

Sistema Automático para Análise Estática e Dinâmica de Eixos, Considerando-se os Fatores Modificadores de Limite de Resistência

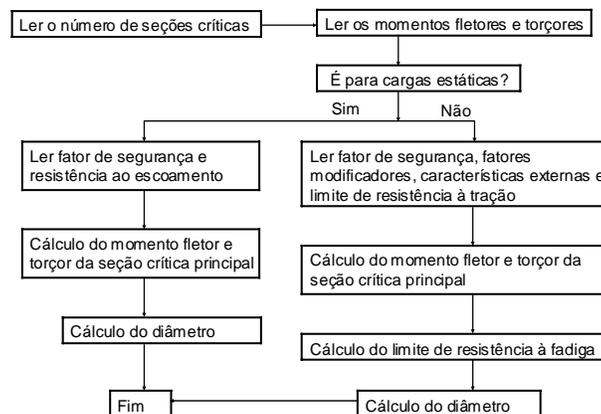
Edson Hideki Koroishi

Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Feis – Universidade Estadual Paulista - Unesp
CEP 15385-000, Ilha Solteira, SP, Brasil
ehkoroishi@aluno.feis.unesp.br

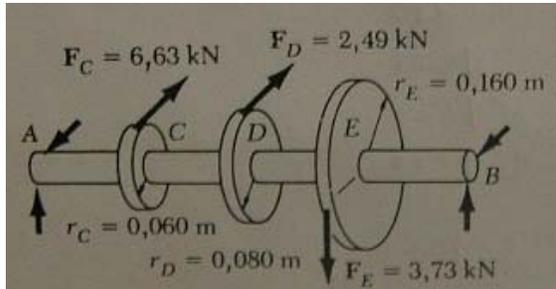
O eixo, constituinte de um elemento de máquina, fica sujeito a esforços de tração, flexão, compressão ou torção, de maneira isolada ou combinada, durante o seu uso. Assim, ao projetá-lo deve-se levar em consideração todos esses fatores mais as características da peça, de maneira a resistir às tensões estáticas e alternadas, evitando a ocorrência de falhas. Para isto desenvolveu-se uma rotina computacional para o dimensionamento de eixos para cargas estáticas e, flexão alternada e torção constante. O projeto para cargas estáticas foi baseado em duas teorias: teoria da tensão cisalhante máxima a qual estabelece que o escoamento sempre começa quando a tensão cisalhante máxima em uma peça torna-se igual à tensão cisalhante máxima que inicia o escoamento de um corpo de prova submetido à tração; e a teoria da energia de distorção, a qual define o início do escoamento para um estado triaxial de tensões, desta forma leva em consideração a distorção angular do elemento tensionado.

Para o caso de flexão alternada e torção constante tem-se que a árvore sofrerá falha por fadiga. Assim teremos um limite de resistência à fadiga, o qual será menor do que o limite de fadiga de um corpo de prova, por uma variedade de fatores modificadores. Tais fatores levam em consideração: acabamento superficial, dimensões da peça, confiabilidade, temperatura, concentração de tensões e efeitos diversos.

Com base nessas teorias desenvolveu-se uma rotina computacional, obtendo-se:



Aplicando no seguinte sistema e variando:



- o tipo de material, utilizando $n = 1,8$ e temperatura 98°C ;
- o fator de segurança, utilizando UNSG10180 e temperatura 98°C ,
- a temperatura, falha por fadiga, UNSG10180 e $n = 1,8$. Considere $K_a = 0,73$; $K_b = 0,85$; $K_c = 0,897$; $K_f = 1$; $q = 0,82$; $K_t = 1,6$. $AC = CD = DE = EB = 0,2\text{m}$. Obtendo-se:

a)	Diâmetro (m)		
Material	Teoria da tensão máxima	Teoria da energia de distorção	Falha por fadiga
UNSG10100	0,0518	0,0514	0,0736
UNSG10180	0,0483	0,0479	0,0686
UNSG10400	0,0441	0,0438	0,0627
UNSG10500	0,0419	0,0416	0,0593
UNSG43400	0,0374	0,0371	0,057
UNSG46200	0,0344	0,0341	0,0539
c)	Diâmetro (m)		
Fator de segurança	Teoria da tensão máxima	Teoria da energia de distorção	Falha por fadiga
1	0,0397	0,0394	0,0564
2	0,0501	0,0496	0,0711
3	0,0573	0,0568	0,0814
4	0,0631	0,0625	0,0895
5	0,0679	0,0674	0,0965
6	0,0722	0,0716	0,1025

b) Temperatura ($^\circ\text{C}$)	Diâmetro (m)
0 a 71	0,0669
80	0,0675
90	0,0681
100	0,0687
110	0,0694
120	0,07
130	0,0705
140	0,0711
150	0,0717
160	0,0722
170	0,0728
180	0,0733
190	0,0739
200	0,0744

Observa-se que aumentando a resistência à tração ou ao escoamento, diminui-se o diâmetro, no entanto o aumento da temperatura ou do fator de segurança, o aumenta. Assim, para se determinar o diâmetro, deve-se estabelecer todas as características que envolvem o eixo, relacionando-as. A determinação do diâmetro correto, além de evitar a ocorrência de falhas, permite uma maior precisão e evita o uso excessivo de material, possibilitando maiores lucros para a empresa.

REFERÊNCIAS

[1] MELO, G.P., LEMOS, G.F. **Fault Detection of Rotor-Support-Structure Including Foundation Effects –Anais(em CD-ROM) XVII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, São Paulo/SP, 2003.**

[2] Shigley, J. E., **Elementos de máquinas 1, Livros Técnicos e Científicos Editora S. A., Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 1984.**