

自紧身管疲劳寿命的可靠性分析

陈爱军* 徐 诚† 查子初*

* (南京理工大学力学与工程科学系, 南京 210094)

† (南京理工大学机械工程学院, 南京 210094)

摘要 基于概率断裂力学理论和 Monte Carlo 模拟方法, 给出了自紧身管疲劳寿命的可靠性分析方法. 自紧残余应力采用了符合身管材料具有强化和包辛格效应性能推导的公式计算, 身管工作的应力强度因子通过权函数方法得到. 实例分析结果表明, 对数正态分布为身管疲劳寿命的最佳分布, 同时给出了各种置信度和可靠度下的身管疲劳寿命. 另外, 还分析了初始裂纹尺寸和材料的断裂韧性对身管疲劳寿命的影响. 该研究对保证身管的安全, 避免灾难性事故的发生具有重要意义.

关键词 疲劳寿命, 断裂力学, 自紧身管, Monte Carlo 模拟

火炮身管在多次发射后, 膛内壁将产生龟裂, 继续射击可能因为疲劳裂纹的扩展而发生灾难性事故. 国内外已将疲劳寿命作为身管安全的重要内容. 对于炮管来说, 由于初始裂纹的形成寿命与扩展寿命相比要短得多, 因此身管的疲劳寿命可不考虑裂纹的形成寿命, 着重考虑身管的疲劳裂纹扩展寿命. 目前国内外广泛采用断裂力学理论来预测身管的疲劳寿命^[1~4].

为了提高强度和疲劳寿命, 现代身管广泛采用自紧技术. 在自紧残余应力计算方面, 现有的工作大多采用简化的理想弹塑性材料模型^[1,3], 这与身管用钢的实际性能差别很大. 为提高自紧身管疲劳寿命计算精度, 本文用符合身管钢具有强化和包辛格效应真实性能的混合强化材料模型, 推得的自紧身管残余应力的精确解析式, 由权函数的方法计算出自紧残余应力强度因子. 通过疲劳裂纹扩展速率公式, 得到了自紧身管的疲劳扩展寿命. 此外, 由于影响身管疲劳寿命的因素很多, 并且许多因素都存在着不确定性, 以常规的确定论方法来分析身管的疲劳寿命无法全面和正确地反映这些不确定性. 本文采用了概率断裂力学和 Monte Carlo 模拟相结合的方法, 给出了较为完整的身管疲劳寿命可靠性分析方法.

1 自紧身管疲劳寿命计算

1.1 自紧身管的残余应力公式

近年来, 国内外已有一些文献在研究自紧身管的强度和疲劳寿命时考虑了材料的包辛格效应^[5,6]. 本文采用了文献[7]中考虑身管用钢为强化和包辛格效应真实性能的混合强化材料模型, 导出的身管自紧后的周向残余应力 σ_{θ}^R 的精确解析形式. 如图1所示, 管壁内周向残余应力 σ_{θ}^R 在下面的3个区间内分别如下:

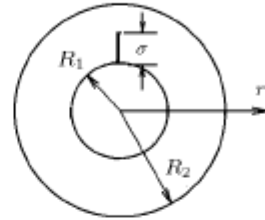


图1 带裂纹身管示意图

r 在区间 $[R_1, \rho^*]$ 内

$$\sigma_{\theta}^R = \frac{2\sigma_s}{\sqrt{3}} \left\{ \frac{1}{1+\alpha_1} \cdot \left(1 + \ln \frac{r}{\rho} \right) - \frac{2[t(1+\alpha_1) + \alpha_2]}{(1+\alpha_1) \cdot (1+\alpha_3)} \right. \\ \left. \left(1 + \ln \frac{r}{\rho^*} \right) - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{\rho}{R_2^2} \right) + \frac{\alpha_1}{2(1+\alpha_1)} \right. \\ \left. \left(1 + \frac{\rho}{r^2} \right) - \left[t - \frac{\alpha_2}{1+\alpha_1} \cdot \left(\frac{\rho^2}{\rho^{*2}} - 1 \right) - \frac{t(1+\alpha_1) + \alpha_2}{(1+\alpha_1) \cdot (1+\alpha_3)} \right] \cdot \left(1 + \frac{\rho^{*2}}{r^2} \right) + \right. \\ \left. \left[t - \frac{\alpha_2}{1+\alpha_1} \cdot \left(\frac{\rho^2}{\rho^{*2}} - 1 \right) \right] \cdot \left(1 - \frac{\rho^{*2}}{R_2^2} \right) \right\} \quad (1)$$

r 在区间 $[\rho^*, \rho]$ 内

$$\sigma_{\theta}^R = \frac{2\sigma_s}{\sqrt{3}} \cdot \left\{ \frac{1}{1+\alpha_1} \cdot \left(1 + \ln \frac{r}{\rho} \right) - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{\rho^2}{R_2^2} \right) + \right. \\ \left. \frac{\alpha_1}{2(1+\alpha_1)} \cdot \left(1 + \frac{\rho^2}{r^2} \right) - \left[t - \frac{\alpha_2}{1+\alpha_1} \cdot \left(\frac{\rho^2}{\rho^{*2}} - 1 \right) \right] \cdot \right. \\ \left. \frac{\rho^{*2}}{R_2^2} \cdot \left(\frac{R_2^2}{r} + 1 \right) \right\} \quad (2)$$

r 在区间 $[\rho, R_2]$ 内

$$\sigma_{\theta}^R = \frac{2\sigma_s}{\sqrt{3}} \cdot \left\{ \frac{\rho^2}{2R_2^2} - \frac{\rho^{*2}}{R_2^2} \cdot \right. \\ \left. \left[t - \frac{\alpha_2}{1+\alpha_1} \cdot \left(\frac{\rho^2}{\rho^{*2}} - 1 \right) \right] \right\} \cdot \left(\frac{R_2^2}{r^2} + 1 \right) \quad (3)$$

以上诸式中 R_1 和 R_2 分别为身管的内、外半径, ρ 和 ρ^* 分别为身管自紧加压时筒壁屈服区外半径和卸压后反向屈服区的外半径, σ_s 为单轴拉伸时材料的屈服极限, r 为极坐标矢径, $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ 和 t 是由材料单轴拉压 σ - ϵ 曲线求得的身管材料常数.

根据设计规定的自紧度,可以求得身管屈服区外半径 ρ 值,再由下式计算反向屈服区外半径 ρ^*

$$\begin{aligned} & -\frac{1}{1+\alpha_1} \ln \frac{\rho}{R_1} + \frac{2[t(1+\alpha_1)+\alpha_2]}{(1+\alpha_1)(1+\alpha_3)} \ln \frac{\rho^*}{R_1} = \\ & -\left[t - \frac{\alpha_2}{1+\alpha_2} \left(\frac{\rho^2}{\rho^{*2}} - 1 \right) \right] \left(\frac{\rho^2}{R_1^2} - \frac{\rho^{*2}}{R_2^2} \right) + \\ & \frac{t(1+\alpha_1)+\alpha_2}{(1+\alpha_1)(1+\alpha_3)} \left(\frac{\rho^2}{R_1^2} - 1 \right) + \frac{1}{2} \left(1 - \frac{\rho^2}{R_2^2} \right) + \\ & \frac{\alpha_1}{1+\alpha_1} \frac{1}{2} \left(\frac{\rho^2}{R_1^2} - 1 \right) \end{aligned} \quad (4)$$

经过模拟管自增强试验,公式计算的残余应力与实验测定结果符合良好^[7]。

1.2 自紧身管内壁轴向边裂纹的应力强度因子

自紧身管发射过程中,内壁轴向边裂纹疲劳扩展危害最严重,如图 1 所示。为方便工程计算,表面裂纹可转换为相当的穿透型边裂纹计算^[8]。自紧身管工作时裂纹尖端处的应力强度因子可考虑为由内压和自紧残余应力共同产生,应力强度因子 K_1 可写为如下形式

$$K_1(a) = K_{1P}(a) + K_{1R}(a) \quad (5)$$

内压 P 作用下的应力强度因子 $K_{1P}(a)$ 由文献^[9]可得

$$K_{1P}(a) = P \cdot \sqrt{tt} \cdot (5.714\beta^{0.5} - 4.258\beta + 5.651\beta^{1.5}) \quad (6)$$

式中, $tt = R_2 - R_1$, $\beta = \frac{a}{tt \cdot (w-1)}$, $w = \frac{R_2}{R_1}$ 。

$K_{1R}(a)$ 为裂纹深度 a 处的自紧残余应力强度因子,它是材料参数 $\sigma_s, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, t$ 及自紧内压 P_s (或自紧度)、裂纹深度 a 的函数。由 K_{1P} 和假设的裂纹尖端位移场,通过权函数方法^[10] 可得出残余应力作用下的应力强度因子 K_{1R} 。

1.3 自紧身管疲劳寿命计算

关于疲劳裂纹扩展的模型有很多,本文采用 Paris 公式进行身管疲劳寿命研究。由 Paris 公式,疲劳裂纹扩展速率模型一般形式为

$$\frac{da}{dN} = C \cdot \Delta K_1^n \quad (7)$$

C, n 为材料参数。对上式积分,可得身管疲劳裂纹的扩展寿命 NP 为

$$NP = \int_{a_0}^{a_c} \frac{da}{C \cdot [\Delta K_1(a)]^n} \quad (8)$$

式中 a_0, a_c 分别为身管的初始裂纹尺寸和临界裂纹尺寸。 $\Delta K_1(a)$ 为应力强度因子变程,由式(5)可得到。临界裂纹尺寸 a_c 通过断裂判据 $K_1(a_c) = K_{1C}$ 可确定, K_{1C} 为身管材料的断裂韧性。

为计算方便,本文对式(8)采用分级积分,即在 $a_0 \sim a_c$ 之间分成若干等分,进行分段积分再求其和,即可得身管疲劳裂纹的扩展寿命 NP 。

2 自紧身管疲劳寿命的可靠性分析方法

2.1 身管疲劳寿命分析中的 Monte Carlo 模拟

身管在工作中,由于影响身管疲劳寿命的因素很多,像材料的屈服强度 σ_s , 内压 P , 断裂韧性 K_{1C} , 初始裂纹深度 a_0 , 自紧内压 P_s (或自紧度) 和疲劳裂纹扩展速率参数 C 和 n 等都不是很有确定,造成自紧身管的疲劳寿命具有很大的随机性。所以从可靠性的角度来分析身管的疲劳寿命更接近于实际。

由前面可知,身管疲劳寿命 NP 为多个随机参量 θ_i 的函数,即

$$NP = f(\theta_i) = f(K_{1C}, \sigma_s, a_0, P, P_s, C, n) \quad (9)$$

这些随机参量的统计分布规律各不相同,对此要给出身管疲劳寿命 NP 的分布规律,并按设计要求给出各种可靠度和置信度下的设计结果,一般的概率统计理论就存在很大的困难。而 Monte Carlo 模拟方法在解决工程中的随机性问题上具有独特的优越性。

利用 Monte Carlo 模拟由各随机参量的分布产生身管疲劳寿命 NP 分布样本的具体步骤:(i) 按各随机参量的分布规律产生各随机参量的一个随机数 θ_i ; (ii) 将 θ_i 代入式(8)和式(9)求得一个 NP 值;(iii) 重复步骤(i), (ii) 若干次(如 500 或 1000 次),即可获得一定容量的身管疲劳寿命 NP 的分布样本。

关于随机变量的产生,首先利用混合同余法产生 $[0,1]$ 区间均匀分布的随机数,该方法简单,易实现,并且统计性质优良。

混合同余法算式

$$\left. \begin{aligned} X_{n+1} &= L \cdot X_n + D \pmod{M} \\ r_n &= X_n \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

式中取 $L = 1029, D = 221591, M = 1048576$ 。本文将它作为基本分布,用来产生其它分布的随机数。

(1) (a,b) 区间均匀分布随机数 y_i

$$y_i = a + (b-a) \cdot r_i \quad (11)$$

(2) 标准正态分布 $N(0,1)$ 的随机数 x_i

$$x_i = \sqrt{-2 \ln r_1} \cdot \cos(2\pi \cdot r_2) \quad (12)$$

(3) 正态分布 $N(\mu, \sigma)$ 的随机数 y_i

$$y_i = \mu + \sigma \cdot x_i \quad (13)$$

(4) 二参量对数正态分布 $LN(\mu, \sigma)$ 的随机数 y_i

$$y_i = \exp[\mu + \sigma \cdot x_i] \quad (14)$$

(5) 二参量威布尔分布 $W(b, x_a)$ 的随机数 y_i

$$y_i = x_a \cdot [-\ln r_i]^{1/b} \quad (15)$$

2.2 疲劳寿命的分布分析和可靠性分析

各参量的分布分析以及身管疲劳寿命 NP 分布分析都涉及如何由已知样本分布来确定其最佳分布的问题. 理论上, 对于任一参量 θ 由小到大有序样本 $\{\theta_i\}$ 的概率 P_i 均可由下式给出

$$P_i = \frac{i}{1+n} \quad (16)$$

对于各种理论分布的类型, 将其分布函数作适当的变换, 均可得线性关系形式. 因而, 对已知 (θ_i, P_i) 利用 MLS(最小二乘法) 将样本分布与各种理论分布进行拟合, 通过比较相关系数则可粗略地判定参量的可能分布类型.

由参量样本分布, 用 MLS 法(最小二乘法) 或 MME 法(矩匹配法) 估算出各种可能分布的母体参数, 利用拟合性检验(如 KS 检验或 χ^2 检验), 则可确定参量的最佳分布. 如果参量服从对数正态分布, 那么参量在置信度为 V , 可靠度为 R 下的置信下限 $\theta_{R,V}$ 为

$$\theta_{R,V} = \exp[\mu_i - k \cdot \sigma_1] \quad (17)$$

式中, μ_i 和 σ_1 分别为参量的对数均值和对数标准差, k 为正态分布单侧容限系数, k 可由文献 [11,12] 的方法求得. 对于参量服从其它分布类型, $\theta_{R,V}$ 可采用 Monte Carlo 模拟来求出.

3 计算和讨论

某身管结构如图 2, 身管材料为 40CrNi3MoV 钢, 材料参数 $\alpha_1 = 0.024$, $\alpha_2 = 0.0384$, $\alpha_3 = 1.28$, $t = 0.631$. 为保证身管工作安全, 需要计算危险截面处的疲劳寿命. 图中 I, II 和 III 是身管的 3 个危险部位. 身管的尺寸、自紧度、膛压和材料参数的分布规律如下: N 表示正态分布, LN 表示对数正态分布, W 表示威布尔分布.

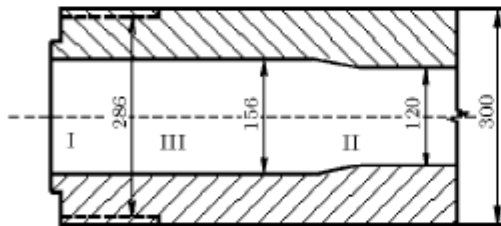


图 2 某身管结构示意图

I 处: 内径 $d_1 = 156$ mm, 外径 $d_2 = 286$ mm, 自紧度 78.1%, 膛压 $P \sim N(622.4, 5.39)$ MPa, $K_{1C} \sim LN(4.89, 0.066)$ MPa \cdot m $^{1/2}$, $\sigma_s \sim N(1241.5, 26.6)$ MPa, $C \sim LN(-25.1, 0.223)$, $n \sim N(2.487, 0.03)$, 由文献 [12,13], 初始裂纹取 $a_0 = 1.0$ mm.

II 处: 内径 $d_1 = 120$ mm, 外径 $d_2 = 300$ mm, 自紧度 27.8%, 膛压 $P \sim N(585.5$ MPa, 4.17 MPa), $K_{1C}, n, C, \sigma_s, a_0$ 同 I 处数据.

III 处: 内径 $d_1 = 156$ mm, 外径 $d_2 = 300$ mm, 自紧度 73.6%, 膛压 $P \sim N(603.2$ MPa, 5.054 MPa), $K_{1C}, n, C, \sigma_s, a_0$ 同 I 处数据.

通过 1000 次 Monte Carlo 模拟所得身管 I, II 和 III 处的疲劳寿命见表 1~ 表 3 所示.

表 1 身管 I 处的疲劳寿命分析

分布类型	参数估计	相关系数 (MLS)	KS 检验
正态分布	N(2 180.3, 638.4)	0.98 114	0.064 52
对数正态分布	LN(7.644 4, 0.294 8)	0.999 09	0.018 85
威布尔分布	W(2 394.0, 4.216 9)	0.975 31	0.074 93

表 2 身管 II 处的疲劳寿命分析

分布类型	参数估计	相关系数 (MLS)	KS 检验
正态分布	N(9397.0, 2561.4)	0.981 53	0.059 75
对数正态分布	LN(9.111 3, 0.273 2)	0.998 69	0.026 41
威布尔分布	W(10 278.4, 4.541 1)	0.973 05	0.074 82

表 3 身管 III 处的疲劳寿命分析

分布类型	参数估计	相关系数 (MLS)	KS 检验
正态分布	N(3853.0, 1094.0)	0.981 12	0.061 03
对数正态分布	LN(8.216 5, 0.285 2)	0.999 17	0.019 81
威布尔分布	W(4 223.7, 4.354 2)	0.974 06	0.074 69

从表 1~ 表 3 中给出的拟合性检验结果可知, 对数正态分布对身管疲劳寿命样本分布的拟合性最好. 据此可得出在一定可靠度和置信度下身管 3 个危险部位处的疲劳寿命 $NP_{R,V}$, 见表 4.

表 4 身管危险部位的疲劳寿命置信下限

疲劳寿命 / 次	部位 I	部位 II	部位 III
$NP_{0.999,0.9}$	816	3787	1490
$NP_{0.99,0.9}$	1028	4692	1863
$NP_{0.95,0.9}$	1262	5678	2273

下面以身管的危险部位 I 处为例, 研究身管危险部位 I 处在其它条件不变的情况下, 初始裂纹尺寸 a_0 和材料的断裂韧性 K_{1C} 的变化对身管疲劳扩展寿命的影响情况(置信度 $V = 90\%$), 见图 3 和图 4 所示.

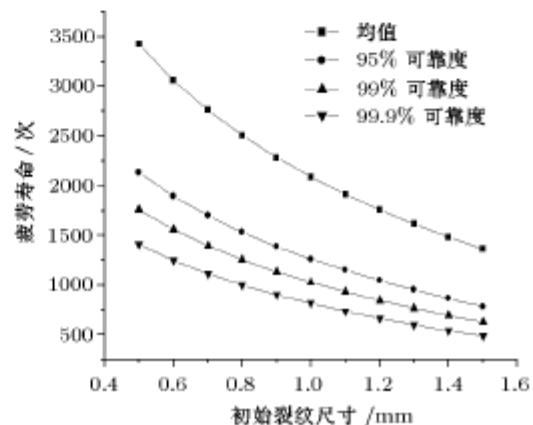


图 3 初始裂纹对身管疲劳寿命的影响

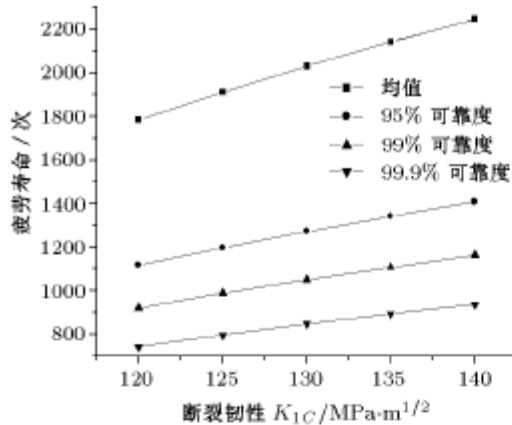


图 4 材料断裂韧性对身管疲劳寿命的影响

4 分析讨论

(1) 概率断裂力学和 Monte Carlo 模拟相结合是一种比较完整和方便的分析方法,对于自紧身管疲劳寿命的可靠性研究具有一定的理论指导意义。

(2) 本文在研究自紧对身管疲劳裂纹扩展寿命影响时,采用了自紧残余应力的精确解析式,并且通过权函数法计算了自紧残余应力强度因子,提高了身管疲劳寿命计算的准确度。

(3) 文中的研究结果,对数正态分布为自紧身管疲劳寿命的最佳分布,这同文献 [3] 和文献 [14] 的研究是一致的。

(4) 从本文的研究实例得出,部位 I 处是该身管较为危险的截面,可通过适当增加壁厚,调整自紧度等方法来改善身管的安全可靠性。

(5) 由图 3 可见,在其它条件不变的情况下,随着初始裂纹的增加,身管的疲劳寿命下降,并且降低程度非常显著。所以身管初始裂纹的确定对研究身管的疲劳寿命具有十分重要的意义。

(6) 由图 4 可见,在其它条件不变的情况下,随着身管材料断裂韧性的增加,身管的疲劳寿命增加,但是变化并不十分显著。

参 考 文 献

- Underwood JH, Audino MJ. Army Cannon Fatigue Life Evaluation: Crack Initiation, Fracture Mechanics, and NDI. AD—A309793, 1996
- Parker AP, Endersby SN. Stress concentration, stress intensity, and fatigue lifetime calculations in autofrettaged tubes containing axial perforations within the wall. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 1997(119): 488~493
- 李贵才, 王良国. 自紧身管疲劳寿命的概率断裂力学分析. 南京理工大学学报, 1995(2): 68~73 (Li Guicai, Wang Lianguo. Probabilistic fracture mechanics analysis for fatigue life of autofrettaged gun barrel. *Journal of Nanjing University of Science and Technology*, 1995(2): 68~73(in Chinese))
- 傅建三. 断裂力学在火炮身管上的应用. 华北工学院学报, 2000(2): 118~120 (Fu Jiansan. Application of fracture mechanics in gun tube. *Journal of North China Institute of*

Technology, 2000(2): 118~120(in Chinese))

- Parker AP, Underwood JH, Kendall DP. Bauschinger effect design procedures for autofrettaged tubes including material removal and Sachs' method. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 1999(121): 430~437
- 马绍华, 任安峰. 鲍辛格效应对自紧身管残余应力影响规律的研究. 兵器材料科学与工程, 2001(1): 44~47 (Ma Shaohua, Ren Anpeng. Study of influence of bauschinger effect on residual stress of autofrettaged barrel. *Ordnance Material Science and Technology*, 2001(1): 44~47(in Chinese))
- 朱务学, 查子初. 自增强厚壁圆筒的弹塑性应力应变分析. 力学学报, 1987(增刊): 245~254 (Zhu Wuxue, Cha Zichu. An Elastic-plastic Analysis of Autofrettage Thick-walled Cylinders. *Acta Mechanica Sinica*, 1987 (supplement): 245~254 (in Chinese))
- 王志群, 查子初, 朱务学. 自紧炮管的疲劳寿命分析. 力学与实践, 1990(2): 23~25 (Wang Zhiqun, Cha Zichu, Zhu Wuxue. Analysis for fatigue life of autofrettaged gun barrel. *Mechanics and Practice*, 1990(2): 23~25(in Chinese))
- Kirkhope KJ, Bell R, Kirchoope J. Stress intensity factor equations for single and multiple cracked pressurized thick-walled cylinders. *Int J Pres Ves and Piping*, 1990(1): 103~111
- 陈爱军. 武器身管安全性问题的理论与数值分析. [博士论文]. 南京理工大学, 2003 (Chen Aijun. The Theory and Numerical Analysis of Gun Barrel Safety Problem. [Ph D Thesis]. Nanjing University of Science and Technology, 2003(in Chinese))
- 陈传尧. 疲劳与断裂. 武汉: 华中科技大学出版社, 2002 (Chen Chuanyao. Fatigue and Fracture. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology Press, 2002(in Chinese))
- 高镇同, 熊峻江. 疲劳可靠性. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2000 (Gao Zhen tong, Xiong Junjiang. Fatigue Reliability. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics Press, 2000(in Chinese))
- 任安峰. 火炮身管射击过程中的初始裂纹研究. 见: 第六届全国疲劳学术会议论文集, 1993. 724~729 (Ren Anpeng. The study on initial crack of gun barrel during shooting. In: Proceedings of Sixth National Conference of Fatigue, 1993. 724~729(in Chinese))
- 张伟, 崔维成, 查子初等. 厚壁筒结构疲劳寿命的可靠性分析. 工程力学, 1996(4): 59~68 (Zhang Wei, Cui Weicheng, Cha Zichu, Wang Zhiqun. Probability analysis of thick-walled cylinder fatigue life. *Engineering Mechanics*, 1996(4): 59~68(in Chinese))

THE RELIABILITY ANALYSIS ON FATIGUE LIFE OF AUTOFRETTAGED GUN BARREL

CHEN Aijun* XU Cheng† ZHA Zichu*

* (Department of Engineering Mechanics, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China)

† (School of Mechanical Engineering, Nanjing University of

Science and Technology, Nanjing 210094, China)

Abstract Based on probabilistic fracture mechanics and Monte Carlo simulation, a reliability analysis method for fatigue life of autofrettaged gun barrel is proposed. The residual stress solution of the autofrettaged gun barrel is suitable for the gun barrel made of steel with strain hardening and Bauschinger effect. The stress intensity factors of the gun barrel are calculated using the weight function

method. The analysis of an example shows that a lognormal distribution is the best fit for fatigue life. And the fatigue life of the gun barrel on the condition of different reliabilities and confidences is obtained. The influence of the initial crack depth and fracture toughness of material on the fatigue life of the gun barrel is also discussed.

Key words fatigue life, fracture mechanics, autofrettaged gun barrel, Monte Carlo simulation

打捆机驱动轮系统接触三维有限元分析

王凤辉 万占鸿 高兴岐 李冰茹

(鞍山科技大学, 鞍山 114044)

摘要 应用 ANSYS 软件对打捆机驱动轮系统进行了三维接触非线性有限元分析, 得出了接触应力的分布规律, 并将其最大接触应力与应用简化方法进行了比较, 两者相吻合的结果表明, 有限元分析结果可为系统的进一步精确分析提供依据。

关键词 打捆机, 驱动轮系统, 接触有限元, 接触应力

打捆机是现代化钢材生产中必不可少的精整设备, 它直接决定着钢材捆束的外观及其在装卸运输过程中的完整性; 驱动轮系统是打捆机机械部分的核心部件, 直接决定着打捆机能否顺利地进行工作。由于其负荷大, 工作环境恶劣, 并且受力复杂, 故较其它部件易损坏, 更换频繁。ANSYS 软件已在工程中被广泛使用^[1]并能分析复杂的接触问题。本文使用此软件提供的丰富的接触单元对驱动轮系统进行了分析, 得出了其接触应力的分布规律。

1 有限元模型的建立及求解

1.1 计算模型的确定

驱动轮、托辊与捆线的几何关系如图 1。由于各托辊在垂直于各接触点捆线方向是可以移动的, 可将其简化成图 2。

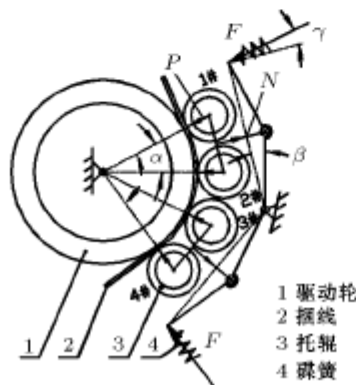


图 1 驱动轮、托辊与捆线的几何关系

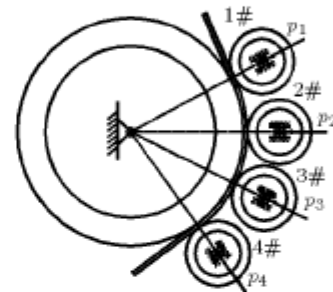


图 2 模型简图

打捆机驱动轮的结构比较复杂, 轮的周边不仅具有凹槽状的齿状结构, 而且轮沿中间有沟槽。为了能够较准确地得到其应力状态, 在建立有限元模型时按其实际的几何模型建立。根据有限元建模的一般原则^[2], 驱动轮中的两个销孔可略去不画。在建立模型时, 捆线按其进入驱动轮与托辊之间以后建立。

1.2 实体单元选取和网格划分

接触单元的选取不仅影响求解的精度, 若选择不当还会使收敛于非正确解或者使解发散。对于三维接触问题, 由于单元特性和接触条件的特殊性, 使得在单元选取上只能采用 8 节点六面体线性等参元或 10 节点四面体单元, 而不能采用 20 节点六面体二次或更高阶次单元^[3]。捆线相对形状较为规则, 故选取 8 节点六面体线性等参元 Solid45; 驱动轮和托辊形状极不规则, 选取适合于不规则物体的 10 节点曲面型单元 Solid92。

考虑捆线形状简单且相对比较规则, 用映射网格法对捆线进行划分单元。由于驱动轮和托辊结构复杂, 形状不规则, 用智能网格法进行网格划分。本文主要是对驱动轮和托辊的应力状态进行分析, 在对它们进行网格划分时, 使用恰当比例因子, 尽量使网格疏密适当。驱动轮周边具有齿状结构和