

电厂主蒸汽管道的寿命评价*

纪延光

凌 祥

(淮海工学院 222005) (南京化工大学 210009)

摘要 本文应用连续损伤力学理论与有限元法耦合的方法,研究开发了电厂主蒸汽管道的寿命评价软件。利用该软件可预测高温高压管道寿命;估算服役管的剩余寿命;模拟管道裂纹的扩展过程。文中针对材质为12Cr1MoV的蒸汽管道进行了高温力学性能实验,计算了服役管的剩余寿命,取得了令人满意的结果。

关键词 蠕变损伤,有限元,耦合,蒸汽管道,寿命评价

中图分类号

电厂主蒸汽管道处于高温高压工作状态中,长期服役后,将产生蠕变损伤,并最终导致失效。主蒸汽管道能否正常工作,直接关系到生产能否持续安全运行。因而,对主蒸汽管道的寿命评价问题引起了国内外的极大关注。国外学者多用有限元法对蠕变损伤进行估算,由于没有考虑温度对材料性能的影响,且应用的是线性累积损伤准则,因而计算结果与实际相差甚远。本文应用连续损伤力学理论与有限元耦合的方法,考虑温度对材料性能的影响,开发了主蒸汽管道的寿命评价软件。该软件应用于我国的12Cr1MoV蒸汽管道,计算寿命结果与实际十分吻合。

1 计算程序

1.1 基本关系式

a 应力、应变关系

总应变由弹性应变、蠕变应变、温差应变组成: $\{\epsilon\} = \{\epsilon_e\} + \{\epsilon_c\} + \{\epsilon_T\}$ (1)

弹性应力应变关系

$[\sigma] = [H] \cdot \{\epsilon_e\} = [H] \cdot (\{\epsilon\} - \{\epsilon_T\} - \{\Delta\epsilon_c\})$ (2)

其增量形式为:

$[\Delta\sigma] = [H] \cdot (\{\Delta\epsilon\} - \{\Delta\epsilon_T\} - \{\Delta\epsilon_c\})$ (3)

b 蠕变应变本构关系

根据对材料蠕变性能数据模拟,考虑温度对材料性能的影响,蠕变方程为

$$d\epsilon_c/dt = A \cdot \frac{\sigma^n}{1 - \omega} \quad (4)$$

式中 $A = 10^{A_1 + A_2 T}$; $n = n_1 + n_2 T$

*:该课题为江苏省教委自然科学基金项目

收稿日期:1995-10-09

$$c \quad \text{损伤本构方程} \quad d\omega/dt = H \cdot \frac{\Phi(\sigma)^q}{1-\omega} \quad (5)$$

式中 $q = q_1 + q_2 T$ $H = 10^{H_1 + H_2 T}$ $\Phi(\sigma)$ 是应力函数 $\Phi(\sigma) = a_1 \sigma_e + a_2 \sigma_1 + a_3 \sigma_m$ $a_1 + a_2 + a_3 = 1$

$$d \quad \text{材料性能} \quad \left. \begin{aligned} \mu &= \mu_1 + \mu_2 T \\ E &= E_1 + E_2 T \\ \alpha &= \alpha_1 + \alpha_2 T \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

1.2 有限元离散公式

$$\text{有限元离散后, } \{\Delta \epsilon\} = [B] \cdot \{\Delta \mu\} \quad (7)$$

式中 $[B]$ 为单元应变矩阵, 对外载荷恒定的情况, 有限元平衡方程要求应力增量满足:

$$\int_v [B]^T \Delta \sigma dv = 0 \quad (8)$$

$$(7) \text{ 式代入 } (3) \text{ 式: } [\Delta \sigma] = [H] \cdot ([B]\{\Delta U\} - \{\Delta \epsilon_e\} - \{\Delta \epsilon_T\}) \quad (9)$$

(9) 代入 (8) 得有限元边界问题的基本方程为

$$[K] \cdot \{\Delta U\} = \{\Delta V\} \quad (10)$$

$$\text{式中 } [K] = \int_v [B]^T \cdot [H] \cdot [B] dv$$

$$[H] = ([H]^{-1} + [C]^{-1})^{-1}$$

$$\{\Delta V\} = \int_v [B]^T [H] \{\Delta \epsilon_e\} dv + \{\Delta F\} + \{\Delta \Psi\}$$

1.3 计算模型

根据主蒸汽管的受力情况, 建立如图 1 的轴对称有限元计算模型。

1.4 计算步骤及程序框图

第一步: 确定各矩阵, 如弹性矩阵, 应变矩阵, 刚度矩阵等。

第二步: 按式 (10) 解方程组, 求出结点增量位移 $\{\Delta U\}_i$ 和总位移量 $\{U\}_{i+1}$, $\{U\}_{i+1} = \{U\}_i + \{\Delta U\}_i$ 并由式 (9) 求出应力增量 $\{\Delta \sigma\}_i$, 迭加求总应力: $\{\sigma\}_{i+1} = \{\sigma\}_i + \{\Delta \sigma\}_i$ 。

第三步: 按式 (4) 求蠕变应变速率 $\{d\epsilon_c/dt\}_{i+1}$

第四步: 由式 (10) 求出下一次迭代的增量载荷矢 $\{\Delta V\}_{i+1}$

第五步: 确定下一次迭代时间 Δt_{i+1} , 判断是否达到预定分析时间或是否已经破坏, 否则转向第一步。

时间步长的选取会影响计算速度及收敛情况。步长小则计算速度慢, 步长太大, 结果会发散。另外, 在计算开始和以后各阶段允许采用的步长是不同的。本设计采用自动步长法, 以下准则进行限制:

$$\Delta t_{i+1} \leq \Delta t_i \leq \tau \left[\frac{\epsilon_i}{\epsilon_i^c} \right]_{\min}$$

\min 表示要在所有高斯点上取小值, ϵ_i 是第 i 次迭代的总应变增量的有效应变, ϵ_i^c 是第 i 次迭代的有效蠕变率。 $0.01 \leq \tau \leq 0.15$

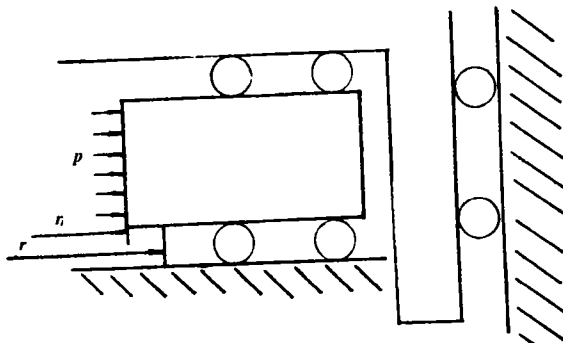


图 1 计算模型

$$\Delta t_w = \eta_w \frac{(1 - \omega)^{q+1}}{1 + q} \cdot \frac{1}{H \cdot \Phi(\sigma)_i}$$

对所有高斯点计算 Δt_w ，取最小值。
计算程序由主程序和若干子程序组成，采用棋块式结构，框图如图 2：

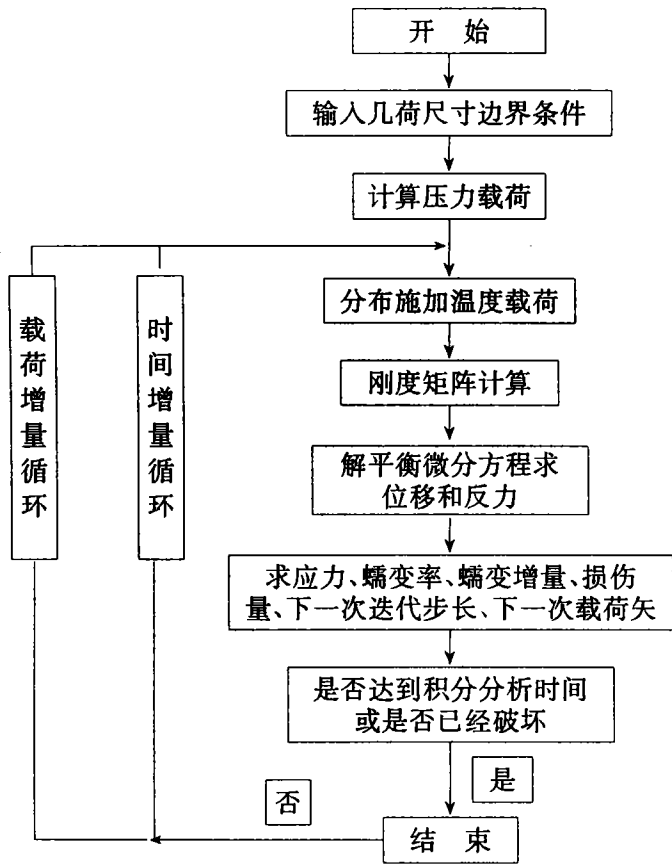


图2 程序框图

1.5 软件使用说明

主蒸汽管道寿命预测软件是应用 FORTRA77 语言编制，源程序近 1 万句。软件需在 386 以上且有协处理器的计算机上运行。最小内存为 640kB，最小硬盘 40MB，CONFIG·SYS 文件中，Files 的最小设置是 10。软件的基本功能有：

- (1) 模拟实际运行工况，预测高温高压管道寿命；
- (2) 估算服役管的剩余寿命；
- (3) 模拟管道的裂纹扩展过程。

2 程序考题及实际算例

2.1 考题

考题选用文献[1]中恒压厚壁圆筒的蠕变——损伤问题。应用本程序解与理论解析解的对比如图 3、图 4：

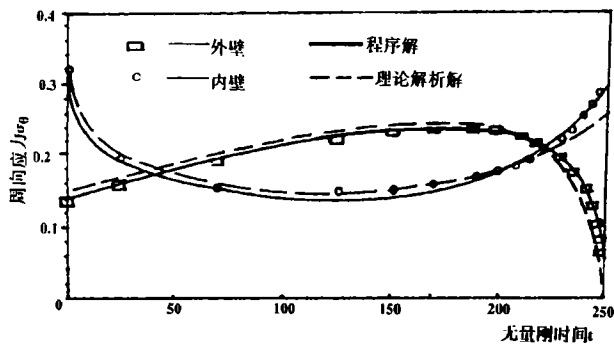


图 3 周向应力随时间变化

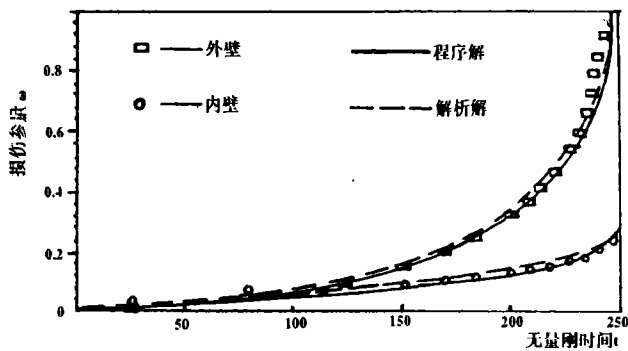


图 4 蠕变损伤比较

由图 3 可以看出,周向应力随时间的变化与解析解十分吻合。图 4 显示出内外壁的损伤发展过程与解析解相符。程序计算出的外壁失效的无量纲时间 $t=248.1$,与解析解 $t=247$ 相差甚少。

2.2 实际算例

目前国内电厂主蒸汽管道多用 12Cr1M₀V 材料。经过标准试样试验,其性能参数如表 1~表 3。

表 1 物 理 性 能

温度 ℃	弹性模量 MPa	泊桑比	线膨胀系数 10 ⁻⁶ 1/k
20	214	0.286	
100	211	0.289	13.03
200	206	0.300	13.36
300	195	0.319	13.55
400	187	0.298	14.83
500	179	0.301	14.15
600	—	—	14.38
700	—	—	14.62

表 2 540℃持久强度试验数据

应力 MPa	断裂时间 hr
123	4058
132	3414
142	917
152	298

表 3 540℃蠕变试验数据

应力 MPa	蠕变速率 $10^{-5}\%/hr$
127	135
108	10.5
98	3.3
78	2.6

主蒸汽管道的名义尺寸为 $\Phi 273\times 20$,内压力为 $9.8MPa$,蒸汽温度 $540^{\circ}C$ 。有关蠕变性能参数由表 2、表 3 拟合得出。

(1) 按照上述条件进行新管寿命预测。计算结果为 17.42 万小时。这与部分厂家主蒸汽管在 17~18 万小时正常破坏相吻合。

(2) 对某厂已服役 101794 小时的主蒸汽管道进行剩余寿命预测,计算出其剩余寿命为 7.5 万小时。目前此管已又运行 1 年。情况正常。管道中的损伤演化过程如图 5 所示。

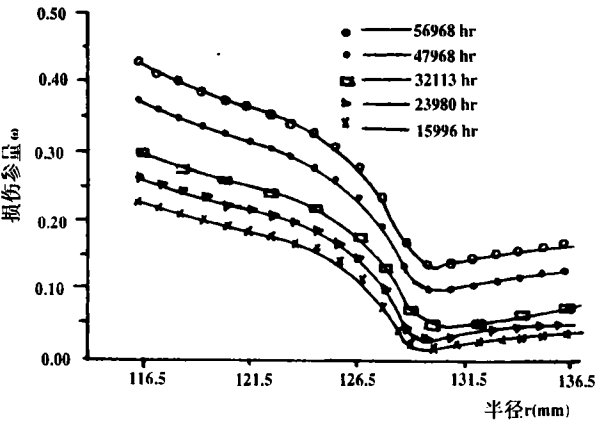


图 5 损伤演化过程

3 结论与分析

利用本文的计算方法及软件,结合材料性能测试,可成功地计算出电厂主蒸汽管道的使用寿命,同时该软件可使用到其它高温高压管道的寿命评价。文中对实际工况的主蒸汽管道进行寿命评价,与实际情况基本相符。但由于电厂实际操作条件在不断变化,载荷及温度也在不断变化,甚至有些条件超出设备要求的操作规范。这些都将对主蒸汽管道的寿命产生影响。因而要确切掌握主蒸汽管道的使用情况,还应结合材料分析,介质影响等诸多方面。就目前国内电厂主蒸汽管道的使用情况,其寿命普遍高于设计寿命(10 万小时),而且多数管道仍在正常运行。因而,根据实际情况预测剩余寿命显得更为重要。利用本文软件,在操作条件不发生突变的情况下,可确保寿命评价的正确性。

参 考 文 献

- 1 Boyle and SPACE. stress analysis for creep scotland, 1983
- 2 Simonen FA & Jaske CE. A computational model for predicting the life of used in petrochemical heater service. J. Press. Vessel Technol, 1985, 107(8):233
- 3 Konosu K & M adeak. Design method of high temperature machines and plants present and future. J. Sd. Mater. Sci, 1988, 37(414):347
- 4 [日]平修二. 金属材料的高温强度. 科技出版社, 1983
- 5 Soanouni Ketal. On the creep crack growth prediction by local approach. Int. Fract. Mech. , 1986, 25(5):677-691

符号说明

$\epsilon, \epsilon_e, \epsilon_c, \epsilon_T$ —— 总应变, 弹性应变, 蠕变应变, 温差应变

σ —— 应力

ω —— 蠕变损伤参量

$[H]$ —— 弹性矩阵

A —— 材料性能常数

n —— 蠕变常数

$\Phi(\sigma)$ —— 应力函数

a_1, a_2, a_3 —— 材料性能常数

μ —— 泊桑比

E —— 弹性模量

α —— 线膨胀系数

T —— 温度

t —— 时间

Technology for predicting the life of the steam pipes used in power plant

Ji Yanguang

Lin Xiang

(Huaihai Institute of Technology, 222005) (Nanjing University of Chemistry, 210009)

Abstract A program for predicting the life of the steam piper used in power plant was developed. The method indudes the coupling of the continous damage mechanics theory and finite element. The program couled be used to predict the life of the ligh temperature and pressure pipes. the surplus life of the working pipes and also to imitate the process of the crack growth.

Key words creep damage, finite element, coupling, steam pipe, predicting life