

doi:10.11835/j.issn.1000-582X.2014.08.002

## 压紧机构导向轴结构尺寸设计及有限元校核

王时龙,王霞,周杰,赵昱,刘健松,孙守利

(重庆大学机械传动国家重点实验室,重庆 400044)

**摘要:**针对压紧机构中由于偏载引起的导向轴强度刚度不足等问题,分别利用结构力学中的力和位移法对压紧机构导向轴进行了结构尺寸设计,推导出了在对称载荷作用下一次超静定结构的设计参数和公式。利用有限元分析软件 Abaqus 对设计的压紧机构导向轴进行三维接触有限元分析,研究了在满载工况下的应力及变形。结果表明:压紧机构在满载工况时,导向轴的变形较小,导向轴受到的各个方向应力均小于许用应力。研究方法和结果将为压紧机构导向轴的设计提供指导。

**关键词:**压紧机构;导向轴;静力分析;结构设计;有限元分析

**中图分类号:**TH123.3

**文献标志码:**A

**文章编号:**1000-582X(2014)08-011-08

## Compaction mechanism oriented axis structure and size design and finite element method checking

WANG Shilong, WANG Xia, ZHOU Jie, ZHAO Yu, LIU Jiansong, SUN Shouli

(StateKey Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing400044, China)

**Abstract:** To solve the compaction mechanism problems such as insufficient steering shaft strength stiffness caused by partial load, the force method and the displacement method in structural mechanics are used in compaction mechanismguide shaft structure size design, and the design parameters and the formula of the statically indeterminate structure under symmetrical loading are deduced. The designed compaction mechanism oriented axis is analyzed in three-dimensional contact finite element analysis by using finite element analysis software Abaqus. Stress and deformation under full load conditions are studied. Results show that the guide shaft deformation is small when the compaction mechanism in full load condition and the stress on the guide shaft in all directions are less than the allowable stress. Research methods and results will provide guidance for designing the compaction mechanism guide shaft.

**Key words:** compaction mechanism; oriented axis; static analysis; structural design; finite element analysis

应用于切割等场合的压紧机构,由于压紧力与工件对压板的反作用力不共线,存在一定的偏心距,再加上压紧时工件对压板的侧向推力,使得压板产生较大的倾翻力矩,作用到导向轴上就会产生弯曲变形等强度问题,从而严重影响压紧机构的使用性能和寿命。因此,在满足强度刚度的条件下对导向轴的结构尺寸进行优化设计就显得非常重要。

随着计算机技术的迅速发展,有限元方法在工程中得到了广泛的应用。文献[1]应用有限元中的稳态热分析对轴承系统进行了整体热弹流性能分析;文献[2]应用有限元中的形状优化对传统三梁四柱式液压机下横梁进行结构拓扑优化;文献[3]应用有限元中的预应力模态分析对直线滚动导轨系统进行了整体建

**收稿日期:**2014-04-05

**基金项目:**国家科技支撑计划资助项目(2012BAF13B09)

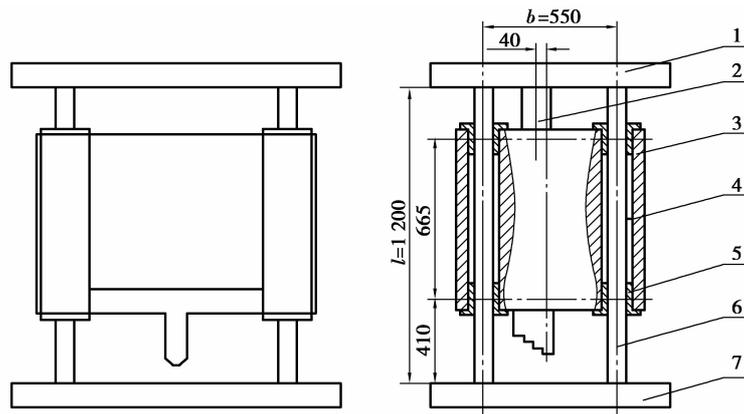
**作者简介:**王时龙(1966-),男,重庆大学教授,博士生导师,主要从事计算机集成制造、数控技术与装备自动化等领域的研究,(E-mail)slwang@cqu.edu.cn。

模分析;文献[4]采用有限元软件 ANSYS 的参数化编程语言 APDL 对汽车磁流变阻尼器的结构参数进行了优化;文献[5-6]对大型回转窑液压挡轮装置中的导向轴进行了受力分析与设计;文献[7]对冷却机液压挡轮装置中的导向轴进行了有限元接触分析;文献[8]对水下绳锯机张力检测装置中的导向轴进行了形状优化设计。然而,导向轴的研究还有许多问题有待解决。例如,现有导向轴的研究还没有进行底座—导向轴—上梁的整体静力学性能分析,以更真实地反映导向轴系统的性能;在较大的径向载荷下,显著的轴向弯曲变形可能会发生;竖直工位的导向轴不需要考虑自重的影响,也无需考虑轴上运动部件重力的影响。而现有的导向轴研究,大都集中在水平工位导向轴承受自重和轴上运动部件重力的单独原件静力分析上。

针对上述问题,笔者通过把底座—导向轴—上梁作为一个整体,来研究竖直工位导向轴系统的静力学特性。这种方法的优点是,把导向轴与底座和上梁联接处的未知力边界条件转化为系统内部边界条件,避免了过多人为假设条件的引入,使得数值计算和有限元分析结果更接近于导向轴系统真实工况下的特性。

## 1 机械结构

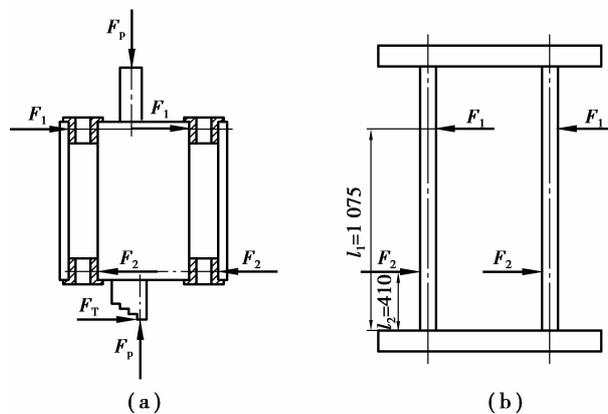
由图 1 可见,压紧机构主要由五部分组成,底座固定,导向轴和上梁通过螺栓连接,存在一定的变形协调关系。压板通过滑套和石墨轴套与导向轴连接,可在导向轴上上下滑动,由于石墨轴套的润滑作用,可忽略压板上下运动的摩擦力。压紧轴的工作压力由油缸提供,单缸工作压力为 12.5 t。压紧轴的轴心线与压板所受的反作用力存在一定的偏心距,同时压板还受到工件对其的侧向推力  $F_T$ (如图 2(a)所示),故而会产生倾翻力矩,作用到导向轴上就会有横力,而横力将使导向轴产生弯矩,从而产生横力弯曲变形。



单位: mm

1—上梁;2—压紧轴;3—压板;4—石墨轴套;5—滑套;6—导向轴;7—底座

图 1 压紧机构结构图



单位: mm

$F_p$ —压紧力; $F_1$ —导向轴对上滑套的集中力;

$F_2$ —导向轴对下滑套的集中力; $F_T$ —工件对压板的侧向推力

图 2 压板和导向轴受力图

压紧机构的工作环境为强辐射、强腐蚀性,这就要求其零件材料具备高强度和耐蚀性,所以选择马氏体不锈钢(1Cr17Ni2)作为压紧机构所有零部件的材料。

在设计中如何保证这一压紧机构导向轴的强度和刚度满足要求,就成了设计工作的难点和重点。为此采用力法对压紧机构导向轴进行结构尺寸设计,同时利用三维接触有限元软件对此压紧机构导向轴进行强度校核。

## 2 圆形截面轴的强度校核方法

根据文献[9]可知,塑性材料的极限应力为屈服极限,脆性材料的极限应力为强度极限。由于设计选用的材料为 1Cr17Ni2,属于塑性材料,故其许用应力的计算公式为

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{0.2}}{n_s}, \quad (1)$$

式中: $\sigma_{0.2}$ 是材料的屈服极限,1Cr17Ni2 的屈服极限为 770 MPa; $n_s$  为材料的安全系数,取  $n_s = 4.5$ 。

根据文献[10]可知,截面为圆形的杆件,其弯曲强度校核公式为

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_z} = \frac{32M_{\max}}{\pi D^3} \leq [\sigma], \quad (2)$$

式中: $M_{\max}$ 为杆件所受最大弯矩; $D$  是杆件截面直径; $W_z$  是抗弯截面系数。对于圆形截面, $W_z = \frac{\pi D^3}{32}$ 。

## 3 压紧机构导向轴力法模型

### 3.1 力法方程

根据文献[11,14]可知,在线性变形条件下一次超静定结构的力法方程为

$$\delta_{11} X_1 + \Delta_{1p} = 0, \quad (3)$$

式中  $\Delta_{1p}$  为基本结构在荷载单独作用下沿  $X_1$  方向的位移; $\delta_{11}$  为比例系数。在数值上等于基本结构在单位力  $X_1 = 1$  单独作用下沿  $X_1$  方向产生的位移; $X_1$  是未知力。

### 3.2 模型的建立

压板受力图如图 2(a)所示。计算时,假设上梁和底座均为刚体,则可将上梁、导向轴和底座作为一个整体来进行分析,且由于载荷为平面对称加载,因此取一半化为平面问题进行分析。导向轴受力图如图 2(b)所示。

### 3.3 边界条件的确定

边界条件需根据压紧机构的不同工作状态进行确定,为了校验压紧机构导向轴的强度需选择其中最恶劣的工况进行分析,即压紧机构处于满载工况,两个压紧轴同时工作,每轴工作压力为 12.5 t,且工件对压板的侧向推力为 3.75 t(根据文献[12]可知,有压板剪切时,侧向推力  $T \approx (0.1 \sim 0.18)P$ ,此处取  $T = 0.15P$ ),此时导向轴与滑套接触部分承受工作压力,该压力均匀分布于高为 120 mm 的圆柱面上(滑套高为 120 mm),为方便计算,可简化为集中力计算。

### 3.4 导向轴结构尺寸设计

将上梁、导向轴和底座作为一个整体框架进行计算,则图 3(a)示结构为 1 次超静定结构。在反对称载荷的作用下,基本体系如图 3(b)所示。切口截面的弯矩、轴力都是对称未知力,应为零;只有反对称未知力  $X_1$  存在。

基本结构在荷载和单位未知力作用下的弯矩图如图 4(a)(b)(c)所示。由此得

$$\Delta_{1p} = \Delta_{1F_1} + \Delta_{1F_2}, \quad (4)$$

$$\Delta_{1F_1} = \frac{1}{EI} \int_0^{l_1} F_1 * x * \frac{b}{2} dx = -\frac{F_1 b l_1^2}{4EI}, \quad (5)$$

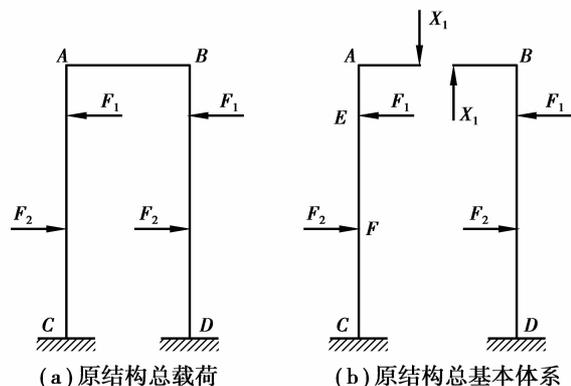


图 3 结构受力模型

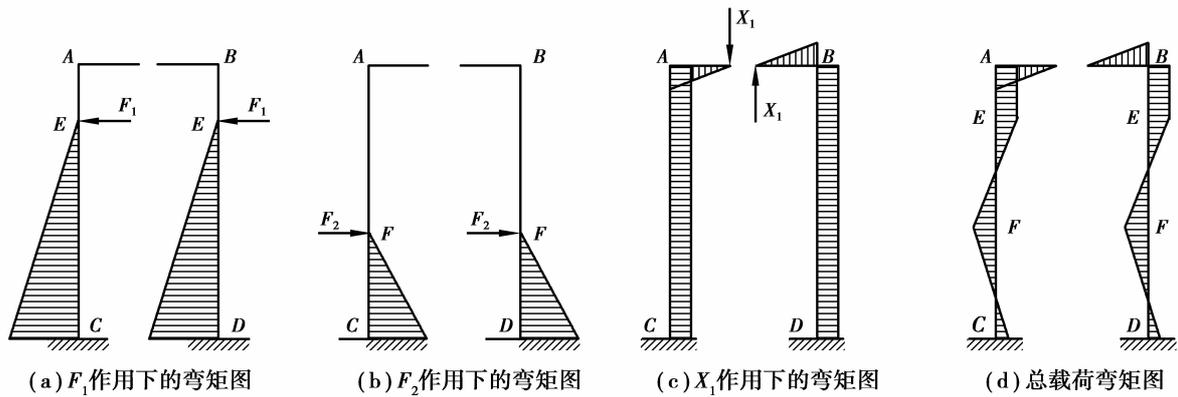


图 4 弯矩图

$$\Delta_{1F_2} = \frac{1}{EI} \int_0^{l_2} F_2 * x * \frac{b}{2} dx = \frac{F_2 b l_2^2}{4EI}, \tag{6}$$

$$\delta_{11} = \frac{1}{EI} \int_0^l \left(\frac{b}{2}\right)^2 dx + \frac{1}{EI_2} \int_0^{\frac{b}{2}} x^2 dx = \frac{b^2 l}{4EI} + \frac{b^3}{24EI_2}, \tag{7}$$

带入力法方程式(3),得

$$X_1 = -\frac{\Delta_{1P}}{\delta_{11}} = -\left(\frac{\Delta_{1F_1} + \Delta_{1F_2}}{\delta_{11}}\right) = \frac{6(F_1 l_1^2 - F_2 l_2^2)}{6bl + b^2 \frac{EI}{EI_2}}. \tag{8}$$

令  $k = \frac{EI}{EI_2}$ , 因为  $I_2 \gg I$  (横梁的惯性矩远大于导向轴的惯性矩), 从而有  $k \rightarrow 0$ , 即  $b^2 k \rightarrow 0$ , 则反对称未知力为

$$X_1 = \frac{F_1 l_1^2 - F_2 l_2^2}{bl}. \tag{9}$$

将已知数据代入文献[10]中的弯矩公式, 可得钢架的总载荷弯矩图如图 4(d) 所示。

根据总载荷弯矩图, 求出最大弯矩, 代入强度校核公式(2)可得

$$D_{\min} \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{\max}}{\pi[\sigma]}}. \tag{10}$$

至此, 可得出导向轴结构尺寸的设计计算步骤为: 1) 利用文献[13]中的力平衡和力矩平衡公式求出导向轴上的集中力  $F_1$  和  $F_2$ ; 2) 由式(9)计算出反对称未知力  $X_1$ , 然后做出体系的弯矩图确定最大弯矩  $M_{\max}$ ; 3) 由式(10)计算导向轴的最小截面直径  $D_{\min}$ 。

### 3.5 计算结果

根据推导出的参数及公式, 输入表 1 中的已知参数, 可求出表 2 中的相关参数。

表 1 已知参数表

$F_p/t$	$F_T/t$	$\sigma_{0.2}/\text{MPa}$	$n_s$	$b_1/\text{mm}$	$b_2/\text{mm}$
12.5	3.75	770	4.5	125	790

表 2 力法输出参数表

$F_1/\text{N}$	$F_2/\text{N}$	$X_1/\text{N}$	$[\sigma]/\text{MPa}$	$M_{\max}/(\text{N} \cdot \text{m})$	$D_{\min}/\text{mm}$
7 483.55	16 671.05	8 857.23	171.1	2 540.82	54

## 4 压紧机构导向轴位移法模型

### 4.1 刚度方程

根据文献[11,14]可知,等截面杆件  $AB$  在一端具有不同支座时的刚度方程如下。

1)  $B$  端为固定支座。

$$M_{AB} = 4i\theta_A - 6i \frac{\Delta}{l}, \quad (11)$$

$$M_{BA} = 2i\theta_A - 6i \frac{\Delta}{l}. \quad (12)$$

2)  $B$  端为铰支座。

$$M_{AB} = 3i\theta_A - 3i \frac{\Delta}{l}, \quad (13)$$

$$M_{BA} = 0.$$

式中:  $M_{AB}, M_{BA}$  为杆端弯矩;  $\theta_A$  为结点  $A$  的转角;  $\Delta$  为杆  $AB$  两端垂直于杆轴的相对位移;  $l$  为杆长。

### 4.2 导向轴结构尺寸设计

模型及边界条件与力法相同。作用于对称结构上的任意荷载,可以分为对称荷载和反对称荷载两部分分别计算。在对称荷载的作用下,变形是对称的,弯矩图和轴力图是对称的,而剪力图是反对称的。在反对称荷载的作用下,变形是反对称的,弯矩图和轴力图是反对称的,而剪力图是对称的。利用这些规则,计算对称刚架时,只需计算这些结构的半边结构。如图 5(a) 示奇数跨对称结构中,在对称轴的截面  $G$  没有竖向位移,但可有水平位移和转角。计算中所取的半边结构如图 5(b) 所示,  $G$  端为辊轴支座。

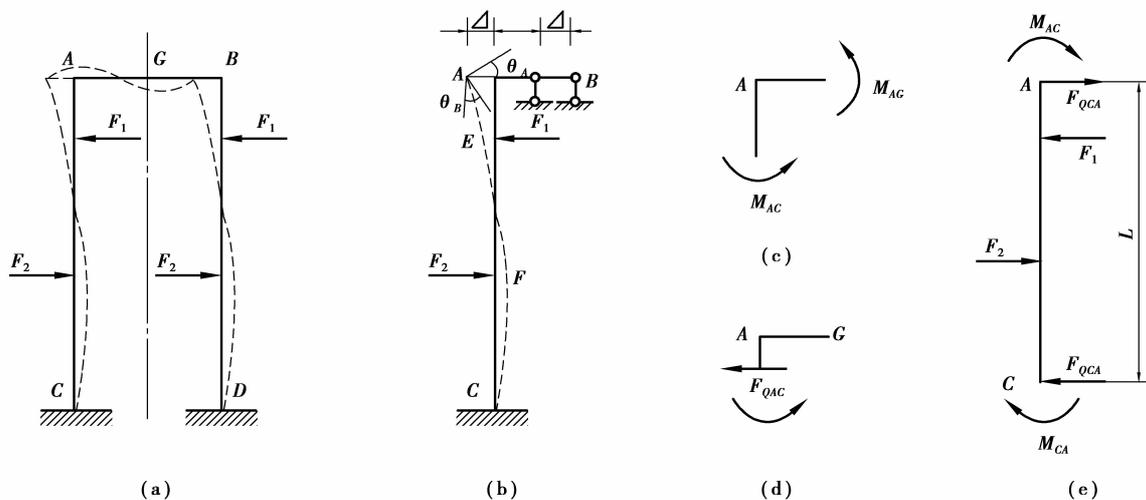


图 5 结构受力模型

图 5(a) 示钢架,导向轴的线刚度为  $i_1$ ,上梁的线刚度为  $i_2$ ,基本未知量为刚结点  $A$  的转角  $\theta_A$  和轴顶的水平位移  $\Delta$ ,如图 5(b) 示。由于杆  $CA$  的两端结点有相对侧移  $\Delta$ ,但杆  $AG$  的两端结点只有整体的水平位移,而没有相对的垂直位移。利用等截面杆件的刚度方程,并叠加固端弯矩后,可列出各杆的杆端弯矩如下:

$$M_{CA} = 2i_1\theta_A - 6i_1 \frac{\Delta}{l} - \frac{F_2 l_2 b_2^2}{l^2} + \frac{F_1 l_1 b_1^2}{l^2}, \quad (14)$$

$$M_{AC} = 4i_1\theta_A - 6i_1 \frac{\Delta}{l} + \frac{F_2 l_2^2 b_2}{l^2} - \frac{F_1 l_1^2 b_1}{l^2}, \quad (15)$$

$$M_{AG} = 3i_2\theta_A. \quad (16)$$

建立基本方程,首先,与结点  $A$  的角位移  $\theta_A$  对应,取结点  $A$  为隔离体(图 5(c)),可列出力矩平衡方程:

$$\sum M_A = 0,$$

$$M_{AC} + M_{AG} = 0,$$

$$4i_1\theta_A + 3i_2\theta_A - 6i_1 \frac{\Delta}{l} + \frac{F_2 l_2^2 b_2}{l^2} - \frac{F_1 l_1^2 b_1}{l^2} = 0. \quad (17)$$

其次,与横梁水平位移  $\Delta$  对应,取上梁 AG 部分为隔离体(图 5(d)),可列出水平投影方程:

$$\sum F_x = 0,$$

$$F_{QAC} = 0. \quad (18)$$

式(18)中的杆端剪力可以换成杆端弯矩。为此,取轴 CA 作隔离体(图 5(e)),得

$$\sum M_C = 0,$$

$$M_{AC} + M_{CA} + F_{QAC}l + F_2 l_2 - F_1 l_1 = 0,$$

$$F_{QAC} = -\frac{1}{l}(M_{AC} + M_{CA} + F_2 l_2 - F_1 l_1). \quad (19)$$

将剪力表达式(19)代入式(18),得

$$M_{AC} + M_{CA} + F_2 l_2 - F_1 l_1 = 0.$$

再利用式(14)、(15),得

$$6i_1\theta_A - 12i_1 \frac{\Delta}{l} + \frac{F_2 l_2 l_2}{l^2}(l_2 - b_2) - \frac{F_1 l_1 b_1}{l^2}(l_1 - b_1) + F_2 l_2 - F_1 l_1 = 0. \quad (20)$$

解联立方程(17)(20),就可求出结点位移  $\Delta$  和转角  $\theta_A$ ,然后代入式(14)(15)(16),可求出杆端弯矩,从而作出刚架弯矩图(见图 4)。

### 4.3 计算结果

根据推导出的参数及公式,输入表 1 中的已知参数,可求出表 3 中的相关参数。

表 3 位移法输出参数表

$\Delta/\text{mm}$	$[\sigma]/\text{MPa}$	$M_{CA}/(\text{N}\cdot\text{m})$	$M_{AC}/(\text{N}\cdot\text{m})$	$M_{\max}/(\text{N}\cdot\text{m})$	$D_{\min}/\text{mm}$
4.516	171.1	1 226.05	2 435.74	2 540.82	54

通过表 2 和表 3 的对比可知位移法与力法的结果是一致的。

## 5 导向轴的有限元校核分析

### 5.1 模型的建立

采用通用有限元软件 Abaqus,直接创建导向轴的三维实体模型,导向轴、底座以及上梁合并为一体。建立了导向轴承受满载工况时的受力仿真分析模型,分析计算了导向轴在承受一定弯矩时的变形量和应力分布,使设计人员在设计的时候就能准确了解到构件每部分的应力、应变及位移,以便更好地对结构进行反复的修改,达到优化的目的。本次设计选用材料为 1Cr17Ni2 马氏体不锈钢,其力学性能如表 4 所示。

表 4 马氏体不锈钢力学性能

弹性模量/MPa	泊松比	许用接触应力/MPa
210 000	0.3	171.1

对于此次设计的压紧机构导向轴,为了提高计算精度,采用 8 节点 6 面体网格,并在 4 根导向轴的径向和轴向适当加密,划分的网格如图 6 所示。

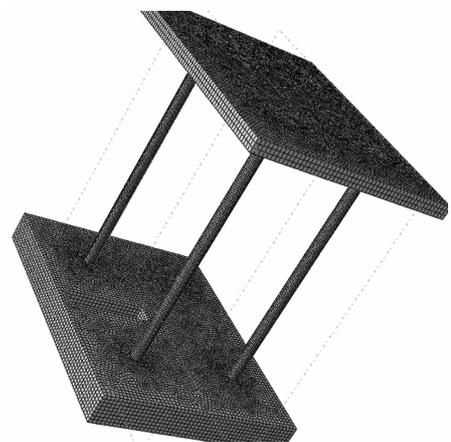


图 6 导向轴有限元网格模型

## 5.2 边界条件设定

要实现对该导向轴的力学有限元分析,主要是合理确定载荷大小和约束条件。对于该导向轴,其满载工况较为简单,载荷为沿  $y$  轴正向的  $F_1=7\,483.55\text{ N}$  和沿  $y$  轴负向的  $F_2=16\,671.05\text{ N}$  的两个集中力,加载集中力的区域为指定位置处的一个半圆周,载荷的施加位置如图 2(b)所示,约束边界条件为底座固定,即底座底面建立全约束。

## 5.3 计算结果分析

本次导向轴的结构尺寸设计中,主要关心的是导向轴的轴向弯曲应力分布及其最大值。压紧机构导向轴的轴向应力云纹图,如图 7 所示。

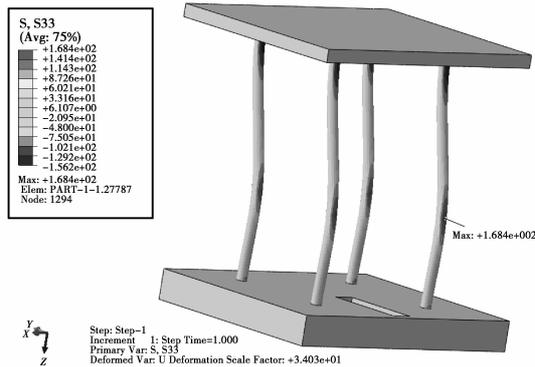


图 7 满载时导向轴的轴向弯曲应力

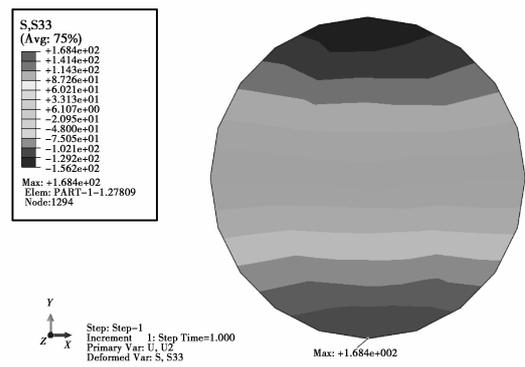


图 8 最大应力截面应力分布图

由图 7 可以看出导向轴承受的轴向弯曲应力的最大值为  $168.4\text{ MPa}$ ,接近并且小于设计时使用的许用弯曲应力值  $171.1\text{ MPa}$ ,且最大弯曲应力出现在集中力  $F_2$  施加的位置,这与计算所得的最大弯矩出现的位置一致(见图 4(d)),这说明结构设计是合理的。图 8 清楚地显示了导向轴最大应力截面上的应力分布。

由图 9 可知在满载工况时导向轴的最大变形量为  $4.158\text{ mm}$ ,接近并且小于位移法所计算出的数值  $4.516\text{ mm}$ ,最大变形位于导向轴上端与上梁连接的区域,其变形的大小相对于导向轴的截面尺寸较小,符合设计要求。

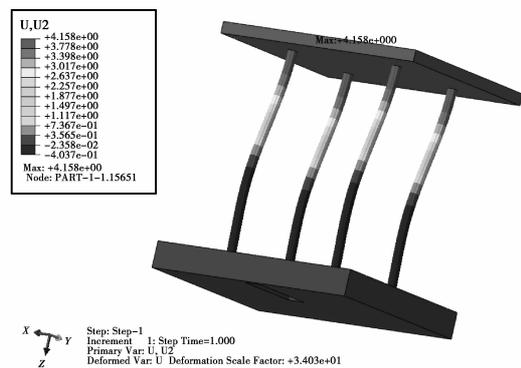


图 9 满载时导向轴上的变形

## 6 结论

笔者针对特殊场合的压紧机构,压紧力与工件对压板的反作用力不共线,且压紧时存在工件对压板的侧向推力产生的倾翻力矩,使得导向轴产生弯曲变形等强度问题,从而严重影响压紧机构的使用性能和寿命的情况,对导向轴的截面尺寸进行研究,研究结果可为相似情况提供参考价值,且本结构已成功应用到某特殊环境的压紧机构中。

通过对压紧机构导向轴的结构尺寸设计及强度分析研究,可以得到以下结论:

- 1) 压紧机构在满载工况时,导向轴所受到轴向弯曲应力最大值小于许用应力,满足设计条件。
- 2) 压紧机构在满载工况时,导向轴的轴向变形位移相对于导向轴的尺寸较小,符合设计要求。
- 3) 所推导出的在对称载荷作用下的一次超静定结构的设计参数和公式同样适用于其他类似结构。

## 参考文献:

[1] 孟凡明. 水润滑轴承系统三维热弹流性能有限元分析[J]. 重庆大学学报, 2013, 36(2): 121-126.

MENG Fanming. Three-dimensional finite element analysis for thermo-elasto-hydrodynamic performances for a water

- lubricated bearing system[J].Journal of Chongqing University, 2013, 36(2):121-126.
- [2] 张大可, 孙圣权. 液压机下横梁结构拓扑的进化结构优化[J]. 重庆大学学报, 2009, 32(10):1117-1121.  
ZHANG Dake, SUN Shengquan. Evolutionary topology optimization of the lower stable of a hydraulic press[J].Journal of Chongqing University, 2009, 32(10):1117-1121.
- [3] 孙伟, 孔祥希, 汪博, 等. 直线滚动导轨动力学精细有限元建模 [J]. 重庆大学学报, 2013, 36(3):37-41.  
SUN Wei, KONG Xiangxi, WANG Bo, et al. A precise finite element modeling approach for analyzing linear rolling guideway dynamics[J].Journal of Chongqing University, 2013, 36(3):37-41.
- [4] 李以农, 潘杰锋, 郑玲. 磁流变阻尼器的有限元参数优化设计[J]. 重庆大学学报, 2010, 33(5):35-40.  
LI Yinong, PAN Jiefeng, ZHENG Ling. Design optimization of magneto-rheological damper based on finite element parametric language[J].Journal of Chongqing University, 2010, 33(5):35-40.
- [5] 赵海波. 回转窑液压挡轮装置导向轴的计算分析[J]. 有色设备, 2012(6):15-19.  
ZHAO Haibo. The Computational analysis for the lead stalk of rotary kiln hydraulic block wheel device[J]. Non-ferrous Metallurgical Equipment, 2012(6):15-19.
- [6] 李英. 大型回转窑液压挡轮轴的设计[J]. 有色设备, 2012(4):45-47.  
LI Ying. Hydraulic blocking wheel shaft of large scale rotary kiln design [J]. Non-ferrous Metallurgical Equipment, 2012(4):45-47.
- [7] 吴迪, 万会雄, 邹哲维, 等. 冷却机液压挡轮装置中关键部件的有限元分析[J]. 武汉理工大学学报: 交通科学与工程版, 2008, 32(5):956-958.  
WU Di, WAN Huixiong, ZOU Zhewei, et al. Finite element analysis of the key package in hydraulic blocking-wheel of cooling machine[J]. Journal of Wuhan University of Technology: Transportation Science & Engineering, 2008, 32(5):956-958.
- [8] 王海波, 孟庆鑫, 邵泽波, 等. 水下绳锯机张力检测装置的设计[J]. 吉林化工学院学报, 2008, 25(1):63-65.  
WANG Haibo, MENG Qingxin, SHAO Zebo, et al. Design of the tensile detecting device for the underwater wire saw[J]. Journal of Jilin Institute of Chemical Technology, 2008, 25(1):63-65.
- [9] 李良军. 机械设计[M]. 北京: 高等教育出版社, 2010.
- [10] 刘鸿文. 材料力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2004.
- [11] 龙驭球, 包世华. 结构力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2000: 315-469.
- [12] 邹家祥. 轧钢机械[M]. 3 版. 北京: 冶金工业出版社, 2000.
- [13] 哈尔滨工业大学理论力学教研室. 理论力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2002.
- [14] 刘学军. 力法、位移法、无剪力分配法等结构计算中的选用[J]. 吉林建筑工程学院学报, 2006, 23(2):34-36.  
LIU Xuejun. The selection of mechanical means, displacement means and no shear force distribution means[J]. Journal of Jilin Architectural and Civil Engineering Institute, 2006, 23(2):34-36.
- [15] 石亦平, 周玉蓉. ABAQUS 有限元分析实例详解[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.
- [16] 王勇勤, 林秉敬, 严兴春, 等. 165MN 自由锻造油压机组合梁强度分析研究[J]. 机械设计与制造, 2009, 5(5):178-180.  
WANG Yongqin, LIN Bingjing, YAN Xingchun, et al. The strength analysis of the composite beam of the 165MN free forging hydraulic press machine[J]. Machinery Design and Manufacture, 2009, 5(5):178-180.

(编辑 张 苹)