

DETERMINAÇÃO DE CURVAS S-N DO AÇO 34CrNiMo6 NUMA MÁQUINA DE ENSAIOS DE FADIGA DE FLEXÃO ROTATIVA E TORÇÃO BIAIXIAL.

A.C. Marques de Pinho * e C. Moura Branco **

* Universidade do Minho, 4800 Guimarães, Portugal.

** IST, 1096 Lisboa Codex, Portugal.

Resumo. O projecto de componentes mecânicos e estruturas metálicas deve considerar os dimensionamentos estáticos e à fadiga, quando são aplicadas solicitações estáticas e cíclicas uniaxiais ou multiaxiais. Os veios de transmissão de potência estão presentes em algumas estruturas metálicas e em quase todas as máquinas, nomeadamente, na indústria automóvel, em máquinas ferramentas, na generalidade dos sistemas de elevação, navios e em muitos outros casos. Estes estão sujeitos, na generalidade dos casos, a solicitações biaxiais de flexão e torção. Normalmente possuem secção circular maciça ou tubular e os acidentes geométricos são muito frequentes originando, por isso, zonas com concentração de tensões importantes. Foram estas as principais razões da escolha da secção circular maciça com variação de secção para a construção dos provetes a ensaiar, assim como, o projecto e construção de nova máquina de ensaios de fadiga rotativa biaxial de flexão e torção, cuja descrição é apresentada neste trabalho. Como principal objectivo deste trabalho apresentam-se as curvas S-N referentes do aço 34CrNiMo6, material frequentemente usado na execução deste tipo de componentes. Estas curvas são fundamentais para o dimensionamento destes componentes à vida útil.

Abstract. Power transmission shafts work in the majority of mechanical equipment subjected to fatigue loading. The main type of loading is biaxial with rotating bending and static torsion the latter induced by the static torque applied to the transmission. Fatigue cracking usually occurs in stress concentration features such as keyways, holes or variations in cross section. This paper describes the design of a fatigue testing machine for biaxial loading of rotating bending and static torsion specially build for testing specimens of circular cross section simulating power transmission shafts. Presented are also S-N data obtained in the Cr-Ni-Mo alloy steel 34CrNiMo6.

The fatigue data is discussed in terms of the component of the static torque applied and also of the magnitude of the stress concentration factor introduced in the specimen, due to variations of the radius of curvature between two diameters of the specimen.

1. INTRODUÇÃO.

As curvas S-N são usadas para determinar a vida útil dos componentes. Neste trabalho são apresentadas as curvas S-N básicas e de referência, que são o resultado dos ensaios realizados com provetes ideais, e, ainda, as curvas resultantes dos ensaios realizados com provetes de secção circular maciça com variação de secção tendo sido usados os raios de concordância igual a 1, 3 e 7 mm.

Serão feitas comparações entre curvas S-N correspondentes a solicitações biaxiais de flexão rotativa e torção igual a 0, 25, 50 e 75 % da tensão de flexão. Para isso foi usada uma máquina de ensaios especificamente projectada e construída para este fim cujo princípio de funcionamento se apresenta de seguida.

2. MODO DE FUNCIONAMENTO DA MÁQUINA DE ENSAIOS DE FADIGA ROTATIVA BIAIXIAL DE FLEXÃO E TORÇÃO.

Entre os trabalhos já publicados no domínio da fadiga biaxial, [1-5], pode-se constatar que a simulação do funcionamento real, deste tipo de componentes, é feita mantendo o provete parado. Recorrendo a actuadores servohidráulicos, ou outro sistema equivalente, é imposta a fadiga biaxial.

Como é sabido, a nucleação de fendas dá-se, na maior parte dos casos, em mais do que um ponto e de forma aleatória, nas fibras externas e à superfície das peças, onde se verificam campos de tensão e de deformação máximos. A técnica de ensaio com provete fixo parece-nos pouco realista por ser desconhecida, à partida, a localização do(s) ponto(s) crítico(s).

Esta foi uma das razões que levou ao projecto e construção de uma máquina, com simulação da fadiga biaxial de flexão rotativa e torção estática.

Esta situação de carga está presente na maior parte dos veios de transmissão de potência que para o seu desempenho possuem movimento de rotação e estão sujeitos a solicitações mistas de flexão e torção.

A figura 1 mostra o desenho de conjunto da máquina usada no ensaio dos provetes, cujos resultados serviram para a determinação das curvas S-N, e que se encontra no Laboratório de Ensaio de Materiais, da Universidade do Minho em Guimarães. Observando esta figura pode constatar-se a existência de três partes fundamentais, a destacar: cabeçote fixo e amarração do provete, sistema para aplicação da carga de flexão e sistema para aplicação do momento torsor.

2.1. Cabeçote fixo e amarração do provete.

O cabeçote fixo é composto por um veio principal, também designado por árvore da máquina, que não é mais que um veio de

transmissão de potência apoiado em duas chumaceiras de rolamentos. Numa das extremidades está montado o tambor mandado que, por intermédio de correias, recebe movimento do motor, com 25 cv de potência. Na outra extremidade está montado o sistema de amarração para fixação dos provetes, que garante uma boa amarração e simula o encastramento, a menos da rotação. A figura 2 apresenta o desenho referente ao sistema de amarração dos provetes, de onde se destaca a forma como o provete é impedido de rodar relativamente à amarra e o sistema de cones que permite fazer um aperto eficaz entre a amarra e o provete.

2.2. Sistema para aplicação da carga de flexão.

Observando, também, a figura 1 é possível ver a mesa destinada à aplicação da carga de flexão constante. O cabeçote fixo e as amarras simulam o encastramento e a mesa possui guias com rolamentos de translação que permitem liberdade de movimentos nos eixos z e y. Esta flexibilidade de movimentos garante que a carga se mantém constante durante o funcionamento.

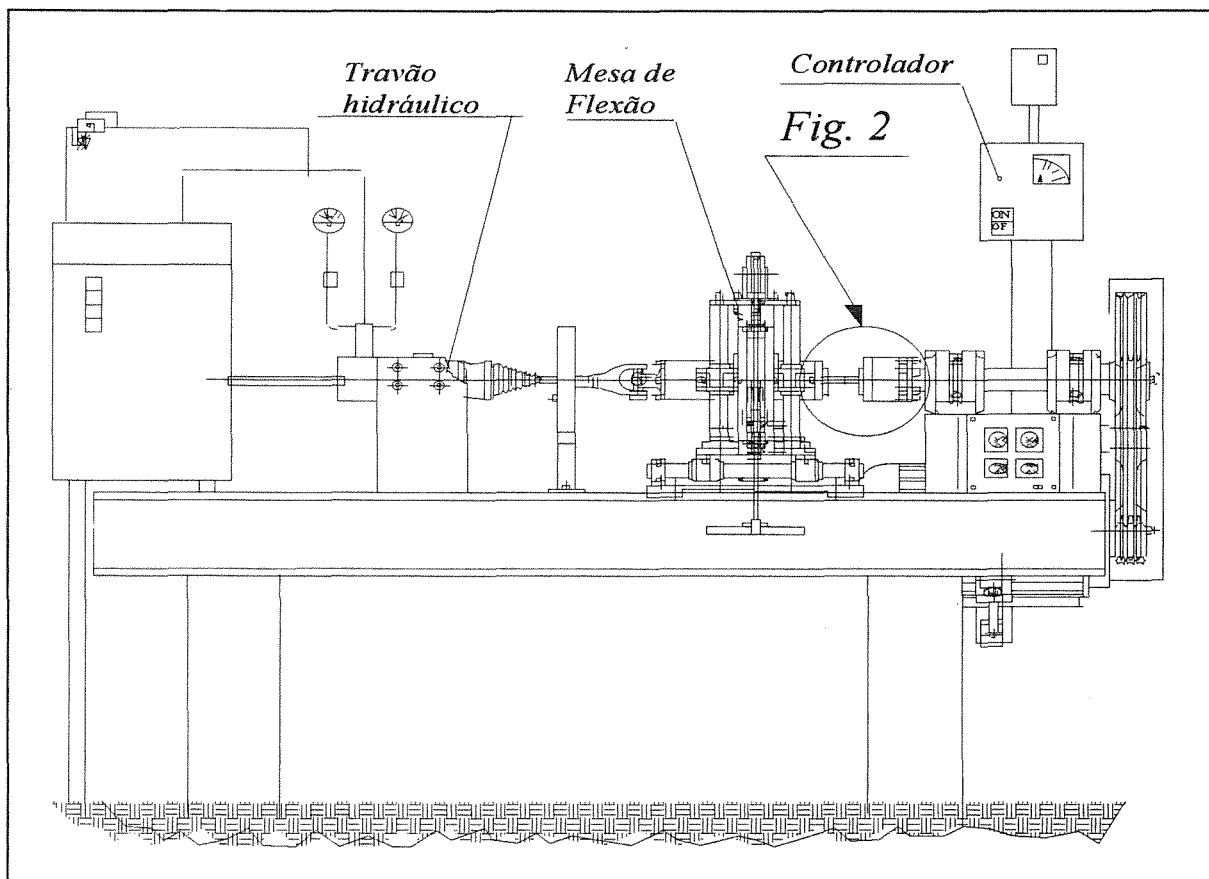


Fig. 1. Máquina de ensaio de fadiga rotativa biaxial de flexão rotativa e torção estática.

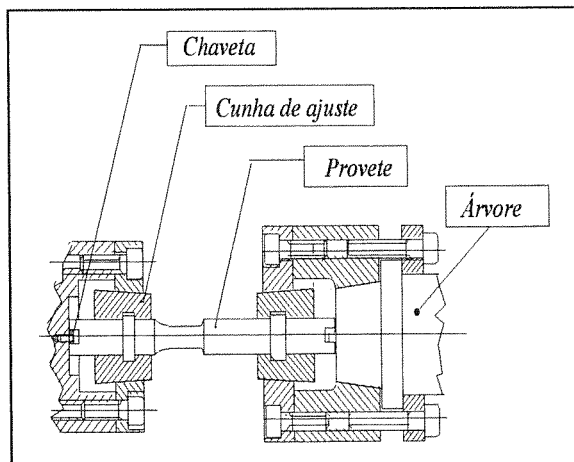


Fig. 2. Desenho do sistema de amarração dos provetes.

A força de flexão aplicada no provete é obtida colocando pesos nos dois pratos existentes para o efeito.

Para aferir a carga aplicada no provete existe uma célula de carga e para medir o deslocamento existe um transdutor de deslocamentos.

2.3. Sistema para aplicação do momento torsor.

A tensão de torção resulta da aplicação do momento torsor ao provete. Para isso foi estudada a forma correcta de funcionamento da máquina e o mecanismo a usar para evitar interferências. Para isso recorreu-se a uma junta universal, tipo "cardan", que faz a ligação entre o provete e o sistema gerador de binário.

Para produzir o binário torsor foi usado, como primeira solução, um gerador eléctrico [6]. Posteriormente foi substituído por um travão hidráulico que se revelou ser mais seguro e prático. O sistema hidráulico é, basicamente, constituído por uma bomba hidráulica e uma válvula restritora que permite, de forma simples, obter qualquer momento torsor.

Para medição do binário, para além do pressostato, foi construída uma célula dinamométrica que permite obter valores mais fiáveis.

2.4. Modo de funcionamento.

O funcionamento da máquina é simples. Em primeiro lugar faz-se a montagem do provete a ser ensaiado. A figura 2 mostra um esquema de montagem do provete. Para tal é necessário

apertar um conjunto de parafusos, seguindo uma técnica apropriada, por forma a garantir um bom alinhamento do provete e evitar quer o aparecimento de vibrações quer de tensões de flexão secundárias.

Após a montagem do provete, a máquina é posta em movimento com velocidade de rotação previamente estabelecida.

3. CURVAS S-N PARA O AÇO 34CrNiMo6.

3.1. Fundamentos sobre as Curvas S-N.

O método mais utilizado para análise de resultados de ensaios de fadiga baseia-se em curvas que relacionam a amplitude de tensão nominal com o número de ciclos de rotura N_f . Estas curvas são designadas por *curvas S-N* e indicam a resistência à fadiga do material para diferentes amplitudes de tensão. Estas curvas são obtidas com resultados dos ensaios de provetes submetidos a amplitude de tensão cíclica e constante, para o domínio elástico de deformação. No caso do aço e quando o número de ciclos é superior a 10^7 ciclos admite-se que o provete tem vida infinita e o ensaio é interrompido. Muitos materiais não apresentam este patamar definindo-se como tensão limite de fadiga o valor correspondente a 10^8 ciclos. Para vidas inferiores a 10^4 a 10^5 ciclos os resultados não são considerados, uma vez que a fadiga se dá com deformação plástica sendo necessário recorrer às leis da fadiga oligocíclica, como, p.e., a lei de Coffin-Manson.

No caso do aço a curva S-N, sendo representada em escalas bibliográficas, corresponde a uma recta e a equação tem a seguinte forma.

$$\log(\sigma_a) = \log(C') - c \times \log(N_f) \quad (1)$$

ou em alternativa,

$$\sigma_a \times N_f^c = C' \quad (2)$$

onde c e C' são constantes do material que dependem das condições do ensaio.

As tensões correspondentes às curvas S-N não consideram, normalmente, a concentração de tensões e quando a componente de tensão média é nula estas são designadas por curvas básicas ou intrínsecas do material. Se a tensão média é diferente de zero são designadas por curvas de referência do material. Os provetes usados na

determinação das curvas básica e de referência devem ser ensaiados em condições ideais devendo ter um factor de concentração de tensões igual a um e ter um acabamento polido espelho.

A grande dispersão de resultados, que se verifica nestes ensaios, para condições de ensaio idênticas, são consequência, entre outros aspectos, da variação dimensional, do acabamento superficial, da falta de homogeneidade do material, da agressividade do meio ambiente e dos processos de fabrico dos componentes. Por conseguinte, deve haver cuidados especiais no controlo de todos estes parâmetros, por forma a obter a menor dispersão possível. Também se pode recorrer às leis da estatística para tratamento de resultados e contornar o efeito de tal dispersão. Porém, a aplicação das leis da estatística obriga à realização de um grande número de resultados o que se revela, geralmente, impraticável, quer em termos de custo quer em tempo de ensaio. Por essa razão é frequente aplicar-se a lei de distribuição de Gauss ou normal, considerando o número de ciclos constante e uma região de probabilidade compreendida entre os 0.1 a 0.9 [7-8].

3.2. Apresentação de resultados.

Para a construção das curvas S-N, foram definidos quatro valores com amplitudes de tensão diferentes. Realizaram-se, no mínimo, três ensaios para cada tensão por forma a obter um valor médio aceitável para o número de ciclos de rotura.

3.2.1. Curva Básica.

Na figura 3 está representada a curva S-N básica para o aço 34CrNiMo6. Os resultados foram obtidos com provetes polidos e espelhados, possuindo uma rugosidade média igual a 0.8µm. A amplitude de tensão de flexão máxima corresponde aos pontos do exterior da secção e é obtida pela equação das tensões de flexão

$$\sigma_{zz} = \frac{M_f \times (d/2)}{I_{xx}} \quad (3)$$

A equação da curva S-N básica, obtida por regressão linear, foi

$$\log(\sigma_f)_a = 3.1483 - 0.0725 \times \log(N_f)$$

ou $(\sigma_f)_a \times N_f^{0.0725} = 10^{3.1483} \quad (4)$

Nas figura 4, 5 e 6 são apresentadas as curvas S-N de referência correspondentes aos ensaios realizados com provetes sem acidente geométrico e com acabamento polido espelho, em que a amplitude de tensão de flexão é mantida constante durante o ensaio, $(\sigma_{zz})_a$, e com tensão de torção, τ_{zx} , igual a 25, 50 e 75 % de $(\sigma_{zz})_a$. A tabela 1 apresenta os parâmetros referentes às curvas S-N básica e de referência, obtidos por regressão linear entre a amplitude de tensão de flexão, $(\sigma_{zz})_a$, e o número de ciclos de rotura, conforme a equação 1.

3.2.2. Curvas S-N considerando a existência de concentração de tensões.

Nas figuras 3, 4, 5 e 6 estão representadas as curvas S-N referentes aos provetes com acidente geométrico, conjuntamente com as curvas básica e de referencia, submetidos a flexão e torção igual a $\tau_{zx} = 0, 25, 50$ e 75% de $(\sigma_{zz})_a$. Os provetes tinham variação de secção em que os diâmetros das secções maior e menor eram

Tabela 1. Parâmetros das Curvas S-N básica e de referência.

Curvas S-N	Tensão de Torção %	log(C')	c
Básica	0	3.1483	0.0725
Curvas de Referência	25	3.1363	0.0712
	50	3.1198	0.0683
	75	3.1015	0.0652

Tabela 2. Parâmetros das Curvas S-N para os provetes com acidente geométrico.

Raio de concordância	Tensão de Torção %	log(C')	c
1 mm	0	2.8807	0.0613
	25	2.8759	0.0611
	50	2.8492	0.0590
	75	2.8704	0.0655
3 mm	0	2.8822	0.0541
	25	2.8241	0.0451
	50	2.8112	0.0432
	75	2.8268	0.0466
7 mm	0	2.8247	0.0391
	25	2.8168	0.0381
	50	2.8015	0.0357
	75	2.7884	0.0340

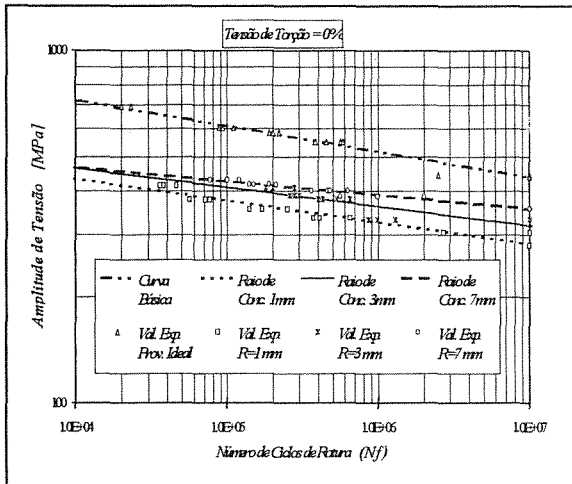


Fig. 3. Curvas S-N para as diferentes geometrias considerando a amplitude de tensão de flexão. $(\sigma_{zz})_a$ e $\tau_{zN} = 0\%$ de $(\sigma_{zz})_a$.

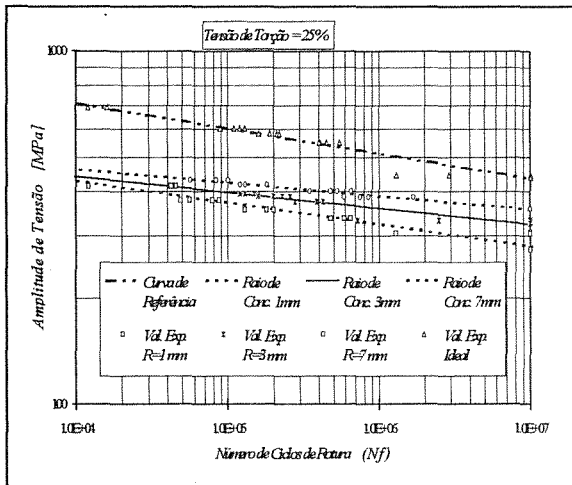


Fig. 4. Curvas S-N para as diferentes geometrias considerando a amplitude de tensão de flexão. $(\sigma_{zz})_a$ e $\tau_{zN} = 25\%$ de $(\sigma_{zz})_a$.

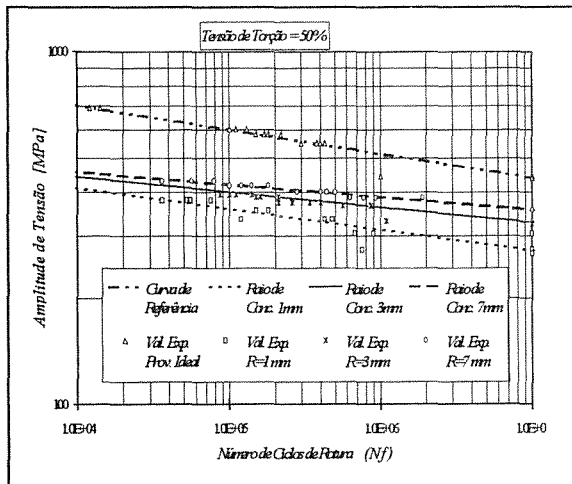


Fig. 5. Curvas S-N para as diferentes geometrias considerando a amplitude de tensão de flexão. $(\sigma_{zz})_a$ e $\tau_{zN} = 50\%$ de $(\sigma_{zz})_a$.

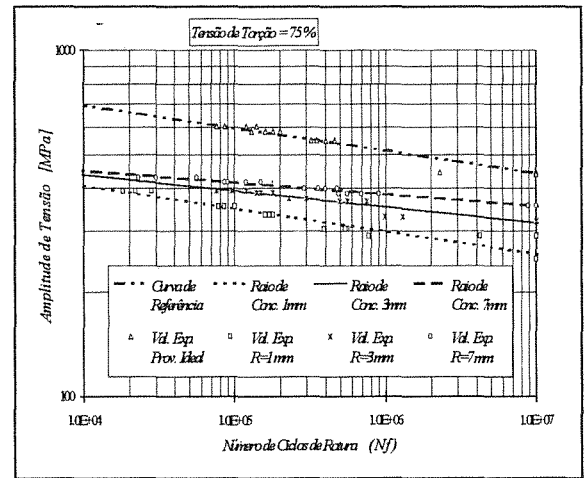


Fig. 6. Curvas S-N para as diferentes geometrias considerando a amplitude de tensão de flexão. $(\sigma_{zz})_a$ e $\tau_{zN} = 75\%$ de $(\sigma_{zz})_a$.

iguais a 20 e 12 mm, respectivamente. A concordância entre as duas secções assumiu três raios distintos, ou seja, $R = 1, 3$ e 7 mm. A tabela 2 apresenta os valores das constantes, $\log(C'')$ e c , referentes à equação 1.

4. DISCUSSÃO DE RESULTADOS.

Perrin et al [9] e Buch [10] fizeram estudos sobre o efeito da tensão média numa liga de aço de baixo teor em carbono e verificaram que os critérios tradicionais de dimensionamento à fadiga são conservadores. Recorreram aos critérios de Goodman, Gerber e Soderberg e verificaram que o critério de Gerber era o preferido, quando usado para fazer a correção do efeito da tensão média. Constataram que alguns dos parâmetros que relacionam a tensão média são muito conservadores, quando a componente é de tracção e extremamente otimistas quando a componente de tensão média é de compressão. McDiarmid [11] obteve resultados idênticos nos ensaios que realizou em provetes furados e sem acidentes geométricos, construídos em aço com $\sigma_R = 850$ [MPa] e $\sigma_{ced} = 680$ [MPa] e submeteu-os a esforços normais e tangenciais dando origem aos modos de rotura I, II e III, com tensão média. Usando um critério de tensão tangencial para dimensionamento à fadiga, verificou que o efeito da tensão média em modo misto I+III reduzia a vida à fadiga dos componentes na ordem dos 5 a 10 %, quando a tensão média assumia valores idênticos aos da amplitude de tensão.

Outro trabalho publicado por Ellyin et al [12], baseado num critério energético revela que a existência de tensão média diminui a vida à

fadiga, quando as tensões são axiais e de torção, e a razão entre as duas componentes e a vida à fadiga não é uma constante, mas sim função da amplitude de tensão do ensaio.

A análise de resultados permite concluir que a resistência à fadiga diminui quando a componente de tensão média aumenta, sendo mais acentuada nos casos em que a concentração de tensões é mais elevada, como se pode constatar comparando as figuras 3, 4, 5 e 6. Essa diminuição de resistência à fadiga traduz-se numa redução da vida dos provetes, embora de forma ligeira, exceção feita aos provetes com raio de concordância igual a 1 mm onde se verifica, claramente, esse efeito. A análise do declive das curvas S-N, quando representadas em escalas bilogarithmicas, permite fazer o mesmo raciocínio e constatar que o efeito da tensão média se acentua mais quando a amplitude de tensão decresce.

5. CONCLUSÕES.

Quando se comparam resultados obtidos pelos códigos, como o ASME, e pelos critérios de dimensionamento à fadiga, como o de Soderberg e de Goodman, com os das curvas S-N, concluiu-se o seguinte:

- para as mesmas condições de ensaio, os diâmetros calculados pelos critérios ou códigos são superiores aos diâmetros dos provetes ensaiados.

- o critério de Goodman, considerando a tensão equivalente de Von-Mises, é o que se aproxima melhor do valor real embora a diferença relativa do critério de Soderberg seja mínima.

- o dimensionamento à vida garantida, recorrendo às curvas S-N, e obtidas em condições idênticas às reais, permite obter dimensões mais realistas. A utilização de curvas S-N resultantes de ensaios em condições distintas das reais, como, p.e., quando são obtidas com solicitações uniaxiais ou sem acidentes geométricos podem levar, igualmente, a sobredimensionamentos.

A rigidez da máquina e o modo de funcionamento são os principais responsáveis pelos bons resultados que foram obtidos nos ensaios de provetes submetidos a fadiga rotativa biaxial de flexão e torção.

6. REFERÊNCIAS.

- [1] Found, M.S., Fernando, U.S. and Miller, K., "Requirements of a new multiaxial fatigue testing facility". ASTM STP 853, pp 11-23, 1985.
- [2] Downing, S.D. and Galliard, D.R., "A fatigue test system for a notched shaft in combined bending and torsion". ASTM STP 853, pp 24-32, 1985.
- [3] Sanetra, C. and Zenner, H., "Multiaxial fatigue under constant and variable amplitude loading". Fatigue Under Biaxial and Multiaxial Loading, ESIS10, Eds K. Kussmaul, D. McDiarmid and D. Socie, Mechanical Eng. Publications, London, pp 151-159, 1991.
- [4] Meurer, H. P., Hanswillemenke, H. Breitling, H., "Biaxial fatigue tests on thin walled tubes of NiCr23Co12Mo (Inconel 617) at 950°C". Fatigue Under Biaxial and Multiaxial Loading, ESIS10, Eds K. Kussmaul, D. McDiarmid and D. Socie, Mechanical Eng. Publications, London, pp 249-264, 1991.
- [5] Bérard, J., Antolovich, S. and McDowell, D., "Damage observation of a low-carbon steel under tension-torsion low-cycle fatigue". ASTM STP 1191, pp. 326-344, 1993.
- [6] Pinho, A.C.M. e Branco, C.M., "Fadiga de veios submetidos a solicitações combinadas de flexão e torção - apresentação de uma nova máquina de ensaios experimentais". Ias J. Ibéricas Fractura, pp. 113, 1987.
- [7] Weibull, W., "Fatigue testing and analysis of results". Ed. Pergamon Press, London, 1961.
- [8] ASTM E 206 -79, "Fatigue testing and analysis of of fatigue data", 1979.
- [9] Perrin, M. C., Watson, P. and Plumtree, A., "A critical evaluation of cyclic mean stress effects in a structural steel", Life Assessment- of Dynamically Loaded Mat. and Structures, Vol. I, pp 301-316, 5th European Conf. on Fracture- ECF 5, 1984.
- [10] Buch, A., "Effect of mean stress on the notch factor in fatigue", Life Assessment- of Dynamically Loaded Mat. and Structures, Vol. I, pp 327-333, 5th European Conf. on Fracture- ECF 5, 1984.
- [11] McDiarmid, D. L., "Designing for high-cycle biaxial fatigue using surface strain records". ASTM STP 853, pp. 606-621, 1985.
- [12] Ellyin, F. and Kujawski, D., "A multiaxial fatigue criterion including mean-stress effect", ASTM STP 1191, pp 55-66, 1993.