

滚筒式采煤机截割部壳体热结构耦合分析

陈以田,杜长龙

(中国矿业大学 机电工程学院,江苏 徐州 221116)

摘要:为研究热载荷和力载荷对滚筒式采煤机截割部壳体应力和变形的影响,建立了 MG300/700-WDK 采煤机截割部壳体的热结构耦合模型,在壳体热稳态温度场分析的基础上对壳体进行了热结构耦合分析。热结构耦合分析结果表明:壳体温度最大值出现在高速级轴承座孔处,且壳体上下壁面温差为 7 ℃;与截割部壳体静力学分析结果相比,考虑热效应的壳体最大应力增大 30.3%,最大变形增大 93.3%。在截割部加载试验台上进行加载试验,对壳体的温度和惰一轴孔位置处应力变化进行测量,试验结果表明数值分析与试验结果有良好的一致性。

关键词:采煤机壳体;热稳态分析;结构静力学分析;热结构耦合分析;加载试验

中图分类号:TD421 **文献标志码:**A **文章编号:**0253-2336(2014)03-0076-05

Analysis on Thermal-Structure Coupling of Shearer Cutting Unit Case

CHEM Yi-tian, DU Chang-long

(College of Mechanical and Electrical Engineering, China University of Mining and Technology, Xuzhou 221116, China)

Abstract: In order to investigate influence of thermal and force load to stress and deformation of shearer cutting unit case, thermal-structure coupling model for MG300/700-WDK shearer cutting unit case was established, and thermal-structure coupling analysis was conducted based on temperature field analysis. The analysis results indicated that the largest temperature value appeared around the high-speed level bearing bore and temperature difference between the upper wall and the lower wall was 7 ℃. Compared with the statics analysis result for the cutting unit case, the largest stress and the largest deformation of the cutting unit case had respectively increased by 30.3% and 93.3% when considering thermal effect. Stress change at idler shaft bore and temperature of the cutting unit case were measured when loading test conducted on the loading test bench for the cutting unit case, which indicated that numerical simulation analysis had a good consistency with test results.

Key words:shearer case; thermal steady state analysis; structure statics analysis; thermal-structure coupling analysis; loading test

0 引言

为了适应煤矿生产的需要,采煤机截割功率不断加大,导致其产热量也随之增大,温度场对采煤机壳体力学特性的影响也越发明显。因此,国内外学者对截割部壳体的力学特性和热学特性做了多方面的研究。文献[1-2]运用 MATLAB 软件分析了滚筒截齿排布方式及其载荷谱变化,得出影响滚筒载荷谱波动的因素;文献[3]考虑了滚筒切削厚度和煤岩崩落周期,推导出滚筒截割阻力载荷谱计算公式;文献[4]通过分析截齿切削碎片及试验验证,利

用多元回归法得到截齿径向切削力预测模型;文献[5]基于刚柔耦合模型对采煤机截割部的受载情况进行分析,指出切割大块硬岩时截割部瞬时负载变化剧烈且壳体变形过大。关于热源方面的研究,文献[6]建立变速箱功率损失模型,指出输入热源包括齿轮摩擦生热和旋转轴承生热;文献[7]对齿轮闪温进行研究,指出温升取决于初始温度、摩擦功率损失及接触情况;文献[8-10]基于摩擦学和传热学对滚动轴承温度场进行研究,指出游隙过小和润滑条件不良是引起轴承过热的主要因素;文献[11]对直齿轮齿面摩擦生热进行了研究,指出转矩、转速和

收稿日期:2013-10-28;责任编辑:赵瑞 DOI:10.13199/j.cnki.cst.2014.03.021

基金项目:国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2012AA062104)

作者简介:陈以田(1981—),男,江苏徐州人,博士。Tel:13852146022, E-mail: chenyt2008@126.com

引用格式:陈以田,杜长龙.滚筒式采煤机截割部壳体热结构耦合分析[J].煤炭科学技术,2014,42(3):76-80.

CHEM Yi-tian, DU Chang-long. Analysis on Thermal-Structure Coupling of Shearer Cutting Unit Case [J]. Coal Science and Technology, 2014, 42(3):76-80.

摩擦热流量大小是影响齿轮瞬态温度场分布的关键因素;文献[12]计算了轮齿接触面瞬时温升,得到了轮齿齿面摩擦因数和摩擦热流密度计算方法。国内外学者对采煤机截割部载荷以及传动件温度场的分析研究较多,但尚未考虑热和力载荷耦合作用对截割部壳体应力和变形的影响,而截割部壳体的温度场和变形情况对传动系统工作性能有重要影响,如截割部壳体轴承座孔变形导致齿轮啮合位置变化,造成齿轮啮合误差增大等^[13]。因此,笔者利用ANSYS软件对MG300/700-WDK采煤机截割部壳体的热结构耦合特性进行分析。

1 力载荷和热载荷分析计算

采煤机截割部通过滚筒旋转截割煤岩,一部分截割动力通过传动系统传递给滚筒用于截煤,截割部壳体受到煤壁和传动系统对其产生的反作用力;另一部分截割动力损耗在传动系统中生成热能,使其零部件温度升高。

1.1 力载荷分析计算

截割部壳体受力主要包括截割载荷、轴承座孔径向力和壳体重力,对水平放置的截割部进行受力分析。其中,轴承座孔径向力可根据齿轮传动方式、齿轮传动比和截割功率等进行计算。截割部滚筒截煤时,截割煤壁对截割区域内滚筒截齿反作用力的合力称为截割载荷,其受截割载荷模型如图1所示。

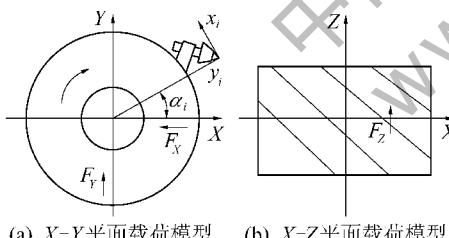


图1 滚筒受截割载荷模型

$$\left\{ \begin{array}{l} F_x = - \sum_{i=1}^N (x_i \sin \alpha_i + y_i \cos \alpha_i) \\ F_y = \sum_{i=1}^N (x_i \cos \alpha_i - y_i \sin \alpha_i) \\ F_z = \sum_{i=1}^N z_i \end{array} \right. \quad (1)$$

其中: F_x 、 F_y 、 F_z 分别为滚筒所受的推进阻力、截割阻力和侧向力,N;N为滚筒在截煤区域内截齿数量,个; x_i 为截齿推进阻力,N; y_i 为截齿截割阻力,N; z_i 为截齿侧向阻力,N; α_i 为截齿方位角。截割载荷和轴承座孔径向力作为集中力载荷不能直接施加

在摇臂壳体上,可将截割载荷和轴承座孔径向力转换为轴承座孔上的均布载荷,计算模型如图2所示。

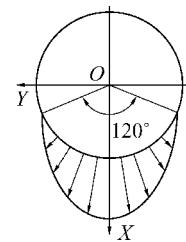


图2 轴承座孔径向载荷分布

选取轴承座孔圆心为坐标原点,并以轴承径向力方向为X轴方向,轴承座孔径向分布压力函数 $p(\theta)$ 为

$$p(\theta) = q_0 \cos(3\theta/2) \quad (2)$$

式中: q_0 为轴承座孔的分布载荷;θ为轴承径向力作用范围角,且 $-60^\circ \leq \theta \leq 60^\circ$ 。

均布压力函数在径向方向积分为径向力F:

$$F = B_z R_z \int_{-60^\circ}^{60^\circ} p(\theta) \cos \theta d\theta \quad (3)$$

其中: B_z 为轴承外圈宽度,m; R_z 为轴承座孔直径,m。求解式(2)和式(3),得 $p(\theta)$ 为

$$p(\theta) = \frac{5F}{6B_z R_z} \cos(3\theta/2) \quad (4)$$

采煤机截割部共有7对轴承座孔,分别位于采空侧和煤壁侧,如图3所示。根据式(2)得到各个轴承座孔的分布载荷的 q_0 值,即采空侧的轴承座孔1、2、3、4、5、6、7处载荷分别为3.00、5.50、7.00、90.6、11.30、4.85、1.80 MPa,煤壁侧的轴承座孔1、2、3、4、5、6、7处载荷分别为3.00、5.50、5.55、7.80、11.30、1.38、1.80 MPa。

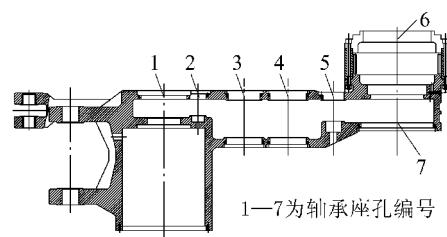


图3 摆臂轴承座孔位置

1.2 热载荷分析计算

摇臂工作过程包括产热和散热2种热量传递形式,产热主要是由于传动系统的功率损失,包括齿轮啮合、支承轴承功率损失等,需要计算轴承和齿轮啮合的产热量;散热主要是在截割部壳体内壁面与润滑油、壳体外壁面与空气之间的热传导和热对流。

1) 轴承产热量。轴承的摩擦功率损失是摇臂

主要热源之一。引起轴承功率损失的主要原因是轴承内外圈和轴承滚子之间的摩擦,由于摩擦产生的摩擦力矩包括滚动摩擦力矩、滑动摩擦力矩、轴承搅油摩擦力矩。轴承产热量 Q 为

$$Q = \pi n M / 30 \quad (5)$$

式中: n 为轴承转速; M 为轴承总摩擦力矩。

2) 齿轮的产热量。齿轮摩擦功率损失也可以分解为滑动功率损失、滚动功率损失和齿轮搅油损失。根据摩擦学理论,平均滑动摩擦功率 P_s 为

$$P_s = F_n V_s f / 1000 \quad (6)$$

式中: F_n 为平均法向载荷; V_s 为平均相对滑动速度; f 为平均摩擦因数。

3) 壳体的散热。壳体的散热情况为:壳体外表面对空气的对流换热;润滑油液通过壳体传导散热。箱体的散热主要为传导和对流2种散热形式。

热传导换热量 Q_1 为

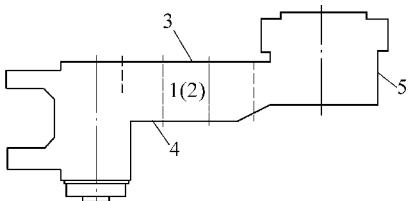
$$Q_1 = Ak(t_1 - t_2) \quad (7)$$

其中: A 为传热当量面积; k 为导热系数; t_1 、 t_2 分别为箱体外壁和内壁温度。对流换热系数 h_p 为

$$h_p = 0.664 R_r^{0.5} P_r^{0.33} (\lambda / L_t) \quad (8)$$

式中: R_r 为雷诺准则, $R_r = uL_t/\nu$, u 为流体平均速度,采煤机在截割煤岩时外壁面处有落煤堆积且采煤机运行速度较低,空气流动速度较小,根据《煤矿安全规程》,取1m/s; L_t 为特征尺寸; ν 为流体运动黏度; P_r 为普朗特准则数, $P_r = c_p \rho v / k$; c_p 、 ρ 分别为流体的比定压热容、密度; λ 为热导率。

将摇臂壳体壁面进行简化,如图4所示,根据式(8)计算各个壁面对流换热系数,内壁面的壁面号1、2、3、4、5对流换热系数分别为206、206、206、185;外壁面的壁面号1、2、3、4、5对流换热系数分别为17.7、19.0、16.0、16.8、21.7。



1—上壁面;2—下壁面;3—煤壁侧壁面;4—采空侧壁面;5—圆柱面

图4 截割部壳体壁面

2 热结构耦合特性分析

利用有限元方法对壳体在热载荷和力载荷共同作用下的应力和变形进行分析,以得到截割部壳体的热结构特性。利用ANSYS软件分别对温度场、应

力场进行求解,得到截割部壳体温度场分布和应力场云图,再将热和应力结合进行热结构耦合分析,得到热结构耦合分析的等效热应力云图和变形云图。

2.1 热稳态分析

截割部壳体的热载荷包括油液温度和轴承热流密度、油液与壳体内壁面热对流、壳体外壁面与空气热对流。当环境温度为10℃,摇臂水平放置且输出额定功率和转速时,对截割部壳体进行热稳态分析,得到摇臂达到平衡温度时截割部壳体的温度场分布,如图5所示。

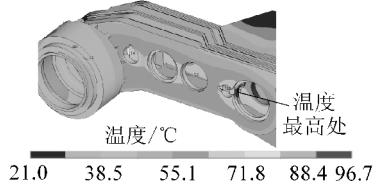


图5 截割部壳体温度场分布

由图5可知,摇臂壳体温度为21.0~96.7℃,煤壁侧外壁面温度分布相对均匀,内齿圈温度明显低于摇臂壳体采空侧壁面温度。由于上下壁面冷却面积不同,使得上下壁面温差较大,约7℃。温度最高处出现在摇臂壳体煤壁侧截一轴和惰一轴轴承座孔之间,温度为96.7℃,引起该位置壳体局部高温的原因是截一轴轴承和惰一轴轴承高速运转时发热量大、2个轴承座孔中心距太小致散热面积不足、腔体狭窄,不利于润滑油流动。

2.2 结构静力学分析

对摇臂壳体进行静力学分析,得到摇臂壳体在静载荷作用下的应力和变形云图,如图6所示。由图6可知,最大应力81.3 MPa,位于摇臂内齿圈部的加强筋处;最大变形量为1.34 mm,位于与摇臂相连的内齿圈处,变形方向指向煤层顶板方向。

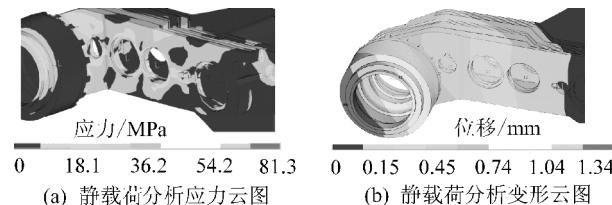


图6 摆臂壳体在静载荷作用下的应力和变形云图

2.3 热结构耦合分析

综合考虑力载荷和热载荷对摇臂壳体的作用,对摇臂壳体热结构耦合作用进行分析,得到热结构耦合作用下摇臂壳体应力和变形如图7所示。由图7a可知,最大应力在牵引部连接耳处,为106 MPa。与图6a对比分析知,不考虑温度场影响时摇臂壳体

的最大应力为 81.3 MPa,且最大应力位置不同,说明温度场影响了摇臂壳体应力分布,且使最大应力增大了 30.3%。由图 7b 可知,最大变形位于与摇臂壳体连接的内齿圈处,为 2.59 mm。与图 6b 对比分析,2 种情况下位移出现的最大位置都相同,主要是由于摇臂壳体类似于悬臂梁模型,受载荷后自由端会出现相对较大的变形;不考虑温度场影响时摇臂壳体的最大变形量为 1.34 mm,温度场使得摇臂壳体最大变形增大了 93.3%,因此温度场分布对摇臂壳体的变形有重要影响。

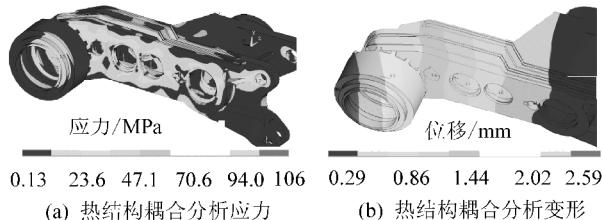


图 7 摆臂壳体在热结构耦合作用下的应力及变形云图

综上所述,在考虑温度场的情况下,摇臂壳体的应力和变形分别增加了 30.3% 和 93.3%。根据上述分析结果,可以从 2 个方面进行改进来降低温度对摇臂壳体应力和变形的影响。①减少上壁面冷却水槽面积,增大下壁面冷却水槽面积,并使冷却水从下壁面流向 上壁面,以减少上下壁面的温差;②增大摇臂壳体回转腿耳孔与调高油缸轴销的间隙配合,以减少摇臂约束条件对热膨胀的限制。

3 试验验证

为验证有限元法分析的正确性和合理性,建立了采煤机摇臂加载试验系统。试验系统结构如图 8 所示,主要由主动摇臂、被测摇臂、水力测功机及相关支撑部件机组成。试验系统中 2 个摇臂互为测试件和被测件,主动摇臂由自身电动机驱动,并由被测摇臂为主动摇臂提供负载转矩。测试环境温度 11.2 °C,当摇臂达到热平衡状态后,利用红外线测

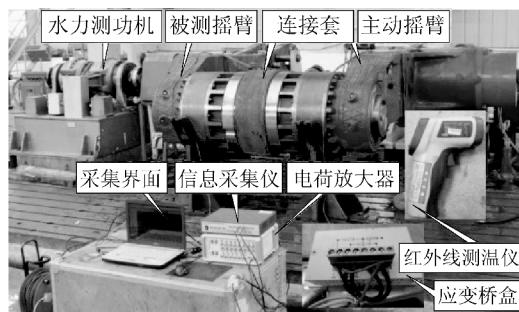


图 8 采煤机摇臂加载试验系统

温仪测试壁面 3 和壁面 4 上的测点,测点布置如图 9 所示。提取对应测点的温度有限元模拟值,并与所测得的试验值进行对比,如图 10 所示。

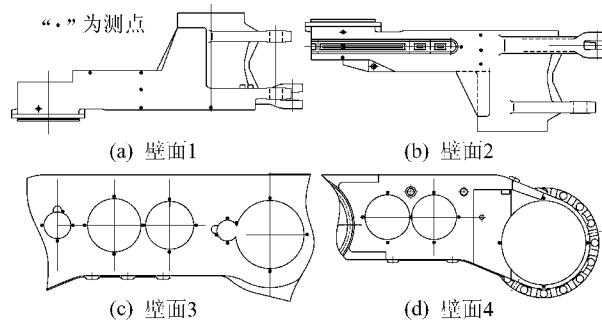


图 9 试验温度测点位置布置

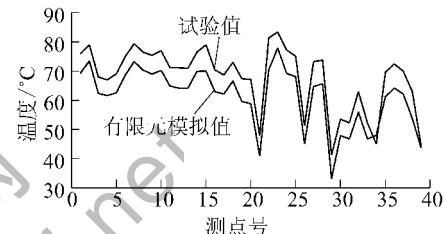


图 10 温度有限元模拟值与试验值对比

由图 10 可知,达到平衡温度后各个轴承座孔实际温度场与有限元分析结果相差约 10.3%,且温度分布趋势相同,说明采煤机截割部壳体温度场有限元分析边界条件与热载荷加载的正确性。

为研究温度场对摇臂壳体应力的影响,利用应变片分别对环境温度下和热平衡温度下的摇臂壳体惰一轴孔的应力进行测量,如图 11 所示。

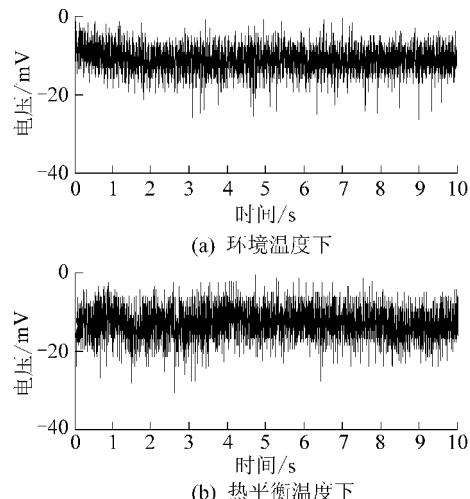


图 11 环境温度和热平衡温度下反映应力大小的电压变化

对比试验结果可知,在环境温度下,惰一轴孔贴应变片处的输出电压为 10.77 mV;在壳体热平衡温度下,该测点的输出电压为 12.36 mV。可知考虑

热平衡温度场的影响,摇臂壳体所测位置的应力增大了14.7%。同时,对比2种温度下所测位置的有限元模拟值,环境温度下摇臂壳体所测位置应力较热平衡温度下摇臂壳体应力增大了22.2%,试验值与模拟值误差为7.5%。结果表明:温度场对摇臂壳体应力变化存在不可忽视的影响,且文中所建立的摇臂壳体热结构耦合模型分析结果能够反映出实际工作过程中壳体应力的变化规律。

4 结 论

1) 摆臂壳体煤壁侧温度分布均匀,上下壁面温差较大,约7℃;安装高速级齿轮的壳体部分空间狭窄、中心线距过小,造成产热量集中且散热量不足是引起局部过热的主要原因。

2) 与未考虑温度场效应相比,在热结构耦合作用下,壳体最大应力增大30.3%,最大变形增大93.3%。为了降低热膨胀对壳体的影响,应增大摇臂下壁面冷却水槽面积以减少上下壁面的温差,并增大摇臂壳体回转腿耳孔与调高油缸轴销的间隙配合,以减少摇臂约束条件对热膨胀的限制。

3) 试验可知,温度场有限元分析结果和试验测量结果相差10.3%,应力有限元分析结果和试验测量结果相差7.5%。试验结果验证了有限元计算分析方法的正确性。

参考文献:

- [1] 刘送永,杜长龙,崔新霞.滚筒式采煤机滚筒截齿排列的模拟分析与研究[J].山东科技大学学报:自然科学版,2008,27(1):

(上接第75页)

6 结 语

温度升高后密封间隙的相对增加量较大,对泄漏量的影响显著。将配油套的铜套壁厚减薄、钢套壁厚相应增厚,将钢套材料更换为2Cr13的改进措施,能明显地控制泄漏量对温度的敏感性,有利于改善密封性能。

参考文献:

- [1] 王清峰.基于可靠性最优化的新型钻机的研究[D].重庆:重庆大学,2002;1-3.
[2] 李华甫,张凌.全液压坑道钻机动力头液压卡盘设计探讨[J].煤炭工程师,1998(2):30-32.
[3] 吕冰.坑道钻机组合式液压卡盘的研制[J].矿业安全与环

11-13.

- [2] 刘送永,杜长龙,崔新霞.采煤机滚筒截齿排列的试验研究[J].中南大学学报:自然科学版,2009,40(5):1281-1287.
[3] Hekimoglu O Z, Ozdemir L. Effect of Angle of Wrap on Cutting Performance of Drum Shearers and Continuous Miners[J]. Mining Technology, 2004, 113(2):118-122.
[4] Gunes Yilmaz N, Yurdakul M, Goktan R M. Prediction of Radial Bit Cutting Force in High-Strength Rocks Using Multiple Linear Regression Analysis [J]. International Journal of Rock Mechanics & Mining Sciences, 2007, 44: 960-970.
[5] 赵丽娟,董萌萌.含硫化铁结核薄煤层采煤机工作机构载荷问题[J].煤炭学报,2009,34(6):840-844.
[6] Changent C, Oviedo Marlot X, Velex P. Power Loss Predictions in Geared Transmissions Using Thermal Networks—Applications to a Six-Speed Manual Gearbox [J]. Journal of Mechanical Design, 2006, 128(3):618-625.
[7] Deng G, Kato M. Initial Temperature Evaluation for Flash Temperature Index of Gear Tooth [J]. Journal of Tribology: Transaction of the ASME, 1995, 117(3):476-481.
[8] 王黎钦,陈观慈,古乐,等.高速圆柱滚子轴承工作温度研究[J].航空动力学报,2008,23(1):179-183.
[9] 徐建宁,屈文涛,赵宁.滚动轴承的温度场和热变形分析[J].轴承,2006(5):1-3.
[10] 包洁,刘佐民.高温场对滚动轴承游隙的影响[J].轴承,2007(10):10-13.
[11] Mruat Taburdagitan, Metin Akkok. Determination of Surface Temperature Rise with Thermo-Elastic Analysis of Spur Gear [J]. Wear, 2006, 261:656-665.
[12] 龙慧,张光辉,罗文军.旋转齿轮瞬时接触应力和温度的分析模拟[J].机械工程学报,2004,40(8):24-29.
[13] 李润方.齿轮传动的刚度分析和修形方法[M].重庆:重庆大学出版社,1998.

保,2006,33(6):12-16.

- [4] 陈家庆,刘录,赵艳玲.流体动压柔性径向密封技术的研究与应用[J].石油化工高等学校学报,2012,16(2):22-25.
[5] 周昌登.间隙式密封机理的探讨[J].润滑与密封,1982(1):1-9.
[6] 闻邦椿.机械设计手册:4卷[M].5版.北京:机械工业出版社,2010:35-37.
[7] 姚宁平,蔺高峰,殷新胜,等.全液压钻机双金属配油套及其加工方法:中国,201010574604.9[P].2010-12-06.
[8] 陈广志,田玉清,王迎辉.钢-铜铅合金烧结双金属柱塞缸体的研制[J].新技术新工艺,1999(1):23-25.
[9] 萧骅昭,付玉珍,杨学民,等.双金属离心铸造耐磨套筒的金属学和物理特性研究[J].铸造技术,1994(1):39-42.
[10] 刘鸿文.材料力学[M].3版.北京:高等教育出版社,1992:211-219.
[11] 邬迪.全液压坑道钻机配油套密封性能试验研究[D].北京:煤炭科学研究院,2008:5-6.