

DETERMINAÇÃO DE FADIGA TÉRMICA EM TAMBORES DE FREIO ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL¹

*Gustavo Borges Amorim²⁾
Luiz Carlos Rolim Lopes²⁾
Jayme Pereira de Gouvêa²⁾
José Adilson de Castro²⁾
José Oswaldo Amaral Tepedino²⁾*

Resumo

Os tambores de freio são componentes mecânicos empregados em dispositivos projetados para absorver a energia cinética de veículos automotores ou implementos rodoviários, convertendo grande parcela desta energia em calor. Tensões provenientes da variação de temperatura associadas à ciclos de frenagem levam ao surgimento de trincas que conduzirão o componente à falha. Este trabalho tem por objetivo construir um modelo parametrizado para a determinação da vida útil em fadiga térmica de tambores de freio, fabricados com ferro fundido, utilizados em implementos rodoviários do tipo semi-reboque de carga seca. Uma vez obtidos históricos de temperatura, determinados por intermédio de uma análise térmica, realizada através de simulação computacional, utilizou-se o modelo, para a determinação dos históricos de tensão em pontos críticos pertinentes a geometria do tambor de freio onde provavelmente configuram-se as primeiras trincas por fadiga. Para os três eventos de frenagem analisados, observou-se que, os maiores níveis de tensão apresentaram-se na direção circunferencial. De todos os casos analisados, o maior nível de tensões encontrado está associado a um evento onde o veículo encontra-se num processo de frenagens consecutivas, caracterizado por intervalos de 5 segundos para frenagem e 4 segundos para retomada. Estimou-se a vida em fadiga do tambor de freio para região e evento de frenagem onde há a maior probabilidade de surgimento de trincas. Foram aplicados os métodos de “rain-flow”, para contagem do número de ciclos. Utilizou-se da equação de Goodman modificada, para determinação do número de ciclos associado ao surgimento de trincas no componente, considerando-se os efeitos da tensão média. Concluiu-se que a região próxima ao flange de aparafusamento do tambor de freio é a região que apresenta condições ideais para o provável surgimento das primeiras trincas ocasionadas por fadiga térmica.

Palavras-chave: Tambores de freio; Fadiga térmica.

1)Trabalho a ser apresentado no 60th Annual ABM International Congress– Belo Horizonte – MG

2)Programa de Pós-Graduação em Engenharia Metalúrgica-Escola de Engenharia Industrial Metalúrgica de Volta Redonda-UFF, Av. dos Trabalhadores 420 – Vila Sta. Cecília – 27255-125 – Volta Redonda – RJ www.eeimvr.uff.br - amorimgb@metal.eeimvr.uff.br; rolimlop@metal.eeimvr.uff.br.

1 INTRODUÇÃO

Os tambores de freio são componentes mecânicos empregados em dispositivos projetados para absorver a energia cinética de veículos automotores ou implementos rodoviários, convertendo grande parcela desta energia em calor.

Os freios a tambor são expostos a amplas tensões térmicas durante o processo de frenagem. Tais eventos podem ocasionar dois resultados possíveis:

- Choque térmico, que irá gerar trincas de superfície; e
- Na ausência do choque térmico, para uma certa quantidade de ciclos de frenagem, surgirão trincas que conduzirão componente a falha por fadiga térmica.

As trincas provenientes de fadiga térmica não são muito comuns em carros de passeio, mas são relativamente freqüentes em caminhões e veículos de emergência, ou seja, veículos que são expostos a condições severas de utilização^[1]. A Figura 1 ilustra trincas provenientes de fadiga localizadas na superfície interna de um tambor de freio.

A motivação para a execução deste trabalho está fundamentada no fato de não existirem modelos descritos na literatura para estudo e determinação da vida em fadiga térmica destes componentes que são utilizados em implementos rodoviários do tipo semi-reboque de carga seca, como o ilustrado na Figura 2, tendo em vista que as condições carregamento dependem da geometria em questão.



Figura 1. Trincas provenientes de fadiga^[2].

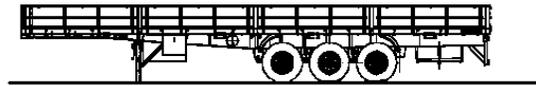


Figura 2. Implemento rodoviário do Tipo semi-reboque de carga seca^[3].

2 METODOLOGIA

Análise estrutural através do Método de Elementos Finitos:

Construiu-se um modelo 2-D do tambor de freio, com o auxílio do aplicativo ANSYS 7.0 do método de elementos finitos (MEF), onde considera-se a axissimetria do modelo tanto em sua geometria, quanto em seu carregamento a fim de se construir históricos de tensão para pontos críticos pertinentes a geometria do componente. O modelo 2-D, com 1960 elementos, está ilustrado na Figura 3, sobre a qual estão indicadas as restrições impostas ao modelo (restringindo as translações na direção y no flange de aparafusamento do tambor) e a região onde se aplica a pressão de contato entre as lonas e a pista de frenagem do tambor de freio. A pressão de contato é aplicada durante intervalos de tempo onde ocorre frenagem, ignorando-a então durante o processo de resfriamento. Vale ressaltar que as condições iniciais impostas a este modelo, constituem valores de temperaturas nodais obtidas através de um modelo utilizado para a determinação de ciclos térmicos resultantes de eventos de frenagem em tambores de freio através de simulação computacional^[4], a pressão de contato entre as sapatas de freio e a pista de frenagem é definida neste mesmo modelo.

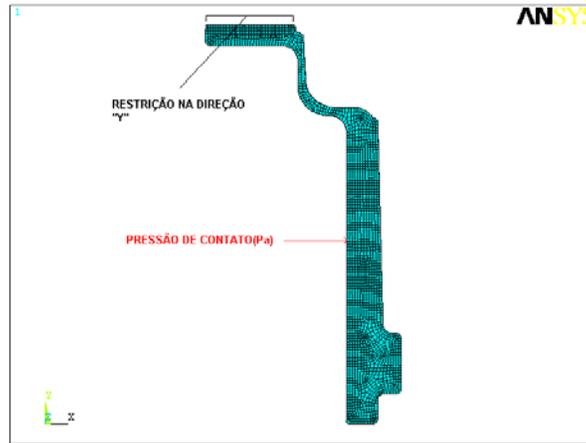


Figura 3. Modelo bi-dimensional utilizado na análise estrutural.

Elemento utilizado no modelo estrutural:

O elemento plano 82 é utilizado em análises cuja estrutura apresenta axissimetria circular. Este elemento possui oito nós com dois graus de liberdade, translações nas direções x e y em cada nó e se ajusta bem à geometrias curvas.

O elemento plano 82 permite grandes rotações e grandes deformações, considerando o comportamento elasto-plástico com encruamento do material, e sua rigidez^[5].

Determinação da vida em fadiga térmica do tambor de freio:

A vida em fadiga do tambor de freio foi estimada adotando-se a equação de Goodman modificada, para que se considere o efeito da tensão média. As amplitudes de tensões utilizadas são determinadas através da análise estrutural, procedente como exposto anteriormente. A contagem de ciclos foi realizada utilizando-se o método de “rain-flow”.

Propriedades do material:

As propriedades do material (ferro fundido cinzento) consideradas nesta análise foram: O módulo de elasticidade, densidade e coeficiente de Poisson. Vale ressaltar que o primeiro parâmetro é função da temperatura; na Figura 4 pode-se observar o comportamento desta propriedade quando da variação da temperatura.

Na Tabela 1, encontram-se os valores utilizados para aquelas propriedades que foram tratadas como constantes ao longo da análise.

Tabela 1. Propriedades do material^[6].

Densidade [Kg/m³]	7125
Coefficiente de Poisson	0,26

As propriedades de fadiga do material (ferro fundido cinzento), que serão empregadas na análise, encontram-se na Tabela 2 :

Tabela 2. Propriedades de fadiga do material^[1].

Material	σ'_f	B
GG25	241	-0.115

O parâmetro σ_u (resistência à tração do material) utilizado na equação de Goodman modificada, foi obtido através de ensaio de tração uniaxial, realizado no laboratório de ensaios mecânicos da Universidade Federal Fluminense. A Figura 5 mostra, o diagrama tensão x deformação verdadeira obtido através do ensaio de tração uniaxial.

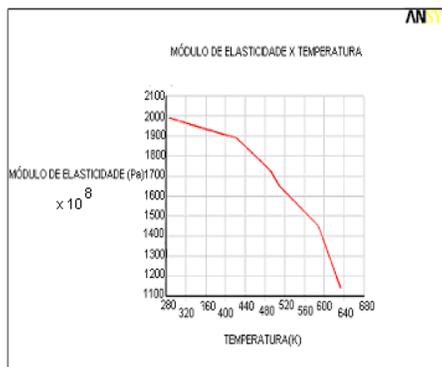


Figura 4. Módulo de elasticidade em função da temperatura^[7].

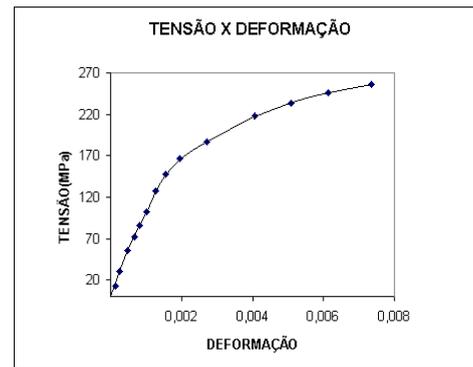


Figura 5. Curva tensão x deformação Ferro fundido GG25.

Da curva tensão deformação, a tensão limite de resistência é de 256,70 MPa. A tensão limite de escoamento foi determinada como sendo aquela aplicada para uma deformação de 0,2% e vale 217 MPa, compatível com valor adotado por Mackin, T.J et al^[1].

3 RESULTADOS/DISCUSSÕES

Análise Estrutural:

Na Figura 6, pode-se observar a localização de alguns nós denominados P01, P02, P03, P04, P05, P06, P07, P08 e P09, que configuram regiões críticas onde constataram-se as maiores amplitudes de tensão ao longo dos processos de frenagem, dentro de cada evento caracterizado através de outro modelo utilizado para a determinação de ciclos térmicos resultantes de eventos de frenagem em tambores de freio através de simulação computacional^[4]. A pressão de contato entre as sapatas de freio e a pista de frenagem é definida neste mesmo modelo. A identificação destes pontos foi feita por intermédio de análise das soluções nodais para tensões nas direções x,y e z, para intervalos de tempo conhecidos, dentro do primeiro, segundo e terceiro eventos de frenagem.

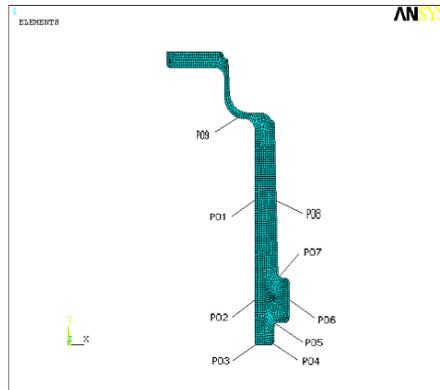


Figura 6. Pontos críticos levantados através de análise das soluções nodais.

Após a análise nodal, executou-se uma análise mais refinada do histórico de tensões conferido a cada ponto ao longo do tempo. Esta análise permitiu identificar aqueles pontos da geometria que configuram o pior caso para o fenômeno da fadiga, quando analisadas as amplitudes de tensão e as tensões médias. Dentre estes pontos, alguns se destacaram no que se refere à concentração de tensões, verificando-se que, para os três eventos analisados, os pontos P04, P06 e P09 sempre apresentaram as maiores amplitudes de tensão e os maiores valores de tensões médias. O tratamento dado ao problema ignora os choques térmicos na superfície interna do tambor de freio. As tensões circunferenciais, que serão avaliadas adiante, são provenientes das variações térmicas e da aplicação da pressão de contato existente entre as lonas e a superfície interna do tambor de freio. Desconsideram-se a contribuição da força centrífuga e das forças de atrito que ocorrem na direção perpendicular àquela onde acredita-se que surgirão as trincas térmicas.

Primeiro evento de frenagem:

A Figura 7 apresenta a evolução das tensões nas direções x, y e z e ainda das tensões cisalhantes para o ponto P04, ponto que apresenta condições desfavoráveis quando tratado o problema da fadiga. Observa-se que no ponto P04 chega-se a um valor de tensão trativa, na direção circunferencial de 30 MPa, apresentando ainda tensões compressivas na mesma direção de 2,5 MPa para o tempo t de 25 segundos, tempo que será considerado como o final da análise. A análise do primeiro evento foi interrompida aos 25 segundos, uma vez que se constatou que para intervalos de tempo posteriores, as tensões tenderam a zero, mostrando-se então na figura o intervalo de tempo onde as tensões se apresentam em níveis interessantes para a análise do problema da fadiga. Da Figura 7, pode-se considerar, que as tensões analisadas nas direções x, y e z ocorrem em planos principais.

Segundo evento de frenagem:

A Figura 8, apresenta a evolução das tensões nas direções x, y e z e tensões cisalhantes para o ponto P09, para o qual a tensão circunferencial atinge o valor de 53 MPa, trativa. Para intervalos de tempos posteriores à $t = 110$ segundos, esta tensão tenderá a zero. Da figura pode-se concluir que as tensões analisadas nas direções x, y e z ocorrem em planos principais.

Terceiro evento de frenagem:

A análise da Figura 9 mostra que para $t=59$ segundos, o ponto P09 apresenta o maior nível de tensão e que as tensões trativas circunferenciais chegam a 63 MPa. As tensões cisalhantes mantêm-se em valores próximos de zero, ao longo do tempo. Interrompeu-se a análise deste evento aos 75 segundos, pois se constata que para intervalos de tempo posteriores, as tensões tendem a zero. Assim, mostra-se na figura, o intervalo de tempo onde as tensões atingem níveis interessantes para a análise do problema da fadiga. Vale ressaltar ainda que, ao observar a Figura 6, percebe-se que os pontos críticos pertencem a regiões que são caracterizadas pela mudança de geometria do componente e que também estão localizados sempre na superfície do mesmo, confirmando o fato que a fadiga consiste de um fenômeno de superfície. Observa-se também que o ponto P09 apresentou os maiores níveis de tensão para os dois últimos eventos de frenagem, o que se deu para os intervalos de tempo em que a diferença de temperatura do mesmo, em relação aos demais pontos, era a maior.

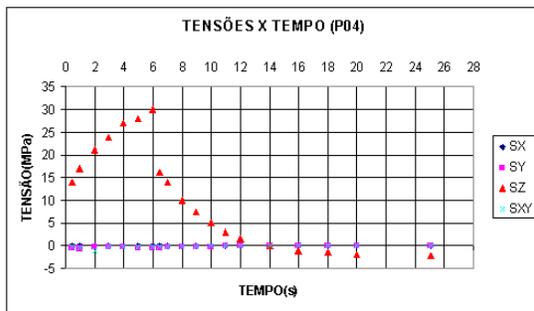


Figura 7. Histórico de tensões no ponto P04 para o primeiro evento.

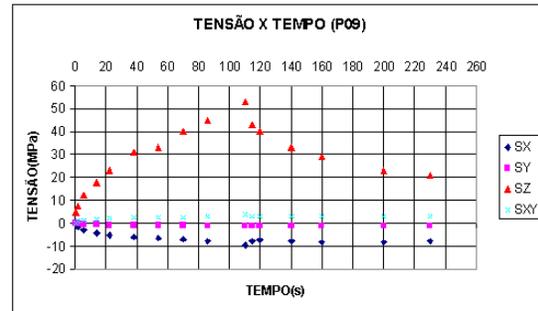


Figura 8. Histórico de tensões no ponto P09 para o segundo evento.

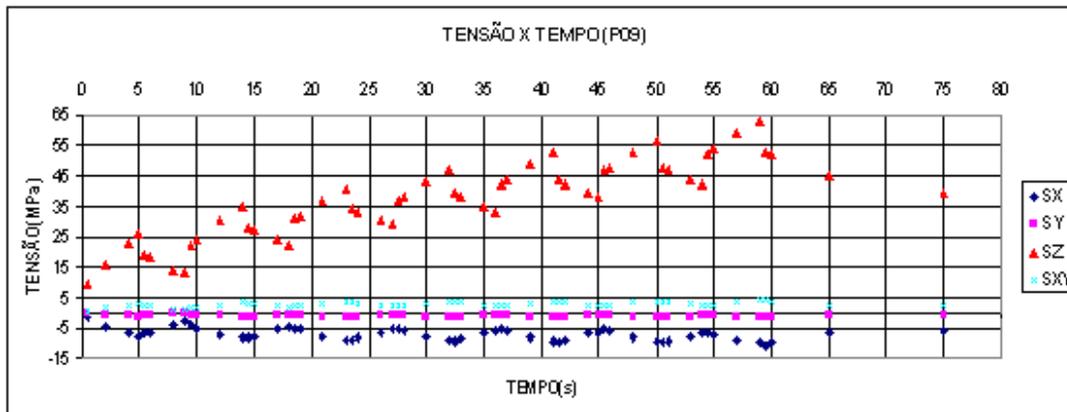


Figura 9. Histórico das tensões S_x , S_y , S_z e S_{xy} do ponto P09 para o terceiro evento de frenagem.

Análise de fadiga:

Para que se possa avaliar a vida em fadiga, é necessário identificar-se dentre os eventos e os pontos analisados, a situação onde se apresente a maior amplitude de tensões e a maior tensão média. Para o primeiro evento, analisando as tensões circunferenciais, considerar-se-á como um ciclo completo de tensões no ponto P04, aquele ciclo ilustrado na Figura 7 onde, $\sigma_m = 16.05\text{MPa}$, $\sigma_a = 16.05\text{MPa}$ e $\Delta\sigma = 32.1\text{MPa}$. Para o segundo evento, o ciclo completo de tensões para o ponto

P09, será considerado aquele ciclo ilustrado na Figura 8, analisando-se também as tensões circunferenciais onde, $\sigma_m = 26.5\text{MPa}$, $\sigma_a = 26.5\text{MPa}$ e $\Delta\sigma = 53\text{MPa}$.

Já no terceiro evento, caracterizou-se o ciclo pelo método de “rainflow” [8] para o ponto P09, tanto o ciclo como os parâmetros $\sigma_m = 31.5\text{MPa}$, $\sigma_a = 31.5\text{MPa}$ e $\Delta\sigma = 63\text{MPa}$, estão indicados na Figura 10.

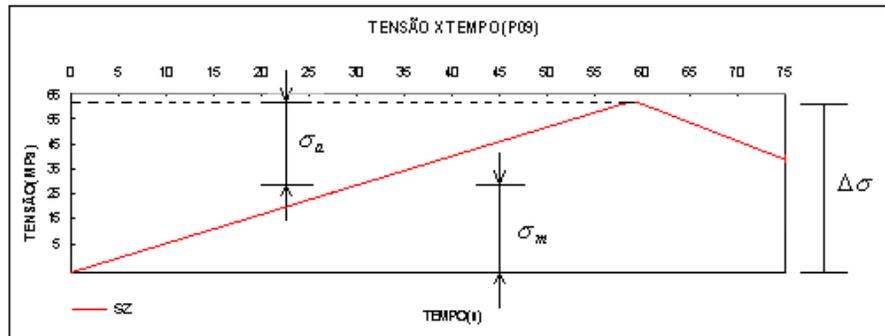


Figura 10. Esquema para um ciclo de frenagem consecutiva (terceiro evento de frenagem).

O terceiro evento de frenagem é o mais desfavorável, por produzir maiores níveis de amplitude de tensão e tensão média, onde a vida útil em fadiga será reduzida, com o provável surgimento de trincas no ponto P09.

A Figura 11 mostra um tambor de freio que apresentou falha por fadiga em uma região próxima ao flange de aparafusamento, condizente com aquela representada pelo ponto P09.



Figura 11. Tambor com fratura no flange de aparafusamento[2].

Quanto à análise da tensão equivalente de von Mises, pode-se afirmar que o valor máximo encontrado de 65 MPa ocorre também no ponto P09, durante o terceiro evento de frenagem, para o tempo de 59 segundos. Adotou-se neste modelo uma análise elástica linear, que se justifica pelo fato de se estar trabalhando a hipótese de pequenas deformações.

Determinação da vida em fadiga térmica para o tambor de freio:

Uma vez constatado que o ponto P09, dentro do terceiro evento de frenagem, é o mais desfavorável quando avaliadas as amplitudes de tensão e tensões médias, utiliza-se a equação 1[9], equação de Goodman modificada para determinação do parâmetro σ_{ar} , levando-se em consideração os efeitos da tensão média. Substituindo-se σ_a por σ_{ar} na equação 2[9] e promovendo manipulações, chega-se na equação 3[9], que determina o número de ciclos suficientes para que ocorra a ruptura.

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{ar}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_u} = 1$$

$$\sigma_a = \sigma_f' (2N_f)^b \quad 2$$

$$N_f = \frac{1}{2} \left(\frac{\sigma_{ar}}{\sigma_f'} \right)^{\frac{1}{b}} \quad 3$$

Utilizando-se das propriedades de fadiga indicadas na Tabela 2, chega-se a valores de números de ciclos para que ocorram as primeiras trincas provenientes de fadiga termo-mecânica. Na Tabela 3, encontram-se os valores para número de ciclos suficientes para que ocorram as primeiras trincas por fadiga associados ao primeiro, segundo e terceiro evento de frenagem.

Tabela 3. Vida em fadiga: primeiro, segundo e terceiro eventos de frenagem.

Tipo de evento	Ponto analisado	Número de ciclos
Primeiro	P04	$3,75 \times 10^9$
Segundo	P09	$4,21 \times 10^7$
Terceiro	P09	$7,75 \times 10^6$

4 CONCLUSÕES

1-Dentre os eventos de frenagem analisados, o que apresentou condições mais favoráveis ao processo de formação de trincas, foi o terceiro evento de frenagem, frenagem consecutiva.

2-Neste terceiro evento, o ponto P09, que se encontra na região próxima ao flange de aparafusamento, seria o ponto onde provavelmente se iniciariam as trincas por fadiga. Ficou constatado que este apresenta uma combinação de tensão média e amplitude de tensão trativa, mais favorável ao surgimento de trincas.

3- Para a geometria analisada, pode-se concluir que este componente apresenta uma vida útil que pode ser considerada infinita, número de ciclos da ordem de 10^6 , afirmativa condizente com o que é relatado por técnicos e profissionais de manutenção deste tipo de veículo.

4- No modelo estudado, os máximos níveis de tensão se apresentam no final do processo de frenagem, para os três eventos.

5-Com este modelo, espera-se contribuir para a compreensão dos fenômenos de fadiga térmica neste componente, além de ter-se um modelo para promover estudos no que se refere à adequação de materiais e de geometria no componente.

Agradecimentos

Um dos autores (**Amorim, G.B.**) agradece a CAPES por financiar, através de bolsa de estudos, o desenvolvimento deste trabalho. Os autores agradecem à FAPERJ e à Pró-Reitoria de Pós-graduação e Pesquisa da UFF pelo suporte financeiro ao grupo de Modelamento e Simulação de Processos e Fenômenos da Universidade Federal Fluminense.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1 Mackin, T.J., Noe, C.S., Ball, K.J. et al. Thermal Cracking in Disk Brakes. Engineering Failure Analysis, Illinois, v.9, p. 63-76, set. 2000.
- 2 Manual do Usuário de Tambores de Freio Tomé. Siderúrgica Tomé Ltda, 2002. p. 5-26.
- 3 Pesquisa em internet. Disponível em: <<http://www.Suspensys.com.br>. Acesso em: dez. 2003.
- 4 Amorim, G.B., Rolim Lopes, L.C., Gouvêa, J.P. et al. Determinação de Ciclos Térmicos Resultantes de Eventos de Frenagem em Tambores de Freio Através de Simulação Computacional. Paper to be presented at 60th Annual ABM International Congress– Belo Horizonte –MG- July, 25 - 28 (2005).
- 5 Ansys User's Manual for Revision 5.0. Swanson Analysis Systems Inc., 1994. v. 3.
- 6 Cambridge Engineering Selector 4.1 [software]. Granta Design Ltd, 2004.
- 7 Metals Handbook. The American Society For Metals, 1948. p. 433.
- 8 ASTM. 1990 Annual Book of ASTM Standards, Am. Soc. For testing and Materials, Philadelphia, "Cycle Counting in Fatigue Analysis", v.03
- 9 Lopes, Rolim Lopes, L.C., J.M.A, Godefroid, L.B. Fadiga e Fratura de Materiais Metálicos. 1997, São Paulo. ABM. p. 24/121-122.

THERMAL FATIGUE LIFE EVALUATION OF DRUMS BRAKE VIA NUMERICAL MODELING

Abstract

Drum brake is a mechanical component designed to transform kinetic energy of automotive vehicles into heat energy. The stress originated by thermal transients associated to braking process may nucleate fatigue cracks and lead the component to failure. In general, drum brakes are made in cast iron because of high thermal conductivity, high thermal diffusivity and low cost. The main objective of this work is to build a parametric model to be used in the thermal fatigue evaluation of a drum brake by means of simulation of different types of braking process, with the help of FEM methods. The ANSYS 7.0 software has been employed. With the history of thermal loading applied into the model, the stress amplitudes and mean stresses was obtained. The fatigue life of the component has been evaluated and the points with the highest probability for crack nucleation was examined. The results have shown that the section near to the bolting flange is the most probable site for crack nucleation.

Key-words: Drum brake; Thermal fatigue.

1) Paper to be presented at 60th Annual ABM International Congress– Belo Horizonte –MG- July, 25 - 28 (2005)

2) Post-graduate Program on Metallurgical Engineering-Escola de Engenharia Metalúrgica de Volta Redonda-UFF, Av. dos Trabalhadores 420 27255-125–Volta Redonda–RJ-Brazil-www.eeimvr.uff.br-amorimgb@metal.eeimvr.uff.br;
rolimlop@metal.eeimvr.uff.br.