



UNIVERSIDADE ESTADUAL DO MARANHÃO
Curso de Engenharia Mecânica

EVERALDO LEMOS RIBEIRO JUNIOR

**Otimização de um sistema de transmissão de
um veículo de arrancada por meio de
dimensionamento de engrenagens de acordo
com as normas da AGMA**

SÃO LUIS/MA
2018

EVERALDO LEMOS RIBEIRO JUNIOR

Otimização de um sistema de transmissão de um veículo de arrancada por meio de dimensionamento de engrenagens de acordo com as normas da AGMA

Monografia de graduação apresentada ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual do Maranhão como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Esp. Diego Rosa dos Santos

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA MONOGRAFIA DEFENDIDA PELO(A) ALUNO(A) Everaldo Lemos Ribeiro Junior, E ORIENTADA PELO(A) PROF(A). Esp. Diego Rosa dos Santos

.....
ASSINATURA DO(A) ORIENTADOR(A)

SÃO LUIS/MA
2018

Ribeiro Júnior, Everaldo Lemos.

Otimização de um sistema de transmissão de um veículo de arrancada por meio de dimensionamento de engrenagens de acordo com as normas da AGMA / Everaldo Lemos Ribeiro Júnior.– São Luís, 2018.

... 74 f.

Monografia (Graduação) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual do Maranhão, 2018.

Orientador: Prof. Esp. Diego Rosa dos Santos.

1.Engrenagens. 2.Relção de transmissão. 3.Veículo de arrancada. 4.Torque. 5.Potência. I.Título

CDU: 621.3.016.1/.2

UNIVERSIDADE ESTADUAL DO MARANHÃO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA E PRODUÇÃO

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**Otimização de um sistema de transmissão de
um veículo de arrancada por meio de
dimensionamento de engrenagens de acordo
com as normas da AGMA.**

Autor: Everaldo Lemos Ribeiro Junior

Orientador: Diego Rosa dos Santos

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Monografia:

Prof. Esp. Diego Rosa dos Santos

Prof. Me. Paulo Roberto Campos Flexa Ribeiro Filho

Prof. Esp. Carlos Ronyhelton Santana de Oliveira

A Ata da defesa com as respectivas assinaturas dos membros encontra-se no processo de vida acadêmica do aluno.

São Luís/MA, 28 de JUNHO de 2018.

Dedicatória

Dedico este trabalho aos meus pais Maria Gorete e Everaldo Lemos, a minha avó Maria da Conceição, minha irmã Maria do Carmo, minha família, todas as pessoas que me apoiaram e me ajudaram nessa caminhada pois sem eles ao meu lado não tinha conseguido chegar até aqui.

Agradecimento

A Deus, que com seu amor incondicional me trouxe até aqui nunca me abandonou mesmo eu sendo falho e pecador, me deu saúde, sabedoria, tudo o que sou é totalmente TEU.

Ao meu professor orientador Diego Rosa por ter dado toda a liberdade para eu trabalhar e sempre me ajudou quando eu precisei e claro todo o aprendizado sobre elementos de transmissão de potência.

A Dávyla Silva que mesmo em meio a tanta turbulência sempre esteve ao meu lado, todo dia me cobrava e me apoiava para terminar meu TCC e me ajudou em todo o processo.

Ao meu Pai por comprar o Notebook que foi de suma importância para a conclusão deste trabalho e além disso supre todas as minhas necessidades. Obrigado por tudo.

A minha Mãe por todas as cobranças sei que são para o meu bem que me incentivaram a chegar até aqui e toda a compreensão em meio ao grande trabalho que é fazer um TCC.

Aos meus amigos de turma que estiveram comigo ao longo desses 5 anos na batalha diária e se chegamos até o fim, foi porque um ajudou ao outro quando precisava.

Ao professor Me. Paulo Flexa por ser além de um grande professor, um grande diretor de curso, é um grande homem.

Resumo

Este trabalho consiste em uma otimização de uma transmissão de um veículo de arrancada, veículo esse que precisa atingir uma alta velocidade no menor tempo possível, então para isso todos os componentes desse veículo são elevados a um grande esforço principalmente a transmissão, que tem a função de controlar os requisitos torque e potência que saem do motor para as rodas. Os principais componentes de uma transmissão são as engrenagens e o eixos que no trabalho serão os objetos de estudos, o dimensionamento desses componentes são normalizados, as principais normas para o dimensionamento e escolha de materiais são internacionais como a AGMA (AMERICAN GEAR MANUFACTURERS ASSOCIATION), SAE (Society of Automotive Engineers) entre outras. Após a aplicação dessas normas obtemos todos os requisitos necessários para a construção destes componentes. Existem diversas literaturas sobre elementos de máquinas, neste trabalho são utilizados principalmente SHIGLEY como livro texto e NORTON como livro de apoio. Para facilitar os cálculos foram utilizadas planilhas no EXCEL, aonde os cálculos foram automatizados e uma planilha para descobrir a melhor relação de transmissão possível para cada par de engrenagens. Após uma série de tomada de decisões e cálculos obtemos uma transmissão de 5 marchas sendo as 3 primeiras as mais importantes em uma competição de 201m, a relação de transmissão ideal para nossa necessidade é 2:1 na primeira marcha aonde o torque foi ajustado para ser máximo sem haver deslizamento das rodas e a potência melhor utilizada, 1,25:1 na segunda marcha, 0,96:1 na terceira marcha com o ajuste para obter uma velocidade máxima de 223,27 km/h nessa marcha a 7000 rpm, com a potência média de 306 cv em comparação a transmissão original que em terceira marcha atinge 179,53 km/h a 7000 rpm, potência média de 293 cv, obtemos 44 km/h a mais de velocidade máxima, com a posse desses dados o dimensionamento de engrenagens por meio das normas da AGMA foi realizada e obtemos os fatores de segurança à flexão e ao desgaste maiores que 1,53 para flexão e maiores que 1,79 para o desgaste, com esses valores é possível afirmar que atingimos resultados satisfatórios e que é possível melhorar o desempenho de um veículo de arrancada apenas com o dimensionamento de transmissão, especificamente com a alteração da relação de transmissão.

Palavras Chaves : Engrenagens, Relação de Transmissão, Veículo de Arrancada, Torque, Potência.

Abstract

This work consists of an optimization of a transmission of a vehicle drag racing, vehicle that you need to reach a high speed are high to a, great effort especially the transmission, which has the function to control the torque requirements and power coming out of the engine to the wheels. The main components of a transmission are the gears and shafts that at work will be the objects of study, the scaling of these components are normalized, the main rules for the the design and choice of materials are international as the AGMA (AMERICAN GEAR MANUFACTURERS ASSOCIATION) SAE (Society of Automotive Engineers) among others. After applying these standards we obtain all the necessary requirements for the construction of these components. There are several literatures on elements of machines, in this work are used mainly SHIGLEY as text book and NORTON as support book. To facilitate the calculations, spreadsheets were used in EXCEL, where calculations were automated and a spreadsheet to find the best transmission ratio possible for each pair of gears. After a series of decisions and calculations we obtain a 5-speed transmission and the 3 most important first in a 201m competition, the gear ratio is ideal for our need is 2:1 in first gear where the torque was adjusted to be maximum without sliding wheels, and power better used, 1.25:1 in second gear, third gear 0.96:1 in with the setting for a maximum speed of 223.27 km/h in this gear the 7000 rpm with the average power of 306 HP compared original transmission in third gear reaches 179.53 km/h the 7000 rpm, average power of 293 HP, 44 km/h more than maximum speed, with the possession of these data the dimensioning of gears through the AGMA standards was held and we obtain the safety factors to bending and to wear larger than 1.53 for bending and larger than 1.79 for wear, with these values it is possible to affirm that we have reached satisfactory results and that it is possible to improve the performance of a drag racing vehicle only with the design of transmission, specifically with the gear ratio.

Key Words: Gear, Gear Ratio, Drag race, Torque, Power.

Lista de Ilustrações

Figura 2-1: Nomenclatura mancal de esferas (adaptado de Shigley, 2004)	6
Figura 2-2: Conjunto interno cilindros rolando (adaptado de Norton, 2013).....	8
Figura 2-3: Conjunto externo cilindros rolando (adaptado de Norton, 2013).....	8
Figura 2-4 :Engrenagens Cilíndricas de dentes retos (adaptado de Shigley, 2016)	9
Figura 2-5: Par de engrenagens de hélices de lados opostos (adaptado de norton, 2013).....	9
Figura 2-6: Par de engrenagens de hélices de lados iguais acopladas em eixos cruzados (adaptado de Norton, 2013)	10
Figura 2-7: Engrenagens cônicas retas (adaptado de Norton, 2013).....	10
Figura 2-8: Engrenagens cônicas espirais (adaptado de Norton, 2013)	11
Figura 2-9: Tensão flutuante em relação ao tempo (adaptado de Norton, 2004)	14
Figura 2-10: Diagrama de fadiga mostrando vários critérios de falha (adaptado de Shigley, 2004).....	15
Figura 3-1: Considerações para desenvolvimento da equação básica de Lewis (adaptado de Shigley, 2011).....	20
Figura 3-2: Tensão de flexão admissível para aços endurecidos por completo (adaptado de Shigley, 2011).....	26
Figura 3-3: Fator de ciclagem de tensão YN para resistência de flexão sob carregamento repetido (adaptado de Shigley, 2011)	32
Figura 3-4: Fator de ciclagem de tensão para resistência ao crateramento ZN (adaptado de Shigley, 2011).....	32
Figura 3-5: Fator de espessura de borda (adaptado de Shigley, 2011).....	34
Figura 4-1: Gráfico da curva do motor do veículo preparado (autor, 2018)	38

Lista de Tabelas

Tabela 2-1: Parâmetros para o fator de modificação superficial de Marin (adaptado de Shigley, 2004).....	16
Tabela 2-2: Fator de confiabilidade (adaptado de Shigley, 2004).....	17
Tabela 3-1: Valores de fator de forma de Lewis Y (adaptado de Shigley, 2004)	20
Tabela 3-2: Fator de sobrecarga K_0 (adaptado de Shigley, 2011)	28
Tabela 3-3: Constantes empíricas A, B e C para a Equação (3-25). Largura de face F em polegadas (adaptado de Shigley, 2004)	31
Tabela 3-4: Fator de confiabilidade K_r (adaptado de Shigley, 2011).....	33
Tabela 4-1: Calculadora de Relação de transmissão (autor, 2018)	35
Tabela 4-2: Relação de transmissão original (autor, 2018).....	36
Tabela 4-3: Torque de saída médio por estágio utilizando a relação de transmissão do projeto (autor,2018)	36
Tabela 4-4: Torque de saída médio por estágio utilizando a relação de transmissão original (autor, 2018)	36
Tabela 4-5: Torque médio de saída do veículo original (autor, 2018)	37
Tabela 4-6: Valores do veículo preparado utilizando o câmbio projetado (autor, 2018).....	37
Tabela 4-7: Valores do veículo preparado utilizando o câmbio original (autor, 2018).....	38
Tabela 4-8: Número de dentes por estágio (autor, 2018)	39
Tabela 4-9: Diâmetro das engrenagens (autor, 2018).....	39
Tabela 4-10: Velocidade no ponto primitivo e a força transmitida (autor, 2018).....	40
Tabela 4-11: Fator dinâmico (autor, 2018).....	40
Tabela 4-12: Fator de Lewis (autor, 2018)	40
Tabela 4-13: Fator de tamanho (autor, 2018)	40
Tabela 4-14: Raios dos pinhões (autor, 2018).....	41
Tabela 4-15: Raios das coroas (autor, 2018)	41
Tabela 4-16: Fator geométrico z de superfície (autor, 2018)	41
Tabela 4-17: Razão de compartilhamento de carga mn (autor, 2018).....	42
Tabela 4-18: Fator geométrico I (autor, 2018)	42
Tabela 4-19: Fator geométrico J (autor, 2018).....	42
Tabela 4-20: Fator de Carga de distribuição K_m (autor, 2018)	43
Tabela 4-21: Fator de ciclagem de tensão (autor, 2018)	43

Tabela 4-22: Fator de tensão para a resistência ao crateramento Zn (autor, 2018).....	44
Tabela 4-23: Flexão de dente do pinhão (autor, 2018).....	44
Tabela 4-24: Fator de segurança de flexão SF do pinhão (autor, 2018)	44
Tabela 4-25: A flexão do dente da coroa σG (autor, 2018).....	45
Tabela 4-26: Fator de segurança de flexão SF da coroa (autor, 2018).....	45
Tabela 4-27: Desgaste de dente do pinhão σc (autor, 2018).....	45
Tabela 4-28: Fator de segurança ao desgaste SH do pinhão (autor, 2018).....	45
Tabela 4-29: Desgaste de dente da coroa $(\sigma c)g$ (autor, 2018)	46
Tabela 4-30: Fator de segurança ao desgaste SH da coroa (autor, 2018).....	46
Tabela 4-31: Comparação SF com $SH2$ (autor, 2018).....	46
Tabela 4-32: Comparação SF com $SH2$ (autor, 2018).....	46

Lista de Abreviaturas e Siglas

AGMA – American Gear Manufacturers Association.

AISI – American Iron and Steel Institute.

ASM – Aerospace Specification Metals Inc.

ASME – The American Society of Mechanical Engineers

ASTM – American Society for Testing and Materials

DIN – Deutsches Institut für Normung

RPM – Rotações por minutos

SAE – Society of Automotive Engineers

Lista de Símbolos

- a – Adendo
- b – Dedendo
- C_f – Fator de condição superficial
- C_p – Coeficiente elástico
- C_H – Fator de razão de dureza
- d_g – Diâmetro primitivo, coroa
- d_p – Diâmetro primitivo, pinhão
- E – Módulo de elasticidade
- F – Largura de face líquida do elemento mais estreito
- H – Potência
- I – Fator geométrico da resistência superficial
- J – Fator geométrico da resistência à flexão
- h_t – Profundidade completa do dente da engrenagem
- K_B – Fator de espessura de borda
- K_H – Fator de distribuição de carga
- K_O – Fator de sobrecarga
- K_R – Fator de confiabilidade
- K_S – Fator de tamanho
- K_T – Fator de temperatura
- K_v – Fator dinâmico
- M – Módulo
- N_g – Número de dentes na coroa
- N_p – Número de dentes no pinhão
- p_N – Passo circular normal
- P_n – Passo diametral
- Q_v – Número de qualidade
- RC – Razão de contato
- r_g – Raio do círculo primitivo, coroa
- r_b – Raio do círculo primitivo, pinhão

S_C – Fator de segurança AGMA para tensão de flexão

S_H – Fator de segurança AGMA para fadiga de contato

S_t – Tensão admissível

V – Velocidade do círculo primitivo

W^t – Carga transmitida

Y – Fator de forma de Lewis

Y_N – Fator de ciclagem de tensão para tensões de flexão

Z_N – Fator de ciclagem para resistência ao crateramento

σ – Tensão de flexão

σ_c – Resistência ao crateramento

ψ – Ângulo de Hélice

ϕ - Ângulo de pressão

Sumário

1 INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Objetivos.....	2
1.1.2 Objetivos Específicos	3
2 REFERENCIAL TEÓRICO.....	4
2.1 Projeto Mecânico.....	4
2.2 Eixos.....	4
2.3 Mancais.....	5
2.4 Engrenagens	7
2.4.1 Tipos de Engrenagens.....	8
2.5.1 Elementos de transmissão.....	11
2.6 Transmissão com mudança manual.....	12
2.7 Normas Técnicas	12
2.8 Falha por Fadiga.....	13
3 MATERIAL E MÉTODOS.....	18
3.1 Calculadora de relação de transmissão.....	18
3.2 Dimensionamento de engrenagens	19
3.2.1 Equação de flexão de Lewis	19
3.2.2 - Durabilidade Superficial	22
3.2.3 Equações de tensão AGMA.....	24
3.2.4 Equações de resistência AGMA.....	25
3.2.5 Fator dinâmico K_v	26
3.2.6 Fator de tamanho K_s	27
3.2.7 Fator de sobrecarga K_0	28
3.2.8 Fatores geométricos I e J	28
3.2.9 Coeficiente elástico C_p	29
3.2.10 Fator de condição de superfície $Z_R (C_f)$	29
3.2.11 Fator de distribuição de carga $K_H (K_m)$	30
3.2.12 Fator de razão de dureza CH	31
3.2.13 Fatores de ciclagem de tensão Y_N e Z_N	31
3.2.14 Fator de confiabilidade $Y_Z (K_R)$	32
3.2.15 Fator de temperatura $Y_\theta (K_T)$	33
3.2.16 Fator de espessura de aro KB	33
3.2.17 Fatores de segurança SF e SH	34
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	34

4.1 Escolha do número de estágios.....	35
4.2 Dimensionamento das engrenagens	39
5 CONCLUSÃO E SUGESTÃO PARA PRÓXIMOS TRABALHOS	48
Referências Bibliográficas.....	49

1 INTRODUÇÃO

Para Budynas e Nisbett (2016), Transmitir potência a partir de um motor de combustão interna ou motor elétrico, através de uma máquina com uma atuação de saída é uma das funções mais comuns das máquinas. Uma maneira eficiente de transmitir potência é por meio do movimento rotativo de um eixo que é suportado por mancais. Engrenagens, polias de correia ou rodas dentadas de correntes podem ser usadas para possibilitar o torque e mudanças de velocidade entre eixos.

O projeto de um sistema para transmitir potência requer atenção ao dimensionamento de componentes individuais. Porém, como é frequente no caso de projeto, esses componentes não são independentes, ou seja, a engrenagem necessita de um eixo para o seu funcionamento. Um exemplo prático disso é o dimensionamento de uma transmissão automotiva aonde se faz necessário o uso de engrenagens e eixos, onde esses elementos trabalham em conjunto e as forças exercidas sobre um é sentida no outro então para um bom dimensionamento é necessário ter conhecimentos sobre essas especificações. Engrenagens de fabricação em escala são oferecidas com tamanhos de furo específicos, portanto requer que se tenha conhecimento do diâmetro do eixo necessário (Budynas e Nisbett, 2016).

Engrenagens são elementos rígidos utilizados na transmissão de movimentos rotativos entre eixos. Consistem basicamente de dois cilindros nos quais são fabricados dentes. A transmissão se dá através do contato entre os dentes. Como são elementos rígidos, a transmissão deve atender a algumas características especiais, sendo que a principal é que não haja nenhuma diferença de velocidades entre os pontos em contato quando da transmissão do movimento. Eventuais diferenças fariam com que houvesse perda do contato ou o travamento, quando um dente da engrenagem motora tenta transmitir velocidade além da que outro dente da mesma engrenagem em conta transmite (Norton, 2004).

Dimensionamento de um sistema de transmissão se faz necessário quando decidimos ter um maior controle sobre o motor, na área automotiva a transmissão de potência é um grande problema podemos ter um motor com uma grande cavalaria 500cv, mas a dificuldade é transmitir toda essa potência para as rodas e isso será nosso objeto de estudo nesse projeto, dimensionar um sistema de transmissão para um veículo automotor de alta performance, especificamente o sistema de transmissão para um veículo arrancada.

Os primeiros registros referentes à ideia de sistema de transmissão são datados da Idade Média onde se mostrava necessário potencializar a força humana ou animal, já que ainda não existiam sistemas mecânicos capazes de gerar energia mecânica. Os primeiros modelos de transmissão utilizavam basicamente, grandes rodas de madeira e pinos que, montados de uma maneira harmônica, aumentavam o torque gerado pela força animal ou humano. Este era é o princípio das transmissões: multiplicar torque gerado pela fonte de energia (LECHNER; NAUNHEIMER, 1999).

Com a criação das máquinas a vapor, as transmissões passaram também a ser desenvolvidas, uma vez que a força gerada pelos equipamentos a vapor não era suficiente para as aplicações desejadas. Dessa maneira, as transmissões faziam a adaptação do movimento gerado pelos pistões a vapor, em movimento rotacional (LECHNER; NAUNHEIMER, 1999).

O conceito de colocar um multiplicador de torque em motores é datado de, pelo menos, 100 anos antes da data oficial da criação do automóvel (1886). O desenvolvimento das caixas de mudança de marchas estava diretamente ligado ao aprimoramento dos motores (LECHNER; NAUNHEIMER, 1999).

Engrenagens para veículos, geralmente, são engrenagens cilíndricas de dentes retos ou helicoidais montadas sobre eixos paralelos em transmissões manuais ou automáticas. Engrenagens cônicas também são muito utilizadas, normalmente, no conjunto diferencial das caixas de transmissão.

Engrenagens para veículos são altamente carregadas para seus tamanhos, no entanto, seus altos esforços (carregamentos) são de pouca duração. Isto permite projetar, ou dimensionar, uma engrenagem com a vida limitada para o máximo torque do motor sabendo que esta engrenagem irá durar muitos anos sob um torque médio de uso do veículo (torque real de uso).

1.1 Objetivos

O objetivo principal do projeto é otimizar um sistema de transmissão manual por meio de dimensionamento de engrenagens, obter a melhor relação de transmissão onde o requisitos torque e potência são equalizados para maior eficiência do veículo em uma corrida de arrancada.

1.1.2 Objetivos Específicos

1. Escolha do número de estágios
2. Escolha da relação de transmissão
3. Dimensionamento de engrenagens
4. Análise dos Resultados

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 Projeto Mecânico

O projeto de uma máquina trata-se da criação de uma máquina que funcione bem, com segurança e confiabilidade e é tarefa do engenheiro definir e calcular os movimentos, forças e mudanças de energia desenvolvidas através ou no interior de uma máquina, de modo a determinar as dimensões, formas e materiais necessários para cada uma das peças que agregam a máquina (Norton, 2004).

O projeto mecânico pode ser definido como um processo iterativo de tomada de decisão que tem como objetivo a criação e a otimização de um novo ou aprimorado sistema de engenharia ou equipamento para atender a necessidade ou um desejo humano, com o compromisso da conservação das fontes de recursos e do impacto ambiental. Esta definição inclui várias ideias-chaves que caracterizam toda a atividade de projeto mecânico. A essência da engenharia, especialmente a do projeto mecânico, é o atendimento das necessidades e desejos humanos (consumidores) (Collins, 2015).

Segundo Budynas e Nisbett (2016) o projeto mecânico é um empreendimento complexo que exige várias habilidades. Relações abrangentes precisam ser subdivididas em uma série de tarefas mais simples. A complexidade do assunto requer uma sequência em que os conceitos são introduzidos e reiterados. Projeto é um processo inovador e altamente repetitivo, é também de tomada de decisão. Certas vezes é preciso tomar decisões com pouquíssimas informações, ocasionalmente com a quantidade exata de informação ou com um excesso de informações parcialmente contraditórias. Outras vezes as decisões são tomadas provisoriamente, reservando-se o direito de fazer ajustes à medida que forem obtidas mais informações. Em todos os casos, o projetista de engenharia deve sentir-se confortável com a função de tomar decisões e resolver problemas (Budynas e Nisbett, 2016).

2.2 Eixos

Para Melconian (2000), eixos são elementos de construção mecânica, que se destinam

outros elementos de construção (polias, engrenagens, rolamentos, rodas de atrito...), com finalidade de transmitir movimento.

O eixo é um membro rotativo, usualmente de seção transversal circular, usado para transmitir potência ou movimento. Ele provê o eixo de rotação, ou oscilação, de elementos tais como engrenagens, polias, volantes, manivelas, rodas dentadas e similares, e controla a geometria de seus movimentos. O eixo fixo é um membro não rotativo que não transmite torque e é usado para suportar rodas girantes, polias e similares. O eixo automotivo não é um eixo fixo verdadeiro; o termo é uma transposição da era da charrete puxada por cavalos quando as rodas giravam em elementos não rotativos (Budynas e Nisbett, 2016).

Em praticamente todas as máquinas observa-se a transmissão de potência e /ou movimento de uma fonte de entrada para uma região de saída. A fonte de entrada, normalmente um motor elétrico ou motor de combustão interna, tipicamente fornece a potência na forma de um torque motriz de rotação ao eixo de entrada da máquina em questão, através de algum tipo de acoplamento (Collins, 2015).

Eixos com seções transversais circulares são frequentemente usados em muitos tipos de equipamentos mecânicos e como resultado, sofrem tensão cíclica ou de fadiga, além de concentrações de tensões provocadas por mudanças bruscas de seção. Todos esses efeitos devem ser considerados no projeto adequado de um eixo (Hibbeler, 2004).

Cargas operacionais em um eixo são produzidas pelos elementos montados, ou acoplados ao eixo, tais como engrenagens, polias de correia, rodas dentadas, de corrente, ou volante ou pelos mancais montados no eixo que suportam outras submontagens operacionais da máquina (Collins, 2015).

Eixos são, segundo Norton (2013), elementos mecânicos usados em praticamente todas as partes de elementos rotativos de máquinas para transmitir movimento de rotação e torque entre duas posições da máquina. Sendo assim, ao longo do projeto de uma máquina, o projetista estará sujeito à tarefa de projetar um eixo.

2.3 Mancais

Os termos mancal de contato com rolamento, mancais antiatrito e mancais de rolamento são utilizados para descrever aquela classe de mancal na qual a carga principal é transferida

por elementos em contato rolante em lugar de contato de deslizamento. Em um mancal de rolamento, o atrito de partida é cerca de duas vezes o de funcionamento, porém ainda assim insignificante em comparação com o atrito de partida de um mancal de deslizamento. Carga, velocidade e a viscosidade de operação do lubrificante afetam as características friccionais de um mancal de rolamento (Budynas e Nisbett, 2016).

Norton (2013) afirma que sempre que duas partes têm movimento relativo, elas formam um mancal por definição sem levar em conta sua forma ou configuração. Geralmente, precisa-se de lubrificação em qualquer mancal para reduzir o atrito e remover o calor. Os mancais podem escorregar ou fazer ambos simultaneamente.

Mancais de elementos rolantes podem resistir cargas radiais, axiais ou a uma combinação de ambas, dependendo do projeto.

Segundo Collins (2015), os mancais de rolamento podem ser classificados de um modo mais amplo como mancais de esferas (com elementos rolantes esféricos) ou mancais de rolos (com elementos rolantes cilíndricos). Dentro de cada uma destas categorias, existe uma grande variação de configurações geométricas comercialmente disponíveis.

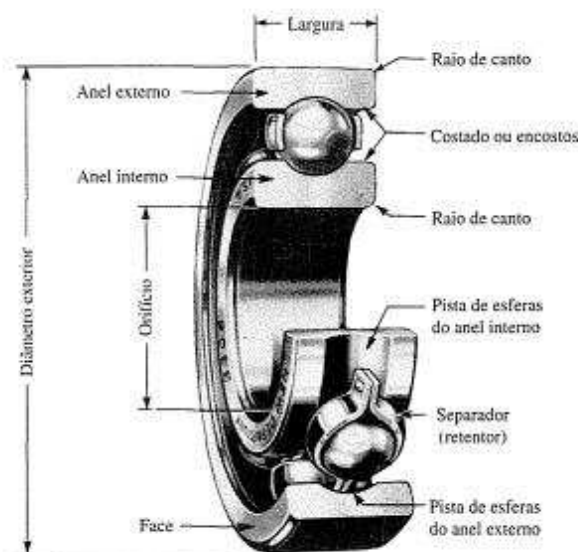


Figura 2-1: Nomenclatura mancal de esferas (adaptado de Shigley, 2004)

Os mancais de rolamento são, provavelmente, dentre todos os dispositivos de elementos máquinas, os mais refinados, cuidadosamente planejados, precisamente produzidos e estaticamente testados. Por estas razões, a responsabilidade de atingir os objetos-chave de projeto (seleção do melhor material e determinação da melhor geometria) caem sobre o projetista especializado trabalhando na indústria de mancais (Collins, 2015).

2.4 Engrenagens

Quando se deseja transmitir ou transferir potência ou movimento de um eixo rotativo para outro, existem muitas alternativas disponíveis para o projetista, incluindo correias planas, correias em V, correias dentadas sincronizadas, transmissões com correntes, transmissões com volantes de atrito e transmissões por engrenagens. Se o movimento uniforme, suave, livre de deslizamento, a alta velocidade, o peso reduzido, o sincronismo preciso, a elevada eficiência ou o projeto compacto são critérios importantes, a seleção de um sistema de engrenagens adequados irá na maioria dos casos, satisfazer estes critérios de forma melhor do que as outras alternativas. Por outro lado, as transmissões por correias e correntes são normalmente, mais baratas e podem ser empregadas vantajosamente quando os eixos de entrada e de saída estão muito afastados (Collins, 2015).

Define engrenagens como componentes dentados que transmitem movimento de torção de um eixo para o outro e estão entre os mais antigos dispositivos e invenções do homem, e afirma serem a forma de transmissão de potência mais robustas, duráveis e eficientes, chegando a 98% de eficiência (Juvinal, 2008).

Engrenagens são usadas para transmitir torque e velocidade angular em uma ampla variedade de aplicações. Há também uma grande variedade de tipos de engrenagem para escolher. As engrenagens, hoje em dia, são altamente padronizadas com relação à forma do dente e ao tamanho. A American Gear Manufacturers Association (AGMA) apoia a pesquisa sobre o projeto, os materiais e a manufatura de engrenagens e publica padrões para seu projeto, manufatura e montagem. [1, 2, 3] seguiremos os métodos AGMA e as recomendações definidas naqueles padrões (Norton, 2013).

O meio mais fácil de transferir movimento rotatório de um eixo a outro é com um par de cilindros rodando. Eles podem ser um conjunto externo de cilindros rolando ou conjunto interno, como mostrado nas Figuras 2-2 e 2-3. Se houver atrito suficiente disponível na interface de rolamento, esse mecanismo funcionará muito bem. Não haverá escorregamento entre os cilindros até que a força de atrito máxima disponível na junção seja excedida pelas demandas da transferência de torque.

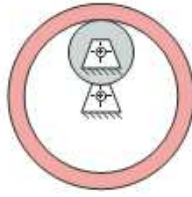


Figura 2-2: Conjunto interno cilindros rolando (adaptado de Norton, 2013)

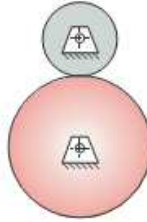


Figura 2-3: Conjunto externo cilindros rolando (adaptado de Norton, 2013)

A seleção do melhor tipo de engrenamento para um cenário particular de projeto depende de muitos fatores, incluindo o arranjo geométrico proposto para a máquina, a relação de redução necessária, a potência a ser transmitida, as velocidades de rotação, as metas de eficiência, as limitações do nível de ruído e as restrições de custos (Collins, 2015).

2.4.1 Tipos de Engrenagens

O tipo ou formato de engrenagens são determinados pela posição dos eixos que são ligados pelas engrenagens para transferência de força ou movimentos (Bosch, 2008)

Engrenagens Cilíndricas de dentes retos possuem dentes paralelos ao eixo de rotação e são utilizadas para transmitir movimento de um eixo a outro eixo, paralelo ao primeiro. De todos os tipos, a engrenagem cilíndrica de dentes retos é a mais simples e, por essa razão, utilizada para desenvolver as relações cinemáticas primárias na forma de dente (Budynas e Nisbett, 2016).



Figura 2-4 :Engrenagens Cilíndricas de dentes retos (adaptado de Shigley, 2016)

Norton (2013) diz que as engrenagens helicoidais são semelhantes às engrenagens retas. Seus dentes são involutas. A distinção é que seus dentes são inclinados com respeito ao eixo de rotação em um ângulo de hélice ψ . O ângulo de hélice pode geralmente variar de cerca de 10 a 45°. Portanto se engrenagem fosse razoavelmente longa em termos axiais, qualquer dente daria a volta completa de 360°. Os dentes formam uma hélice, que pode ser para a direita ou para a esquerda. Um par de engrenagens de mãos opostas engrenam com seus eixos paralelos. Engrenagens helicoidais de mesma direção podem ser acopladas com seus eixos enviesados, sendo então chamadas de eixos cruzados ou simplesmente de engrenagens helicoidais cruzadas.



Figura 2-5: Par de engrenagens de hélices de lados opostos (adaptado de norton, 2013)



Figura 2-6: Par de engrenagens de hélices de lados iguais acopladas em eixos cruzados (adaptado de Norton, 2013)

Engrenagens cônicas são cortadas em cones acoplados em vez de em cilindros acoplados de engrenagens retas ou helicoidais. Os eixos delas são não paralelos e interceptam nos vértices de cones. O ângulo entre seus eixos pode ser qualquer valor, mas é frequentemente 90° . Se os dentes forem usinados paralelos ao eixo do cone, elas serão engrenagens cônicas retas, análogas às engrenagens retas. Se os dentes forem usinados em um ângulo de espiral ψ com relação ao eixo do cone, elas serão engrenagens cônicas espirais, análogas às engrenagens helicoidais (Norton, 2013).



Figura 2-7: Engrenagens cônicas retas (adaptado de Norton, 2013)



Figura 2-8: Engrenagens cônicas espirais (adaptado de Norton, 2013)

2.5 Transmissão

A transmissão de um automóvel tem a função de fornecer as forças de tração e impulsão necessárias para induzir o movimento. Na unidade de propulsão a energia química (combustível) ou também elétrica (bateria, célula solar) é transformada em energia mecânica. Toda unidade de propulsão trabalha numa determinada faixa de rotações, limitada pela rotação de marcha lenta e pela rotação máxima. Os valores característicos de potência e torque são oferecidos uniformemente; os valores máximos só estão disponíveis em faixas específicas. As relações de transmissão dos elementos da transmissão adaptam o torque disponível à força de tração requerida no momento (Bosch, 2008).

2.5.1 Elementos de transmissão

Os elementos de transmissão devem cumprir as seguintes funções:

- Parar o veículo, mesmo com o motor em funcionamento;
- Efetuar o procedimento de arranque;
- Converter torque e rotação;
- Proporcionar movimento para frente e para trás;

- Permitir rotações diferentes das rodas motrizes em curvas;
- Possibilitar ao propulsor operar na faixa ideal de consumo e emissões.

2.6 Transmissão com mudança manual

Os elementos básicos da transmissão manual são:

– Embreagem para arranque e desacoplamento, com disco seco, simples ou duro; para força de acionamento elevada com servo assistência.

– Caixa de mudanças com relação de transmissão variável, construída em um ou mais módulos com engrenagens continuamente engrenadas.

– Mecanismo de troca de marchas com alavanca de câmbio.

A força necessária para a seleção de marchas é transmitida através de articulações ou canos tensores, acoplamentos de garras ou anéis sincronizadores fixam a engrenagem ativa no eixo. Antes de efetuar uma troca, a rotação dos elementos que serão engrenados deve ser sincronizada.

As diferentes relações de transmissão proporcionadas pela caixa de marchas permite que o motor opere dentro da faixa ótima de rotação estabelecida e sejam possíveis diferentes combinações entre torque e rotação na saída do sistema (Pulkrabek, 2003).

2.7 Normas Técnicas

Existem várias normas técnicas que devemos seguir quando o assunto é dimensionamento de engrenagens e eixos. Contudo, devemos seguir apenas uma alguns livros utilizam-se das normas da DIN (Instituto Alemão para Normatização) para dimensionamento de engrenagens, já outros usam a AGMA (American GEAR Manufactures Association), nesse trabalho, por exemplo, seguiremos a risca as normas da AGMA (Collins, 2006; Shigley, 2004).

Sobre o dimensionamento de engrenagens para características geométricas existem a DIN 862 e 867, características essas que são os números de dentes, passo, altura comum do dente, largura dos dentes entre outras; temos a DIN 780 que são os módulos normalizados e claro para escolha dos materiais temos a SAE/AISI, a villares e a DIN; a AGMA traz os

fatores de serviço aonde selecionaremos em que ambiente, em que equipamento as engrenagens trabalharão (Budynas e Nisbett).

As padronizações ANSI/AGMA 2001-D04 (AGMA 2001-C95 revisada) e ANSI/AGMA-D04 são utilizadas nesse trabalho para o dimensionamento de engrenagens (Shigley, 2004).

Os eixos também são padronizados principalmente os seus materiais que são AISI, como aço ligas, aços carbono normatizados por essa associação e suas estrias normatizadas pela SAE e ANSI. Além de obedecer vários critérios para a sua construção com o critério DE-ASME Elíptico, critério DE-Gerber são os principais para a padronização de eixos (Melconian, Sarkis, 2000).

2.8 Falha por Fadiga

Grande parte das falhas em máquinas ocorre devido a cargas que variam no tempo, e não a esforços estáticos. Essas falhas surgem, comumente, em níveis de tensão significativamente inferiores aos valores da resistência ao escoamento dos materiais. No caso de uma transmissão automotiva um eixo girando em altas rotações (6000 rpm), a fibra é tensionada em tração e compressão, além disso existem as engrenagens que carregam o eixo axialmente causando flexão. Desse modo, sempre haverá alguma tensão em qualquer fibra, mas agora o nível de tensão é flutuante. A repetição dessas tensões por muitas e muitas vezes, causam a falha denominada falha por fadiga.

São necessários alguns parâmetros para encontrar fatores que contribuem a falha por fadiga. Alguns são exemplificados nas equações 2-1 a 2-4:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (2-1)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (2-2)$$

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (2-3)$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (2-4)$$

sendo σ_a a amplitude de tensão, σ_m a tensão média, R a razão de tensão e A a razão de amplitude. A Figura 3-1 demonstra graficamente o comportamento de tensão flutuante no tempo.

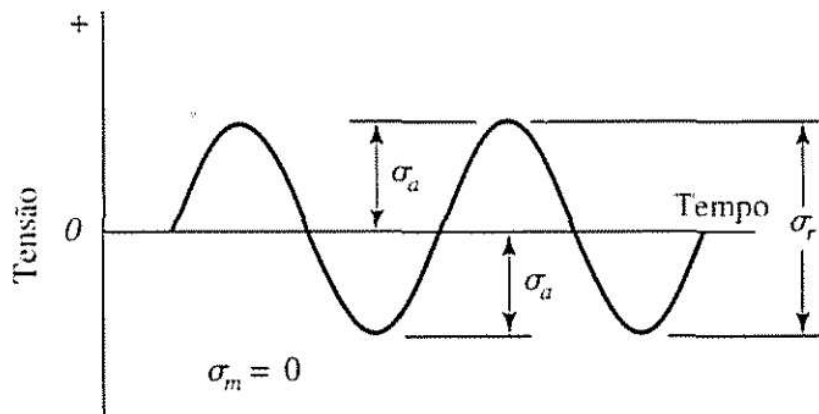


Figura 2-9: Tensão flutuante em relação ao tempo (adaptado de Norton, 2004)

O limite de fadiga S_e , para aços pode ser calculado com a Equação 2-5.

$$S_e = 0,9.SutS_e \quad (2-5)$$

Existem vários critérios que podemos utilizar quanto a resistência a falha por fadiga os mais usuais são o de Soderberg, Goodman, Gerber. A figura 2-10 apresenta um diagrama de fadiga mostrando vários critérios de falha.

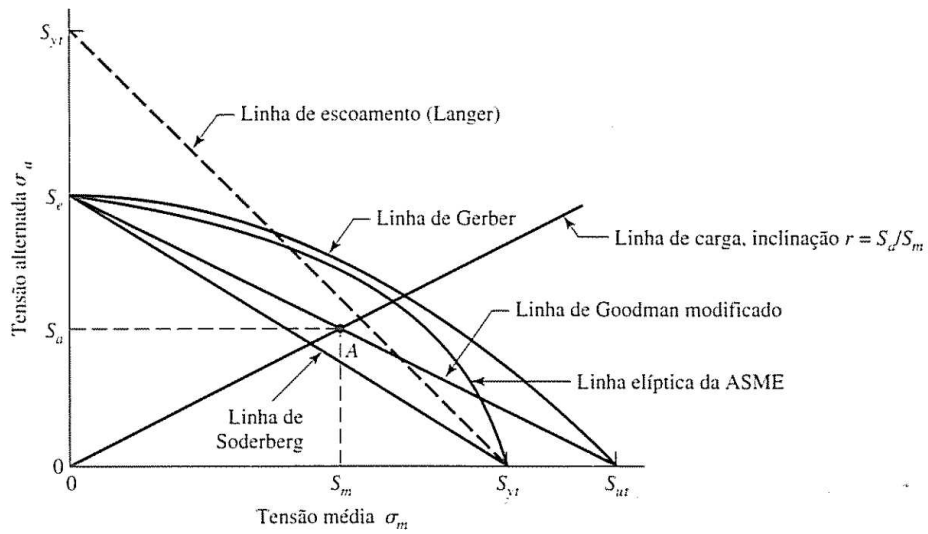


Figura 2-10: Diagrama de fadiga mostrando vários critérios de falha (adaptado de Shigley, 2004).

Abaixo apresento as equações para cada critério.

A equação de critério para a Linha de Soderberg:

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{yt}} = 1 \quad (2-6)$$

Critério de Goodman:

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad (2-7)$$

Critério de falha de Gerber:

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (2-8)$$

Critério elíptico da ASME:

$$\left(\frac{S_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{S_m}{S_y}\right)^2 = 1 \quad (2-9)$$

O critério de escoamento de primeiro ciclo de Langer é utilizado em conexão com o local geométrico de fadiga:

$$\frac{S_a}{S_{yt}} + \frac{S_m}{S_{yt}} = 1 \quad (2-10)$$

S_e limite de fadiga; S_f resistência de vida infinita; S_{yt} resistência ao escoamento; S_{ut} resistência a tração.

O limite a fadiga corrigido é apresentado na equação abaixo:

$$S_e = S_e \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \quad (2-11)$$

Onde o fator k_a é relativo condição de superfície, o fator k_b para o efeito do tamanho, o fator k_c para carga, k_d para temperatura de serviço, k_e para confiabilidade desejada do componente e k_f para efeitos variados.

O fator de acabamento superficial é calculado através da equação 2-12:

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b \quad (2-12)$$

Os fatores **a** e **b** são encontrados na tabela 2-1

Tabela 2-1: Parâmetros para o fator de modificação superficial de Marin (adaptado de Shigley, 2004)

Acabamento Superficial	Fator a		Expoente b
	$S_{ut} (kpsi)$	$S_{ut} (Mpa)$	
Retificado	1,34	1,58	-0,085
Usinado ou Laminado a frio	2,70	4,51	-0,265
Laminado a quente	14,4	57,7	-0,718
Forjado	39,3	272	-0,995

O fator de tamanho k_b é um ponto de atenção para o projeto, pois para a primeira iteração de cálculos, nenhuma dimensão é conhecida para ser usada, logo é recomendado o

uso da experiência do projetista para atribuir algum valor aproximado, que após a verificação completa do cálculo, deve ser refeito com o valor final de tamanho obtido, e assim sucessivamente até que os resultados alcancem uma convergência. É possível obter o valor aproximado de k_b pela Equação 2-13.

$$k_b = \begin{cases} (d/0,3)^{-0,107} = 0,879d^{-0,107} & 0,11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0,91d^{-0,157} & 2 < d \leq 10 \text{ in} \\ (d/7,62)^{-0,107} = 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (2-13)$$

O fator de carregamento para eixos com torção e flexão, como os que serão utilizados neste trabalho, sofrem flecha torção, sendo considerados $k_c = 1$.

Quanto ao fator de temperatura, como os equipamentos devem ser lubrificados por óleo e a temperatura do óleo não deve ultrapassar os 100°C (para evitar perda da capacidade de lubrificação ou possíveis danos ao lubrificante) adota-se $k_d = 1$.

O fator de confiabilidade k_e é calculado a partir da Equação 2-14:

$$k_e = 1 - 0,08 \cdot z_a \quad (2-14)$$

Sendo o valor z_a encontrado a partir da tabela

Tabela 2-2: Fator de confiabilidade (adaptado de Shigley, 2004)

Confiabilidade, %	Variante de transformação z_a	Fator de confiabilidade k_e
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

Os valores para o fator de efeitos diversos k_f geralmente não contém dados reais disponíveis, mas deve ser considerado como um lembrete, e deve ser levado em conta, segundo Shigley (2004), que cita como exemplo as tensões residuais, que podem melhorar ou afetar o limite de resistência.

3 MATERIAL E MÉTODOS

A metodologia usada nesse trabalho consiste na aplicação de normas para a otimização de um sistema de transmissão manual automotiva, com enfoque em um veículo de arrancada que é submetido a grande esforços e estresses. A primeira parte é o projeto conceitual, onde busco a validação da ideia, podemos destacar fases de um projeto conceitual: clarificação, concepção, análise, validação e definição. Nessas fases identificamos necessidades, exigências, pesquisa, reunião de informações, o “brainstorming” do projeto, após isso a análise de todas as fases se faz necessária aonde a melhor ideia será identificada levando em consideração funcionalidade, disponibilidade, prazos, eficiência e etc.

Mediante o conhecimento teórico e a análise das vantagens e desvantagens a melhor ideia é escolhida e validada. Após todas essas fases chegamos ao projeto conceitual, com isso podemos definir os parâmetros dos projetos em um dimensionamento de transmissão devemos coletar dados relativos ao problema, que seriam potência, torque e as medidas da carcaça aonde a transmissão ficará.

Com a posse de todos esses dados uma revisão bibliográfica foi feita aonde alguns livros foram consultados e para a concepção desse projeto o livro texto será o “Elementos de Máquinas de Shigley – 10. ed.”, seguiremos as metodologias empregadas nessa bibliografia para o dimensionamento dos componentes da transmissão, como engrenagens, eixos, mancais e chavetas. O livro texto usa as normas da AGMA, ASME principalmente para dimensionamento desse componentes.

3.1 Calculadora de relação de transmissão

Para o cálculo da relação de transmissão ideal foi criado uma calculadora onde levamos em consideração as medidas dos pneus utilizados no veículo, com essas medidas encontramos o raio do rolamento e conseqüentemente a distância que a roda percorre para dá uma volta, utilizamos o RPM máximo do motor, relação do diferencial e a relação de transmissão das marchas. Com a posse desses dados, iteramos e obtemos a velocidade em cada marcha e a queda de rotação a cada passagem de marcha, sendo essa queda de rotação a rotação de

trabalho em que cada marcha inicia, então devemos escalonar essa rotação para faixa de rotação ideal do nosso motor, que seja próxima a potência máxima e o torque máximo para atingir a maior eficiência em uma corrida de arrancada.

A relação de transmissão serve para multiplicar o torque que vem do motor e dividir a rotação, e a relação do diferencial multiplica o torque vindo da marcha e divide a rotação a partir do diferencial o torque a rotação chegam nas rodas.

3.2 Dimensionamento de engrenagens

Para projetar uma engrenagem, é necessário realizar uma análise de esforços de flexão nos dentes (Shigley, 2004). A falha por flexão ocorrerá quando a tensão significativa dos dentes igualar-se ou exceder à resistência dos mesmos, pois a falha ocorrerá por flexão ou formação de cavidades nas superfícies dos dentes. Como as engrenagens são os principais elementos a causarem esforços nos eixos deste projeto, Shigley (2004) cita serem o primeiro passo para posteriormente projetar o(s) eixo(s) que darão sustentação, considerando o espaço radial necessário para um rasgo de chaveta.

Como existem basicamente 3 tipos de dentes de engrenagens, a escolha será feita após as iterações de cálculos, sendo escolhido a engrenagem com melhor resultado considerando o menor peso.

3.2.1 Equação de flexão de Lewis

Wilfred Lewis introduziu uma equação para estimar a tensão de flexão em dentes de engrenagens na qual a forma do dente entrava na formulação. A equação, anunciada em 1892, ainda permanece como a base para o projeto da maioria das engrenagens atuais. Para desenvolver a equação básica de Lewis, é considerado uma viga em balanço de dimensões transversais F e t , tendo comprimento l e uma carga W^t , uniformemente

distribuída ao longo da largura da face F . O módulo seccional I/c vale $Ft^2/6$ e portanto a tensão causada pela flexão é determinado pela equação 3-1:

$$\sigma = \frac{M}{I/c} = \frac{6W^t l}{Ft^2} \quad (3-1)$$

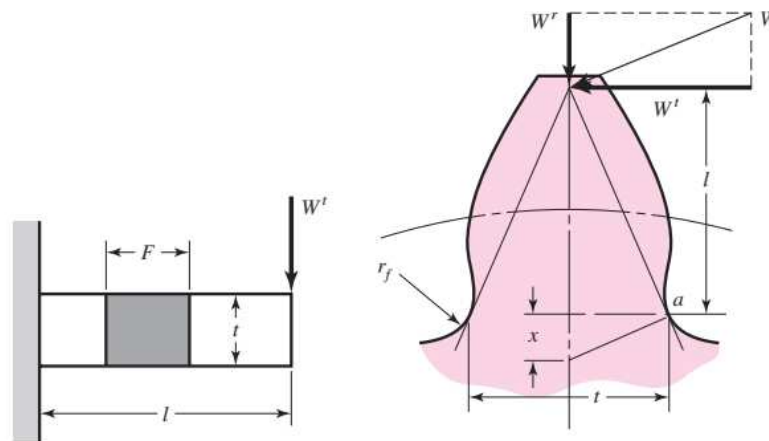


Figura 3-1: Considerações para desenvolvimento da equação básica de Lewis (adaptado de Shigley, 2011)

Consideramos que a máxima tensão em um dente de engrenagem ocorre no ponto a . Por similaridade de triângulos e empregando o passo diametral P e o fator de forma de Lewis Y , obtemos a seguinte equação:

$$\sigma = \frac{W^t P}{F Y} \quad (3-2)$$

Para ângulo de pressão normal de 20° , dentes de profundidade completa e um passo diametral unitário no plano de rotação, temos os valores do fator de forma de Lewis Y .

Tabela 3-1: Valores de fator de forma de Lewis Y (adaptado de Shigley, 2004)

Número de dentes	Y	Número de dentes	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384

16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Rack	0.485

O uso da equação 3-1 também implica que os dentes não compartilhem a carga e que a força máxima é exercida na ponta do dente. Como visto anteriormente, a razão de contato deve ser maior que a unidade, ao redor de 1,5, para conseguir um conjunto de engrenagens de qualidade.

Efeitos dinâmicos

Quando um par de engrenagens se move a velocidades moderadas ou altas e é produzido barulho, seguramente estão presentes efeitos dinâmicos. Isso significa que devemos levar em consideração um aumento da carga devido a velocidade que engrenagens giram.

Sendo V a velocidade do círculo primitivo em (m/s), temos os seguintes fatores dinâmicos para diferentes tipos usinagens.

Perfil cortado ou fresado:

$$K_v = \frac{6,1 + V}{6,1} \quad (3-3)$$

Perfil fresado em caracol ou conformado:

$$K_v = \frac{3,56 + \sqrt{V}}{3,56} \quad (3-4)$$

Perfil rebarbado ou retificado:

$$K_v = \sqrt{\frac{5,56 + \sqrt{V}}{5,56}} \quad (3-5)$$

Introduzindo o fator de velocidade na equação 3-6, obtemos:

$$\sigma = \frac{K_v W^t P}{FY} \quad (3-6)$$

A versão métrica dessa equação é:

$$\sigma = \frac{K_v W^t}{FmY} \quad (3-7)$$

Onde a largura da face F e o módulo m são expressos em milímetros (mm). Ao expressar a componente tangencial da carga W^t em newton (N), obtêm-se tensões em mega Pascal (MPa).

As equações 3-6 e 3-7 são importantes, pois formam a base do procedimento AGMA para flexão de dentes de engrenagens.

3.2.2 - Durabilidade Superficial

Dentes de engrenagens estão sujeitos à falha das superfícies, geralmente chamada de desgaste. Crateramento é uma falha por fadiga superficial causada por muitas repetições de tensões elevadas de contato. Outras formas de falha superficial incluem estrição, que é uma falha de lubrificação, e abrasão, que é o desgaste em razão da presença de material estranho. Para obtermos uma expressão para tensão de contato superficial empregamos a teoria de Hertz. A tensão de contato entre os dentes de um par de engrenagem pode ser aproximada pela tensão de contato entre dois cilindros que pode ser expressa como:

$$p_{max} = \frac{2F_{cil}}{\mu b_{cil} l} \quad (3-8)$$

onde:

p_{max} = pressão superficial máxima

F_{cil} = força que comprime um cilindro contra o outro

l = comprimento dos cilindros

b_{cil} = a semi largura calculada pela seguinte equação:

$$b_{cil} = \left\{ \frac{2F_{cil}}{\pi l} \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right\} \frac{1}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}} \quad (3-9)$$

em que ν_1 , ν_2 , E_1 e E_2 são constantes elásticas e d_1 e d_2 são os diâmetros, respectivamente, dos dois cilindros em contato.

A fim de adaptarmos essas relações à notação utilizada com engrenagens, pode-se substituir a nomenclatura das equações 3-22 e 3-23. Troca-se p_{max} por σ_c , a tensão superficial de compressão. Os valores instantâneos dos raios de curvatura nos perfis do dente do pinhão e coroa no ponto de contato são r_1 e r_2 , respectivamente. Considerando o ponto de contato no círculo primitivo, onde ocorre rolamento puro, os raios de curvatura nos perfis do dente são:

$$r_1 = \frac{d_p \text{sen}\theta}{2} \quad (3-10)$$

$$r_2 = \frac{d_g \text{sen}\theta}{2} \quad \text{Equação 3-11}$$

em que θ é o ângulo de pressão e d_p e d_g são os diâmetros primitivos do pinhão e da coroa, respectivamente.

Como maneira simples de combinar e tabular os resultados pertinentes a várias combinações de pinhão e coroa, a AGMA define um coeficiente elásticos C_p por intermédio da equação:

$$C_p = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_p^2}{E_p} + \frac{1 - \nu_c^2}{E_c} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3-12)$$

Com essa simplificação e a adição de um fator de velocidade K_v , a equação de tensão superficial de compressão pode ser escrita como:

$$\sigma_c = -C_p \left[\frac{K_v W_t}{F \cos\theta} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad \text{Equação 3-13}$$

em que o sinal é negativo porque σ_c é uma taxa de compressão.

3.2.3 Equações de tensão AGMA

Duas equações de tensão fundamentais são utilizadas na metodologia AGMA, uma para tensão flexional e outra para a resistência ao crateramento. A equação para tensão flexional é:

$$\sigma = W^t K_O K_V K_S \frac{P_d K_m K_b}{F J} \quad \text{Equação 3-14}$$

W^t é a força tangencial transmitida em N (lbf)

K_O é o fator de sobrecarga

K_V é o fator dinâmico

K_S é o fator de tamanho

K_m é o fator de distribuição de carga

K_b é o fator de espessura de borda (de aro)

F é a largura da face do elemento mais estreito em mm (in)

J é o fator geométrico para resistência flexional que inclui o fator de concentração de filete de raiz K_f

m é o módulo métrico

P_d é o passo diametral transversal

Antes de detalhar o significado desses termos, é importante relevar itens que um projetista de engrenagens deve considerar.

1. Magnitude de carga transmitida.
2. Sobrecarga.

3. Aumento dinâmico da carga transmitida.
4. Tamanho.
5. Geometria; módulo e largura da face.
6. Distribuição de carga ao longo dos dentes.
7. Suporte de borda do dente.
8. Fator de forma de Lewis e fator de concentração de tensão do filete da raiz.

A equação fundamental para resistência ao crateramento é:

$$\sigma_c = C_p \sqrt{W_t K_O K_V K_S \frac{K_m C_f}{d_p F} \frac{1}{I}} \quad (3-15)$$

C_p é o coeficiente elástico em psi

C_f é o fator de condição superficial

d_p é o diâmetro primitivo do pinhão em mm (in)

I é o fator geométrico para resistência de crateramento

3.2.4 Equações de resistência AGMA

A resistência flexional de engrenagens S_t é modificada por vários fatores que produzem valores-limite da tensão de flexão e da tensão de contato.

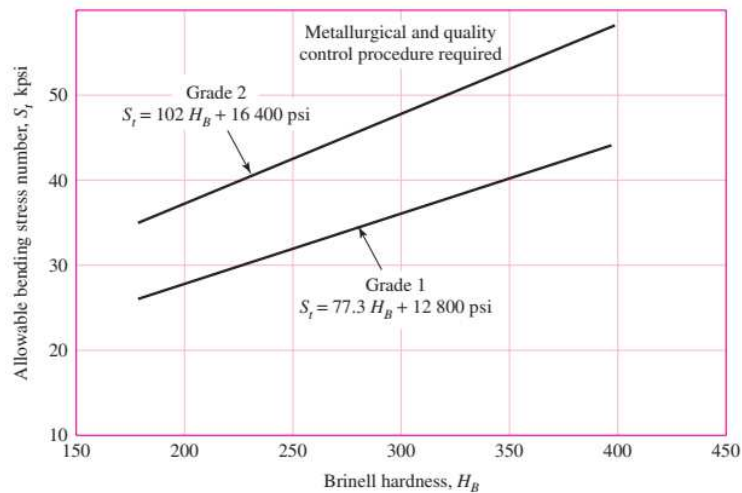


Figura 3-2: Tensão de flexão admissível para aços endurecidos por completo (adaptado de Shigley, 2011)

3.2.5 Fator dinâmico K_v

Fatores dinâmicos são utilizados para levar em conta imprecisões na manufatura e no engranamento de dentes de engrenagem em ação. O erro de transmissão é definido como o desvio da condição de velocidade angular uniforme do par de engrenagens. Alguns dos efeitos que produzem tal erro são os seguintes:

1. Imprecisões durante a geração do perfil de dente; entre elas incluem-se os erros no espaçamento de dente, o avanço de perfil e o percurso de saída.
2. Vibração do dente durante o engranamento, devido à rigidez do mesmo.
3. Magnitude da velocidade no círculo primitivo
4. Desbalanceamento dinâmico dos membros rotativos.
5. Desgaste e deformação permanente das porções em contato dos dentes.
6. Desalinhamento do eixo de engrenagens e deflexão linear e angular do eixo.
7. Fricção entre os dentes.

Em uma tentativa de obter algum controle sobre tais efeitos, a AGMA definiu um conjunto de números de controle de qualidade.⁷ Esses números definem as tolerâncias das engrenagens de vários tamanhos fabricadas segundo uma classe de qualidade especificada. As classes 3 e 7 incluirão a maioria das engrenagens de qualidade comercial. As classes 8 a 12,

por sua vez, são de qualidade precisa. O número de grau de precisão de transmissão Q_v da AGMA pode ser tido como idêntico ao número de qualidade. As seguintes equações para o fator dinâmico são baseadas nesses números Q_v :

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{V}}{A} \right)^B \quad (3-16)$$

em que

$$\begin{aligned} A &= 50 + 56 (1 - B) \\ B &= 0,25 (12 - Q_v)^{2/3} \end{aligned} \quad (3-17)$$

3.2.6 Fator de tamanho K_s

O fator de tamanho reflete a não-uniformidade das propriedades do material causadas pelo tamanho. Ele depende dos seguintes fatores:

1. Tamanho do dente
2. Diâmetro da peça
3. Razão entre o tamanho do dente e o diâmetro da peça
4. Largura de face
5. Área do padrão de tensão
6. Razão entre a profundidade da camada superficial para o tamanho do dente
7. Capacidade de endurecimento e tratamento térmico.

Fatores padronizados de tamanho para dentes de engrenagens ainda não foram definidos para casos em que existe um efeito de tamanho prejudicial. Em tais casos, a AGMA recomenda um fator de tamanho maior que a unidade. Se tal efeito prejudicial não ocorrer, utilize o valor unitário.

Observando que o fator AGMA K_s é o recíproco de k_b , verificamos que o resultado final de toda a substituição algébrica é.

$$K_s = \frac{1}{k_b} = 1,192 \left(\frac{F\sqrt{Y}}{P} \right)^{0,053} \quad (3-18)$$

3.2.7 Fator de sobrecarga K_0

O fator de sobrecarga K_0 tem a função de levar em conta todas as cargas aplicadas externamente que excedem à carga tangencial nominal W^t em uma aplicação particular. Exemplos incluem variações no torque relativamente ao valor médio, devido à explosão interna nos cilindros de um motor de combustão interna, ou reação a variações de torque em uma transmissão de bomba de pistão. Outros chamam um fator similar pelo nome de fator de aplicação ou fator de serviço. Esses valores são estabelecidos após considerável experiência de campo em uma determinada aplicação.

Tabela 3-2: Fator de sobrecarga K_0 (adaptado de Shigley, 2011)

Fonte de potência	Uniforme	Choques moderados	Choques intensos
Uniforme (motores elétricos, turbinas)	1,00	1,25	1,75
Choque leve (MCI* multicilíndricos)	1,25	1,50	2,00
Choque médio (MCI monocilíndricos)	1,50	1,75	2,25

*Motor a combustão interna

3.2.8 Fatores geométricos I e J

Vimos como o fator Y é utilizado na equação de Lewis para introduzir o efeito da forma de dente na equação de tensão. Os fatores AGMA I e J pretendem atingir o mesmo propósito de uma forma mais elaborada

Fator Geométrico da resistência a flexão J

O fator J da AGMA emprega um valor modificado do fator de forma de Lewis, também denotado por Y , um fator de concentração de tensão de fadiga K_f e uma razão de partilha de carga de dente m_N . A equação resultante para J é:

$$J = \frac{Y}{K_f m_N} \quad (3-19)$$

É importante observar que o fator de forma Y na Equação (3-33) não é, de forma alguma, o fator de Lewis. O valor de $Fé$ aqui obtido a partir de um gabarito construído do perfil de dente no plano normal baseia-se no ponto mais alto de contato de dente único.

O fator de razão de partilha de carga m_n é igual à largura de face dividida pelo comprimento total mínimo das linhas de contato. Esse fator depende da razão de contato transversal m_p , da razão de contato de face m_f , de efeitos de quaisquer modificações de perfil e da deflexão de dente. Para engrenagens cilíndricas de dentes retos, $m_n = 1,0$. Para engrenagens helicoidais com uma razão de contato de face $m_f > 2,0$, uma aproximação conservadora é dada pela equação:

$$m_n = \frac{p_n}{0,95Z} \quad (3-20)$$

em que p_n é o passo normal da base e Z é o comprimento da linha de ação no plano transversal.

Fator geométrico de resistência superficial I

O fator I é também chamado pela AGMA de fator geométrico de resistência ao crateramento. A equação que descreve I para engrenagens externas de dentes helicoidais é:

$$I = \frac{\cos\phi_v \sin\phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} \quad (3-21)$$

3.2.9 Coeficiente elástico C_p

O valor de C_p para aço é 2300 psi. Dado tabelado e já mostrado pois será o material usado no referente trabalho.

3.2.10 Fator de condição de superfície $Z_R (C_f)$

O fator de condição de superfície é usado somente na equação de resistência ao crateramento. Ele depende de:

1. Acabamento superficial.

2. Tensões residuais
3. Efeitos plásticos (encruamento por trabalho).

Ainda não foram estabelecidas condições padrão de superfície para dentes de engrenagens. Quando um efeito residual do acabamento superficial estiver presente, a AGMA especifica um valor de C_f maior que a unidade.

3.2.11 Fator de distribuição de carga K_H (K_m)

O fator de distribuição de carga modificou as equações de tensão para refletir a não uniformidade da distribuição de carga ao longo da linha de contato. O ideal é posicionar a engrenagem a “meia distância” entre mancais, numa posição de inclinação nula quando a carga é aplicada. Contudo, isso não é sempre possível. O seguinte procedimento é aplicável:

1. Razão da largura líquida para o diâmetro primitivo do pinhão $F/d \leq 2$.
2. Elementos de engrenagens montados entre mancais
3. Larguras de face até 40 in.
4. Contato, na condição de carga, ocorrendo ao longo da largura completa do elemento mais estreito.

O fator de distribuição de carga, sob essas condições, é correntemente dado pelo fator de distribuição de carga de face C_{mf} , em que:

$$K_m = C_{mf} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) \quad (3-22)$$

Em que C_{mc} é 1 para dentes em coroamento e 0,8 para dentes coroados.

$$C_{pf} = \frac{F}{10d} - 0,0375 + 0,0125F \quad \text{para } 1 < F \leq 17 \quad (3-23)$$

$$C_{pm} = \left\{ \begin{array}{l} 1 \text{ para pinhão montado no intervalo } \frac{S_1}{s} < 0,175 \\ 1,1 \text{ para pinhão montado no intervalo entre mancais com } \frac{S_1}{s} \geq 0,175 \end{array} \right\} \quad (3-24)$$

$$C_{ma} = A + BF + CF^2 \quad (3-25)$$

Aonde os valores de A, B, e C são da tabela abaixo:

Tabela 3-3: Constantes empíricas A, B e C para a Equação (3-25). Largura de face F em polegadas (adaptado de Shigley, 2004)

Condição	A	B	C
Engrenamento aberto	0,247	0,0167	-0,765(10 ⁻⁴)
Unidades fechadas, comerciais	0,127	0,0158	-0,093(10 ⁻⁴)
Unidades fechadas, de precisão	0,0675	0,0128	-0,926(10 ⁻⁴)
Unidades de engrenagens fechadas, extraprecisas	0,00360	0,0102	-0,822(10 ⁻⁴)

$$C_e = \begin{cases} 0,8 & \text{para engrenamento ajustado na montagem, ou quando ocorrer lapidação} \\ 1 & \text{para as outras condições} \end{cases} \quad (3-26)$$

3.2.12 Fator de razão de dureza C_H

O pinhão geralmente tem menos dentes que a coroa e, por isso, é submetido a mais ciclos de tensão de contato. Se ambos, pinhão e coroa, são endurecidos de forma completa, então uma resistência superficial uniforme pode ser obtida ao se fazer o pinhão mais duro que a coroa. Um efeito similar pode ser obtido quando um pinhão de superfície endurecida engranza com uma coroa endurecida por completo. O fator de razão de dureza C_H é utilizado somente para a coroa, O propósito disso mesmo é ajustar as resistências superficiais com relação a esse efeito. Os valores de C_H são obtidos a partir da equação 3-27:

$$C_H = 1,0 + A'(m_G - 1) \quad (3-27)$$

3.2.13 Fatores de ciclagem de tensão Y_N e Z_N

As resistências AGMA para fadiga flexional e para fadiga por tensões de contato são baseados em 10⁷ ciclos de carga aplicada. O propósito dos fatores de ciclos de carga é modificar a resistência da engrenagem para vidas outras que 10⁷ ciclos. Os valores para esses fatores são encontrados nas figuras a seguir.

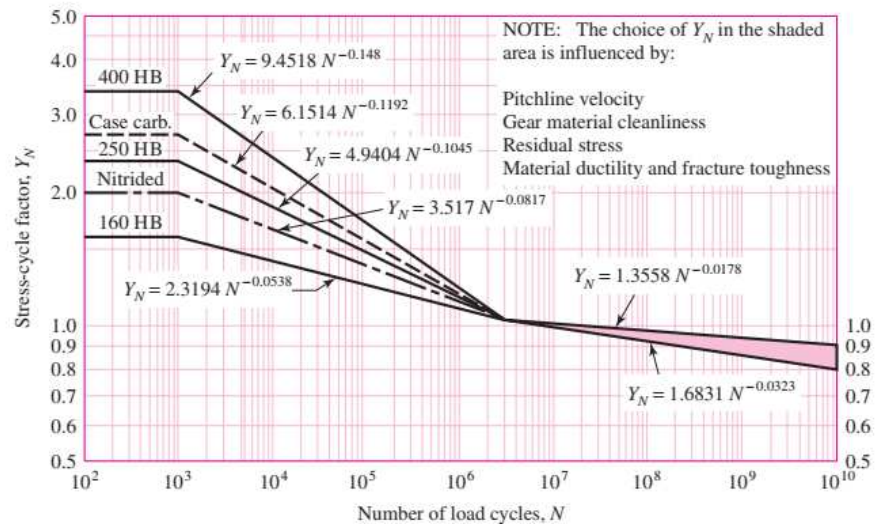


Figura 3-3: Fator de ciclagem de tensão Y_N para resistência de flexão sob carregamento repetido (adaptado de Shigley, 2011)

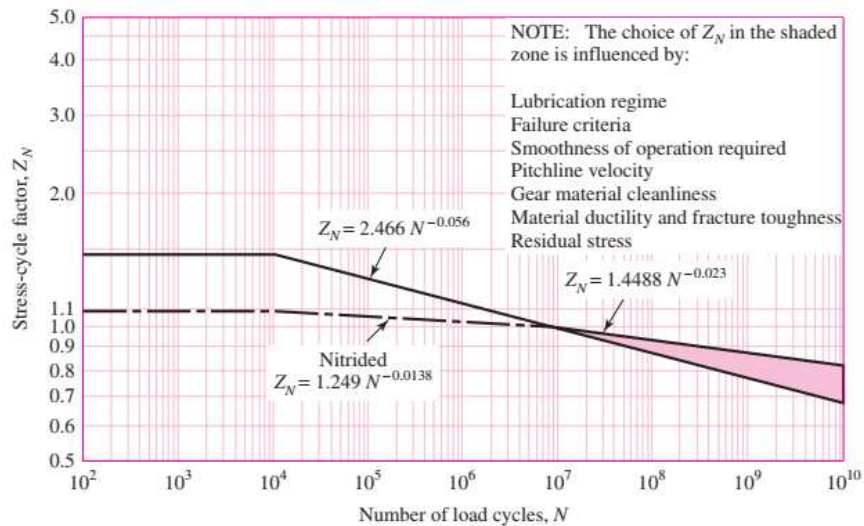


Figura 3-4: Fator de ciclagem de tensão para resistência ao crateramento Z_N (adaptado de Shigley, 2011).

3.2.14 Fator de confiabilidade Y_Z (K_R)

O fator de confiabilidade leva em consideração o efeito das distribuições estáticas das falhas por fadiga do material. A variação da carga não é considerada aqui. As resistências de engrenagem são baseadas em uma confiabilidade de 99%. A tabela a seguir baseia-se em

dados desenvolvidos pela Marinha dos Estados Unidos para falhas por fadiga à flexão e sob tensões de contato.

Tabela 3-4: Fator de confiabilidade K_r (adaptado de Shigley, 2011)

Confiabilidade	$K_R(Y_Z)$
0.9999	1.50
0.999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85
0.50	0.70

3.2.15 Fator de temperatura Y_θ (K_T)

Para temperaturas de óleo ou corpo de engrenagens de até 120° C, use fator de temperatura igual a 1,0. Para temperaturas mais altas, o fator deve ser maior que a unidade. Trocadores de calor podem ser utilizados para assegurar que as temperaturas de operação fique consideravelmente abaixo dos 120° C, como é desejável para o lubrificante.

3.2.16 Fator de espessura de aro K_B

Quando a espessura do aro não é suficiente para proporcionar suporte completo para a raiz do dente, pode ocorrer falha por fadiga flexional entro do aro de engrenagem em lugar do filete de dente. Em tais casos, é recomendado o uso de um fator modificador de tensão K' .

Esse fator ajusta a tensão de flexão estimada para engrenagens de aro fino. É uma função da razão auxiliar m_B .

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} \quad (3-28)$$

Em que t_R é a espessura do aro abaixo do dente, in, e h_t a altura do dente. A geometria é esboçada na figura abaixo onde o fator de espessura é aplicado em adição aos 0,70 do fator de carga reversa, quando aplicável.

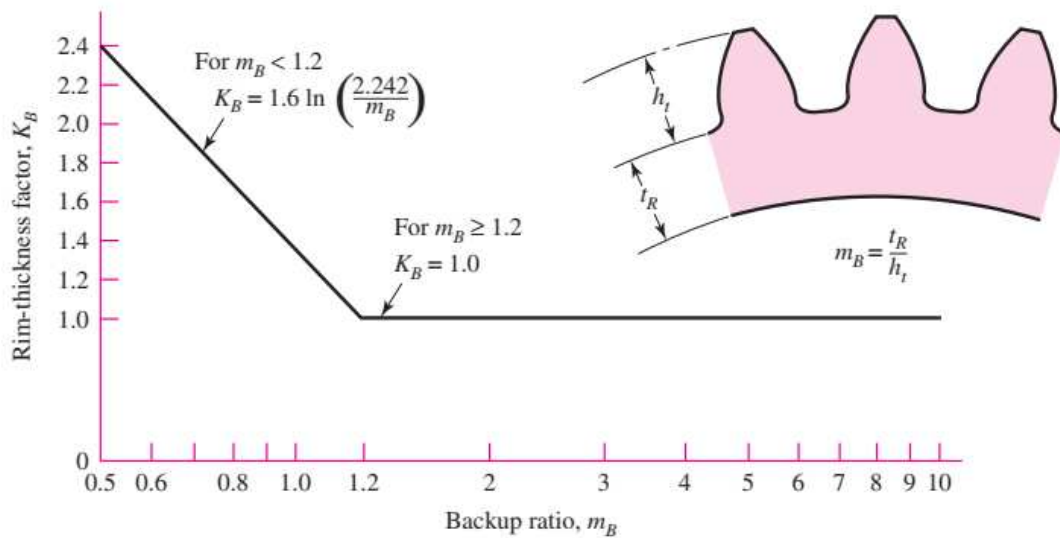


Figura 3-5: Fator de espessura de borda (adaptado de Shigley, 2011)

3.2.17 Fatores de segurança S_F e S_H

Os padrões ANSI/AGMA 2001-D04 E 2101-D04 contêm um fator de segurança S_F de resguardado contra a falha por fadiga flexional e um fator de segurança S_H de resguardo contra a falha de crateramento.

A definição de S_F , com base na equação 3-29, para unidades americanas usuais, é

$$S_F = \frac{S_t Y_N / K_T K_R}{\sigma} = \frac{\text{resistência à flexão corrigida por completo}}{\text{tensão de flexão}} \quad (3-29)$$

A definição de S_H , com base na equação 3-44, é:

$$S_H = \frac{S_t Z_N C_H / K_T K_R}{\sigma_c} = \frac{\text{resistência de contato corrigida por completo}}{\text{tensão de contato}} \quad (3-30)$$

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Após os cálculos obedecendo as normas e seguindo passo a passo foi decidido o número de estágios que essa transmissão terá, que serão 5, uma popular caixa de transmissão de 5

marchas porém como o uso dessa transmissão é para um veículo de arrancada as primeiras marchas tem uma importância maior, o maior estudo foi feito entre a 1ª e a 3ª marchas, marchas essas que são usados em uma corrida de arrancada de 201m, como a distância é pequena quanto menor o número de trocas maior será a eficiência de uma passagem, porque a cada troca de marcha perdemos tempo o que é indispensável em uma corrida de arrancada.

4.1 Escolha do número de estágios

Tendo em vista que não poderemos usar engrenagens grandes limitamos os números de dentes, para ficarem próximos das engrenagens originais do veículo em que usaremos como base para os cálculos, os dados iniciais que trabalharemos são de um motor de 340 cv a 5600 rpm de potência um torque máximo de 43,5 kgfm a 5600 rpm com posse desses dados a primeira decisão foi escolher a relação de transmissão.

Para descobrir essa relação de transmissão mais eficiente para cada estágio foi elaborado uma calculadora de relação de transmissão, em que nessa calculadora são levado em consideração diversos fatores, como as especificações dos pneus, rotação por minuto do motor, relação de transmissão do diferencial, a partir desses dados podemos explorar diversas relações de transmissões buscando a melhor para atender a necessidade de cada estágio, a partir da relação de transmissão conseguimos calcular a velocidade máxima que conseguimos atingir em cada marcha, algo muito importante quando se trata de veículo de arrancada. No tabela abaixo apresento a calculadora usada:

Tabela 4-1: Calculadora de Relação de transmissão (autor, 2018)

Pneu		Marcha	Relação de Marchas	Velocidade (Km/h)	QUEDA	
Largura (mm)	205	1ª	2,00	107,17	%	RPM
Altura (%)	55	2ª	1,25	171,47	37,50	4375,00
Aro (pol)	16	3ª	0,96	223,27	23,20	5376,00
Raio do Rolamento	315,95	4ª	0,80	267,92	16,67	5833,33
RPM Final	7000	5ª	0,60	357,23	25,00	5250,00
Diferencial	3,89					

Tabela 4-2: Relação de transmissão original (autor, 2018)

Pneu	Marcha	Relação de Marchas	Velocidade (Km/h)	QUEDA	
Largura (mm)	205	1ª	3,45	58,80	% RPM
Altura (%)	55	2ª	1,79	113,33	48,12 3631,88
Aro (pol)	16	3ª	1,13	179,53	36,87 4418,99
Raio do Rolamento	315,95	4ª	0,83	244,41	26,55 5141,59
RPM Final	7000	5ª	0,68	298,33	18,07 5734,94
Diferencial	4,11				

As duas tabelas mostram um comparativo da relação de transmissão que será usado no projeto, tabela 4-1, e a relação de transmissão original do veículo tabela 4-2. Com esses dados poderemos ver uma grande diferença entre as primeiras relações de transmissões, uma relação de transmissão serve para multiplicar o torque que vem do motor e esse torque multiplicado será o torque de saída, o torque que chegará nas rodas. Em veículos aspirados o torque é menor que em um veículo turbo, como exemplo um mesmo veículo sendo original tem 92 cv de potência a 5200 rpm e 15,2 kgfm de torque a 3400 rpm, o nosso veículo preparado tem 340 cv de potência a 5600 rpm e 43,5 kgfm de torque a 5600 rpm. Sabendo que o torque de saída é igual ao torque de entrada multiplicado pela relação de transmissão do câmbio e multiplicado pela relação do diferencial obtemos os seguintes dados:

Tabela 4-3: Torque de saída médio por estágio utilizando a relação de transmissão do projeto (autor,2018)

	Torque Médio (kgfm)
1ª Marcha	211,5554
2ª Marcha	154,6320
3ª Marcha	113,6660
4ª Marcha	89,0979
5ª Marcha	72,2695

Tabela 4-4: Torque de saída médio por estágio utilizando a relação de transmissão original (autor, 2018)

	Torque Médio (Kgfm)
1ª Marcha	385,5719
2ª Marcha	259,5359
3ª Marcha	123,9759
4ª Marcha	105,6268
5ª Marcha	80,0163

Com esses dados vemos que com a relação de transmissão original obtemos um maior torque de saída, isso seria muito bom se todo esse torque conseguisse ser usado para empurrar o veículo para frente, só que o maior problema é esse que seria a falta de tração do veículo. Porque todo o veículo original foi projetado para receber um torque máximo em suas rodas para não haver deslizamento, para conseguir aumentar esse torque recebido pelas rodas precisaríamos gastar em pneus de diâmetros maiores, suspensão e outros sistemas do veículos e mesmo assim ainda haveria derrapagem, levando em consideração o motor do veículo original podemos obter o torque de saída.

Tabela 4-5: Torque médio de saída do veículo original (autor, 2018)

	Torque médio (Kgfm)
1ª Marcha	215,5284
2ª Marcha	111,8249
3ª Marcha	70,59336
4ª Marcha	51,85176
5ª Marcha	42,48096

Comparando a tabela 4-3 e a tabela 4-5 podemos observar que os valores do torque estão próximos principalmente nas duas primeiras marchas, então a relação de transmissão projetada conseguiria ser mais eficiente pois o índice de derrapagem seria mínimo levando em consideração apenas o torque. Ainda temos que levar em consideração a potência alta do veículo preparado para a arrancada. Na tabela 4-6 a potência média é mostrada, essa potência média e o torque médio é obtida através do gráfico que representa a curva de potência e torque do veículo preparado.

Tabela 4-6: Valores do veículo preparado utilizando o câmbio projetado (autor, 2018)

	Velocidade (Km/h)	Rotação (RPM)	Torque Médio (kgfm)	Potência Média (cv)
1ª Marcha	0-106,54	0-7000	211,5554	219,7951
2ª Marcha	106,54-170,46	4375-7000	154,6320	293,4147
3ª Marcha	170,46-221.95	5376-7000	113,6660	306,0920
4ª Marcha	221.95-266.34	5833-7000	89,0979	298,6408
5ª Marcha	266.34-355.13	5250-7000	72,2695	305,9772

Tabela 4-7: Valores do veículo preparado utilizando o câmbio original (autor, 2018)

	Velocidade (Km/h)	Rotação(RPM)	Torque Médio (Kgf)	Potência Média (CV)
1ª Marcha	0-58,45	2400-7000	385,5719	219,7951
2ª Marcha	58,45-112,66	3362-7000	259,5359	257,4342
3ª Marcha	112,66-178,47	4419-7000	123,9759	293,4148
4ª Marcha	178,47-242,68	5142-7000	105,6268	305,9772
5ª Marcha	242,68-296,57	5735-7000	80,0163	298,6408

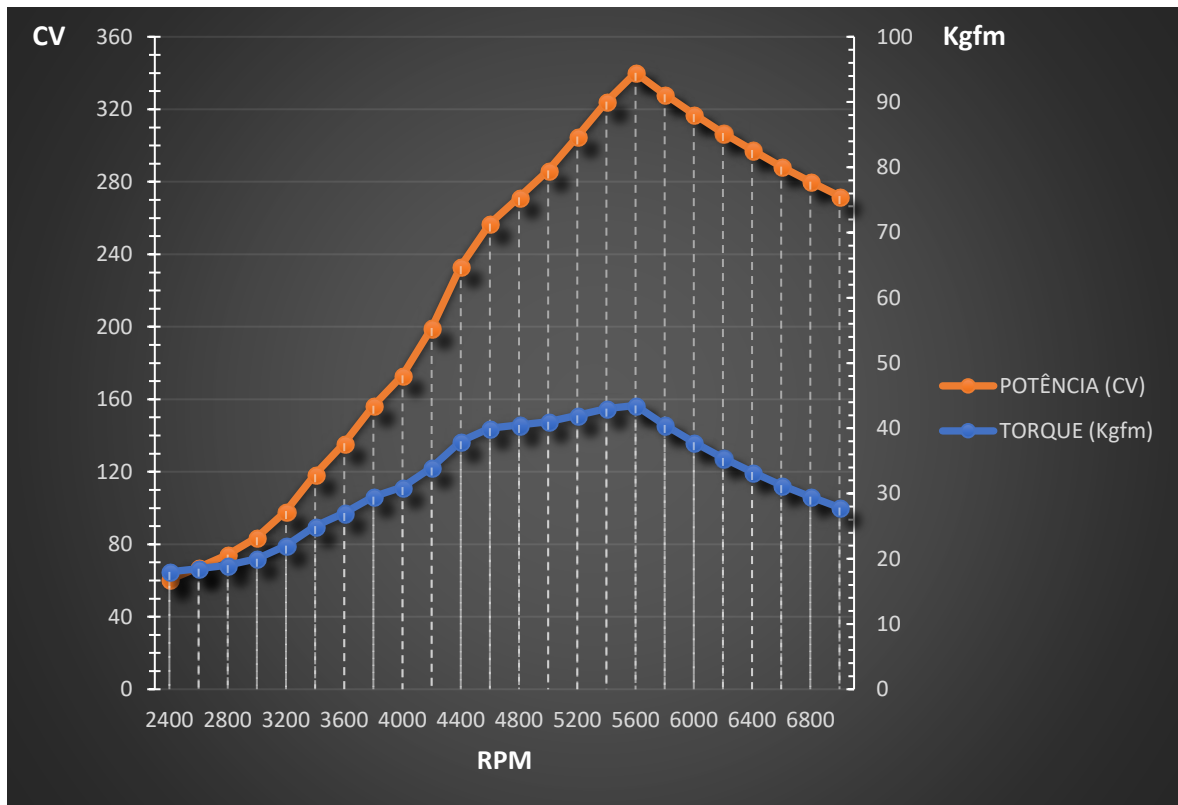


Figura 4-1: Gráfico da curva do motor do veículo preparado (autor, 2018)

Nas tabelas 4-6 e 4-7 vemos que no câmbio projetado vamos ter mais potência em cada estágio principalmente no 2º aonde a diferença é de aproximadamente 36 cv, ou seja, conseguiremos obter uma velocidade maior já de segunda marcha. Por fim, torque é a força exercida para fazer o motor girar, essa força é exercida na câmara de combustão do veículo portanto quantos mais torque mais rotações vamos obter, mas esse torque precisa chegar as rodas até chegar nas rodas ele passa pela caixa de transmissão e diferencial, e o grande problema do torque é a tração quanto mais alto o torque maior será a derrapagem do veículo.

Com base dessa calculadora foi possível escolher a relação de transmissão ideal para cada marcha, abaixo apresento o número de dentes das engrenagens de cada estágio. Sabendo

se que $r = \frac{N_g}{N_p}$

Tabela 4-8: Número de dentes por estágio (autor, 2018)

Estágio	Nº de Dentes Pinhão	Nº de Dentes Coroa
1º Estágio	18	36
2º Estágio	24	30
3º Estágio	31	30
4º Estágio	30	24
5º Estágio	40	24

4.2 Dimensionamento das engrenagens

Pinhão e coroa do primeiro estágio: engrenagens helicoidais pinhão com 18 dentes, engrenagem (movida) 36 dentes, ângulo de hélice 30° e um ângulo de pressão de 20°, Pn = 6dentes/in, largura 1,5in. Sabendo que o pinhão roda 7000 rpm com uma potência de 268 hp. Vida para o pinhão 10⁸ ciclos e confiabilidade 0,9

Passo diametral transversal: $P_t = 5,196152$

Usando esse mesmo passo diametral transversal para todas as engrenagens temos os seguintes diâmetros para cada nº de dentes:

Tabela 4-9: Diâmetro das engrenagens (autor, 2018)

Nº de dentes	Polegadas	Milímetros
18	3,464102	87,98818
36	6,928203	175,9764
24	4,618802	117,3176
30	5,773503	146,647
31	5,965953	151,5352
40	7,698004	195,5293

Velocidade no ponto primitivo e a força transmitida

Tabela 4-10: Velocidade no ponto primitivo e a força transmitida (autor, 2018)

	V (ft/min)	W ^t (lbf)
Pinhão 1	6348,298	1393,129
Pinhão 2	8464,397	1044,847
Pinhão 3	10933,18	808,9138
Pinhão 4	10580,5	835,8776
Pinhão 5	10933,18	808,9138

Considerando carregamento intenso $K_0 = 2$. Para avaliar o fator dinâmico K_v com base na equação, com um número de qualidade $Q_v = 10$.

$$B = 0,3969$$

$$A = 83,77$$

Tabela 4-11: Fator dinâmico (autor, 2018)

	Kv
Pinhão 1	1,30
Pinhão 2	1,34
Pinhão 3	1,38
Pinhão 4	1,37
Pinhão 5	1,38

Para determinar o fator de tamanho, K_s , o fator de Lewis Y é requerido. Da tabela 3-3 obtemos os valores, alguns interpolados para achar o valor correto.

Tabela 4-12: Fator de Lewis (autor, 2018)

Nº de dentes	Y
18	0,309
24	0,337
30	0,359
31	0,362
36	0,378
40	0,389

Tabela 4-13: Fator de tamanho (autor, 2018)

Nº de dente	KS
18	1,102279
24	1,104839
30	1,10671

31	1,106956
36	1,108198
40	1,109104

Fator geométrico I para engrenagens helicoidais. O ângulo de pressão transversal é dado por:

$$\phi_t = 22,80^\circ$$

Os raios dos pinhões e das coroa são:

Tabela 4-14: Raios dos pinhões (autor, 2018)

Nº de dente	Raio r (in)
18	1,732051
36	3,464102
24	2,309401
30	2,886751
31	2,982976
40	3,849002

Os raios e coroa são dados pela equação:

$$r_b = r * \cos\phi_t$$

Tabela 4-15: Raios das coroas (autor, 2018)

Nº de dente	Raio r_b (in)
18	1,596714
36	3,193428
24	2,128952
30	2,66119
31	2,749896
40	3,548253

O fator geométrico Z de superfície é:

Tabela 4-16: Fator geométrico z de superfície (autor, 2018)

	Z (in)
1º Estágio	0,7414
2º Estágio	0,7478
3º Estágio	0,7582
4º Estágio	0,7478
5º Estágio	0,7581

O passo circular normal p_N é

$$p_N = 0,4920$$

A razão de compartilhamento de carga m_n é:

Tabela 4-17: Razão de compartilhamento de carga m_n (autor, 2018)

	m_n
1º estágio	0,6985
2º estágio	0,6925
3º Estágio	0,6831
4º Estágio	0,6925
5º Estágio	0,6832

O fator geométrico I é:

Tabela 4-18: Fator geométrico I (autor, 2018)

Estágio	I
1º estágio	0,170
2º estágio	0,155
3º Estágio	0,129
4º Estágio	0,115
5º Estágio	0,098

Os fatores geométrico J_p e J_g são:

Tabela 4-19: Fator geométrico J (autor, 2018)

Nº de dentes	J
18	0,423
24	0,454
30	0,484
31	0,484
36	0,496
40	0,508

O fator de carga de distribuição K_m :

Tabela 4-20: Fator de Carga de distribuição K_m (autor, 2018)

Pinhão	Km
Pinhão 1	1,191
Pinhão 2	1,126
Pinhão 3	1,159
Pinhão 4	1,139
Pinhão 5	1,137

Considerando as engrenagens de espessura constante, o fator de espessura do aro de borda $K_b = 1$, as razões de velocidade m_g já foram citadas na tabela 4-1 na parte relações de marchas. Os fatores de ciclagem escolhidos são $N(\text{pinhão})=10^8$ ciclos e $N(\text{coroa})= 10^8/m_g$. Dessa forma podemos calcular o fator de ciclagem de tensão Y_n .

$(Y_n)_p = 0,977$ o do pinhão sendo igual para todos.

Já o $(Y_n)_g$ das coroas são diferentes pois possuem razões de velocidades diferentes.

Tabela 4-21: Fator de ciclagem de tensão (autor, 2018)

	$(Y_n)_g$
Coroa 1	0,989
Coroa 2	0,984
Coroa 3	0,976
Coroa 4	0,973
Coroa 5	0,968

Para encontrarmos a tensão da flexão admissível S_t precisamos escolher o material que será uma aço de grau 2 totalmente com núcleo totalmente endurecido com a dureza da superfície $H_{BP} = 350$ Brinell do pinhão e a coroa com $H_{BG} = 300$ Brinell. O material utilizado para o par (coroa e pinhão) em questão, considerando o projeto base, é o 16MnCrS5 (material nº 1.7139 conforme DIN 17210 ou DIN 1652).

$$(S_t)_p = 52100 \text{ psi}$$

$$(S_t)_g = 47000 \text{ psi}$$

A tensão de contato admissível S_c do pinhão e da coroa para um aço grau 2 é:

$$(S_c)_p = 156450 \text{ psi}$$

$$(S_c)_g = 139450 \text{ psi}$$

O fator de ciclagem de tensão para a resistência ao crateramento, Z_n para os pinhões é igual a 0,948. Já para as coroas é diferente pois assim como o Y_n leva em consideração a razão de velocidade.

Tabela 4-22: Fator de tensão para a resistência ao crateramento Z_n (autor, 2018)

	$(Z_n)g$
Coroa 1	0,964
Coroa 2	0,957
Coroa 3	0,948
Coroa 4	0,944
Coroa 5	0,937

Para o fator de razão de dureza C_h , a razão de dureza é $\frac{H_{BP}}{H_{BG}} = \frac{350}{300} = 1,16$ assim podemos encontrar o A' que é igual a 0 pois a razão de dureza é menor que 1,2, além disso quando esse fato ocorre usamos $C_h = 1$ de acordo com a norma.

A flexão de dente do pinhão, σ . Substituindo os termos na equação 3-28 usando P_t , temos:

Tabela 4-23: Flexão de dente do pinhão (autor, 2018)

	$(\sigma)_P$ (psi)
Pinhão 1	39059,32
Pinhão 2	26621,67
Pinhão 3	20499,41
Pinhão 4	20734,85
Pinhão 5	19620,65

Fator de segurança de flexão S_F do pinhão. Substituindo os termos apropriados ao pinhão, temos:

Tabela 4-24: Fator de segurança de flexão S_F do pinhão (autor, 2018)

	$(S_F)p$
Pinhão 1	1,53
Pinhão 2	2,25
Pinhão 3	2,92
Pinhão 4	2,89
Pinhão 5	3,05

A flexão do dente da coroa, $(\sigma)_G$. Substituindo os termos apropriados à coroa 3-28, temos:

Tabela 4-25: A flexão do dente da coroa $(\sigma)_G$ (autor, 2018)

	$(\sigma)_G(\text{psi})$
Coroa 1	11158,01
Coroa 2	10731,84
Coroa 3	8785,46
Coroa 4	9454,99
Coroa 5	9162,71

Fator de segurança de flexão, S_F da coroa, Substituindo os termos apropriados à coroa, temos:

Tabela 4-26: Fator de segurança de flexão S_F da coroa (autor, 2018)

	$(S_F)g$
Coroa 1	4,84
Coroa 2	5,03
Coroa 3	6,15
Coroa 4	5,71
Coroa 5	5,90

Desgaste de dente do pinhão, σ_c . Substituindo os termos apropriados ao pinhão na equação 3-29, temos:

Tabela 4-27: Desgaste de dente do pinhão σ_c (autor, 2018)

	$(\sigma_c)p(\text{psi})$
Pinhão 1	97441,63
Pinhão 2	70133,66
Pinhão 3	85335,03
Pinhão 4	81330,33
Pinhão 5	85254,32

O fator de segurança ao desgaste, S_H . Substituindo os termos apropriados ao pinhão, temos:

Tabela 4-28: Fator de segurança ao desgaste S_H do pinhão (autor, 2018)

	$(S_H)p$
Pinhão 1	1,79
Pinhão 2	2,49
Pinhão 3	2,04

Pinhão 4	2,15
Pinhão 5	2,05

Desgaste de dente da coroa, σ_c . Substituindo os termos apropriados à coroa, temos:

Tabela 4-29: Desgaste de dente da coroa $(\sigma_c)g$ (autor, 2018)

	$(\sigma_c)g$ (psi)
Coroa 1	97589,65
Coroa 2	70193,01
Coroa 3	85325,53
Coroa 4	81261,57
Coroa 5	85090,27

O fator de segurança ao desgaste, S_H . Substituindo os termos apropriados à coroa, temos:

Tabela 4-30: Fator de segurança ao desgaste S_H da coroa (autor, 2018)

	$(S_H)g$
Coroa 1	2,43
Coroa 2	3,38
Coroa 3	2,78
Coroa 4	2,92
Coroa 5	2,78

Para o pinhão comparamos S_F com S_H^2 obtemos o seguinte resultado:

Tabela 4-31: Comparação S_F com S_H^2 (autor, 2018)

S_F	S_H^2
1,53	3,21
2,25	6,19
2,92	4,18
2,89	4,60
3,05	4,19

Dessa forma o maior risco para o pinhão provém da flexão de dente S_F . Que em engrenagens automotivas fadiga por flexão é o modo de falha mais frequente.

Para a coroa a comparamos S_F com S_H^2 , obtemos o seguinte resultado:

Tabela 4-32: Comparação S_F com S_H^2 (autor, 2018)

S_F	S_H^2
4,84	5,89

5,03	11,39
6,15	7,71
5,71	8,50
5,90	7,75

Dessa forma o maior risco para a coroa provém da flexão de dente S_F . Que em engrenagens automotivas fadiga por flexão é o modo de falha mais frequente.

Para aumentar a durabilidade dos pares de engrenagem principalmente o do 1º estágio, poderíamos aumentar a largura da face de contato, e também um óleo lubrificante sintético, dessa forma os fatores de seguranças aumentariam.

5 CONCLUSÃO E SUGESTÃO PARA PRÓXIMOS TRABALHOS

O desempenho de um motor automotivo é extremamente dependente de um sistema de transmissão, no caso de uma transmissão manual a transmissão de potência é feita por eixos e engrenagens, um câmbio bem escalonado usará o máximo desempenho do motor e enviará com precisão as rodas. No presente trabalho a alteração das relações de transmissões fez com que atingíssemos o nosso objetivo que era o aumento do desempenho, fazendo que o motor trabalhasse na faixa ideal de rotação, que é próximo a potência máxima e o torque máximo além disso conseguimos atingir velocidades maiores em todas as marchas.

Engrenagens são grandes aliadas para quem quer projetar um sistema de transmissão de potência, em engrenagens veiculares os esforços são imensos se relacionado ao tamanho das engrenagens para obter valores de segurança maiores precisaríamos dimensionar engrenagens com um diâmetro e largura de face maior além de obter um material com uma dureza maior para a fabricação dessa engrenagem. As engrenagens são projetadas levando em consideração situações extremas que em veículo de passeio na maioria das vezes só são levadas a situações médias, então o risco de obter uma falha é menor, mas em um veículo de performance, de arrancada como é o do nosso projeto embora que esforços sejam estabelecidos em um curto espaço de tempo a chance de ter um falha é maior. Com os resultados vimos que a falha por fadiga de flexão no dente da engrenagem é o modo de falha mais frequente.

Em um veículo de arrancada os quesitos torque e potência andam lado a lado, então esse projeto mostra que é possível obter ganho considerável na eficiência de um veículo apenas com um projeto de engrenagens, que no caso seria o dimensionamento da relação de transmissão, um câmbio bem escalonado é essencial para obter grandes vitórias em corridas.

Utilizando as normas da AGMA para dimensionamento de engrenagens não foi possível obter todas os quesitos para a montagem desse elemento, então para trabalho futuros recomendo que outras normas sejam usadas, norma mais adequada para o dimensionamento de engrenagens, como por exemplo a DIN 3990 que é uma norma específica para dimensionar engrenagens de veiculares.

Referências Bibliográficas

Andrade, Leonardo Aiex. **Desenvolvimento de um programa para dimensionar engrenagens de dentes retos**. 2016. 69p. Projeto de graduação – Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.

Bosch, Robert. **“BOSCH Automotive Handbook”**, 6aed, Robert Bosch Gm bH, Alemanha, 2004

Budynas, Richard G. **“Elementos de máquinas de Shigley”**, – 10. ed.– Porto Alegre: AMGH, 2016.

BUDYNAS, Richard G. **“Elementos de máquinas de Shigley”**:8ª. ed. Projeto de Engenharia Mecânica. Porto Alegre: AMGH, 2011.

Castro, Ricardo M. **Critério de Projeto para Engrenagens Helicoidais Aplicadas em Transmissões Mecânicas Veiculares**. 2005. 217p. Trabalho de Conclusão de Curso – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo.

Collins, J. A. **“Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas – uma Perspectiva de Prevenção de Falha”**, 2006, LTC, Rio de Janeiro.

Collins, J. A. **“Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas – uma Perspectiva de Prevenção de Falha”**, 2015, LTC, Rio de Janeiro.

Costa, G. Paulo, **“A bíblia do veículo”**, 2001, p.99-129

JUVINALL, R.C., MARSHEK, K.M. **Fundamentals of Machine Component Design**. 2a Ed., New York, 1991.

Juvinall, Robert C., Marshek, Kurt M., **“Fundamentos do Projeto de Componentes de Máquinas”**. 4. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

Lechner, G; Naunheimer. **“Automotive Transmission; Fundamentals: Selection, Design and Application”**; Stuttgart; Springer; 1999.

Melconiam, Sarkis. **“Elemento de Máquinas”**, – 1. ed. – São Paulo, Editora Érica Ltda. 2006.

NAUNHEIMER, Harald; BERTSCHE, Bernd; RYBORZ, Joachim; NOVAK, Wolfgang. *Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application*. 2ed. Springer, 2010.

Neto, Ivo E. **Projeto do Sistema de Transmissão de Potência do Veículo-Voador**. 2015. 97p. Trabalho de conclusão de curso – Universidade Federal do Pampa, Alegrete.

Norton, Robert L. **Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada**, 2ª Ed. São Paulo: Bookman, 2004.

Norton, Robert L. **Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada**, 4ª Ed. São Paulo: Bookman, 2013.

Pulkarabek, W. W., "**Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine**", 2ª Ed. Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey, 2003.

Shigley, J. E., Mischke, C. R., Budynas, R. G. "**Projeto de Engenharia Mecânica**", 7ed., Bookman, 2004, Brasil.

Silva, Edenilton P. Costa, William R. **Conceitos básicos aplicados em sistema de transmissões veiculares**. 2012. 71f. Trabalho de conclusão de curso – Fatec Santo André. Curso de Eletrônica automotiva, Santo André.