou equações, mas sim por um desenvolvimento laboratorial, em que corpos de prova são submetidos a diferentes esforços e para cada teste é avaliada uma descontinuidade. Essas experiências são registradas em forma de ábacos que relacionam o fator de concentração de tensão em função das características geométricas da descontinuidade.

A concentração de tensão afeta não só as tensões normais como também as tensões cisalhantes e ainda em intensidades que diferem entre si, sendo que é usual denominar o fator de concentração de tensão normal por K_t e o fator de concentração de tensão cisalhante por K_{ts} ou ainda K_s . Esses gráficos podem ser encontrados na obra de [25] e aqueles referentes a rebaixos e rasgos de chaveta estão anexados a esse relatório (anexo F e G) por tratarem-se dos mais utilizados no projeto de um eixo para um caixa de transmissão de um Mini Baja.

Esses fatores devem ser multiplicados pelas tensões estáticas normal e cisalhante. O que o projetista deve atentar é que como todo projeto, existe uma otimização desse conceito. Projetar as descontinuidades com pequenos raios de arredondamento, leva a formação de cantos vivos e, portanto, concentração de tensão. Evitar tal fenômeno induz ao projetista aumentar os raios de arredondamento, o que por outro lado pode estar servindo como um fator limitante para a interação com algum outro elemento da caixa.

Dois exemplos que podem ser mencionados são referentes ao rasgo de chaveta e ao encosto do rolamento. O primeiro, que já foi causa de falha de um eixo da Equipe POLI em 2003, pode ter seu problema resolvido simplesmente aumentando-se o raio de arredondamento do fundo do rasgo. Ao mesmo tempo, sendo as dimensões de uma chaveta padronizadas por norma, o aumento do raio implicará em uma diminuição da área de contato da chaveta com o eixo e com a peça

fixada (cubo, engrenagem, roda, etc.). Dessa forma, o cálculo descrito no capítulo 9 mostrará a necessidade um comprimento de rasgo maior, o que nem sempre é possível, por restrições de largura da caixa, por exemplo.

O segundo tem muita importância na capacidade de tornar o protótipo fidedigno ao projeto. Também é saída para diminuir a tensão no eixo aumentar o raio de arredondamento dos rebaixos que funcionarão como encosto para o rolamento. No entanto, consultando [23] é possível observar que cada rolamento possui um raio de arredondamento no furo. Se o raio do encosto do eixo for maior do que o raio do rolamento, esse não terá encosto na seção maior do rebaixo, e na hora do fechamento da caixa, haverá folga e, portanto, a necessidade de retrabalho da confecção desse rebaixo.

Para situar o leitor, há no anexo M o desenho de fabricação do eixo intermediário da caixa de transmissão do Mini Baja 2005, em que aparecem descontinuidades de rebaixo e encosto. As dimensões utilizadas respeitam não só os assuntos abordados anteriormente como as características das ferramentas utilizadas em sua produção.

8.5. Critérios de Segurança

Até o presente momento, o projetista já tem condições de calcular e determinar a distribuição das tensões estáticas normal e cisalhante ao longo de todo o eixo. Mas o que fazer com duas tensões diferentes no mesmo ponto? Como saber que o eixo vai suportar as condições de projeto sem falhar?

Para tanto, foram desenvolvidos alguns critérios de segurança, como Tresca, Von Mises e Rankine, que geram uma tensão equivalente entre ambas como também elaboram relações que permitam que o projeto seja conduzido dentro das condições de segurança. Tresca foi o primeiro a desenvolver o trabalho, que se baseava na máxima tensão de cisalhamento.

No entanto, R. Von Mises desenvolveu uma teoria que provou chegar a resultados mais coerentes com os ensaios realizados. Seu trabalho era baseado na consideração de que o material poderia suportar tensões que o deformações elasticamente de tal forma a alterar sua forma ou seu volume. A capacidade de sofrer

alterações para suportar essa tensão era na verdade a energia de deformação do material, que poderia se elevar até o ponto em que o material escoasse. Tal teoria ficou conhecida como “Máxima Energia de Distorção” e permite calcular uma tensão equivalente segundo a equação (58).

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\{0,5 * [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2] + 3 * [\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2]\}} \quad (58)$$

Onde: σ_{eq} - tensão equivalente de Von Mises

σ - tensões normais

τ - tensões cisalhantes

O resultado da equação (56) vai gerar a tensão atuante no eixo, que deve então ser comparada com o limite de escoamento dos materiais pré-selecionados para a fabricação.

8.6. Fator de Segurança

Diferentemente do critério de segurança, o fator de segurança (F.S.) é um valor multiplicativo que representará a margem passível de erro que o projetista estipula. O fator de segurança está diretamente relacionado com a confiabilidade e pode ser determinado por diversos fatores, como as condições de serviço e o conhecimento do material utilizado.

Por definição, o fator de segurança pode ser dado pela divisão do limite de escoamento pela tensão atuante, conforme relação (59). Isso implica em que, se o projetista partir de um coeficiente de segurança dado, como esse trabalho sugere, basta que a tensão equivalente de Von Mises seja multiplicada pelo F.S.

$$F.S. = \frac{\sigma_{eq}}{L.E.} \quad (59)$$

Onde: L.E. – limite de escoamento.

Esse fator deve ser sempre acima do unitário, sendo que [16] apresenta uma tabela que relaciona as condições de projeto com a faixa de fator de segurança recomendada. Tais valores estão representados na tabela 8.

Tabela 8 – Valores recomendado para fator de segurança

F.S.	Condições de trabalho
1,25 - 1,5	Materiais de alta confiança, condições de carregamento fielmente determináveis - usado para condições em que o baixo peso é importante
1,5 - 2,0	Materiais bem conhecidos, condições de trabalho determinadas satisfatoriamente, condições do ambiente satisfatoriamente constantes
2,0 - 2,5	Materiais medianamente conhecidos e condições razoavelmente conhecidas
2,5 - 3,0	Materiais menos conhecidos ou materiais frágeis sob condições médias de carregamento e ambiente
3,0 - 4,0	Materiais não conhecidos sob condições desconhecidas de carregamento e ambiente
acima de 4,0	Perigo de vida, riscos econômicos

Uma vez que o fornecedor de materiais certificava a composição do lote comprado e que os carregamentos eram razoavelmente conhecidos, os eixos das duas caixas desenvolvidas segundo esse trabalho foram projetadas com coeficientes de segurança na faixa de 1,4 a 1,5.

8.7. Resistência à fadiga

O dimensionamento até aqui realizado foi feito em cima apenas de condições estáticas. Isso significa que os diâmetros de cada seção dos eixos encontrados vão garantir que os eixos não falhem se aplicadas as cargas de projeto em um determinado instante.

No entanto, sabe-se que uma caixa de transmissão é um sistema mecânico essencialmente dinâmico e que as cargas variam com o tempo. Essa aplicação cíclica dos carregamentos pode levar o material à falha, no que se caracterizaria uma fratura por fadiga. A fadiga é uma redução gradual da capacidade de carga do componente, pela ruptura lenta do material, conseqüência do avanço quase infinitesimal das fissuras que se formam no seu interior.

A verificação de resistência à fadiga segue os mesmos princípios de qualquer dimensionamento e, portanto, deve-se calcular uma tensão admissível e uma atuante. Trabalhos estatísticos mostrados por [31] e [39] demonstram como a tensão admissível de fadiga, daqui pra frente tratada apenas por limite de fadiga (σ_f), varia em função da tensão de ruptura do material para os diferentes tipos de carregamentos, conforme relações (60) e (61).

Flexão:
$$\sigma_f = 0,45 * \sigma_{rup} \quad (60)$$

Torção:
$$\tau_f = 0,22 * \tau_{rup} \quad (61)$$

É importante observar que essas relações são válidas para solicitações de ciclo simétrico, típica de casos como eixos de engrenagens em que ocorre flexão simétrica, ou seja, enquanto da aplicação do momento fletor, o eixo está rotacionando.

Outro ponto conceitualmente interessante de observar aqui é o porquê das relações entre o limite de fadiga e o limite de ruptura. A fadiga, conforme explicado, não é um fenômeno que provoca deformações plásticas gradativamente ou que mostra indícios de falha. As fissuras se propagam e em um determinado número de ciclos, a peça simplesmente fratura como se fosse um material frágil.

Dessa forma, Wöhler, considerado o “pai da fadiga”, realizou os primeiros ensaios de fadiga submetendo corpos de prova à falha mecânica ao mesmo tempo em que a vida em número de ciclos era armazenada. Esses dados são usados para construir um dos mais comuns gráficos da análise de fadiga: a curva S-n.

A curva revolucionou a teoria da época já que a partir do número de ciclos da peça analisada, é possível retirar a tensão limite de fadiga que deve ser maior que a tensão alternada atuante para que não haja falha. Porém, tais curvas são obtidas em experimentos em que a tensão média é nula, o que nem sempre retrata condições reais de um problema de fadiga, ou ainda fixa em um valor constante, o que gera dificuldade ao projetista em encontrar uma curva obtida com a tensão média exata a qual o sistema funcionará.

Para solucionar tal problema, foram surgindo desde a metade do século XIX, algumas teorias para o método de análise de falha por fadiga, e pesquisadores como Soderberg, Goodman e Gerber desenvolveram estudos sobre a influência das tensões alternada e média na vida em ciclos de um material. Essas tensões estão representadas na figura 34, de [39], e podem ser calculadas pelas equações (62) e (63) respectivamente.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (62)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (63)$$

Onde: σ_m - tensão média;

σ_a - tensão alternada;

$\sigma_{m\acute{a}x}$ - tensão máxima;

$\sigma_{m\acute{i}n}$ - tensão mínima

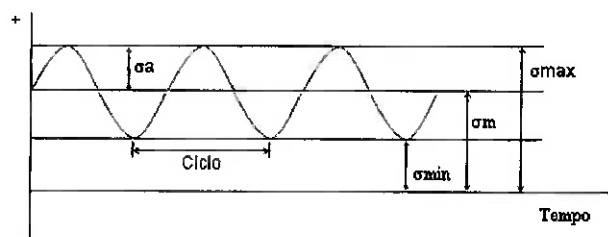


Fig. 34 – Tensões de um carregamento cíclico

Entre as várias teorias, os eixos da caixa dimensionados por esse procedimento foram feitos sob a simplificação de Goodman, que já é um critério menos conservativo que o de Soderberg, uma vez que restringe a sua tensão média ao valor da tensão de ruptura. A figura 35 ilustra o resultado desses estudos, representados por um gráfico da tensão alternada em função da tensão média.

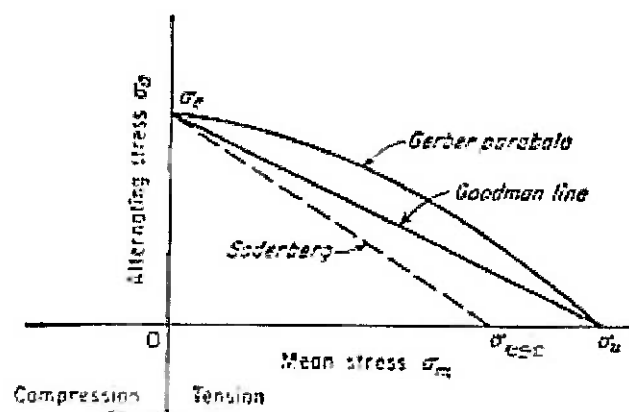


Fig. 35 – Curvas de Soderberg, Goodman e Gerber

As relações da simplificação vêm basicamente de uma relação de triângulos. No entanto, é necessário salientar que não só a concentração é um fator de forte influência como também o acabamento superficial e o diâmetro do eixo.

O acabamento superficial e o diâmetro do eixo geram respectivamente os fatores corretivos ϵ_1 e ϵ_2 , que podem ser determinados pelos gráficos do anexo H.

Para os diferentes tipos de aço, existe uma maior ou menor sensibilidade à existência das descontinuidades, fato que é considerado pela existência de um parâmetro chamado índice de sensibilidade do material (q). Esse valor também é retirado de gráficos e se encontra no anexo I, junto com os demais diagramas.

A partir desse valor, é possível calcular o último parâmetro antes da aplicação da simplificação de Goodman: o coeficiente de concentração efetiva (K), dado pela equação (64).

$$K = 1 + (K_t - 1) * q \quad (64)$$

Onde K_t poderia ser substituído por K_{ts} para um cálculo de fadiga à torção.

Enfim, a teoria de Goodman pode ser aplicada pelas relações (65) e (66). O que se pode observar é que a relação é rearranjada de tal forma que tensões admissíveis e atuantes constam na mesma equação.

$$\eta_{f\sigma} = \frac{1}{\frac{K * \sigma_a}{\varepsilon_1 * \varepsilon_2 * \sigma_f} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{rup}}} \quad (65)$$

$$\eta_{f\tau} = \frac{1}{\frac{K * \tau_a}{\varepsilon_1 * \varepsilon_2 * \tau_f} + \frac{\tau_m}{\tau_{rup}}} \quad (66)$$

Onde: $\eta_{f\sigma}$ - coeficiente de segurança à fadiga de flexão;

$\eta_{f\tau}$ - coeficiente de segurança à fadiga de torção.

Para o caso específico dos eixos de uma transmissão, o carregamento pode ser considerado como uma flexo-torção, em que uma torção constante e uma flexão simétrica, conforme figura 36 [39], atuam simultaneamente. É claro que essa é a hipótese de que para essa verificação usa-se uma situação que represente um carregamento uniforme, que pode ser a situação de carga máxima ou um comportamento médio de funcionamento, de acordo com os propósitos do projetista.

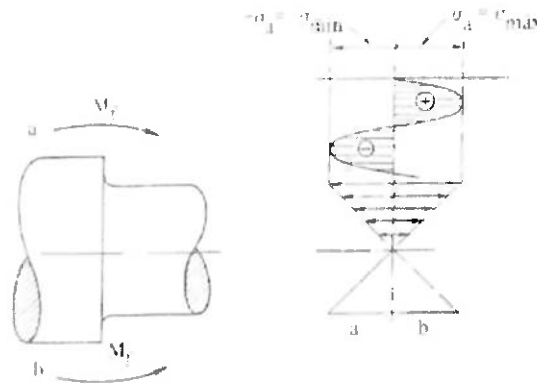


Fig. 36 – Distribuição de tensões de uma flexão simétrica

No caso da flexo-torção descrito acima, podem ser tomadas algumas simplificações. Para o caso da torção, a tensão alternada se anula e a tensão média é igual à tensão atuante oriunda do torque. Já para o caso da flexão, o que se anula é a tensão média, por ser uma flexão simétrica, enquanto que a tensão alternada toma o valor da tensão atuante calculada com base no momento fletor.

Ainda devido à combinação da flexão e da torção, calcula-se um coeficiente global de segurança, dado por (67).

$$\eta_f = \frac{\eta_{f\sigma} * \eta_{f\tau}}{\sqrt{\eta_{f\sigma}^2 + \eta_{f\tau}^2}} \quad (67)$$

Onde: η_f - coeficiente global de segurança.

Dessa forma, a verificação à resistência à fadiga passa a ter como objetivo que o coeficiente global de segurança se encaixe em um das faixas fornecidas pela tabela 8, para que não haja falha por fadiga. O trabalho aqui exposto é resultado da utilização de qualquer coeficiente que estivesse acima de 1,25.

8.8. Tolerâncias

Todas as medidas dimensionadas, a preocupação agora é com que seu projeto seja fielmente reproduzido durante a fabricação. Uma das questões a serem avaliadas para que o protótipo funcione tal como planejado é a tolerância de fabricação.

Tolerância é a variação permissível da dimensão da peça, dada pela diferença entre as dimensões máxima e mínima. Na verdade, o ajuste de tolerância é um fator primordial para um produto que é produzido em série e que deve ser passível de intercambialidade, ou seja, que deve permitir a possibilidade de várias peças resultantes do mesmo processo funcionarem igualmente.

Sabe-se que, embora o objetivo seja de viabilizar a produção em larga escala de um Mini Baja, a equipe monta apenas um protótipo do veículo, o que diminui a importância da intercambialidade. Ao mesmo tempo, a tolerância ganha forte importância, em especial para uma caixa de transmissão, no momento da montagem. Eixos, engrenagens, rolamentos e até chavetas devem ter atenção especial para que todos os elementos ocupem suas posições projetadas, ou seja, rolamentos encostando-se a rebaixos, engrenagens posicionadas corretamente para evitar desalinhamento e eixos sem folgas ou interferências que impeçam o fechamento da caixa.

Uma primeira abordagem deve passar pela terminologia de tolerâncias, sendo que os principais termos são a dimensão nominal, referente à dimensão indicada no desenho, dimensão efetiva, que é a dimensão obtida da dimensão da peça, e ainda a linha zero, linha que fixa a dimensão nominal e serve de origem aos afastamentos. Os afastamentos são as medidas que fixam os limites superior e inferior do ajuste, e é usualmente representado em microns.

Por convenção, as tolerâncias que estão acima da linha zero são positivas e as que estão abaixo da mesma, são negativas. Define-se também que o ajuste entre a folga e a interferência é denominado incerto, conforme figura 37, extraído de [26].

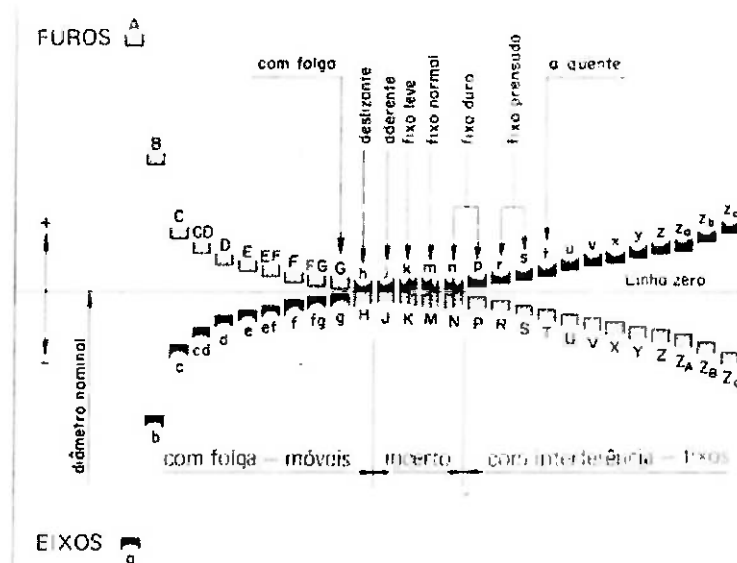


Fig. 37 – Posições dos campos de tolerância

Como se pode notar na figura 37, os campos de tolerância são representados por letras maiúsculas para os furos e por letras minúsculas para os eixos. A posição “H” para os furos e “h” para os eixos possui a característica de ter uma posição limite coincidente com a linha zero.

As letras que estão classificadas alfabeticamente anteriores ao “h” representam tanto para furos como para eixo um ajuste com folga. Da mesma forma, as letras classificadas posteriormente representam um ajuste com interferência.

Acompanhando as posições de tolerância (letras), a nomenclatura define diferentes qualidades de trabalho, representadas por algarismos. A qualidade de trabalho define exatamente a tolerância de uma dimensão, ou seja a diferença entre as medidas máxima e mínima. Isso significa que uma qualidade de trabalho “06”, por exemplo, pode ter limites (afastamentos) diferentes para uma posição “h” ou “j” mas a diferença entre os afastamentos é exatamente a mesma.

A qualidade de trabalho varia apenas conforme a dimensão nominal da peça, e quanto menor o seu valor, menor é a tolerância e mais preciso deve ser o processo de fabricação.

A seleção do ajuste deve ser um processo cauteloso. De um lado, uma tolerância muito baixa resulta em uma peça mais precisa, mas com um processo mais

lento e custoso. De outro, o aumento da tolerância pode implicar em um resultado fora do projeto, apesar de ter um processo mais rápido e barato.

Para isso, já existem em literaturas como [26], tolerâncias típicas para cada aplicação. No caso desse projeto, os principais valores de tolerância são referentes às interfaces entre eixo e rolamento, eixo e engrenagem e rolamento e caixa, todas dimensões de diâmetro.

Nos anexos J e K, encontram-se três tabelas que orientarão o projetista à escolha do ajuste de cada uma das aplicações acima citadas. Também está disponível no fim do trabalho uma tabela com os valores do afastamento para cada tipo de ajuste.

Menos comum, mas também importante, [26] sugere valores para a tolerância de um rasgo de chaveta, como mostra a tabela 9.

Tabela 9 – Tolerância de chavetas

Tolerância		Eixo	Cubo
largura da canaleta da chaveta paralela	com folga	H9	D10
	normal	N9	JS9
	com interferência	P9	P9

Por fim, a representação da tolerância deve estar acompanhada ao lado direito da dimensão nominal. O ajuste pode ser indicado diretamente pelo símbolo que une a posição de tolerância com a qualidade de trabalho, ou ainda pelos próprios afastamentos.

9. CHAVETAS

Dimensionados os eixos e as engrenagens ou rodas dentadas, o próximo passo consta no projeto de fixação desses elementos girantes no eixo. Existem diversos tipos de fixadores tais como pinos, entalhes e chavetas. No caso de uma caixa de transmissão, o alto torque e o pequeno espaço físico disponível induzem na maioria das aplicações automotivas a utilização de entalhes. Sendo que o entalhe demanda um processo mais qualificado de fabricação, uma alternativa simples e confiável passa a ser a chaveta.

Mesmo entre as chavetas, há uma grande variedade de tipos, cada qual com sua razão, que varia geralmente em função do tipo de aplicação e da montagem, conforme se pode observar na figura 38.



Fig. 38 – Diferentes tipos de chavetas existentes

A chaveta mais comumente utilizada é a chaveta plana, que obedece às normas da DIN 6885. A chaveta plana trabalha por compressão lateral e sua ruptura pode ocorrer por esmagamento ou ainda por cisalhamento. Como a norma oferece os valores da largura (b) e da altura (h) da chaveta em função do diâmetro da seção transversal do eixo onde se localizará o rasgo de chaveta, resta determinar qual o seu comprimento útil. A ilustração da figura 39, de [16], mostra as condições de aplicação de carregamento dos dois critérios de dimensionamento do comprimento da chaveta.



Fig. 39 – Chaveta submetida ao esmagamento (a) e ao cisalhamento (b)

O primeiro critério a ser verificado é o do esmagamento. Baseado na tensão de compressão do esforço de transmissão sobre a parcela da chaveta em contato com o eixo, o critério é satisfeito pela condição da relação (65).

$$L_{esm} = \frac{4 * T}{d * h * \sigma_e} \quad (68)$$

Onde: L_{esm} – comprimento útil de esmagamento;

T – torque;

h – altura da chaveta;

d – diâmetro do eixo;

σ_e – tensão normal admissível de escoamento.

Mesmo que baseado na parcela em contato com o eixo, a relação (68) é desenvolvida em cima da hipótese de que essa parcela corresponde à metade da altura da chaveta. Essa consideração está a favor da segurança uma vez que essa parcela é sempre maior que metade da altura, conforme a norma DIN 6885 disponível no anexo L.

O segundo critério de dimensionamento é o de cisalhamento, que se baseia na capacidade de a área da seção longitudinal suportar a tensão cisalhante, tal como mostra a equação (69).

$$L_{cis} = \frac{2 * T}{d * b * \tau_e} \quad (69)$$

Onde: τ_e – tensão cisalhante admissível de escoamento;

b – largura da chaveta

L_{cis} – comprimento útil de cisalhamento.

Não existe uma ordem de dimensionamento, mas o resultado, é claro, será referente ao comprimento resultante maior, o que implicará na segurança frente às duas condições de carregamento. O fator de segurança nesse dimensionamento é embutido no torque e vem já do capítulo de dimensionamento de eixos (cap. 8).

Há ainda outras considerações importantes sobre esse dimensionamento. A primeira dúvida que deverá surgir na cabeça do projetista é sobre qual tensão admissível usar se os materiais do cubo, da chaveta e do eixo forem diferentes. A idéia é que essa tensão seja a do “fusível mecânico” do projeto, ou seja, daquele material que tiver o menor limite de escoamento.

Sendo que as chavetas paralelas são padronizadas pela norma DIN6885 para uma tensão de escoamento de 600MPa, e que em geral o projeto do eixo se encaminhará para um aço-liga de alto níquel e cromo como o SAE 4340, que tem escoamento em torno de 860MPa, a escolha do material do elemento girante passa a ser interessante, do ponto de vista da otimização. Isso porque uma vez que a maior preocupação com esse elemento seja no rasgo de chaveta, como para um flange de conexão com a junta homocinética, é possível otimizar o comprimento da chaveta ao se escolher qualquer material que tenha o escoamento imediatamente acima de 600MPa.

O que se quer dizer é que a escolha de um SAE 4340 para o elemento girante estará gerando um super-dimensionamento e até um gasto financeiro desnecessário. Uma saída simples é escolher um aço como o SAE 4140, que é fácil de ser encontrado, é mais barato que o SAE 4340 e ainda tem o seu limite de escoamento em torno de 655MPa, ou seja, superior ao do material da chaveta.

Outras observações referem-se à geometria útil da chaveta. Todos os arredondamentos devem ser desconsiderados das medidas de comprimento, largura e altura, uma vez que a área de contato da chaveta é diminuída em função deles. Esse comentário pode ser mais bem explicado pela ilustração da figura 40.

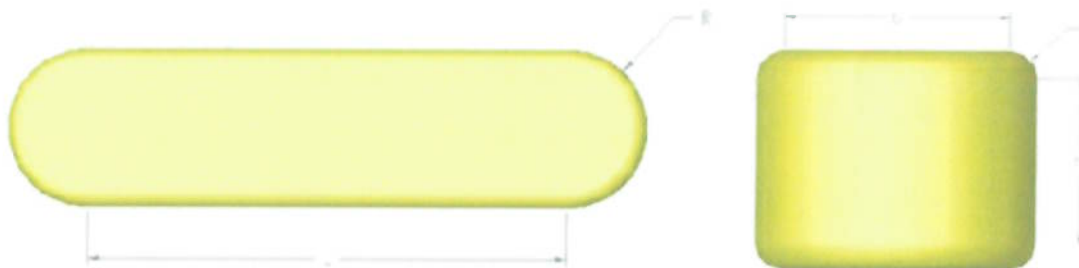


Fig. 40 – Dimensões úteis da chaveta

10. SELEÇÃO DE ROLAMENTOS

10.1. Por que rolamentos?

Para viabilizar o movimento entre os eixos e os rolamentos de forma a minimizar a força de atrito entre os dois elementos, existem basicamente duas soluções: os mancais de deslizamento e os mancais de rolamento.

Os mancais de deslizamento são buchas em que se tem o atrito dinâmico entre os corpos em contato, que se encontram obrigatoriamente sempre banhados em óleo. Também chamados de mancais de escorregamento, eles têm as vantagens de amortecerem melhor choques e vibrações e se comportarem com menor ruído.

Do outro lado, os mancais de rolamento são projetados para trabalhar com atrito estático entre os corpos rolantes e as pistas, com o objetivo de promover um movimento de rolar sem deslizar.

Dessa forma, os mancais de rolamento levam vantagem em diversos aspectos, sendo um dos principais a redução de até seis vezes (segundo [21]) no atrito de partida, minimizando a diferença com o atrito dinâmico. As demais vantagens podem ser vistas como a fácil manutenção promovida pela lubrificação contínua e própria, a usual maior capacidade de carga por largura, a possibilidade de utilização em uma faixa mais ampla de temperaturas e a desnecessidade de amaciamento para pleno funcionamento.

Os rolamentos podem ser vistos em vários tipos, de acordo com as necessidades da aplicação, mas usualmente são, conforme a figura 41, compostos por anel externo, anel interno, gaiola e corpos rolantes, que podem ser esferas ou rolos e suas respectivas variantes.

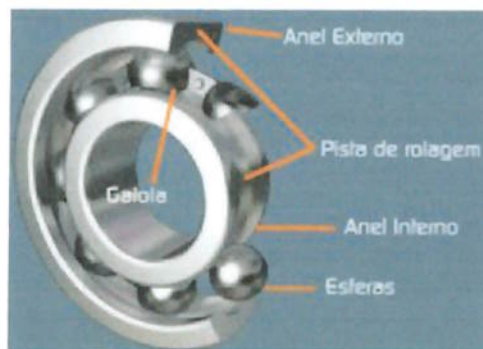


Fig. 41 – Composição de um rolamento

10.2. Seleção do tipo de rolamento

As necessidades de aplicação que definirão o tipo de rolamento a ser selecionado são primordialmente influenciadas pela atuação das forças radial e axial no mancal. Para tanto, os rolamentos são divididos em radiais e axiais, de acordo com a sollicitação preponderante à qual estão submetidos.

Na condição de uma caixa de transmissão, os esforços gerados são provenientes das forças atuantes nas rodas dentadas, o que implica em esforços primariamente radiais e ainda, no caso de engrenagens helicoidais, em esforços axiais. Como os esforços axiais são razoavelmente menores que os radiais, o projetista se permite convergir a seleção apenas para os rolamentos radiais.

Há vários tipos de rolamentos radiais, que são divididos também em outros dois grupos, com relação ao corpo girante: os rolamentos de esferas e os rolamentos de rolos. Os rolamentos de rolos são feitos para, mesmo em altas rotações, ampliar a capacidade de carga radial, que é limitada nos rolamentos de esferas. Tendo como contato com a pista externa uma linha e não um ponto, eles são, portanto, usados em aplicações pesadas, o que não é condição real de um veículo Mini Baja.

Os rolamentos de rolos têm ainda uma deficiência quanto à capacidade de carga axial, o que foi solucionado pela indústria por meio de variantes como o rolamento de rolos cônicos ou os de contato angular, mas que só suportam cargas em uma direção, o que pode ser corrigido com a montagem de duas unidades de forma oposta (costa a costa ou frente a frente).

Os rolamentos fixos de esferas se mostram, enfim, serem os mais adequados para aplicações de transmissões para Mini Bajas por suportarem cargas radiais e ainda axiais nos dois sentidos, desde que seja respeitada a faixa de ângulo de hélice proposta no item 7.1.1. Os rolamentos fixos de esferas possuem fisicamente pistas de rolagem com raio ligeiramente superior ao das esferas e são adequados para situações que requerem altas rotações. Possuem ainda baixo atrito de partida, e foram assim os rolamentos selecionados para a caixa de transmissão do Baja 2005.

É importante ressaltar a idéia de que o rolamento deve suportar cargas axiais nos dois sentidos pois além de evitar problemas em montagem e desmontagem, no caso de aplicação em uma caixa de transmissão com engrenagens helicoidais, o

sentido da carga se inverte sempre que o carro é empurrado para trás, quando da necessidade de realização de uma manobra.

No entanto, a seleção feita acima toma como hipótese que o rolamento será instalado em uma caixa em que haja mínimo erro de concentricidade entre os furos dos mancais do mesmo eixo. Tal fato pode não ocorrer, por exemplo, em caixas que tenham suas paredes soldadas, como a da figura 2 (ITA), ou parafusadas, como a do Baja 2004 (Poli).

Nesses dois casos, as imprecisões de construção e montagem promovem erros de concentricidade que impedem o projetista de optar por um rolamento fixo, uma vez que esse pode ser montado com excessiva interferência ou nem mesmo montar nos dois apoios do eixo.

Para esses casos, existem os rolamentos autocompensadores, que conforme mostra a figura 42, são auto-ajustáveis às deflexões do eixo e mesmo às imprecisões de construção e montagem.

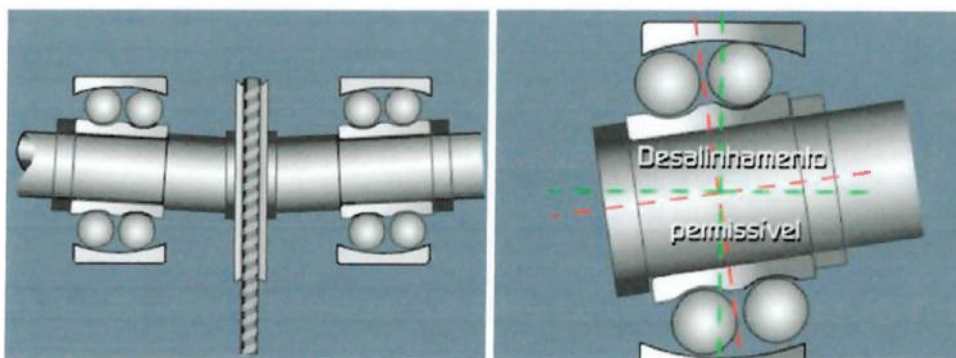


Fig. 42 – Composição de um rolamento

Outro tipo de rolamento que também trabalha desse modo são as Unidades de rolamentos de esferas, que promovem o auto-alinhamento não pelo contato das esferas com a pista, mas sim pelo contato do anel externo com o alojamento. Eles são montados em flanges ou em bases e possuem uma curvatura na parte externa do anel externo que desliza sobre o alojamento, adequando o sistema às deflexões existentes.

Com relação aos autocompensadores, eles levam a vantagem de serem mais compactos, por terem apenas uma carreira de esferas, e de mais fácil manuseio. Foram portanto utilizados na caixa de transmissão de 2004, como se pode observar na figura 43.

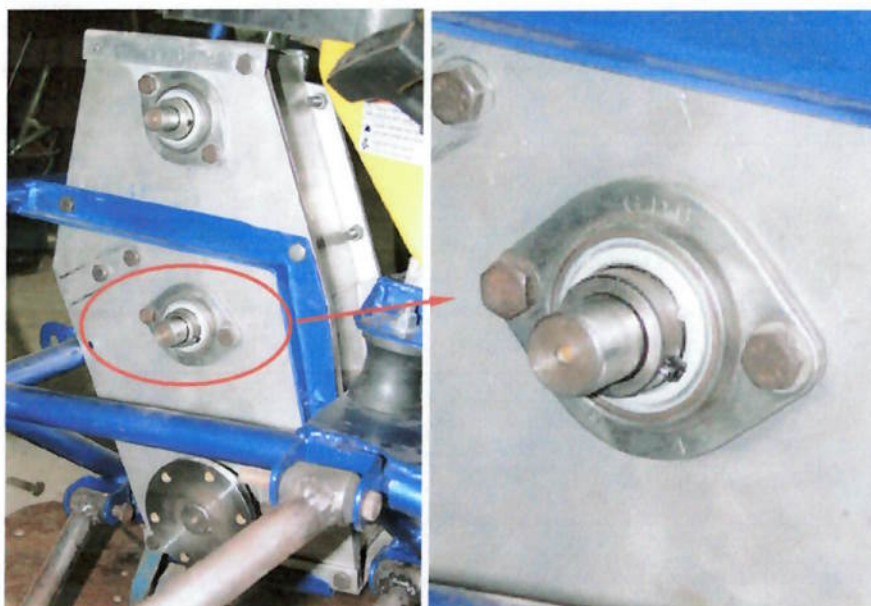


Fig. 43 – Unidade de rolamento tipo flange, usadas no Baja 2004

Apesar de solucionarem os problemas de alinhamento, paga-se um preço bem alto por isso. Quanto maior o ângulo de trabalho, maior é a perda de rendimento em cada mancal, devido à crescente força de atrito criada. O fabricante não dispõe de uma curva do coeficiente de atrito em função da angulação para esse rolamento e apenas limita o desalinhamento a aproximadamente 5° a 6° , valor alto se comparado com o desalinhamento permissível de um rolamento fixo de esferas, que gira em torno de $2'$ a $10'$.

Portanto, decidir o rolamento parte do princípio da anterior decisão de fabricação das paredes. Como as transmissões criadas baseadas nesse trabalho envolveram apenas rolamentos fixos de esferas e unidades de rolamentos tipo flange, muitos dos detalhes daqui pra frente explicados se restringirão a eles.

10.3. Seleção da dimensão do rolamento

Como entradas desse procedimento, deve-se ter decidido o tipo de rolamento e calculado o diâmetro do eixo e suas respectivas cargas além da rotação máxima em cada eixo. Selecionar um rolamento constará em impor uma vida definida, que pode ser horas ou ciclos, e obter a capacidade de carga dinâmica, de forma a escolher um

rolamento que atenda a esse valor, ou seja tenha uma capacidade de carga maior ou igual à calculada.

O primeiro passo é calcular o coeficiente de velocidade e o coeficiente de vida, que para rolamentos de esferas, é dado pelas equações (70) e (71).

$$f_n = (0,03 * n)^{-1} \quad (70)$$

$$L_h = 500 * f_h^3 \quad (71)$$

Onde: f_n - coeficiente de velocidade;

n - rotação do eixo, em rpm;

L_h - vida imposta, em horas;

f_h - coeficiente de vida.

De posse dos dois coeficientes, basta aplicar a relação (72) e obtém-se a capacidade de carga dinâmica.

$$f_h = \frac{C}{P} * f_n \quad (72)$$

Onde: C - capacidade de carga dinâmica;

P - carga dinâmica equivalente.

A carga dinâmica equivalente é, por sua vez, uma forma de se traduzir em um valor a intensidade das cargas radial e axial, como mostra a equação (73).

$$P = X * F_r + Y * F_a \quad (73)$$

Onde: F_r - carga radial

F_a - carga axial;

X - coeficiente de carga radial

Y - coeficiente de carga axial

Cada rolamento possui diferentes coeficientes de carga, que podem ser encontrados em tabelas no catálogo do fabricante. Isso acontece pois tais coeficientes dependem do capacidade de carga estática (C_{0r}), que é diferente para cada rolamento.

Mas se esses coeficientes dependem do rolamento, e não se sabe ainda qual é, como fazer com cargas axiais e radiais simultâneas? Sugere-se que trate o problema

como dois estágios. Em uma primeira etapa, imponha uma vida desejada de horas e imaginando que o rolamento receba apenas a carga radial ($P=F_r$), calcule a capacidade de carga dinâmica. A idéia então é pré-selecionar o rolamento que atenda a essa capacidade.

O segundo estágio é imaginar que para esse rolamento pré-selecionado, tenha sido adicionada uma carga axial. Com base nessa carga e na capacidade de carga dinâmica daquele rolamento, recalcule na ordem inversa as equações (71), (72) e (73), de forma a descobrir a vida em horas nas novas condições. Caso o número de horas seja maior ou igual à vida imposta na primeira etapa, esse rolamento atende ao seu problema, e caso contrário, esse procedimento deve ser repetido.

Há de se acrescentar também que se o número de horas resultante for muito maior, é aconselhável repetir o procedimento com a pré-seleção de um rolamento de capacidade de carga dinâmica menor do que o calculado na primeira etapa. Dessa forma, o número de horas da segunda etapa será inferior e será possível otimizar a seleção do rolamento, desde que essa nova vida também atenda a vida imposta no início.

Há de se acrescentar que [23] aplica alguns fatores de correção à vida do rolamento de tal forma que essa passa a ser representada pela equação (74).

$$L_{na} = a_1 * a_2 * a_3 * L_h \quad (74)$$

Onde: L_{na} – vida corrigida

a_1 – coeficiente de confiabilidade

a_2 – coeficiente de material

a_3 – coeficiente das condições de uso

A vida L_h é definida como a vida nominal com 90% de confiabilidade. Entretanto, dependendo da aplicação, há casos que requerem uma vida nominal com acima de 90% de confiabilidade. No caso do Mini Baja, os rolamentos vão ser trocados a cada competição de tal forma que não há necessidade de uma confiabilidade superior a 90%, o que torna unitário o coeficiente a_1 .

O coeficiente de material também só é tomado como diferente de 1, para casos especiais como rolamentos desgaseificados à vácuo, segundo [23].

O último coeficiente, a_3 , é particularmente influenciado pelas condições de lubrificação do sistema. Esse coeficiente também deve ser unitário a não ser que a viscosidade do óleo lubrificante entre as pistas e os corpos rolantes seja baixo, que o sistema trabalhe em altas temperaturas, que o lubrificante esteja contaminado ou que a rotação seja muito baixa. Como nenhum desses casos deve ocorrer em situações normais de operação da caixa de transmissão, esse coeficiente também passa a ser unitário, de tal forma que a equação (74) pode ser simplesmente descartada nessas condições.

10.4. Características Construtivas

10.4.1. Dimensões de Encosto

Para viabilizar a perfeita montagem do sistema, sem que haja contatos indesejáveis resultantes em perda de rendimento, o rolamento deve estar devidamente encostado nos ressalto dos eixos. Dessa forma, [23] define algumas dimensões chave como raio de encosto, altura do encosto no anel externo e no anel interno.

Sendo entre esses talvez o mais importante, o raio de encosto deve ser rigorosamente atendido. O catálogo do fabricante dispõe do arredondamento para cada diferente rolamento. Uma vez que o raio de arredondamento do ressalto do eixo seja superior ao raio do rolamento, este não irá encostar-se ao ressalto promovendo o não fechamento da caixa. Mais uma vez o projetista irá se deparar com uma questão de otimização, pois se diminuir muito o raio de encosto, irá aumentar a concentração de tensão naquele ponto do eixo.

As outras duas dimensões definem o diâmetro máximo do furo do alojamento assim como o diâmetro do ressalto. A sua importância está relacionada principalmente com o fato de evitar o contato com a parte girante, como a vedação, por exemplo.

É importante lembrar que o diâmetro máximo do furo passa a não ter a mesma importância se for optado pelo uso de retentores no alojamento. Nesse

momento, o diâmetro fornecido pelo catálogo deve respeitar as dimensões do retentor.

10.4.2. Vedação

Para que o sistema conserve ao máximo o rendimento, o rolamento deve manter uma quantidade ótima de lubrificante em sua pista girante, desde que o lubrificante também não seja afetado pelas impurezas exteriores.

Portanto, além dos rolamentos ditos “abertos”, cada fabricante dispõe de uma diversidade de blindagens e vedações e, como a patrocinadora de rolamentos desse trabalho foi a NSK do Brasil, o texto trabalhará com as nomenclaturas de vedação da NSK, que não são padronizadas pela ISO 15 ou mesmo pela JIS B 1512.

O primeiro tipo de vedação é a blindagem de aço, definida pela NSK como a letra Z, e que é representado pelo sufixo ZZ quando a blindagem ocorre em ambos os lados. A blindagem nada mais é do que placas de aço que revestem os corpos girantes, sem que haja contato com a pista de rolagem. Esses rolamentos, mostrados na figura 44, possuem baixo torque de atrito, permite altas rotações mas é mais caro e inadequado para resistência à água.

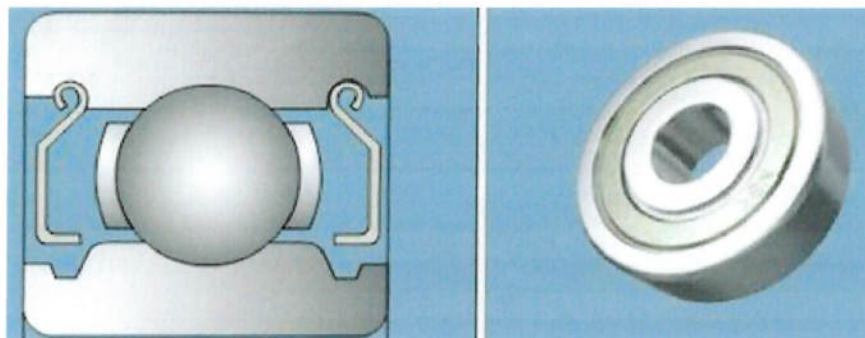


Fig. 44 – Rolamento Blindado (Tipo ZZ)

Há também os rolamentos de vedação de borracha como o DU. Assim como os blindados, a vedação recebe o sufixo DDU quando aplicada nos dois lados. Essa vedação também possui placas de aço, mas são revestidas com uma borracha nitrílica, reduzindo levemente a temperatura de trabalho (-10°C a 100°C). Conforme figura 45, essas placas emborrachadas formam um labirinto, que possibilitam o

acúmulo de lubrificante em seus canais, dificultando ainda mais a contaminação do rolamento.

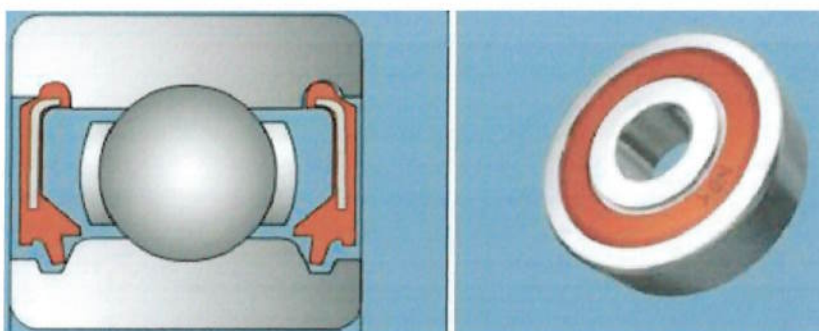


Fig. 45 – Rolamento com vedação com contato (Tipo DDU)

Por outro lado, como essa vedação possui contato com a pista girante, há uma redução no limite de rotação. De qualquer forma, sua resistência à água é boa, fato importante para aplicação fora-de-estrada.

Para solucionar o problema de limite de rotação e ao mesmo tempo permitir uma baixa contaminação do lubrificante, há a vedação tipo V, ou VV quando aplicada em ambos os lados. Essa vedação, conforme figura 46, possui as mesmas características que a vedação DDU, mas não tem contato com a pista interna e permite sua aplicação em situações de altas rotações, como as do eixo de entrada da caixa.

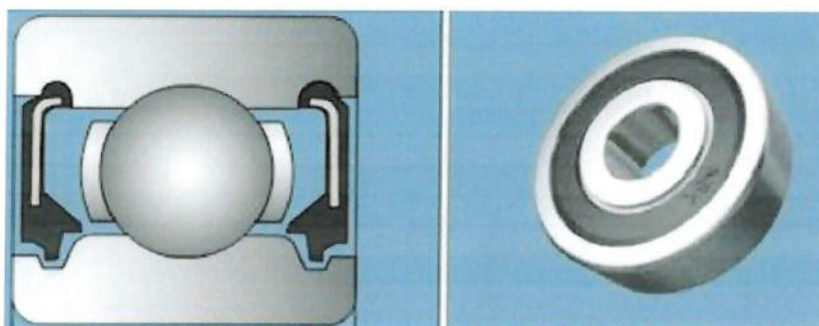


Fig. 46 – Rolamento com vedação sem contato (Tipo VV)

Por fim, tido como última novidade entre as vedações da NSK, a vedação DDW tem também as mesmas características construtivas que a VV e a DDU, mas tem um contato com o anel interno mais leve que a vedação DDU. Assim, apesar de não ter a mesma eficiência à resistência à água do que a DDU, tem ótimas condições de retenção de lubrificante podendo ser usada em aplicações de altas rotações. A

vedação DDW, mostrada na figura 47 tem torque de atrito duas vezes menor que a DDU

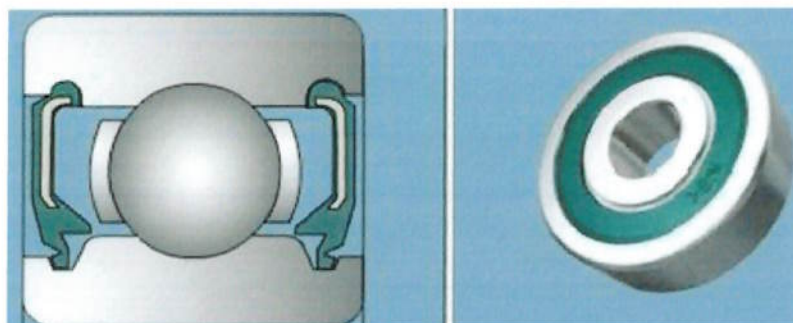


Fig. 47 – Rolamento com vedação com contato leve (Tipo DDW)

Portanto, sob forte influência do quesito resistência à água, foram utilizados na caixa de transmissão do Baja 2005 rolamentos com vedação DDU nos três eixos. No entanto, é interessante observar que para um eixo que passa de 6000rpm, como o eixo de entrada, é conveniente utilizar esse novo tipo de vedação, DDW, ou ainda um rolamento VV em conjunto com um retentor.

É importante observar ainda que quando da utilização de vedação DDU, [23] propõe uma curva de ajuste do limite de rotação em função das condições de carregamento.

10.4.3. Folga Interna

A folga interna dos rolamentos é fator de grande influência no desempenho dos rolamentos dos pontos de vista de vida de fadiga, de vibração, de ruído e de aquecimento, entre outros.

Essa folga nada mais é do que o jogo entre o anel externo, o anel interno e os corpos rolantes. No momento da instalação, as diferenças dimensionais entre eixo, alojamento e rolamento promovem um deslocamento dos anéis, que pode se dar axialmente como radialmente.

Para rolamentos fixos de esferas, a NSK trabalha com as classes de folga CX, em que X é um número que aumenta junto com o aumento da necessidade de folga.

Condições normais de uso são definidas como aquelas em que os anéis internos dos rolamentos são assentados com interferência, sustentando uma carga

menor que a normal ($P=0,1C_r$), e com velocidade de rotação do anel interno abaixo de 50% do limite de rotação estipulado pelo fabricante.

Para condições diferentes da normal, a tabela 10, que tem como fonte [23], mostra exemplos de seleção da folga interna.

Tabela 10 – Seleção da Folga Interna

Condições de Trabalho	Aplicações	Folga
Casos de grande flexão no eixo	Roda traseira de veículos	Equivalente ao C5
Casos de passagem do vapor em eixos vazados ou casos de aquecimento de rolos	Máquina de Secagem de Papel Mesa de rolos de laminadores	C3, C4 C3
Casos de grandes cargas de choque e vibração	Motor de Tração Peneira Vibratória	C4 C3, C4
Casos de ajuste com interferência tanto no anel interno como no anel externo	Acoplamentos Hidráulicos Diferencial de tratores	C4 C4
Casos de ajuste com folga tanto no anel interno como no anel externo	Pescoço de cilindro de laminação	Equivalente ao C2
Casos de exigência severa no ruído e vibração durante o trabalho	Motores elétricos pequenos (aplicação especial)	C1, C2, CM
Casos como o de ajuste da folga na instalação para controlar o desvio de giro do eixo	Eixo principal de torno	CC9, CC1

No caso do projeto de 2005, em nenhum dos eixos ocorreu de a carga dinâmica equivalente ser inferior a 10% da capacidade de carga dinâmica, o que obrigou a utilização da tabela 10.

Considerando que a caixa é acoplada a um motor de combustão interna, pode-se classificar essa aplicação como “Casos de grandes cargas de choques e vibração”, de tal modo que a seleção da folga pode muito bem estar entre C3 e C4. Como o motor do Baja é de pequena potência, optou-se por uma folga C3 para todos os rolamentos.

11. PROJETO DO ALOJAMENTO

Para abrigar cada elemento até aqui projetado e dimensionado, cabe agora realizar o estudo da caixa em si própria, ou seja, as paredes que alojam e protegem estruturalmente o sistema de transmissão.

O capítulo abordará o estudo da geometria da caixa, o material e o processo de fabricação e ainda o dimensionamento estrutural via método dos elementos finitos.

11.1. Processo de fabricação

Teoricamente, a primeira etapa que o projetista deve imaginar é como projetar geometricamente a caixa de forma que o sistema se aloje adequadamente e tenha uma boa interação com os demais subsistemas da traseira do veículo. Porém, isso só é possível através da decisão do material e principalmente do processo de fabricação ao qual a caixa será submetida.

11.1.1. Usinagem

Fabricar a caixa apenas através de processos como fresar, furar, cortar, tornear e retificar é o primeiro processo a ser analisado. Mesmo dentro do processo de usinagem, há vários modos de produção.

Um primeiro modo é a partir de várias chapas furadas, cortadas e dobradas, montá-las de forma a construir o alojamento. As chapas podem ser soldadas ou menos unidas por meio de parafusos, como no caso da caixa de transmissão do Baja 2004, mostrada no desenho explodido da figura 48.

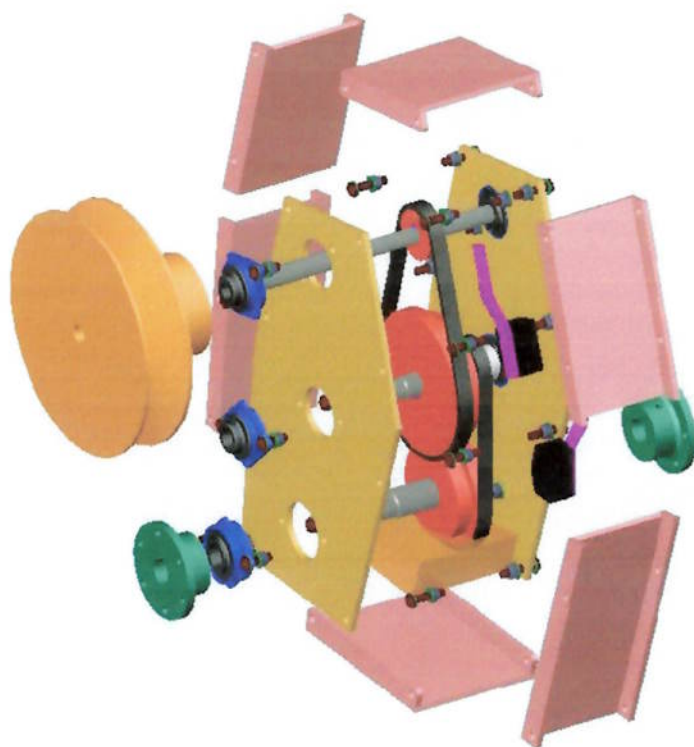


Fig. 48 – Vista explodida da caixa de transmissão de 2004

Essa produção modulada, ou seja, a partir de várias partes tem a grande vantagem de implicar em processos mais rápidos, menos complexos e, portanto mais baratos. Do ponto de vista do material aplicado, tem-se um grande leque de opções, visto que o principal limitador do material é o processo de fabricação, seguido, é claro, da resistência estrutural. É também interessante pois uma vez sendo pouco complexo, pode ser majoritariamente produzida na faculdade, sob total acompanhamento do projetista.

No caso da transmissão 2004, as paredes laterais foram cortadas em máquinas de corte por jato de água e as tampas de fechamento na direção radial dos eixos foram cortadas em guilhotina e dobradas em uma dobradeira mecânica.

Apesar dessa facilidade de fabricação, esse tipo de processo envolve algumas desvantagens pesadas para o rendimento e a manutenção do conjunto, decorrentes da dificuldade de montagem precisa do sistema.

Uma vez que os furos sejam feitos antes da montagem final das paredes e das tampas, é praticamente impossível chegar a uma tolerância de concentricidade entre os furos dos mancais de cada parede lateral. Isso implica em perdas de desalinhamento do eixo e na necessidade de utilização de rolamentos

autocompensadores ou unidades de rolamento tipo flange, que permitem uma pequena angulação de desalinhamento. Como dito no capítulo 10, esses rolamentos apresentam perdas maiores que as dos rolamentos fixos de esfera, o que diminui ainda mais o rendimento do conjunto.

No caso de uma transmissão por engrenagens, esses rolamentos podem ainda permitir movimentações que afetem o engrenamento do par pinhão-coroa, que exige extrema acurácia.

Do ponto de vista da manutenção, é claro que quanto maior o número de peças, mais tempo é necessário para a montagem do sistema. Pior do que isso, há a meticulosidade necessária para a montagem da caixa de forma que as paredes estejam sempre de acordo com o projeto, como por exemplo a necessidade de perpendicularidade entre as paredes laterais e as tampas de fechamento. Qualquer procedimento menos cuidadoso pode levar a um desalinhamento maior e por consequência um rendimento menor.

Por fim, ainda é possível, através apenas dos processos de usinagem, produzir um alojamento em que o formato e as tolerâncias de alinhamento se aproximem do ideal. A solução é a partir de um bloco do material selecionado, usinar todo o seu interior de forma que se produzam duas metades.

Com a utilização de apenas duas partes, a garantia de alinhamento é quase que total, o que permite travá-las no que já será a posição de montagem para fazer a furação dos mancais de rolamento. Isso pode ser alcançado por um processo de furação passante, ou seja, que em um mesmo passe abra os furos nas duas metades ou mesmo através da furação em dois passes, mas com as coordenadas dos furos medidas a partir de um mesmo ponto de referência.

Esse processo leva ainda vantagens de se poder variar a espessura do perímetro da caixa de acordo com o desejado, algo que já não é tão flexível para um processo de fundição, como será mostrado a seguir.

As desvantagens recaem sobre dois pontos que geralmente acabam tendo grande importância no projeto: tempo e custo de operação. Para remover todo o material e obter a caixa no formato de projeto, será necessário muitas horas de máquina ou mesmo a utilização de máquinas de alto custo operacional, como as de comando numérico computacional (CNC). Dependendo do material empregado, o

custo dos blocos pode ser bastante elevado, fato que se agrava a partir do momento em que a maior parte desse material vira cavaco.

Este é um processo bastante adequado para a elaboração de um protótipo, como é o caso do Mini Baja, mas deve ser bem estudado do ponto de vista estratégico de forma a antecipar o cronograma.

11.1.2. Fundição

Uma alternativa para os processos de usinagem é a fundição. Fundição é o processo de fabricação onde um metal ou liga metálica, no estado líquido, é vazado em um molde com formato e medidas correspondentes aos da peça a ser produzida.

Os processos de fundição podem produzir peças já em sua forma e acabamento definitivos ou constituírem o processo inicial de peças que serão posteriormente usinadas. A fundição permite a fabricação de peças com formas bastante complexas e sem limitação de dimensões. Existe uma série de processos de fundição, dentre eles as fundições com molde de areia, por gravidade, sob pressão, por centrifugação, e de precisão.

Permitindo formas mais complexas, o projetista não só tem maior liberdade para dimensionar superfícies com determinadas funcionalidades e resistências estruturais, como terá um processo mais rápido, o que praticamente independe da complexidade geométrica.

No entanto, a fundição possui desvantagens como a real possibilidade de formação de trincas durante a solidificação, principalmente quando os requisitos práticos de fundição, posteriormente explicados, não são atendidos. Outro fator negativo é o custo do processo, que vai desde a fabricação do modelo e do molde até a própria necessidade de acabamento por usinagem.

Como o objetivo desse trabalho não é explicar toda a teoria de fundição, mas sim mostrar as melhores características de um projeto a ser fundido e dar dicas sobre cuidados fundamentais que devem ser levados em conta anteriormente, a partir daqui o estudo se restringe ao processo de fundição em molde areia, que é o único que pôde ser viabilizado financeiramente, mesmo sendo um processo patrocinado.

Este processo consiste em assentar o modelo na areia, de forma a se obter a forma da peça a ser fundida no molde. No molde em areia são também colocados os machos. Após a solidificação do metal ou liga no estado líquido vazado, o molde e os machos são quebrados.

A moldagem em areia pode utilizar dois tipos de areia: a areia comum ou a areia sintética. Dentre as areias comuns está a areia verde, composta essencialmente de areia silicosa, de argila e de água. A areia sintética é composta por 80% de areia, 16% de argila e 4% de água.

Para o projetista, o processo total de fundição começa com o projeto da caixa. O desenho pronto é então utilizado para a fabricação dos modelos de cada metade da caixa, que nada mais são do que peças com praticamente as mesmas dimensões que as do projeto, mas feitas de madeira, gesso ou alguma resina plástica. Esses modelos serão os responsáveis pela fabricação do molde, lugar em que será derramado o lingote (matéria-prima) fundente para que as paredes sejam concebidas.

Por trabalhar com temperaturas muito elevadas que alteram a microestrutura do material e por promover a solidificação de um metal, a fundição tem algumas regras básicas de projeto das peças a serem fundidas. Antes, porém, é interessante que o projetista saiba os principais defeitos que a fundição pode gerar para poder compreender melhor como evitá-los.

Rechupe. Também conhecido como chupagem ou vazio, ele é resultado de uma contração de volume. A contração durante a solidificação pode causar o aparecimento de tensões residuais, que são causadas por deformações plásticas não homogêneas e trincas a quente.

Concentração de impurezas. Isto pode ocorrer devido à segregação durante o processo de solidificação. Em ligas, os elementos com mais baixo ponto de fusão se concentram no líquido, sendo assim, a última região a solidificar a mais rica nesses elementos.

Presença de inclusões. As inclusões são não metálicos como SiO_2 e MnO que causam diminuição das propriedades mecânicas das peças fundidas e podem comprometer os lingotes em processos posteriores de deformação plástica.

As regras básicas para um bom projeto são listadas a seguir e podem ser mais bem compreendidas através das figuras do anexo N.

1. Evitar pontos de brusca transição, como cantos vivos e arestas sem arredondamento. Esses pontos dão origem à formação de trincas.
2. Tentar manter a espessura das paredes constante. A desigualdade tende a formar rechupes e zonas porosas.
3. Evitar partes salientes de paredes finas. Uma saída para a necessidade de saliências como orelhas e alojamento do mancal de rolamento é a adição de nervuras.

Há ainda outras idéias a serem observadas. Um dos requisitos mais importantes que deve apresentar uma peça a ser fundida é a possibilidade de que ela possa ser facilmente extraída do molde. Para isso, a peça deve ser desenhada de tal forma a que as partes que estão em contato com o molde e que estão na direção de remoção devam ter uma pequena inclinação. É usual que se use uma inclinação de aproximadamente 1%, não sendo necessário mais do que 2%. A caixa de transmissão do Baja 2005 teve uma inclinação de 1,8°.

Uma outra importante consideração é a respeito da espessura mínima para fundição. Para cada material e para cada processo de fundição é atribuído um valor. Para ligas de alumínio, material utilizado para as caixas de transmissão do Baja, em um processo de fundição de areia, [2] recomenda que a espessura não seja inferior a 1/8". Espessuras pequenas podem não suportar às forças de contração e promover um empenamento excessivo da peça. A espessura utilizada para esse projeto foi de 4mm e mesmo assim uma das paredes apresentou problemas de empenamento.

A figura 49 mostra os detalhes resultantes das regras básicas de fundição citadas acima e aplicadas à caixa de transmissão do Mini Baja 2005.

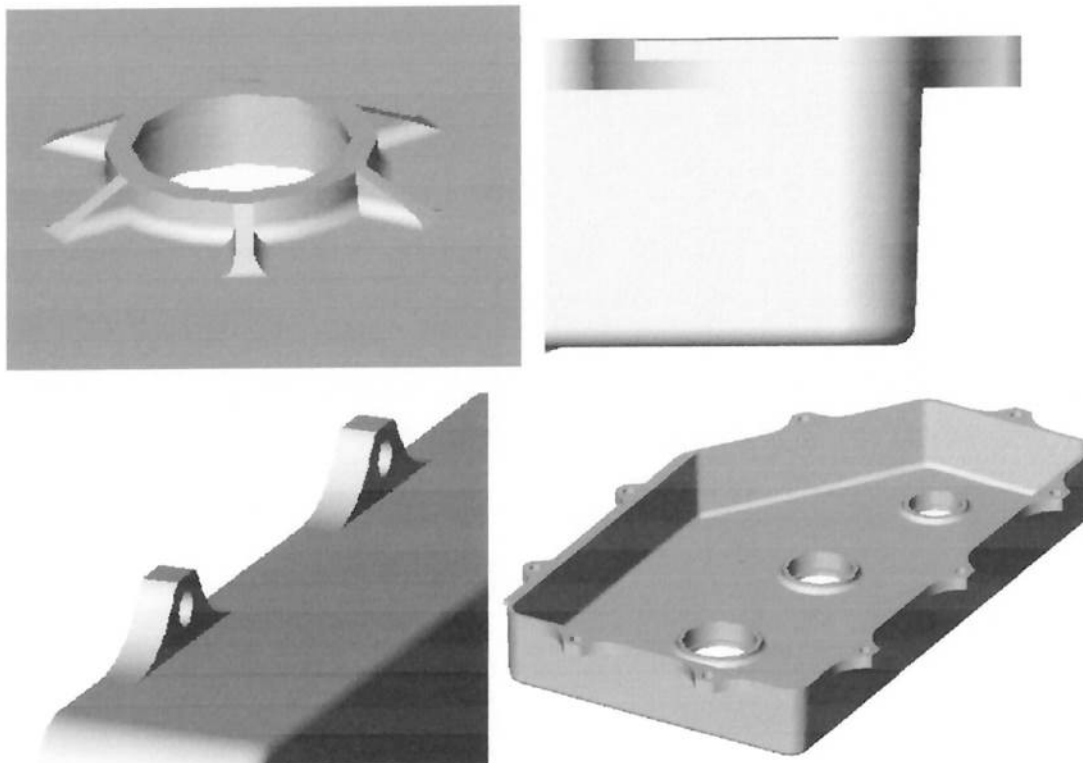


Fig. 49 – Detalhes de projeto resultantes das regras básicas de fundição

A partir da figura do canto esquerdo superior no sentido horário: a primeira mostra o exemplo de adição de nervuras a uma saliência; A segunda ilustra a inclinação de retirada do molde; a terceira mostra as arestas arredondadas do interior da caixa, enquanto que a última exemplifica uma saliência (orelha) que possui espessura adequada de fundição.

Uma vez que um dos maiores problemas seja realmente a contração de volume, é importante lembrar também da necessidade do projeto de sobre-material e da correção de medidas.

A fundição tem um resultado superficialmente rugoso, de tal forma que as superfícies que serão unidas não serão estanques. Nessas regiões, deve ser realizado um processo de acabamento por fresamento ou retífica, o que gera a necessidade de uma dimensão maior para a fundição, o que é chamado de sobre-metal. Qualquer outra parte que tenha que ser pós-acabada deve ter sobre-metal.

Assim como o sobre-metal outra técnica necessária é a de fabricar o modelo com dimensões maiores que a da peça real, de forma a antecipar os defeitos de contração.

Tanto essas correções como o sobre-metal são geralmente calculados pela empresa modeladora que fabricará o modelo, até por causa da experiência que têm com o processo. No entanto, é importante que o projetista saiba reconhecer as regiões que precisem de sobre-metal para apontá-las ao modelador e saiba ainda que o modelo precisa vir com dimensões superiores em cerca de 5%.

A figura 50 mostra o estado final da caixa de transmissão após todos os processos de fundição e usinagem.

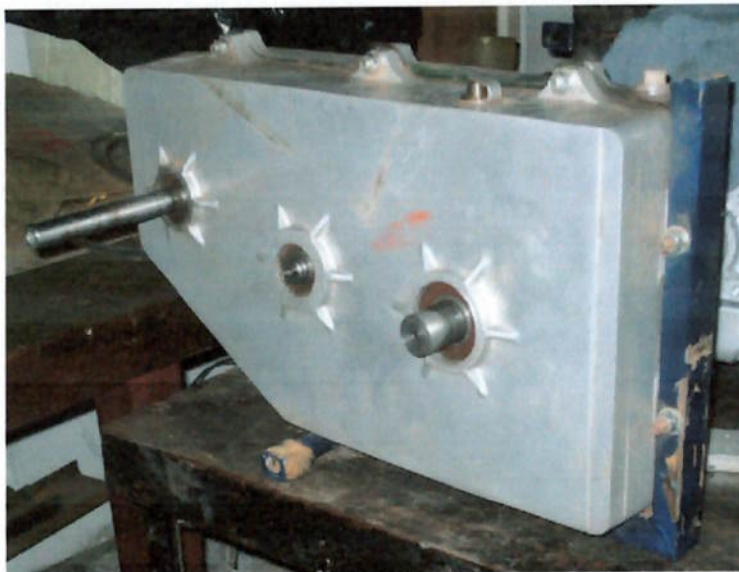


Fig. 50 – Caixa de transmissão fundida

11.2. Seleção do Material

O que define a uma primeira abordagem do problema é o custo e peso, ou seja, a densidade do material e a uma segunda vista as propriedades estruturais. Se o projetista pensar em cada item independentemente, poderá chegar a materiais como o aço, de baixo custo porém de alta densidade ou mesmo o titânio, de altas propriedades mecânicas mas alto custo.

Portanto, um material que une bem essas propriedades são as ligas de alumínio. Baixa densidade, custo médio e boas propriedades mecânicas dependendo da liga fazem com que a maior parte das grandes peças do Baja sejam confeccionadas em alumínio. O problema então é selecionar, dentre as diversas existentes, a melhor liga de alumínio para a aplicação como material da caixa.

No caso de produção por usinagem, é importante observar não só a resistência mecânica da liga como características diretamente influenciadas pelo processo. No caso da caixa de 2004, as tampas de fechamento eram cortadas e posteriormente dobradas. Se a liga não apresentasse alto alongamento, ela não seria dúctil o suficiente para passar pelo processo de dobramento sem a nucleação de trincas.

Para resolver esse problema, a solução encontrada recaiu sobre o processo de tratamento. A mesma liga, sem tratamento possui maior alongamento e menor limite de escoamento e ligas tratadas têm limites de escoamento mais alto porém com alongamento inferior.

Como as tampas, que passam por dobramento, não compõem a parte mais estrutural da caixa e como as paredes que necessitam de alta resistência não sofrem dobramento, escolheu-se a mesma liga com diferentes tratamentos para as paredes e para as tampas.

A liga escolhida foi a 5052, uma liga com 2,5% de Mg e 0,5% de Cr conhecida como “alumínio naval”, com boa resistência à corrosão e à fadiga, segundo [18]. Para as tampas, a liga 5052 O e para as laterais, a liga 5052 H34. Ambas as ligas têm custo razoável e são facilmente encontradas no mercado.

O sufixo “O” indica que a liga sofreu apenas um recozimento. No recozimento, a liga é aquecida até que haja formação de 100% de austenita e após um lento resfriamento (aproximadamente 3 horas) obtém-se uma estrutura com ferrita e perlita com maior ductilidade, mas com menor resistência mecânica.

O sufixo “H34” indica que a liga sofreu um processo de estabilização (o material é ligeiramente aquecido) e encruamento, em que a resistência mecânica é aumentada ao custo de uma baixa ductilidade.

A tabela 11, retirada de [18] resume as propriedades mecânicas dessa liga enquanto que a tabela 12, de [14], mostra os tratamentos a que as ligas de alumínio são submetidas.

Tabela 11 - Propriedades mecânicas da liga 5052

Temper	Tensile strength, psi(b)	Yield strength, psi(c)	Elongation, %		Hardness		Shear strength, psi	Fatigue limit, psi(g)
			(d)	(e)	Rockwell	Bhn (f)		
O	28,000	13,000	25	30	H 75 to 90	47	18,000	16,000
H32	33,000	28,000	12	18	..	60	20,000	17,000
H34	38,000	31,000	10	14	E 75 to 35	68	21,000	18,000
H36	40,000	35,000	8	10	..	73	23,000	19,000
H38	42,000	37,000	7	9	E 80 to 90	77	24,000	20,000

(a) These typical properties are average for various forms, sizes, and methods of manufacture, and may not exactly describe any one particular product. Modulus of elasticity (average of tension and compression moduli) is 10,200,000 psi. Compression modulus is about 2% greater than tension modulus. (b) Strengths and elongations are unchanged or improved at low temperatures. (c) The compressive yield strength is approximately the same as the tensile yield strength. The shear yield strength is approximately 0.55 times the tensile yield strength. (d) Sheet specimens, $\frac{1}{8}$ in. thick. (e) Round specimens, $\frac{1}{2}$ in. in diameter. (f) 500-kg load, 10-mm ball. (g) Based on 500,000,000 cycles using R. R. Moore type rotating-beam machine.

Tabela 12 - Tipos de tratamentos térmicos para ligas de alumínio

Temper	Description
F	As fabricated; no special treatment.
H	Strain hardened (wrought aluminums). H is followed by two digits, the first indicating a heat treatment, if any, and the second indicating the degree of work hardening remaining, for example: H1 X No heat treatment after strain hardening, and X = 1 to 9, indicating degree of work hardening. H2 X Partially annealed, and X = degree of work hardening remaining in product. H3 X Stabilized, and X = degree of work hardening remaining. <i>Stabilized</i> means heating to slightly above service temperature anticipated.
O	Annealed to relieve strain hardening and improve ductility; reduces strength to lowest level.
T	Thermal treatment to produce stable tempers other than F, H, or O. It is followed by a digit to indicate specific treatments; for example: T1 Cooled from elevated temperature, naturally aged. T2 Cooled from elevated temperature, cold worked, naturally aged. T3 Solution heat treated, cold worked, naturally aged. T4 Solution heat treated and naturally aged. T5 Cooled from elevated temperature, artificially aged. T6 Solution heat treated and artificially aged. T7 Solution heat treated and overaged or stabilized. T8 Solution heat treated, cold worked, artificially aged. T9 Solution heat treated, artificially aged, and cold worked. T10 Cooled from elevated temperature, cold worked, and artificially aged.
W	Solution heat treatment, applied to alloys that age harden in service; it is an unstable temper.

Se o processo é, por sua vez, a fundição, então se tem outras soluções. As ligas normalmente relacionadas para a fundição são: ligas alumínio-silício, ligas alumínio-magnésio, ligas alumínio-cobre e ligas alumínio-magnésio-silício.

Segundo [4], as duas primeiras ligas são insensíveis a tratamentos térmicos de endurecimento, tornando-se não-selecionáveis para a aplicação na caixa de transmissão, que necessita do tratamento térmico para que a liga apresente resistência mecânica suficiente para suportar os esforços atuantes em sua estrutura.

Entre as que restaram, foi selecionada então a liga alumínio-magnésio-silício, principalmente por ser disponível pela metalúrgica que fundiu a caixa do Baja 2005. A liga empregada foi a A356 T6. Essa liga tem composição de 7% de Si e 0,3% de Mg, sendo comum para fundição em molde de areia e usualmente aplicada em caixas de transmissões automotivas.

O sufixo "T6", como se pode observar ainda na tabela 12 remete ao processo de solubilização e envelhecimento. A solubilização é o processo em que o material sofre alívio de tensões residuais mediante a dissolução dos precipitados, como os carbonetos. Esse é um processo que favorece a aplicação do envelhecimento, processo em que as discordâncias movimentadas são induzidas por meio de um leve e lento aquecimento para o seu local de origem, aumentando a resistência mecânica do material.

A tabela 13, de [18] resume as propriedades da liga A356.

Tabela 13 –Propriedades mecânicas da liga A356

Condition	Tensile strength, psi(a)	Yield strength, psi	Elongation, % (b)	Hardness, Bhn(c)	Shear strength, psi	Fatigue limit, psi(d)	Compressive yield strength, psi
Sand Cast							
T51	25,000	20,000	2.0	60	20,000	8,000	21,000
T6	33,000	24,000	3.5	70	26,000	8,500	25,000
T7	34,000	30,000	2.0	75	24,000	9,000	31,000
T71	28,000	21,000	3.5	60	20,000	8,500	22,000
Permanent Mold Cast							
T6	38,000	27,000	5.0	80	30,000	13,000	27,000
T7	32,000	24,000	6.0	70	25,000	11,000	24,000

(a) In general, strengths and elongations remain unchanged or improve at low temperatures. (b) Round specimens, 1/2-in. diam. (c) 500-kg load, 10-mm ball. (d) Based on 500 million cycles using R. R. Moore type of rotating-beam machine.

11.3. O Método dos Elementos Finitos

O método dos elementos finitos (MEF) é uma ferramenta computacional para a resolução de problemas complexos que levam a equações diferenciais parciais do tipo da equação (75)

$$\frac{d^2u}{dx^2} + f(x) = 0 \quad (75)$$

O MEF é baseado em dois conceitos principais que ajudam a resolver equações como a (75):

- Solução baseada em uma "Integral" da equação;

- Aproximação da solução por uma função definida em um subdomínio resultante da discretização do domínio.

Para resolver o problema nesse subdomínio, o MEF resolve o problema para pequenos intervalos da função, ou seja, uma peça é dividida em um número finito de elementos para os quais a solução é aplicada.

Como existe um número muito grande de resultados, os softwares modernos correspondem os valores resultantes a cores simbólicas. Dessa forma, o usuário tem uma resposta mais acessível, podendo interpretar os pontos de maior importância mais rapidamente.

Existem muitos tipos de elementos como vigas, treliças, sólidos e cascas e cada um tem sua aplicação. Para a análise da caixa, será utilizado o elemento de sólido, que possui oito nós e seis graus de liberdade. Este elemento, mostrado na figura 51, aceita largas deflexões e possui grande capacidade de resistência.

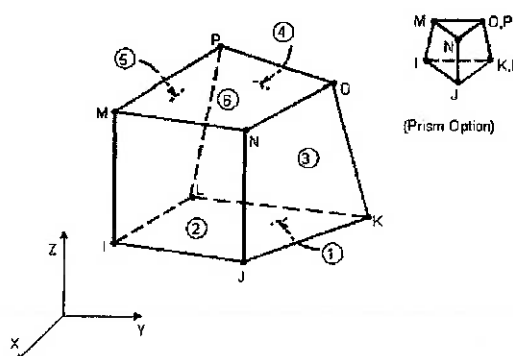


Fig. 51 – Elemento de sólido

Cada elemento é formado por nós, identificados na figura pelos pontos acompanhados pelas letras de I a O. O conjunto de elementos se denomina malha. Ainda na figura 51, observa-se que o elemento, em forma de cubo, pode ter nós agregados de forma a virar um prisma e acomodar algumas complexidades geométricas.

O MEF vem se tornando uma ferramenta de aplicação muito vasta, sendo utilizadas em análises estruturais, térmicas, magnéticas e de fluidos, entre outros.

11.4. Dimensionamento Estrutural

O tópico anterior apenas serviu para fazer uma primeira abordagem ao que tão poderoso método pode realizar. Do ponto de vista estrutural, quando a geometria de uma peça se torna complexa, as formulações postuladas pela Mecânica dos Sólidos passam a não fornecer resultados tão precisos e coerentes com a realidade de testes executados.

A caixa de transmissão possui essa complexidade geométrica, além de estar submetida a uma combinação de esforços cisalhantes, fletores, normais e mesmo à flambagem local.

A idéia desse tópico não é passar toda a teoria de elementos finitos para a realização da análise mas sim discutir todas as condições de contorno do problema, e como usar esse método para montar e analisar o dimensionamento estrutural da caixa.

A primeira idéia necessária é nunca utilizar o MEF sem mesmo fazer uma análise qualitativa prévia dos resultados. Isso significa que o projetista deve, em função dos esforços aplicados e das condições de contorno, já ter uma idéia de como se comportará cada parte da peça. Deve saber se em determinados pontos haverá tração ou compressão, onde estão aproximadamente os pontos de máximo e mínimo esforço e quais as regiões de concentração de tensão que podem ser desprezadas do resultado.

A grande importância dessa análise prévia se deve à automatização da utilização do MEF por softwares modernos. Um pequeno erro de entrada de dados pode modificar todo um resultado e se o projetista não tiver a análise prévia, pode acabar acreditando no resultado e tomando como finalizada a análise estrutural.

Outro ponto vantajoso é que dessa forma, pode-se promover um refinamento da malha nas regiões de grande importância, como nas regiões de máximas tensões. O refinamento nada mais é do que o aumento de elementos em uma determinada região da peça. Além de diminuir o tamanho dos elementos no local, o refinamento também torna a malha mais homogênea e mais próxima da proposição teórica do elemento, ou seja, gera resultados mais confiáveis.

O segundo passo importante é o estudo da condição. Esse estudo visa em primeiro lugar que o projetista se pergunte qual situação será analisada. Em geral, deve se considerar aquela que implica em maiores tensões à peça, portanto, a situação mais crítica. A partir dessa resposta, ficará muito mais fácil definir quais são os esforços atuantes e quais são as condições de travamento (graus de liberdade) na peça.

As condições de travamento para um problema tridimensional como esse são as translações e as rotações nos três eixos, que no caso da caixa, são x , y e z , pois se trata o problema a partir do sistema cartesiano. Quando a peça está extremamente rígida a uma estrutura superior de tal forma que não possua nenhum grau de liberdade, diz-se que ela está engastada. Articulações possuem translações travadas mas todas as rotações livres. Apoios simples permitem além de todas as rotações, uma translação livre. Os softwares permitem isolar separadamente cada grau de liberdade.

Enfim, para o problema da caixa, a análise estrutural auxiliada pelo método dos elementos finitos pode ter dois propósitos: o dimensionamento das paredes e a otimização dos pontos de fixação na traseira do Baja.

Do ponto de vista das condições de contorno, há duas situações críticas para o dimensionamento: a situação de torque máximo e um eventual impacto contra a pista. Para definir os graus de liberdade do modelo, deve-se definir que a caixa está suportada por uma estrutura mais rígida do que ela em si, que é a gaiola, a estrutura traseira. Dessa forma, cada ponto que estiver ligando a caixa à estrutura deve ser tomado como um engaste.

No caso da caixa do Baja 2005, projetou-se um anteparo superior à caixa, de tal forma que se restringisse o deslocamento vertical em determinada região. A essa região teve de ser aplicada uma restrição de translação.

A análise começa com a geração da malha. Uma malha bem feita não é necessariamente aquela que tem a maior discretização em todo o modelo. Uma malha boa reúne a discretização nos pontos de aplicação do esforço ou das maiores tensões e uma formação com elementos maiores nas demais regiões, o que diminui o tempo de resolução do software.

A figura 52 mostra a malha da caixa de transmissão do Baja 2005 e uma comparação entre uma malha razoável (à esquerda) e uma mal elaborada (à direita) em um dos mancais da caixa, local de aplicação de carga.

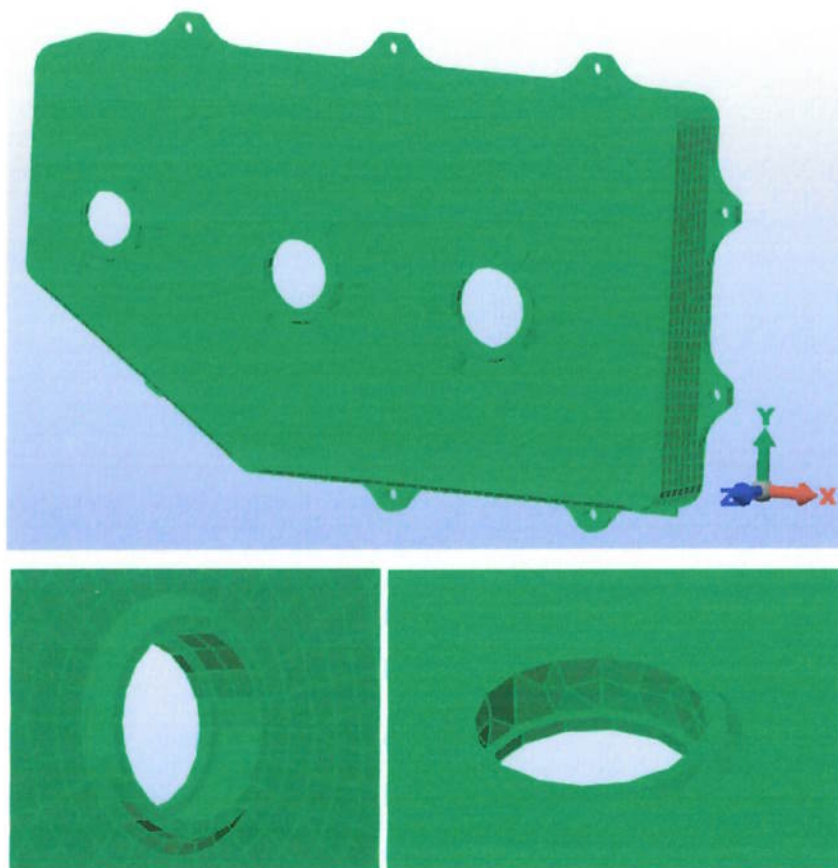


Fig. 52 – Geração de malhas e a comparação entre duas malhas diferentes.

Definida a malha, o usuário deve configurar o material da peça. Uma vez que o MEF se utilize da equação matricial baseada na matriz de rigidez, o que o programa necessita na realidade é do coeficiente de Poisson (ν) e do módulo de elasticidade longitudinal (E) do material. Para as ligas de alumínio, em geral, tem-se que $\nu = 0,33$ e $E = 72\text{GPa}$.

Partindo para a definição das condições de contorno, pode-se observar na figura 53, que corresponde à análise da caixa de transmissão do Baja 2005, que os esforços aplicados foram os esforços reativos nos mancais, divididos nos três eixos de atuação.

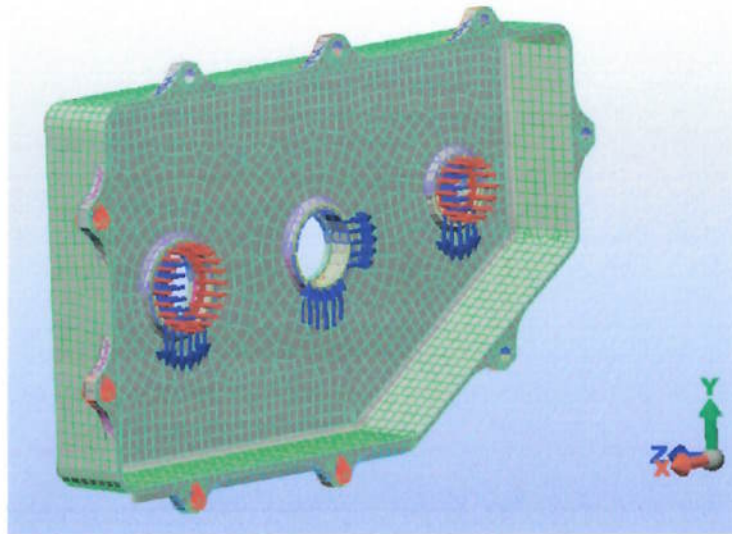


Fig. 53 – Esforços atuantes e condições de travamento.

Uma primeira observação a ser feita aqui é que os esforços são referentes à situação de atuação da velocidade reduzida que por produzir maior torque induz a esforços de maiores magnitudes nos mancais. A segunda observação é de que os esforços axiais (em vermelho) só aparecem em dois mancais em função da direção de hélice das engrenagens.

Pode-se observar também que os esforços são aplicados aos mancais segundo uma norma prática de que os nós selecionados para aplicação do esforço devem cobrir cerca de um terço do perímetro do furo.

Basta agora rodar a análise para interpretar os resultados, conforme mostra a figura 54.

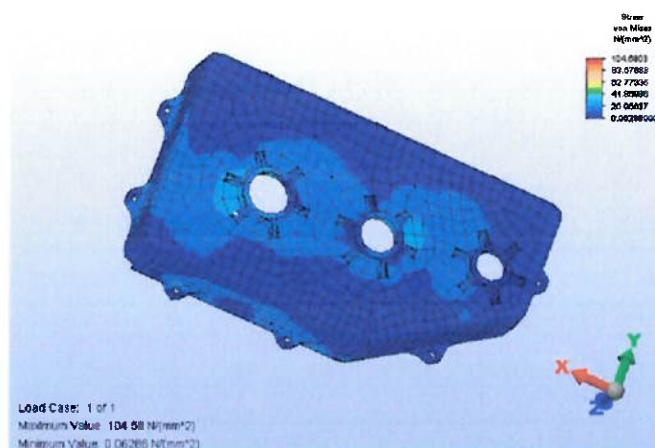


Fig. 54 – Análise estrutural da transmissão 2005

O primeiro ponto que o projetista é induzido a levar é a tensão atuante. No caso, a tensão máxima, de 104MPa, é inferior ao limite de escoamento, equivalente a 165 MPa, o que permite afirmar que o modelo resiste às condições impostas

Como se pode observar, as regiões de maior tensão são as referentes às condições de travamento e às de aplicação de esforço. Com relação às regiões dos esforços, é muito importante que o projetista conheça o Princípio de Saint-Venant. Esse princípio estabelece que os resultados até uma certa distância da aplicação são comprometidos já que a tensão decresce muito rapidamente com a distância e a tensão máxima é muito maior do que a tensão média.

Portanto, tanto nessas regiões como em furos e ranhuras, caso as tensões variem bruscamente entre os elementos vizinhos, essa concentração pode ser desconsiderada.

Nessa hora, uma boa dica é usar a configuração deformada para comparar com a análise prévia feita baseada no conhecimento das condições de contorno.

A análise por MEF como qualquer procedimento mais complexo deve ser tomada de forma a começar por um modelo mais simples para a cada resultado obtido aproximar o modelo das condições reais. Isso amadurece os conhecimentos do projetista, mostrando como cada parâmetro é influente na análise.

Para acompanhar esse desenvolvimento, o trabalho mostra a partir daqui, uma outra funcionalidade dessa análise que, conforme escrito acima, é a de otimização dos pontos de fixação da caixa.

Para começar o estudo de fixação da caixa, um primeiro modelo foi feito assumindo que a caixa não fosse modulada, mas apenas uma peça única e usinada. Nesse modelo, haviam oito pontos de travamento, tal como mostra a figura 55, que mostra modelo e resultado dessa análise.

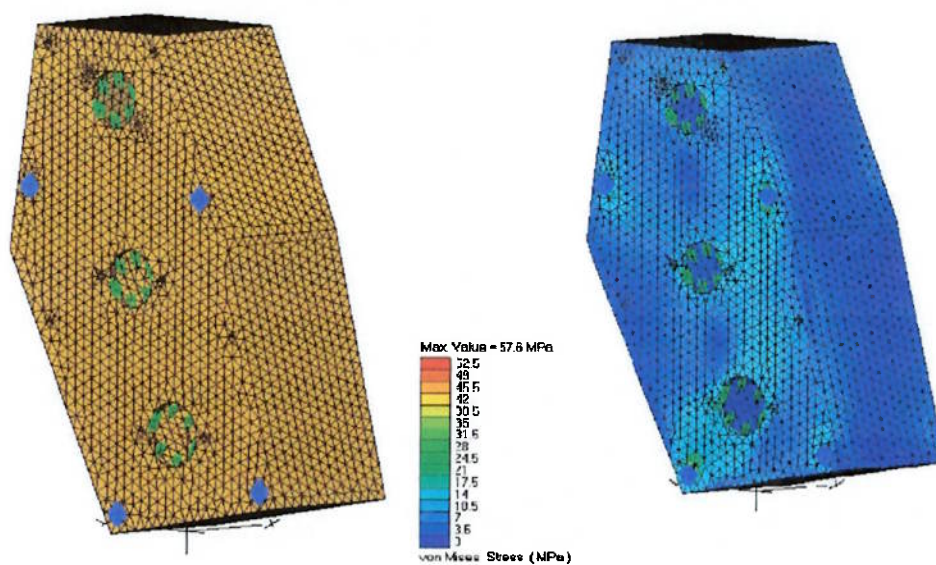


Fig. 55 – Modelo e resultado da primeira análise

A uma segunda abordagem no mesmo modelo, decidiu-se fixar mais dois pontos, que se localizavam bem na direção da região de maiores tensões e o resultado pode ser visto na figura 56.

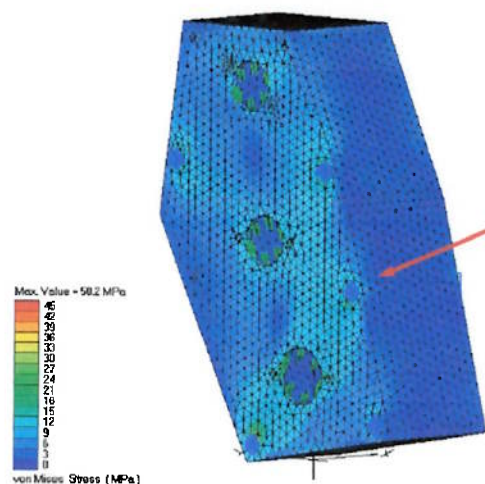


Fig. 56 – Resultado da segunda análise

Conforme mostra o resultado, a fixação desses dois pontos confirmou a necessidade de um maior número de fixações, no que o resultado diminuiu em 15%.

Para melhorar o modelo, a terceira abordagem considerou a caixa modulada, e sem esses últimos dois pontos de fixação acrescentados. Os resultados e o modelo são apresentados na figura 57.

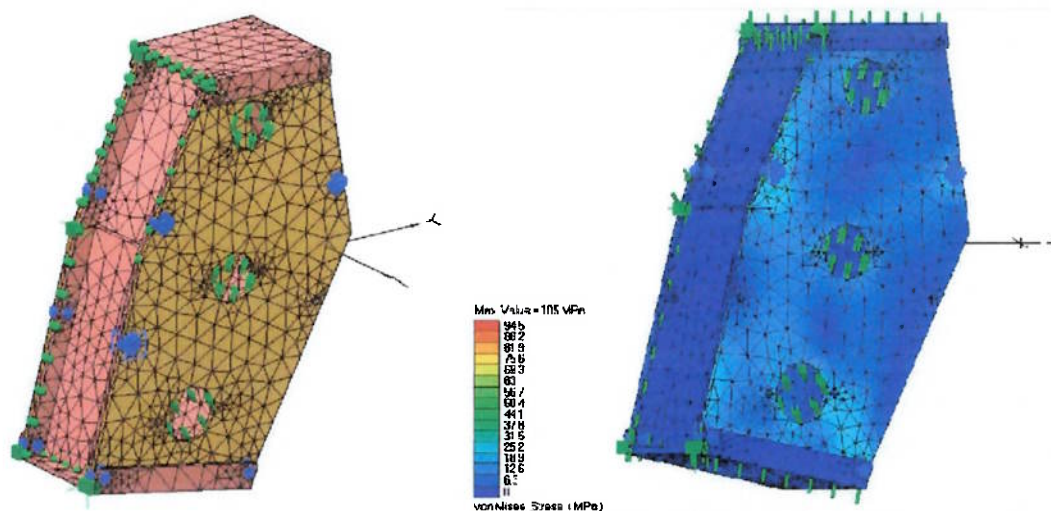


Fig. 57 – Modelo e resultado da terceira análise

Considerá-la modulada induziu à tensão máxima a 105MPa, quase o dobro do primeiro modelo. Basta agora, verificar como esse modelo se comporta com mais os dois pontos acrescentados na segunda análise, como mostra a figura 58.

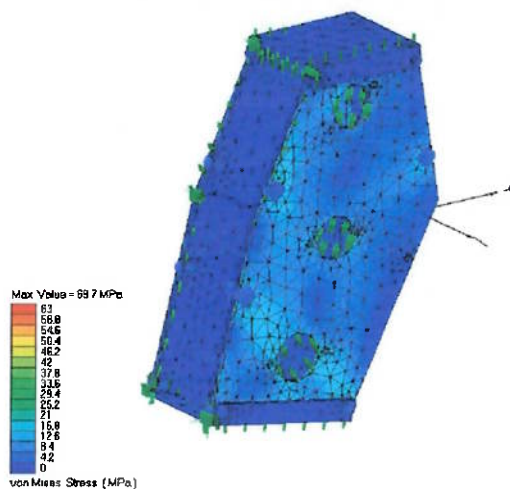


Fig. 58 –Resultado da segunda análise

O resultado aponta para uma tensão máxima de 69,7MPa, quase 34% inferior ao valor de tensão máxima da terceira modelagem. Tamanha diferença levou à produção de uma peça que ligasse a estrutura à caixa por meio dos pontos dessa última análise, como se vê na foto da figura 59.



Fig. 59 – Suporte da caixa de transmissão 2004

12. ALÍVIO DE PESO

Sendo um problema diretamente aplicado a engrenagens e rodas dentadas para correntes, esse capítulo poderia ser discutido anteriormente. No entanto, as formas geométricas levam à necessidade do auxílio do MEF para o dimensionamento mais real da peça aliviada, método que só foi discutido no último capítulo.

Quando se calcula a largura do dentado, se a engrenagem for maciça com a alma de mesma largura que o dentado, ela representará não só grande acúmulo de massa, mas também aumento da inércia rotativa. Para tentar minimizar esses efeitos, usa-se, quando possível, alívios de peso, que são remoções de massa em formas de furos, reduções da largura da alma entre o miolo e o dentado ou rasgos que fazem o corpo da engrenagem tomar a forma raiada. Essas formas de alívios são apresentados na figura 60.

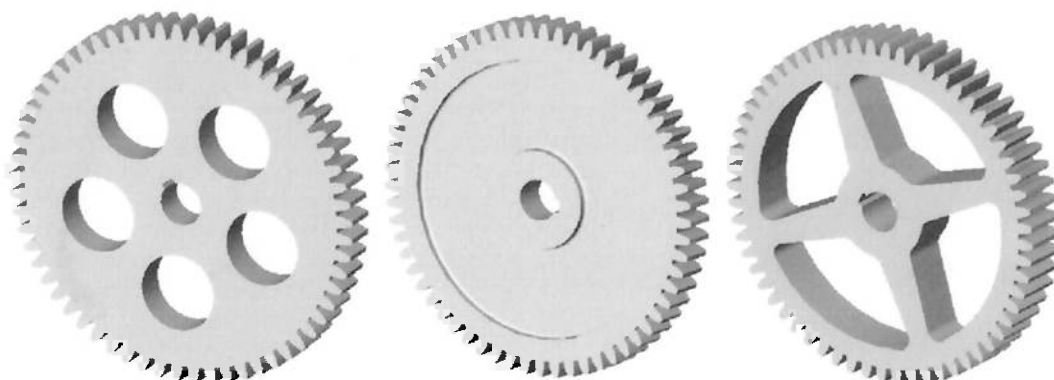


Fig. 60 – Formas de alívio – furos, redução da alma e corpo raiado

Um primeiro cálculo, ainda analítico é aplicado para o caso da engrenagem raiada. O cálculo considera que cada braço ou raia é uma viga engastada no cubo da engrenagem (parte em que é acoplada ao eixo) e que a força atuante é aplicada ao extremo externo dessa raia.

Como essas raias têm geralmente sua alma não constante, esse cálculo cai para teoria de vigas não-prismáticas. Desse ponto de vista é necessário encontrar uma equação que calcule a tensão de flexão ao longo de toda a viga, pois ao mesmo tempo em que o momento aumenta para a extremidade interna, compensa-se aumentando a seção da raia. O equacionamento irá encontrar qual é a seção crítica.

Admitindo que a seção seja retangular e que uma das dimensões é constante e igual à largura original (possivelmente a do dentado), o que facilita a usinagem, o

equacionamento começa por encontrar uma relação entre a dimensão variante e o comprimento da raia que, conforme equação (76), nada mais é do que uma equação de reta.

$$h_x = h_A + (h_B - h_A) * \frac{x}{L} \quad (76)$$

Onde: h_x – dimensão h ao longo da raia;

h_A – dimensão h na extremidade externa;

h_B – dimensão h na extremidade interna;

x – posição relativa da raia;

L – comprimento da raia

A figura 61 mostra as dimensões da raia e as equações (77) e (78) continuam o equacionamento de modo a chegar à tensão de flexão ao longo da raia.

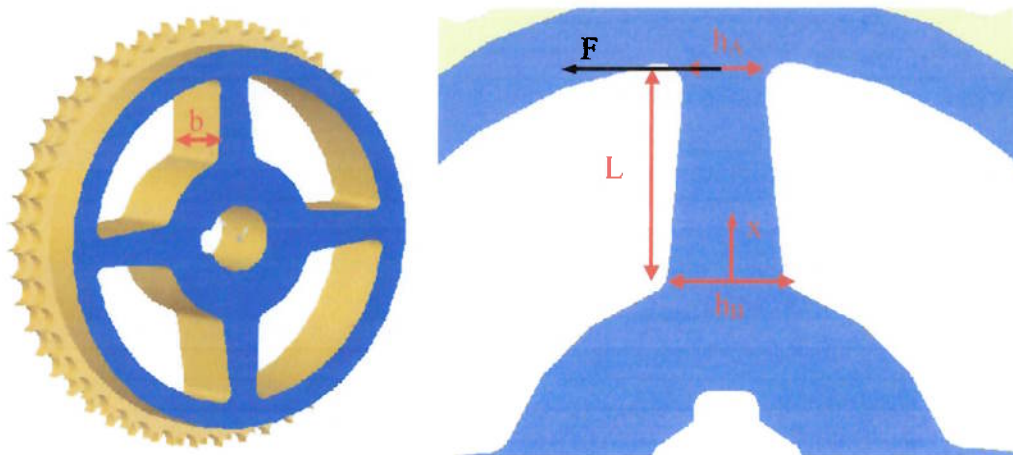


Fig. 61 – Dimensões do equacionamento de alívio

$$I_x = \frac{b * h_x^3}{12} \quad (77)$$

$$\sigma_x = \frac{F * x * \frac{h_x}{2}}{I_x} = \frac{6 * F * x}{b * h_x^2} = \frac{6 * F * x}{b * [h_A + (h_B - h_A) * \frac{x}{L}]^2} \quad (78)$$

Onde: I_x – momento de inércia ao longo da raia;

b – largura da raia;

F – força aplicada;

σ_x - tensão de flexão ao longo da raia.

Há aqui dois pontos a serem colocados. O primeiro é que a força usada deve corresponder à força na roda dentada dividido pelo número de raias. O segundo ponto é que devido a inserção de concentração de tensões, o rasgo de chaveta deve ser feito na direção de uma das raias.

Esse cálculo foi utilizado e aplicado nas rodas dentadas de correntes da caixa de transmissão do Baja 2004, obtendo uma redução de massa de até 45%. Apesar de ter sido funcional, esse cálculo é muito conservativo pois considera que a extremidade externa está em balanço. O melhor modo é mesmo utilizar o MEF para conferir os resultados.

Outros dois tipos de alívio que costumam ser utilizados em combinado são a redução da largura alma e a furação da alma. A geometria gerada já não cabe ao equacionamento proposto acima, mas antes mesmo de se analisar computacionalmente, há algumas regras básicas para esses tipos de alívio.

Segundo [21], qualquer furo, redução ou elemento concentrador de tensão na alma deve ter uma distância maior que 1,5 vezes o módulo da engrenagem.

Para facilitar a compreensão do texto, a figura 62 mostra as dimensões parametrizadas e que são todas sugeridas por [8].

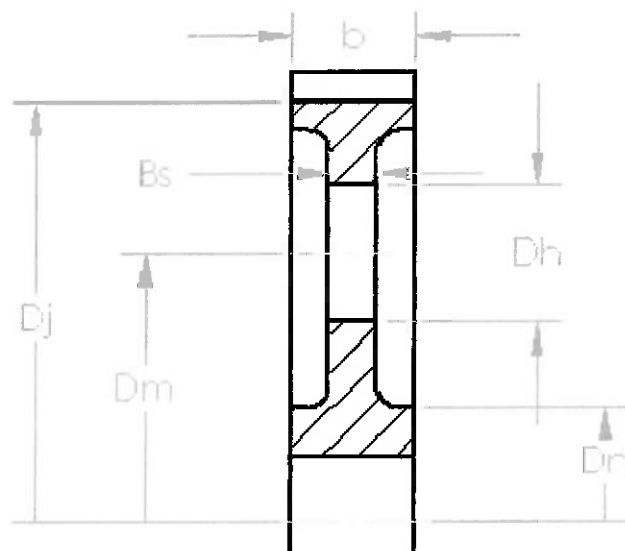


Fig. 62 – Dimensões de alívio

O diâmetro do cubo (D_n) é diretamente determinado pelo rasgo de chaveta, que não é mostrado na figura. É sugerido que a distância entre o fundo do rasgo e o diâmetro do cubo seja de 3,5 vezes o módulo do dentado.

A largura de redução da alma (B_s) é obtida, para engrenagens de alta necessidade de alívio ou para protótipos, considerando que estas sejam tratadas termicamente, pela relação (79).

$$B_s = 2 * m + 0,15 * b \quad (79)$$

Onde: m – módulo do dentado

O diâmetro de posicionamentos dos furos é definido aproximadamente pela relação (80).

$$D_m = 0,55 * (D_n + D_j) \quad (80)$$

O diâmetro do furo (D_h) é definido como sendo entre 10% e 20% o valor do diâmetro externo da engrenagem, ou seja, o diâmetro da cabeça do dente. Para o número de furos, o livro faz uma tabela que correlaciona esse número com o diâmetro externo da engrenagem. No entanto, ele não define a necessidade de furos para engrenagens com diâmetro externo inferior a 300mm, caso das engrenagens do Baja.

Devido a regras como essa do número de furos sugere-se que se as usem como um parâmetro inicial para o dimensionamento do alívio, que deve então ser verificado por MEF.

Essa verificação, mostrada na figura 63, permitirá inclusive, para as engrenagens helicoidais, averiguar se há problemas de deflexão axial se o corpo da engrenagem for muito esbelto.

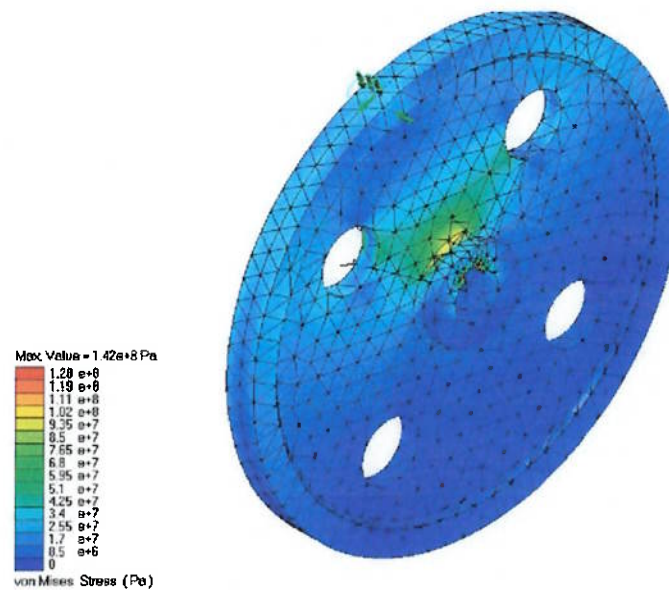


Fig. 63 – Verificação estrutural dos alívios

Para as coroas das duas velocidades do primeiro estágio da caixa de 2005, a análise indicou não só que o alívio composto de furos e redução da alma era viável como também encaminhou o projeto das engrenagens para uma largura de cubo maior que a largura do dentado, o que diminuiu significativamente a deflexão axial, como se pode ver na figura 64.

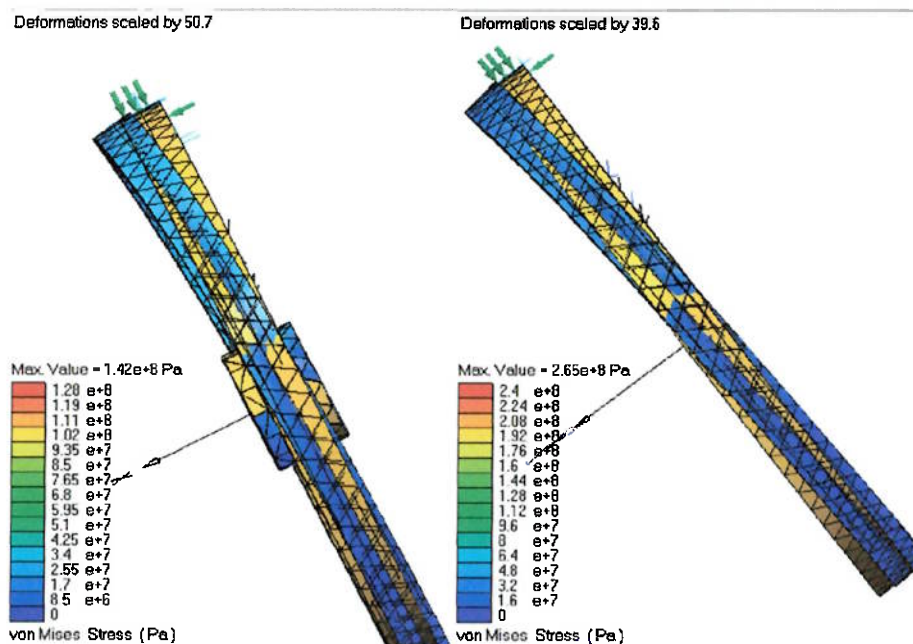


Fig. 64 – Dimensionamento da largura do cubo da engrenagem

A figura 64 mostra como a coroa da esquerda com cubo mais largo tem menor tensão atuante e ainda menor deflexão já que o programa mostra a mesma deflexão para ambos os casos, mas a escala de deformação da análise da coroa com maior cubo é maior, ou seja, a deformação real é menor. No caso, a deflexão dessa engrenagem se mostrou cerca de 20% menor.

Esse tipo de alívio foi utilizado nas engrenagens da transmissão 2005, da figura 65, provando-se funcional e alcançando uma redução de até 46% da massa do corpo de uma engrenagem.

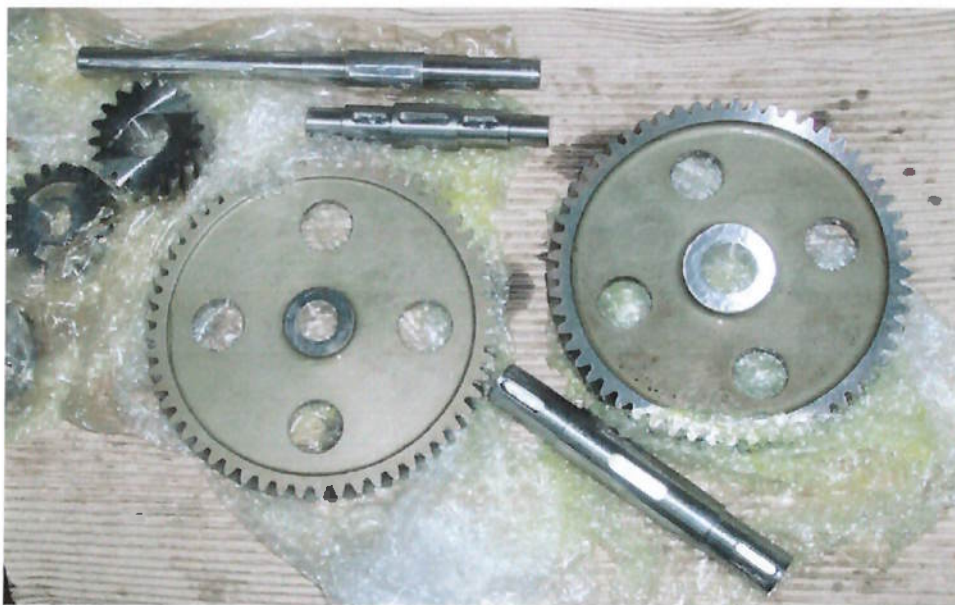


Fig. 65 – Engrenagens aliviadas da transmissão 2005

13. SELEÇÃO DE VELOCIDADES

Caso verificada a necessidade de duas relações de transmissão distintas para o bom desempenho durante a competição, o projetista terá que pensar no modo como fará a mudança de velocidades na caixa.

Em uma caixa de transmissão de um veículo de passeio, a mudança é feita por meio de um trambulador, conhecido por anel sincronizador. O sincronizador possui duas atuações distintas. A primeira é realizada por meio de uma coroa cônica que é encostada à uma outra coroa, na engrenagem, de modo a igualar as velocidades do sincronizador e da engrenagem. A segunda função é feita por meio de dentes axiais (dog teeth). Assim que a velocidade relativa é nula, o sincronizador é empurrado contra a engrenagem de modo que os dentes axiais encaixam-se a furos correspondentes na engrenagem. Esse movimento todo dura, em geral, menos de um segundo e é acionado por uma alavanca comandada pelo motorista, denominada alavanca de câmbio.

No projeto do Mini Baja, o objetivo da troca de velocidades é a mudança de torque entre as provas dinâmicas. Provas de rampa e tração seriam feitas sob a atuação da velocidade “reduzida” enquanto que o AV e o enduro seriam feitos com a velocidade “rápida”. Como a competição não estabelecia empecilhos para a mudança de relação entre as provas ou a realização de provas seguidamente, a opção da alavanca comandada pelo piloto foi descartada pela complexidade de projeto. Por tabela, a idéia de sincronizar o trambulador à engrenagem acabou fora dos planos.

No entanto, a idéia de engrenar axialmente e fazer a seleção do par engrenado foi aproveitada, na forma de uma peça também conhecido por embreagem de dentes, em que a solução final se encontra na figura 66.

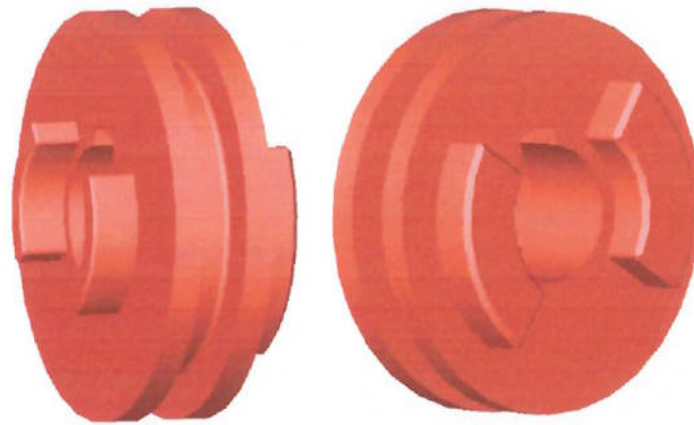


Fig. 66 – Duas vistas isométricas da embreagem de dentes

Essa embreagem possui dois dentes axiais de cada lado, de dimensões diferentes, sendo dois dentes para engate na engrenagem do pinhão da reduzida e mais dois para engate no pinhão da rápida.

A embreagem é chavetada ao eixo de tal forma que quem transmite o torque é ela e não as engrenagens, que giram livre no eixo. Na parte central, existe um sulco no qual deslizará o garfo de acionamento. O garfo desliza pois está parado durante o movimento do veículo, enquanto que o trambulador gira solidário ao pinhão. Esse garfo é apoiado à embreagem por meio de lubrificante, como se fosse um mancal de deslizamento. Parafusado ao garfo, uma alavanca trambula a embreagem de um pinhão ao outro, possuindo ainda um estágio de ponto morto, útil para as situações em que se deseja manobrar o Baja. O desenho de conjunto aparece na figura 67.

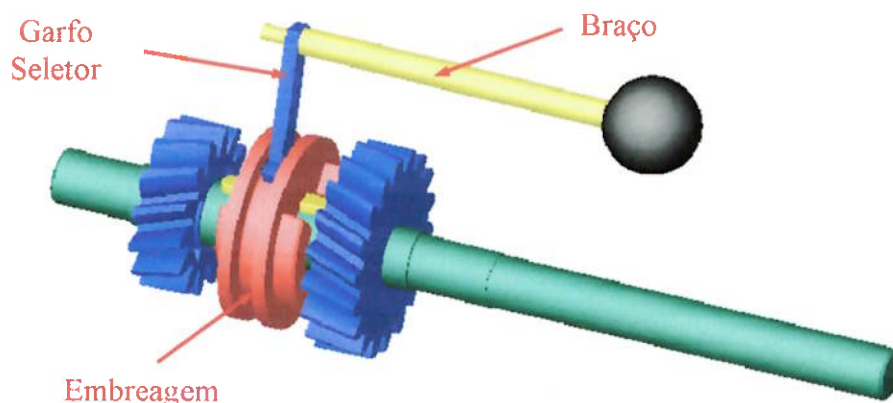


Fig. 67 – Desenho de conjunto do mecanismo de mudança de velocidade

É claro que para aceitar o engrenamento, os pinhões são projetados com rasgos em suas laterais de modo a abrigar os dentes axiais da embreagem. A decisão de trambulação nos pinhões, ou seja, no primeiro eixo, justifica-se por dois motivos. Em primeiro lugar, caso fosse acoplado às coroas, os dentes obrigariam a um diâmetro maior do cubo, o que diminuiria o alívio de massa da coroa. Em segundo lugar, devido à disposição da caixa e dos demais subsistemas da porção traseira do Baja, a mudança de velocidades teve que ser feita da lateral da caixa. O acoplamento nas coroas demandaria um garfo seletor demasiadamente longo contra o pequeno braço projetado para o primeiro eixo.

Para tornar o deslizamento entre o garfo seletor e a embreagem ainda mais eficiente, ao garfo foi colado uma tira de poliacetal, polímero com ótimas propriedades de mancal de deslizamento, por possuir baixo coeficiente de atrito e baixa absorção de líquidos.

Os dentes do trambulador foram projetados com um chanfro na extremidade de forma a guiar o encaixe nos pinhões e tornar mais rápida e mais sutil a mudança de velocidade.

O dimensionamento da embreagem foi também realizado pelo método dos elementos finitos. Considerou-se como crítica a situação em que o carro sofre uma queda e um instantâneo travamento das rodas, enquanto que o motor continua a funcionar. Dessa forma, aplicou-se as forças nos dentes da embreagem enquanto que os nós nas proximidades do rasgo de chaveta foram engastados (figura 68).

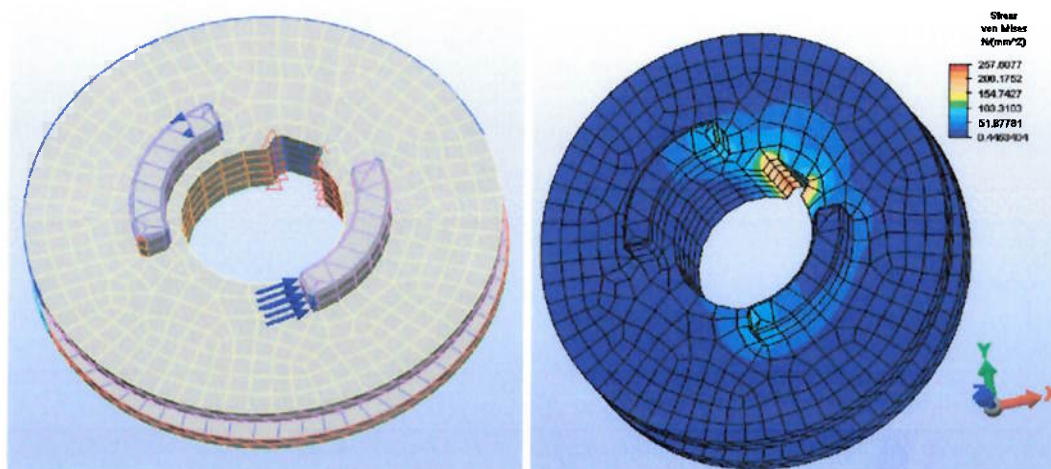


Fig. 68 – Análise estrutural da embreagem

Mesmo que o resultado não apontasse para a necessidade de um aço de alta liga, deve-se lembrar que a peça é chavetada e o material da chaveta foi utilizado como de menor resistência. Portanto, qualquer aço acima do limite de escoamento proposto pela norma de chavetas (capítulo 9) satisfaz o dimensionamento.

Uma questão muito importante que ainda deve ser mencionada é a extrema necessidade de um ótimo travamento da embreagem em cada uma das três posições (rápida, reduzida e neutra). A competição impõe severos esforços ao Mini Baja, que sofre grandes deslocamentos longitudinais e laterais a cada minuto.

Para tanto, o braço foi travado por meio de uma trava rápida, que ainda permite a troca de posições sem a necessidade de ferramentas. A figura 69 mostra a trava e o mancal de deslizamento do braço na parede da caixa.



Fig. 69 – Travamento da posição da embreagem

14. CONEXÃO COM O SEMI-EIXO

O torque e a rotação do eixo de saída da caixa não são diretamente transmitidos para a roda, objetivo final da transmissão. Para isso, é utilizado um eixo, na maioria das vezes articulado para compensar diferenças de cotas entre o eixo de saída da caixa e o centro da roda, chamado semi-eixo.

Esses semi-eixos podem ser articulados por meio da presença de juntas universais ou ainda juntas homocinéticas, ou mesmo uma combinação entre eles. No caso da Equipe POLI, os carros dos últimos anos apresentaram semi-eixos articulados tanto no lado da roda quanto no lado da caixa.

No lado da caixa, que tem aplicação para esse trabalho, as caixas de 2004 e 2005 foram acopladas ao semi-eixo por meio de juntas homocinéticas deslizantes VL e tripóide, respectivamente, como mostra a figura 70.



Fig. 70 – À Direita a junta homocinética VL e à esquerda a homocinética tripóide

Como se pode ver no diagrama da figura 70, a junta VL possui 6 furos igualmente espaçados, por onde é fixa por meio de parafusos à caixa de transmissão. O objetivo desse capítulo é verificar a necessidade da utilização desses seis parafusos, deixando um memorial para calcular e otimizar o número de parafusos necessários para a conexão com a junta homocinética VL, se essa for a utilizada para o projeto do Baja.

Resolver esse problema é solucionado basicamente pela equação (81). O objetivo é calcular e variar todos os demais parâmetros para se obter o número 'N' de parafusos.

$$F_p = \frac{k_p * P}{(k_p + k_{mt}) * N} + F_i \quad (81)$$

Onde: F_p – força admissível no parafuso;

P – carregamento;

k_p – rigidez do parafuso;

k_{mt} – rigidez total das peças unidas;

N – número de parafusos;

F_i – força de pré-aperto.

Como o parafuso é um elemento de máquina projetado para funcionar apenas sob solicitação de cargas normais, a força admissível no parafuso é facilmente encontrada pela equação (82).

$$F_p = \frac{\sigma_{esc} * A_p}{FS} \quad (82)$$

Onde: σ_{esc} - tensão admissível de escoamento do parafuso;

A_p – área de compressão do parafuso;

FS – fator de segurança.

A tabela 14, que como fonte [16] resume algumas das propriedades mecânicas de parafusos, classificados por sua classe SAE. Como a competição não permite parafusos com classe inferior a 8.8, a tabela mostra as propriedades para classes apenas acima desse valor.

Tabela 14 – Propriedades Mecânicas dos Parafusos

Classe SAE	Tensão de Prova (MPa)	Tensão de Escoamento (MPa)	Tensão de Ruptura (MPa)	Dureza (HRC)
8.8	600	660	830	23-34
9.8	650	-	900	27-36
10.9	830	970	1040	33-39
12.9	970	1100	1220	38-44

A força de pré-aperto (F_i) é correspondente ao torque dado no aperto do parafuso no momento da montagem. A aplicação dessa força é muito importante para o funcionamento adequado do sistema, pois ela permite dividir os esforços normais

entre os parafusos e as peças a serem unidas. Sem essa força de pré-aperto, as forças são transmitidas apenas pelos parafusos. A força de pré-aperto é calculada em cima da tensão de prova, conforme a relação (83) e tem seu comportamento em função da força externa aplicada mostrado pela figura 71, retirado de [16].

$$F_i = 0,75 * \sigma_p * A_p \quad (83)$$

Onde: σ_p - tensão de prova

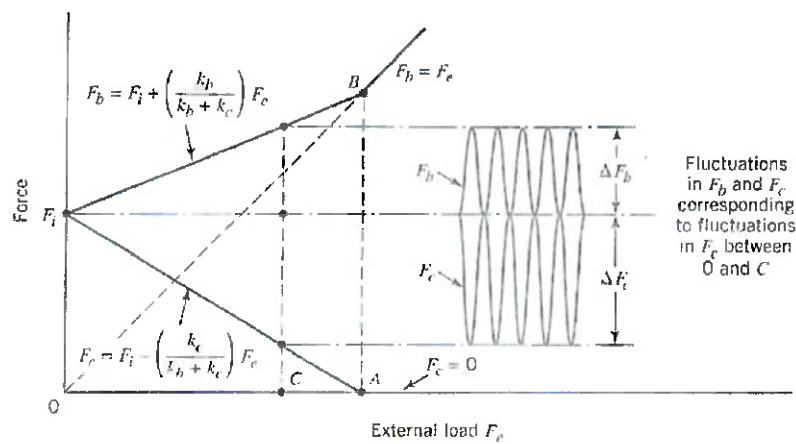


Fig. 71 – Gráfico da força de pré-aperto em função da atuação de forças externas

É importante observar que o coeficiente 0,75 da relação (83) é referente à desmontagem freqüente do conjunto, fato que se observa no caso do Mini Baja.

A tabela 15, de [16], mostra a área de compressão para cada diâmetro de parafuso.

Tabela 15 – Área de compressão em função do passo e do diâmetro do parafuso

Diâmetro Nominal (mm)	Passo Padrão		Passo Fino	
	Passo (mm)	Área (mm ²)	Passo (mm)	Área (mm ²)
6	1	20,1	-	-
8	1,25	36,6	1	39,2
10	1,5	58,0	1,25	61,2
12	1,75	84,3	1,25	92,1

O carregamento P, por sua vez, pode ser dado pela força de atrito gerada devido à ação do torque, como constata as equações (84) e (85).

$$F_{at} = \frac{T}{N * r} \quad (84)$$

$$P = \frac{F_{at}}{\mu} \quad (85)$$

Onde: F_{at} – força de atrito;

r – raio de fixação do parafuso no flange de conexão com a junta;

μ - coeficiente de atrito;

T – torque de saída da caixa.

É importante observar que o carregamento é relativo à cada região fixada com um parafuso e por isso o número ‘N’ de parafusos entra na equação (84). Dessa forma, esse cálculo passa a ser iterativo já que é exatamente esse o número que se deseja obter.

Falta ainda calcular a rigidez dos parafusos e das peças unidas, definidas a partir das equações (86) e (87).

$$k_p = \frac{E * A}{l_p} \quad (86)$$

e

$$A = \frac{\pi * d^2}{4}$$

Onde: A – área da seção transversal do parafuso;

d – diâmetro nominal do parafuso;

E – módulo de elasticidade longitudinal do material;

l_p – comprimento das peças unidas somado.

$$k_m = \frac{\pi * E * d}{\ln\left(\frac{(2 * t + D - d) * (D + d)}{(2 * t + D + d) * (D - d)}\right)} \quad (87)$$

Onde: t – espessura da peça a ser unida;

D – diâmetro da circunferência inscrita na cabeça do parafuso = $1,5 * d$.

Como, no caso do Baja 2004 os parafusos uniam três peças (flange do eixo de saída, junta homocinética e espaçador de alumínio), é necessário aplicar um cálculo de rigidez equivalente das peças unidas. A figura 72 mostra o esquema da conexão e a equação (88) apresenta a relação de rigidez equivalente

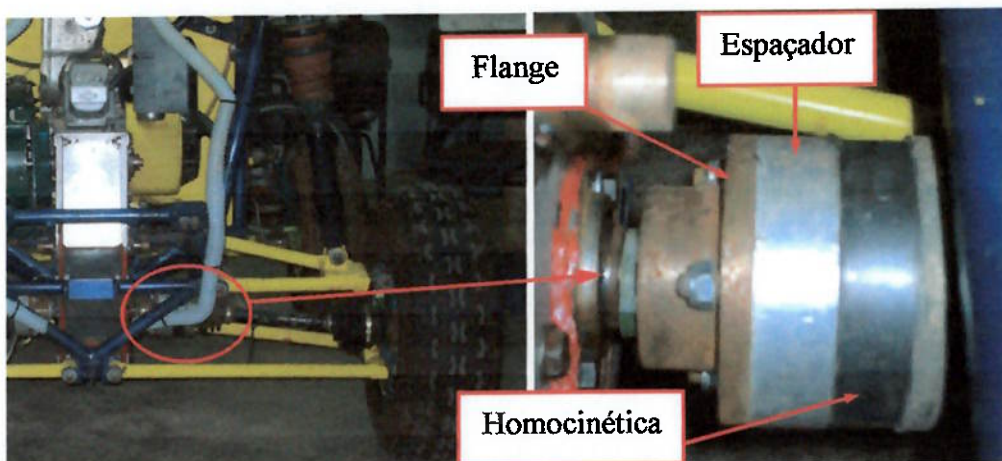


Fig. 72 – Foto da conexão com o semi-eixo do Baja 2004

$$\frac{1}{k_{mt}} = \frac{1}{k_{m1}} + \frac{1}{k_{m2}} + \frac{1}{k_{m3}} \quad (88)$$

Onde: k_{m1} – rigidez da homocinética;

k_{m2} – rigidez do espaçador de alumínio;

k_{m3} – rigidez do flange de aço.

Agora, de posse de todos os parâmetros, deve-se aplicar a equação (81) e obter o número de parafusos necessários. No entanto, é importante observar que esse cálculo deve ser feito o número de vezes suficiente para que esse valor venha a convergir com o número de parafusos inseridos na equação (84).

Esse cálculo foi utilizado no Baja 2004 e os resultados permitiram reduzir de seis para três o número de parafusos (M8 classe 12.9) em cada junta homocinética. Isso trouxe uma economia de aproximadamente 15 minutos em cada desmontagem das duas juntas do Baja. Se, eventualmente, fosse necessário retirar a caixa durante a competição, as duas juntas seriam desmontadas e depois montadas. Imaginando a utilização dos seis parafusos, mesmo que o serviço fosse realizado por duas pessoas, o que ainda seria um tempo maior em 15 minutos, tal fato poderia representar algo em torno de 5 ou 6 voltas a perdidas a mais.

15. LUBRIFICAÇÃO E VEDAÇÃO

Para que o sistema de transmissão funcione da mesma forma como foi projetado e para que se tenha sucesso com cada parte do projeto executada até aqui, uma caixa de transmissão deve manter funcionando adequadamente a lubrificação de seus componentes internos. Para que essa lubrificação seja permanente e para que não entrem outros detritos externos indesejáveis, há também a necessidade da adequação do projeto sob o ponto de vista da vedação.

15.1. Lubrificação

Lubrificação é, por definição, a ação de introduzir um lubrificante de qualquer tipo de substâncias entre superfícies que deslizem entre si, de modo a reduzir o desgaste das superfícies e as perdas com o atrito, remover o calor e resfriar a área de contato e ainda garantir proteção contra a corrosão, principalmente sob a eventual presença de contaminantes.

Certamente, a maior preocupação da lubrificação de uma caixa de transmissão é com relação ao contato das rodas dentadas com as correntes ou das engrenagens entre si, que têm movimento de deslizamento entre seus dentes como mostra a figura 73, disponível em [5].

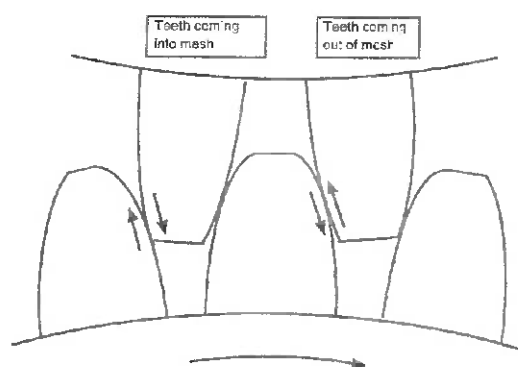


Fig. 73 – Ilustração do deslizamento entre os dentes de uma engrenagem

O objetivo desse capítulo é apresentar brevemente alguns conceitos de lubrificação e viscosidade, como se classificam os óleos que serão depois utilizados para a seleção do lubrificante da caixa.

Em geral os óleos são classificados pela sua viscosidade, que nada mais é do que a medida de resistência ao escoamento de um fluido. Como em todo processo de engenharia, o projetista terá que otimizar a seleção da viscosidade do óleo uma vez que um óleo de elevada viscosidade (espesso) tem maior capacidade de suportar cargas sem se deteriorar enquanto que um óleo menos viscoso (fino) promoverá menores perdas de cargas.

A viscosidade tem forte influência de dois aspectos: a temperatura e a pressão. Ao mesmo tempo em que ela diminui com o aumento da temperatura, ela é elevada com o aumento da pressão. A figura 74 [16] ilustra a variação da viscosidade de alguns óleos específicos para motores em função da temperatura de operação.

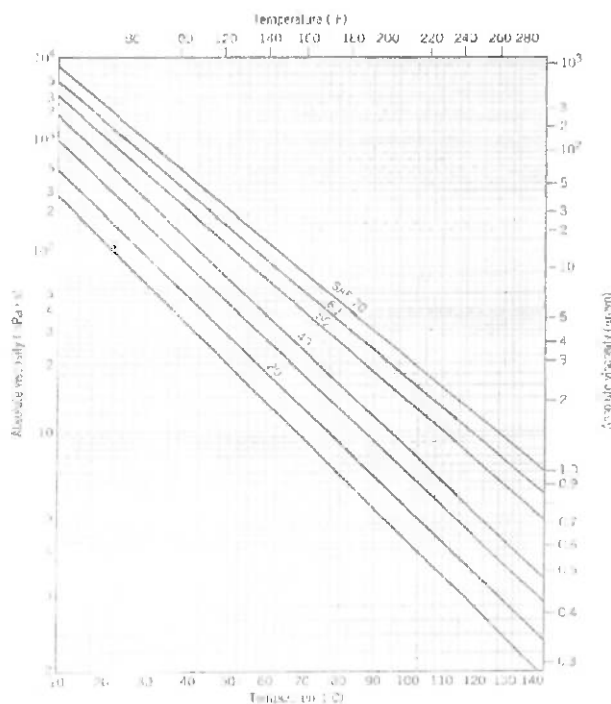


Fig. 74 – Variação da viscosidade em função da temperatura para óleos de motor

A viscosidade do óleo é usualmente medida em cSt (centistoke) que equivale a $1 \text{ mm}^2/\text{s}$.

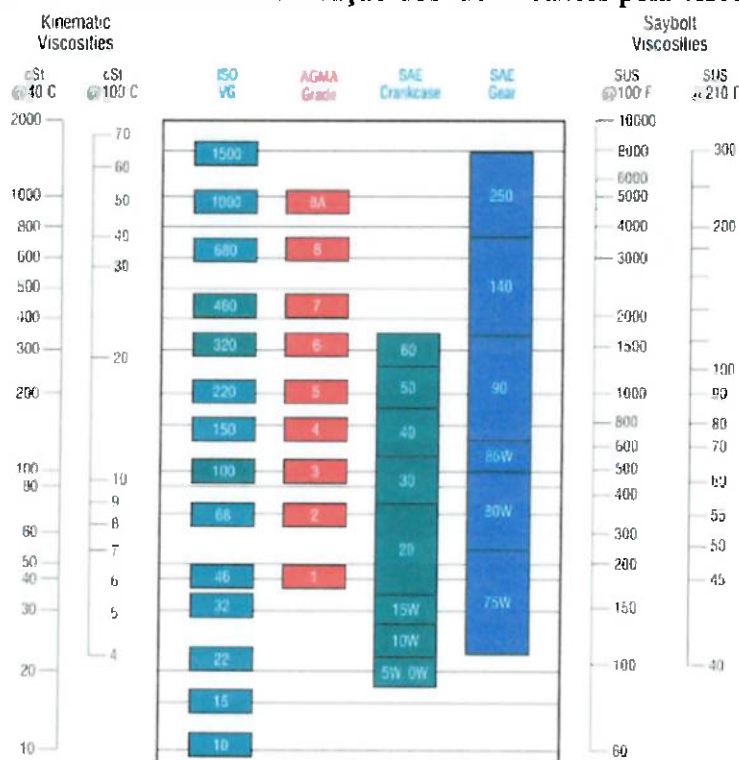
Pela nomenclatura, o óleo possui pontos de inflamação, combustão ou escorrimento. O ponto de inflamação corresponde à temperatura mínima à qual o óleo liberta em sua superfície uma concentração suficiente de vapores para se inflamarem fugazmente quando se aproxima uma chama livre. O ponto de combustão, por sua vez, é a temperatura mínima à qual esses vapores são suficientes

para manterem uma combustão permanente. Por último, o ponto de escorrimento é o nome atribuído à temperatura mais baixa a que o óleo escorre.

Apesar de também serem medidos quanto a sua viscosidade e cor, os óleos são classificados pela sua viscosidade. A SAE classifica óleos para a utilização em motores e transmissões automotivas; A ISO classifica lubrificantes para aplicações industriais; E a AGMA classifica lubrificantes para engrenagens de aplicação industrial.

A tabela 16 mostra as várias normas de classificação de tal forma a permitir a conversão entre os lubrificantes.

Tabela 16 – Tabela de classificação dos lubrificantes pela viscosidade



Mas o óleo, por si só, é incapaz de satisfazer as exigências dos equipamentos atuais, na maioria das aplicações. Para suprir essa demanda de qualidade, aos óleos são inseridos aditivos classificados como modificadores, protetores do óleo e protetores da superfície.

Os aditivos modificadores alteram as características físicas dos óleos de forma a baixar o ponto de fusão e controlar a dilatação de vedantes, o que também

acaba alterando o índice de viscosidade. Os aditivos protetores do óleo prolongam a vida útil do lubrificante, devido a presença de antioxidantes, desativadores de metais e agentes anti-espuma. E os protetores da superfície protegem as superfícies metálicas contra a corrosão atrito e desgaste, devido à ação de atuantes de extrema pressão (EP), inibidores de corrosão, detergentes, dispersantes e modificadores de atrito.

A qualidade do óleo, que é indicada pelos tipos de aditivos, pode ser classificada pela ACEA (Association des Constructeurs Européens d'Automobiles), pela CCMC (Comité des Constructeurs d'Automobiles du Marche Commun) e, no caso das transmissões, mais comumente pela API (American Petroleum Institute).

A tabela 17 mostra para cada qualidade da API, suas características e aplicações.

Tabela 17 – Características e aplicações da classificação API de qualidade do óleo

Qualidade	Característica / Aplicação
API GL-1	Lubrificação para transmissões operando sob suaves condições. Têm características anti-corrosivas e vedantes. Essa qualidade não é geralmente satisfatória para carros de passeio, mas tem sido usada em transmissões manuais de caminhões e tratores. API MT-1 é uma tecnologia aprimorada dessa qualidade.
API GL-4	Qualidade de lubrificação de transmissões operando sob condições de velocidade e carregamento moderado. Geralmente utilizados em engrenagens cônicas e hipoidais, como em diferenciais.
API GL-5	Qualidade de lubrificação para transmissões operando sob condições de alta velocidade e cargas de impacto ou então baixas velocidades e alto torque. Utilizado em aplicações militares.
API MT-1	Qualidade de lubrificação especial para transmissões manuais não-sincronizadas, usadas em aplicações pesadas e fora-de-estrada. Garante proteção contra degradação térmica, desgaste e deterioração da capacidade vedante, de uma forma mais eficiente que os API GL-1, 4 e 5. Ao mesmo tempo, não é recomendada para transmissões sincronizadas e diferenciais.

Em vista dessas classificações de viscosidade e qualidade, foi escolhido para a caixa de transmissão por engrenagens, de 2005, o óleo SAE 90 API GL-4. É um óleo com aditivo de extrema pressão (EP) da linha Unitron da Castrol. Esse óleo possui também aditivos anticorrosivo e antioxidante. Ele tem densidade de 0,891kg/dm³, viscosidade de 197,7cSt a 40°C e 16,60cSt a 100°C e ponto de fluidez (escorrimento) a -3°C.

15.2. Vedação

Para manter a transmissão em plena lubrificação, não deixando que o lubrificante saia do sistema ou mesmo que detritos externos indesejáveis entrem, é importante que o projetista se atente à vedação da caixa de transmissão.

O primeiro item a ser verificado é a vedação entre as paredes da caixa. A princípio, a primeira preocupação é com relação à rugosidade das superfícies das paredes que se encontrarão em contato. Como, quanto menor a rugosidade, menor o espaçamento para vazamento, é desejável um processo de acabamento por retífica nessas superfícies ou mesmo um passe preciso de fresamento.

Ainda assim, tal processo pode não garantir a vedação, principalmente nos pontos mais afastados das fixações entre as paredes, em que a força de fechamento é menor. Para melhorar a condição de vedação, é utilizado nas superfícies de contorno um tipo de papel velumóide, conhecido por guarnital ou mesmo por papel junta.

O papel junta é um produto constituído por misturas homogêneas de fibras celulósicas, impregnado com resinas sendo especificamente destinado à fabricação de juntas de vedação, como para compressores, caixas de engrenagens, cárter de motor e caixas de câmbio.

O guarnital resiste ao gás, água, vapor, petróleo, óleos e derivados, produtos orgânicos como álcool, óleo diesel, óleo lubrificante, óleos minerais e vegetais. O papel junta não corrói as partes metálicas com as quais está em contato, visto não provocar fenômenos eletrolíticos por ser de atividade absolutamente neutra. Ele possui elevada carga de ruptura, resistência ao estouro, garantindo resistência a elevados esforços de torção no decorrer da fase de montagem das guarnições.

Esse tipo de vedação resiste a temperaturas variáveis entre -30°C a $+120^{\circ}\text{C}$ (por breve período de tempo pode resistir até $+150^{\circ}\text{C}$, mantendo a sua elasticidade e poder vedante). A figura 75 mostra a aplicação desse tipo de vedação e a sua presença na caixa de transmissão do Baja 2005. Basta comprar uma faixa desse papel e recortar no formato da área de junção.

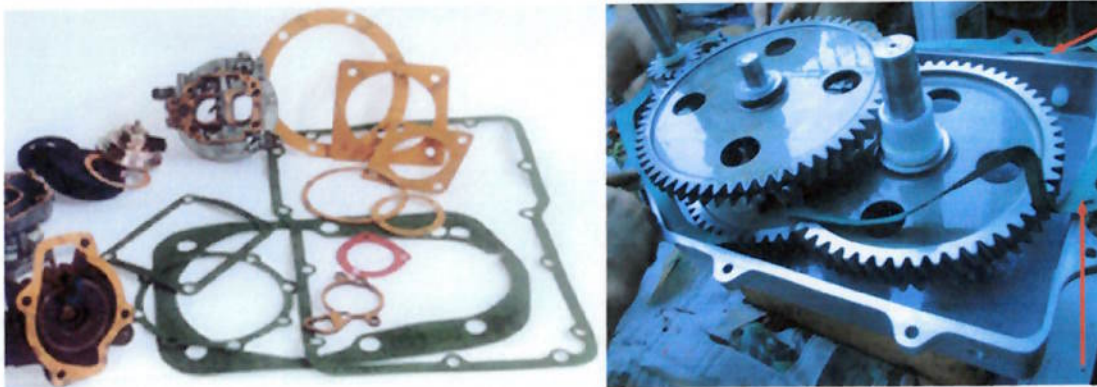


Fig. 75 – Papel junta: aplicações gerais e na caixa de transmissão 2005

Se mesmo assim, houver falha na vedação, sugere-se a aplicação de um silicone de vedação de alta temperatura. Esses silicones são selantes líquidos à base de borracha de silicone auto-vulcanizável sem solventes e acéticos. Curam com baixa contração, à temperatura ambiente e em curto espaço de tempo, formando um selante elástico semelhante à borracha, perfeitamente aplicado na superfície. Proporcionam uma boa vedação contra vazamento de óleo, água e outros fluidos. São resistentes tanto ao calor quanto ao frio e mantêm suas propriedades de estado numa ampla faixa de temperatura, resistindo a temperaturas contínuas de aproximadamente -50°C até $+250^{\circ}\text{C}$, e 310°C intermitente.

Esse silicone, de coloração vermelha, deve ser aplicado também nas superfícies de contato, sendo que as tampas devem ser rapidamente unidas para evitar que ele se vulcanize e não tenha adesão com uma das paredes.

O outro tipo de vedação aqui a ser mencionada é a vedação dos furos de alojamento dos rolamentos na caixa. Mesmo que os rolamentos tenham vedação interna, isso não garante total estanqueidade entre eles e a caixa.

Para essa aplicação, costuma-se utilizar como vedação o vedador do lábio ou retentor, como é usualmente conhecido. Ele é composto essencialmente de uma membrana elastomérica em forma de lábio e uma parte estrutural metálica, que permite a fixação do lábio na posição correta de trabalho na aplicação. O retentor é sempre aplicado entre duas peças que tenham um movimento relativo, como por exemplo entre um eixo que transmite um movimento e a carcaça de sustentação do mancal deste eixo (situação similar a das transmissões), como se pode observar na figura 76.

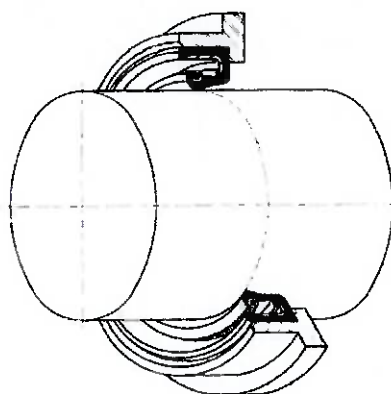


Fig. 76 – Ilustração de um retentor

O retentor cumpre essa função de vedação tanto na condição estática, de máquina parada, como na condição dinâmica, em movimento, e também na variedade de condições de temperatura e meio externo para as quais a máquina está projetada. A vedação se dá pelo contato permanente que ocorre entre a aresta do lábio de vedação e o eixo da máquina.

Os retentores variam bastante quanto a sua disposição construtiva e de material, podendo ser metálico, elastomérico, composto, possuir mola de retenção ou não. A figura 77 ilustra alguns tipos de retentores existentes.

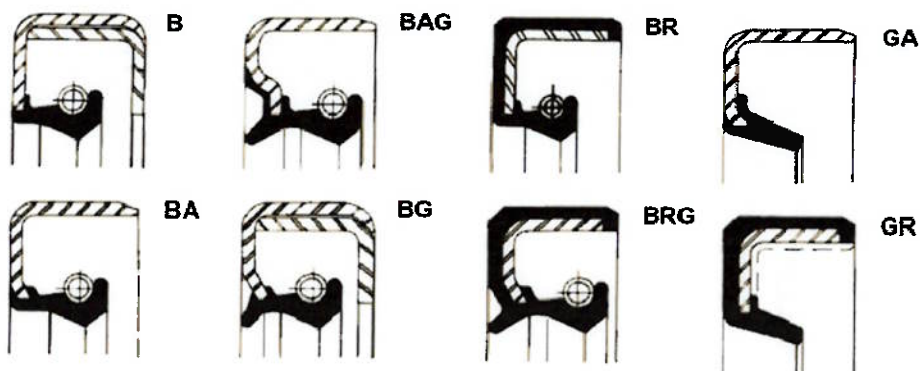


Fig. 77 – Diversos tipos de retentores

16. RESULTADOS E ANÁLISES FINAIS

16.1. Resultados

Os dois principais resultados desse trabalho de conclusão de curso foram as duas caixas de transmissão que impulsionaram os Mini Bajas da equipe Poli nos anos de 2004 e 2005. Enquanto a transmissão de 2004 era movida por rodas dentadas e correntes, possuía rolamentos autocompensadores e era formada por várias chapas usinadas e parafusadas, a transmissão de 2005 (figura 78) apresentou rolamentos fixos de esferas, sendo movida por engrenagens dentro de uma caixa fundida e com duas opções de velocidades a serem mudadas para as diferentes provas da competição.

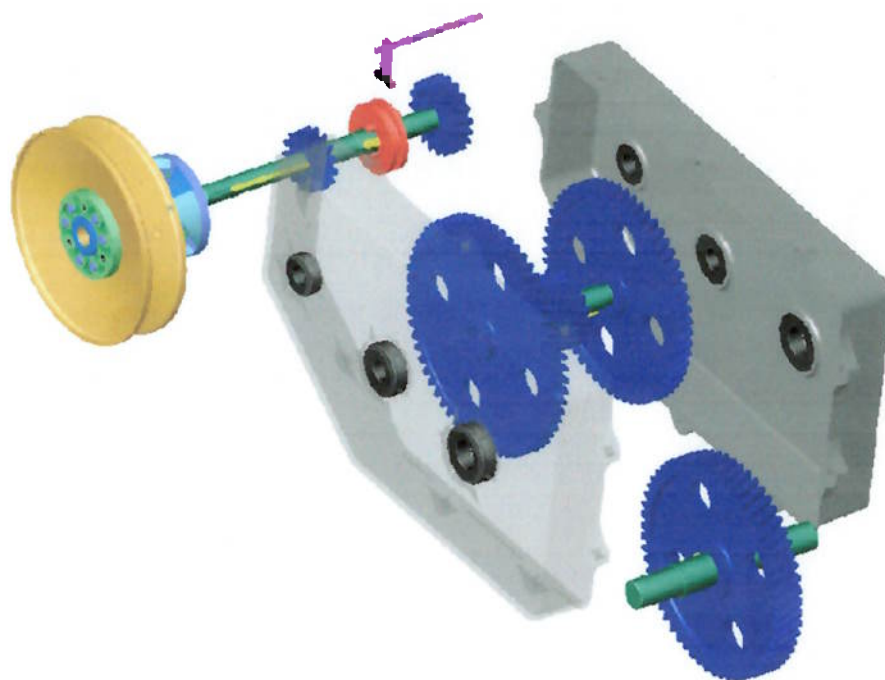


Fig. 78 – Desenho de conjunto da caixa de transmissão 2005

Essas duas transmissões ajudaram a Equipe Poli a subir colocações preciosas na competição nacional, de Piracicaba, conforme mostra o gráfico da figura 79. A reta, em pontilhado, corresponde à meta traçada para o ano de 2006.

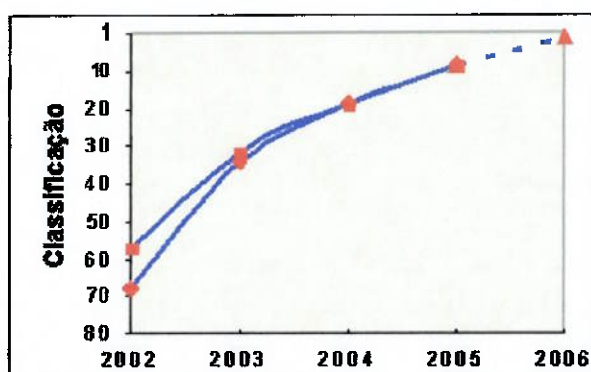


Fig. 79 – Classificação da Equipe Poli na competição nacional

Com relação ao desempenho dinâmico, no que diz respeito principalmente à última transmissão, conseguiu-se obter um aumento de 37,3% da velocidade final se comparado com a transmissão anterior. Desconsiderando o aumento permitido de rotação máxima do motor de 3600rpm para 3800rpm e a mudança de relação de transmissão, ainda assim, contata-se um aumento de aproximadamente 19% da velocidade final.

E mesmo obtendo tal aumento de velocidade, esse veículo conseguiu ótimo desempenho em provas de força, como a rampa, em que ficou com o quinto lugar em Piracicaba.

Outro resultado ótimo foi a ausência de falhas mecânicas na transmissão, resultantes de todos os dimensionamentos aqui propostos. O único problema se deu na transmissão de 2004, com relação à fratura de corrente, que foram compradas de uma marca de má qualidade. A compra de uma corrente de qualidade coerente com o dimensionamento de projeto evitou novas falhas.

Enfim, é interessante ressaltar o caráter inovador desse procedimento uma vez que dentro da equipe, foi a primeira vez que se trabalhou com uma caixa totalmente fechada, com engrenagens, fundição e mudança de velocidades. Mesmo dentro da competição, esses últimos três itens são quesitos de apenas mais uma ou duas equipes.

16.2. Proposta de continuidade

Como todo trabalho, ficam aqui algumas propostas para tornar esse trabalho mais completo e a transmissão do Baja mais otimizada.

A primeira sugestão é aprofundar os estudos de relação de transmissão, partindo do estudo da resistência à escavação, sugerido por [1]. Essa resistência, própria de um veículo fora-de-estrada, se relaciona com o volume de terra movimentado em um instante de tração, e é dita pelo próprio autor como uma teoria complexa com formulações semi-empíricas.

Da mesma forma, seria interessante levar o estudo da transmissão para o campo dos ensaios. É preciso realizar ensaios de torque do motor, torque na roda, coeficiente de rolamento específico para as condições do Baja e também um estudo da influência dos gomos do pneu em cada tipo de solo na tração do veículo.

Do ponto de vista de dimensionamento, seria importante estender as análises realizadas em elementos finitos do campo estático para o dinâmico, para realizar um estudo do comportamento das peças sob ação do efeito de fadiga, principalmente nas paredes da caixa.

Ficam aqui também mais duas propostas de estudo para aqueles que desejarem se envolver nesse ramo: o estudo de viabilidade da utilização de engrenagens de polímero e o projeto de um mecanismo de mudança de velocidade de dentro do habitáculo do veículo.

17. CONCLUSÕES

O relatório aqui apresentado buscou, em primeiro lugar, mostrar todos os recursos necessários não só para o término desse trabalho, mas também para a execução de um protótipo a partir do seu conteúdo. A partir do relatório e das condições de infra-estrutura da Equipe POLI, citadas ao longo do texto, pode-se concluir que a sua realização é viável sob a questão econômica.

Uma vez realizada tal condição o relatório passou a desenvolver o corpo do projeto, sempre buscando o objetivo de disponibilizar um trabalho que reunisse todas as informações necessárias para o projeto de uma caixa de transmissão para um veículo Mini Baja, de uma forma a abordar não só os conceitos envolvidos como também a forma como eles foram aplicados na particularidade do Mini Baja e dos protótipos desenvolvidos sob esse procedimento, de maneira que a leitura se tornasse o mais dinâmica possível.

Após o projeto de duas caixas de transmissão baseadas no procedimento desse trabalho, as conclusões maiores se distinguem no que diz respeito à metodologia e à aplicação direta ao Mini Baja. Em relação à metodologia, é possível concluir que essa muito veio a somar valores a equipe, tornando o projeto mais claro, completo e principalmente com uma análise cronológica melhor, ou seja, a abordagem de tantos tópicos permitiu antecipar e prever de uma forma mais precisa o tempo completo de um projeto. Como era de objetivo, é possível também agora que cada novo projetista da transmissão da Equipe POLI de Mini Baja tenha uma literatura básica e aplicada à sua questão para poder desenvolver seu projeto, tendo que destinar menos tempo aos tópicos já estudados pela equipe e aqui apresentados e mais tempo a tecnologias mais avançadas.

No que diz respeito à aplicação direta ao Mini Baja, apesar de a equipe ter alcançado posições cada vez mais próximas da do topo da competição, como mostram os resultados do capítulo anterior, fica aqui registrado que alguns parâmetros ou entradas da metodologia, que são referentes às situações de corrida poderiam ter sido mais bem estudados, como vida útil de alguns componentes ou mesmo a inclinação de rampa de enduro necessária para ser vencida, de forma a obter um sistema mais compacto e otimizado com relação a sua massa total.

Enfim, o fato que torna esse trabalho mais valioso, compensando todos os esforços aqui empregados, é o fato de já estar sendo útil para a próxima geração de bajeiros, que aproveitou boa parte dessa metodologia para desenvolver a caixa de transmissão do Mini Baja 2006.

18. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. AGEIKIN, S. **Off-the-road Mobility of Automobiles**. 1 ed. A.A. Balkema, Rotterdam, 1987.
2. AMERICAN FOUNDRYMEN'S SOCIETY. **Design of Aluminum Castings**. 2.ed. Des Plaines, 1973.
3. AMMEN, C.W. **The Complete Handbook of Sand Casting**. 1.ed. Blue Ridge Summit, TAB Books, 1979.
4. ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE METAIS. **Fundição sob Pressão**. 1.ed. São Paulo, Associação Brasileira de Metais, 1978.
5. CAINES, A.; HAYCOCK, R. **Automotive Lubricants Reference Book**. 1.ed. Warrendale, SAE, Inc., 1996.
6. CHIAVERINI, V. **Aços-carbono e aços-liga**. 3. ed, São Paulo, Associação Brasileira de Metais, 1971.
7. DAIDO. **Catálogo de Correntes DAIDO**. 1.ed. São Paulo, 1984.
8. DUBBEL. **Handbook of Mechanical Engineering**. 2. ed, Londres, Springer Verlag, 1994.
9. FAIRES, V.M. **Design of Machine Elements**. 3.ed. Nova York, The Macmillan Company, 1955.
10. FENTON, J. **Handbook of Automotive Powertrains and Chassis Design**. Professional Engineering Publishing Limited. London, 1998.
11. GERE, J.M. **Mecânica dos Materiais**. 5.ed. São Paulo, Pioneira Thomsom Learning, 2003.
12. GILLESPIE, T.D., **Fundamentals of Vehicle Dynamics**, 1.ed. Nova York, Society of Automotive Engineers, Inc. 1992.
13. GREENWOOD, D.C., **Mechanical Power Transmission**. 1.ed. Nova York, McGraw-Hill Book Company, 1962.
14. GROOVER, M.P. **Fundamentals of Modern Manufacturing**. 1.ed. Nova Jersey, Prentice Hall, 1996.
15. HEISLER, H. **Advanced Vehicle Technology**. 2. ed. Oxford, Butterworth-Heinemann, 2002.

16. JUVINALL, R.C., MARSHEK, K. M. **Fundamentals of Machine Component Design**. 3.ed. Danvers, John Wiley & Sons, Inc., 2003.
17. KAMINSKI, P.C. **Desenvolvendo produtos, planejamento, criatividade e qualidade**. LTC Editora S.A., 1. ed. Rio de Janeiro, 2000.
18. METALS HANDBOOK COMMITTEE. **Metals Handbook**. 8.ed. Metals Park, v.1, 1970.
19. METALS HANDBOOK COMMITTEE. **Metals Handbook**. 8.ed. Metals Park, v.3, 1970.
20. NETO, P.S., **Elementos de Máquinas – Notas de Aulas**. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, 2002 (Notas de Aula da disciplina Elementos de Máquina da PUC/MG).
21. NIEMANN, G., **Elementos de Máquinas**. 4.ed. Trad. De Otto Alfredo Rehder. São Paulo, v.2, Edgard Blücher, 1991.
22. NIEMANN, G., **Elementos de Máquinas**. 4.ed. Trad. De Otto Alfredo Rehder. São Paulo, v.3, Edgard Blücher, 1991.
23. NSK. **Catálogo NSK de Rolamentos**. São Paulo, 2002.
24. OLIVEIRA, N.C.G. **Roscas e Parafusos**. 1.ed. São Paulo, Departamento de Livros e Publicações do Grêmio Politécnico, 1961.
25. PETERSON, R.E., **Stress Concentration Factors**. Nova York, Longman, Inc., 1972.
26. PROVENZA, F. **Tolerâncias ISO**. São Paulo, Ed. F. Provenza, 1991.
27. RENOLD. **Transmission Chain – Designer Guide**. Documento disponível em <http://www.renold.com>. Último acesso: 10/06/2005.
28. RESHETOV, D.N. **Atlas de Construção de Máquinas**. 1.ed. Rio de Janeiro, v.2, Renovada Livros Culturais Ltda, 1979
29. SAE BRASIL. **Regulamento Mini Baja 2005**. São Paulo, Sociedade de Engenharia Automotiva, 2005.
30. SERVIÇO DE BIBLIOTECAS DA EPUSP. **Diretrizes para apresentação de trabalhos Finais**. São Paulo, 2005.
31. SHIGLEY, J.E.; MISCHKE, C.R.; BUDYNAS, R.G. **Mechanical Engineering Design**. 7. ed. Nova York, McGraw Hill, 2004.

32. SILVA, A.L.C.; MEI, P.R. **Aços e ligas especiais**. 2 ed. Sumaré, Ed, Eletrometal S.A. Metais Especiais, 1988.
33. SOCIEDADE DOS ENGENHEIROS AUTOMOTIVOS, **Regulamento 2005 Mini Baja**, 2005.
34. SPELUZZI, M.; TESSADOTTO, M. **Disegno di Macchine**. 3.ed. Milão, Ulrico Hoepli Milano, 1978.
35. STIPKOVIC, M. **Engrenagens**. 1.ed. São Paulo, McGraw Hill do Brasil, 1978.
36. TIMOSHENKO, S.P.; GOODIER, J.N., **Teoria da Elasticidade**. 3.ed. Rio de Janeiro, Editora Guanabara Dos, S.^a, 1980.
37. WONG, J.Y. **Theory of Ground Vehicles**. 2. ed., Nova York, John Wiley & Sons, Inc., 1993.
38. WULPI, D.J. **Understanding how components fail**. 2.ed. Metals Park, American Society for Metals, 1985.
39. ZAMPESE, B., **Dimensionamento**. 1. ed. São Paulo, Departamento de Livros e Publicações do Grêmio Politécnico, 1986.
40. ZAMPESE, B., **Mancais de Rolamento**. 2. ed. São Paulo, Departamento de Livros e Publicações do Grêmio Politécnico, 1980.

ANEXO A

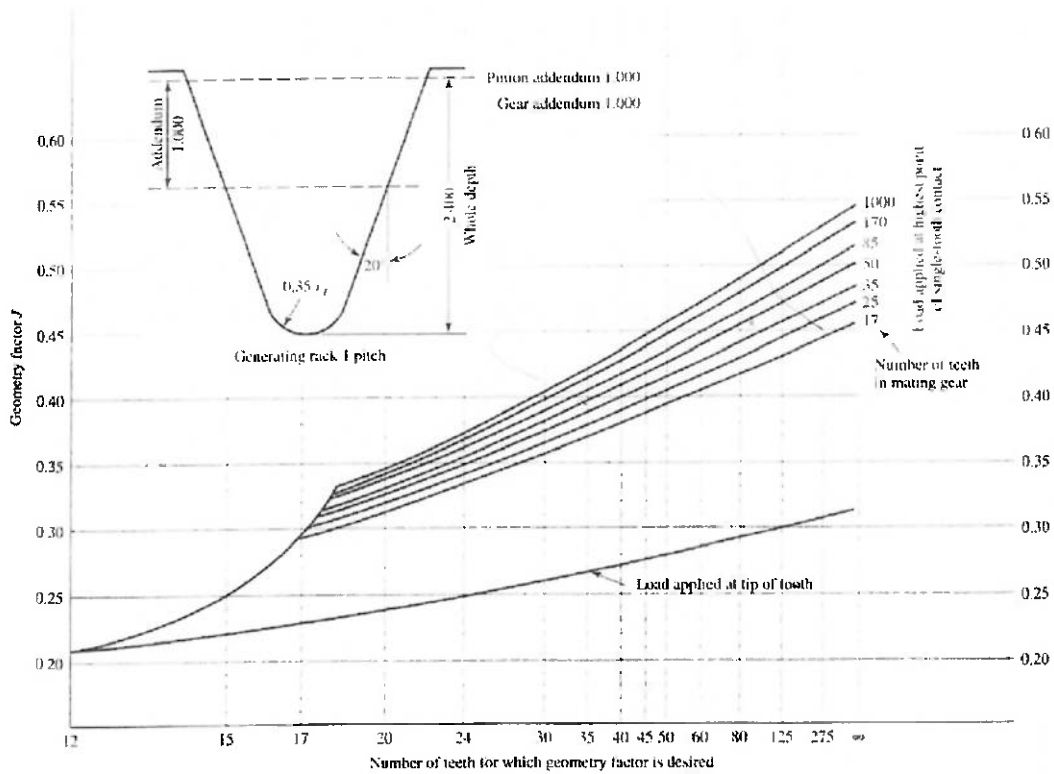


Gráfico de obtenção do fator geométrico para engrenagens de dentes retos

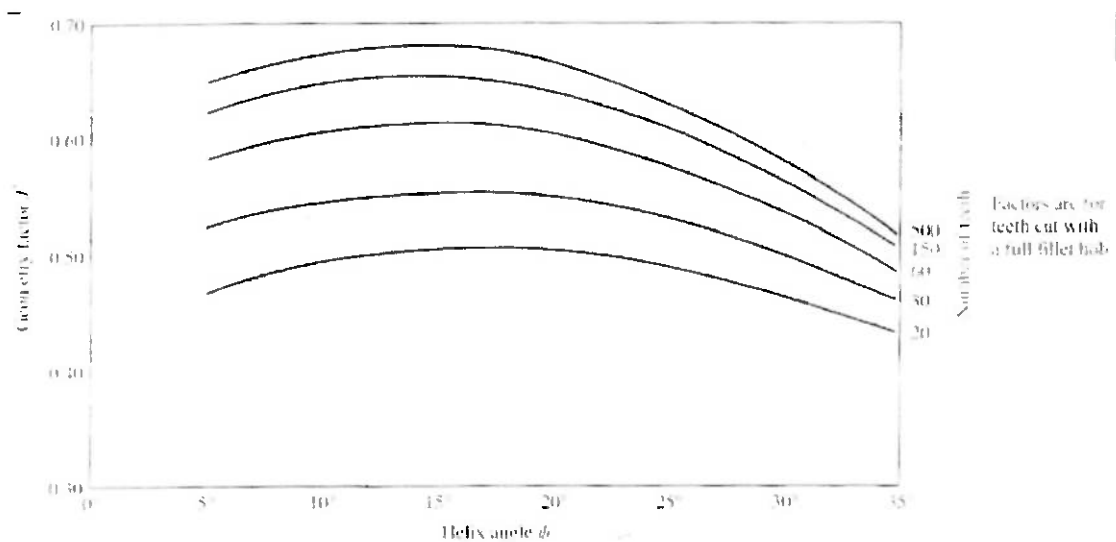


Gráfico de obtenção do fator geométrico para engrenagens de dentes helicoidais

ANEXO B

Condição de montagem	F - Largura do dentado (mm)			
	<50	150	225	>400
Engrenagens de precisão, mínima deflexão	1,3 [1,2]	1,4 [1,3]	1,5 [1,4]	1,8 [1,7]
Montagens menos rígidas, engrenagens menos precisas	1,6 [1,5]	1,7 [1,6]	1,8 [1,7]	2,0 [2,0]
Montagem em que não há contato completo entre as superfícies dos dentes	>2,0 [>2,0]			

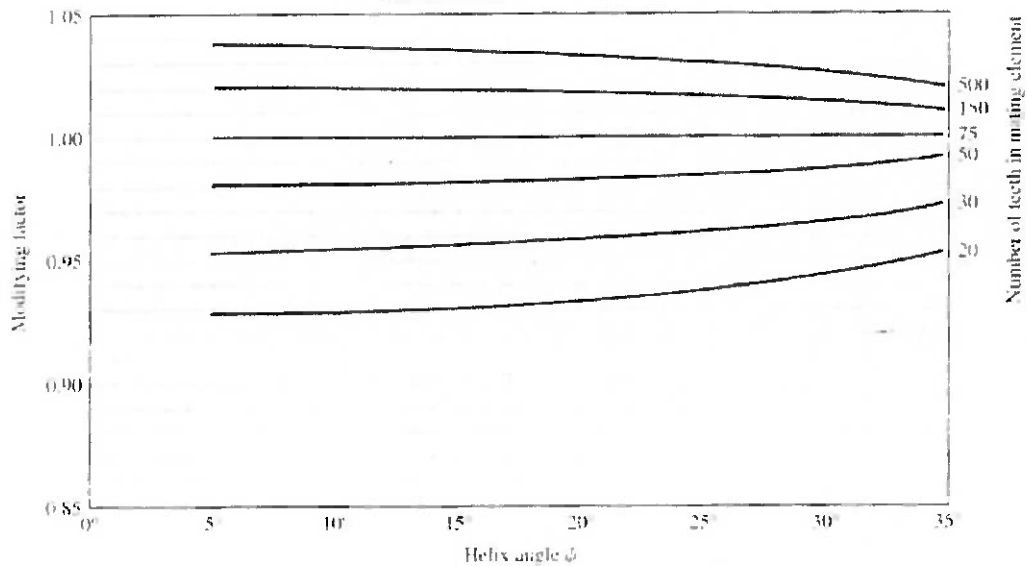
Tabela de obtenção do fator de distribuição de carga (k_m). Entre colchetes, os valores para engrenagens de dentes helicoidais.

Confiabilidade	Cr
0,9	0,85
0,99	1,00
0,999	1,25
0,9999	1,50

Tabela de obtenção do fator de confiabilidade

ANEXO C

The modifying factor can be applied to the J factor when other than 75 teeth are used in the mating element



Fator modificante do coeficiente geométrico para engrenagens helicoidais

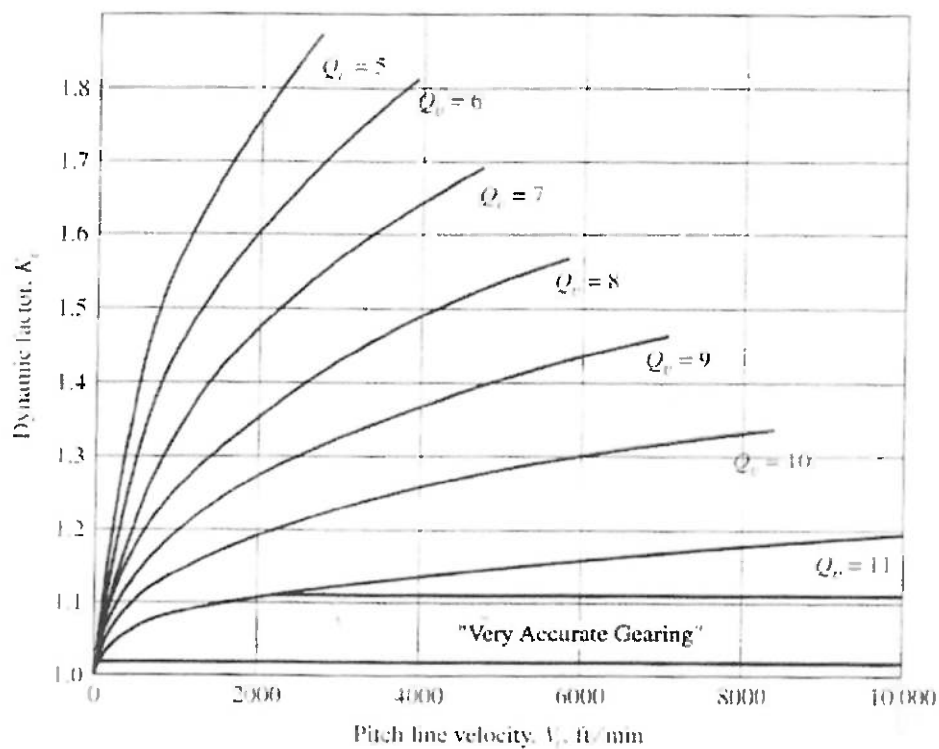
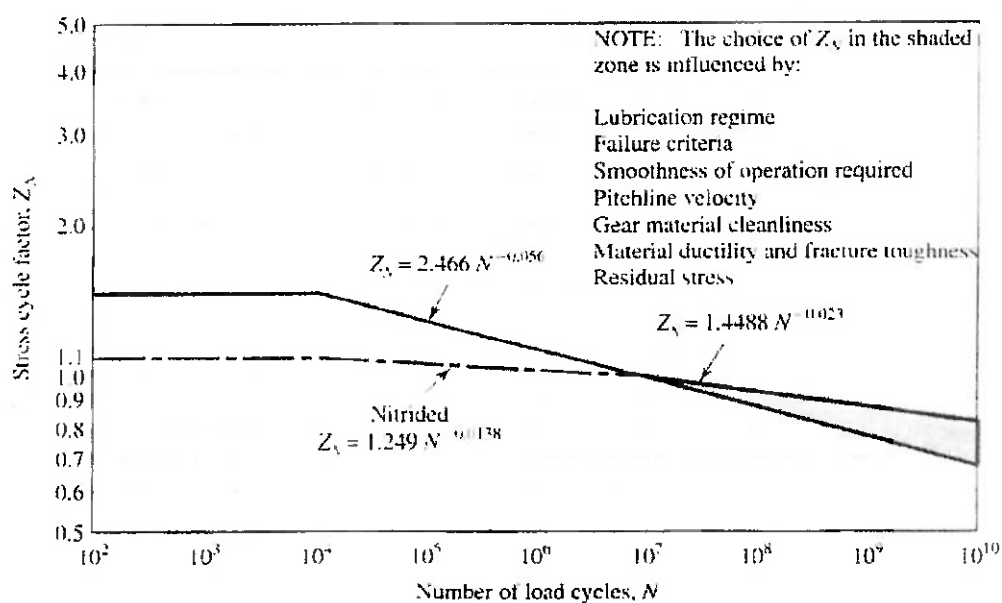
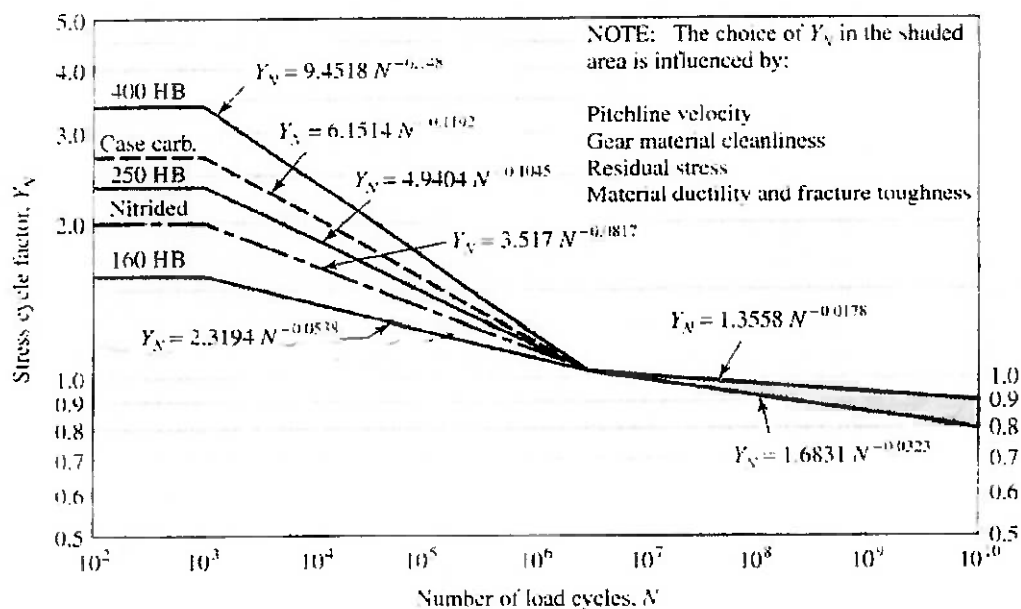


Gráfico do fator dinâmico em função da velocidade linear

ANEXO D



Gráficos de obtenção do fator de vida em ciclos, sendo o superior para o coeficiente relacionado à tensão de flexão máxima e o inferior relacionado com a tensão de contato.

ANEXO E

Condições da Movida	Motora	
	Condições Normais	Condições Anormais
Carga uniforme	1,0 a 1,2	1,1 a 1,3
Choques leves	1,1 a 1,3	1,2 a 1,4
Choques moderados	1,2 a 1,4	1,4 a 1,6
Grandes choques	1,3 a 1,5	1,5 a 1,8

Obtenção do fator de serviço k_s

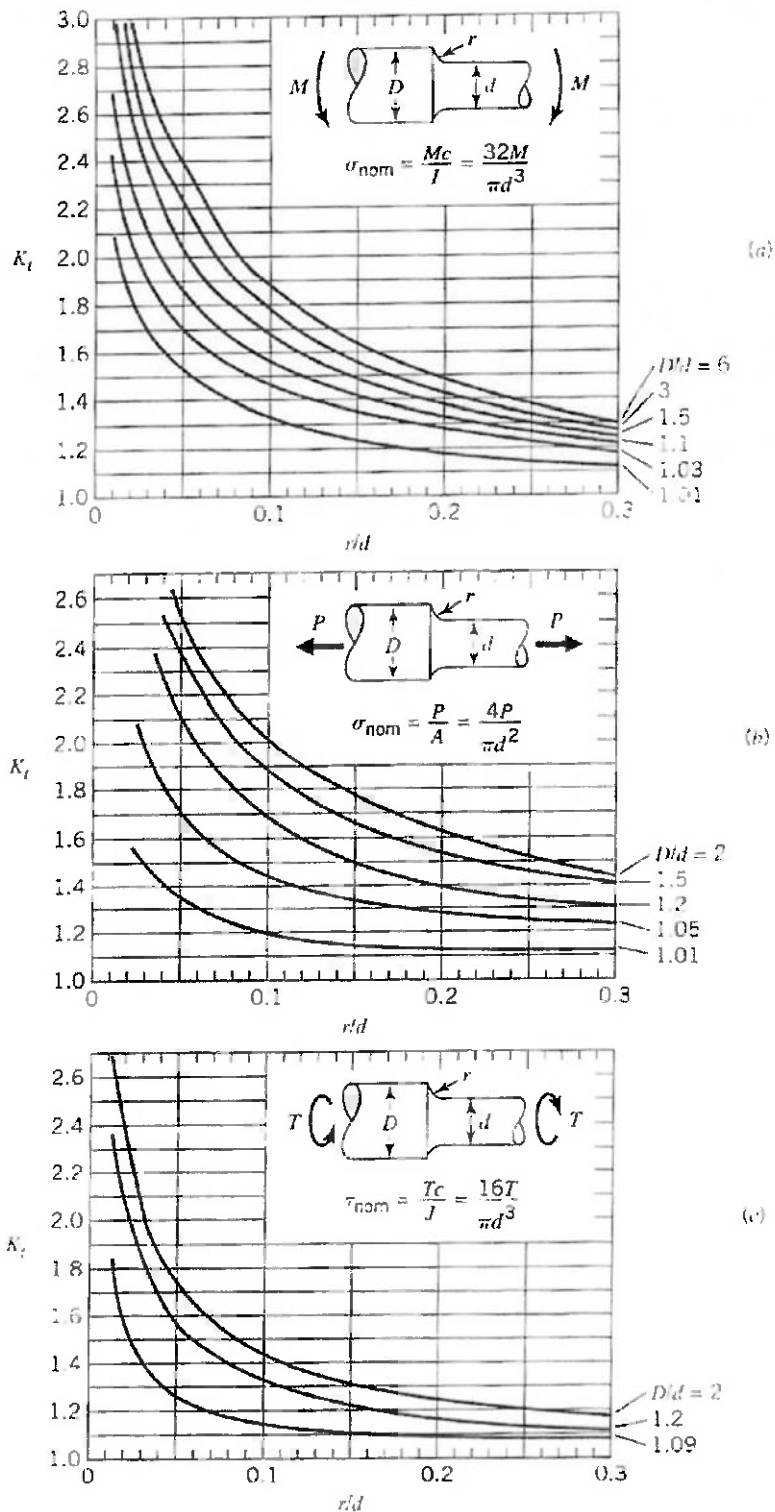
N° de dentes da motora	Fator k_1	N° de dentes da motora	Fator k_1
11	0,53	21	1,26
12	0,62	22	1,29
13	0,70	3	1,35
14	0,78	24	1,41
15	0,85	25	1,46
16	0,92	30	1,73
17	1,00	35	1,95
18	1,05	40	2,15
19	1,11	45	2,37
20	1,18	50	2,51

Obtenção do fator de correção do número de dentes k_1

Corrente	25	35	41	40	50	60	80
HP_{tab}	0,21	0,705	0,954	1,54	2,99	4,98	11,1
N° corrente	36,6	10,9	8,06	4,83	2,57	1,54	0,69
N° corrente (adotar)	36	11	8	5	3	2	1

Obtenção do fator de potência tabelada HP_{tab}

ANEXO F



Gráficos de obtenção do coeficiente de concentração de tensão para estrangulamentos de eixos. O gráfico (a) é aplicável para momento fletor, o gráfico (b) para esforços normais e o gráfico (c) para momento torçor.

ANEXO G

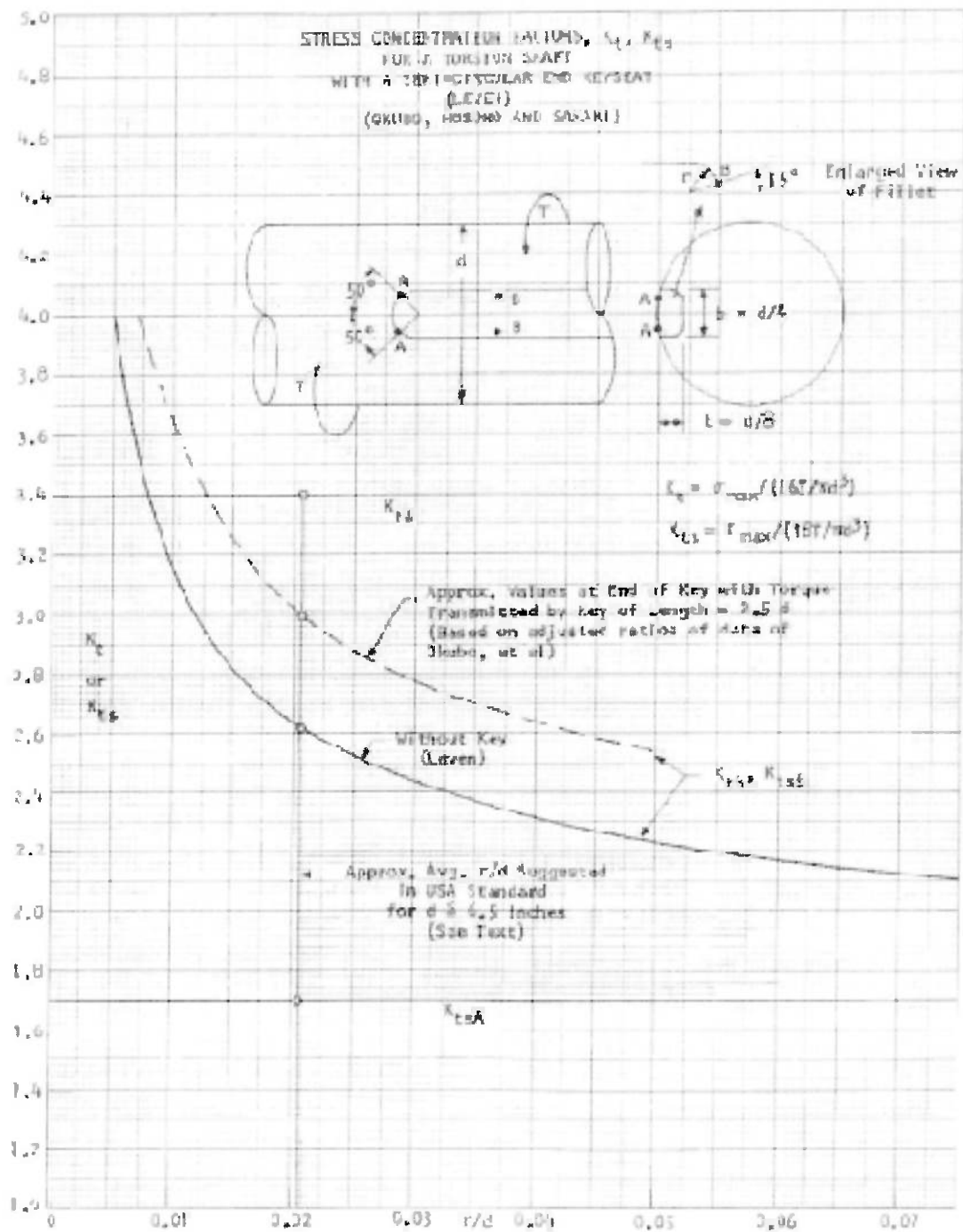
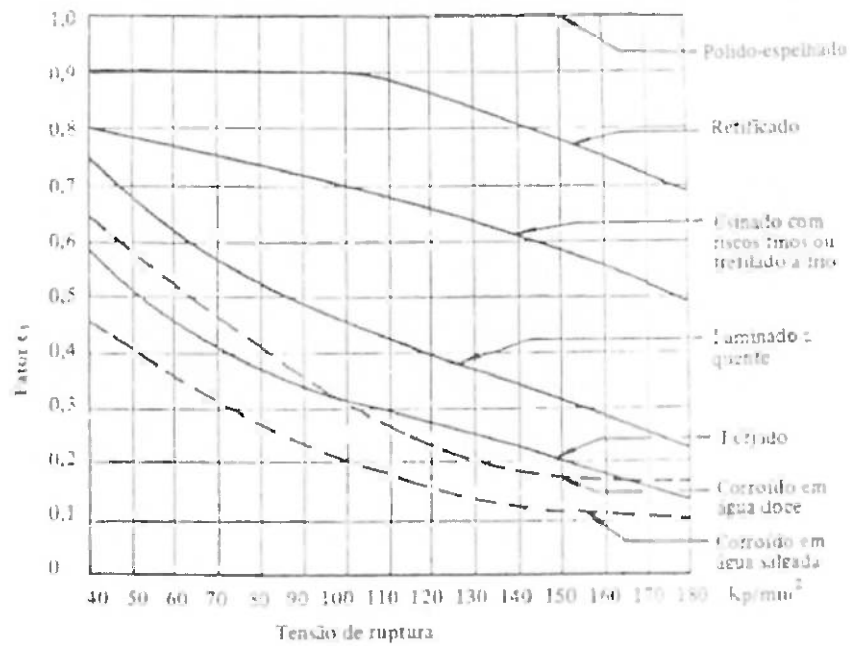
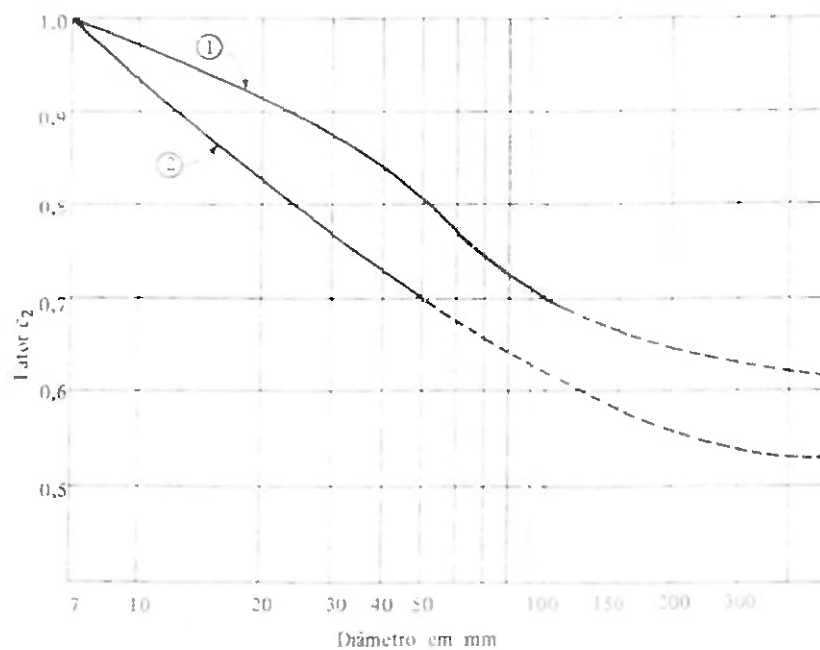


Gráfico de obtenção dos fatores de concentração de tensão normal e cisalhante K_t e K_{ts} para rasgos de chaveta

ANEXO H

Gráfico de obtenção de ϵ_1 

- 1) Aço com tratamento térmico
2) Aço sem tratamento térmico

Gráfico de obtenção de ϵ_2

ANEXO I

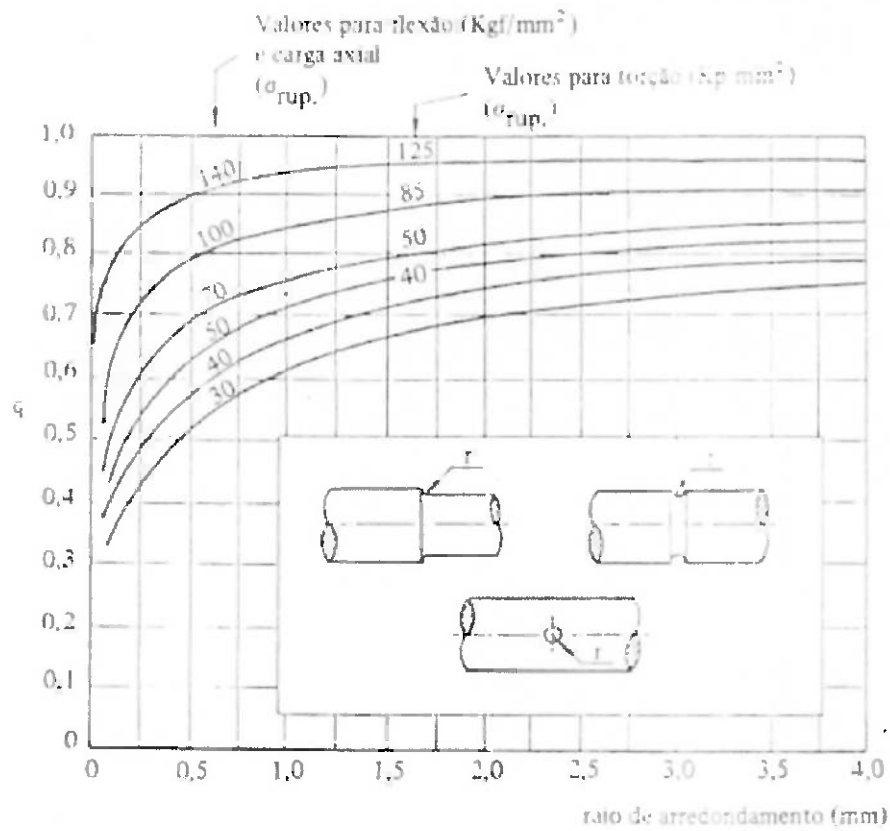


Gráfico de obtenção do índice de sensibilidade (q)

ANEXO J

Tabela 9.2 Ajustes dos Rolamentos Radiais nos Eixos

Condição de Carga	Exemplos de Aplicações Industriais	Sistemas de Eixo Interno			Classe de Rolamento de Eixo	Observação	
		Aplicação de Eixos	Rolamento de Rolos Internos e Externos	Aplicação de Rolos Internos e Externos			
Rolamentos de Força Cilíndrica e Esfera							
Carga Rotativa no Anel Externo	Recessos Momentâneos e Ausências de Lubrificação	Nota com Eixo Estático	Tabela de Seleção de Eixos			P7	Caso de rolamento de eixo que requer precisão, usar lubrificantes de alta qualidade. Usar rolamentos de eixo com lubrificação adequada.
	Altas Velocidades e Altas Temperaturas	Para Turbinas e Bombas				S6	
Carga Rotativa no Anel Interno ou Carga de Direção Instantânea	Carga Leve ($\leq 0,05 C_r$) Carga Variável	Bombas, Ventiladores, Ventiladores, Corredores, Máquinas de Costura e Quilombos	< 10	—	—	S6	Caso de rolamento de eixo que requer precisão, usar lubrificantes de alta qualidade. Usar rolamentos de eixo com lubrificação adequada.
			10—100	< 40	—	S6 (S6)	
			100—200	40—140	—	S6	
	Carga Normal (0,05 a 0,13 C_r)	Máquinas de Costura, Máquinas de Medida e Escalas, Máquinas de Costura, Máquinas de Costura, Máquinas de Costura, Máquinas de Costura, Máquinas de Costura	< 10	—	—	S6 (S6)	
			10—100	< 40	< 40	S7—6	
			100—200	40—140	40—60	S7—6	
			140—200	100—140	65—100	S7	
			200—280	140—200	100—140	S7	
			—	200—400	140—200	S7	
			—	—	280—500	S7	
Carga Pesada ($> 0,13 C_r$) Carga de Choque	Máquinas de Costura, Máquinas de Costura, Máquinas de Costura, Máquinas de Costura, Máquinas de Costura, Máquinas de Costura	—	50—140	50—100	S7		
		—	140—200	100—140	S7		
		—	Acima de 200	140—200	S7		
Somente Carga Leve			Tabela de Seleção de Eixos			S6 (S6)	
Rolamentos de Força Cilíndrica com Rolos e Esfera							
Tabela de Tipos de Carga		See General, Rolos Internos e Externos, Rolos de Rolamento, Rolos de Rolamento	Tabela de Seleção de Eixos			S6—T7 S7—T7	Ver Tabela de Seleção de Eixos para mais informações.

Nota: (1) C_r representa a capacidade de carga básica dinâmica do rolamento a ser usado.
Observação: Esta tabela é aplicável para os eixos de aço.

Tabela 9.4 Ajustes dos Rolamentos Radiais nos Alojamentos

Condição de Carga	Exemplos de Aplicações Industriais	Classe de Tipo de Alojamento	Movimento Axial no Anel Externo	Classificação
Carga Rotativa no Anel Externo	Carga Pesada em Alto Furo Carga Pesada de Choque	Nota de Eixo (Rol. de Rolos), Nota de Guia	P7	—
	Carga Normal Carga Pesada	Nota de Eixo (Rol. de Esferas), Rolos de Rolamento	N7	
	Carga Leve Carga Variável	Nota de Transporte, Nota de Carga, Nota de Tensão	M7	
Carga de Direção Inconstante	Carga Pesada de Choque	Motor de Tração	K7	Como Principais são os Movimentos
	Carga Normal Carga Pesada	Bombas, Rol. Principal do Ventilador, Máquinas Elétricas Médias e Grandes		
Alojamento Manobrável ou Esquadrado	Todos os Tipos de Carga	See Geral, Nota de Rol. de Rolamento	H7	—
	Carga Normal Carga Leve	Carros	H8	
	Alta Temperatura no Eixo e Anel Interno	Secador de Papel	G7	
Alojamento Manobrável	Requer Especialmente o Círculo Interno, com Cargas Acromes ou Leves	Rol. de Esferas Transm. de Fuso de Rolandagem, Rol. Lado Livre do Compressor Centrífugo de Alta Potência	JS6 (J6)	Fácil
	Carga de Direção Inconstante	Rol. de Esferas Transm. de Fuso de Rolandagem, Rol. Lado Livre do Compressor Centrífugo de Alta Potência	K6	Como Principais são os Movimentos
	Carga Rotativa no Anel Interno	Requer Precisão de Eixo e Rolos com Carga Variável	Rol. de Rolos para Fuso de Rolandagem	M6 ou N6
	Requer Funcionamento Silencioso	Elétricos	H6	Movimento com Facilidade

Observação: Esta tabela é aplicável para os alojamentos de aço ou ferro fundido. Nos alojamentos de ligas leves, usar ajuste com interferência maior que os da tabela acima.

Tabelas de seleção do ajuste do eixo/rolamento e rolamento/caixa

ANEXO K







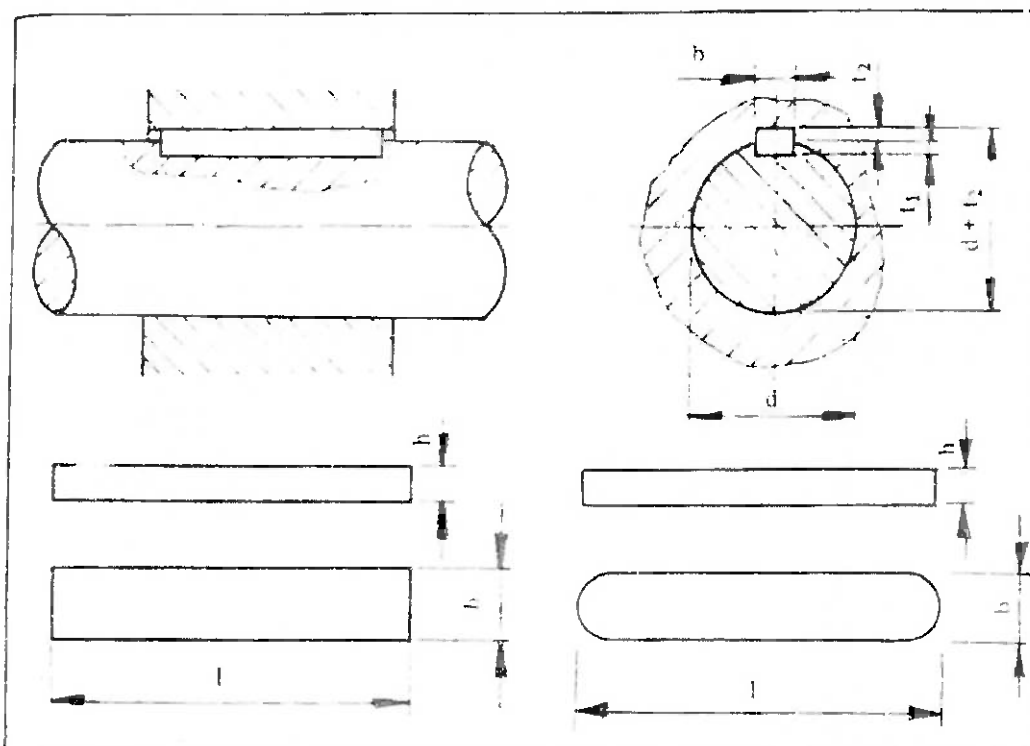
ACOPLAMENTO	APLICACAO
<p>H6/g5 Deslizante (emprego comum)</p> 	<p>Exige alto movimento de rotação de alta precisão, com aplicação de cargas pesadas, lubrificadas regularmente e velocidade moderada ou baixa.</p> <p>EXEMPLOS</p> <ul style="list-style-type: none"> - Eixos com transmissão de rotação, de aço, lubrificada e retificada em 1 ou 2 mãos - Mandril de retificação - Mandril de engrenagem com elevada precisão no sentido axial máximo <p>MONTAGEM: Livre, à mão</p>
<p>H6/h5 Deslizante (emprego comum)</p> 	<p>Atende requisitos de alta precisão, móvel axialmente ou dotado de movimento de rotação, com acionamento, com lubrificação interna.</p> <p>EXEMPLOS</p> <ul style="list-style-type: none"> - Alavancas deslizantes movidas sobre camisas em bronzina - Mangote porta mandril e mandril para fresadora e mandriladora de alta precisão - Válvula de comando alternativa de movimento alternativo e terminal malha angular de alta precisão <p>MONTAGEM: Por esboço, à mão</p>
<p>H6/j5 Aderente (emprego comum)</p> 	<p>Acoplamentos de precisão de partes reciprocamente fixas, reparadas ocasionalmente, sede fixa de centragem de alta precisão; acoplamentos móveis axialmente com sede curta em geral.</p> <p>EXEMPLO</p> <ul style="list-style-type: none"> - Rodas de câmbio montadas sobre eixo e fundido em bronzina (centragem sobre o eixo interno) <p>MONTAGEM: À mão, com leve golpe de moerte</p>
<p>H6/n5 Fixo duro (emprego comum)</p> 	<p>Acoplamentos fixos não desmontáveis. São peças que não necessitam ser fixadas axialmente mas que somente não devem permitir a ação de momentos torçores, mantendo a parte que machuca de madeira ou a fresada-precisão (até onde não é possível) intacta ou, pelo menos, com o mínimo de danos.</p> <p>EXEMPLOS</p> <ul style="list-style-type: none"> - Fixação de engrenagem de força, montada com chaveta ou sobre eixo fundido sendo desmontadas raramente - Coroa de bronze para roda fônica da, encastada sobre aço ou ferro fundido - Eixos dentados (eixos com dois diâmetros (dois rebuços) de parte de engrenagem) - Bronzina na sede externa (de 1^o desmontada com certa frequência) <p>MONTAGEM: À mão, com moerte ou prensa e com interferência de temperatura segundo tabela indicada mais adiante</p>
<p>H6/p5 Fixo prensado (emprego comum)</p> 	<p>Acoplamentos fixos não desmontáveis. São peças montadas de modo a comportarem-se como se fossem uma única peça, para não ser mais desmontadas e destinadas a transmitir fortes cargas axiais e momentos torçores sem o uso de chavetas ou similares sendo possível a desmontagem somente sob pressão e quente.</p> <p>EXEMPLOS</p> <ul style="list-style-type: none"> - Eixos de grande responsabilidade - Eixos em parte este na parte não ser desmontada <p>MONTAGEM: À mão, com moerte ou prensa e com interferência de temperatura segundo a tabela indicada mais adiante</p>
<p>H7/d7 Livre normal (emprego comum)</p> 	<p>Acoplamentos de movimento de rotação de grande velocidade, com centrado e lubrificação de frequência, mesmo que moderada.</p> <p>EXEMPLOS</p> <ul style="list-style-type: none"> - Eixos de eixos e eixos e respectivamente em geral - Mandril de retificadora de precisão, no respectivo rolamento - Eixo porta-fo que pouca se desmonta em bronzina de largura axial maior que duas vezes o diâmetro - Extremidade do eixo porta-fresal diretamente montada no rolamento de suporte de extremidade - Chaveta - Eixo de manivel de troca - Eixo de posição de média precisão <p>MONTAGEM: Livre, à mão</p>

Tabela de seleção do ajuste em função de aplicações típicas

ANEXO L

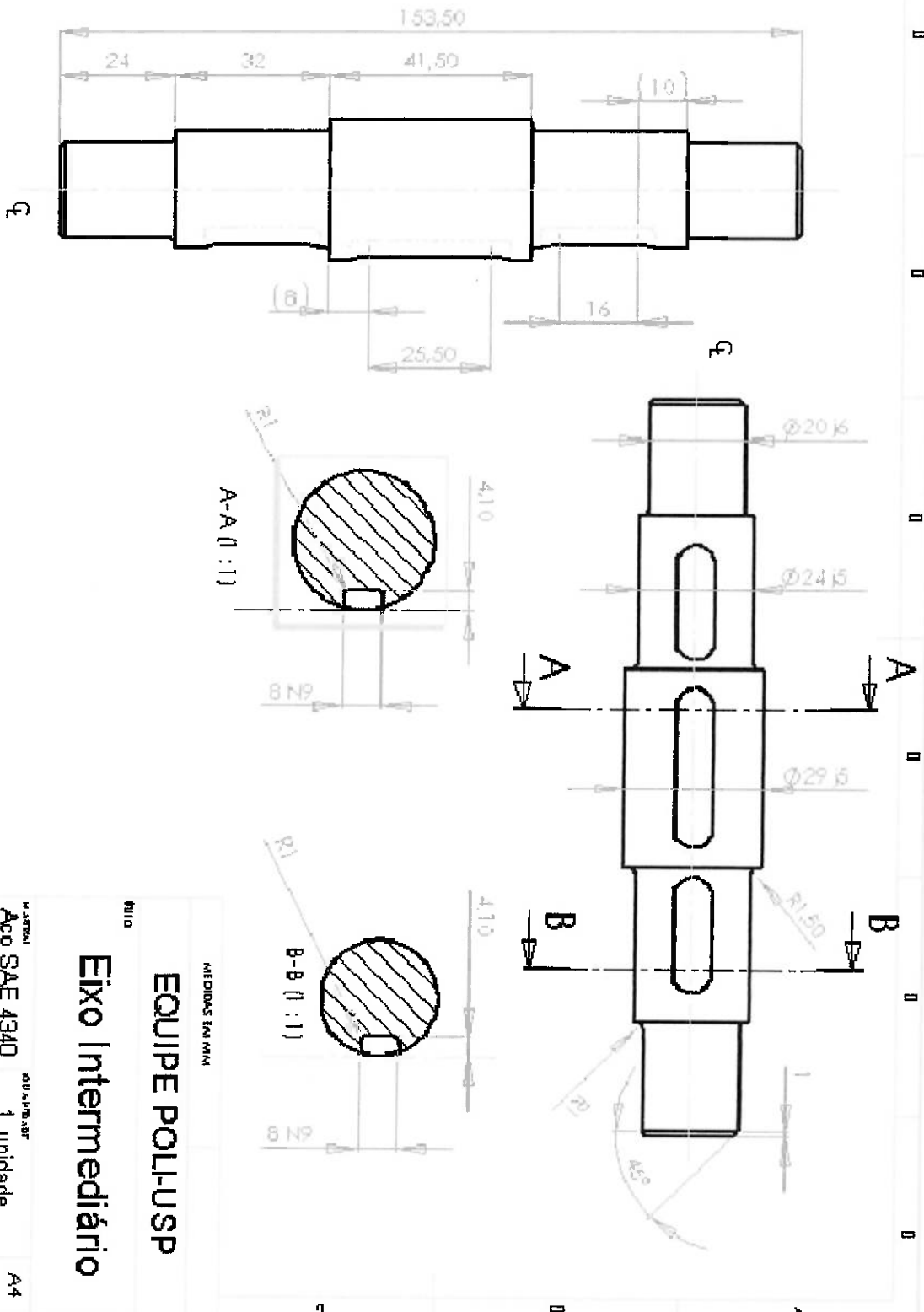
CHAVETA PARALELA DIN 6885



Diâmetros do Eixo		Largura	Altura	Prof. no eixo	Prof. no eixo
Módulo	Mm	b	h	t ₁	t ₂
10	12	4	4	1,7	2,4
12	17	5	5	2,0	2,9
17	22	6	6	2,6	3,5
22	30	8	7	3,0	4,1
30	38	10	8	3,4	4,7
38	44	12	8	3,2	4,9
44	50	14	9	3,6	5,5
50	58	16	10	3,9	6,2
58	65	18	11	4,3	6,8
65	75	20	12	4,7	7,4
75	85	22	14	5,6	8,5
85	95	25	14	5,4	8,7
95	110	28	16	6,2	9,9
110	130	32	19	7,1	11,1
130	150	36	20	7,9	12,3
150	170	40	22	8,7	13,5
170	200	45	25	9,9	15,3
200	230	50	28	11,2	17
230	260	56	32	12,9	19,3

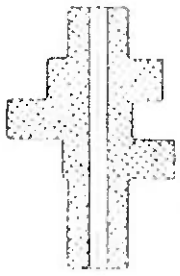
Material: Aço com resistência à tração. 60 kgf/mm^2 — mínima na peça acabada.

Norma DIN6885 para chavetas paralelas



MÉDICAS S/A		MATERIAL	
EQUIPE POLI-USP		Aço SAE 4340	
Eixo Intermediário		1 unidade	
0110		Revizão: 1:1	
A4		desenho: dno 2.dwg	

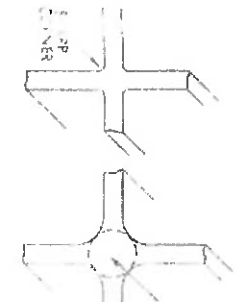
UNCLIX



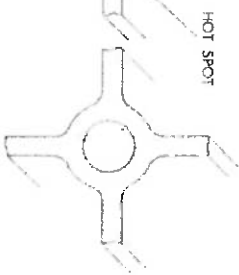
INCORRECT



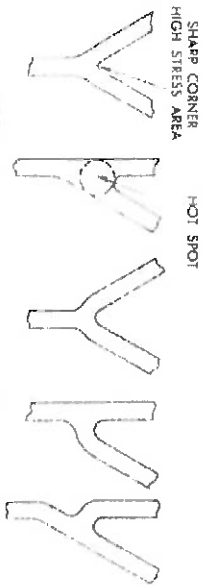
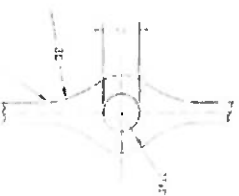
CORRECT



INCORRECT



CORRECT



POOR

GOOD

HOT SPOT

HOT SPOT



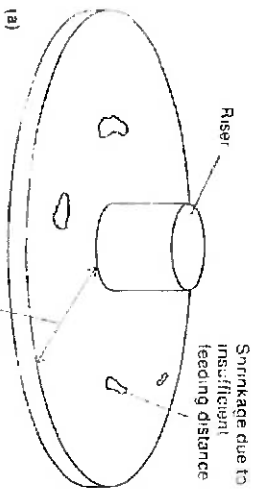
INCORRECT



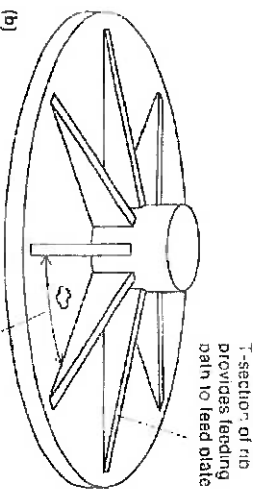
INCORRECT



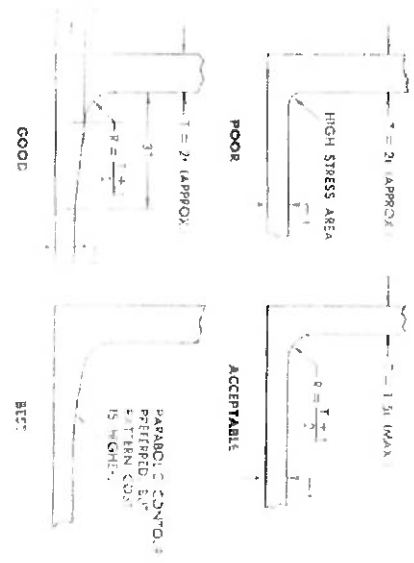
CORRECT



(a)



(b)



ANEXO O

Id	Nome da tarefa	Início	Término	Gantt Chart															
				Abri	Maio	Junho	Julho												
				27/3	3/4	10/4	17/4	24/4	1/5	8/5	15/5	22/5	29/5	5/6	12/6	19/6	26/6	3/7	
1	Definição do problema	31 Mar	7 Abr																
2	Apresentação do Histórico	31 Mar	7 Abr																
3	Estudo de Viabilidade	31 Mar	27 Abr																
4	Definição dos parâmetros de projeto	11 Abr	15 Abr																
5	Definidos pelo veículo	11 Abr	15 Abr																
6	Definidos pelo motorpropulsor	11 Abr	15 Abr																
7	Relação de Transmissão	16 Abr	8 Maio																
8	Critério dos esforços resistivos	16 Abr	8 Maio																
9	Resistência de Rolagem	16 Abr	1 Maio																
10	Resistência de Arrasto	16 Abr	1 Maio																
11	Resistência de Rampa	16 Abr	1 Maio																
12	Resistência Transistória	16 Abr	1 Maio																
13	Resistência à prova de tração	2 Maio	8 Maio																
14	Critério da máxima velocidade	16 Abr	8 Maio																
15	Seleção do Transmissor	9 Maio	22 Maio																
16	Apresentação de cada elemento	9 Maio	15 Maio																
17	Definição dos critérios de avaliação	16 Maio	22 Maio																
18	Modelo de Avaliação	16 Maio	22 Maio																
19	Dimensionamento do Transmissor	23 Maio	18 Jun																
20	Transmissão por corrente	23 Maio	29 Maio																
21	Seleção da corrente	23 Maio	29 Maio																
22	Seleção das rodas dentadas	23 Maio	29 Maio																
23	Transmissão por Engrenagem	30 Maio	12 Jun																
24	Critério de Flexão Máxima	30 Maio	3 Jun																
25	Critério de Fadiga de Cortato	6 Jun	12 Jun																
26	Alívio de Peso	13 Jun	19 Jun																
27	Relatório Final do 1º Semestre	11 Abr	19 Jun																

