

# H1400 大型楔横轧机工作机座的结构及设计

束学道 赵 静 胡正寰

北京科技大学机械工程学院, 北京 100083

**摘 要** 阐述了笔者开发的 H1400 大型楔横轧机工作机座结构特点和设计要求. 采用边界元和有限元耦合新算法, 数值模拟了楔横轧机主要零部件在轧制过程中的变形, 精确计算出轧机强度和整体刚度. H1400 大型楔横轧机工作机座结构的结构及设计为满足大型轴类件生产和市场需求提供了设备保障.

**关键词** 楔横轧机; 机座; 强度; 刚度; 数值模拟

**分类号** TG 335.19

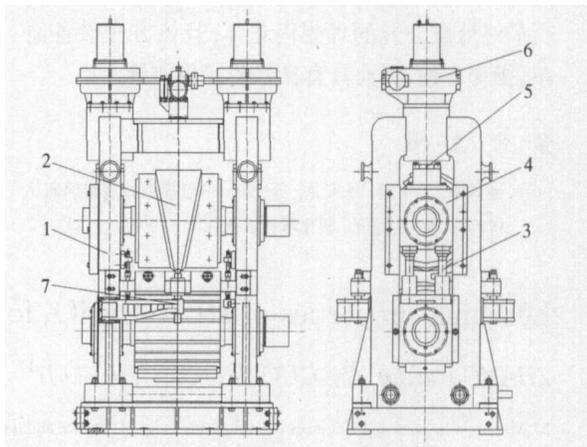
随着我国交通运输业的快速发展, 重型汽车(载重大于 14t)已逐步成为长途货物运输的主力车型. 其传动力矩增大, 要求变速箱中的传动轴尺寸也相应加大, 其最大直径由原来的  $\phi 110$  mm 增加到  $\phi 160$  mm. 这些典型零件的特点是直径大和台阶多. 由于目前国内研制的 H 系列楔横轧机<sup>[1-3]</sup>, 其轧制最大轴类零件尺寸仅达  $\phi 120$  mm, 所以重型汽车车型超过  $\phi 120$  mm 轴类毛坯一部分靠大型锻压机生产, 相当部分依靠落后的自由锻生产, 存在生产效率低、耗材多、成本高、污染重等缺点, 已不能很好地适应当前重型汽车等大型轴类零件发展的要求. 因此, 开发研制大型楔横轧机轧制大型轴类件是社会和市场发展的迫切需求.

本文详细阐述笔者开发研制的 H1400 大型楔横轧机工作机座结构特点和设计要求, 并采用边界元和有限元耦合新算法<sup>[4]</sup>, 数值模拟了楔横轧机主要零部件在轧制过程中的变形, 进而精确计算出轧机的强度和刚度. H1400 大型楔横轧机工作机座的结构及设计, 不仅为满足大型轴类件生产和市场需求提供了有效的设备保障, 而且也是对国内 H 型楔横轧机系列化的进一步补充.

## 1 H1400 大型楔横轧机工作机座的结构组成及特点

H1400 大型楔横轧机工作机座主要由辊系、机架、压下装置、导板机构等组成, 如图 1 所示.

机架和辊系是 H1400 楔横轧机的主体部分. 机架的主要作用有: (1) 承受轧制力并在它上面平衡; (2) 承受轧制力矩, 并将倾翻力矩传给基础; (3) 许多机构, 如压下装置、导板机构、辊系等都安装在其上面并进行工作. 辊系置于机架内, 通过压下装置、轴向调节和轴向固定机构与机架相联. 轧制力通过轧辊、轧机轴承、轴承座、压下螺丝和螺母传递到机架上. 轧机的强度和刚度是保证设备能否正常工作和提高产品精度的关键因素, 其中刚度主要取决于机架、压下螺丝和螺母以及辊系刚度的大小<sup>[5]</sup>. 为提高轧机整体刚度, H1400 大型楔横轧机设计时采用预应力机座.



1—机架; 2—辊系; 3—预应力装置; 4—轴承座; 5—压下螺丝和螺母; 6—压下装置; 7—导板机构

图 1 H1400 大型楔横轧机工作机座

Fig. 1 Work stand of H1400 heavy cross wedge rolling mill

压下装置主要控制产品的径向尺寸, 解决轧制过程发生卡钢等事故, 实现轧辊的压下和抬升. 压下机构设计要求有: (1) 保证轧辊平行移动, 两

收稿日期: 2005-04-27 修回日期: 2005-08-31

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (No. 50475175; No. 50435010)

作者简介: 束学道(1968-), 男, 副教授, 博士

边压下机构要求同步等距离移动;(2) 当轧件一边的径向尺寸到位,而另一边的径向尺寸未到位时,则需要一边的压下机构单独调整,即进行喇叭口的调整。

导板机构上下、左右位置对轧制工艺的稳定性,产品质量影响很大。因此在设计导板时既要保证导板上下、左右可调,导板有一定的强度和刚度,便于调整,又要保证导板固定位置牢固,拆卸方便。

H1400 楔横轧机的结构特点是:(1) 轧机机架采用闭式机架,并设有预应力装置,轧机刚度高,轧制产品精度高,工艺稳定,而且容易控制轧件心部的疏松;(2) 轧辊可以方便、准确地实现径向、轴向、相位以及喇叭口的调整;(3) 工作机座、万向接轴与齿轮箱分开独立布置,轧辊上下调整量大,设备安全可靠、维修方便;(4) 设置了可以上下、左右调整的导板装置等,保证了轧制过程的稳定性;(5) 采用变频电机驱动,轧辊转速能随轧件尺寸变化而调整,准确实现楔横轧轧件轴向自动进料,有利于轴类零件楔横轧全自动化、批量化和节能化生产。

上述结构优点已为生产实践所证实。在我国已得到最广泛的应用,特别适合向用户提供各种高精度轴类零件的专业化楔横轧工厂。

## 2 工作机座的强度和刚度

### 2.1 机架强度和变形量有限元法计算

由于轧机机架的强度直接决定轧机的使用寿命,设计时精确计算轧机强度是十分必要的。通常计算轧机强度采用材料力学和弹性力学方法<sup>[6-7]</sup>。由于机架形状复杂,采用材料力学和弹性力学方法所作假设较多,而且计算过程十分繁琐、计算精度低。本文采用有限元方法,按照实际给定条件可直接计算轧机机架强度和变形量。在最大轧制力  $P=1800\text{ kN}$  和预紧力  $F=770\text{ kN}$ ,弹性模量  $E=21\text{ GPa}$  参数下,机架的有限元网格如图 2 所示,机架共划分 77528 个节点,50299 个单元。

有限元计算结果如图 3 和图 4 所示。由图 3 可知,机架最大等效应力为  $\sigma_e=31.11\text{ MPa}$ ,且最大应力出现在过渡圆角处。机架材料为 ZG270-300,其强度极限为  $\sigma_b=500\text{ MPa}$ 。因此机架安全系数大于 10,故机架强度满足设计要求。由图 4 可知,机架上部比下部变形量大,机架的总变形量为:

$$\Delta\delta_2=0.089\ 827+0.037\ 682\approx 0.128\ \text{mm}.$$

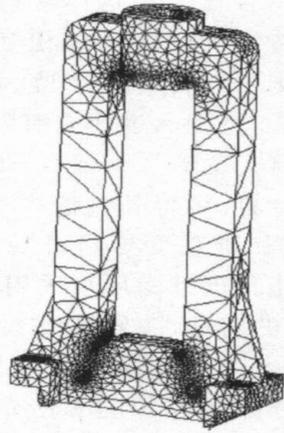


图 2 机架有限元网格面

Fig.2 FEM grid chart of the housing

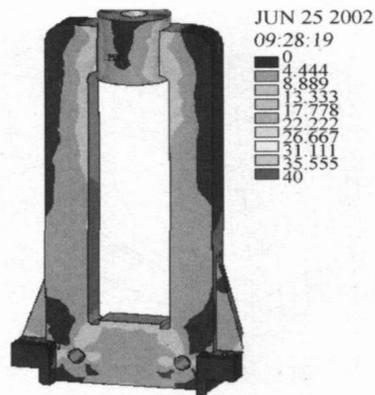


图 3 等效应力分布

Fig.3 Equivalent stress distribution of the housing

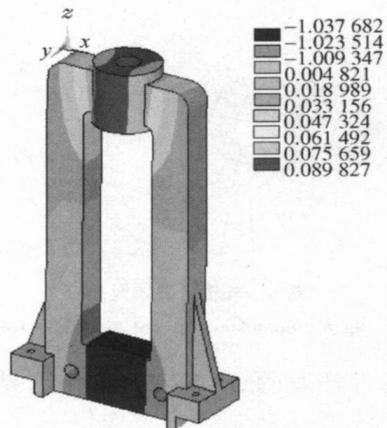


图 4 机架变形图云图

Fig.4 Deformation of the housing

### 2.2 轧机整体刚度边界元有限元耦合法计算

计算轧机刚度关键是计算各受力零部件的变形量,在最大轧制力  $P=1800\text{ kN}$  作用下,轧机变形主要由工作机座变形(轴承座、压下螺丝、螺母

变形和机架变形)和辊系变形组成. 由于轴承座、轴承和轧辊可以看作是物体接触问题、压下螺丝和螺母可以看作是物体相互接触问题, 采用接触边界元法可以计算轴承座、辊系和压下螺丝和螺母的变形; 机架通过建立有限元模型, 采用有限元法可计算其变形量为  $\Delta\delta_2=0.128\text{mm}$ . 综合上述变形量计算, 可得轧机整体刚度.

(1)轴承座和辊系变形量计算. H1400 大型楔横轧机轴承座和辊系变形量采用边界元法进行计算, 由于结构的对称性, 轧辊取 1/2 作为计算模型, 轴承座取整体作为计算模型. 轧辊及轴承座的边界单元划分如图 5 和图 6 所示, 其中轴承座有 774 个节点, 776 个单元, 轧辊有 622 个节点, 620 个单元, 轧辊与轴承座系统有 80 个接触点对.

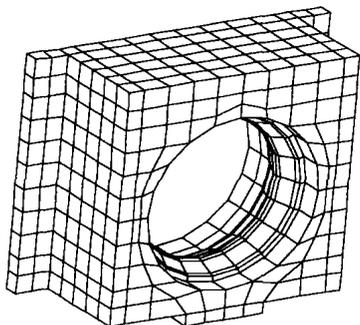


图 5 轴承座边界单元划分

Fig.5 Boundary element mesh of a chock

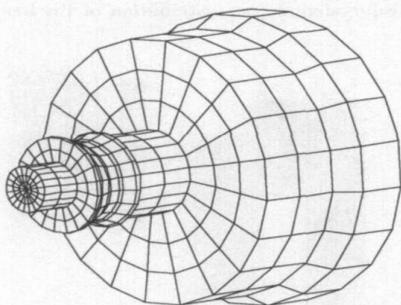


图 6 轧辊边界单元划分

Fig.6 Boundary element mesh of a roll

用笔者开发的 3-DECBEM 边界元轴承专用程序<sup>[8]</sup>计算在  $P/2$  轧制力作用下, 辊系变形量为:

$$\Delta\delta_C=0.134\text{mm}.$$

轴承座变形量为:

$$\Delta\delta_1=0.024\text{mm}.$$

(2)压下螺丝和螺母变形量计算. 因为压下螺丝和螺母系统属于两物体接触问题, 所以采用

三维弹性磨擦接触问题边界元法求解. 压下螺丝和螺母边界单元划分如图 7 和图 8 所示, 其中压下螺丝划分 554 个节点、552 个单元, 螺母划分 520 个节点、520 个单元, 压下螺丝和螺母系统有 120 个接触单元、240 个接触点对. 用 3-DECF-BEM 边界元程序, 计算压下螺丝和螺母的总变形量为:

$$\Delta\delta_3=0.022\text{mm}.$$

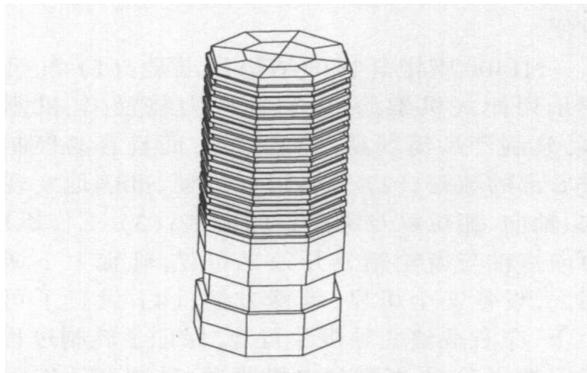


图 7 压下螺丝边界单元划分

Fig.7 Boundary element meshing of a tension rod

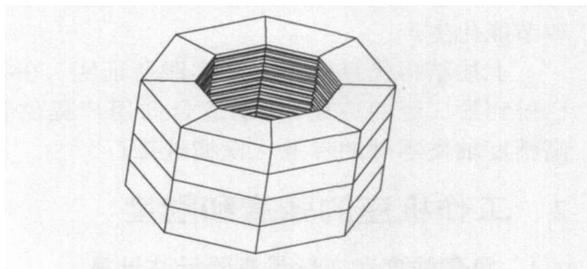


图 8 螺母边界单元划分

Fig.8 Boundary element meshing of a pressure nut

(3)楔横轧机整体刚度. 通过上面变形量计算, 得到无预应力作用, 在  $P/2$  轧制力为作用下, H1400 楔横轧机工作机座总变形量为:

$$f_1=2\Delta\delta_1+\Delta\delta_2+\Delta\delta_3=0.198\text{mm}.$$

故无预应力工作机座刚度为:

$$k_1=(P/2)/f_2=900/0.198=4\,545\text{kN}\cdot\text{mm}^{-1}.$$

预应力拉杆刚度为:

$$k_2=EA/l=210\,000\times\pi/4\times113^2/528=3\,988\text{kN}\cdot\text{mm}^{-1}.$$

所以, 施加预应力后 H1400 轧机工作机座刚度为:

$$k_j=k_1+k_2=8\,533\text{kN}\cdot\text{mm}^{-1}.$$

辊系刚度为:

$$k_C=(F/2)/(2\Delta\delta_C)=900/(0.134\times2)=3\,358\text{kN}\cdot\text{mm}^{-1}.$$

由此得到轧机总体刚度<sup>[4]</sup>为:

$$k = \frac{k_j k_G}{k_j + k_G} = \frac{8533 \times 3358}{8533 + 3358} = 2410 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1},$$

即 H1400 大型楔横轧机刚度为  $2410 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$ .

通过上面对工作机座变形量的计算, 得到 H1400 楔横轧机机座各部分变形比例分别为: 机架占 27.5%, 辊系占 57.5%, 轴承座占 10%, 压下螺丝和螺母占 5%。显然, H1400 楔横轧机机座主要变形为辊系和机架, 压下螺丝和螺母变形所占比例很小。另外, 有预应力工作机座刚度比无预应力刚度提高近 1 倍。因此, 提高轧机刚度的主要措施是提高辊系和机架刚度。H1400 楔横轧机机架采用闭式机架, 并设有预应力装置, 该结构设计是合理的。

### 3 结论

(1) H1400 大型楔横轧机工作机座的结构及设计, 不仅为满足大型轴类件生产和市场需求提供了有效的设备保障, 而且也是对国内 H 型楔横轧机系列化的进一步补充。

(2) 本文采用笔者开发的边界元有限元耦合

算法首次精确地计算出 H1400 大型楔横轧机整体刚度, 更新传统计算楔横轧机刚度不包括辊系的作法, 具有计算模型假设少, 综合性强, 计算速度快和计算精度高等优点, 为新型楔横轧机设计提供有效的数值方法。

### 参 考 文 献

- [1] 胡正寰, 张康生, 王宝雨, 等. 楔横轧理论与应用. 北京: 冶金工业出版社, 1996: 204
- [2] 邢希东, 束学道, 胡正寰. 多楔楔横轧端面移动量实时测试系统研制. 北京科技大学学报, 2004, 26(5): 548
- [3] 束学道, 邢希东, 胡正寰. 工艺参数对楔横轧多楔轧制成形机理影响分析. 北京科技大学学报, 2005, 27(2): 222
- [4] 束学道, 胡正寰, 邢希东. 横轧机刚度边界元有限元耦合算法. 机械工程学报, 2004, 40(9): 58
- [5] 连家创, 段振勇, 刘志勇. 四辊轧机横向振动固有频率的研究. 机械工程学报, 1983, 19(3): 1
- [6] 王海文. 轧钢机械设计. 北京: 机械工业出版社, 1989: 134
- [7] 李健. SY 型高刚度小型轧机的力学特性分析. 冶金设备, 1998, 19(1): 16
- [8] Shu X D, Xing X D. Application of sub-element and micro-element in BEM with roller bearing load. Chin J Mech Eng, 2004, 17(3): 423

## Structure and design of the housing of an H 1400 heavy cross wedge rolling mill

SHU Xuedao, ZHAO Jiang, HU Zhenghuan

Mechanical Engineering School, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China

**ABSTRACT** The paper expatiated the structure and designed demand of the housing of a H1400 heavy cross wedge rolling mill developed by the authors. A coupling method of boundary element method and finite element method was adopted to numerically simulate the deformation of main parts during the process of cross wedge rolling and accurately calculate the strength and rigid of the mill. The results show that the designed structure of the housing of a H1400 heavy cross wedge rolling mill provides effective equipment for meeting the market demand and rolling large-sized shaft parts.

**KEY WORDS** cross wedge rolling mill; housing; strength; rigid; numerical simulation