DIMENSIONAMENTO DE EIXOS SUBMETIDOS À FLEXO-TORÇÃO PELO MODELO DE SONDERBERG PARA FÓRMULA BAJA

Design of shafts under torsional-bending by Sonderberg model applied on formula baja

Jairo Aparecido MARTINS
Faculdade de Jaguariúna

Willian Portilho de PAIVA
Faculdade de Jaguariuna

RESUMO: O dimensionamento de eixos solicitados à flexo-torção é de grande importância tanto nas áreas de bens de capital como para as indústrias automobilísticas. A análise e dimensionamento de componentes deve levar em consideração aspectos relativos as solicitações externas, tais como a intensidade e tipo de solicitação, a seleção e dimensionamento da matéria prima mais apropriada ao componente, as condições de fabricação do componente, seus tratamentos térmicos e/ou superfíciais e as condições geométricas necessárias ao elemento. O conhecimento desses fatores e sua contemplação no modelo numérico é de extrema importância para a escolha do modelo de cálculo mais apropriado para determinadas aplicações e resultam numa maior probabilidade de sucesso. A utilização de modelos mais completos que levam em consideração esses tipos e intensidade das solicitações, propriedades mecânicas do material e principalmente o limite de resistência a fadiga do conjunto material/peça são de extrema importância no dimensionamento de componentes mecânicos. Esta necessidade se reforça pois cerca de 80% das falhas ocorridas em elementos mecânicos em campo são decorrentes do fenômeno da fadiga. Desta forma este trabalho tem como objetivo o detalhamento de uma forma didática relativa ao dimensionamento de um eixo solicitado à flexo-torção e aplicado à Fórmula Baja. O modelo detalhado neste trabalho é da máxima força cisalhante de Sonderberg [3] por se julgar como sendo bem completo para o dimensionamento desse tipo de componente.
Palavras-chaves: Eixos, Dimensionamento, Flexo-torção, Sonderberg, Fórmula Baja

ABSTRACT: The design of shafts under torsional-bending is of such importance for machines industries as well as automobile plants. The analysis and design of parts should take into account external loadings, like type and loading intensities, the selection and design of appropriate raw material, the manufacturing aspects, heat treatment (matter or surface), and finally the geometric part requirements. The knowledge of these characteristics and their application is relevant when choosing the most reliable model to suceed. The usage of wider cover models, which gather those types and loadings intensities, material strengths and mainly its fatigue limit should be a key to the model selection. This argument is reinforced once than 80% of the failures taken on mechanical parts come from the fatigue phenomena. Thus, this paper aims to detail in a didactic manner the design procedure of shafts under torsional-bending loadings applied on Formula Baja. The model chosen is of

maximum shearing stress by Sonderberg, the model is considered appropriate to this kind of mechanical part.
Key-words: Shafts, Design, Torsional-Bending, Sonderberg, Formula Baja

INTRODUÇÃO

O dimensionamento de eixos submetidos à solicitações complexas, como é o caso em estudo, vem requerendo cada vez mais a utilização de modelos reconhecidos e validados ao longo do tempo. A utilização do método dos elementos finitos (MEF) traz ao profissional uma grande facilidade com relação ao detalhamento das tensões e deformações além de facilitar a determinação de suas direções. Por outro lado cálculos analíticos também são de grande valia à tal objetivo e principalmente se sustentados pelos mesmos modelos conceituais de reconhecimento técnico/científico, tais como modelo/critério de Von Mises [1], Circulo de Mohr [1], Goodman modificado [3] e método da máxima força cisalhante de Sonderberg [3]. Este trabalho tem como objetivo o dimensionamento de um eixo solicitado à flexo-torção pelo método de Sonderberg para a fórmula Baja, já que trata de uma forma ampla as várias condições de aplicação e estado em relação à dados no dimensionamento do elemento.

Os materiais aplicados em engenharia têm um grande papel no dimensionamento de eixos, principalmente em relação as suas propriedades mecânicas e resistência a fadiga. Desde 1830 é reconhecido que um material/componente submetido a tensões repetitivas ou flutuantes falhará à níveis de tensões muito inferiores aquelas necessárias à sua falha por uma simples aplicação de carga [1]. Via de regra, quanto maior os valores das propriedades mecânicas do material, tal como resistência à tração, maior sua resistência à fadiga. Deve-se ressaltar que o fenômeno da fadiga no último século é reconhecido como sendo responsável pela quebra de cerca de 80% dos componentes mecânicos sob algum tipo de solicitação cíclica, desta forma sua consideração em projeto é de extrema importância [2].

DESCRIÇÃO

A teoria da máxima tensão cisalhante de Sonderberg [3] para eixos submetidos a flexo-torção leva em consideração os esforços para os quais o componente será submetido, as propriedades do material, tanto mecânicas como de fadiga e fatores de segurança que previnem problemas devido a incertezas do ambiente para o qual o componente é submetido. Podemos determinar o diâmetro mínimo de um eixo conforme Shigley [3] como segue;

[1]

$$d = \left\{ \frac{32.n}{\pi} . \left[\left(\frac{Mt}{\sigma e} \right)^2 + \left(\frac{Mf}{Sn} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

[2]

$$Sn = k_a . k_b . k_c . k_d . k_e . k_f . k_g . Sf^*$$

sendo;
S_n = o limite de resistência à fadiga corrigido;
n= fator de segurança, normalmente 1,5 para condições de alta sobrecarga e serviços pesados [1] [4];
K_a = fator de correção relativo ao acabamento superficial do componente, utiliza-se 0,8 para superfícies usinadas, para gráficos mais completos ver [1]
k_b = fator de correção do tamanho da peça, de acordo com Dieter [1], ver Tabela 1.
Tabela 1- Tabela do fator de redução kb devido ao tamanho [1]

Diametro (mm)	k_b
D ≤ 10	1,0
10 ≤ D ≤ 50	0,9
50 ≤ D ≤ 228	$1 - \frac{D - 0{,}03}{15}$

k_c= fator de confiabilidade = 0,897 (confiabilidade de 90%) [1]
k_d = fator de correção pela temperatura =1,0 para temperaturas entre -56°C a 204°C [4]
k_e = fator relativo a serviços pesados = 1,0 para tensões cíclicas que não excedem o limite de resistência à fadiga teórico [4]
k_f = correção da tensão devido à concentradores de tensões (Tabela 2) considerado perfil com chaveta normal, ou seja 0,63;
k_g = correção da tensão devido à incertezas, adotado 1,0 [4];
S_f^* = limite de resistência à fadiga (50% limite de resistência à tração). Material com resistência à tração de 360MPa e limite de escoamento de 210MPa.
Tabela 2- Fatores de correção da tensão devido a concentradores de tensões Kf [4]

Aço - Condição	**Sem chaveta**	**Perfil chaveta normal**	**Rasgo de chaveta com saída suave arredondada**
Recozidos -Dureza ≤ 200 Brinell	1,0	0,63	0,77
Temperados e trefilados - Dureza > 200 Brinell	1,0	0,50	0,63

RESULTADOS - Cálculos

Os dados de entrada para o dimensionamento do eixo são; o peso o carro mais o piloto, sendo por volta de 2.600N, a distância entre rodas, cerca de 1,25 m e a distância entre o apoios pela suspensão e o ponto de aplicação da carga da roda que é 0,25 m. Além disso, o torque máximo do motor gira em torno de 19,6N.m

devido a relação de transmissão ser 5:1 e o torque passa a 98N.m no eixo movido. Graficamente o eixo estaria submetido às condições mostradas na Figura 1 que segue;

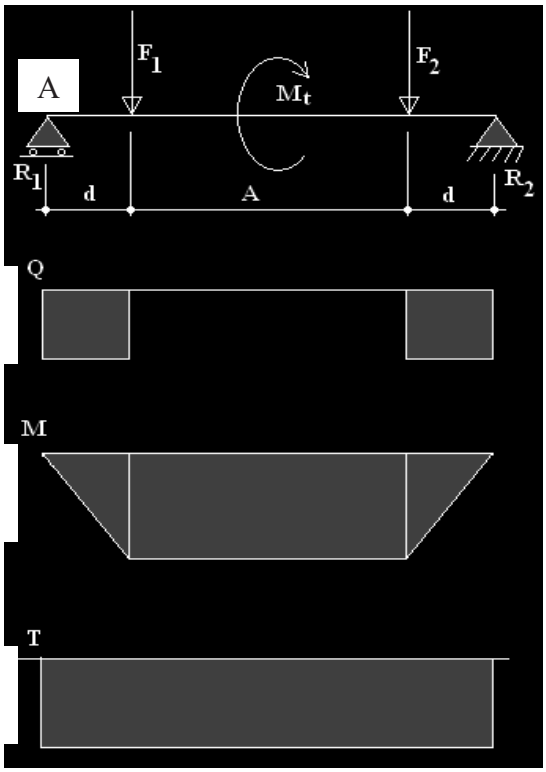

Diagrama de Cargas

Diagrama Força Cortante

Diagrama Momento Fletor

Diagrama Momento Torçor

Figura 1- Esquema gráfico da aplicação e solicitação do eixo do Baja

Dimensões;

A = 0,75 m; d = 0,25 m

Terminologia – R1 e R2 => reação no apoio 1, d => distância entre a reação (ponto de apoio da roda no chão) e a suspensão, F1 = F2 => cargas aplicadas no eixo devido ao peso do carro e do piloto, Mt1 e Mt2 => momento torçor aplicado no eixo motriz 1 e movido 2 e que leva em consideração a relação de transmissão i,

Mt2 = Mt1 x i, desta forma Mt2 = 19,6N.m x 5 = 98N.m portanto Mt2 = 98N.m

Equilibrando as forças verticais, pois não há nenhuma solicitação horizontal, temos;

$\sum FV = 0 \Rightarrow R1 - F1 - F2 + R2 = 0$

$R1 + R2 = F1 + F2 \qquad (1)$

sendo F1 = F2 = 1.300N / 2 = 650N

$R1 + R2 = 1.300N$ ou $R1 = 1.300N - R2 \qquad (2)$

Fazendo a somatória dos momentos em relação ao ponto A (Figura 1) temos;

∑MA = F1.d + F2*(A + d) – R2 x (2.d + A) => 650N.0,25m + 650 . (0,75m+ 0,25m) - R2.(2.0,25m + 0,75m) = 0

1,25.R2 = 162,5N + 650N

R2 = 812,5N / 1,25 = 650N, portanto R2 = 650N

Substituindo em (2) temos;

R1 = 1.300N – R2 sendo R1 = 1.300N – 650N = 650N portanto R1 = 650N

O momento fletor máximo pode ser determinado por ;

Mfmáx = R1 . d portanto Mfmáx = 650N. 0,25m

Mfmáx = 162,5N.m

Para fadiga considerando material SAE-1020 normalizado temos utilizando-se a equação [2] ;

$Sf = 0{,}5.\sigma t$ sendo;

$Sf = 0{,}5\ .360MPa = 180MPa$

$Sn = 0{,}8\ .0{,}9\ .0{,}897.1{,}0\ .1{,}0\ .0{,}63\ .1{,}0\ .180MPa$

portanto Sn = 73,14 MPa (N/mm2)

substituindo os valores encontrados em [1] temos;

$$d = \left\{\frac{32.1{,}5}{\pi}.\left[\left(\frac{98N.m}{210.10^6N/m^2}\right)^2 + \left(\frac{162{,}5N.m}{73{,}14.10^6N/m^2}\right)^2\right]^{1/2}\right\}^{1/3}$$

Consequentemente determinamos um diâmetro de eixo mínimo de ;

d = 3,26. 10-2 m ou d = 32,60mm

CONCLUSÃO

O dimensionamento do eixo sujeito a flexo-torção aplicado a Formula Baja através do modelo da máxima força cisalhante de Sonderberg [3] leva à um diâmetro mínimo do eixo da ordem de 32,6mm, ou seja d ≥ 32,6mm. O modelo leva em consideração aspectos de resistência mecânica do material (resistência a tração e limite de escoamento), tipo de solicitação (torção e flexão), fatores de segurança e o limite de resistência à fadiga do material corrigido, em base ao material à ser utilizado.Para aplicações dinâmicas trata-se de um modelo de ampla utilização e confiabilidade.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1] Dieter, G. Mechanical Metallurgy, 1997

[2] Hertzberg, Mecânica da Fratura, 1996

[3] Shigley; J.E. Elementos de máquinas, vol.1, 2008

[4] AINSI/CEMA B105.1-1992, Specification for welded steel conveyor pulleys with compression types hubs. Conveyor Equipment Manufacturers Association, 1992.