

矿井提升机主轴的静力学分析及其优化

牛艳奇

(天地科技股份有限公司 开采设计事业部, 北京 100013)

[摘要] 根据已知的数据采用 PRO/E 对矿井提升机主轴三维建模, 利用有限元分析的方法对其进行有限元分析, 并获得危险截面的应力分布, 为主轴的校核提供精确的数据, 并通过 3 种优化方案对主轴进行优化设计, 缩短了设计周期, 提高了设计效率。

[关键词] 矿井提升机; 主轴; 优化设计

[中图分类号] TH133.2 **[文献标识码]** A **[文章编号]** 1006-6225 (2010) 04-0095-03

Statics Analysis of Mine Hoister's Main Shaft and Its Optimization

NIU Yan-qi

(Coal Mining & Designing Department Tiandi Science & Technology Co., Ltd Beijing 100013, China)

Abstract: This paper applied PRO/E to building up a 3-D model of mine hoister and making statics analysis by FEM. It obtained stress distribution of dangerous section and provided accurate data for main shaft checking. Optimized design for main shaft was made to reduce design period and improve design efficiency.

Key words: mine hoister; main shaft; optimization design

矿井提升机是煤矿的主要提升设备, 其可靠性和安全性是影响煤矿生产的重要因素。主轴是提升机的主要部件, 如果出现断裂会对矿井造成重大经济损失, 甚至导致人员伤亡。为了研究其安全性, 本文以数值模拟技术为手段, 为矿井提升机主轴完整性评价标准的建立提供理论依据^[1-2]。

1 矿井提升机主轴有限元模型的建立

在 PRO/E 中创建矿井提升机主轴三维模型 (见图 1)。



图 1 PRO/E 创建三维模型

该主轴的材料为 45 号碳素结构钢。材料的弹性模量 $E = 207000 \text{ MPa}$, 泊松比 $\mu_r = 0.3$, 假定该材料是线弹性, 即不发生屈服^[3]。

划分的单元采用 Solid95, 选用自由网格 Free 来划分网格, 划分网格精度等级为 1 级, 为最高精度的网格^[3], 共划分出 67452 个单元 (如图 2)。

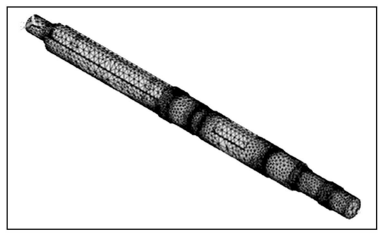


图 2 网格划分后生成单元

如图 3 所示, 在轴的 1、2 两个端面上限制了轴向位移, 在 3、4 两个端面上限制了径向位移。另外, 为了限制轴的刚性转动, 在轴端施加了绕轴转动的角位移约束并同时施加了扭矩, 这样就等效地解决了在静力分析中轴本身刚性旋转的影响。

对主轴静态的应力、应变分析, 选用 ANSYS 的通用后处理器。通过应力、应变云图, 可以形象地观察到主轴内部的应力应变的分布情况。

由图 4、图 5 分析结果, 可以清晰地看出主轴的受力和位移情况。存在 A、B、C 3 个危险截面, 需要对这 3 个危险截面进行安全系数的校核, 检验

[收稿日期] 2010-04-13

[作者简介] 牛艳奇 (1976—), 男, 河南平顶山人, 工程师, 主要从事综采工作面设备总体配套, 液压支架设计研究, 有限元分析等工作。

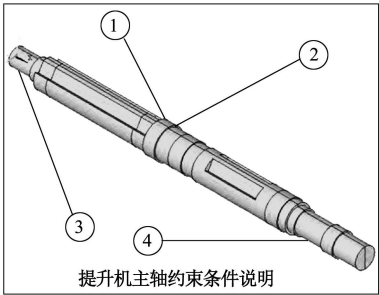


图 3 添加约束条件

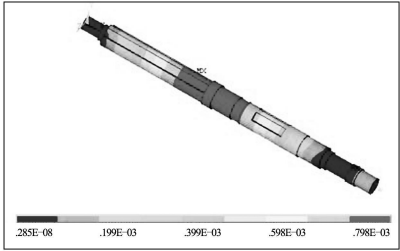


图 4 主轴位移

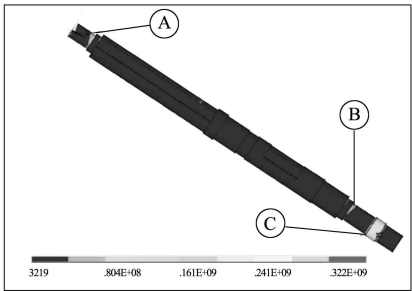


图 5 主轴应力应变分布

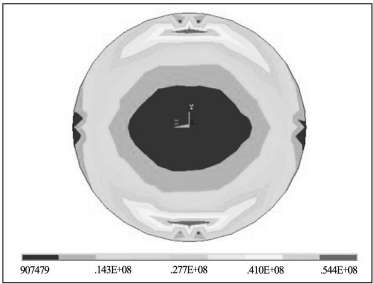
其安全系数是否大于许用安全系数，若小于许用安全系数则需要对主轴进行优化设计。

2 主轴危险截面的校核

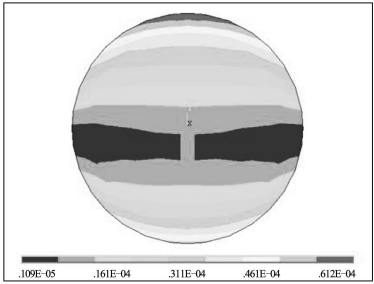
主轴的安全系数是指危险截面的设计安全系数，由于在危险截面上作用比较大的弯矩和扭矩，同时存在着键槽削弱和圆角过渡等，应力集中比较大，安全系数比较低。

文章通过对主轴进行数值模拟分析，可以得到不同截面的平均应力、位移及应力曲线图。图 6 为危险截面 A 的平均应力图和位移图。图 7、图 8 为主轴应力曲线和危险截面 A 的应力曲线。

根据建立主轴模型的几何数据和边界条件，按式 (1)、式 (2) 和式 (3) 分别进行计算主轴各截面的安全系数^[4]。



(a) A 截面平均应力



(b) A 截面位移

图 6 A 截面平均应力及位移

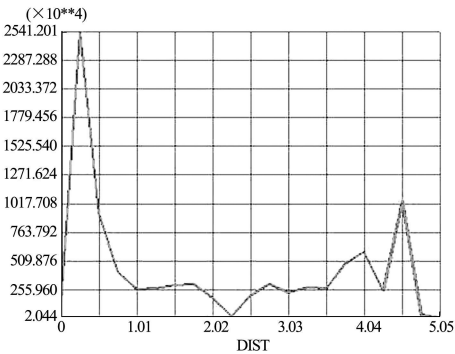


图 7 主轴应力曲线

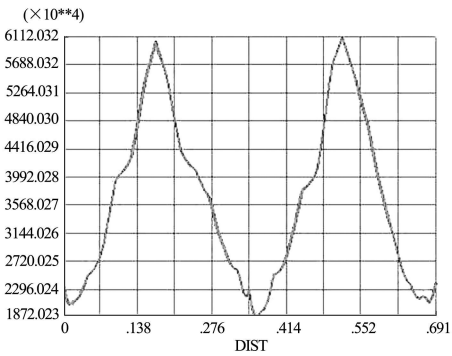


图 8 A 截面应力曲线

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\beta_{\epsilon_{\sigma}}} \sigma_a + \phi_{\sigma} \sigma_m}$$

(1)

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\beta \epsilon_{\tau}} \tau_a + \phi_{\tau} \tau_m}$$

(2)

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq S_p$$

(3)

式中， S_{σ} 为只考虑弯矩作用时的安全系数； S_p 为按疲劳强度计算的许用安全系数， $S_p \geq 1.5 \sim 1.8$ ； σ_{-1} 为对称循环应力下的材料弯曲疲劳极限，MPa； τ_{-1} 为对称循环应力下的材料扭转疲劳极限，MPa； K_{σ} ， K_{τ} 分别为弯曲和扭转时的有效应力集中系数； β 为表面质量系数； ϵ_{σ} ， ϵ_{τ} 分别为弯曲和扭转时的尺寸影响系数； ϕ_{σ} ， ϕ_{τ} 分别为材料拉伸和扭转的平均应力折算系数； σ_a ， σ_m 分别为弯曲应力的应力幅和平均应力，MPa； τ_a ， τ_m 分别为扭转应力幅和平均应力，MPa； S 为主轴安全系数。

校核截面 A: $\sigma_{-1} = 270 \text{ MPa}$ $\tau_{-1} = 155 \text{ MPa}$ $K_{\sigma} = 2.17$, $K_{\tau} = 2.30$, $\beta = 1.0$, $\epsilon_{\sigma} = 0.6$, $\epsilon_{\tau} = 0.6$, $\sigma_a = 61.12 \text{ MPa}$ $\sigma_m = 0$, $\tau_a = 30.6 \text{ MPa}$ $\tau_m = 0$ 。
代入公式 (1), (2), (3) 得: $S_{\sigma} = 1.2$, $S_{\tau} = 1.8$, $S = 1.1 < S_p$ 。

经过计算校核发现 A 截面安全系数不能满足要求，须改进优化设计。

采用相同的数值模拟和计算方法，可以得出危险截面 B、C 的平均应力图、位移图以及应力曲线图，进一步对 B、C 截面安全系数进行校核。

校核截面 B: $\sigma_{-1} = 270 \text{ MPa}$ $\tau_{-1} = 155 \text{ MPa}$ $K_{\sigma} = 2.08$, $K_{\tau} = 1.69$, $\beta = 1.0$, $\epsilon_{\sigma} = 0.6$, $\epsilon_{\tau} = 0.6$, $\sigma_a = 42.62 \text{ MPa}$ $\sigma_m = 0$, $\tau_a = 56.54 \text{ MPa}$ $\tau_m = 0$ 。
代入公式 (1), (2), (3) 得: $S_{\sigma} = 1.82$, $S_{\tau} = 0.97$, $S = 1.13 < S_p$ 。

校核截面 C: $\sigma_{-1} = 270 \text{ MPa}$ $\tau_{-1} = 155 \text{ MPa}$ $K_{\sigma} = 2.08$, $K_{\tau} = 1.69$, $\beta = 1.0$, $\epsilon_{\sigma} = 0.6$, $\epsilon_{\tau} = 0.6$, $\sigma_a = 94.12 \text{ MPa}$ $\sigma_m = 0$, $\tau_a = 22.84 \text{ MPa}$ $\tau_m = 0$ 。
代入公式 (1), (2), (3) 得: $S_{\sigma} = 0.83$, $S_{\tau} = 2.4$, $S = 0.79 < S_p$ 。

经过计算校核 B、C 两个截面均不能满足要求，须改进优化设计。

3 优化设计

通过采用减小卷筒的宽度来降低轴的长度。在危险截面处增大轴的半径和减小轴肩的尺寸等手段来提高危险截面的安全系数。采用数值模拟分析技术对主轴进行优化设计，按公式 (1)、(2) 和 (3) 分别进行计算校核，所得数据如表 1 所示。通过优化设计得到满足要求的方案，大大缩短了设

计的周期，提高了设计效率。

表 1 各方案的截面安全系数

方案	方案 1	方案 2	方案 3
措施	采用跨度小的卷筒，以减小轴长度	增大危险截面处的轴径及减小轴肩	综合方案 1、2
A 截面	$S = 1.56$	$S = 1.04$	$S = 1.8$
B 截面	$S = 0.93$	$S = 1.6$	$S = 1.6$
C 截面	$S = 0.79$	$S = 1.58$	$S = 1.72$
是否达到优化	否	否	是

4 结束语

ANSYS 提供了与 CAD 软件的专用数据接口，能够实现与 CAD 软件间无缝的几何模型传递，避免了繁杂的重复工作^[5]，把 PRO/E 和 ANSYS 有限元分析软件的各自优势相结合，对主轴进行了静力分析，得到了主轴上主应力分布云图和变形趋势图，并对危险截面进行了校核，给出了一种对主轴强度进行近似计算的有限元方法，这种方法不仅可以满足工程设计中要求较低情况下的需要，还为进一步进行振动和疲劳强度分析打下了基础。

[参考文献]

[1] 中国矿业学院·矿井提升设备 [M]·北京：煤炭工业出版社，1981.

[2] 葛成远·煤矿提升设备的改造 [M]·北京：煤炭工业出版社，1988.

[3] ANSYS, Inc. ANSYS Elements Reference Ninth Edition SAS [M]·IP Inc. 1997.

[4] 成大先·机械设计手册第四版第二卷 [M]·化学工业出版社，2002.

[5] 邓凡平·ANSYS 有限元分析自学手册 [M]·人民邮电出版社，2007.

[责任编辑：张银亮]

(上接 84 页)
作面可以多产生效益 764 万元。只需 3 个工作面即可完全收回投资。

通过以上分析，该矿 15 号煤层采用一次采全高综采，在技术上是可行的，经济上是合理。而且该综采工作面设备选型和液压支架选型设计经验对于国内类似地质条件的矿井具有很好的借鉴意义。

[参考文献]

[1] 王国法，等·液压支架技术 [M]·北京：煤炭工业出版社·1999.

[2] MT312—2000 液压支架通用技术条件 [S]·北京：中国标准出版社，2000.

[3] MT554—1996 缓倾斜煤层工作面顶板分类附录 [S]·北京：中国标准出版社，1996.

[责任编辑：张银亮]