

非均匀载荷下厚壁圆筒稳态蠕变应力的计算

王建梅, 苗克军, 徐俊良, 李璞

(太原科技大学教育部重型机械工程技术研究中心, 030024, 太原)

摘要: 根据多维应力下稳态蠕变的基础理论, 采用应力函数法推导出一类外边界固定、内边界受非均匀载荷的厚壁圆筒稳态蠕变应力计算公式; 分析了不同外内径比 K 下厚壁圆筒的蠕变应力和应力分布情况, 证实最大蠕变应力发生在厚壁圆筒内边界最大受力处, 厚壁圆筒的最大蠕变应力随着壁厚的增加呈现出先增加后减小的规律, 且当 $K=1.58$ 时蠕变应力最大。应用所得计算公式, 针对工程中油膜轴承衬套因承受油膜压力而发生的蠕变问题进行了蠕变应力解析求解。通过蠕变拉伸试验, 得到了衬套内壁材料的诺顿稳态蠕变本构方程, 并根据蠕变系数, 利用有限元分析软件 ANSYS 计算了衬套的蠕变应力。最后, 比较了上述 2 种方法得到的蠕变应力, 表明文中给出的计算方法与有限元方法所得结果吻合, 验证了该解析算法的正确性, 从而可以为厚壁圆筒的结构设计和多维蠕变应力解析求解提供理论依据。

关键词: 厚壁圆筒; 稳态蠕变应力; 非均匀载荷; 蠕变试验; 诺顿本构方程; 有限元; 油膜轴承衬套

中图分类号: TH123 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2015)09-0008-06

Steady-State Creep Stress Calculation of Thick-Walled Cylinder under Non-Uniform Load

WANG Jianmei, MIAO Kejun, XU Junliang, LI Pu

(Heavy Machinery Engineering Research Center of Ministry of Education, Taiyuan University of Science and Technology, Taiyuan 030024, China)

Abstract: Based on the basic theory of steady-state creep under multi-dimensional stress state, a steady-state creep stress calculation formula of thick-walled cylinder with fixed outer boundary was derived by the stress-function method under non-uniform internal pressure. The creep stress and stress distribution of several kinds of thick-walled cylinder were analyzed, which showed that the maximal creep stress occurred in the area with the largest stress on the inner boundary of the thick-walled cylinders, increased first and then decreased with the wall thickness, and the largest creep stress was produced when the ratio of outer diameter to internal diameter is 1.58. According to the formula, the steady-state creep stress of oil-film bearing bushing subject to a non-uniform oil-film pressure was analyzed, and the creep process was simulated by using the finite element software in ANSYS, where the creep parameters were obtained based on creep tensile test. Calculation results of the above two methods were analyzed, and the results obtained by the proposed method were coincident well with those by finite element method. This research may provide a theoretical guidance for the structural design of thick-walled cylinders and the

analytical calculation of multi-dimensional creep stress.

Keywords: thick-walled cylinder; steady-state creep stress; non-uniform load; creep test; Norton constitutive equation; finite element method; oil-film bearing bushing

厚壁圆筒是工程中的重要结构,广泛应用于化工、核电、军工、冶金等领域^[1],长期在高温($0.3T_m$ 以上, T_m 为熔点)和复杂载荷下工作时需要考虑蠕变过程^[2]。关于在均匀载荷下稳态蠕变应力的求解问题,Naumenko等分析了蠕变对厚壁圆筒平面应力的影响^[3],Boyle基于 von Mises 屈服准则,得到了厚壁圆筒的等效应力解析解^[4]。然而,在工程中经常遇到的是非均匀载荷的情况^[5]。关于厚壁圆筒在非均匀载荷下的弹性问题的应力求解,吴庆良等采用复变函数法计算了外表面承受非均匀载荷作用时厚壁圆筒的平面应力^[6],郑俊德等利用应力函数法获得了厚壁圆筒的应力解析解^[7]。上述研究虽然给出了一些厚壁圆筒平面应力的解析求解方法,但均未考虑在蠕变条件下受非均匀载荷厚壁圆筒的应力求解问题,且国内尚无相关文献介绍这方面的研究。

本文以厚壁圆筒为研究对象,利用多维应力下稳态蠕变的基础理论与厚壁圆筒平面应力的计算方法,推导出一类在外边界固定、内边界受非均匀载荷情况下的稳态蠕变应力计算公式,提出了一种多维应力蠕变的计算方法,应用所得公式分析了工程中油膜轴承衬套的蠕变应力,并以蠕变试验为基础,模拟了衬套的蠕变过程。

1 理论计算

1.1 算法推导

为计算承受非均匀内压的厚壁圆筒的稳态蠕变应力,本文主要考虑第二阶段的蠕变,即稳态蠕变。在稳态蠕变阶段,不考虑温度对蠕变应力的影响时,弹性力学中的平衡方程、协调方程、几何方程、边界方程等仍然适用^[8]。同时,假设圆筒处于平面应力状态,即 $\sigma_z = 0$,对厚壁圆筒的中间截面进行应力分析。

设定一个内半径为 a 、外半径为 b 的厚壁圆筒,其外边界($r=b$)固定,内边界($r=a$)受到非均匀径向压力 $p(\theta)$ 的作用,计算模型如图 1 所示。

$$p(\theta) = \sum_{m=2}^n a_m \cos m\theta \quad (1)$$

式中: a_m 为与压力相关的系数; m 和 n 为整数,且 $m \leq n$ 。

边界条件为

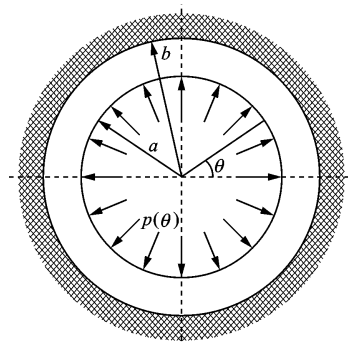


图1 厚壁圆筒计算模型示意图

$$\left. \begin{aligned} (\sigma_r)_{r=a} &= - \sum_{m=2}^n a_m \cos m\theta; \quad (\tau_{r\theta})_{r=a} = 0 \\ (u_r)_{r=b} &= 0; \quad (v_\theta)_{r=b} = 0 \\ u_r(r, \theta + 2\pi) - u_r(r, \theta) &= 0 \\ v_\theta(r, \theta + 2\pi) - v_\theta(r, \theta) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中: u_r 和 v_θ 为位移分量。

根据几何形状和边界载荷选取应力函数^[9]

$$\varphi_m = \sum_{m=2}^n (A_m r^{m+2} + B_m r^m + C_m r^{-m+2} + D_m r^{-m}) \cos m\theta \quad (3)$$

式中: A_m 、 B_m 、 C_m 和 D_m 为未知参数。

σ_r 、 σ_θ 和 $\tau_{r\theta}$ 为应力分量,表达式为

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{1}{r} \frac{\partial \varphi_m}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \varphi_m}{\partial \theta^2} \\ \sigma_\theta &= \frac{\partial^2 \varphi_m}{\partial r^2}; \quad \tau_{r\theta} = - \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial \varphi_m}{\partial \theta} \right) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

将式(3)代入式(4)得

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \sum_{m=2}^n [-A_m(m^2 - m - 2)r^m - B_m(m^2 - m)r^{-2+m} - C_m(m^2 + m - 2)r^{-m} - D_m(m^2 + m)r^{-m-2}] \cos m\theta \\ \sigma_\theta &= \sum_{m=2}^n [A_m(m^2 + 3m + 2)r^m + B_m(m^2 - m)r^{-2+m} + C_m(m^2 - 3m + 2)r^{-m} + D_m(m^2 + m)r^{-m-2}] \cos m\theta \\ \tau_{r\theta} &= \sum_{m=2}^n [A_m(m^2 + m)r^m + B_m(m^2 - m)r^{-2+m} - C_m(m^2 - m)r^{-m} - D_m(m^2 + m)r^{-m-2}] \sin m\theta \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

对于多维稳态蠕变应力分析,将等效应力和等效蠕变分别定义为多维应力下的应力分量和蠕变应变分量,以诺顿稳态蠕变公式为基础,得到如下稳态蠕变的平面应力应变关系^[10]

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_r &= \frac{\bar{\epsilon}}{\bar{\sigma}} \left(\sigma_r - \frac{1}{2} \sigma_\theta \right) \\ \epsilon_\theta &= \frac{\bar{\epsilon}}{\bar{\sigma}} \left(\sigma_\theta - \frac{1}{2} \sigma_r \right); \quad \gamma_{r\theta} = 3 \frac{\bar{\epsilon}}{\bar{\sigma}} \tau_{r\theta} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式中: ϵ_r 、 ϵ_θ 、 $\gamma_{r\theta}$ 为蠕变应变分量; $\bar{\sigma}$ 为等效蠕变应力; $\bar{\epsilon}$ 为等效蠕变应变。

将式(5)代入式(6)得

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_r &= \sum_{m=2}^n \left\{ \frac{\bar{\epsilon}}{2\bar{\sigma}} [-A_m(3m^2+m-2)r^m - B_m(3m^2-3m)r^{-2+m} + C_m(-3m^2+m+2)r^{-m} - D_m(3m^2+3m)r^{-2-m}] \right\} \cos m\theta \\ \epsilon_\theta &= \sum_{m=2}^n \left\{ \frac{\bar{\epsilon}}{2\bar{\sigma}} [A_m(3m^2+5m+2)r^m + B_m(3m^2-3m)r^{-2+m} + C_m(3m^2-5m+2)r^{-m} + D_m(3m^2+3m)r^{-2-m}] \right\} \cos m\theta \\ \gamma_{r\theta} &= \sum_{m=2}^n \left\{ \frac{3\bar{\epsilon}}{\bar{\sigma}} [A_m(m^2+m)r^m + B_m(m^2-m)r^{-2+m} - C_m(m^2-m)r^{-m} - D_m(m^2+m)r^{-m-2}] \right\} \sin m\theta \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

几何方程^[9]为

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_r &= \frac{\partial u_r}{\partial r}; \quad \epsilon_\theta = \frac{\partial v_\theta}{r \partial \theta} + \frac{u_r}{r} \\ \gamma_{r\theta} &= \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{\partial u_r}{r \partial \theta} - \frac{v_\theta}{r} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

将式(7)代入式(8),并对前两项积分,得

$$\left. \begin{aligned} u_r &= \sum_{m=2}^n \left\{ \frac{\bar{\epsilon}}{2\bar{\sigma}} [A_m(2-3m)r^{1+m} - B_m 3mr^{-1+m} + C_m(2+3m)r^{1-m} + D_m 3mr^{-1-m}] \right\} \cos m\theta + f_1(\theta) \\ v_\theta &= \sum_{m=2}^n \left\{ \frac{\bar{\epsilon}}{2\bar{\sigma}} [A_m(8+3m)r^{1+m} + B_m 3mr^{-1+m} + C_m(-8+3m)r^{1-m} + D_m 3mr^{-1-m}] \right\} \sin m\theta + f_2(r) - \int f_1(\theta) d\theta \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

式中: $f_1(\theta)$ 和 $f_2(r) - \int f_1(\theta) d\theta$ 是积分常量。

将式(9)代入式(8)中的第3个式子,根据位移单值条件得

$$f_1(\theta) = f_2(r) - \int f_1(\theta) d\theta = 0 \quad (10)$$

将式(10)代入式(9),并将边界条件代入式(5)和式(9),得

$$\left. \begin{aligned} A_m(m^2-m-2)a^m + B_m(m^2-m)a^{-2+m} + C_m(m^2+m-2)a^{-m} + D_m(m^2+m)a^{-m-2} &= a_m \\ A_m(m^2+m)a^m + B_m(m^2-m)a^{-2+m} - C_m(m^2-m)a^{-m} - D_m(m^2+m)a^{-m-2} &= 0 \\ A_m(2-3m)b^{1+m} - B_m 3mb^{-1+m} + C_m(2+3m)b^{1-m} + D_m 3mb^{-1-m} &= 0 \\ A_m(8+3m)b^{1+m} + B_m 3mb^{-1+m} + C_m(-8+3m)b^{1-m} + D_m 3mb^{-1-m} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

式中

$$A_m = \{3a^{2+m}[-5a^{2m}b^2 + 3a^2b^{2m}m - 3b^{2m+2}(1+m)]a_m\} / \{2(1+m)[15a^{2+4m}b^2 + 15a^2b^{2+4m} + 2a^{2m}b^{2m+2}(9a^2+8b^2) + 9a^{2m}b^{2m}(a^2-b^2)^2m^2]\} \quad (12)$$

$$B_m = \{a^{2+m}b^2[15a^{2+2m}m - 9a^2b^{2m}(-m+m^2) + b^{2m+2}(16+9m^2)]a_m\} / \{2(-m+m^2)[15a^{2+4m}b^2 + 15a^2b^{2+4m} + 2a^{2m}b^{2m+2}(9a^2+8b^2) + 9a^{2m}b^{2m}(a^2-b^2)^2m^2]\} \quad (13)$$

$$C_m = \{3a^{2+m}b^{2m}[5b^{2+2m} + 3a^{2m}b^2(1-m) + 3a^{2m+2}m]a_m\} / \{2(-1+m)[15a^{2+4m}b^2 + 15a^2b^{2+4m} + 2a^{2m}b^{2m+2}(9a^2+8b^2) + 9a^{2m}b^{2m}(a^2-b^2)^2m^2]\} \quad (14)$$

$$D_m = \{a^{2+m}b^{2+2m}[-15a^2b^{2m}m - 9a^{2m+2}(m+m^2) + a^{2m}b^2(16+9m^2)]a_m\} / \{2(m+m^2) \cdot [15a^{2+4m}b^2 + 15a^2b^{2+4m} + 2a^{2m}b^{2m+2}(9a^2+8b^2) + 9a^{2m}b^{2m}(a^2-b^2)^2m^2]\} \quad (15)$$

将式(12)~式(15)代入式(5),可得非均匀内压下厚壁圆筒的稳态蠕变应力分量

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \sum_{m=2}^n [-A_m(m^2-m-2)r^m - B_m(m^2-m)r^{-2+m} - C_m(m^2+m-2)r^{-m} - D_m(m^2+m)r^{-m-2}] \cos m\theta \\ \sigma_\theta &= \sum_{m=2}^n [A_m(m^2+3m+2)r^m + B_m(m^2-m)r^{-2+m} + C_m(m^2-3m+2)r^{-m} + D_m(m^2+m)r^{-m-2}] \cos m\theta \\ \sigma_z &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

1.2 非均匀载荷下厚壁圆筒的蠕变应力分析

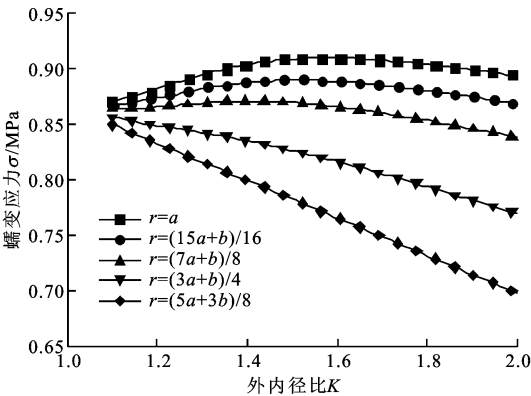
当机械零部件的温度超过材料的蠕变温度时,均应按照蠕变设计准则来确定设计用的许用应力,本文采用第四强度理论^[10-11]进行判断。设计中应使零部件的最大工作应力满足如下关系式

$$\bar{\sigma} = \{ \frac{1}{2} [(\sigma_r - \sigma_{\theta})^2 + (\sigma_r - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_{\theta})^2] \}^{1/2} \leq [\sigma]_c \quad (17)$$

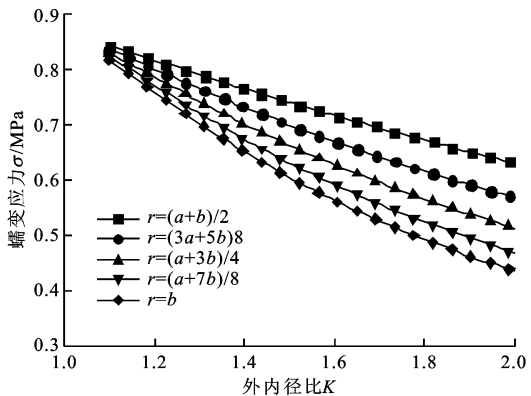
式中:[σ]_c为蠕变许用应力,由不同零部件的工作要求决定。厚壁圆筒的最大蠕变应力应该满足式(17)。

由式(16)可以看出,各应力分量由余弦函数叠加得到,考虑到每一叠加项的蠕变分布规律类似,且叠加不改变蠕变应力的分布规律,故只取其叠加项中的第一项进行分析。

考虑到上述计算模型中影响稳态蠕变应力的主要几何参数有厚壁圆筒的外半径 b 和内半径 a 以及任意一点处的半径 r ,因此,设定 K 为厚壁圆筒外半径与内半径之比: $K=b/a$ 。均匀选择厚壁圆筒的 10 个位置($a \leq r \leq b$),得到其在不同 K 值下的蠕变应力,如图 2 所示。



(a) $a \leq r \leq (5a+3b)/8$



(b) $(a+b)/2 \leq r \leq b$

图 2 不同 K 值下厚壁圆筒的蠕变应力分布

由图 2a 可知,当 $r \leq (5a+3b)/8$ 时,半径越小,则蠕变应力随着 K 值增大呈现出的先增大后减小的趋势越明显。由图 2b 可知:随着 K 值增大,蠕变应力在半径 $r=(a+b)/2$ 处近似线性递减;当 $r > (a+b)/2$ 时,半径越大,则蠕变应力随着 K 值的增大而减小的速率变得越缓慢。当 K 值一定时,随着

半径的增大,厚壁圆筒的蠕变应力逐渐降低,说明最大蠕变应力出现在内边界上;厚壁圆筒的最大蠕变应力随着 K 值的增加呈现出先增大后减小的规律,在 $K=1.58$ 时蠕变应力最大。

2 油膜轴承衬套的蠕变应力计算

油膜轴承最薄弱的零件就是衬套中的巴氏合金,蠕变是其失效的一种形式^[12]。油膜轴承衬套在工作过程中长期承受油膜压力与高温的作用,会产生微观蠕变,导致对油膜轴承的润滑性能和寿命产生不可忽略的负面影响,因此,轴承中巴氏合金的蠕变不可忽略^[13]。工程中油膜轴承衬套的外边界是固定的,内边界承载区 120° 范围内承受径向非均匀油膜压力的作用。选择某工况下衬套内边界轴向承受油膜压力最大的中间截面,截面内周向油膜压力可用余弦函数表示

$$p_{oil}(\theta) = \sum_{m=1}^6 b_m \cos 2m\theta, \quad 30^\circ \leq \theta \leq 150^\circ \quad (18)$$

式中: $p_{oil}(\theta)$ 为油膜轴承衬套内壁所受的径向油膜压力,MPa; θ 为与水平方向的夹角; b_m 为油膜压力相关系数,其值见表 1。衬套内半径为 110 mm,外半径为 128 mm, $K=1.16$ 。

表 1 油膜压力相关系数

b_1	b_2	b_3
-0.150 3	-0.070 25	-0.036 4
b_4	b_5	b_6
-0.018 09	-0.007 537	-0.002 128

将油膜轴承衬套的相关参数代入式(16)与式(17)中,得到其承载区的蠕变应力分布,如图 3 所示。

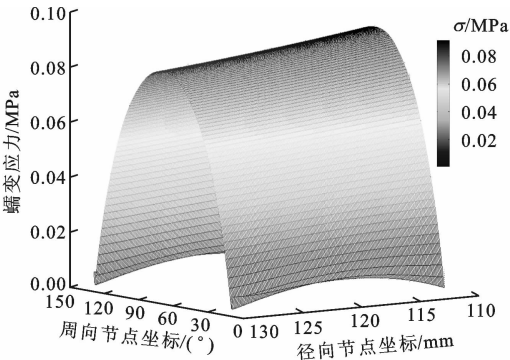


图 3 油膜轴承衬套的蠕变应力分布

由图 3 可知:在周向,衬套的蠕变应力随着周向节点坐标的增加呈现先增大后减小的形态分布;在径向,衬套的蠕变应力随着半径的增大而减小。这表明,衬套所受载荷越大的区域,蠕变应力也越大。

3 蠕变试验

3.1 试验过程

采用有限元分析软件 ANSYS 求解蠕变时,所需的蠕变参数由单轴蠕变拉伸试验确定^[14]。为求得衬套内壁材料的蠕变参数,针对衬套内壁材料的性能要求,在原有 WDW-E100D 型电子式万能试验机的基础上,设计了一套满足国家标准^[15]要求的蠕变试验设备,增加了应变测量、加热、保温和控温的功能。试验所用试件如图 4 所示,试验设备如图 5 所示。选择 13 MPa-60℃、18 MPa-60℃和 20 MPa-60℃ 3 种工况进行蠕变试验,根据蠕变试验数据绘制 3 种工况下的蠕变速率曲线,如图 6 所示,根据蠕变试验结果计算的稳态蠕变速率值见表 2。

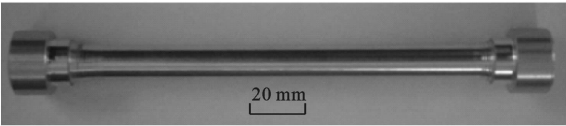


图 4 蠕变试验试件

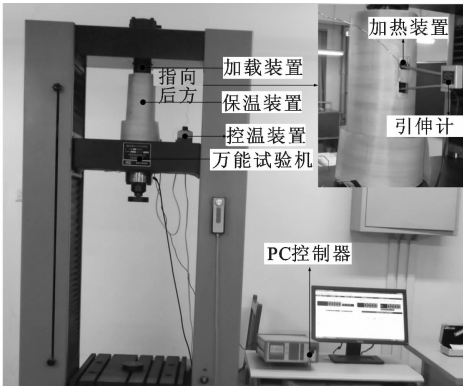


图 5 蠕变试验设备

表 2 蠕变试验计算结果(60℃)

载荷/MPa	13	18	20
稳态蠕变速率/ 10^{-10} s^{-1}	0.972	2.813	4.444

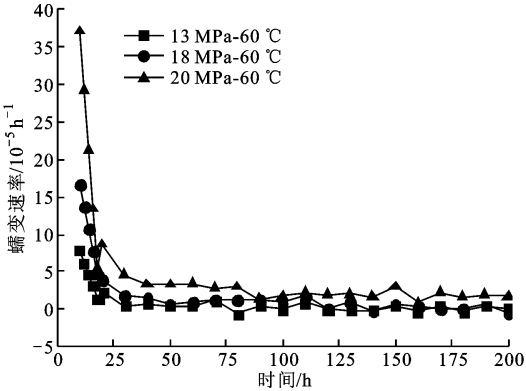


图 6 蠕变速率曲线

3.2 诺顿稳态蠕变本构方程

利用 ANSYS 计算稳态蠕变的诺顿公式为

$$\dot{\epsilon} = c_1 \bar{\sigma}^{c_2} e^{-c_3/T} \tag{19}$$

式中: $\dot{\epsilon}$ 为等效蠕变速率; $\bar{\sigma}$ 为等效蠕变应力; T 为温度; c_1 、 c_2 、 c_3 为蠕变系数。

不考虑温度变化对蠕变应力的影响,即 $c_3 = 0$,则式(19)变为

$$\dot{\epsilon} = c_1 \bar{\sigma}^{c_2} \tag{20}$$

对式(20)两边取对数,得

$$\ln \dot{\epsilon} = c_2 \ln \bar{\sigma} + \ln c_1 \tag{21}$$

由式(21)可知, $\ln \dot{\epsilon}$ 与 $\ln \bar{\sigma}$ 为线性关系,根据表 2 的数据,可得到 $\ln \dot{\epsilon}$ 与 $\ln \bar{\sigma}$ 的关系,如图 7 所示。图中 c_2 为曲线的斜率, $\ln c_1$ 为曲线的截距,由此可得到诺顿蠕变系数: $c_1 = 1.318 1 \times 10^{-14}$; $c_2 = 3.466$; $c_3 = 0$ 。

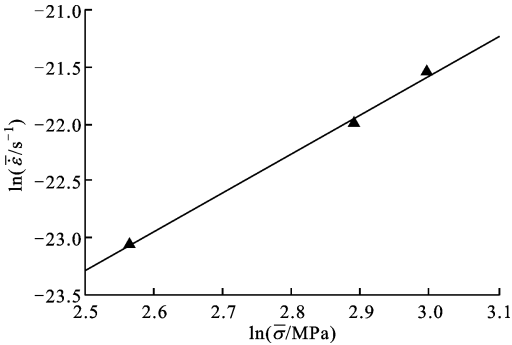


图 7 等效蠕变速率与等效蠕变应力的关系

4 有限元模拟

根据油膜轴承衬套的实际尺寸,采用 ANSYS 建立二维模型。为提高求解精度,应用隐式蠕变算法,选择单元求解能力强且支持隐式蠕变算法的 PLANE183 单元,将诺顿蠕变系数输入 ANSYS 中。考虑衬套的实际受载情况,外边界施加周向与径向位移约束,内边界承载区 120°范围内施加径向载荷。ANSYS 求解结果如图 8 所示。

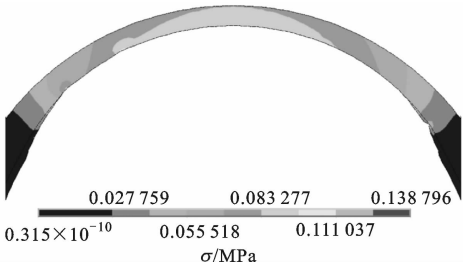


图 8 承载区蠕变应力云图

由图 8 可知:衬套周向的应力随着载荷的增大而增大;在衬套承受的最小油膜压力处,蠕变应力接近于 0,表明在油膜压力为 0 的地方,衬套基本不存

在蠕变;在承受最大油膜压力处,蠕变应力最大,衬套蠕变最明显;蠕变应力随着半径的增大而减小,表明衬套在非承载区的蠕变不明显。模拟结果与第 2 节中本文方法所得结果一致。

选定 r 为 110、120 mm, θ 为 60° 、 90° 分别对应的 4 个位置,采用本文方法与有限元方法对蠕变应力进行计算,结果对比如图 9 所示。

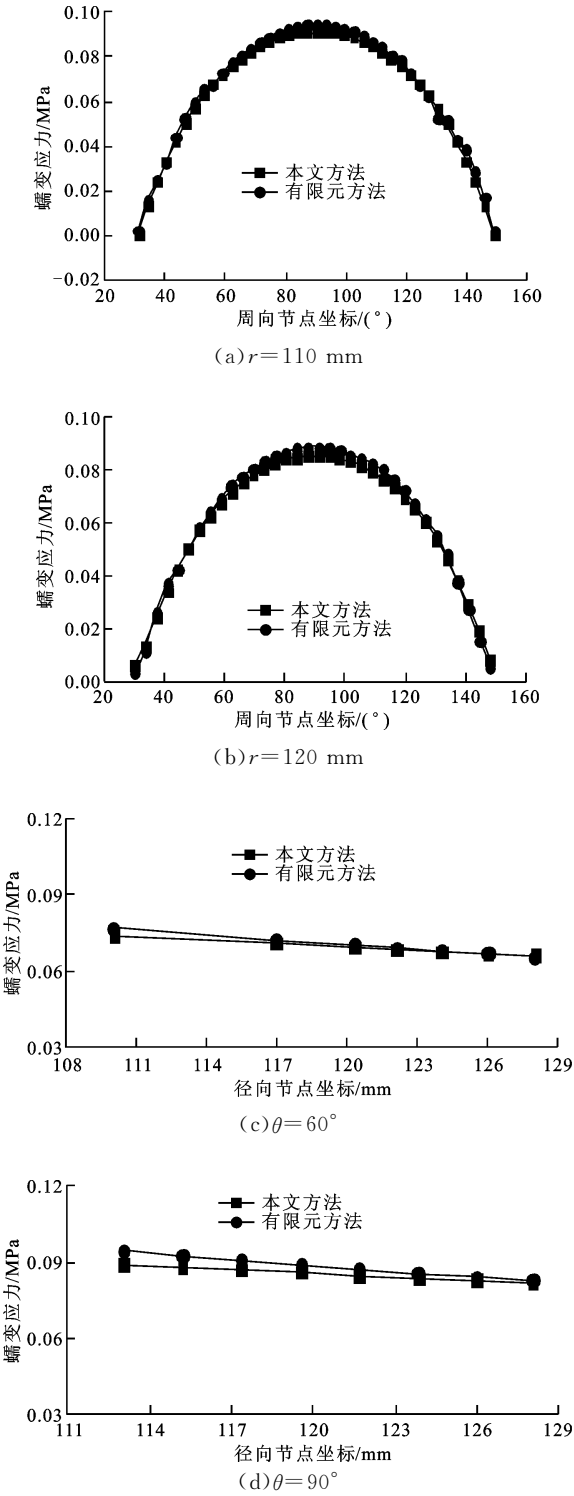


图 9 本文方法与有限元方法计算的蠕变应力对比

由图 9a 和 9b 可知,本文方法与有限元方法计算的周向蠕变应力基本相同;由图 9c 和 9d 可知,本文方法与有限元方法计算的径向蠕变应力吻合较好。有限元方法较本文方法计算的结果略大,随着半径的增加,本文方法与有限元方法计算结果的误差逐渐减小。本文方法与有限元方法计算结果的最大误差在 $r=110\text{ mm}$ 、 $\theta=90^\circ$ 的位置,在此位置本文方法求得的蠕变应力为 0.090 88 MPa,有限元方法求得的蠕变应力为 0.094 43 MPa,二者的相对误差仅为 3.9%,表明本文方法能够满足工程的实际需求。

5 结 论

(1)本文推导出了非均匀载荷下厚壁圆筒的稳态蠕变应力计算公式,计算了油膜轴承衬套在承受油膜压力时的蠕变应力;提出了一种新的多维蠕变应力求解方法,可以为多维蠕变应力解析求解提供理论依据。

(2)根据蠕变试验数据得到了诺顿稳态蠕变本构方程,并利用所得参数模拟了衬套的蠕变应力。本文方法的计算结果与模拟结果吻合,证实了本文方法的精确性,精度符合工程实际需求。

(3)得到了不同外内径比 K 下厚壁圆筒的蠕变应力及其分布,证实最大蠕变应力发生在厚壁圆筒内边界最大受力处,厚壁圆筒的最大蠕变应力随着壁厚的增加呈现出先增大后减小的规律,且当 $K=1.58$ 时蠕变应力最大。这一结论可望为工程中厚壁圆筒的结构设计提供理论参考。

参考文献:

[1] LIANG Yaping, WANG Huizhen, REN Xingmin. Analytical solution for spatially axisymmetric problem of thick-walled cylinder subjected to different linearly varying pressures along the axis and uniform pressures at two ends [J]. Science in China: Series G Physics, Mechanics and Astronomy, 2008, 51(1): 98-104.

[2] ALTENBACH H, GORASH Y, NAUMENKO K. Steady-state creep of a pressurized thick cylinder in both the linear and the power law ranges [J]. Acta Mechanica, 2008, 195(1/2/3/4): 263-274.

[3] NAUMENKO K, ALTENBACH H, GORASH Y. Creep analysis with a stress range dependent constitutive model [J]. Archive of Applied Mechanics, 2009, 79(6/7): 619-630.

(下转第 133 页)