



ANÁLISE DE INTEGRIDADE ESTRUTURAL DE PARAFUSOS DOS MANCAIS DO VIRABREQUIM DE UM MOTOR TURBO DIESEL

Jorge Luiz de A. Ferreira, Dr.,

Alessandro B. de S. Oliveira, MSc.,

Allison B. de Souza, Eng.,

Vandré G. Carloni, Eng.,

Dailton A. Leite, Eng.,

Departamento de Engenharia Mecânica - Universidade de Brasília Campus Universitário Darcy Ribeiro, Asa Norte, Brasília, Brasil, CEP 70910-900, e-mail: jorge@unb.br

Resumo: Este artigo tem por objetivo apresentar um estudo sobre a integridade estrutural de parafusos utilizados na fixação dos mancais do virabrequim de um motor automotivo turbo diesel. Tal componente foi escolhido para tal análise por ser um elemento de vital importância para a integridade estrutural do motor. Dentro deste contexto, nessa análise caracterizou-se como principal modo de falha a iniciação de uma trinca de fadiga. Foram determinadas as funções de capacidade e de demanda. Duas funções de demanda foram construídas, uma baseada no diagrama de Goodman e outra no de Gerber. Os parâmetros que caracterizam tais funções foram obtidos por meio de ensaios tração, técnicas metalográficas, ensaios de dureza, e análise numérica de elementos finitos. Para a caracterização das tensões atuantes no parafuso sob condições reais de uso foram utilizadas técnicas extensométricas. Com base nesses resultados estimou-se o fator de segurança, o índice de confiabilidade e a confiabilidade do parafuso. O índice de confiabilidade e a confiabilidade foram estimados segundo as técnicas de Monte Carlo, F.O.S.M e A.S.M. Como resultado verificou-se que o fator de segurança e a confiabilidade desse componente mecânico são da ordem 1,66 e 99,9 %.

Palavras-Chave : Fadiga, Integridade Estrutural, Monte Carlo, A.S.M., F.O.S.M.

1 - INTRODUÇÃO

A confiabilidade de uma estrutura pode ser entendida como a sua capacidade em atender as especificações de projeto durante um período de tempo específico [Thoft-Cristensen, 1986]. Projetos estruturais são invariavelmente desenvolvidos com base em fatores que estão sujeitos a numerosas fontes de incerteza. Assim, a segurança absoluta de uma estrutura não pode ser garantida devido a fatores como (i) imprevisibilidade de uma condição futura de carregamento, (ii) incapacidade de obter-se e expressar-se de forma absolutamente precisa as propriedades mecânicas dos materiais utilizados, (iii) uso de metodologias simplificadas para a previsão do comportamento estrutural, (iv) limitações e/ou simplificações nos métodos de análise. Assim, riscos de conseqüências inaceitáveis (falhas estruturais e/ou funcionais) devem ser quantificados e limitados a um nível razoável. A quantificação dos níveis de confiabilidade é realizada considerando um ou mais critérios de falha, tais como deformação excessiva, fratura, fadiga, etc. Para um determinado critério de falha, a performance do sistema é quantificada por meio do fator de segurança, definido como a relação entre a capacidade, C , do sistema suportar aquela condição de falha específica e a solicitação ou demanda, D , que ele deverá suportar. De maneira mais formal e elegante, isto também pode ser quantificado por uma

função de estado limite, $G(\mathbf{X})$, onde \mathbf{X} representa o vetor das variáveis aleatórias associadas às incertezas do sistema (níveis de carregamento, características do material, variáveis geométricas, etc). Se \mathbf{X} assumir uma determinada configuração, p.ex.: $\mathbf{X} = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T$, então o valor de $G(x_1, x_2, \dots, x_n)$ definirá um possível estado do sistema [Ditlevsen, 1996]. Para avaliar as condições de falha da estrutura basta definir três situações possíveis: *i*) $G(\mathbf{X}) > 0 \Rightarrow \mathbf{X}$, o sistema não falhará, *ii*) $G(\mathbf{X}) = 0 \Rightarrow \mathbf{X}$, condição que separa o evento falhar do evento não falhar, *iii*) $G(\mathbf{X}) < 0 \Rightarrow \mathbf{X}$, condição de falhas.

Tipicamente, a probabilidade de falha estrutural, P_f , é obtida por meio da Eq. (1).

$$P_f = \int_{\Omega} f(\mathbf{X}) \cdot d\mathbf{X} \quad (1)$$

onde $f(\mathbf{X})$ é a função densidade de probabilidade conjunta entre variáveis aleatórias \mathbf{X} e Ω representa o domínio de falhas sobre o espaço dos parâmetros de projeto, ou seja, $\mathbf{X} / G(\mathbf{X}) \leq 0$.

Devido a complexidade da função $f(\mathbf{X})$ e a incapacidade de se definir precisamente o domínio de falha, a estimativa da probabilidade de falha, P_f , é realizada através de métodos alternativos. Considerando a qualidade das informações necessárias para descrever o modelo e a exatidão das respostas obtidas estes métodos são classificados em duas categorias: *i*) Métodos Exatos: Integração Numérica e Monte Carlo [Bilal, 1984; Ditlevsen, 1996], *ii*) Métodos aproximados: F.O.R.M (Método de Confiabilidade de Primeira Ordem), A.S.M (Método Avançado de Segundo Momento), etc. [Harr, 1987; Bilal, 1984]. Assim, utilizando-se os métodos acima citados a integridade estrutural dos parafusos utilizados na fixação dos mancais de sustentação do virabrequim de um motor turbo-diesel com 1700 cm³ de deslocamento volumétrico e aproximadamente 78 CV de potência foi avaliada. Para isso, foi necessário quantificar: a) a resistência à fadiga do material e do parafuso, estimadas por meio de ensaios de tração e de dureza, e b) os esforços atuantes nos parafusos.

2 – CARACTERIZAÇÃO DAS PROPRIEDADES MECÂNICAS DO PARAFUSO

Os parafusos em estudo são parafuso com padronização métrica M12 X 1,25. Para a execução desse tipo de análise é necessária a determinação da sua tensão de resistência, S_{rt} , e do seu limite de resistência à fadiga. Com essas duas informações é possível construir os diagramas de Goodman e de Gerber. A seguir serão apresentados as metodologias e os resultados estimados para as propriedades mecânicas do parafuso.

2.2 – ESTIMATIVA DA TENSÃO DE RESISTÊNCIA

A tensão de resistência do material foi obtida de duas formas independentes: ensaios de tração e, indiretamente, através de ensaios de dureza. Três corpos de prova foram ensaiados a tração. Na Tab. 1 são apresentados os valores obtidos para a tensão de resistência.

Tabela 1 – Tensão de Resistência Estimada por Ensaios de Tração

Espécimes			Média	Desvio-Padrão
I	II	III		
1390	1419	1434	1414	22,4

Além dos ensaios de tração, medidas de dureza do parafuso foram realizadas com o objetivo de avaliar a resistência a tração do material. Tal estimativa é realizada considerando a Eq. (2).

$$S_{rt} = 3,45 \cdot H_B \quad (2)$$

Para a estimativa da tensão de resistência do parafuso foram realizadas medidas de dureza em três sessões distintas: (i) região externa na parte não rosqueada do parafuso, (ii) região interna da rosca no

sentido longitudinal, e (iii) região interna da rosca no sentido transversal. Os ensaios foram realizados com cargas de 187,5 kg. A dureza na região (i) foi medida em 5 parafusos distintos, tomando-se dois pontos de medição por parafuso. Devido a necessidade de danificar os parafusos, para a medição da dureza nas regiões (ii) e (iii) utilizou-se somente um, realizando-se duas medições. Nas Tabs. 2 e 3 são apresentadas, respectivamente, as medidas de dureza em cada região e as estimativas para a tensão de resistência baseada nessas medidas.

Tabela 2 – Resultado das Medições de Dureza

Região	(i)		(ii)		(iii)	
	Hb	S _{rt} (MPa)	Hb	S _{rt} (MPa)	Hb	S _{rt} (MPa)
Média	391	1349	350	1206	345	1190
Desvio Padrão	6,5	22,6	6,4	22,0	0	-
CV(%)	1,7	1,7	1,8	1,8	0	-

2.3 – ESTIMATIVA DO LIMITE DE RESISTÊNCIA À FADIGA

Considerando os fatores de Marin e a tensão de resistência do material, o valor médio e o coeficiente de variação do limite de resistência à fadiga do parafuso na região da rosca poderão ser estimados, respectivamente, pelas Eqs. (3) e (4). Na Tab 4 são identificados e apresentados os estimadores dos fatores de Marin adotados nesse trabalho.

$$S_n = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot \phi \cdot S_{rt} \quad (3)$$

$$CV_{S_n} = \sqrt[3]{CV_{K_a}^2 + CV_{K_b}^2 + CV_{K_c}^2 + CV_{K_d}^2 + CV_{K_e}^2 + CV_{S_{rt}}^2} \quad (4)$$

onde $K_{(*)}$ são os fatores de Marin, CV_{*} os respectivos coeficiente de variação e $\phi = 0,5$.

Tabela 4 – Resumo dos Fatores de Redução da Resistência à Fadiga – [Shigley, 1987]

Fator	Condição	Equação
Superfície, K_a	Rosca de parafuso com bom acabamento comercial	1
Tamanho, K_b	Carregamento Axial	1
Carregamento, K_c	Carregamento Axial	0,774(1, 0,163)
Temperatura, K_d		1
Concentração de Tensões, K_e	Parafuso Laminado com dureza > 200 Bn	0,335

onde $(*)$, $(**)$ representa uma distribuição normal com média $(*)$ e coeficiente de variação $(**)$.

Considerando que a tensão de resistência e os fatores de Marin são variáveis aleatórias com as seguintes distribuições de probabilidade: $S_{rt} \approx N(1400; 0,02)$, $K_a \approx N(1; 0,05)$, $K_b \approx N(1; 0)$, $K_c \approx N(0,88; 0,163)$, $K_d \approx N(1; 0)$, $K_e \approx N(0,345; 0,06)$, o limite de resistência à fadiga, estimado pelas equações resultante terá a seguinte distribuição:

$$S_n \approx N(212; 0,179) \quad (5)$$

3 – INSTRUMENTAÇÃO

A utilização de técnicas experimentais para determinação de deformações e tensões em estudos de integridade estrutural, apesar de complicadas, é muito vantajosa, pois podem ser aplicados diretamente aos componentes estruturais sob condições reais de uso. Sob condições dinâmicas de carregamento, tais procedimentos são mais convenientes ainda, visto que diminuem a necessidade de hipóteses simplificadoras e considerações sobre as funções de transferência entre as deformações e os

esforços gerados durante o funcionamento do mecanismo ou da estrutura. A instrumentação do parafuso é extremamente complicada, já que as medições são realizadas dentro do mancal fixo, no bloco do motor e próximo ao cárter. Essa é uma região de alta temperatura e pressão quando em plena carga, estando em contato direto com o óleo lubrificante que atinge pressões de até 500 kPa ($\cong 5$ bar) e temperaturas da ordem de 140^o C. Nota-se ainda uma dificuldade no acesso da região instrumentada, necessitando de uma desmontagem parcial do motor. Na Fig. 1 são apresentados (a) um desenho esquemático da instalação do extensômetro, (b) sua proteção, e (c) o parafuso instrumentado. Devido às condições adversas, foram utilizados extensômetros para alta temperatura da marca Kiowa, código KFH-5-120-C1-11. A fixação dos mesmos foi realizada utilizando-se adesivo PC-6 e protegidos por uma camada de borracha de silicone resistente a alta temperatura (2), verniz (3) e araldite (4), conforme ilustrado na Fig. (1.b).

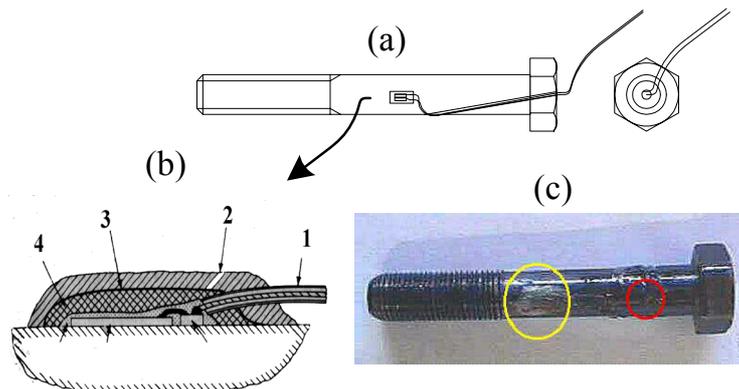


Figura 1 – Detalhes da Instrumentação do Parafuso

3.1 –ESFORÇOS APLICADOS SOBRE O PARAFUSO

Basicamente o parafuso estará a submetido a dois tipos de esforços: i) estático, devido a montagem do parafuso, e ii) dinâmico, resultante da movimentação do virabrequim. O esforço estático é relativamente fácil de determinar analiticamente, visto que o mesmo pode ser associado ao torque de montagem. Entretanto, a determinação dos esforços dinâmicos não é nada trivial, exigindo a instrumentação do parafuso para a sua estimativa.

3.1.1 – ESFORÇOS ESTÁTICOS

A tensão estática no parafuso, σ_m , é basicamente função do torque de aperto, T , aplicado no mesmo. Tais variáveis relacionam-se segundo a Eq. (6).

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot T}{\pi \cdot K \cdot d^3} \quad (6)$$

onde K é um fator que caracteriza o coeficiente de atrito (para materiais com coeficiente de atrito iguais a 0,15, admite-se $K = 0,2$) e d é o diâmetro do parafuso.

Segundo informações do fabricante, o torque médio de montagem nos parafusos é igual a 117,7 N•m (12 Kgf•m), o que resulta numa tensão de montagem igual a 433,7 MPa. Segundo Blake (1965), o coeficiente de variação da tensão média produzida pelo torque de aperto é da ordem de 9% para parafusos lubrificados. Assim, baseando-se nessa referência, será admitido para a tensão média resultante da montagem o seguinte comportamento:

$$\sigma_m \approx N(433,7; 0,09) \quad (7)$$

Experimentalmente também se mediu tal tensão. Entretanto, devido à quebra constante dos fios condutores só foi realizada uma única medição. Nessa medição, a deformação resultante da pré-

carga no parafuso foi igual a 2277 μ strain. Admitindo um módulo de elasticidade igual a 200 GPa, resultará numa tensão média igual a 455 MPa.

3.1.2 – ESFORÇOS DINÂMICOS

Para a determinação dos esforços dinâmicos, procurou-se simular situações extremas de operação do motor. Optou-se por trabalhar em regime de carga plena e variar a rotação do motor de modo que se pudesse quantificar os esforços sofridos pelos mancais sob condições distintas de rotação. Foram selecionadas as seguintes faixas de rotação: 1000, 2800, 3000 e 4000 rpm. A rotação de 2800 rpm foi escolhida por que para esse motor o máximo torque ocorre entre esse valor e 3000 rpm. A determinação da história de tensões no parafuso é realizada utilizando-se a Eq. (8). Na Fig. 2 apresenta-se a história de tensões resultante.

$$\sigma = (K \cdot v + \varepsilon_{est}) \cdot E \quad (8)$$

onde K é o fator de calibração do sistema, v é o resultado da medição, ε_{est} é a deformação resultante do torque de montagem e E é o módulo de elasticidade, admitido como igual a 200 GPa.

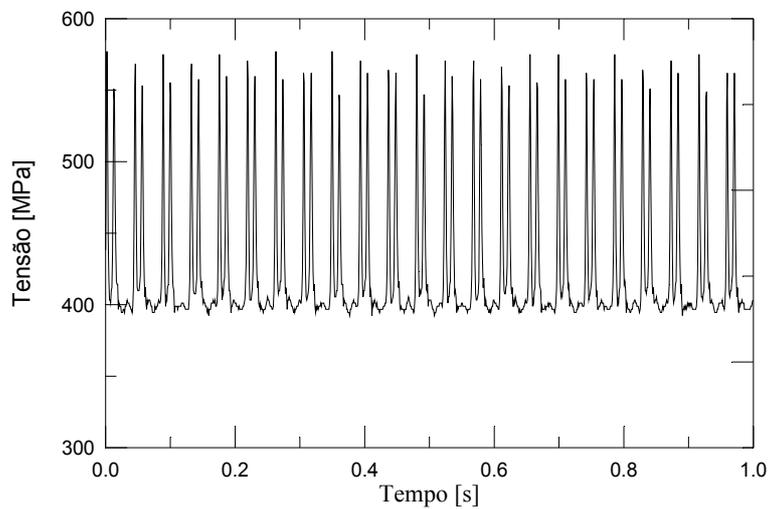


Figura 2 – História Típica das Tensões Atuantes no Parafuso - Motor a Plena Carga e 2800 rpm

Após a determinação das histórias das tensões atuantes no parafuso, aplicou-se a técnica de contagem de ciclos rain-flow [Matsuishi, 1969] para a determinação dos pares (σ_m, σ_a) .

4 – CONSTRUÇÃO DA FUNÇÃO DE ESTADO LIMITE

Considerando os tipos de esforços, o modo de falha adotado nessa análise será a falha por fadiga. Tipicamente, quando existem componentes de carregamento médias e alternadas, a análise de fadiga é realizada utilizando as relações de Goodman ou de Gerber. De uma forma determinística, tais relações são descritas, respectivamente, pelas Eq. (9) e (10).

$$\frac{S_a}{S_n} + \frac{S_m}{S_{rt}} = 1 \quad (9)$$

$$\frac{S_a}{S_n} + \left(\frac{S_m}{S_{rt}} \right)^2 = 1 \quad (10)$$

onde S_a e S_m são respectivamente os pares de tensão alternada e média que podem ser aplicadas no elemento estrutural para uma determinada vida, S_n e S_{rt} são respectivamente o limite de resistência a

fadiga e a tensão de resistência.

Definindo as condições de carregamento que gerem os pares (σ_{mi}, σ_a) , como função de demanda e as Eq. (9) ou (10) como funções de capacidade, a função de estado limite, $G(\mathbf{X})$, poderá ser quantificada pelas Eq. (11).

$$G(\mathbf{X}) = \bar{C} - \bar{D} \quad (11)$$

onde \bar{C} e \bar{D} são as distâncias dos pares ordenados (S_a, S_m) e (σ_a, σ_m) à origem do sistema.

A relação funcional entre os pares ordenados (S_m, S_a) e (σ_m, σ_a) pode ser expressa pela eq. (12).

$$S_a = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \cdot S_m \quad (12)$$

Em termos de S_n , de S_{rt} , as componentes S_a e S_m serão expressas, considerando a relação de Goodman, pelas Eqs. (13) e, considerando a relação de Gerber, pelas Eqs. (14).

$$S_m|_{Gdm} = \frac{\sigma_m}{\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_{rt}}} \quad (13a)$$

$$S_a|_{Gdm} = \frac{\sigma_a}{\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_{rt}}} \quad (13b)$$

$$S_m|_{Grb} = \frac{1}{2} \cdot \left[\sqrt{\left(\frac{\sigma_a \cdot S_{rt}^2}{\sigma_m \cdot S_m} \right)^2 + 4 \cdot S_{rt}^2} - \frac{\sigma_a \cdot S_{rt}^2}{\sigma_m \cdot S_m} \right] \quad (14a)$$

$$S_a|_{Grb} = \frac{\sigma_a}{2 \cdot \sigma_m} \cdot \left[\sqrt{\left(\frac{\sigma_a \cdot S_{rt}^2}{\sigma_m \cdot S_m} \right)^2 + 4 \cdot S_{rt}^2} - \frac{\sigma_a \cdot S_{rt}^2}{\sigma_m \cdot S_m} \right] \quad (14b)$$

Considerando as Eqs. (13) e (14), as funções de estado limite serão expressas pelas Eqs. (15).

$$G(\mathbf{X})_{Gdm} = \sqrt{S_m|_{Gdm}^2 + S_a|_{Gdm}^2} - \sqrt{\sigma_m^2 + \sigma_a^2} \quad (15a)$$

$$G(\mathbf{X})_{Grb} = \sqrt{S_m|_{Grb}^2 + S_a|_{Grb}^2} - \sqrt{\sigma_m^2 + \sigma_a^2} \quad (15b)$$

5 – MÉTODO DE CONFIABILIDADE DE PRIMEIRA ORDEM SEGUNDO MOMENTO

Nesse método, as estimativas da média e da variância da função de distribuição de $G(\mathbf{X})$ são realizadas usando o vetor média e a matriz de covariâncias associadas as variáveis aleatórias do problema. Expandindo $G(\mathbf{X})$ em série de Taylor em torno dos valores médios de \mathbf{X} , $\hat{\mathbf{X}}$, e limitando a série aos termos lineares, as aproximações de primeira ordem da média e da variância de $G(\mathbf{X})$ serão definidas pelas Eqs. (16) e (17). Se $G(\mathbf{X})$ for representada por uma distribuição de probabilidade qualquer, o risco de falha será quantificado pela probabilidade $P(G(\mathbf{X}) < E[G(\mathbf{X})])$. Entretanto, assumindo que tal distribuição seja aproximadamente normal com média $E[G(\mathbf{X})]$ e desvio padrão $(Var[G(\mathbf{X})])^{1/2}$, ou seja: $G(\mathbf{X}) \approx N[E[G(\mathbf{X})], (Var[G(\mathbf{X})])^{1/2}]$, o risco de falha será estimado pela diretamente pela distribuição normal reduzida, ou seja, através da Eq. (18).

$$E[G(\mathbf{X})] = G(\hat{\mathbf{X}}) = G(\hat{x}_1, \hat{x}_2, \Lambda, \hat{x}_n) \quad (16)$$

$$Var[G(\mathbf{X})] = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n \left(\frac{\partial G(\hat{\mathbf{X}})}{\partial x_i} \right) \cdot \left(\frac{\partial G(\hat{\mathbf{X}})}{\partial x_j} \right) \cdot Cov[x_i, x_j] \quad (17)$$

$$P_f = 1 - \Phi(\beta) \quad (18)$$

onde β é uma nova medida de risco de falha índice de confiabilidade, β , definida pela Eq. 19.

$$\beta = \frac{E[G(\mathbf{X})]}{\sqrt{Var[G(\mathbf{X})]}} \quad (19)$$

6 – MÉTODO AVANÇADO DE SEGUNDO MOMENTO

Nesse método específico, o índice de confiabilidade, β , é definido como a menor distância entre a superfície de falha à origem do sistema de coordenadas reduzidas $(\bar{x}_1 \ \bar{x}_2 \ \Lambda \ \bar{x}_n)$. Usando o sistema de coordenadas originais, os pontos de controle e o índice de confiabilidade serão determinados resolvendo-se iterativamente o sistema de Eqs. (20).

$$\alpha_i = \frac{\left(\frac{\partial G(\mathbf{X}^*)}{\partial \mathbf{X}_i} \right) \cdot \sigma_{x_i}}{\left[\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial G(\mathbf{X}^*)}{\partial \mathbf{X}_i} \right)^2 \cdot \sigma_{x_i}^2 \right]^{1/2}} \quad (20a)$$

$$x_i^* = \hat{x}_i - \alpha_i \cdot \beta \cdot \sigma_{x_i} \quad (20b)$$

$$G(\mathbf{X}^*) = 0 \quad (20c)$$

De forma semelhante ao método de primeira-ordem segundo-momento, a relação entre a probabilidade de falha, P_f , e o índice de confiabilidade, β , é estimado segundo a Eq. (12).

7 – RESULTADOS E DISCUSSÕES

7.1 – CARACTERIZAÇÃO DA FUNÇÃO DE CAPACIDADE

Com base nas análises de resistência do material e da geometria do parafuso, verificou-se que os parâmetros associados à função de capacidade do são as apresentadas na Tab. 5.

Tabela 5 – Parâmetros Associados à Função de Capacidade

Parâmetro	Média	CV (%)
Tensão de Resistência, S_{rt} [MPa]	1400	2,0
Limite de Fadiga, S_n [MPa]	205	17,9
Módulo de Elasticidade, E [GPa]	200	8,0

7.2 – CARACTERIZAÇÃO DA FUNÇÃO DE DEMANDA

Analisando os resultados observados da análise dinâmica, é possível admitir que as variações

observadas para as tensões médias e alternadas possuem um comportamento aleatório. Assim, de forma a simplificar o problema, será admitido que os pares ordenados (σ_m, σ_a) terão as distribuições gaussianas bidimensionais independentes apresentadas na Tab. 6.

Tabela 6 – Parâmetros das Distribuições dos Pares (σ_m, σ_a)

Rotação [rpm]	Tensão Média [MPa]		Tensão Alternada [MPa]	
	Média	CV (%)	Média	CV (%)
1000	459,8	3,4	55,5	1,29
2800	449,9	1,9	78,0	6,2
3000	461	1,4	84,8	2,7
4000	411,5	2,2	65,4	5,8

Deve-se ressaltar que os valores acima apresentados foram obtidos de poucos ensaios. Assim, considerando prováveis desalinhamentos na fixação dos extensômetros e variações no módulo de elasticidade do material, para fins de estimativa da confiabilidade do parafuso será assumido que tanto a tensão média quanto a alternada terão coeficientes de variação da ordem de 6 %.

7.3 – DIAGRAMAS DE ESFORÇOS VERSUS RESISTÊNCIA

Uma vez estimados os parâmetros de solicitação e resistência pode-se desenhar as curvas de interferência entre as funções de demanda e de capacidade. Na Fig. 3 são apresentadas tais curvas considerando os modelos de Goodman e de Gerber.

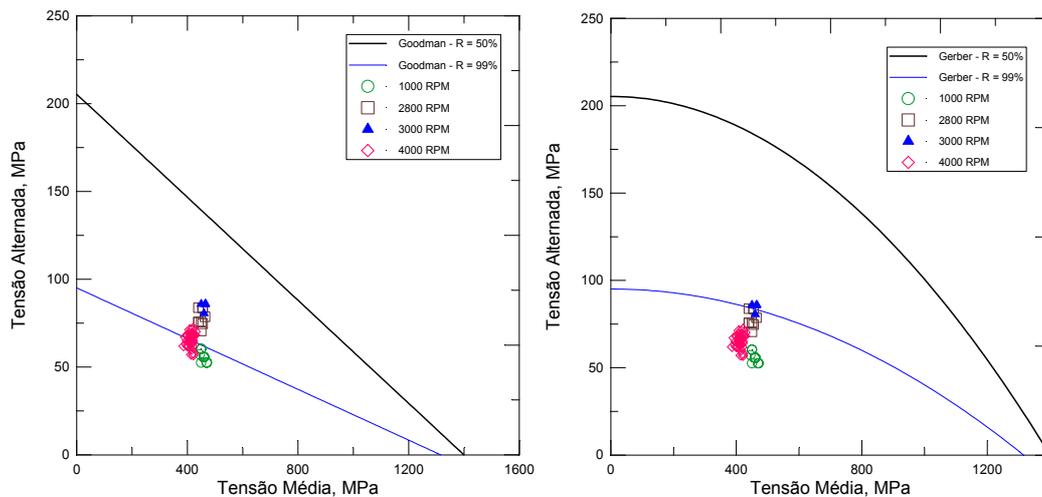


Figura 3 – Diagramas de Goodman e de Gerber Considerando Comportamento Aleatório dos Parâmetros de Fadiga

7.4 – PREVISÃO DO FATOR DE SEGURANÇA E DA CONFIABILIDADE

Com base nas distribuições de probabilidade das funções de demanda e de capacidade, pode-se quantificar o fator de segurança nominal do parafuso. Além disso, utilizando-se a técnica de Monte Carlo, procurou-se avaliar o comportamento estatístico do fator de segurança. Na Tab. 10 são apresentados os resultados encontrados.

Tabela 10 – Comportamento Estatístico do Fator de Segurança (Num. de Combinações: 700.000)

Equação	Nominal	Médio	Desvio Padrão	CV (%)	Prob(FS>1) (%)
Goodman	1,367	1,366	0,149	10,97	99,284
Gerber	1,968	1,968	0,180	10,60	99,995

Considerando que as condições de uso e de fabricação do elemento estrutural são bem conhecidas o valor do fator de segurança nominal mostra-se adequado. Entretanto, quando se observa o seu nível de dispersão e a sua probabilidade em assumir valores menores que um (condição de falha), verifica-se que tal medida não consegue refletir o grau de confiança associado à seleção do parafuso. Utilizando às Eqs. (10) a (13), a confiabilidade do parafuso segundo as previsões baseadas nos métodos de Monte Carlo, F.O.S.M e A.S.M são apresentadas na Tab. 11.

Tabela 11 – Estimativa da Probabilidade de Falha do Parafuso

Método	Critério	Confiabilidade (%)	β
Monte Carlo (700.000 combinações)	Goodman	98,744	2,239
	Gerber	99,938	3,232
F.O.S.M	Goodman	99,535	2,601
	Gerber	99,998	4,211
A.S.M	Goodman	98,608	2,199
	Gerber	99,846	2,959

Comparando as estimativas realizadas por meio dos métodos F.O.S.M e A.S.M com as obtidas segundo o método de Monte Carlos, verifica-se que o método avançado de segundo momento (A.S.M.) proporciona estimativas mais consistente, visto que seu erro de previsão quando comparadas à Monte Carlo são da ordem de 0,09%.

8 - CONCLUSÕES

Este trabalho teve como objetivo apresentar metodologias de avaliação da integridade estrutural de componentes estruturais submetidos a falha por fadiga. Nesse sentido foram apresentados três procedimentos analíticos de previsão de confiabilidade: Monte Carlo, F.O.S.M e A.S.M.. A título de exemplo procedeu-se a análise da integridade dos parafusos de fixação da cobertura dos mancais do virabrequim de um motor turbo-diesel. Como resultado verificou-se que a confiabilidade do mesmo é da ordem de 99,9%.

9 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Bilal, M. A. and Haldar, A., “Practical Structural Reliability Techniques”, Journal of the Structural Division, ASCE, Vol. 110, No. 8, August, 1984, pp. 1707 - 1724.
- Blake, J. C. and Kurtz, H. J., “The Uncertainties of Measuring Fastener Preload”, Machine Design, Vol. 17, Sept. 30, 1965, pp. 128-131.
- Ditlevsen, O., and Madsen, H. O., “Structural Reliability Methods”, John Wiley & Sons, West Sussex, 1996
- Ferreira, J. L. A. e Freire, J. L. F., “Influência do Comportamento Mecânico do Material sobre a Dispersão do Dano por Fadiga”, Anais da Conferência Internacional sobre Evaluacion de Integridad y Extension de Vida de Equipos Industriales, 166 167, Bucaramanga, Colombia, 1995.
- Freire, J. L. F. e Ferreira, J. L. A., “An Analytical Model to Determine the Dispersion of Fatigue Damage Evaluations”, Proc. Structural Mechanics in Reactor Technology, August, 1995, Rio de Janeiro, pp. 11 - 20.

- Milton E. Harr, "Reliability Based Design in Civil Engineering", Dover Publications, Inc, Mineola, New York, 1987.
- O. Ditlevsen and H. O. Madsen, "Structural reliability Methods", John Wiley & Sons, 1996.
- P. Thoft-Cristensen and Y. Morotusu, "Application of Structural Systems reliability Theory", Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, 1986.
- Wagner, L., Lutjering, G., "Influence of surface condition of fatigue strength", in: H. Kitigawa, T. Tanaka (Eds.), Fatigue '90, Material and Components Engineering Publications, Birmingham, UK, 1990, pp. 323-328.
- Y. K. Lin and G. Q. Cai, "Probabilistic Structural Dynamics - Advanced Theory and Applications", McGraw-Hill, Inc., 1995.
- Robert C. Juvinall and Kurt M. Marshek, "Fundamentals of Machine Component Design" Wiley, Second Edition, 1991,
- Joseph E. Shigley and Charles R. Mischke, "Mechanical Engineering Design", McGraw-Hill, Fifth Edition, 1989.
- Matshuishi, M. and Endo, T., "Fatigue of Metals Subjected to Varying Stress", Japan Society of Mechanical Engineers, Fukuoka, Japan, 1968

STRUCTURAL INTEGRITY ANALYSIS OF THE SCREWS OF THE MAIN BEARING CAP OF THE TURBO-DIESEL ENGINE CRANK SHAFT

Jorge Luiz de A. Ferreira, Dr.,

Allison B. de Souza, Eng.,

Vandré G. Carloni, Eng.,

Dailton A. Leite, Eng.,

Alessandro B. de S. Oliveira, MSc.,

Mechanical Engineering Department - University of Brasília, Campus Universitário Darcy Ribeiro, Asa Norte, Brasília, Brazil, ZIP CODE 70910-900, e-mail: jorge@unb.br

***Abstract:** This article has for objective to present a study about the structural integrity of screws used in the fixation of the main bearing cap of the crank shaft of a turbo-diesel engine. Such a component was chosen for such an analysis by being an element of essential importance for the structural integrity of the motor. In this context, in that analysis was characterized as main fails mode the fatigue damage. They were determined the capacity functions and of demand. Two demand functions were built, a based on the diagram of Goodman and another in the one of Gerber. The parameters that characterize such functions were obtained by means of the tension test, techniques metalographics, hardness tests, and numeric analysis from finite elements. For the characterization of the stress loading history applied in the screw extensometric techniques were used. With base in those results was considered safety's factor, the reliability index and the reliability of the screw. The reliability index and the reliability were estimated according to Monte Carlo, F.O.S.M and A.S.M. techniques. As result was verified that are of the order 1,66 and 99,9% to the safety factor and the reliability of that mechanical component.*

keyword: Fatigue, Structural Integrity, Monte Carlo, A.S.M., F.O.S.M.