



**INSTITUTO FEDERAL DE CIENCIA E TÉCNOLOGIA DO PIAUI
CAMPUS CENTRAL TERESINA
DEPARTAMENTO DE INDÚSTRIA, SEGURANÇA E PRODUÇÃO CULTURAL
BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

MAYKON DE SANTANA ALMEIDA

**ANÁLISE DE RESISTÊNCIA DE EIXOS, ENGRENAGENS E CHAVETAS DA
CAIXA DE TRANSMISSÃO DE UM VEÍCULO BAJA**

TERESINA (PI)

2019

MAYKON DE SANTANA ALMEIDA

**ANÁLISE DE RESISTÊNCIA DE EIXOS, ENGRENAGENS E CHAVETAS DA
CAIXA DE TRANSMISSÃO DE UM VEÍCULO BAJA.**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado como exigência parcial para
obtenção do diploma do Curso de
Bacharelado em Engenharia Mecânica do
Instituto Federal de Educação, Ciência e
Tecnologia do Piauí, Campos Teresina
Central.

Orientador: Prof. Me. Ricardo Cardoso
Soares

TERESINA (PI)

2019

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) de acordo com ISBD

Almeida, Maykon de Santana

A447a Análise de resistência de eixos, engrenagens e chavetas da caixa de transmissão de um veículo baja / Maykon de Santana Almeida. - 2019.
68 f.: il. color.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) - Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí, Campus Teresina Central
Bacharelado em Engenharia Mecânica, 2019.

Orientador: Prof Me. Ricardo Cardoso Soares.

1. Caixa de transmissão. 2. Tensões. 3. Coeficiente de segurança. I.Título.

CDD - 620

FOLHA DE APROVAÇÃO

TITULO: “ANÁLISE DE RESISTÊNCIA DE EIXOS, ENGRENAGENS E CHAVETAS DA CAIXA DE TRANSMISSÃO DE UM VEÍCULO BAJA.”

ALUNO: MAYKON DE SANTANA ALMEIDA

DATA: 08 de julho de 2019

Este trabalho foi julgado adequado e aprovado para a obtenção do título de graduação em Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí.

Assinado no original

Prof. Me. Anderson Felipe Chaves Fortes
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

COMISSÃO EXAMINADORA

Assinado no original

Prof. Me. Ricardo Cardoso Soares
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí
Orientador

Assinado no original

Prof. Dr. Hudson Chagas dos Santos
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí
Avaliador

Assinado no original

Prof. Dr. Helder Pontes Gomes
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí
Avaliador

AGRADECIMENTOS

Agradeço em primeiro lugar a Deus por esta oportunidade. Agradeço aos professores, amigos e familiares que contribuíram direta e indiretamente para a conclusão desta etapa de formação profissional.

Quero agradecer de maneira especial a minha mãe que sempre me apoiou e incentivou, a meu Pai exemplo de homem, meus irmãos e meu filho e minha esposa.

RESUMO

O presente trabalho visa à realização de uma análise de resistência dos principais elementos da caixa de transmissão de um protótipo Baja utilizado pela equipe IFPI-Baja. Para isso foi realizada a análise de resistência dos eixos, engrenagens e chavetas que compõe a caixa de transmissão do protótipo Baja. Na investigação utilizou-se de pesquisas bibliográficas e documentais consultando as principais referencias que trazem uma metodologia para determinação de forças, tensões e determinação dos coeficientes de segurança dos principais componentes da caixa de transmissão. Para esta análise primeiramente foi calculado os coeficientes de segurança para cada eixo da caixa de transmissão, posteriormente foi determinada as tensões e coeficientes de segurança para cada chaveta e por fim além de determina as tensões, coeficientes de segurança contra falha por flexão e falha superficial para cada engrenagem foi realizada a simulação da engrenagem considerada critica por está sujeita aos maiores valores de solicitações, assim sendo possível obter um comparativo entre resultados analíticos e os computacionais.

Palavras chave: Caixa de Transmissão. Tensões. Coeficiente de Segurança.

ABSTRACT

The present work aims to perform a resistance analysis of the main transmission box elements of a Baja prototype used by the IFPI-Baja team. For this, the analysis of the resistance of the axles, gears and keys that composes the transmission box of the Baja prototype was made. It was used a bibliographical and documentary research consulting the main references that bring a methodology for determination of forces, tensions and determination of the safety coefficients of the main components of the transmission box. For this analysis, the safety coefficients were first calculated for each axle of the transmission case, afterwards the voltages and safety coefficients were determined for each key and finally it was determined the voltages, safety coefficients against bending failure and surface failure. For each gear was performed a simulation of a gear considered critical because it was subject to highest values of requests. Therefore, was possible to obtain a comparison between analytical and computational results.

Keywords: transmission box; tensions; safety coefficients.

LISTA DE SÍMBOLOS

σ_x	Tensão axial
σ	Tensão normal de flexão
P	Carregamento axial
A	Área da seção transversal
τ_{xy}	Tensão de cisalhamento
V	Força cortante
$\tau_{méd}$	Tensão de cisalhamento média
M	Momento fletor
I	Momento de Inércia
J	Momento polar de Inércia
c	Distância da linha neutra
$\sigma_{1,2}$	Tensões principais
σ_{VM}	Tensões de von Mises
K_t	Fator de concentração de tensão
K_{ts}	Fator de concentração de tensão ao cisalhamento
K_f	Fator de concentração de tensão dinâmica
σ_{nom}	Tensão nominal
τ_{nom}	Tensão nominal de cisalhamento
$\sigma_{máx}$	Tensão máxima
$\tau_{máx}$	Tensão máxima de cisalhamento
q	Sensibilidade ao entalhe
a	Constante de Neuber
P_t	Potência transmitida
T	Torque
ω	Velocidade angular
M_m	Momento médio
M_a	Momento alternado
T_m	Torque médio
T_a	Torque alternado
σ_a	Tensão de flexão alternada
σ_m	Tensão de flexão média
K_f	Fator de concentração de fadiga por flexão

K_{fm}	Fator de concentração de fadiga por flexão alternada
τ_a	Tensão torcional de cisalhamento alternada
τ_m	Tensão torcional de cisalhamento média
K_{fs}	Fator de concentração de tensão torcional de fadiga alternado
K_{fsm}	Fator de concentração de tensão torcional de fadiga médio
r	Raio da seção transversal
J	Momento Polar de Inércia
F_Z	Carga de tração axial
N_f	Coeficiente de segurança
S_y	Resistência ao escoamento
d	Diâmetro
S_{ys}	Resistência de escoamento a torção
S_e	Limite de fadiga em torção.
σ'_a	Componentes de von Mises das tensões alternadas
σ'_m	Componentes de von Mises das tensões médias
S_f	Resistência a fadiga corrigida
S_{ut}	Limite de resistência à tração do material
τ_{xy}	Tensão média devido ao cisalhamento
F	Força aplicada
σ_{com}	Tensão de compressão
N_s	Coeficiente de segurança contra falha por esmagamento
m_v	Razão de engrenamento
p_d	Passo diametral
N	Número de dentes da engrenagem
d	Diâmetro primitivo
m	Módulo
p_c	Passo circular
p_b	Passo de base
$\emptyset$	Ângulo de pressão
ψ	Ângulo de hélice
m_p	Razão de contato
Z	Comprimento de ação

r_p	Raio de referência do pinhão
r_g	Raio de referência da engrenagem
C	Distância entre os centros
F_t	Força tangencial
F_r	Força radial
F_a	Força axial
F_R	Força resultante
L	Largura de face
Y	Fator de Lewis
σ_b	Tensão de flexão em um dente de engrenagem
σ_c	Tensão superficial
J	Fator de geometria da engrenagem
K	Modificadores
V_t	Função da velocidade da linha de passo
Q_v	Índice de qualidade do engrenamento
m_B	Razão de recuo
I_S	Fator geométrico de superfície
C_p	Coeficiente elástico
S_{fb}	A resistência à fadiga de flexão
S_{fc}	Resistência à fadiga de superfície
N_b	Coeficientes de segurança contra falhas de flexão
N_c	Coeficientes de segurança contra falhas de superfície

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	13
2. REFERENCIAL TEÓRICO	15
2.1 TENSÕES DEVIDO A CARGAS ESTÁTICAS	15
2.1.1 Tensão axial	15
2.1.2 Tensão de flexão	16
2.1.3 Tensão de cisalhamento (rasgamento)	18
2.1.4 Tensão de cisalhamento (torcional)	19
2.1.5 Tensões combinadas.....	20
2.1.6 Tensão de Von Misses.....	21
2.2 CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO	22
2.3 TENSÕES DEVIDO A CARGAS DINÂMICAS	24
2.3.1 Tensões alternadas e médias.....	25
2.4 EIXOS.....	26
2.4.1 Potência no eixo.....	26
2.4.2 Cargas e tensões no eixo.....	26
2.4.3 Metodologia para o projeto de um eixo.....	28
2.5 CHAVETAS.....	30
2.5.1 Tensões em chavetas	31
2.5.2 Coeficientes de segurança para chavetas	31
2.6 ENGRENAGENS	32
2.6.1 Engrenagens cilíndricas retas	33
2.6.2 Trem de engrenagens	36
2.6.3 Análise de forças em engrenagens cilíndricas de dentes retos	37
2.6.4 Tensões em engrenagens retas	39
2.6.5 Tensões superficiais.....	43
2.6.6 Resistências à fadiga de flexão da AGMA para materiais de engrenagem....	45
2.6.7 Resistências à fadiga de superfície da AGMA para materiais de engrenagem	48
2.7 ENGRENAGENS HELICOIDAIS	50
2.7.1 Forças em engrenagens helicoidais	51
2.7.2 Tensões em engrenagens helicoidais	52

3	ANÁLISE DE RESISTÊNCIA DA CAIXA DE TRANSMISSÃO	56
3.3	ANÁLISE DE RESISTÊNCIA DOS EIXOS	57
3.4	ANÁLISE DE RESISTÊNCIA DAS CHAVETA.....	59
3.5	ANÁLISE DE RESISTÊNCIA DAS ENGRENAGENS.....	60
4	CONSIDERAÇÕES FINAIS	67
5	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	68
6	REFERÊNCIAS.....	69
	ANEXOS.....	70

1. INTRODUÇÃO

Nos projetos de engenharia, e em especial da área mecânica faz-se necessário considerar como atuam os carregamentos sobre as peças e conjuntos, pois estes podem causar falhas catastróficas. Estudantes de Engenharia estão durante todo o curso em contato com projetos onde é necessário aplicar os conhecimentos adquiridos para desenvolverem protótipos que atendam todos os requisitos de segurança, a fim de evitarem que falhem. Um exemplo de projeto é voltado para competição Baja.

A competição Baja é um dos projetos estudantis criados e organizados pela SAE (*Society of Automotive Engineers*), tendo seu início no Brasil no ano de 1994. O principal objetivo do projeto Baja é incentivar e desafiar os estudantes de engenharia a colocarem em prática os conhecimentos teóricos adquiridos durante o período acadêmico.

O projeto consiste em uma equipe formada por estudantes de graduação de diferentes cursos com o objetivo de projetar e construir um protótipo motorizado para uso fora de estrada.

Durante o desenvolvimento do protótipo os estudantes têm que seguir um regulamento fornecido pela SAE, e algumas limitações como a padronização do motor de combustão pela organização da competição. Daí surge a necessidade de trabalhar em inovações em outros sistemas responsáveis pela dinâmica do veículo em prova, já que este será submetido a diferentes provas que avaliarão a segurança, projeto, tração, resistência e outros.

Como o sistema de transmissão é o sistema com mais possibilidades para inovação, este trabalho visa fazer uma análise de resistência dos principais elementos de uma caixa de transmissão desenvolvida para um veículo Baja, identificando se há possibilidade de redução no seu peso para alcançar um melhor desempenho.

O dimensionamento de uma caixa de transmissão mecânica vai desde a escolha do material utilizado para a fabricação de eixos e engrenagens até o tipo de transmissão, esta deve atender as solicitações as quais será submetida, sendo necessário primeiramente fazer uma análise de forças atuantes sobre o veículo, determinar a potência mínima que o motor deverá utilizar para movimentar o veículo, a velocidade máxima desejada para chegar à relação de transmissão ideal, após

definida esta relação inicia-se o dimensionamento dos componentes da caixa de transmissão.

Assim este trabalho tem como objetivo realizar uma análise de resistência dos principais elementos da caixa de transmissão de um veículo BAJA utilizada pela equipe Baja do Instituto Federal de Educação do Piauí (IFPI), para isto será analisados os eixos, as engrenagens e as chavetas que compõe a caixa de transmissão, determinando as tensões atuantes nos mesmos, bem como os coeficientes de segurança contra falhas de ambos, posteriormente será realizada a simulação da engrenagem considerada mais crítica da caixa de transmissão utilizando o software ANSYS.

A partir dessa análise será possível verificar se os projetos da equipe atendem os requisitos de resistência, e como o motor é padronizado é preciso atenção ao dimensionar os elementos para que não estejam superdimensionados e evitem perdas desnecessárias.

2. REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 TENSÕES DEVIDO A CARGAS ESTÁTICAS

Os mais diversos componentes em engenharia estão sujeitos a vários tipos de carregamentos e solicitações, em algumas situações e a depender do material estes carregamentos podem ser considerados estáticos.

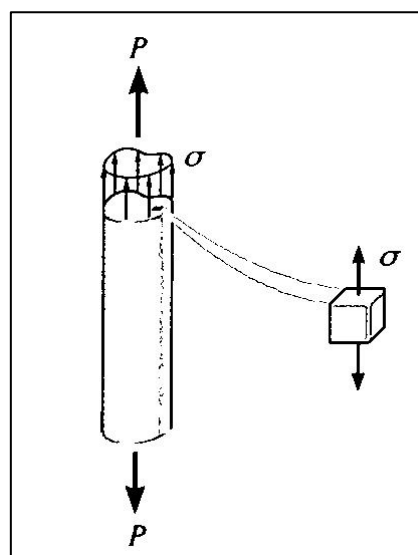
2.1.1 Tensão axial

Alguns elementos estruturais ou mecânicos frequentemente estão sujeitos a cargas axiais, sendo um dos tipos mais simples de carregamento que podem ser aplicados em elementos.

Se uma barra de material isotrópico homogêneo é submetida a uma série de cargas axiais externas que passam pelo centroide da seção transversal, uma distribuição de tensão uniforme agir sobre a seção transversal (RIBBELER- p.44, 2013).

A figura 1 mostra um elemento sujeito a um carregamento axial P , considerando que as cargas P passam pelo centroide e atuam ao longo do eixo x , a tensão axial σ_x pode ser determinada pela equação (1).

Figura 1 - Elemento sujeito a carregamento axial.



Fonte: Ribbeler', 2015, p.19

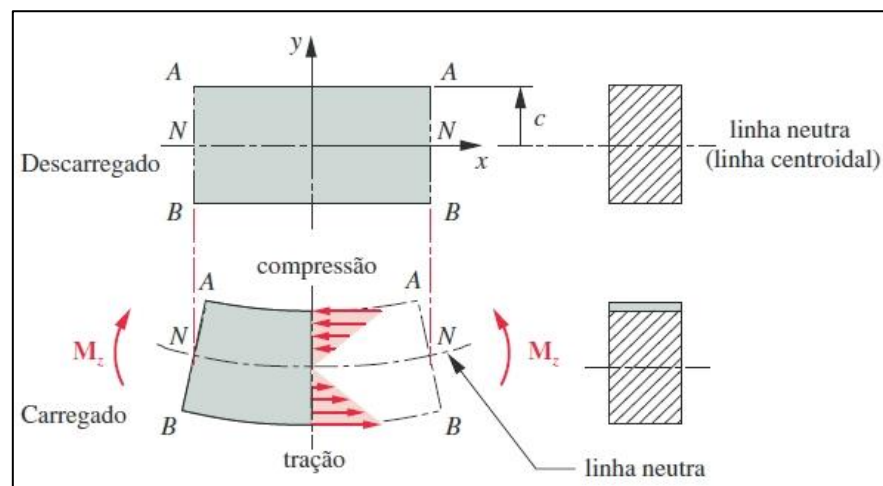
$$\sigma_x = \frac{P}{A} \quad (1)$$

2.1.2 Tensão de flexão

Em estruturas e máquinas alguns elementos são frequentemente carregados como vigas tais como eixos, molas e chassis. As vigas geralmente são sujeitas a uma combinação de tensões normais e de cisalhamento distribuídas em suas seções transversais, é fundamental entender como essas tensões estão distribuídas no interior da viga a fim de escolher os locais corretos para calcular as tensões máximas (NORTON- p.154).

A figura 2 mostra um segmento de uma viga descarregado e carregado respectivamente, observa-se que as fibras externas na parte superior esta em compressão e as fibras na parte inferior em tração, provocando a distribuição de tensão de flexão. A magnitude da tensão de flexão pode ser determinada pela equação (2).

Figura 2 – Elemento de uma viga em flexão.



Fonte: Norton, 2013, p.156

$$\sigma = \frac{My}{I} \quad (2)$$

Na equação (2), M é momento fletor aplicado na seção da viga, I é o momento de inércia da seção transversal da viga e y a distância da linha neutra. A máxima tensão normal de flexão pode ser determinada pela equação (3), onde c representa

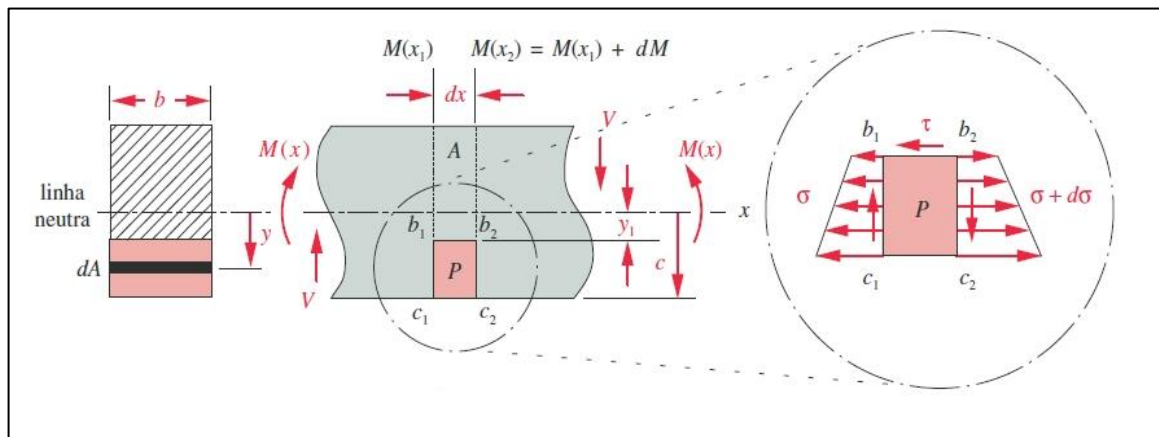
à distância do plano neutro até a fibra externa tanto na parte superior como na parte inferior da viga.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{Mc}{I} \quad (3)$$

Cabe salientar que muitos elementos de máquinas são submetidos a carregamentos como vigas, porém muitos não são retos. Assim para a aplicação as equações, faz-se necessário que as mesmas sejam modificadas para que seja levada em consideração a curvatura.

Segundo (NORTON, p.158), a condição mais comum de vigas é a combinação de força cortante e momento fletor aplicados em uma seção particular. A figura 3 mostra um segmento de uma viga sob flexão e força cortante.

Figura 3 – Segmento de viga sob flexão e força cortante.



Fonte: Norton, 2013, p.159

A tensão de cisalhamento em vigas é determinada pela forma de flexão e pela relação entre momento e cisalhamento (HIBBELER, p.296, 2013).

Segundo Norton (2013) a equação (4) fornece uma expressão para a tensão de cisalhamento τ como uma função da variação do momento em relação a x , da distância y a partir da linha neutra, do momento de inércia I da seção transversal e da largura b da seção transversal em y_1 .

$$\tau_{xy} = \frac{dM}{dx} \frac{1}{Ib} \int_{y_1}^c y dA \quad (4)$$

A derivada do momento fletor é igual a magnitude da função força cortante V em qualquer ponto, e dada pela equação 6. A equação (4) pode ser reescrita substituindo a integral por Q , que varia com o formato da seção transversal da viga e também com a distância y_1 a parti da linha neutra (NORTON, p. 160, 2013).

$$\tau_{xy} = \frac{VQ}{Ib} \quad (5)$$

$$V = \frac{dM}{dx} \quad (6)$$

Na equação (5) o valor de Q depende do formato da seção transversal da viga, sendo calculado pela equação (7).

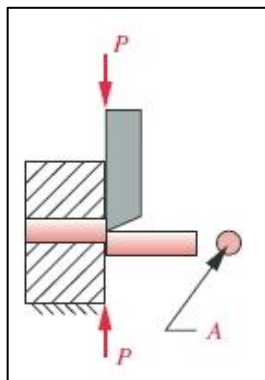
$$Q = \int_{y_1}^c y dA \quad (7)$$

2.1.3 Tensão de cisalhamento (rasgamento)

A tensão de cisalhamento é um tipo de tensão que age no plano da área seccionada, essa tensão surge devido a forças cortantes que tendem a cisalhar um elemento. O cisalhamento pode ser considerado simples quando uma única área da seção transversal precisar ser cisalhada, no caso em que duas áreas precisem ser cisalhadas temos o chamado cisalhamento duplo.

A figura 4 mostra uma condição de cisalhamento puro, onde P nesse caso é considerado como força cortante.

Figura 4 - Condição de cisalhamento puro.



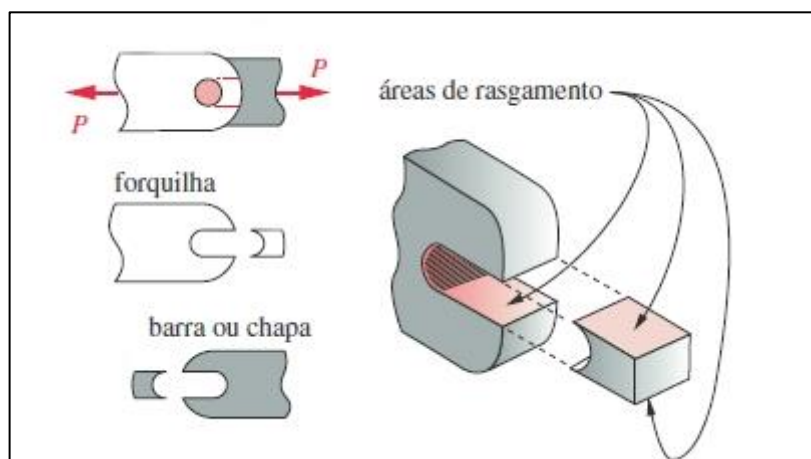
Fonte: Norton, 2013, p.153

A tensão média de cisalhamento $\tau_{méd}$ pode ser calculada através da equação (8), onde P é tensão de cisalhamento média na seção.

$$\tau_{méd} = \frac{P}{A} \quad (8)$$

Uma forma de cisalhamento duplo ocorre quando há a ruptura por rasgamento do material em torno de um furo, pois requer que haja deslizamento em ambos os lados do furo para que uma parte do material se separe do restante (NORTON, 2013, p.154). A figura 5 mostra a falha por rasgamento devido ao cisalhamento duplo.

Figura 5 – Falha por rasgamento devido ao cisalhamento duplo.



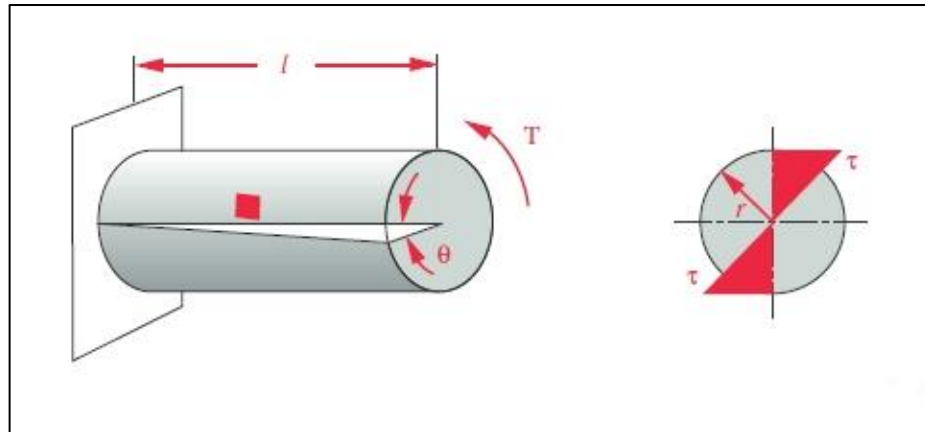
Fonte: Norton, 2013, p.155

2.1.4 Tensão de cisalhamento (torcional)

Quando barras são solicitadas por um momento em relação ao seu eixo longitudinal, diz-se que estão sob torção, e o momento aplicado é então denominado torque ou momento torçor. Essa situação é comum em eixos que transmitem potência e em qualquer situação em que o vetor do momento aplicado seja paralelo ao eixo longitudinal de um corpo (NORTON- p.177, 2013).

A figura 6 mostra uma barra sujeita a um carregamento puramente torcional, e a variação de tensão de cisalhamento devido ao momento torço varia de zero no centro até um máximo no raio externo.

Figura 6 – Carregamento puramente torcional



Fonte: Norton - p.177, 2013

A tensão de cisalhamento máxima devido ao carregamento torcional pode ser determinada pela equação (9), onde T é o torque aplicado, r é o raio e J o momento polar de inércia da seção transversal.

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{Tr}{J} \quad (9)$$

2.1.5 Tensões combinadas

Em diversos componentes de máquinas é muito comum haver combinações de solicitações, que podem originar tensões normais e de cisalhamento no mesmo componente, em alguns locais do componente essas tensões devem ser combinadas para se encontrar as tensões principais e máxima tensão de cisalhamento (NORTON, P.183,2013).

Segundo Hibbeler (2013) na maioria das vezes a seção transversal de um elemento está sujeita a vários tipos de cargas simultaneamente, sendo necessário determinar a distribuição da tensão resultante provocada pelas cargas.

Ainda segundo Hibbeler (2013), pode-se usar o método da superposição, se aplicável, para determinar a distribuição de tensão resultante, sendo necessário em primeiro lugar determinar a distribuição de tensão devido cada carga e, por fim, essas distribuições são superpostas para determinar a distribuição de tensão resultante.

Em algumas situações é necessário encontrar os locais com maiores tensões, e determinar as tensões aplicadas e tensões principais nestes locais, quando o

elemento está sujeito a uma combinação de solicitações, como mencionada anteriormente, determina-se as tensões devido a cada carga e posteriormente calculam-se as tensões principais. Para o cálculo destas pode-se usar a equação (10).

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (10)$$

2.1.6 Tensão de Von Mises

Em situações de carregamento com tensões combinadas, uma tensão equivalente, que combina os efeitos de todas as tensões combinadas aplicadas em ponto, deve ser determinada.

De acordo com Norton (2013, p.249) “**tensão equivalente de von Mises**” σ_{VM} é definida como a tensão de tração uniaxial que criaria a mesma energia de distorção que é criada pela combinação atual das tensões aplicadas”.

A tensões equivalente de von Mises pode ser determinada pela equação (11) para um caso tridimensional, mas também poder ser expressa em termos das tensões aplicadas como na equação (12).

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3} \quad (11)$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}{2}} \quad (12)$$

As equações podem ser reduzidas para o caso bidimensional como mostra as equações (13) e (14).

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3^2} \quad (13)$$

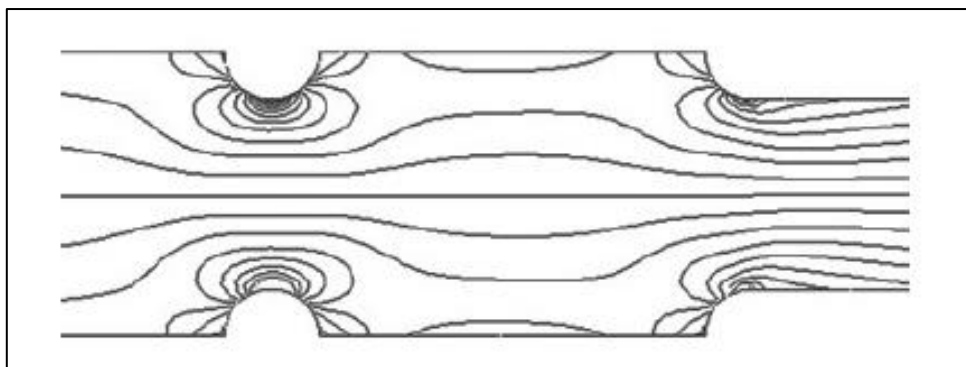
$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (14)$$

2.2 CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO

A maioria dos elementos de máquinas têm seções não uniformes, um exemplo, são os eixos que geralmente são fabricados com diâmetros diferentes para acomodar rolamentos, engrenagens, polias, dentre outros (NORTON, P.186,2013).

Um elemento é mais resistente quando as forças por ele transmitidas são uniformemente distribuídas, assim uma alteração na geometria da seção transversal pode resultar em aumento localizado de tensões (concentrações de tensões).

Figura 7 – Distribuição de tensão na análise por elementos finitos



Fonte: Norton, 2013, p.18

Segundo Norton (2013, P.187), o valor de concentração de tensão em qualquer geometria é denotado por um fator geométrico de concentração de tensão K_t para tensões normais, ou por K_{ts} para tensões de cisalhamento.

As tensões máximas em um concentrador de tensões podem ser determinadas pelas equações (15) e (16), onde σ_{nom} e τ_{nom} são tensões nominais calculadas pressupondo uma distribuição de tensões sobre uma seção de uma geometria uniforme (NORTON, P.187,2013).

$$\sigma_{m\acute{a}x} = K_t \sigma_{nom} \quad (15)$$

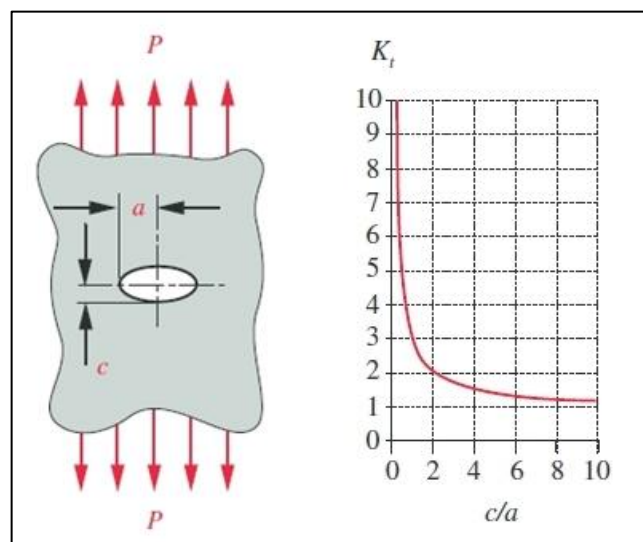
$$\tau_{m\acute{a}x} = K_{ts} \tau_{nom} \quad (16)$$

Cabe ressaltar que os fatores de concentração não consideram como o material se comportar diante de concentradores de tensão, a ductibilidade, a

fragilidade e o tipo de carregamento (se estático ou dinâmico) também contribuem no aumento da tensão (NORTON, 2013).

Para determinação dos fatores de concentração de tensão, pode-se utilizar a teoria da elasticidade para fornecer funções de concentração de tensão para geometrias simples, um fator teórico de concentração de tensão pode ser determinado pela equação (17) desenvolvida por *Inglis*, para um furo elíptico. A equação (17) relaciona as a metade da largura da elipse com a metade da altura. A figura 8 mostra fatores de concentração de tensão para furo elíptico em uma placa.

Figura 8 – Concentração de tensão para furo elíptico.



Fonte: Norton, 2013, p188

$$K_t = 1 + 2 \left(\frac{a}{c} \right) \quad (17)$$

Outros fatores foram determinados experimentalmente, uma técnica bastante usada é análise por elementos finitos (FEA) em que os fatores de concentração de tensões são obtidos automaticamente.

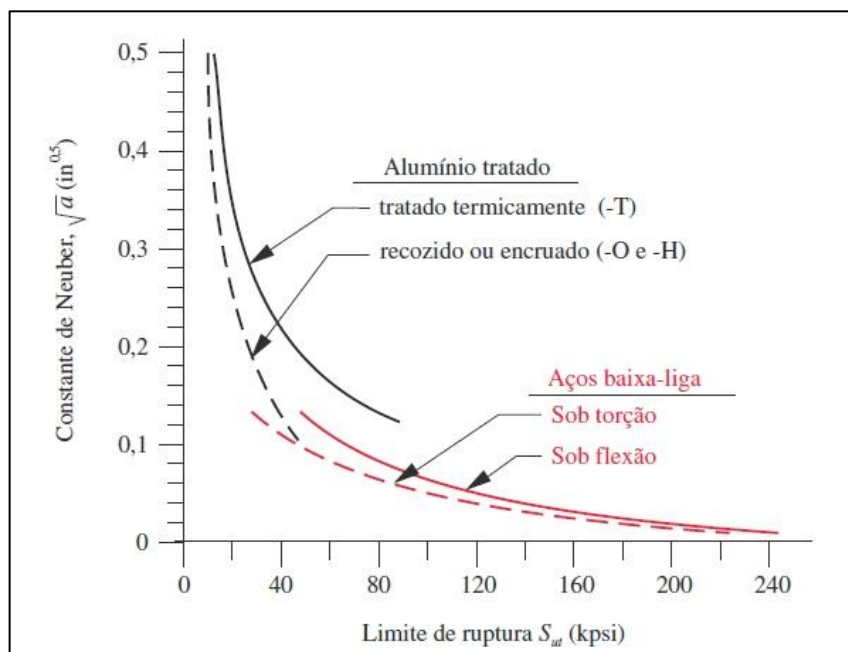
De acordo com Norton (2013) existe uma coletânea de concentração de tensão sendo a mais conhecida e referenciada a constante em Peterson, um livro que mostra resultados teóricos e experimentais de muitos pesquisadores na forma de gráficos úteis, onde os valores de K_t e K_{ts} para vários parâmetros geométricos e tipos de solicitação podem ser encontrados. A figura 1-A, em anexo, mostra fatores geométrico de concentração de tensão K_t para um eixo com um rebaixo arredondado em tração axial.

Além de levar em consideração parâmetros relacionados aos materiais em caso de carregamento dinâmico, segundo Norton (2013) é definido um parâmetro chamado de sensibilidade ao entalhe q para modificar os fatores de concentração de tensão. Este parâmetro é determinado pela fórmula de Kuhn-Hardrath em termos da constante de Neuber a e o raio do entalhe r ambos expressos em polegadas.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (18)$$

A constante de Neuber pode ser determinada a partir do gráfico da figura 9 para aço e alumínio.

Figura 9 – Constante de Neuber para aço e alumínio.



Fonte: Norton, p.344,2013

A sensibilidade ao entalhe q varia entre 0 e 1, e os fatores de concentração de tensão para solicitações dinâmicas podem ser determinados pela equação (19). A figura 1-A, no anexo A, mostra valores para sensibilidade ao entalhe para aços.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (19)$$

2.3 TENSÕES DEVIDO A CARGAS DINÂMICAS

Frequentemente os elementos de máquinas estão sujeitos a tensões variáveis, repetidas, alternadas ou flutuantes. Com frequência esses elementos falham sob ação dessas tensões; contudo, percebe-se em uma análise mais detalhada que as tensões máximas estavam abaixo da resistência última do material e abaixo da resistência ao escoamento. A esse tipo de falha em que as tensões foram repetidas muitas vezes é denominada de falha por fadiga (SHIGLEY, 2008).

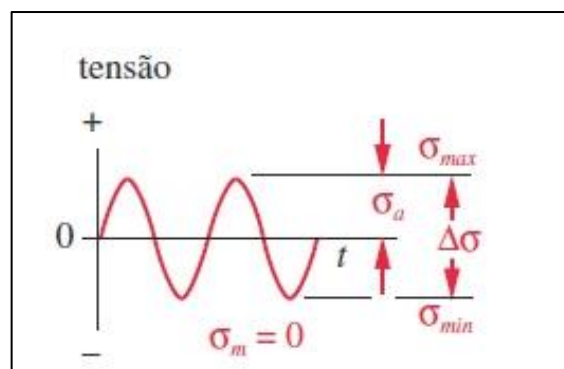
2.3.1 Tensões alternadas e médias

Segundo NORTON, qualquer carga que varie no tempo pode provocar uma falha por fadiga, o comportamento desse tipo de carga varia de uma aplicação para outra. Em algumas situações as cargas tendem a ser constantes ao longo tempo e repetem-se com frequência, em outras situações as cargas podem variar completamente sua amplitude e frequência no transcorrer do tempo, assumindo até mesmo uma natureza aleatória.

As funções típicas de tensão-tempo podem ser modeladas como tensão alternada, tensão repetida e tensão pulsante.

A figura 10 representa o caso para tensão alternada em que o valor médio é zero, e sua amplitude pode ser calculada pela equação (20). Já a tensão média é determinada pela equação (21).

Figura 10 – Tensão alternada



Fonte: (NORTON, P.313,2013)

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (20)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (21)$$

2.4 EIXOS

Os eixos são elementos de máquinas, de seção usualmente circular utilizado para transmitir potência e produzir força, através de movimento de rotação. Alguns eixos incluem outros componentes como engrenagem, polias, entre outros, que são utilizados para transmitir o movimento.

Os eixos em sua grande maioria são feitos de aço de baixo ou médio carbono, sendo que os de aços de médio teor de carbono necessitam de um tratamento térmico superficial para proteger a superfície quando a um contato direto com buchas, rolamentos e componentes de vedação, existem também eixos fabricados com aços-ligas que são muito resistentes.

2.4.1 Potência no eixo

A potência transmitida por um eixo pode ser determinada através da equação (22), onde T é o torque e ω a velocidade angular expressar em radiano por unidade de tempo.

$$P_t = T\omega \quad (22)$$

Ambos o torque e a velocidade angular podem estar variando com o tempo, embora a maioria das máquinas rotativas seja projetada para operar a velocidades constantes ou próximas dessas por grandes períodos de tempo (NORTON, 2013). Em casos em que o torque varia com o tempo, cabe determina a potência média definida pela equação (23).

$$P_m = T_m\omega_m \quad (23)$$

2.4.2 Cargas e tensões no eixo

Os eixos são elementos solicitados a esforços de flexão, tração/compressão ou torção, que atuam individualmente ou de forma combinada.

Segundo Norton (2013) as cargas atuantes em eixos de rotação podem ser de dois tipos: torção devido ao torque transmitido ou flexão devido às cargas transversais. Estas cargas fixas ou variáveis com o tempo podem ocorrer em combinação no mesmo eixo.

Um eixo sujeito a cargas de flexão transversal fixas experimentará um estado de tensões completamente alternadas. Assim, mesmo para as cargas de flexão fixas, um eixo girando deve ser projetado contra falhas de fadiga. Se qualquer ou ambas as cargas transversais ou torque variarem com o tempo, a carga de fadiga fica mais complexa (NORTON, 2013).

É comum os eixos serem fabricados com diâmetros diferentes, rasgos de chavetas, ranhuras para acomodar rolamentos, engrenagens, dentre outros elementos padronizados. Estas mudanças contribuirão para alguma concentração de tensão, isso deve ser incluído no cálculo das tensões de fadiga para o eixo (NORTON, 2013).

Com o entendimento de que é necessário determinas as tensões para vários pontos do eixo e para efeitos multiaxiais combinados e supondo que o momento fletor seja conhecido e que ele tenha uma componente média M_m e uma componente alternada M_a , e que o torque também possua ambas as componentes média e alternada T_m e T_a , podem-se determinar as tensões de flexão média e alternada a partir das equações (24) e (25).

$$\sigma_a = K_f \frac{M_a c}{I} \quad (24)$$

$$\sigma_m = K_{fm} \frac{M_m c}{I} \quad (25)$$

Nas equações acima, K_f e K_{fm} são fatores de concentração de tensão de fadiga por flexão para componentes médias e alternadas, I é o momento de inércia da seção transversal e c a distância da linha neutra.

As tensões torcionais de cisalhamento média e alternada podem ser determinadas através das equações (26) e (27).

$$\tau_a = K_{fs} \frac{T_a r}{J} \quad (26)$$

$$\tau_m = K_{fsm} \frac{T_m r}{J} \quad (27)$$

Nas equações acima, K_{fs} e K_{fsm} são fatores de concentração de tensão torcional de fadiga para componentes médias e alternadas, r é raio da seção transversal e J o momento polar de inércia da seção transversal.

Se estiver presente alguma carga de tração axial, terá apenas uma componente média, podendo ser determinada através da equação (28). Sendo F_Z a carga de tração axial e A a área da seção transversal.

$$\sigma_{maxial} = K_{fm} \frac{F_Z}{A} \quad (28)$$

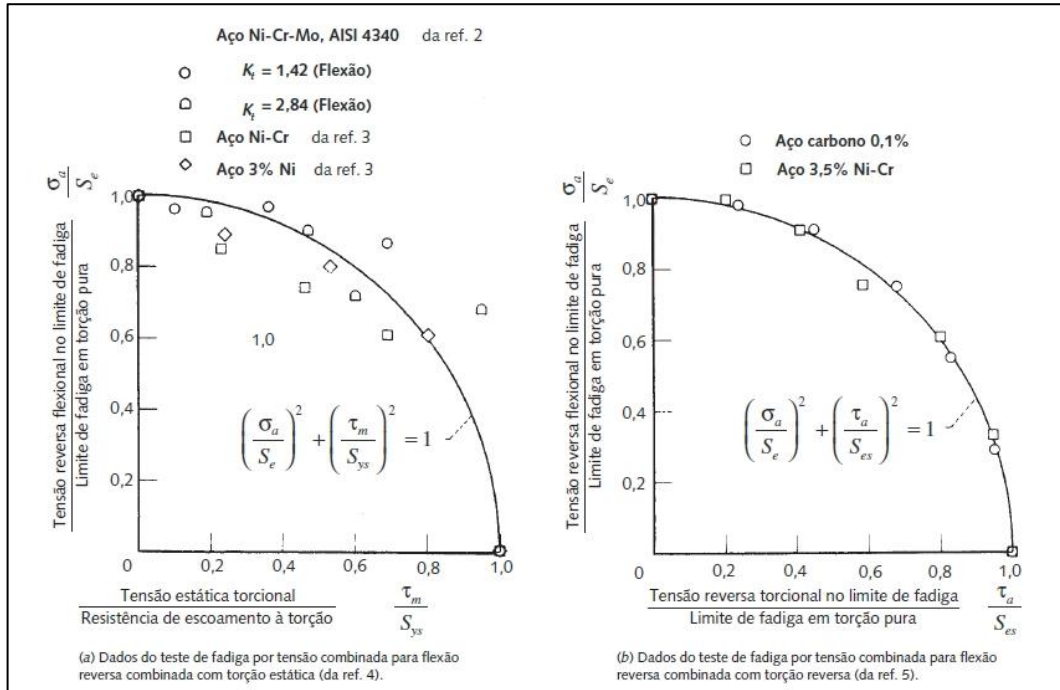
2.4.3 Metodologia para o projeto de um eixo

Segundo Norton (2013) para o projeto de um eixo deve ser considerada tanto as tensões quanto as deflexões, frequentemente estas podem ser o fator crítico, já que deflexões excessivas causarão desgastes rápidos dos mancais dos eixos. Entretanto os cálculos de deflexões requerem que a geometria do eixo seja definida. Portanto para projetar um eixo são feitas considerações de tensões e as deflexões são determinadas posteriormente uma vez que a geometria esteja definida.

De acordo com Norton (2013) a ASME definiu um método para o projeto de um eixo sujeito a flexão alternada e torção fixa, podendo ser consideradas um caso de fadiga multiaxial simples.

A norma ANSI/ASME para o projeto de eixo de transmissão apresenta um enfoque simplificado, este enfoque pressupõe que o carregamento é constituído de flexão alternada, ou seja, componente de flexão média nula e torque fixo que cria tensões abaixo da resistência ao escoamento por torção do material. Ela utiliza a curva da figura 11 ajustada pelo limite de resistência a fadiga por flexão no eixo e pelo limite de resistência ao escoamento em tração no eixo como envelope de falha. A resistência de escoamento à tração é substituída pela resistência de escoamento torcional (NORTON, 2013).

Figura 11 - Resultados dos testes de fadiga para amostras de aço sujeitas à torção e flexão combinadas.



Fonte: Norton, 2013, p.556

Utilizando a relação por envelope de falha da figura 11, introduzindo um fator de segurança N_f à equação (29) e combinando com a relação de von Mises para S_y da equação (30), pode-se chegar a equação (31) para calcular o diâmetro do eixo d .

$$\left(\frac{\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{\tau_m}{S_{ys}}\right)^2 = 1 \quad (29)$$

$$S_{ys} = \frac{S_y}{\sqrt{3}} \quad (30)$$

Na equação (30), S_{ys} é a resistência de escoamento a torção e S_e na equação (29) é o limite de fadiga em torção.

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\left(K_f \frac{M_a}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(K_{fsm} \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (31)$$

Norton (2013) recomenda usar o método mais geral da Equação para design de eixos, uma vez que ele cobre todas as situações de carga.

Para o caso do projeto sujeito a flexão variada e torção variada, quando o torque não é constante sua componente alternada criará um estado de tensão multiaxial complexo no eixo, tendo que leva em consideração as componentes de von Mises das tensões alternadas e médias determinadas pelas equações (32) e (33).

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_m^2} \quad (32)$$

$$\sigma'_m = \sqrt{(\sigma_m + \sigma_{maxial})^2 + 3\tau_m^2} \quad (33)$$

Essas tensões podem ser introduzidas em diagrama modificado de Goodman para encontrar um fator de segurança para determinado material escolhido.

$$\frac{1}{N_f} = \frac{\sigma'_a}{S_f} + \frac{\tau'_m}{S_{ut}} \quad (34)$$

Na equação (34), N_f é o coeficiente de segurança desejado, S_f é a resistência de fadiga corrigida para o ciclo de vida selecionado e S_{ut} é o limite de resistência à tração do material.

Por fim, considerando que a carga axial no eixo é zero podemos usar equação (35), mais geral que cobre todas as situações de carregamento.

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(K_f M_a)^2 + \frac{3}{4}(K_{fs} T_a)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{(K_{fm} M_m)^2 + \frac{3}{4}(K_{fsm} T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (35)$$

2.5 CHAVETAS

Chaveta é um elemento mecânico fabricado em aço. Sua forma, em geral, é retangular ou semicircular. A chaveta se interpõe numa cavidade de um eixo e de uma peça.

Chavetas são usadas para segurar elementos rotantes como engrenagens, polias ou outras rodas, as chavetas são utilizadas para habilitar a transmissão de torque do eixo ao elemento por ele suportado (SHIGLEY, 2008).

De acordo com NORTON, a ASME define uma chaveta como “uma parte de maquinaria desmontável que, quando colocada em assentos, representa um meio positivo de transmitir torque entre o eixo e o cubo”.

As chavetas são padronizadas pelo tamanho e pela forma em diversos estilos, podem ser classificadas em: chaveta paralela, chaveta afunilada (cônica) e chaveta Woodruff.

As padronizações da ANSI e ISO definem os tamanhos particulares das seções transversais e a profundidade dos assentos (rasgos) das chavetas (NORTON, 2013). A tabela 1-A, no anexo A, mostra tamanhos padronizados para chavetas.

2.5.1 Tensões em chavetas

De acordo com Norton (2013) as chavetas podem falhar por cisalhamento e por esmagamento. A tensão média devida o cisalhamento pode ser determinada pela equação (36), onde F é a força aplicada e A_{cis} é a área de cisalhamento sendo cortada. A força na chaveta pode ser encontrada pelo quociente do torque do eixo pelo raio do eixo.

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A_{cis}} \quad (36)$$

A tensão devido rasgamento (tensão média de compressão) pode ser determinada pela equação (37), a A_{esm} é área de esmagamento, área de contato entre o lado da chaveta e o eixo ou o cubo.

$$\sigma_c = \frac{F}{A_{esm}} \quad (37)$$

2.5.2 Coeficientes de segurança para chavetas

Se o torque do eixo for constante com o tempo, a força também será, e o coeficiente de segurança poderá ser encontrado comparando a tensão de cisalhamento à resistência ao escoamento por cisalhamento do material.

Devido ao fato de que as tensões de compressão não causam falha por fadiga, as tensões de esmagamento podem ser consideradas estáticas. O coeficiente de segurança é encontrado comparando a tensão máxima de esmagamento à resistência do material ao escoamento sob compressão. A equação (38) pode ser utilizada para determinar o coeficiente segurança para falha por esmagamento.

$$N_s = \frac{S_y}{\sigma_{m\acute{a}x}} \quad (38)$$

Ainda de acordo com Norton (2013, p.573) no caso em que o torque do eixo for variável com o tempo, então a falha por fadiga do eixo da chaveta em cisalhamento deverá ser considerada. Sendo necessário calcular as componentes média e alternante da tensão de cisalhamento e usá-las para calcular as tensões média e alternante de von Mises. Estas podem, então, ser usadas em um diagrama de Goodman modificado para encontrar o coeficiente de segurança através da equação (39).

$$N_f = \frac{1}{\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}} \quad (39)$$

2.6 ENGRENAGENS

São elementos mecânicos utilizados na transmissão de movimento rotativos entre eixos, compostos basicamente de rodas dentadas que se ligam a eixos. Sendo os quatros tipos principais de engrenagens: retas, helicoidais, cônicas e sem-fim. Atualmente as engrenagens são padronizadas, a American Gear Manufacturers Association (AGMA) publica padrões para seu projeto, manufatura e montagem.

As engrenagens operam aos pares, quando estão em contato chamamos de pinhão a menor delas e a maior de coroa ou simplesmente de engrenagem. A transmissão se dar através do contato entre os dentes, como são elementos rígidos, a transmissão deve atender a alguns requisitos, sendo o principal é que entre pontos em contato quando da transmissão do movimento não haja diferença de velocidades, o que poderia provocar perda de contato ou o travamento.

A lei fundamental de engrenamento, afirma que a razão de velocidade angular das engrenagens de um par de engrenagens deve manter-se constante durante o engrenamento (NORTON, 2013). A razão de velocidade angular m_v é determinada pela equação (40).

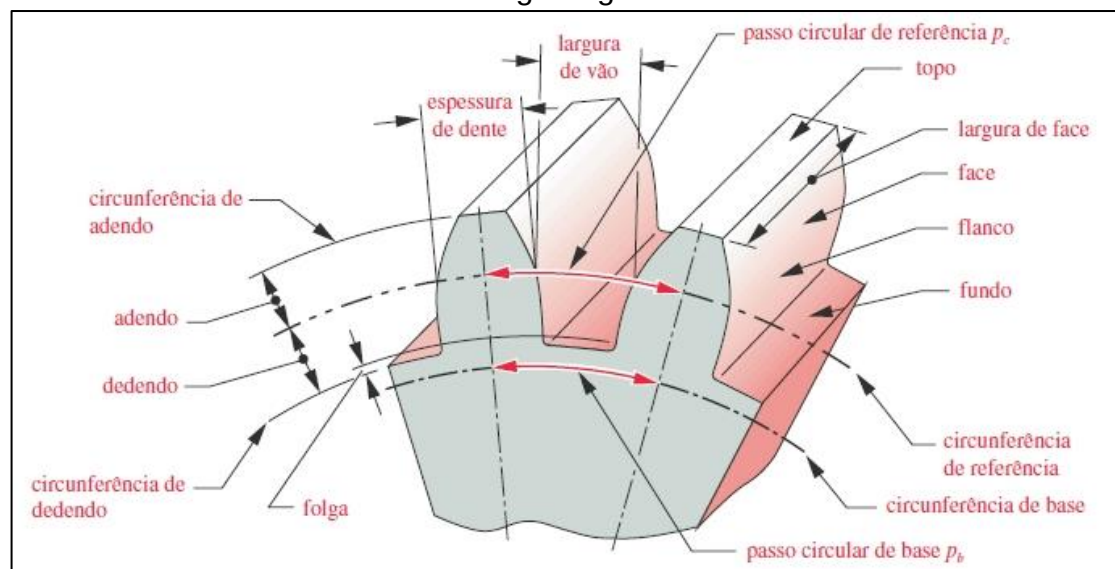
$$m_v = \frac{\omega_{ext}}{\omega_{int}} = \pm \frac{r_{int}}{r_{ext}} \quad (40)$$

Onde r_{int} e r_{ext} são, respectivamente, o raio de referencia da engrenagem de entrada e saída.

2.6.1 Engrenagens cilíndricas retas

A figura 12 mostra um par de dentes de engrenagens e as principais designações utilizadas em sua especificação e seu dimensionamento.

Figura 12 - Nomenclatura do dente de engrenagem.



Fonte: Norton, 2013, pg.690

Na figura 12, o adendo é definido como a altura do dente, distância entre o topo do dente e o círculo de referência (primitivo), o dedendo altura de pé do dente ambos medidos em relação a circunferência de referência. A espessura do dente é medida no círculo de referência, sendo que a largura de vão entre dentes é ligeiramente maior que a espessura do dente, e a diferença entre essas dimensões determinam a folga de engrenamento. A largura de face é medida ao longo do eixo da engrenagem. O passo circular é o comprimento do arco ao longo da

circunferência do círculo de referência medido de um ponto de um dente ao mesmo ponto no próximo dente (NORTON, 2013).

Pode-se analisar a geometria de engrenagens de duas maneiras que (JUNIOR, 2002) chama de sistemas de engrenagens: o sistema americano ou inglês, com diversas outras designações, e o sistema métrico. O primeiro usa como base a variável “Diametral Pitch” p_d calculado pela equação (41), que define o número de dentes por polegada do diâmetro primitivo d . O sistema métrico usa como base a variável módulo m determinada pela equação (42), que é a razão entre o diâmetro primitivo medido em mm e o número de dentes da engrenagem N .

$$p_d = \frac{N}{d} \quad (41)$$

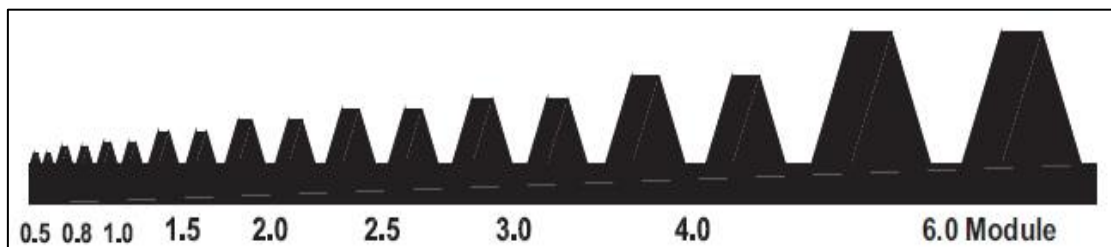
$$m = \frac{d}{N} \quad (42)$$

Cabe ressaltar que é possível trabalhar com a conversão entre esses dois sistemas, através da equação (43).

$$m = \frac{25,4}{p_d} \quad (43)$$

A figura 13 mostra a representação do tamanho dos dentes de engrenagens em função do módulo.

Figura 13 - Tamanho do dente de engrenagem em função do módulo.



Fonte: CHILDS, 2014, pg.327

Outra variável importante citada anteriormente o passo circular p_c , definido como a distância de um ponto em um dente para o ponto correspondente no dente adjacente medido ao longo do círculo de referência. (CHILDS, 2014). Sendo calculado por:

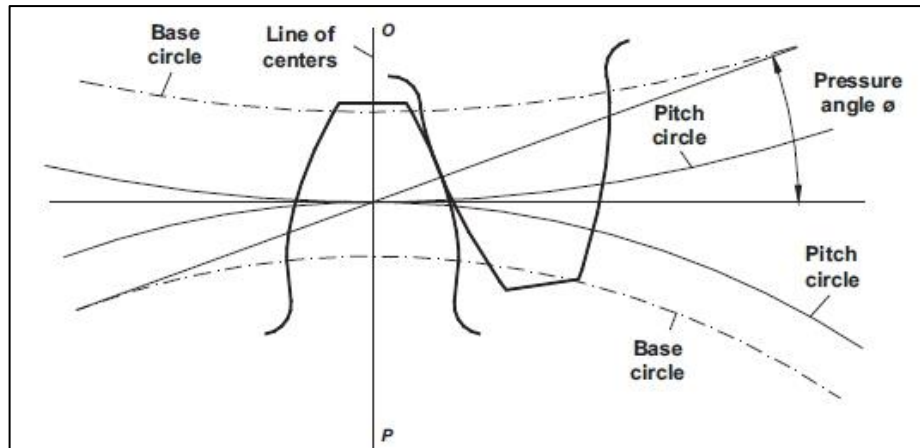
$$p_c = \frac{\pi d}{N} \quad (44)$$

O passo circular pode ser calculado ao longo da circunferência de base, sendo assim chamado de passo de base p_b (NORTON, 2013). Assim definido pela equação (45), onde ϕ é o ângulo de pressão.

$$p_b = p_c \cos \phi \quad (45)$$

A figura 14 mostra o ângulo de pressão, e a linha de centros que liga os eixos de rotação de um par de engrenagens. A linha de pressão é definida pelo ângulo de pressão, sendo que o vetor força resultante entre um par de engrenagens atua ao longo dessa linha (CHILDS, 2014).

Figura 14 - Ângulo de pressão e linha de pressão.



Fonte: CHILDS, PETER R.N, pg.328, 2014

Outra definição necessária é a razão de contato m_p que define o número médio de dentes em contato em qualquer momento, pode ser calculada por:

$$m_p = \frac{Z}{p_b} \quad (46)$$

Na equação (46), Z é o comprimento de ação que é calculado a partir da geometria da engrenagem e do pinhão:

$$Z = \sqrt{(r_p + a_p)^2 - (r_p \cos \phi)^2} + \sqrt{(r_g + a_g)^2 - (r_g \cos \phi)^2} - C \sin \phi \quad (47)$$

Na equação (47), r_p e r_g são os raios de referência do pinhão e da engrenagem, a_p e a_g os adendos do pinhão e engrenagem, C é a distância entre os centros.

Segundo Norton (pg.694, 2013), a razão de contato mínima para uma operação suave é de 1,2, sendo que, a maior parte dos engrenamentos de engrenagens retas terá razão de contato entre 1,4 e 2.

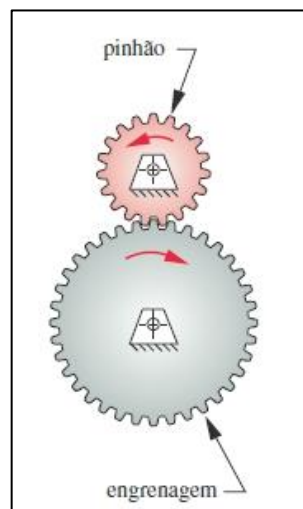
2.6.2 Trem de engrenagens

Um trem de engrenagens é uma sequência de várias engrenagens acopladas de tal forma que a velocidade de saída, o torque ou o sentido de rotação desejada são obtidos utilizando condições de entrada específicas (COLLINS, pg.498, 2006).

Um trem de engrenagem é qual quer conjunto de duas ou mais engrenagens acopladas, sendo a forma mais simples um par de engrenagens que usualmente esta limitada a uma razão de cerca de 10:1. Os trens de engrenagens podem ser classificados como simples, compostos ou epiciclos (NORTON, pg.696, 2013).

Em trem de engrenagens simples, cada eixo carrega somente uma única engrenagem um exemplo esta mostrado na figura 15. A razão de velocidade pode ser determinada pela equação (4), que pode ser calculada a partir do número de dentes das engrenagens.

Figura 15 - Trem simples de engrenagens



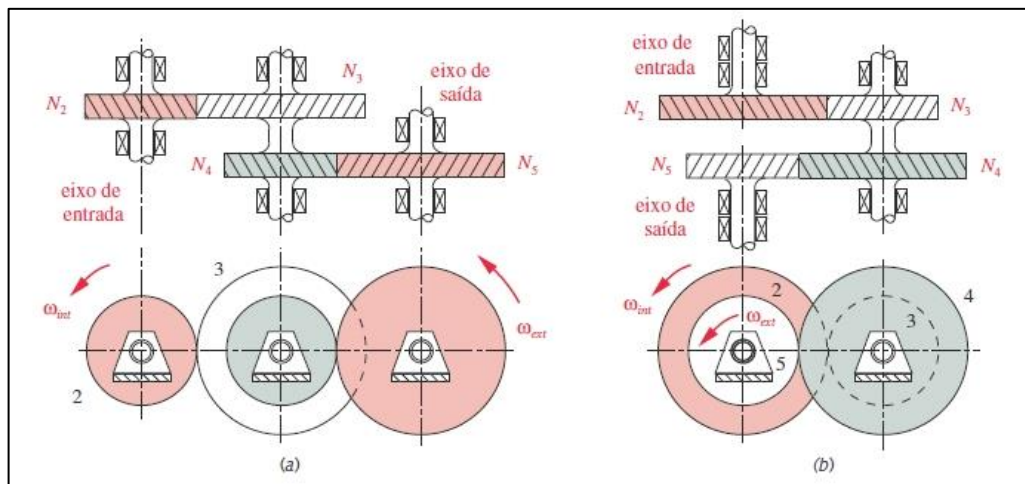
Fonte: Norton, 2013, pg.683

$$m_v = \frac{\omega_{ext}}{\omega_{int}} = \pm \frac{r_{int}}{r_{ext}} = \pm \frac{N_{int}}{N_{ext}} \quad (48)$$

De acordo com (NORTON, 2013), para um trem de engrenagens simples com mais de duas engrenagens a razão de velocidade do trem é sempre a razão da primeira engrenagem sobre a última, para um trem simples os efeitos numéricos de todas as engrenagens, exceto a primeira e a última se cancelam.

Para razões de velocidades é necessário utilizar um trem de engrenagem composto. Segundo Norton (2013, pag.697), em um trem composto, pelo menos um eixo tem mais do que uma engrenagem, este terá um arranjo paralelo ou serie-paralelo, em vez de conexões simples. A figura 16 mostra um trem de engrenagem composto, a razão de velocidade pode ser calculada pela equação (49).

Figura 16 - Trens de engrenagens compostos.



Fonte: Norton, 2013, p.697

$$m_v = \left(-\frac{N_2}{N_3}\right) \left(-\frac{N_4}{N_5}\right) \quad (49)$$

Pode-se utilizar a equação (49) generalizada para a determinação da razão de velocidade.

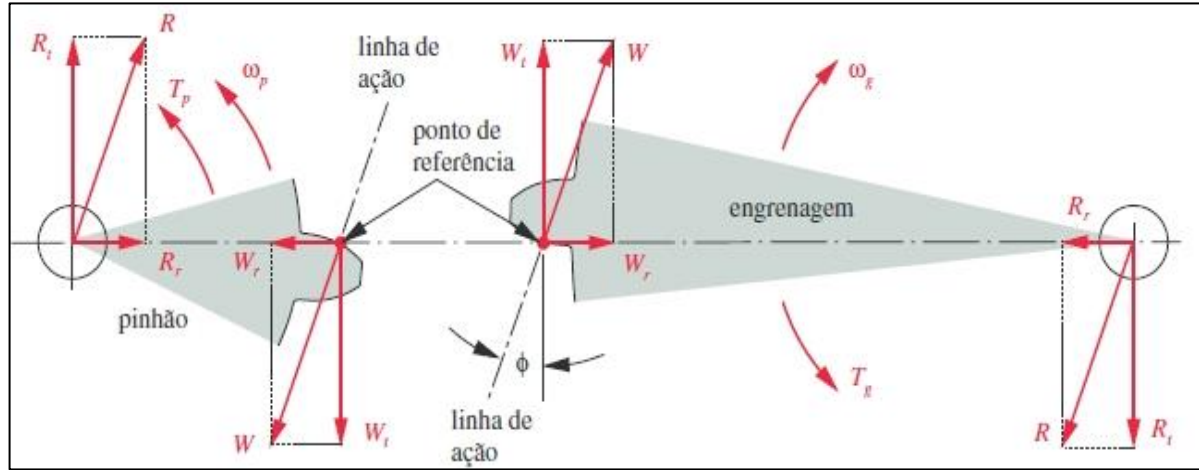
$$m_v = \pm \frac{\text{Produto do número de dentes das engrenagens motoras}}{\text{Produto do número de dentes das engrenagens movidas}} \quad (50)$$

2.6.3 Análise de forças em engrenagens cilíndricas de dentes retos

A figura 17 mostra um par de dentes de engrenagem, estes estão engrenados no ponto de referência, o torque T_p é transmitido do pinhão para engrenagem, a força W que atua ao longo da linha de ação no ângulo de pressão ϕ pode ser decomposta em duas componentes W_r , atuando na direção radial e W_t na direção

tangencial. A componente tangencial transmite a carga de uma engrenagem para outra (CHILDS, 2014).

Figura 17 - Forças no pinhão e engrenagem.



Fonte: Norton, 2013, p.706

A componente tangencial é determinada pela equação (51), onde T_p é o torque no eixo do pinhão, r_p o raio de referência do pinhão, d_p o diâmetro de referência do pinhão, N_p o número de dentes do pinhão e p_d o passo diametral do pinhão. E a componente radial pela equação (52).

$$F_t = \frac{T_p}{r_p} = \frac{2T_p}{d_p} = \frac{2p_d T_p}{N_p} \quad (51)$$

$$F_r = F_t \tan \phi \quad (52)$$

A resultante F_R é calculada pela equação (53).

$$F_R = \frac{F_t}{\cos \phi} \quad (53)$$

Dependendo da razão de contato, os dentes podem receber toda ou parte da carga W em qualquer localização da ponta do dente, sendo a pior situação quando W atua na ponta dos dentes. Mesmo que o torque T_p seja constante cada dente experimentará carregamentos repetidos à medida que este entrar em engrenamento, criando uma situação de fadiga de carregamento (NORTON, 2013, pg.707).

2.6.4 Tensões em engrenagens retas

Segundo (NORTON, 2013) há dois modos de falhas que afetam os dentes de engrenagem: fratura por fadiga devido às tensões variadas de flexão na raiz do dente e falha devido à fadiga superficial do dente. Destaque abaixo para os procedimentos recomendados pela AGMA.

A primeira equação para tensão de flexão em um dente de engrenagem foi desenvolvida por W. Lewis em 1882, o mesmo considerou o dente como uma viga em balanço com sua seção crítica na raiz, assim chegou-se a equação que é conhecida como equação de Lewis, que não é mais usada em sua forma original, sendo substituída por uma versão mais moderna definida pela AGMA. (NORTON, 2013)

$$\sigma_b = \frac{F_t p_d}{LY} \quad (54)$$

Na equação acima L é a largura de face e Y é um fator adimensional da geometria conhecido como fator de Lewis.

De acordo com Norton (2013, p.709) a equação de tensões de flexão da AGMA como definida no Padrão 2001-B88 da AGMA é válida somente para certas hipóteses a respeito do dente e da geometria de engrenamento:

- A razão de contato está entre 1 e 2;
- Não há interferência entre as pontas e os filetes de raiz dos dentes acoplados

e não há adelgaçamento dos dentes abaixo do início teórico do perfil ativo;

- Nenhum dente é pontudo;
- A folga de engrenamento não é nula;
- Os filetes da raiz são padronizados, supõe-se que sejam suaves, e são produzidos por um processo de geração;
- As forças de atrito são desprezadas.

A equação das tensões de flexões da AGMA tem como essência a equação de Lewis com um fator de geometria J , e os fatores K são modificadores que levam em conta diversas situações.

$$\sigma_b = \frac{F_t}{L m J} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I \quad (55)$$

Ainda segundo Norton (2013, p.710), O fator geométrico J pode ser calculado por um algoritmo complicado definido na Norma 908-B89 da AGMA. A mesma também fornece tabelas dos fatores J para dentes padronizados as tabelas 2-A e 3-A no anexo A mostra valores para fator geométrico J .

Outro fator, o de velocidade ou fator dinâmico K_v , que de acordo com Norton (2013), levar em conta um aumento de carga em razão da velocidade, que produz cargas de vibrações geradas pelo contato dos dentes.

Já Childs (2014), o fator K_v é usado quando a carga é entregue aos dentes com algum grau de impacto. Para Junior (2012), este fator leva em consideração o efeito de tolerâncias de fabricação nos choques entre os dentes, dependendo da forma de fabricação e da ferramenta utilizada.

A AGMA prevê curvas empíricas para K_v como função da velocidade V_t da linha de passo. A figura 3-A, no anexo A, mostra algumas dessas curvas, que variam com o índice de qualidade Q_v do engrenamento. O fator dinâmico K_v pode ser determinado pela equação (56).

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200V_t}} \right)^B \quad (56)$$

Os fatores A e B são determinados pelas equações (57) e (58), respectivamente.

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (57)$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{\frac{2}{3}}}{4} \quad \text{para } 6 \leq Q_v \leq 11 \quad (58)$$

Segundo Norton (2013, p.714), os valores terminais de V_t para cada curva pode ser calculadas a partir da equação (59).

$$V_{t\max} = \frac{[A + (Q_v - 3)]^2}{200} \quad (59)$$

Para valores de $Q_v \leq 5$, o fator dinâmico K_v é determinado pela equação (60).

$$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{200V_t}} \quad (60)$$

O fator de distribuição de carga K_m , segundo a AGMA (2001, D04 p.17) é aplicado para levar em conta a distribuição não uniforme de carga ao longo da linha de contato, essa distribuição não uniforme de carga é causada e dependente das seguintes influências:

- Variação devido o processo de fabricação;
- Variações de montagem da engrenagem instalada;
- Desvios devidos as carga aplicadas;
- Distorções devido a feitos térmicos e centrífugos.

Assim o fator K_m é utilizado para levar em conta a distribuição desuniforme de carga sobre a largura de face do dente da engrenagem. Norton (2013, p.715) sugere manter a largura de face L dentro dos limites $8/p_d < L < 16/p_d$, com um valor nominal de $12/p_d$ chamado de fator de largura de face. Alguns valores de K_m são mostrados na tabela 1.

Tabela 1 - Fatores de distribuição de carga K_m .

Largura de Face		
in	(mm)	K_m
< 2	50	1,6
6	150	1,7
9	250	1,8
≥ 20	500	2,0

Fonte: Adaptada de Norton, 2013

Já o fator de aplicação de carga K_a é utilizado devido às cargas dinâmicas que provocam um aumento no carregamento sentido pelos dentes. De acordo com Norton (2013, p.715) é aplicado para aumentar a tensão no dente baseado no “impacto” das máquinas conectadas ao trem de engrenagens. A Tabela 2 mostra alguns valores sugeridos pela AGMA para K_a .

Tabela 2 - Fator K_a baseados nos níveis supostos de carregamento de impacto nos dispositivos motores e movido.

Máquina Movida			
Máquina motora	Uniforme	Choque moderado	Choque Severo
Uniforme (motor elétrico)	1,00	1,25	1,75 ou mais
Choque leve (motor multicilindros)	1,25	1,50	2,00 ou mais
Choque médio (motor de um único cilindro)	1,50	1,75	2,25 ou mais

Fonte: Adaptada Norton, 2013

O fator de tamanho K_s permite uma modificação da tensão no dente. Segundo Norton (2013) a AGMA não estabeleceu ainda normas para os fatores de tamanho e recomenda que K_s seja igualado a 1, podendo ser utilizados valores maiores desde que o projetista deseje aumentar seu valor para levar em conta situações particulares.

O fator de borda K_B , segundo Norton (2013, p.716) foi adicionado recentemente pela AGMA para levar em conta situações em que engrenagens de diâmetro maior, feita com anel ou catraca em vez de disco sólido, tenham uma profundidade de borda fina em comparação com a profundidade de disco. Tais engrenagens podem falhar com uma fratura radial atravessando a borda em vez da raiz do dente. A AGMA define K_B através da equação (61) para $0,5 \leq m_B \leq 1,2$, e da equação (62) para $m_B > 1,2$.

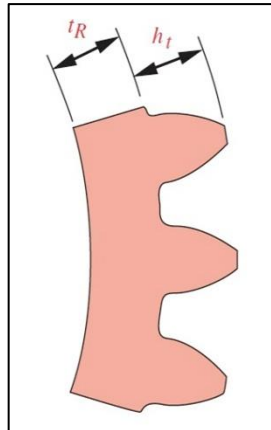
$$K_B = -2m_B + 3,4 \quad (61)$$

$$K_B = 1,0 \quad (62)$$

Nas equações acima, m_B é definido como razão de recuo, definida pela equação (63), onde t_R é a espessura da borda e h_t profundidade do dente, como mostra a figura 18.

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} \quad (63)$$

Figura 18 - Parâmetros para o fator de borda K_B .



Fonte: Norton, 2013, p. 716

Para levar em consideração situações em que uma engrenagem intermediária esta sujeita a mais ciclos de tensão por unidade de tempo e cargas alternas de maior magnitude que as engrenagens engrenadas. Define-se um fator K_f denominado fator de ciclo, igual a 1,42 para engrenagem intermediária e a 1,0 para uma engrenagem não solta (NORTON, 2013).

2.6.5 Tensões superficiais

Um modo de falha que afetam os dentes de engrenagem é a falha das superfícies dos mesmos, comumente chamada de desgaste. Shigley (2011, p. 749) destaca como modos de falha superficiais o catrramento que é uma falha por fadiga superficial causada por muitas repetições de tensões elevadas de contato. Outras formas de falha superficial incluem estriação e abrasão.

Dentes acoplados de engrenagem têm uma combinação de rolamento e escorregamento em suas interfaces. As tensões no dente são tensões Hertzianas de contato dinâmicas em combinação com rolamento e deslizamento. Essas tensões são tridimensionais e têm valores pico na superfície ou ligeiramente abaixo dela (NORTON 2013).

As tensões de superfície nos dentes de engrenagem foram investigadas pela primeira vez de uma maneira sistemática por Buckingham, levando ao desenvolvimento de uma equação para tensões de superfície em dentes de engrenagem conhecida como a equação de Buckingham, e que serve como base para a fórmula de resistência à crateração da AGMA (NORTON, 2013).

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t}{L I_s d} \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_f} \quad (64)$$

Os fatores C_a , C_m , C_v e C_s são iguais aos fatores K_a , K_m , K_v e K_s , respectivamente, definidos anteriormente, já os fatores I_s , C_p e C_f serão definidos a seguir.

Fator geométrico de superfície I_s é definido pela AGMA-908-B89 (1989, pg.7) pela equação (65).

$$I_s = \frac{\cos \phi}{\left(\frac{1}{\rho_p} \pm \frac{1}{\rho_g}\right) d_p} \quad (65)$$

Este fator levar em consideração os raios de curvatura dos dentes da engrenagem e o ângulo de pressão, assim ρ_p e ρ_g são respectivamente os raios de curvatura do pinhão e engrenagem e d_p o diâmetro de referência do pinhão. Os raios são calculados a partir da geometria de engrenamento pelas equações (66) e (67) respectivamente.

$$\rho_p = \sqrt{\left(r_p + \frac{1 + x_p}{p_d}\right)^2 - (r_p \cos \phi)^2} - \frac{\pi}{p_d} \cos \phi \quad (66)$$

$$\rho_g = C \sin \phi \mp \rho_p \quad (67)$$

Onde r_p é raio de referência do pinhão, x_p é o coeficiente do adendo do pinhão que, segundo NORTON (2013, pg. 719), é igual à porcentagem decimal do alongamento do adendo para dentes de adendos desiguais. Para dentes padronizados, de profundidade completa, $x_p = 0$. Para adendos de dentes alongados 25%, $x_p = 0,25$ etc., e C é a distância entre os centros do pinhão e engrenagem.

O coeficiente elástico C_p leva em conta as diferenças entre os materiais dos dentes das engrenagens sendo determinado por:

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\left(\frac{1 - \nu_p^2}{E_p} \right) + \left(\frac{1 - \nu_g^2}{E_g} \right) \right]}} \quad (68)$$

Na equação (68), E_p e E_g são os módulos de elasticidade para o pinhão e engrenagem respectivamente, e ν_p e ν_g são os respectivos coeficientes de Poisson. A Tabela 3 mostra alguns valores de C_p para combinações de materiais comuns de pinhão e engrenagem.

Tabela 3 - Valores de coeficiente C_p da AGMA para valores de $\nu = 0,3$.

Material pinhão	E_p psi (MPa)	Material da engrenagem					
		Aço	Ferro maleável	Ferro nodular	Ferro fundido	Alumínio bronze	Estanho bronze
Aço	30E6 (2E5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Ferro maleável	25E6 (1,7E5)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Ferro nodular	24E6 (1,7E5)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Ferro fundido	22E6 (1,5E5)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Alumínio bronze	17,5E6 (1,2E5)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Estanho bronze	16E6 (1,1E5)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Fonte: Adaptada de Norton, 2013

O Coeficiente de acabamento superficial C_f leva em conta os acabamentos na superfície dos dentes das engrenagens. De acordo com Norton (pg.719, 2013), a AGMA não estabeleceu ainda normas para os fatores de acabamento superficial e recomenda que C_f seja posto igual a 1.

2.6.6 Resistências à fadiga de flexão da AGMA para materiais de engrenagem

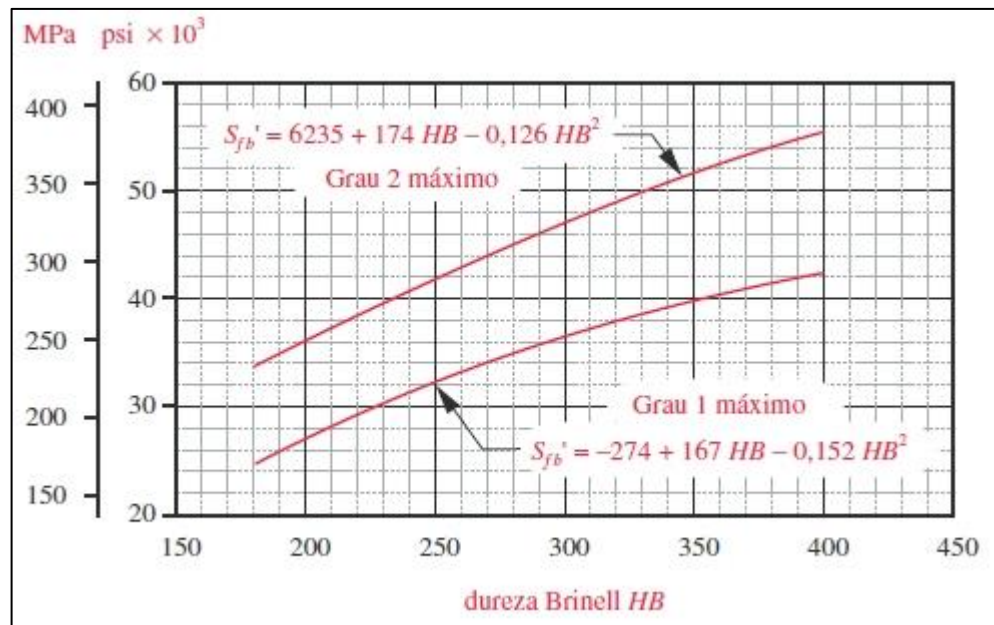
Norton (2013) afirma que os valores publicados pela AGMA para resistência à fadiga por flexão e fadiga de superfície são valores parcialmente corretos de resistências à fadiga, já que foram gerados com peças apropriadamente dimensionadas tendo as mesmas características que as engrenagens a serem projetadas.

A resistência à fadiga de flexão S_{fb} das engrenagens é determinada pela equação (69).

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb}' \quad (69)$$

Na equação (69), S_{fb}' é a resistência à fadiga de flexão publicada pela AGMA, sendo estimada pela curva da figura 19. A equação (69) fornece valores de resistência à fadiga corrigida S_{fb} , e os fatores K_L , K_T e K_R são modificadores para levar em conta condições diversas.

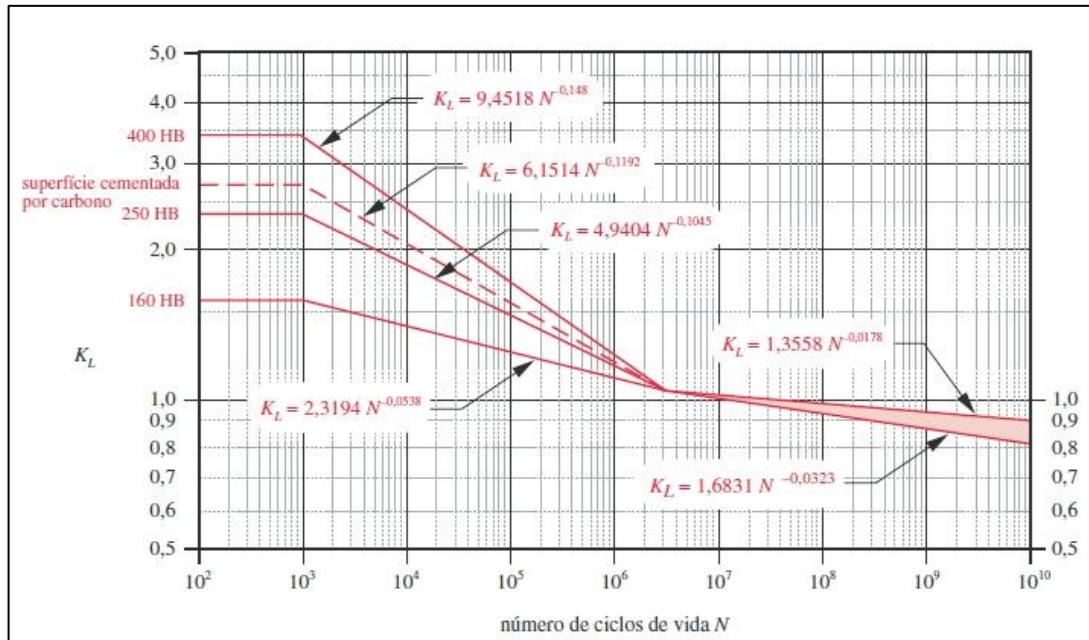
Figura 19 - Resistências à fadiga de flexão S_{fb}' da AGMA para aços.



Fonte: Norton, 2013, p.727

Como os valores da resistência à fadiga de flexão da AGMA estão todos expressos para 5×10^7 ciclos de tensão repetida e para 99% de nível de confiabilidade, os dados experimentais são para uma vida 10^7 ciclos. Um ciclo de vida menor ou mais longo requererá modificações na resistência à fadiga de flexão baseado na relação $S-N$ do material, sendo necessário à inserção de um fator denominado fator de vida K_L (NORTON, 2013). A figura 20 mostra as resistências e as equações das curvas aproximadas para linha $S-N$, usadas para calcular o fator K_L .

Figura 20- Fator de vida K_L para resistência a flexão da AGMA.



Fonte: Norton, 2013, p.725

O fator de Temperatura K_T é determinado a partir da temperatura da engrenagem, essa temperatura é razoavelmente a do lubrificante (NORTON, 2013, pg.724) para aços em óleos com temperatura até 250 °F o valor de K_T pode ser igual a 1, para valores maiores de temperatura pode ser estimado pela equação 68, onde a temperatura T_F é a temperatura do óleo é dada em °F.

$$K_T = \frac{460 + T_F}{620} \quad (70)$$

O fator de confiabilidade K_R pode ser definido como um dos valores da Tabela 4.

Tabela 4 - Fator de confiabilidade K_R da AGMA.

Confiabilidade (%)	K_R
90	0,85
99	1,00
99,9	1,15
99,99	1,50

Fonte: Adaptada de Norton, 2013

A figura 4-A, no anexo A, mostra as resistências à fadiga de flexão segundo a AGMA para materiais usados comumente para engrenagens.

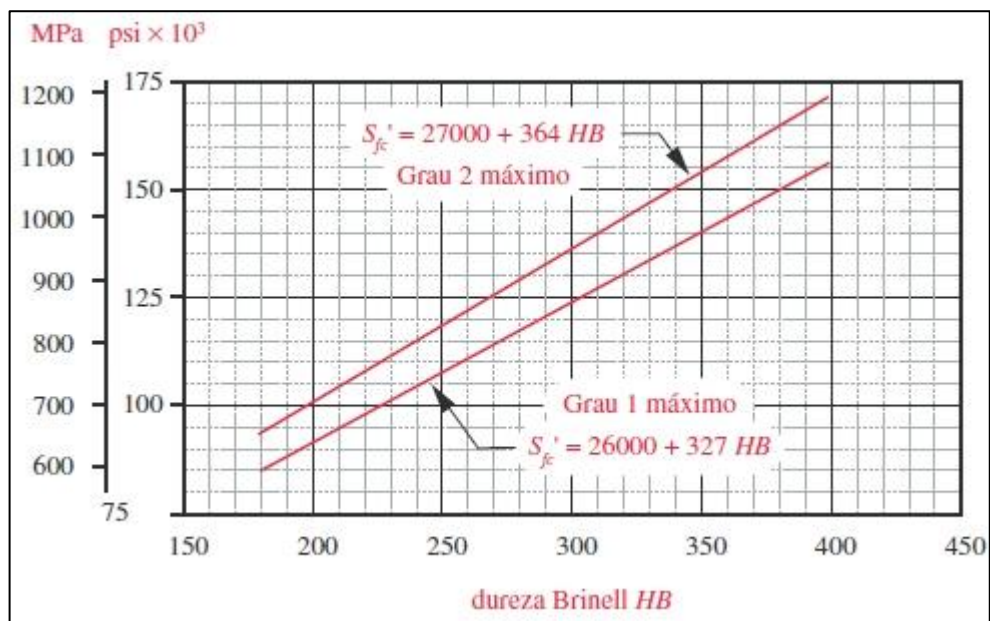
2.6.7 Resistências à fadiga de superfície da AGMA para materiais de engrenagem

De acordo com Norton (2013) há quatro fatores de correção que necessitam ser aplicados aos valores publicados pela AGMA a fim de obter a resistência à fadiga de superfície corrigida para engrenagens S_{fc} .

$$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc}' \quad (71)$$

A resistência à fadiga de superfície S_{fc}' publicada pela AGMA pode ser estimada através da curva da figura 21. Os fatores modificadores C_T e C_R são idênticos aos K_T e K_R respectivamente.

Figura 21 - Resistências à fadiga de superfície S_{fc}' da AGMA para aços.

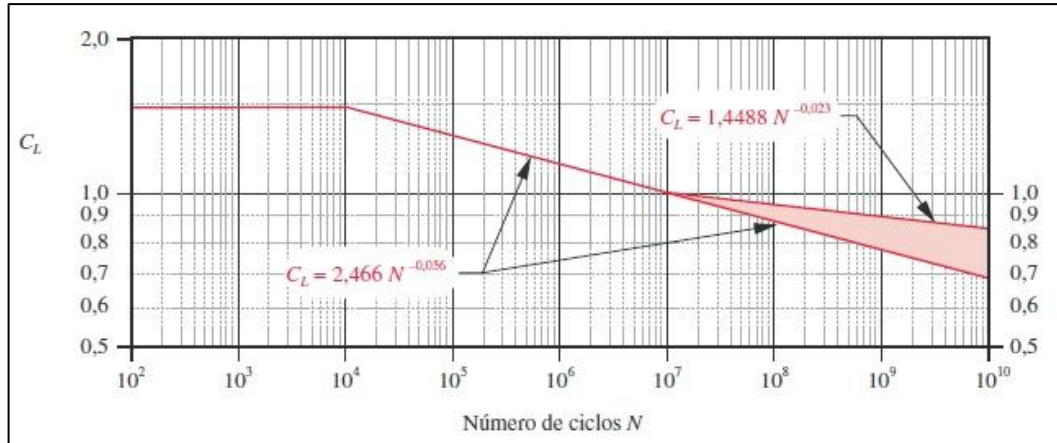


Fonte: Norton, 2013, p.729

A figura 5-A, no anexo A, apresenta valores publicados pela AGMA, para resistência a fadiga de superfície para materiais de engrenagem.

O fator de vida de superfície C_L , segundo Norton (2013, p.726) tem o mesmo propósito que K_L , mas refere-se a um diagrama S-N diferente. A Figura 22 mostra as curvas S-N e as equações de aproximação usadas para calcular o fator apropriado C_L .

Figura 22 - Fator de vida C_L de resistência à fadiga de superfície da AGMA.



Fonte: Norton, 2013, p,727

O fator de razão de Dureza C_H leva em conta situações nas quais os dentes do pinhão são mais duros que os dentes de engrenagem. Segundo Norton (2013), este fator é uma função da razão de engrenamento e da dureza relativa do pinhão e engrenagem atuando para endurecer as superfícies do dente da engrenagem quando em funcionamento, sendo aplicado somente para resistência do dente da engrenagem.

Há duas formulas sugerida pela AGMA para o cálculo de C_H depende da dureza relativa dos dentes do pinhão e da engrenagem (Norton, 2013). A equação (72) mostra uma das maneiras de determina o fator de razão de dureza.

$$C_H = 1 + A(m_G - 1) \quad (72)$$

Na equação (72), m_G é a razão de engrenamento e A é encontrado pelas equações (73), (74) ou (75).

$$\text{Se } \frac{HB_p}{HB_g} < 1,2, \text{ então } A=0 \quad (73)$$

$$\text{Se } 1,2 \leq \frac{HB_p}{HB_g} \leq 1,7, \text{ então } A = 0,00898 \frac{HB_p}{HB_g} - 0,00829 \quad (74)$$

$$\text{Se } 1,2 \leq \frac{HB_p}{HB_g} \leq 1,7, \text{ então } A = 0,00898 \frac{HB_p}{HB_g} - 0,00829 \quad (75)$$

Nas equações acima, HB_p e HB_g são respectivamente as durezas Brinell do pinhão e da engrenagem.

Após a determinação dos valores de resistências à fadiga corrigida é possível determinar os coeficientes de segurança contra falhas de flexão e de superfície através das equações (76) e (77), respectivamente.

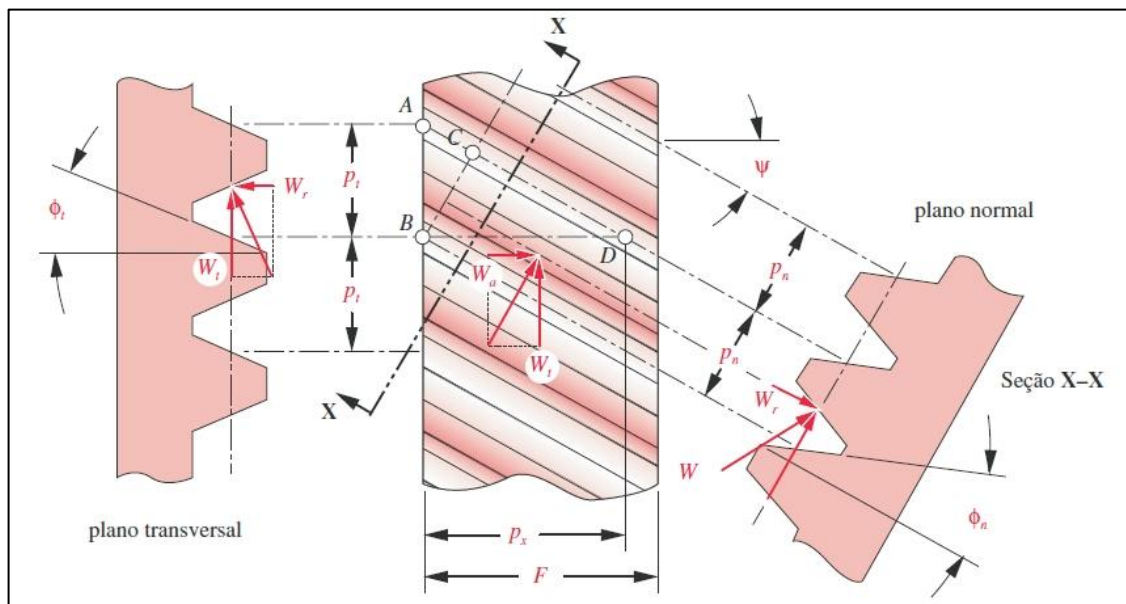
$$N_b = \frac{S_{fb}}{\sigma_b} \quad (76)$$

$$N_c = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma_c} \right)^2 \quad (77)$$

2.7 Engrenagens helicoidais

São similares as engrenagens de dentes retos, diferenciando-se pelos seus dentes que são inclinados em relação ao eixo de rotação por ângulo de hélice (NORTON, 2013). A terminologia para descrever as características das engrenagens helicoidais é basicamente a mesma das engrenagens de dentes retos, contudo por causa dos dentes inclinados, são necessários alguns parâmetros para descrever certos aspectos das engrenagens de dentes helicoidais. A Figura 23 mostra a geometria da engrenagem helicoidal.

Figura 23 - Geometria da engrenagem helicoidal.



Fonte: Norton, 2013, p.750

Os parâmetros a serem definidos para engrenagens helicoidais são relacionados aos ângulos e distâncias medidas nos planos transversal, normal e axial. Sendo o passo circular transversal p_t e o ângulo de pressão transversal ϕ_t medidos sobre o plano transversal, o passo circular normal p_n e o ângulo de pressão normal ϕ_n são medidos sobre o plano normal e o passo axial é medido sobre o plano axial.

Do triângulo ABC e BCD da figura 23, determinam-se o passo transversal e o passo axial respectivamente pelas equações (78) e (79).

$$p_t = \frac{p_n}{\cos \phi} \quad (78)$$

$$p_x = \frac{p_n}{\sin \psi} \quad (79)$$

2.7.1 Forças em engrenagens helicoidais

As forças atuantes em engrenagens helicoidais são mostradas na figura 23. A resultante W atua em um ângulo composto definido pela combinação do ângulo de pressão ϕ e o ângulo de hélice ψ . A força tangencial durante o acoplamento pode ser encontrada através do torque aplicado à engrenagem.

$$F_t = \frac{T_p}{r_p} \quad (80)$$

Na equação (80), F_t é força tangencial no dente da engrenagem, T_p é o torque aplicado à engrenagem e r_p raio de referência da engrenagem.

Além da componente radial F_r , existe também uma componente axial F_a , que tende a separar as engrenagens axialmente. As componentes das forças em um engrenamento helicoidal são determinadas através das equações abaixo:

$$F_r = W_t \tan \phi \quad (81)$$

$$F_a = W_t \tan \psi \quad (82)$$

A resultante das forças F_R é a força total no dente da engrenagem, determinada pela equação (83) e ϕ_n ângulo de pressão normal.

$$F_R = \frac{F_t}{\cos \psi \cos \phi_n} \quad (83)$$

Segundo Norton (2013), as engrenagens helicoidais apresentam dentes mais fortes em relação às engrenagens de dentes retos, visto que a componente da força que transmite o torque W_t está no plano transversal e o tamanho dos dentes é definido no plano normal.

A razão de contato para engrenagens retas m_p é a mesma pra engrenagens helicoidais, sendo que o ângulo de hélice introduz uma nova razão chamada de razão de contato axial m_f , determinada pela Equação (84), que indica o grau de entrelaçamento helicoidal no engrenamento, é definida pelo quociente da largura de face L e o passo axial p_x .

$$m_f = \frac{L}{p_x} = \frac{L p_d \tan \psi}{\pi} \quad (84)$$

2.7.2 Tensões em engrenagens helicoidais

As abordagens utilizadas pela AGMA para a determinação de tensões de flexão e tensão de superfície em engrenagens de dentes retos são usadas para engrenagens helicoidais, com pequenos ajustes para serem consideradas as diferenças geométricas. Assim, a tensão no dente devido à flexão σ_b nas engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais, é determinada pela equação (85), segundo US, e pela equação (86), conforme o SI.

$$\sigma_b = \frac{F_t p_d}{L J} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I \quad (85)$$

$$\sigma_b = \frac{F_t}{L m J} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I \quad (86)$$

A tensão superficial σ_c é determinada pela equação (87).

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t}{L I_s d} \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_f} \quad (87)$$

Sendo que as diferenças na aplicação para engrenagens helicoidais envolvem os fatores geométricos I_s e J . Alguns valores de J para combinações de ângulo de hélice, ângulo de pressão e razão de adendo são apresentados nas tabelas 5 e 6 abaixo. É possível encontrar mais combinações na norma.

Tabela 5 - Fator geométrico de flexão J da AGMA para $\phi = 20^\circ$, $\psi = 10^\circ$ dentes de profundidade completa com carregamento na ponta.

Dentes da engrenagem	Dentes do pinhão															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12	U	U														
14	U	U	U	U												
17	U	U	U	U	U	U										
21	U	U	U	U	U	U	0,46	0,46								
26	U	U	U	U	U	U	0,47	0,49	0,49	0,49						
35	U	U	U	U	U	U	0,48	0,52	0,50	0,53	0,54	0,54				
55	U	U	U	U	U	U	0,49	0,55	0,52	0,56	0,55	0,57	0,59	0,59		
135	U	U	U	U	U	U	0,50	0,60	0,53	0,61	0,57	0,62	0,60	0,63	0,65	0,65

Fonte: Norton, 2013, p.754

Tabela 6 - Fator geométrico de flexão J da AGMA para $\phi = 20^\circ$, $\psi = 20^\circ$ dentes de profundidade completa com carregamento na ponta.

Dentes da engrenagem	Dentes do pinhão															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12	U	U														
14	U	U	U	U												
17	U	U	U	U	0,44	0,44										
21	U	U	U	U	0,45	0,46	0,47	0,47								
26	U	U	U	U	0,45	0,49	0,48	0,49	0,50	0,50						
35	U	U	U	U	0,46	0,51	0,49	0,52	0,51	0,53	0,54	0,54				
55	U	U	U	U	0,47	0,54	0,50	0,55	0,52	0,56	0,55	0,57	0,58	0,58		
135	U	U	U	U	0,48	0,58	0,51	0,59	0,54	0,60	0,57	0,61	0,60	0,62	0,64	0,64

Fonte: Norton, 2013, p.754

Para a determinação do fator geométrico I_s , faz-se necessário à inclusão de um termo adicional m_N , que é a razão da divisão de carga, dado pela equação (88).

$$m_N = \frac{L}{L_{min}} \quad (88)$$

Na Equação (88), F como citado anteriormente, é a largura de face, e L_{min} é o comprimento mínimo das linhas de contato, segundo Norton (2013), seu calculo requer vários passos e depende da razão de contato transversal m_p e da razão de contato axial m_f .

Considerando n_r como a parte fracional de m_p e n_a como a parte fracional de m_f , determina-se L_{min} :

$$\text{Se } n_a \leq 1 - n_r, \text{ então } L_{min} = \frac{m_p^{F-n_a n_r p_x}}{\cos \psi_b} \quad (89)$$

$$\text{Se } n_a > 1 - n_r, \text{ então } L_{min} = \frac{m_p^{F-(1-n_a)(1-n_r)p_x}}{\cos \psi_b} \quad (90)$$

Nas equações (89) e (90), ψ_b é o ângulo de hélice de base que é determinado por:

$$\psi_b = \cos^{-1}(\cos \psi \frac{\cos \phi_n}{\cos \phi}) \quad (91)$$

E a razão de contato transversal m_p para um engrenamento é determinado por:

$$m_p = \frac{p_d Z}{\pi \cos \phi} \quad (92)$$

Com isso podemos determinar o fator geométrico I :

$$I_s = \frac{\cos \phi}{\left(\frac{1}{\rho_p} \pm \frac{1}{\rho_g}\right) d_p m_N} \quad (93)$$

Na equação (93), ϕ é o ângulo de pressão e d_p é o diâmetro de referência do pinhão, sendo ρ_p e ρ_g , respectivamente, os raios de curvaturas dos dentes do pinhão e da engrenagem, e determinados por:

$$\rho_p = \sqrt{\{0,5[(r_p + a_p) \pm (C - r_g - a_g)]\}^2 - (r_p \cos \phi)^2} \quad (94)$$

$$\rho_g = C \sin \phi \mp \rho_p \quad (95)$$

Nas equações acima, r_p e a_p são, respectivamente, o raio de referência e o adendo do pinhão, e r_g e a_g são, respectivamente, o raio de referência e o adendo da engrenagem.

Após determinada a tensão de flexão e a tensão superficial, os coeficientes de segurança são determinados do mesmo modo para engrenagens de dentes retos para cada engrenagem através das equações (76) e (77).

3 ANÁLISE DE RESISTÊNCIA DA CAIXA DE TRANSMISSÃO

Para análise de resistência dos principais elementos de uma caixa de transmissão de um veículo BAJA, optou-se por utilizar parâmetros de configurações anteriores determinados pela equipe IFPI-BAJA. Inicialmente foram selecionados dados referentes à configuração do motor utilizado pela equipe como mostra a tabela 7.

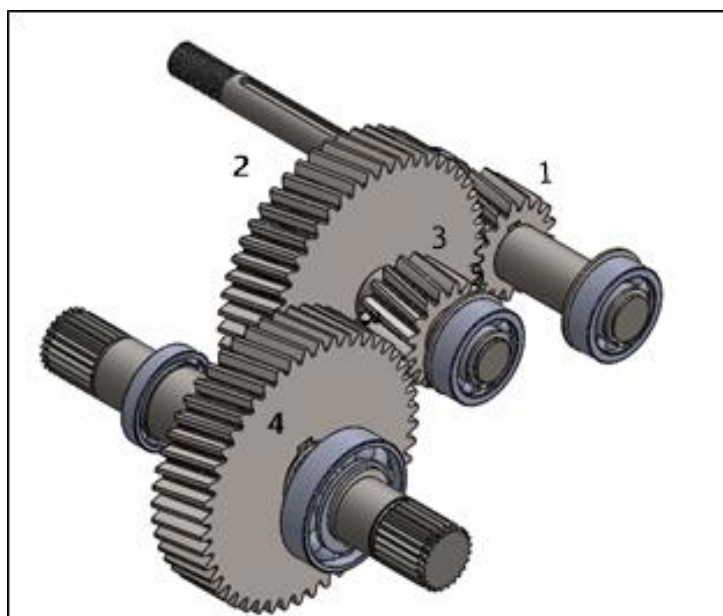
Tabela 7 - Parâmetros do motor utilizado.

Configurações do Motor	
Potência Máxima	10 HP
Rotação Máxima	400 RPM
Torque Máximo	18,6 N.m
Diâmetro da Polia Motora	152,4 mm
Diâmetro da Polia Movida	203,2 mm

Fonte: O autor

Além das configurações do motor, também foi utilizado dados da caixa de transmissão do veículo Baja. A Figura 24 mostra detalhes dos componentes da caixa de transmissão composta por um trem de engrenagem composto em dois estágios. As engrenagens são cilíndricas de dentes helicoidais.

Figura 24 - Disposição dos principais elementos da caixa de transmissão.



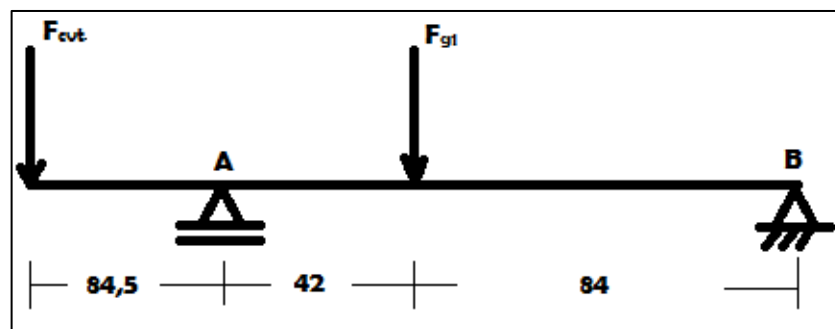
Fonte: O autor

3.1 ANÁLISE DE RESISTÊNCIA DOS EIXOS

Para a análise de resistência dos eixos, foram utilizados os valores de torque em cada parte da árvore de transmissão, e das forças devido cada par de engrenagens.

Com o conhecimento do torque bem como das forças transmitidas pelas engrenagens para cada eixo foi possível a construção do diagrama de esforços, representado na figura 25 e com a utilização do ftool calcular os esforços atuantes em cada eixo, bem como a determinação do momento máximo atuando em cada eixo. A figura 25 mostra a representação no ftool do eixo 1.

Figura 25 – Representação do eixo 1 no ftool



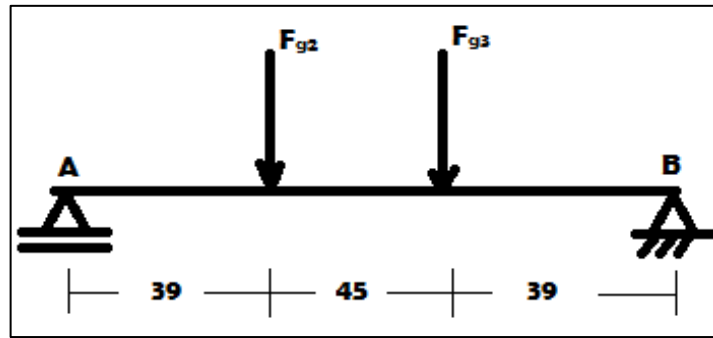
Fonte: IFPI BAJA, 2013

Como os eixos estão sujeitos a forças tangencial, radial e axial para a determinação do momento máximo atuante em cada parte do eixo foi necessário encontrar os valores de momento para cada plano e por fim determinar o momento máximo a partir da equação (96).

$$M_{\max} \sqrt{(M_{xz})^2 + (M_{yz})^2} \quad (96)$$

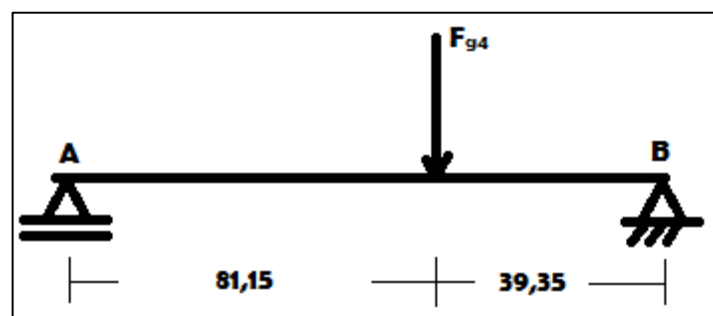
Cabe ressaltar que o mesmo diagrama da figura 26 foi determinado para cada eixo como mostra as figuras 27 e 28.

Figura 27 - Representação do eixo 2 no ftool.



Fonte: IFPI BAJA, 2013

Figura 28 - Representação eixo 3 no ftool.



Fonte: IFPI BAJA, 2013

Como o conhecimento dos diâmetros dos eixos e dos momentos atuantes em cada um, utilizando a abordagem da AGMA através da equação (31), foi possível verificar o coeficiente de Segurança para cada eixo.

Cabe ressaltar que para a utilização da equação (31) foi necessário à determinação dos fatores de concentração de fadiga K_f e K_{fsm} , para isso foi considerando valores de K_t para degrau em flexão de 3,5, para torção dois e para chavetas um valor de K_t igual a quatro. A tabela 4-A, no anexo A, mostra os valores dos coeficientes para cada eixo.

Após determinado os valores de coeficientes de fadiga, bem com os valores dos momentos e torque em cada eixo foi possível obter os valores de coeficientes de segurança para cada diâmetro dos eixos como mostra a tabela 9.

Tabela 9 – Valores de coeficientes de Segurança para cada Eixo

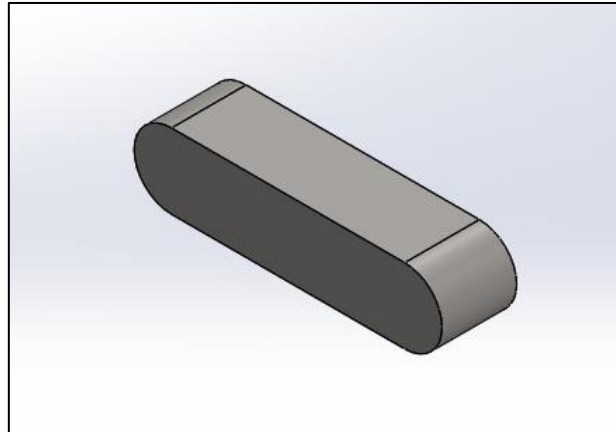
	Eixo I	Eixo II	Eixo III
N_{f1}	1,2	N_{f1} 1,49	N_{f1} 1,4
N_{f2}	1,95	N_{f2} 2,1	N_{f2} 1,45
N_{f3}	2,91	N_{f3} 2,84	N_{f3} 1,5

Fonte: O autor

3.2 ANÁLISE DE RESISTÊNCIA DAS CHAVETAS

O modelo de chaveta analisada é mostrado na figura 29, a mesma é igual para cada engrenagem e possui 8 mm de largura e 33 mm de comprimento.

Figura 29 – Modelo de chaveta



Fonte: O autor

A tabela 10 mostra as propriedades das chavetas: material, resistência e áreas.

Tabela 10 – Propriedades da chaveta

Propriedades da Chaveta	
Material	Aço 1045
S_e	235,2 Mpa
S_{ut}	560 Mpa
S_y	310 Mpa
A_{esm}	200 mm ²
A_{cis}	264 mm ²

Fonte: O autor

Inicialmente determinou-se o valor das forças e tensões alternada e média para cada chaveta para poder determinar o coeficiente de segurança para fadiga de cisalhamento pela equação (39), já o coeficiente de segurança para falha de esmagamento foi determinado pela equação (38) na qual foi usado o valor máximo da força na chaveta. A tabela 11 mostra os valores dos coeficientes de segurança para cada chaveta.

Tabela 11 – Coeficientes de Segurança para chavetas

Coeficientes de segurança para as chavetas		
Chavetas	Fadiga de cisalhamento (N_f)	Falha de esmagamento (N_s)
1	4,67	5,62
2	1,8	3,39
3	1,62	1,99
4	1,39	1,0

Fonte: O autor

3.3 ANÁLISE DE RESISTÊNCIA DAS ENGRENAGENS

Para análise de resistência das engrenagens foram utilizados os dados da tabela 12. Estes dados são referentes às características das engrenagens que compõem a caixa de transmissão, dispostas conforme figura 29.

Tabela 12 – Características das engrenagens

Engrenagens		
	E₁ – E₃	E₂ – E₄
Diâmetro Externo ($D_{máx}$)	57,79 mm	152,22 mm
Nº dentes (Z)	17	48
Módulo (m)	3 mm	3 mm
Ângulo de Pressão (ϕ)	20 °	20°
Ângulo de Hélice (ψ)	10°	10°

Fonte: O autor

Com o conhecimento da configuração do motor, e com os dados referentes às engrenagens que compõe a caixa de transmissão, foi possível a análise de resistência das mesmas. Inicialmente foi necessário determinar o torque máximo de entrada, entre a CVT movida e a engrenagem 1. Usando a Equação (97), que relaciona o torque máximo $T_{máxc}$ do motor fornecido na tabela 7 e R_{cvt} (relação do CVT) de 3,71 a uma rotação de 200 rpm fornecidos pela equipe.

$$T_{máx} = T_{máxc} \times R_{cvt} \quad (97)$$

Com o valor do torque ($T_{m\acute{a}x}$) determinado e usando a Equação (98) que relaciona o torque T e o raio primitivo R de cada engrenagem, determinou-se o torque transmitido a cada engrenagem. A tabela 13 mostra os valores de torque para cada engrenagem.

$$\frac{T_1}{R_1} = \frac{T_2}{R_2} \quad (98)$$

Tabela 13 – Valores de torque em cada engrenagem.

Engrenagens	Torque (N.m)
E₁	69,09
E₂	194,84
E₁	194,84
E₄	550,14

Fonte: O autor

Como as engrenagens que compõem a caixa de transmissão são helicoidais, diferenciadas das engrenagens cilíndricas de dentes pelo ângulo de hélice ψ . É preciso considerar, além das forças tangencial e radial, uma componente axial F_a . Com os valores de torque em cada engrenagem as forças atuantes nas mesmas foram determinadas através das equações (80), (81) e (2), os valores das forças são mostrados na tabela 14.

Tabela 14 – Forças atuantes em cada engrenagem

Engrenagens		
Força (N)	E₁ – E₂	E₃ – E₄
F_t	2706,12	7640,80
F_r	984,95	2781,02
F_a	477,17	1347,30

Fonte: O autor

Continuando com a análise de resistência das engrenagens, foram determinadas as tensões atuantes nas engrenagens, utilizando a mesma abordagem da AGMA para determinação das tensões de flexão e tensão de superfície em engrenagens de dentes retos. O cálculo dessas tensões foi realizado com as equações (86) e (87), através das quais é possível a determinação de

tensões de flexão e tensão de superfície, observando apenas a diferença na determinação dos fatores geométricos I_s e J .

Alguns valores de J são mostrados nas tabelas 5 e 6 para combinações de ângulo de pressão e ângulo de hélice, mas para a determinação de J , optou-se por utilizar a tabela 15 da própria AGMA que possui também valores para o fator geométrico I_s .

Tabela 15 – Valores de fatores geométricos I_s e J para $\phi = 20^\circ$, $\psi = 10^\circ$.

GEAR TEETH	12		14		17		PINION TEETH				26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12 I																		
J	U	U																
14 I			0.109															
J	U	U	0.46	0.30														
17 I			0.129		0.116													
J	U	U	0.47	0.34	0.49	0.35												
21 I			0.151		0.137		0.122											
J	U	U	0.47	0.38	0.50	0.38	0.52	0.39										
26 I			0.172		0.157		0.142		0.127									
J	U	U	0.48	0.41	0.50	0.42	0.53	0.42	0.55	0.43								
35 I			0.200		0.185		0.170		0.155		0.134							
J	U	U	0.48	0.44	0.51	0.45	0.53	0.46	0.55	0.47	0.58	0.49						
55 I			0.236		0.223		0.209		0.194		0.173		0.141					
J	U	U	0.49	0.49	0.52	0.50	0.54	0.51	0.56	0.52	0.59	0.53	0.62	0.55				
135 I			0.286		0.276		0.266		0.255		0.240		0.214		0.151			
J	U	U	0.50	0.54	0.53	0.55	0.55	0.56	0.57	0.57	0.60	0.58	0.63	0.60	0.66	0.63		

Fonte: Adaptado de AGMA 908 – B89, 1999

Apesar de a AGMA publica valores para os fatores geométricos, no entanto para a determinação do fator geométrico I_s , optou-se pela utilização da equação (93) com uma diferença para as engrenagens cilíndricas de dentes retos, a inclusão de um termo adicional chamado m_N definido com a razão da divisão de carga. A tabela 16 mostra os valores de tensão de flexão atuantes nas engrenagens.

Tabela 16 – Tensões de flexão atuantes nas engrenagens.

Engrenagem	Tensão de flexão –(Mpa)
E_1	121,45
E_2	127,37
E_3	342,93
E_4	359,64

Fonte: O autor

As tensões superficiais foram determinadas para cada par de engrenagens, encontrando-se para o par de 1 e 2 um valor de 1048,69 Mpa e para o par 3 e 4 um valor de 1762,16 Mpa.

Após determinada a tensão de flexão e a tensão superficial, determinou-se a resistência à fadiga de flexão para o material das engrenagens.

De acordo com Norton (2013) os valores publicados pela AGMA para resistência à fadiga são valores parcialmente corretos de resistências à fadiga. No entanto, para determina a resistência à fadiga de flexão, pode-se utilizar as equações (97) e (98) de acordo com o grau de dureza Brinell, estas equações estão presentes na figura 19 que relaciona à resistência a fadiga de flexão com a dureza do material da engrenagem, fornecendo uma estimativa para o valor da resistência.

$$S_{fb}' = 6235 + 174HB - 0,126HB^2 \quad (99)$$

$$S_{fb}' = -274 + 167HB - 0,152HB^2 \quad (100)$$

Ainda de acordo com Norton, serão necessárias algumas modificações na resistência à fadiga de flexão baseado na relação $S-N$ do material, assim a resistência à fadiga de flexão foi determinada através da equação (69) que fornece um valor corrigido.

Já a resistência à fadiga de superfície S_{fc}' pode ser determinada pelas equações (101) e (102), presentes na figura 21. Estes valores de resistência também devem ser corrigidos através da Equação (71).

$$S_{fc}' = 2700 + 364HB \quad (101)$$

$$S_{fc}' = 2600 + 320HB \quad (102)$$

A AGMA fornece valores para resistência à fadiga de flexão e resistência a fadiga de superfície para uma seleção de materiais para engrenagens, alguns desses valores são mostrados nas figuras 3-A e 4-A, presentes no anexo A.

Com os valores de resistência determinados foi possível determinar os coeficientes de segurança contra falhas de flexão e superfície através das equações

(76) e (77). Os valores dos coeficientes de segurança contra falha de flexão e de superfície são mostrados na tabela 17 e 18.

Tabela 17 – Coeficientes de Segurança contra falha de flexão

Coeficientes de Seguranças	
N_1	7,04
N_2	6,71
N_3	2,49
N_4	2,38

Fonte: O autor

Tabela 18 – Coeficiente de segurança contra falha superficial

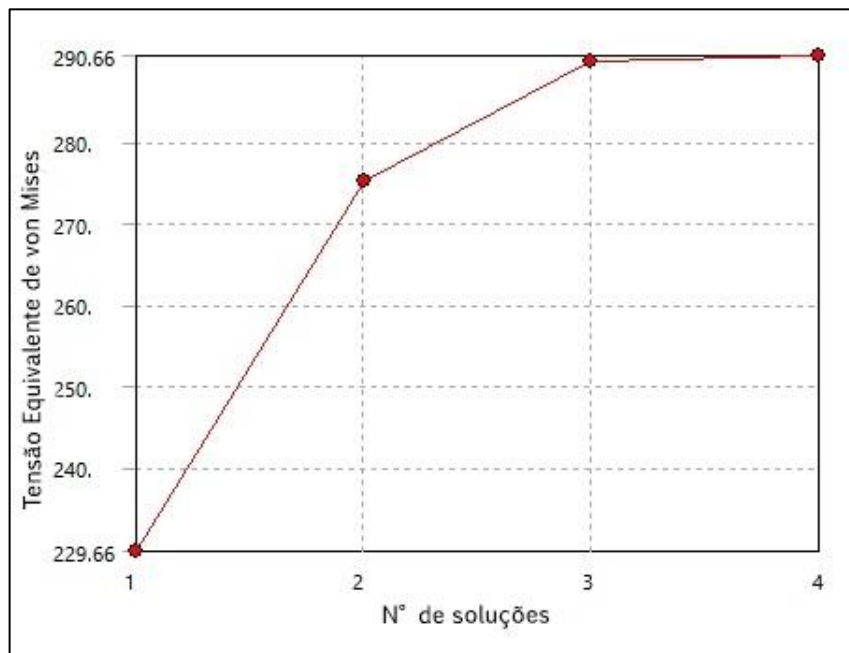
Coeficiente de Segurança	
N_{fc12}	1,53
N_{fc34}	4,32

Fonte: O autor

Por fim, para finalizar a análise de resistência das engrenagens optou-se por realizar a simulação computacional da engrenagem crítica (E_3) que está submetida às maiores forças e conseqüentemente as maiores tensões, a fim de verificar e poder fazer um comparativo entre os valores calculados analiticamente com os óbitos através da simulação no software ANSYS.

Para a realização da simulação foram utilizados os valores das forças presentes na tabela 14 atuantes na engrenagem crítica (E_3). Inicialmente foi realizada uma análise de convergência de malha para obtermos valores mais precisos, mais próximos do real. A figura 30 mostra o gráfico de convergência da simulação realizada no software Ansys.

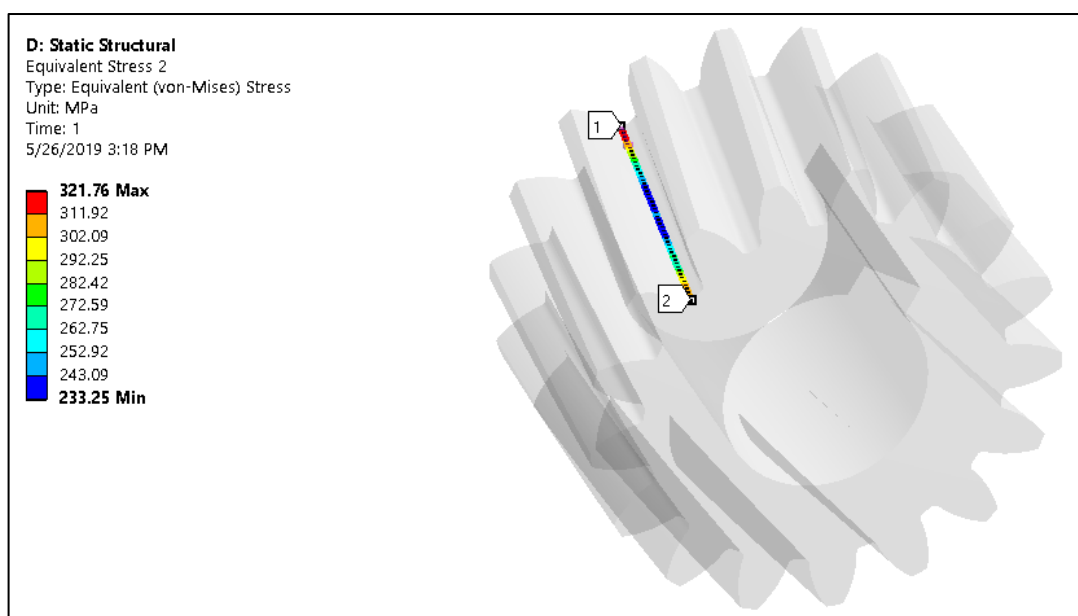
Figura 30 - Gráfico de Convergência.



Fonte: O autor

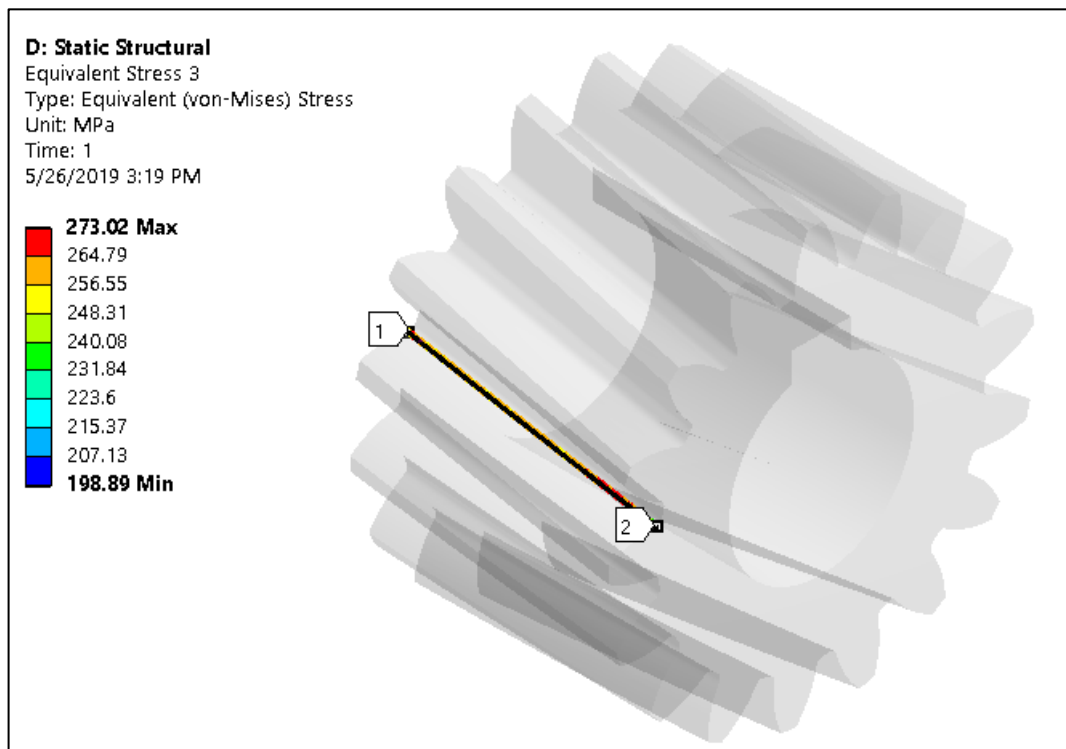
Através da simulação foi possível verificar as tensões de flexão ao longo de diversas partes do dente da engrenagem como mostra as figuras 31 e 32.

Figura 31 – Tensões de von Mises meio da raiz do dente



Fonte: O autor

Figura 32 – Tensões de von Mises parte superior do dente



Fonte: O autor

Da análise dos gráficos de tensões obtidos na simulação, observa-se que os valores são bem próximos com os valores calculados com uma pequena diferença devido a simplificações feita na geometria realizada durante a simulação.

4 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Este trabalho se propôs a realizar uma análise de resistência dos principais componentes de uma caixa de transmissão de um veículo Baja, tendo em vista que o protótipo será submetido a diversas provas para avaliar segurança, confiabilidade, resistência dentre outros quesitos.

Diante disto verificou-se que os principais componentes da caixa de transmissão analisados realmente atendem a requisitos de segurança, já que da análise de resistência obteve-se para os componentes satisfatórios coeficientes de segurança contra falhas.

Dos resultados óbitos verifica-se que para os eixos mesmo considerando fatores de concentração de tensão para condições extremas obteve-se coeficientes de segurança acima do esperado para algumas seções dos eixos evidenciando que os mesmos resistem a condições adversas de solicitações. Já a metodologia utilizada para verifica a resistência das chavetas mostram coeficientes de seguranças para fadiga de cisalhamento que também atendem as solicitações, mas cabe ressaltar que para a chaveta da engrenagem 4 o valor encontrado foi aproximadamente 1, tendo que se dar atenção para esse componente.

Para as engrenagens tanto para falha devido as tensões de flexão como para tensões superficiais obteve-se valores elevados para os coeficientes de segurança. Os valores de tensões obtidos analiticamente foram próximos dos encontrados na simulação da engrenagem crítica evidenciando que a metodologia utilizada retornou valores coerentes.

Por fim, da análise dos resultados obtidos observa-se a utilização de elevados coeficientes de segurança, o que leva a concluir que seria possível a redução das dimensões dos componentes da caixa de transmissão, adotando coeficientes com valores mais baixos, mas que sejam capazes de resistirem as solicitações, sendo também possível a redução da massa dos componentes, a fim de obter um melhor desempenho.

5 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para trabalhos futuros pode-se sugerir uma análise mais completa da caixa de transmissão incluindo mais componentes, a simulação de mais componentes, bem como desenvolvimento de algoritmos para resolução das principais equações envolvidas na análise de resistência, uma realização de otimização topológica para verificar possíveis alterações na geometria de componentes a fim de reduzir o peso da estrutura e reduzir gastos provenientes de superdimensionamento, para obter um melhor desempenho.

6 REFERÊNCIAS

RIBBELER, Russell Charles. **Resistencia dos Materiais Tradução Joaquim Pinheiro Nunes da Silva**. Revisão Técnica Wilson Carlos da Silva Júnior. 5 ed. São Paulo: Pearson Hall, 2004.

RIBBELER, Russell Charles. **Resistencia dos Materiais**. Tradução Arlete Simille Marques; revisão técnica Sebastião Simões da Cunha Jr. 7 ed. São Paulo: Pearson Pretice Hall, 2010.

NORTON, Robert L. **Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada**. Tradução: Konstantinos Dimitriou Stavropoulos et al. 4 ed. Dados eletrônicos. Porto Alegre : Bookman, 2013.

BUDYNAS, Richard G; SIGLEY, Joseph E.; MISCHKE, Charles R. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7 ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

AGMA 908---B89. **AMERICAN GEAR MANUFACTURERS ASSOCIATION: Geometry Factors for Determining the Pitting Resistance and Bending Strength of Spur, Helical and Herringbone Gear Teeth**. (Revision of AGMA 226.01 1984). CHILDS, Peter R.N. **MECHANICAL DESIGN ENGINEERING HANDBOOK**. 1 ed. USA: Elsevier Ltd, 2014.

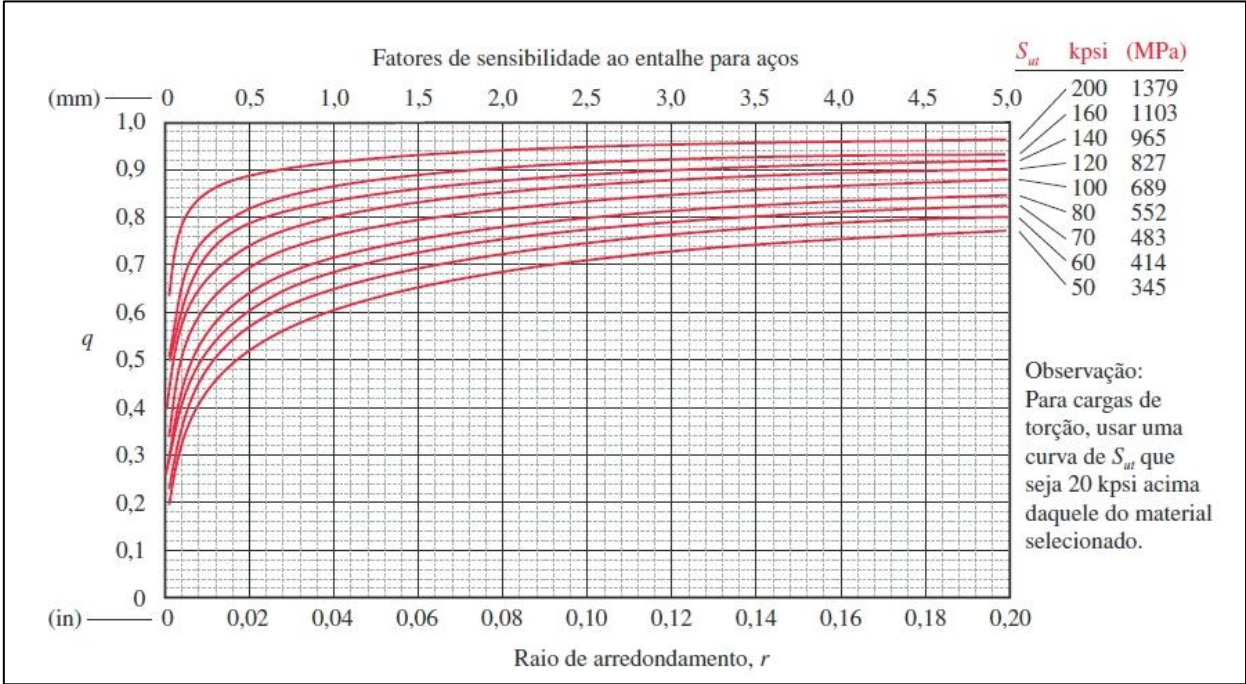
CIPOLLA, Gabriel. **Desenvolvimento de uma caixa de redução para veículo Baja SAE**. Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá. Guaratinguetá, 2015.

ANSI/AGMA 2001--D04. **Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth**. Revision of ANSI/AGMA 2001--C95

ANEXOS

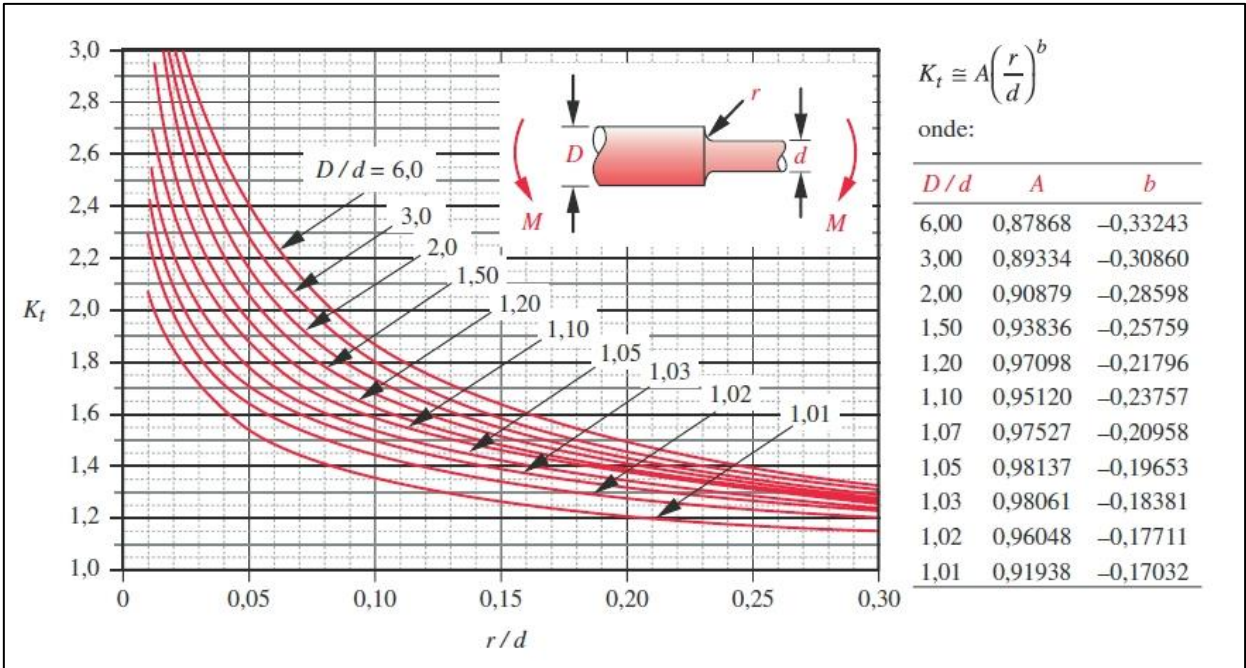
ANEXO A – FIGURAS E TABELAS

Figura 1-A. Sensibilidade ao entalhe para aços.



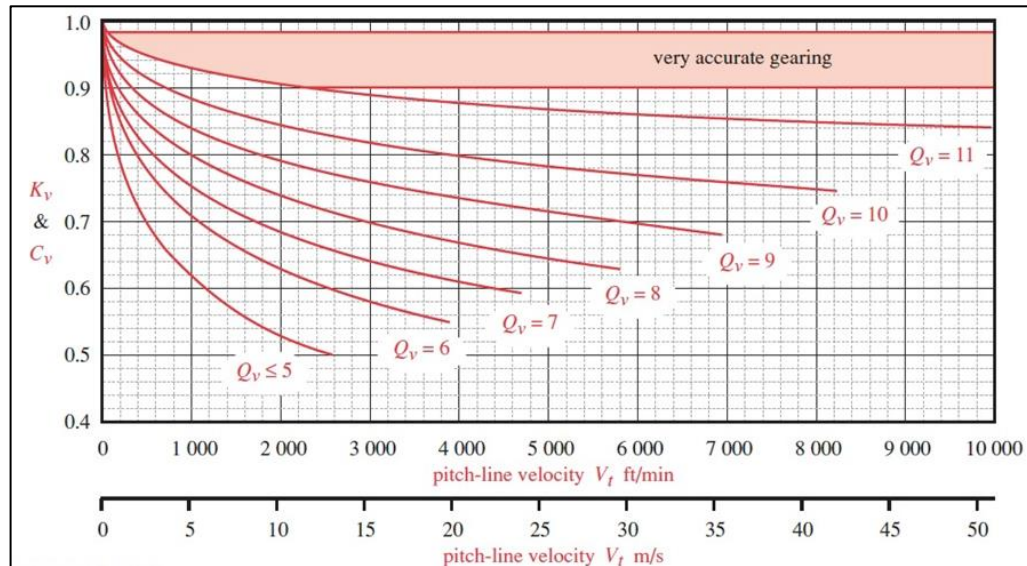
Fonte: Adaptado de Norton, 2013

Figura 2. A - Fator geométrico de concentração de tensão K_t para um eixo com um rebaixo arredondado em flexão.



Fonte: Adaptado de Norton, 2013

Figura 3-A. Valores de K_v como função da velocidade.



Fonte: Adaptado de Norton, 2013

Figura 4-A. Resistências à fadiga de flexão S_{fb}' da AGMA para seleção de materiais para engrenagem.

Material	Classe AGMA	Designação do material	Tratamento térmico	Dureza superficial mínima	Resistência à fadiga de flexão	
					psi $\times 10^3$	MPa
Aço	A1-A5		Endurecimento completo	≤ 180 HB	25-33	170-230
			Endurecimento completo	240 HB	31-41	210-280
			Endurecimento completo	300 HB	36-47	250-325
			Endurecimento completo	360 HB	40-52	280-360
			Endurecimento completo	400 HB	42-56	290-390
			Endurecimento por chama ou indução	Tipo A padronizado 50-55 HRC	45-55	310-380
			Endurecimento por chama ou indução	Tipo B padronizado	22	150
		AISI 4140 AISI 4340 Nitroliga 135M Nitroliga 2,5% Cromo	Cementação por carbono e endurecimento superficial	55-64 HRC	55-75	380-520
			Nitretado	84,6 HR15N [†]	34-45	230-310
			Nitretado	83,5 HR15N	36-47	250-325
Ferro recozido	20 30 40	Classe 20	Como fundido		5	35
		Classe 30	Como fundido	175 HB	8	69
		Classe 40	Como fundido	200 HB	13	90
Ferro nodular (dúctil)	A-7-a	60-40-18	Recozido	140 HB	22-33	150-230
	A-7-c	80-55-06	Revenido e temperado	180 HB	22-33	150-230
	A-7-d	100-70-03	Revenido e temperado	230 HB	27-40	180-280
	A-7-e	120-90-02	Revenido e temperado	230 HB	27-40	180-280
Ferro maleável (perlítico)	A-8-c	45007		165 HB	10	70
	A-8-e	50005		180 HB	13	90
	A-8-f	53007		195 HB	16	110
	A-8-i	80002		240 HB	21	145
Bronze	Bronze 2	AGMA 2C	Molde de areia	40 ksi resistência de tração mínima	5,7	40
	Al/Br 3	ASTM B-148 78 liga 954	Tratado termicamente	90 ksi resistência de tração mínima	23,6	160

Fonte: Adaptado de Norton, 2013

Figura 5-A. Resistências à fadiga de superfície S_{fc}' da AGMA para seleção de materiais para engrenagem.

Material	Classe AGMA	Designação do material	Tratamento térmico	Dureza superficial mínima	Resistência à fadiga de flexão	
					psi $\times 10^3$	MPa
Aço	A1-A5		Endurecimento completo	≤ 180 HB	25-33	170-230
			Endurecimento completo	240 HB	31-41	210-280
			Endurecimento completo	300 HB	36-47	250-325
			Endurecimento completo	360 HB	40-52	280-360
			Endurecimento completo	400 HB	42-56	290-390
			Endurecimento por chama ou indução	Tipo A padronizado 50-55 HRC	45-55	310-380
			Endurecimento por chama ou indução	Tipo B padronizado	22	150
			Cementação por carbono e endurecimento superficial	55-64 HRC	55-75	380-520
		AISI 4140	Nitretado	84,6 HR15N ^r	34-45	230-310
		AISI 4340	Nitretado	83,5 HR15N	36-47	250-325
		Nitroliga 135M	Nitretado	90,0 HR15N	38-48	260-330
Ferro recozido	20	Classe 20	Como fundido		5	35
		Classe 30	Como fundido	175 HB	8	69
		Classe 40	Como fundido	200 HB	13	90
Ferro nodular (dúctil)	A-7-a	60-40-18	Recozido	140 HB	22-33	150-230
	A-7-c	80-55-06	Revenido e temperado	180 HB	22-33	150-230
	A-7-d	100-70-03	Revenido e temperado	230 HB	27-40	180-280
	A-7-e	120-90-02	Revenido e temperado	230 HB	27-40	180-280
Ferro maleável (perlítico)	A-8-c	45007		165 HB	10	70
	A-8-e	50005		180 HB	13	90
	A-8-f	53007		195 HB	16	110
	A-8-i	80002		240 HB	21	145
Bronze	Bronze 2	AGMA 2C	Molde de areia	40 ksi resistência de tração mínima	5,7	40
	Al/Br 3	ASTM B-148 78 liga 954	Tratado termicamente	90 ksi resistência de tração mínima	23,6	160

Fonte: Adaptado de Norton, 2013

Tabela 1-A. Tamanhos padronizados de chavetas.

Diâmetro do eixo (mm)	Largura x altura da chaveta (mm)
$8 < d \leq 10$	3×3
$10 < d \leq 12$	4×4
$12 < d \leq 17$	5×5
$17 < d \leq 22$	6×6
$22 < d \leq 30$	8×7
$30 < d \leq 38$	10×8
$38 < d \leq 44$	12×8
$44 < d \leq 50$	14×9
$50 < d \leq 58$	16×10
$58 < d \leq 65$	18×11
$65 < d \leq 75$	20×12
$75 < d \leq 85$	22×14
$85 < d \leq 95$	25×14

Fonte: Norton, 2013, p.571

Tabela 2-A. Fator geométrico J para $\phi = 20^\circ$, e dentes de profundidade completa e carregamento na ponta.

Gear teeth	Pinion teeth															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12	U	U														
14	U	U	U	U												
17	U	U	U	U	U	U										
21	U	U	U	U	U	U	0.24	0.24								
26	U	U	U	U	U	U	0.24	0.25	0.25	0.25						
35	U	U	U	U	U	U	0.24	0.26	0.25	0.26	0.26	0.26				
55	U	U	U	U	U	U	0.24	0.28	0.25	0.28	0.26	0.28	0.28	0.28		
135	U	U	U	U	U	U	0.24	0.29	0.25	0.29	0.26	0.29	0.28	0.29	0.29	0.29

Fonte: Norton, 2013, pg.712

Tabela 3-A. Fator geométrico J para $\phi = 20^\circ$, dentes de profundidade completa e carregamento no ponto mais alto de contato de um único dente.

Gear teeth	Pinion teeth															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12	U	U														
14	U	U	U	U												
17	U	U	U	U	U	U										
21	U	U	U	U	U	U	0.33	0.33								
26	U	U	U	U	U	U	0.33	0.35	0.35	0.35						
35	U	U	U	U	U	U	0.34	0.37	0.36	0.38	0.39	0.39				
55	U	U	U	U	U	U	0.34	0.40	0.37	0.41	0.40	0.42	0.43	0.43		
135	U	U	U	U	U	U	0.35	0.43	0.38	0.44	0.41	0.45	0.45	0.47	0.49	0.49

Fonte: Norton, 2013, p.712

Tabela 4-A. Valores de Coeficientes de fadiga para cada porção do eixo.

	Eixo 1			EIXO 2			EIXO 3		
D	19 mm	25 mm	30 mm	25 mm	28 mm	31 mm	35 mm	35 mm	39 mm
K_f	2,25	2,5	2,25	2,5	2,25	2,5	2,25	2,5	2,25
K_{fsm}	1,57	2,7	1,57	2,7	1,57	2,7	1,57	2,7	1,57

Fonte: O autor