

INTERAÇÃO ENTRE CORROSÃO E FADIGA TÉRMICA OLIGOCÍCLICA NA COIFA DE UM FORNO SIDERÚRGICO¹

*Jaime Tupiassú Pinho de Castro²
Ronaldo Domingues Vieira³
José Luiz de França Freire²
Marco Antonio Meggiolaro²
Ana Cristina Nunes Vidal⁴
Alejandro Andueza⁵*

Resumo

O objetivo deste trabalho é apresentar e discutir um problema real de trincamento causado por interação entre fadiga térmica e corrosão. Tal interação levou a coifa da tubulação do sistema de despoeiramento de um grande forno siderúrgico a trincar prematuramente em menos de 4 meses. A coifa é formada por vários tubos resfriados a água, feitos de aço de baixo carbono dobrados e soldados. O gradiente de temperatura entre as superfícies interna e externa do tubo induziu gamas de tensão da ordem da resistência ao escoamento cíclico do aço usado. Desse modo, o efeito da concentração de tensão de pites de corrosão na superfície causou a iniciação prematura de trincas de fadiga e sua posterior propagação. Este artigo discute a análise de fadiga deste problema, baseada no modelo de Smith-Watson-Topper, considerando todas as correções exigidas para traçar corretamente os laços de histerese elastoplásticos.

Palavras-chave: Fadiga térmica; Fadiga de baixo ciclo; Forno siderúrgico.

INTERACTION BETWEEN CORROSION AND LOW CYCLE THERMAL FATIGUE IN FURNACE HOODS

Abstract

The purpose of this work is to present and discuss a cracking problem caused by corrosion-thermal fatigue interaction. Such interaction led huge furnace hoods to prematurely crack in less than 4 month intervals, causing delays in the plant tight production schedule. The steel furnace hood is composed by several water-cooled low-carbon steel pipes welded and bent together to form its large pipe-like curve. The temperature gradient between the internal and the external pipe surfaces induce stress ranges in the order of the cyclic yield strength of the used steel. Therefore, the concentration effect of corrosion pits in the surface can cause early fatigue crack initiation and propagation. The fatigue life is calculated based on the Smith-Watson-Topper model and considering all the required corrections on the elastic-plastic hysteresis loops.

Key words: Thermal fatigue; Low cycle fatigue; Furnace hood.

¹ *Contribuição técnica ao 63º Congresso Anual da ABM, 28 de julho a 1º de agosto de 2008, Santos, SP, Brasil*

² *Engenheiro Mecânico, Ph.D., Professor Depto. Eng. Mecânica, PUC-Rio*

³ *Engenheiro Mecânico, M.Sc., Professor Depto. Eng. Mecânica, PUC-Rio*

⁴ *Engenheiro Metalúrgico, M.Sc., ITUC, PUC-Rio*

⁵ *Engenheiro Mecânico, Ph.D., Sercon Serviços de Consultoria Ltda*

1 INTRODUÇÃO

Vários equipamentos industriais importantes podem apresentar problemas de trincamento causados ou influenciados pela interação entre fadiga térmica e corrosão. Apesar de estes problemas serem relativamente bem conhecidos em componentes e equipamentos tecnologicamente avançados como, por exemplo, em aletas e paletas de turbinas de combustão de alto desempenho, a sua modelagem normalmente não é uma tarefa trivial. Por isso, eles quase nunca são modelados no dimensionamento ou na análise de equipamentos menos sofisticados, e muitas vezes eles não são nem mesmo identificados ou compreendidos na prática.

Um problema de falhas inesperadas deste tipo ocorreu em coifas especialmente projetadas para o sistema de controle de poluição de um forno de uma aciaria, que apresentaram trincamento prematuro em pouco tempo de serviço. Isto forçava a parada do forno para a troca das partes danificadas, causando atrasos significativos na produção. Mas o problema não era resolvido pela troca daquelas partes danificadas, que voltavam sistematicamente a trincar em tempos curtos.

No interior da coifa tubular de mais de 2 m de diâmetro circulam os gases muito quentes provenientes do forno siderúrgico. Este tubo principal é formado por um conjunto de vários tubos de aço ASTM A106 Gr. B com cerca de 90 mm de diâmetro e 8 mm de espessura de parede, conformados e soldados longitudinalmente, vide Figura 1. Pelo interior destes tubos circula água para a sua indispensável refrigeração (não há refratários no interior da coifa para diminuir o seu peso e permitir a sua movimentação). Eram alguns destes tubos que costumavam trincar tipicamente após cerca de 3 meses a 4 meses de operação. Para compreender este problema, foi feita uma análise dos danos gerados pelos ciclos térmicos causados pelos aquecimentos e resfriamentos sucessivos dos gases de exaustão, gerados pela operação normal do forno, com o objetivo de verificar quantitativamente se eles seriam capazes de induzir trincas por fadiga num prazo tão curto.

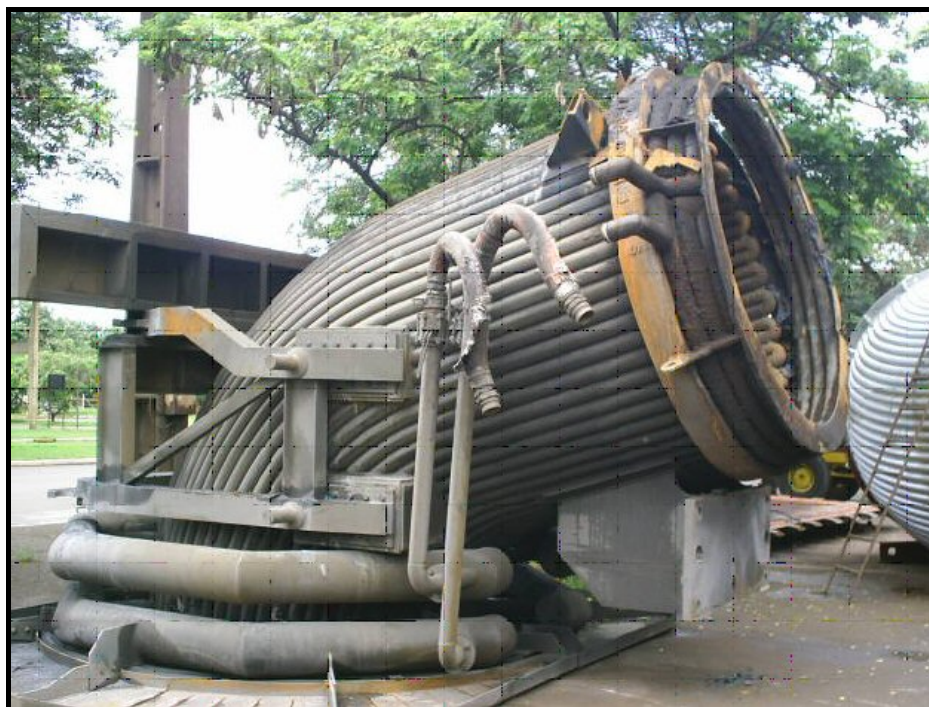


Figura 1. Coifa para gases quentes feita de tubos de aço refrigerados à água.

2 TENSÕES TÉRMICAS

Os efeitos estruturais da temperatura não se limitam apenas aos problemas de fluência, pois mesmo quando esta pode ser desprezada, as variações de temperatura podem causar fadiga. De fato, como quase todos os materiais estruturais tendem a expandir quando aquecidos, as partes quentes das peças em geral tendem a crescer mais do que as frias. E qualquer restrição às tendências naturais de expansão (ou de retração) é causadora de tensões térmicas. As restrições ao livre deslocamento térmico podem ser causadas por apoios ou vínculos externos, ou por gradientes de temperatura na própria peça. Nestes casos, tensões térmicas significativas são geradas para manter a compatibilidade geométrica entre os pontos da peça sujeitos a gradientes de temperatura severos, causados por transientes de aquecimento ou de resfriamento, ou mesmo por fluxos permanentes de calor. É a aplicação repetida destes gradientes de temperatura que pode causar fadiga térmica.

O coeficiente de expansão térmica α independe da direção nos materiais isotrópicos, logo ele não tende a introduzir distorções angulares nem afeta as tensões e deformações cisalhantes quando a expansão térmica de todos os pontos da peça é totalmente livre. Da mesma forma, uma temperatura uniforme Θ não produz qualquer tensão na peça. Mas tensões térmicas são sempre induzidas quando as dilatações e/ou as contrações associadas às variações de temperatura do material são parcial ou totalmente restringidas pelas características funcionais do elemento estrutural. Seus efeitos podem ser calculados computando primeiro as deformações que ocorreriam devido à variação $\Delta\Theta$ da temperatura se elas fossem totalmente livres; para depois quantificar as tensões necessárias para impor as restrições às deformações causadas pelos apoios externos, e/ou para manter a compatibilidade geométrica na presença de gradientes de temperatura na peça.

A relação tensão-deformação-temperatura no caso linear, elástico, isotrópico e homogêneo é dada por:

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_x = \frac{\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)}{E} + \alpha\Delta\Theta \\ \varepsilon_y = \frac{\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)}{E} + \alpha\Delta\Theta \\ \varepsilon_z = \frac{\sigma_z - \nu(\sigma_y + \sigma_x)}{E} + \alpha\Delta\Theta \\ \gamma_{xy} = \tau_{xy}/G \\ \gamma_{xz} = \tau_{xz}/G \\ \gamma_{yz} = \tau_{yz}/G \end{array} \right. \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \sigma_x = E \left[\frac{\nu(\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z)}{(1+\nu)(1-2\nu)} + \frac{\varepsilon_x}{1+\nu} - \frac{\alpha\Delta\Theta}{1-2\nu} \right] \\ \sigma_y = E \left[\frac{\nu(\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z)}{(1+\nu)(1-2\nu)} + \frac{\varepsilon_y}{1+\nu} - \frac{\alpha\Delta\Theta}{1-2\nu} \right] \\ \sigma_z = E \left[\frac{\nu(\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z)}{(1+\nu)(1-2\nu)} + \frac{\varepsilon_z}{1+\nu} - \frac{\alpha\Delta\Theta}{1-2\nu} \right] \\ \tau_{xy} = G\gamma_{xy} \\ \tau_{xz} = G\gamma_{xz} \\ \tau_{yz} = G\gamma_{yz} \end{array} \right. \quad (1)$$

Pode-se reduzir ou eliminar as tensões térmicas diminuindo ou evitando as restrições ao livre deslocamento, usando juntas de expansão apropriadas e/ou suavizando os gradientes de temperatura na peça. Se a peça for suficientemente grossa para gerar gradientes de temperatura ao longo da sua espessura, as tensões térmicas podem causar distorções e empenamentos, que podem ser reversíveis ou não após o total resfriamento da peça. A irreversibilidade ocorre quando as tensões térmicas ultrapassam a resistência ao escoamento do material (que também pode variar muito com a temperatura) em algum ponto da peça, o que em geral causa tensões residuais na peça resfriada.

As tensões térmicas induzidas pelos apoios são relativamente fáceis de visualizar, mas as que ocorrem por causa de gradientes térmicos dentro da própria peça podem passar despercebidas. Por exemplo, se apenas uma porção da peça for resfriada, esta será tracionada porque o material aquecido ao seu redor restringe a natural contração térmica da porção fria. Se o gradiente térmico flutuar ciclicamente, ou seja, se o evento térmico que provoca tensões no material for repetitivo, as tensões resultantes serão variáveis e poderão eventualmente provocar uma falha por fadiga térmica, como estudado a seguir.

3 TRINCAMENTO OBSERVADO NOS TUBOS

Os ciclos de aquecimento e resfriamento dos gases de exaustão, gerados pela operação normal do forno elétrico da aciaria, causam ciclos térmicos nos tubos. Mais especificamente, a coifa sofre cerca de 2200 ciclos térmicos por mês, coletando os gases quentes gerados pelo forno durante a sua operação. Medições de temperatura dos gases permitem separar os ciclos térmicos de exaustão em quatro eventos distintos:

1. Durante o refino, a temperatura dos gases atinge valores em torno de 1.500°C.
2. Após o refino, o forno é descarregado e a temperatura dos gases cai para cerca de 150°C.
3. Seguem-se as etapas de recarregamento do forno com ligações e desligamentos, nas quais a temperatura dos gases aumenta para cerca de 1.100°C, resfria novamente para 300°C, volta a aquecer para 1.100°C, e sofre novo resfriamento até 300°C.
4. Por fim, reinicia-se o refino do aço, e os gases de exaustão sofrem novo aquecimento até aproximadamente 1.500°C.

Os resultados das análises químicas e metalográficas, e os ensaios de tração e de dureza de fato caracterizam o aço dos tubos analisados como ASTM A106 Gr. B, conforme especificado pelo fabricante da coifa, e não revelaram qualquer evidência de problemas metalúrgicos. A Tabela 1 reporta os resultados médios dos ensaios de tração.

Tabela 1. Resultados médios dos ensaios de tração do aço ASTM A106 Gr. B.

material	resistência à tração S_R (MPa)	resistência ao escoamento S_E (MPa)	alongamento (%)
amostras retiradas dos tubos	541	391	26
norma ASTM A 106 Gr. B	415 (mínimo)	240 (mínimo)	25 a 30

A grande maioria das trincas surgia na parede externa dos tubos refrigerados que ficava em contato com os gases quentes, na região interna da coifa, em geral na ou próximo da sua parte curva. As análises fractográficas de amostras retiradas dos tubos (uma das ferramentas mais poderosas nas avaliações de integridade estrutural) indicaram duas evidências muito importantes para a modelagem das causas mecânicas das falhas:

- (i) corrosão superficial aproximadamente uniforme, mas com vários pites localizados acentuados com profundidade típica da ordem de 100 μm , o que equivale a algumas dezenas de grãos (Figura 2); e

- (ii) modificação localizada na microestrutura do tubo junto à superfície que ficava em contato com os gases quentes, indicando um processo de recristalização local que eliminou o bandeamento da perlita característico das partes do tubo que permaneceram frias (Figura 3).



Figura 2. Tubos retirados da parte trincada de uma coifa, com a superfície que ficava em contato com o ar externo à esquerda e com os gases quentes à direita, indicando a severidade do processo corrosivo nas superfícies quentes (que formam a parte interna da coifa mostrada na Figura 1).

Na Figura 3 à esquerda, apresenta-se a seção transversal da superfície interna fria do tubo, a qual ficava em contato com a água de refrigeração: a microestrutura é constituída por uma matriz ferrítica e colônias de perlita, com grãos claramente orientados, e com a perlita bandeada. À direita, observa-se a seção transversal da superfície externa, que ficava em contato com os gases quentes: a microestrutura não apresenta o bandeamento característico da parte fria do tubo. A comparação entre as duas microestruturas nesta figura é uma evidência muito forte de aquecimento local: a modificação microestrutural não poderia ter sido provocada por um aquecimento superficial inferior a 300°C. Também se deve observar que a rugosidade superficial associada aos pites de corrosão é bem maior do que o tamanho de grão, logo ela deve ser tratada como um concentrador de tensões.

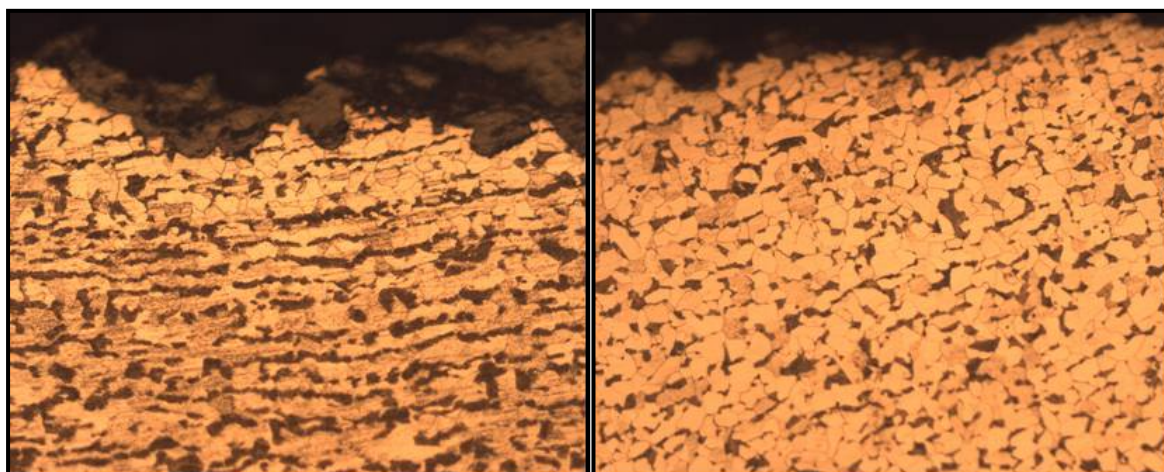


Figura 3. Modificação na microestrutura de um tubo junto às suas superfícies interna e externa (Reagente Nital 2%, aumento 200X). Na esquerda, amostra retirada junto à parede interna do tubo que trabalhou em contato com a água de refrigeração: microestrutura bandeada original. Na direita, grãos sem bandeamento junto à parede externa do tubo, que trabalhou em contato com os gases quentes do forno.

As análises fractográficas de amostras retiradas dos tubos indicaram características típicas de fadiga térmica, segundo descrições de casos similares contidas em ⁽¹⁾. O mecanismo de fadiga térmica ocorre quando sobre o material atuam tensões variáveis de origem térmica, com ou sem a presença de uma camada de corrosão superficial.

Mas o mecanismo de geração de trincas nestes tubos é de corrosão-fadiga, pois os pites foram essenciais para o seu desenvolvimento. Para ativar este mecanismo é preciso: (i) haver corrosão superficial; e (ii) tensões variáveis com magnitude suficiente para romper a camada de corrosão e iniciar o trincamento no material de base. Estas tensões variáveis não precisam ser de origem térmica. As trincas inicialmente se formam na camada de óxido superficial e podem se propagar pelo material não corroído. As irregularidades superficiais provocadas pela corrosão geram pontos de concentração de tensões, e o ataque químico na ponta da trinca pode acelerar o seu crescimento.

Desse modo, a análise precisa ser feita em duas etapas, descritas a seguir. Primeiro, uma análise termomecânica para avaliar as tensões térmicas atuantes no sistema. Em seguida, estas tensões são usadas numa análise de fadiga, incluindo os efeitos concentradores de tensão dos pites de corrosão.

4 ANÁLISE TERMOMECÂNICA

Para a análise termomecânica da coifa foi desenvolvido e implementado um detalhado modelo de Elementos Finitos (EF) específico, que incluiu a parte de troca de calor entre os gases de exaustão e os tubos refrigerados da parede. Esta análise é excessivamente sofisticada para ser detalhada aqui, mas vale a pena mencionar que ela pode ser dividida em dois tipos, uma baseado num modelo global, e a outra num modelo local.

O modelo global é assim chamado porque ele avalia os estados globais de tensão em toda a coifa durante a sua operação normal, mas sem considerar detalhes superficiais como os pites de corrosão, ou a deposição de material isolante nas superfícies em contato com a água de resfriamento. Ele assume condições ideais de operação, considerando os carregamentos de fluxo de calor induzido pelos gases do forno, o resfriamento da água e a troca de calor com o ambiente externo do sistema, além do peso próprio da coifa e a pressão interna da água nos tubos da parede. Sua grande vantagem é identificar as regiões mais solicitadas da coifa, a um custo numérico aceitável. Os resultados obtidos mostraram níveis de tensão relativamente baixos, cujos valores máximos não ultrapassam 32MPa na região de trincamento dos tubos. Estas tensões não são suficientes para justificar o trincamento detectado em serviço real.

Por outro lado, as modelagens localizadas procuraram avaliar os estados de tensão que podem ser desenvolvidos, de forma local, nos pontos mais solicitados dos tubos, em particular na superfície em contato com o gás quente. Foram analisadas as influências localizadas de uma camada isolante que se deposita nas paredes internas do tubo, em contato com a água de refrigeração do sistema, e de uma diferença de temperatura em uma pequena região da superfície em contato com os gases provenientes do forno, durante o transiente térmico que provoca resfriamento dos gases circulantes.

As principais conclusões resultantes destes modelos são:

- A camada isolante produz um aumento significativo das temperaturas da estrutura, devido à perda de eficiência nas trocas de calor do sistema.

- Há uma grande influência da temperatura da água de resfriamento nas temperaturas dos tubos que formam a coifa, e conseqüentemente nas tensões térmicas neles induzidas.
- Os resultados mostraram que o efeito do resfriamento localizado pode produzir tensões elevadas quando o diferencial de temperatura aumentar de forma significativa.
- Os defeitos de corrosão nas superfícies em contato com o gás quente podem aumentar de forma muito significativa as tensões calculadas.

A Figura 4 resume as tensões previstas pelo modelo local sob estado plano de deformações, em função do gradiente de temperaturas induzido pelo resfriamento de uma pequena região da superfície externa (que fica em contato com o gás que sai do forno) dos tubos.

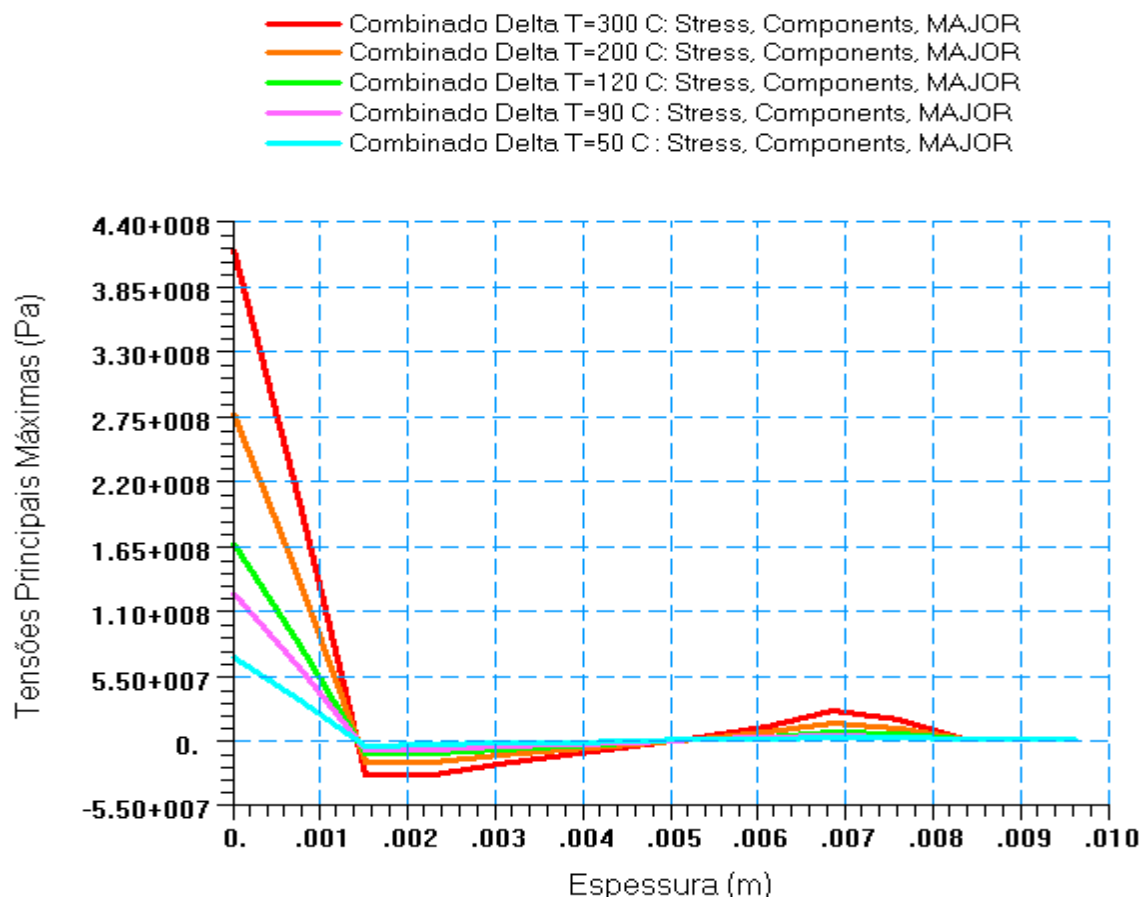


Figura 4. Tensões principais máximas em função da distância radial a partir da superfície de contato com o gás quente em regime permanente, causadas por diferenças de temperatura entre 50 e 300°C nas superfícies quente e fria das paredes dos tubos.

5 ANÁLISE DE FADIGA

Para modelar as falhas, supôs-se que as propriedades ϵN do aço dos tubos pudessem ser estimadas pela regra das medianas,⁽²⁾ e que os fatores de concentração de tensões K_t dos grandes (em relação ao tamanho de grão) pites de corrosão da superfície do tubo estivessem na faixa $2 \leq K_t \leq 5$. Estes valores são compatíveis com os recomendados por Timoshenko e Peterson⁽³⁾ para pites não muito profundos em relação à espessura da peça, a geometria que melhor descreve a superfície do tubo da Figura 2. Os ciclos térmicos geram gamas de tensões térmicas nominais pulsan-

tes (com componentes média σ_{mn} e alternada σ_{an} iguais), supostas entre 100 MPa e 500 MPa, para cobrir com folga as tensões térmicas que podem ser causadas pelos gradientes de temperatura esperados na parede dos tubos.

Note-se que usar uma gama de tensão associada a uma tensão máxima um pouco maior do que a resistência à tração do material do tubo não é um procedimento errôneo. Isto porque as tensões que entram na modelagem dos laços de histerese por Ramberg-Osgood (para considerar o seu encruamento cíclico) são reais, e não tensões de engenharia.

Entretanto, quando as tensões nominais são muito altas, como no caso dos tubos aqui analisados, não se pode usar a formulação tradicional do método εN , a qual assume tensões nominais Hookeanas na modelagem. Na realidade, o método εN tradicional é inconsistente ao trabalhar com um modelo elástico para descrever a gama das tensões nominais $\Delta\sigma_n$ e com o modelo de Ramberg-Osgood (que não reconhece deformações elásticas puras) na descrição dos laços atuantes na raiz do entalhe crítico.

Portanto, quando a gama das tensões nominais $\Delta\sigma_n$ é grande, não se pode usar a equação de Neuber para modelar os efeitos do entalhe crítico na forma $(K_t \Delta\sigma_n)^2 = \Delta\sigma \Delta\varepsilon E$, a qual assume $\Delta\sigma_n$ elástica, onde $\Delta\sigma$ é a gama das tensões e $\Delta\varepsilon$ a gama das deformações induzidas por $\Delta\sigma_n$ na raiz do entalhe, e E é o módulo de Elasticidade. Também se devem incluir nos cálculos todas as correções necessárias para garantir a previsão de laços fisicamente corretos na raiz do entalhe. Desta forma, muito resumidamente, as equações usadas nos cálculos do dano à fadiga causado pela carga de serviço atuante devem ser Neuber, para descrever os efeitos dos entalhes; Ramberg-Osgood, para descrever os laços nominais e os laços na raiz do entalhe; Smith-Watson-Topper, para calcular o dano à fadiga considerando os efeitos da carga média; e Palmgren-Miner, para acumular o dano causado por carregamentos de amplitude variável (não aplicada neste estudo porque se supôs que a gama das cargas sobre os tubos era constante):

$$K_t^2 = \frac{\Delta\sigma \Delta\varepsilon}{\Delta\sigma_n \Delta\varepsilon_n} \quad (2)$$

$$\Delta\varepsilon_n = \frac{\Delta\sigma_n}{E} + 2 \left(\frac{\Delta\sigma_n}{2H_c} \right)^{1/h_c} \quad (3)$$

$$\Delta\varepsilon = \frac{\Delta\sigma}{E} + 2 \left(\frac{\Delta\sigma}{2H_c} \right)^{1/h_c} \quad (4)$$

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma_c^2}{E \sigma_{max}} (2N)^{2b} + \frac{\sigma_c \varepsilon_c}{\sigma_{max}} (2N)^{b+c} \quad (5)$$

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (6)$$

Nesta última equação n_i é o número de ciclos do i -ésimo evento da carga, N_i é o número de ciclos que a peça levaria para iniciar uma trinca por fadiga se ela fosse solicitada apenas pelo i -ésimo evento da carga. As seis propriedades de fadiga do material necessárias para aplicar o método εN são H_c e h_c (o coeficiente e o expoente de encruamento da equação de Ramberg-Osgood); σ_c e b (o coeficiente e o expoente da parte elástica da curva de Coffin-Manson, também usados no modelo de Smith-Watson-Topper, SWT); e ε_c e c (o coeficiente e o expoente da parte plástica das curvas de Coffin-Manson e de SWT). As gamas da tensão e da deformação

nominais são $\Delta\sigma_n$ e $\Delta\varepsilon_n$, e $\Delta\sigma$ e $\Delta\varepsilon$ são as gamas correspondentes que atuam na raiz dos entalhes críticos.

A estimativa das propriedades de fadiga na ausência de resultados experimentais confiáveis é sempre arriscada, mas é uma necessidade prática. Como não há como evitá-las, é indispensável avaliá-las. Meggiolaro e Castro,⁽²⁾ baseados na análise de dados de 845 ligas, mostraram que a regra das medianas é a melhor forma para estimar propriedades de fadiga na ausência de resultados experimentais específicos e confiáveis. A regra das medianas para os aços é

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = 1,5 \frac{S_R}{E} (2N)^{-0,09} + 0,45 \cdot (2N)^{-0,59} \quad (7)$$

A Figura 5 mostra a comparação entre as médias $\mu N_{\text{estimadas}}$ das vidas estimadas pelos melhores modelos propostos na literatura (os outros não cabem nesta escala), e as médias $\mu N_{\text{calculadas}}$ das vidas calculadas a partir das propriedades εN medidas em várias amplitudes de deformação $\Delta\varepsilon/2$. A estimativa das medianas é claramente a menos ruim para este conjunto de 724 aços. Estes dados foram colhidos no banco de dados do *ViDa*,⁽⁴⁾ e todos eles têm os 6 parâmetros εN citados na literatura como medidos.

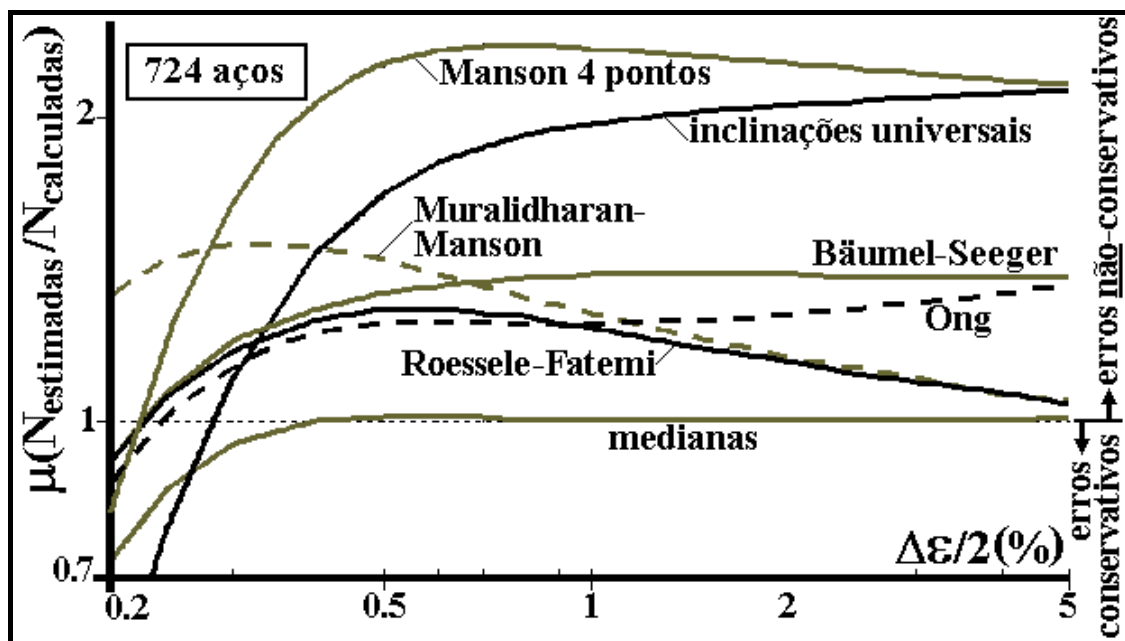


Figura 5. Vidas estimadas a partir de diversos modelos.

Também segundo a estimativa das medianas,⁽²⁾ na ausência de dados experimentais deve-se usar $h_c = 0,153$ e $H_c = \sigma_c / \varepsilon_c^{h_c}$. Portanto, as propriedades assumidas nesta modelagem foram $\sigma_c = 831\text{MPa}$ (retirada de um aço ASTM A106 disponível do banco de dados do *ViDa*), $\varepsilon_c = -0,45$, $b = -0,141$ (este valor inclui os fatores de acabamento superficial e de tamanho aplicados na parte elástica da curva de Coffin-Manson), $c = -0,59$, $h_c = 0,153$ e $H_c = 939\text{MPa}$.

Os cálculos necessários para garantir a previsão correta dos laços de histerese elastoplástica na raiz do entalhe sob cargas de amplitude variável, pré-requisito essencial para obter uma previsão de dano confiável, não são propriamente triviais. Estas equações só podem ser resolvidas por métodos numéricos, e assim na prática é indispensável utilizar uma ferramenta computacional eficiente para tratá-las.

Os resultados das estimativas do número de ciclos necessários para iniciar uma trinca por fadiga nos tubos, a partir das raízes de entalhes de $K_t = 2, 3, 4$ ou 5 , são resumidos na Figura 6. Todos os cálculos necessários para gerar esta figura foram feitos no *software ViDa*,⁽⁴⁾ usando o modelo de Smith-Watson-Topper (SWT) para quantificar a contribuição da tensão média no dano à fadiga. Na figura está marcada a gama nominal de tensão causada por um gradiente de temperatura de 200°C na parede do tubo, o valor correspondente a temperaturas de 300°C na sua superfície externa (o menor valor compatível com a mudança microestrutural observada na Figura 3) e de 100°C na interna (que é refrigerada à água). Segundo o modelo de EF, as tensões térmicas neste caso têm uma gama nominal $\Delta\sigma_n \cong 280\text{MPa}$.

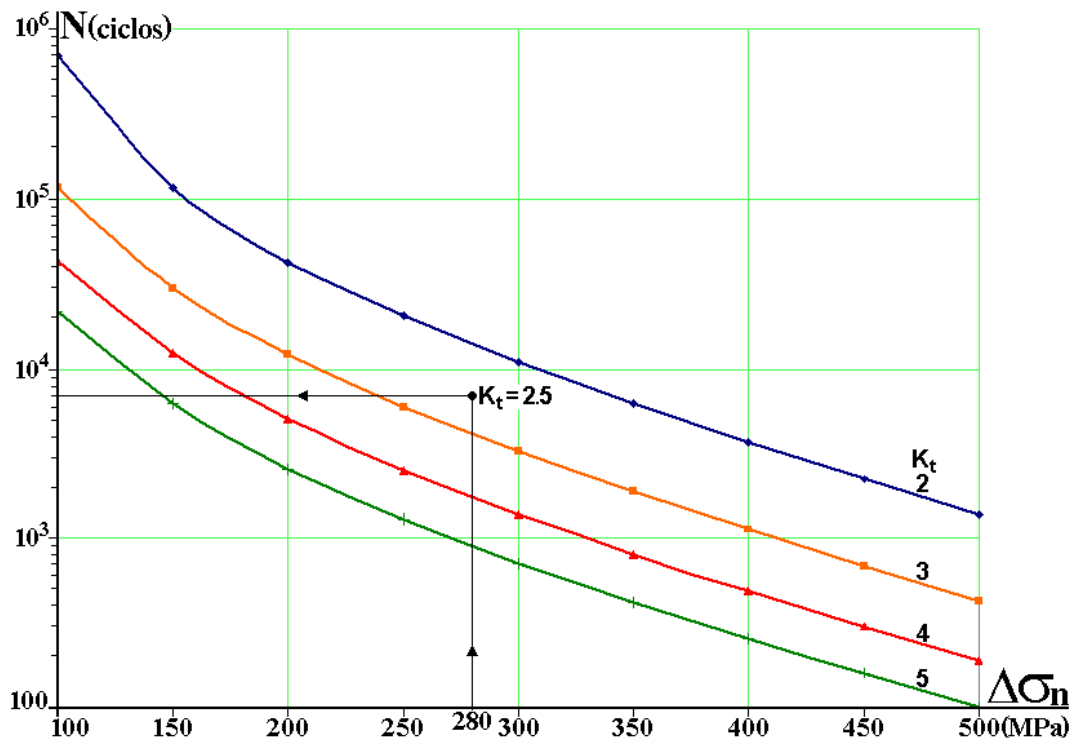


Figura 6. Vidas previstas pelo *software ViDa*, usando a estimativa das medianas e o modelo de SWT, para gamas de tensões térmicas nominais $100 < \Delta\sigma_n < 500\text{MPa}$, e pites de corrosão superficial de $K_t = 2, 3, 4$ e 5 .

Escolhendo um $K_t = 2,5$, o valor teórico do pite semi-esférico na superfície de um sólido semi-infinito, pode-se obter uma estimativa dos menores efeitos que se deve esperar dos pites superficiais de corrosão (isto porque um pite semi-esférico é relativamente suave). Neste caso, a estimativa da vida de iniciação de uma trinca por fadiga sob a gama nominal de tensões térmicas $\Delta\sigma_n = 280\text{MPa}$ (que corresponde ao gradiente de temperatura $\Delta\Theta = 200^\circ\text{C}$ na parede do tubo) é de somente cerca de $N \cong 7000$ ciclos. Esta vida tipicamente equivale a um pouco mais de 3 meses de operação normal da coifa. E como as vidas associadas com o seu trincamento eram desta ordem, pode-se concluir que esta modelagem reproduz a física do problema de forma eficiente e satisfatória. Logo, este modelo possibilita a quantificação do ganho esperável das possíveis soluções para o problema do trincamento dos tubos, que provavelmente pode ser minimizado: (i) controlando a corrosão superficial (e.g., revestindo os tubos com uma liga apropriada), e/ou (ii) diminuindo as tensões térmicas (e.g., ajustando os gradientes de aquecimento e resfriamento, e a vazão da água de refrigeração).

Deve ser observado que os pites superficiais irregulares, causados pela corrosão superficial, podem ser bem mais severos que do que o pite semi-esférico considerado nesta análise, pois podem apresentar um K_t maior do que 2,5. Portanto, neles a estimativa da vida de iniciação de uma trinca por fadiga é ainda menor. Por exemplo, sob a mesma gama nominal $\Delta\sigma_n = 280\text{MPa}$ (associada ao $\Delta\Theta = 200^\circ\text{C}$), um pite com $K_t = 4$ iniciaria uma trinca por fadiga após cerca de 2000 ciclos, ou depois de aproximadamente um mês de serviço normal. Logo, como era de se esperar, quão pior o estado da superfície do tubo, tanto menor a sua expectativa de vida à fadiga. Mas deve-se mencionar também que como os tubos entram em operação com uma superfície livre de corrosão superficial, as estimativas de vida total devem incluir o tempo necessário para formar os pites por corrosão e/ou erosão.

Mas não se pode concluir este estudo de caso sem comentar que o cálculo das tensões térmicas nos tubos em função dos parâmetros dos gases que saem do forno e da água de refrigeração não é nada trivial, e requer um modelo de EF bastante elaborado. E sem enfatizar a importância de um enfoque multidisciplinar na solução de um problema dessa complexidade.

6 CONCLUSÃO

Este trabalho aplica conceitos consagrados de fadiga oligocíclica e modelos adequados dos efeitos de concentração de tensões e deformações elastoplásticas causados por pites de corrosão para explicar satisfatoriamente a curta vida apresentada pelos tubos da coifa do sistema de despoejamento do forno siderúrgico estudado. As análises termomecânicas foram combinadas com análises de fadiga utilizando o modelo ϵ/N de Smith-Watson-Topper, que considera os efeitos da carga média. Este enfoque é relativamente simples e complementa as técnicas metalográficas e fratógráficas que são comumente usadas em análise de falhas, gerando informações adicionais muito úteis para eliminar as causas do problema.

REFERÊNCIAS

- 1 HARGRAVE , R.E., KOTWICA, D.J., “A Review of Common Failure Mechanisms in BOF Hoods”, Water & Process Technologies, 2005.
- 2 MEGGIOLARO, M.A., CASTRO, J.T.P., “Statistical Evaluation of Strain-Life Fatigue Crack Initiation Predictions”, International Journal of Fatigue, v. 26, n. 5, p. 463-476, 2004.
- 3 PILKEY, W.D., PILKEY, D.F., “Peterson's Stress Concentration Factors”, Wiley 2008.
- 4 MIRANDA, A.C.O., MEGGIOLARO, M.A., CASTRO, J.T.P., MARTHA, L.F., BITTENCOURT, T.N. “Prediction of fatigue life and crack path in generic 2D structural components”, Engineering Fracture Mechanics v. 70, p. 1259-1279, 2003.