

辊压机辊轴快速拆卸复合结构应力分析及应用研究*

STRESS ANALYSIS AND APPLICATION OF ROLLER PRESS QUICK REPLACING COMPOSITE STRUCTURE

张胜泉**¹ 边汉民² 宋亚杰¹ 孙学娟¹

(1. 天津中德应用技术大学 机械工程学院, 天津 300350)

(2. 天津水泥工业设计研究院有限公司, 天津 300400)

ZHANG ShengQuan¹ BIAN HanMin² SONG YaJie¹ SUN XueJuan¹

(1. School of Mechanical Engineering, Tianjin Sino-German University of Applied Sciences, Tianjin 300350, China)

(2. Tianjin Cement Industry Design & Research Institute Co., Ltd., Tianjin 300400, China)

摘要 辊压机的工程应用中,为实现辊套、轴承的快速拆卸,避免减速机锁紧盘反复拆装,设计完成了一种辊轴快速拆卸结构。该结构主要利用了螺栓横键复合结构承受扭矩及弯矩,在传统的手工核算中,螺栓的拧紧力矩不同情况下,无法有效估计螺栓及键各自承受载荷的比例。故采用有限元分析软件对快速拆卸复合结构进行了建模,有效分析了不同结构变化、不同螺栓预紧力状态下的各零部件的应力数值。螺栓预紧力数值变化对复合结构应力的影响最大,结构变化对复合结构应力有一定影响,键和螺栓的材质对复合结构承载能力影响大。根据分析结论,对于 RP140-65 型号辊压机确定了复合结构设计的最优参数,螺栓预紧力设置为 200 kN~250 kN 较佳,选择非贯穿型键槽结构使键的应力更小,键材质选择应比 45 钢性能更好,螺栓性能等级应选择 12.9 级。根据以上参数进行设计加工制造及工程化应用,该型号已投产 5 年以上,使用效果良好,该种设计方法可以在其他规格辊压机设计中加以推广应用。

关键词 辊压机辊轴 快速拆卸结构 螺栓 横键 参数优化

中图分类号 TH131

Abstract It's difficult to dismantle the reducer and bearings, when maintaining the roller press. So a new structure related to a link construction between the output shaft of the reducer and the axis was designed to replace them quickly. The construction mainly used end face key connection and bolt connection to transfer the torque and bending moment. However when calculating the stress of the structure by hand, it's difficult to allot the proportion load between the key and bolts. Ansys software was used to analyze the stress of the structure. The quick replacing structure was modeled, meshed, constrained and loaded. Different detailed structure and bolt preload was considered. The analysis result shows that the preload affects composite structure stress the most. Structural change has a certain effect on the composite structure stress. The materials of bolts and key have great influence on the bearing capacity of composite structure. For RP140-65 roller press, the optimum parameters are selected. The preload should be set to 200 kN~250 kN. Non-through keyway composite structure makes the key stress lower. Key material should be selected higher performance than 45 steel. Bolts performance class should be 12.9. After the drawings was designed, the structure was manufactured and put into operation. It's proved that the structure design is reliable after it has run for five years. This design method can be popularized and applied in the design of roller press.

Key words Roller press; Rapid replacing structure; Bolt; End face key; Parameter optimization

Corresponding author: ZHANG ShengQuan, E-mail: zhangshengquan@tsguas.edu.cn, Tel: +86-22-28776510

The project supported by the Tianjin Science and Technology Plan Technology Innovation Guide Special Outstanding Technical Expert Project (No. 19JCTPJC41900).

Manuscript received 20191030, in revised form 20191219.

引言

建材、矿山、冶金、化工等脆性物料的粉磨行业,辊

压机可代替圆锥破碎机或球磨机,应用于石灰石、金属矿石、水泥熟料的细破、粉磨流程中,达到节能降耗的效果。辊轴及耐磨辊面是辊压机设备的核心部件,其

* 20191030 收到初稿, 20191219 收到修改稿。天津市科技计划项目技术创新引导专项优秀企业科技特派员项目 (19JCTPJC41900) 资助。

** 张胜泉, 男, 1981 年 11 月生, 天津人, 汉族, 天津中德应用技术大学高级工程师, 硕士, 从事重型装备设计研发及系统集成研究。

结构设计方案及辊面耐磨寿命决定着设备运转率和维护成本。在辊压机传统结构中,主要采用行星齿轮减速机,通过锁紧盘结构与辊轴连接,锁紧力过大时,辊轴和空心套容易发生黏着,导致其检修及拆装过程均较复杂,频繁拆装时,辊轴与减速机空心套接触面极易损坏。此外,安装过程中,锁紧盘螺栓拧紧力矩及顺序有严格的要求,安装期间还有螺栓应力释放等环节,导致单台套锁紧盘拆装过程长达 2~3 个工作日。针对以上情况,不同学者对辊压机辊轴机构进行了相应的优化方案设计。简元霞等^[1]通过镶嵌耐磨合金在铸造辊面上,使其具有了不同的耐磨性能,并在辊面工作过程中保持凹凸不平,达到较好的物料挤压效果。付晓蓉等^[2]通过有限元法和实际拆卸相结合的方法,对分体式挤压辊的拆卸过程的温度、油压等参数进行了分析,有效的指导了挤压辊的结构设计、装配及拆卸工作。王亚强、赵怡德等^[3-4]新设计了辊轴快速拆卸结构,通过螺栓和键的复合结构实现挤压辊轴与减速器的快速拆装,缩短检修时间。从可查阅的文件看,横键螺栓复合结构创新设计的案例较多,但对于此类结构核算的基础理论研究较少。与此复合结构应用接近的万向联轴器的设计中,设计核算的理论分析亦不多。

在辊压机辊轴的快速拆卸结构中,横键和紧固螺栓结构是整个结构设计中的薄弱环节,按照《机械设计手册》单独核算横键的应力,或单独核算紧固螺栓应力,安全系数都不够充足。螺栓及键一起核算时,螺栓的拧紧力矩能够影响各零件承受载荷的比例,因此给应力校核工作造成了很大困扰^[5]64-227。

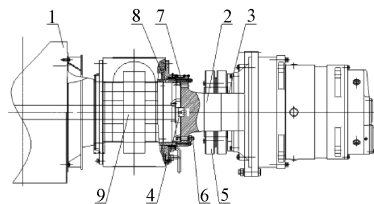
在有限元分析资料中,部分学者对螺栓连接分析进行了较为深入的研究,陈津等^[6]95-99 在发动机盘轴连接结构的应力分析中,使用 Ansys Workbench 软件对螺栓预紧结构进行了分析,采用绑定约束、无摩擦接触 (Frictionless) 设置接触形式,对结构进行应力分析后,发现锥轴和锥壁厚度、螺栓孔中心距、螺栓数量等都对最大应力有较大影响。李坚成等^[7]对几何螺旋线模型螺纹进行了应力分析,仿真结果较好表征了螺纹应力分布状态,但网格数量过大,计算时间过长。黄敬尧等^[8]在螺栓连接件的力学分析过程中,考虑高等级螺栓具有较高的抗拉强度和疲劳强度,因而忽略螺栓建模及应力分析,采用压力代替预紧力进行分析,简化了模型复杂程度、缩短了计算时间,具有较好的参考价值。王丽^[9]分别对无螺栓建模、螺栓用梁单元建模、螺栓实体建模、螺纹副连接建模等不同的建模方式分析,发现对上下板的最大等效应力影响较小,但不同建模方式对螺栓应力的核算有所不同。李卫民等^[10]34-38 对发动机组合结构模型进行了简化,并对接触类型、接触分析算法等进行了选择,经过反复的测试和修正,最

终获得优化的发动机密封结构及螺栓预紧力数值,使发动机密封性能进一步提高。

本文结合以上螺栓分析的经验,使用 Ansys Workbench 软件,对横键螺栓复合结构设计进行有限元分析,掌握结构变化及预紧力变化对复合结构应力的影响程度,最终对此类结构设计形成有效的校核方案,并加以推广应用。

1 快速拆卸结构建模及设计

辊压机辊轴是设备的核心受力部件,一方面辊面要完成对物料的挤压工作,另一方面两根辊轴一直保持匀速旋转。辊轴快速拆卸结构主要设计在减速机输出端,用于减少辊面、轴承维护过程中拆装减速机的工作量,如图 1 所示。故结构设计过程中,忽略辊面处料压对辊轴应力的影响,快速拆卸结构主要的受力为减速机输出扭矩,减速机自重产生的弯矩,以及螺栓预紧力,如图 2 所示,同时辊轴取适当长度,并做固定约束处理。

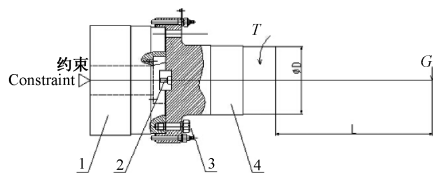


1. 辊轴; 2. 快速拆卸轴; 3. 减速机; 4. 横键; 5. 锁紧盘; 6. 双头螺栓; 7. 螺杆; 8. 紧定环; 9. 轴承座

1. Roller; 2. Quick replacing roller; 3. Reducer; 4. End face key; 5. Locking disk; 6. Double end studs; 7. The screw; 8. Set ring; 9. Bearing housing

图 1 辊轴快速拆卸结构

Fig.1 Quick replacing structure for the roller



1. 辊轴; 2. 横键; 3. 螺栓; 4. 快速拆卸轴

1. Roller; 2. End face key; 3. Screw bolt; 4. Quick replacing roller

图 2 辊轴快速拆卸结构受力分析

Fig.2 Force analysis of quick replacing structure

三维模型简化的核心问题是对螺栓的简化,分析过程中,将双头螺栓结构简化为圆柱阶梯轴实体结构,忽略螺纹的影响,螺纹连接处采用不同的接触设置。阶梯轴变径处设置圆角防止应力奇异^[11]。

辊轴及快速拆卸结构建模过程中,在保持计算精度的前提下,为减少不必要的计算量,只保留了部分圆角,消除了部分变径较小的阶梯轴,并对实际接触面进行了分割处理。键连接在实际工况中设计了两颗螺钉进行固定,在模型简化中予以忽略,并考虑加入了较小

的压力及接触面摩擦设置,以保证计算数值的合理性。紧定环及其螺杆结构在模型中不太重要,建模时忽略。

2 快速拆卸结构的有限元分析

本文分析中,以实际投入使用的 RP140-65 辊压机模型为例,对辊轴快速拆卸结构进行建模。快速拆卸结构的主要组成零件简化为辊轴、快速拆卸轴、键和螺栓(16个)。主要在快速拆卸轴的键槽设计上有两种不同的设计方案,如图3所示。完全贯穿结构对键的约束减少,加工相对较为容易。不完全贯穿结构加工成本稍高,但快速拆卸轴的整体连接更为可靠。

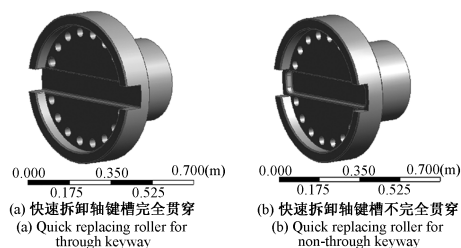


图3 快速拆卸辊轴结构设计方案

Fig.3 Different design plan of quick replacing structure

表1 材料性能参数

Tab.1 Material performance parameters

材料 Material	密度 Density $\rho / (\text{kg}/\text{m}^3)$	弹性模量 Elastic modulus $E / (\text{N}/\text{m}^2)$	泊松比 Poisson ratio μ	抗拉强度 Tensile strength σ / MPa	屈服强度 Yield strength σ_s / MPa	参考标准 Reference standard
42CrMo	7 850	2.12×10^{11}	0.3	590~740	390	JB/T 6396
45#钢	7 850	2.12×10^{11}	0.3	590~740	345	GB/T 669
12.9级螺栓		2.12×10^{11}	0.3	1 200	1 080	

接触设置是有限元分析成败的关键,螺栓与辊轴的螺纹接合面虽然不用在模型中体现,但在接触设置中使用 bond 接触。螺帽下表面与快速拆卸轴的接触可设置为 No separation,不允许发生法向的相对分离,但是允许发生少量的切向无摩擦滑动。键、辊轴、快速拆卸轴三者之间的接触可以设置为 frictional,其中摩擦因数设置为 $0.2^{[6]95-99[10]34-38}$,此设置方案接近实际情况,接触面间允许法向分离,也允许切向滑动。切向滑动后,接触面间产生滑动摩擦力,不切向滑动时,为静摩擦力。

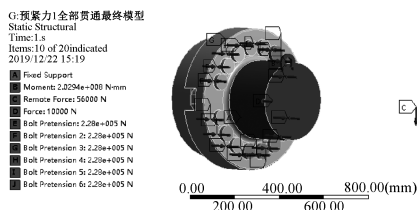


图4 快速拆卸辊轴的约束及载荷

Fig.4 Constraints and loads of quick replacing structure

2.1 参数设计及约束条件

辊轴和快速拆卸轴的材质为 42CrMo,键的材质为碳钢,螺栓材质为合金钢,强度等级为 12.9 级,相应技术参数见表1。RP140-65 型号辊压机的快速拆卸结构中,螺栓拧紧力矩与预紧力的核算公式为:预紧力 $F_0 = T/KD^{[5]69-70}$,其中, F_0 为螺栓预紧力, kN; T 为螺栓拧紧力矩, $\text{kN} \cdot \text{m}$; K 为拧紧力矩系数,一般取 $0.1 \sim 0.2$; D 为螺栓直径, mm; RP140-65 型号辊压机中,取 $D = 36 \text{ mm}$ 。

在模型分析中,分别设置预紧力数值为 278 kN, 228 kN, 178 kN, 128 kN, 78 kN(根据紧固件厂家提供的螺栓扭矩对照表进行相应选取)。该型号辊压机减速机装机功率为 500 kW,按照实际使用功率 85%,输出轴转速 $20 \text{ r}/\text{min}$,计算输出扭矩 $T = 202.938 \text{ kN} \cdot \text{m}$,减速机重力产生的远程力 $G = 56 \text{ kN}$,力臂 $L = 800 \text{ mm}$ 。将辊轴的远侧截面做固定约束,如图4所示。

2.2 网格划分

辊轴快速拆卸结构设计相对较复杂,结构虽具有对称性,但受到的扭矩使对称约束无法在网格划分中应用。六面体网格离散效果好,占用计算机内存少,但主要适用于规则的几何体。四面体网格能够适用不规则几何体,自动化程度高,但达到相同精度分析,需要网格数量约为六面体数量的 1.5 倍。但随着计算机硬件条件的不断更新换代,四面体网格划分的劣势越来越不明显。因此,快速拆卸轴分析过程中,主要采用四面体网格自动划分及局部网格细化的方式完成,如螺栓变径的圆角、键槽圆角等结构,如图5所示。RP140-65 辊压机辊轴快速拆卸结构的整体网格划分情况如表2。

2.3 螺栓预紧力变化对复合结构应力的影响

对键槽完全贯穿结构的复合结构进行应力分析,保持网格划分、约束、载荷等条件不变的前提下,分别调整螺栓预紧力为 278 kN、228 kN、178 kN、128 kN、78 kN 的情况下,进行加载和求解。

表 2 辊轴快速拆卸结构网格参数

Tab.2 Mesh parameters for quick replacing structure

辊轴快速拆卸结构网格参数 Mesh parameters for quick replacing structure						
网格类型 Grid type	节点 Nodes	单元 Elements	最小单元尺寸 Minimum element size/mm	最大单元尺寸 Maximum element size/mm	平均单元尺寸 Average element size/mm	标准偏差 Standard deviation
四面体网格 Tetrahedral mesh	456 160	313 018	0.05	1	0.8	0.13

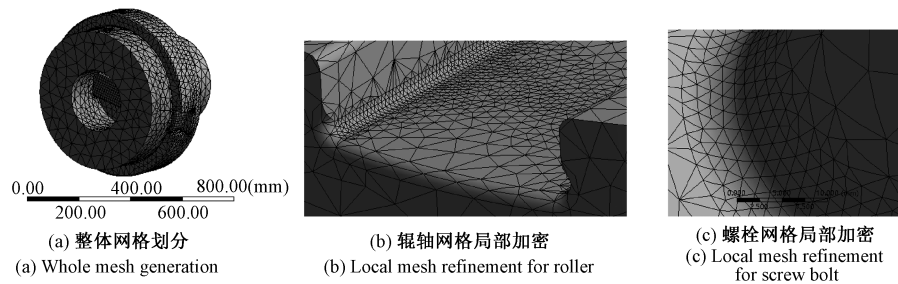


图 5 整体网格划分及局部细化网格情况

Fig.5 Whole mesh generation and local mesh refinement

在 228 kN 螺栓预紧力情况下,辊轴快速拆卸结构的整体应力分布及部件应力分析情况如图 6 所示,整体应力的最大值为 577.6 MPa,发生在螺栓圆角处,但相对于 12.9 级螺栓的屈服强度 1 080 MPa 来讲,安全系数达到 1.87;键的最大应力为 161.8 MPa,相对于 345 MPa 的屈服强度,安全系数为 2.13;辊轴的最大应力为 219.4 MPa,相对于 390 MPa 的屈服强度,安全系数为 1.78;快速拆卸轴的最大应力为 142.1 MPa,相对于 390 MPa 的屈服强度,安全系数为 2.74。当预紧力变化时,辊轴快速拆卸结构的应力变化如图 7a 所示,螺栓预紧力为 278 kN 时,螺栓的最大应力达到 703.9 MPa,相对于 12.9 级螺栓的屈服强度 1 080 MPa 来讲,安全系数为 1.53,但应力绝对数值偏大。当螺栓预紧力数值变小时,螺栓应力减小,辊轴、快速拆卸轴、键的应

力同步增大,螺栓预紧力为 78 kN 时,键的最大应力达到 340.8 MPa,相对于 345 MPa 的屈服强度,安全系数为 1.01,数值较低。复合结构的变形如图 7b 所示,随着螺栓预紧力增大,螺栓变形增大,而其他结构变形减小。对于键槽不完全贯穿的复合结构,随着螺栓预紧力的变化,其应力及变形的变化规律如图 8 所示。

综合对比各种工况下的复合结构应力分布状态,发现随着螺栓预紧力的下降,复合结构的最大应力由螺栓圆角处转移到了横键端面。充分证明,螺栓和横键在扭矩传递过程中,所承担的载荷并非一成不变,当螺栓预紧力较大时,螺栓起到主要承载作用,当螺栓预紧力较小时,横键起到主要承载作用。因此,在复合连接结构中,螺栓、横键、辊轴、快速拆卸轴发生损坏的概率与其螺栓预紧力数值有较大关联。

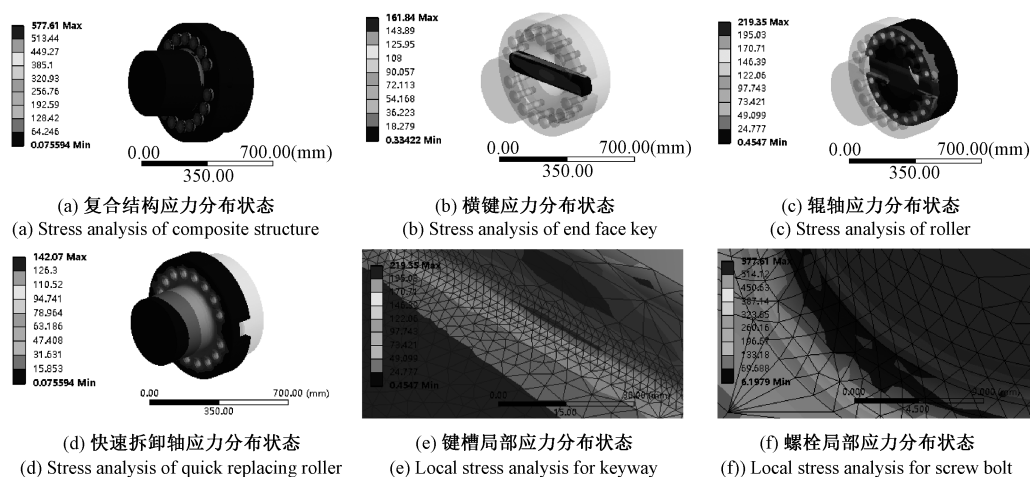


图 6 快速拆卸辊轴结构整体应力分布及局部应力分布情况(贯穿键槽结构)

Fig.6 Stress analysis of quick replacing structure (Through keyway structure)

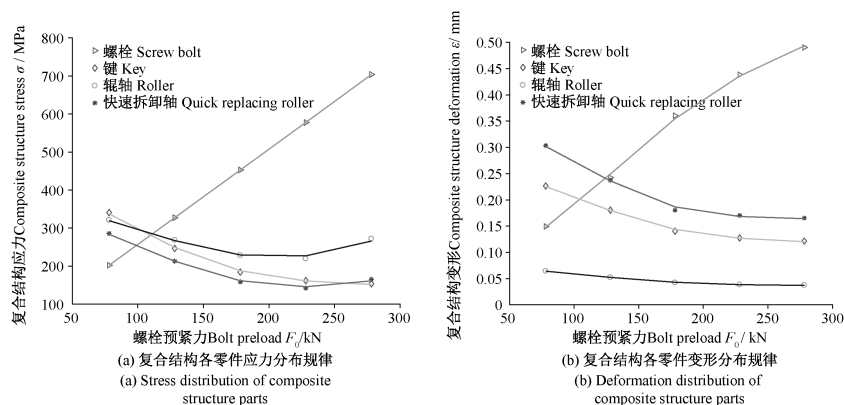


图7 贯穿键槽复合结构的应力及变形分布规律

Fig.7 Stress and deformation distributions of composite structure for through keyway

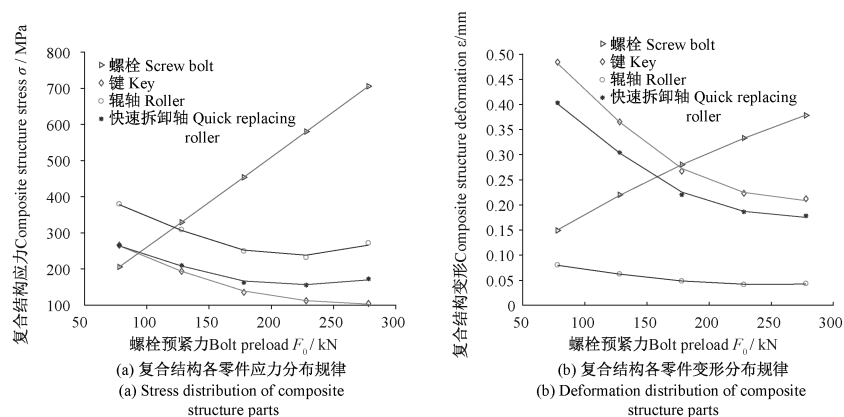


图8 不贯穿键槽复合结构的应力及变形分布规律

Fig.8 Stress and deformation distributions of composite structure for non-through keyway

2.4 快速拆卸轴结构变化对复合结构应力的影响

在快速拆卸结构设计过程中,除了考虑不同预紧力数值对复合机构各零部件承载能力的影响之外,还需要考虑不同的结构方案对各零部件承载能力的影响。如前所述结构设计的方案及2.3节中展示的应力分布规律,不难发现,当把快速拆卸轴键槽贯穿结构和不贯穿结构的应力数值放在一起对比时,如图9所示。随着预紧力的变化,螺栓应力数值及变化幅度一致。而横键的应力值却相差一定数量,不贯穿结构明显相对较低,连接的整体性更好。螺栓预紧力调整时,横键

应力的变化幅度基本一致。对于辊轴及快速拆卸轴的应力值来讲,快速拆卸轴结构的变化引起其各自应力数值的变化却并不明显。由于辊轴及快速拆卸轴不是应力校核的重点,所以并未进行更深入的对比分析。

2.5 扭矩载荷变化对复合结构应力的影响

在快速拆卸结构设计过程中,除考虑不同预紧力数值、不同的结构方案对各零部件承载能力的影响,还应考虑扭矩载荷的实际数值对复合结构应力的影响。如前所述贯穿键槽结构设计的方案按额定扭矩加载及按实际扭矩加载,其应力分布规律如图10所示。当螺

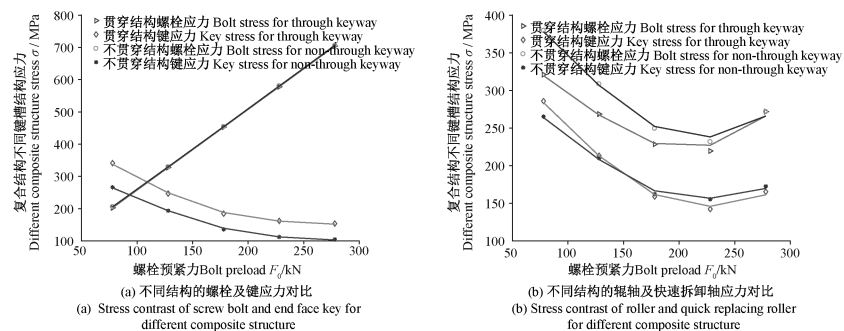


图9 复合结构设计不同引起的应力对比

Fig.9 Stress contrast for different composite structure

栓预紧力较大时,螺栓最大应力数值变化不大;当螺栓预紧力逐渐降低时,横键在承载过程中逐渐起主要作用后,在实际扭矩加载情况下,横键、辊轴、快速拆卸轴的应力值相对较低,对结构核算的准确性具有较大的

参考价值。随着螺栓预紧力增大,不同扭矩载荷的方案中,辊轴应力、快速拆卸轴应力基本都经历了变小后变大的过程,分析原因在于,随着螺栓预紧力的增大,辊轴、快速拆卸轴的最大应力点发生了转移。

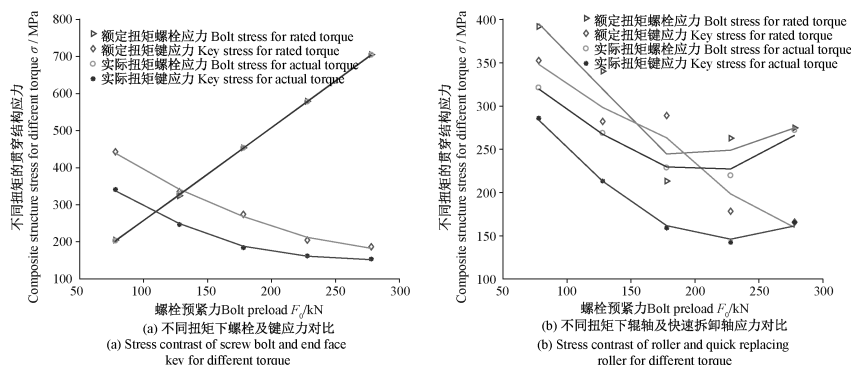


图 10 扭矩载荷不同引起的应力对比

Fig.10 Stress contrast of composite structure for different torque

2.6 小结

(1) 螺栓的预紧力过大,导致螺栓的应力集中过大,容易达到其疲劳强度而损坏,螺栓的预紧力过小,导致横键受到的应力过大,容易达到其疲劳强度而损坏,因此螺栓的预紧力应在 200 kN ~ 250 kN 之间为佳。此外,在此结构中一定要选用 12.9 级的螺栓。

(2) 当螺栓的预紧力下降后,横键主要承担传递扭矩的任务,不同工况条件下应力数值能够达到 450 MPa,已经远远超过 45 钢屈服强度,因此在条件允许的情况下,应选用更好的材质制作横键。在设备检修环节,应定期复紧螺栓,以保证螺栓的连接强度。

(3) 文中比较了快速拆卸轴中键槽的两种不同设计结构,即贯穿型和非贯穿型。从分析结果看非贯穿型结构相对来讲,在同等条件下,横键的应力相对小,而横键正是此连接结构中的最为薄弱环节,显然非贯穿型结构更为有利。尽管加工过程稍显复杂,但增加的工艺成本并不高,相对可控。

(4) 根据工况调整扭矩负载的数值,将额定扭矩降低为 85% 额定扭矩时,在螺栓预紧力较大情况下,对螺栓应力的影响小;在螺栓预紧力下降后,辊轴、键及快拆轴的应力均有一定程度的降低,对结构核算的准确性有明显的价值。

(5) 随着螺栓预紧力增大,不同的结构设计方案中,辊轴应力都经历了变小后变大的过程,分析其中原因在于,随着螺栓预紧力的增大,辊轴的最大应力点发生了转移,由与键接合面转移至螺栓接合面,故螺栓预紧力力不能过大。

3 复合结构的加工及工程化应用

固阳县某矿业公司工艺设计中采用 RP140-65 辊

压机用于铁矿石的超细碎,该矿业公司设计年处理原矿 120 万吨。年产精矿粉 12 万吨。该生产线 2013 年 6 月投产,辊轴采用了复合铸造的辊套,为便于更换辊套,同时设计了辊轴快速拆卸结构进行加工及工程化应用,如图 11 所示。辊轴快速拆卸结构的各个零件的施工图设计、制造加工及装配质量控制都进行了严格把控。

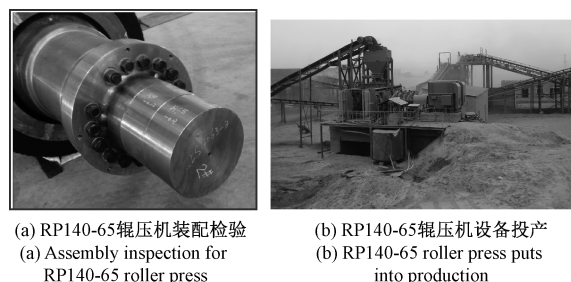


图 11 TRP140-65 辊压机工程化应用

Fig.11 TRP140-65 roller press engineering application

新设计的辊压机投产运行后,设备运行稳定可靠,辊套使用效果较好。后期更换使用场地时,辊压机的相关拆卸工作同步进行,再次安装后,运转依旧稳定,RP140-65 辊压机工业应用如图 11 所示。实际使用过程中,辊压机的实际使用功率约为额定功率的 80%,应力仿真分析中已经体现,比额定功率小应力数值较低,使辊压机设备运转的稳定性更高。

4 结论

本文主要针对一种辊压机辊轴快速拆卸结构进行了设计方案优化,采用了螺栓横键复合结构承受扭矩及弯矩,并对快拆轴零件的键槽结构进行了设计对比。在应力核算中,采用 Ansys Workbench 对以上结构形

式进行了建模,网格划分,约束和加载,有效分析了不同结构变化、不同螺栓预紧力状态下的复合结构的应力情况。分析表明,螺栓预紧力对复合结构应力的影响最大,快速拆卸轴结构变化对应力有一定影响,而键和螺栓的材质对结构承载能力影响也较大。根据分析结论,对 RP140-65 型号辊压机进行了施工图设计、制造及工程化应用。设备已投产 5 a 以上,使用效果良好。因此,该设计方法可以在其他规格的辊压机设计中加以推广应用。

参考文献 (References)

- [1] 简元霞,朱维兵,肖功方,等.辊压机辊轴结构改进设计[J].矿山机械,2014,42(11):83-86.
JIAN YuanXia, ZHU WeiBing, XIAO GongFang, et al. Improvement design on structure of roller of roller press[J]. Mining & Processing Equipment, 2014, 42(11): 83-86 (In Chinese).
- [2] 付晓蓉,张光霁,徐怀政,等.分体式挤压辊快速拆卸技术的应用[J]. 矿山机械, 2014, 42(7): 162-165.
FU XiaoRong, ZHANG GuangJi, XU HuaiZheng, et al. Quick disassembly technique application for split extrusion roller [J]. Mining & Processing Equipment, 2014, 42 (7): 162-165 (In Chinese).
- [3] 王亚强,郝 兵,张光宇,等.一种高压辊磨机用挤压辊轴联结结构[P].中国:ZL201320324252,2014-01-22.
WANG YaQiang, HAO Bing, ZHANG GuangYu, et al. A joint structure of extrusion roller shaft for high pressure grinding roller [P]. China: ZL201320324252, 2014-01-22 (In Chinese).
- [4] 赵怡德,柴星腾,马秀宽,等.辊压机辊轴的快速拆卸结构[P].中国: ZL201420101060, 2014-07-30.
ZHAO YiDe, CHAI XingTeng, MA XiuKuan, et al. Quick replacing structure for roller press [P]. China: ZL201420101060, 2014-07-30 (In Chinese).
- [5] 成大先.机械设计手册:第五版 [M].北京:化学工业出版社, 2008:64-227.
CHENG DaXian. Mechanical design manual: The fifth edition [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2008: 64-227 (In Chinese).
- [6] 陈 津,赵斌斌,连宇臣,等.航空发动机盘轴连接结构螺栓组弹性相互作用的规律[J]. 机械设计与研究, 2018, 34(4): 95-99.
CHEN Jin, ZHAO BinBin, LIAN YuChen, et al. Study on the elastic interaction of bolt group of engine disk-shaft connected structure [J]. Machine Design and Research, 2018, 34(4): 95-99 (In Chinese).
- [7] 李坚成,陈振雷,廖俊雄,等.螺旋线螺纹模型的有限元分析[J]. 宁波大学学报(理工版), 2018, 31(6): 55-60.
LI JianCheng, CHEN ZhenLei, LIAO JunXiong, et al. Finite element analysis of spiral thread model [J]. Journal of Ningbo University (NSEE), 2018, 31(6): 55-60 (In Chinese).
- [8] 黄敬尧,彭 军. 仿真分析中螺栓连接件的简化方法研究[J]. 机械研究与应用, 2019, 32(1): 62-67.
HUANG JingYao, PENG Jun. Research on simplified method of bolted joints in simulation analysis [J]. Mechanical Research & Application, 2019, 32(1): 62-67 (In Chinese).
- [9] 王 丽. 基于 Ansys Workbench 螺栓连接不同建模方法的有限元分析[J]. 汽车实用技术, 2019, 287(8): 126-129.
WANG Li. Finite element analysis of different modeling methods for bolted connections based on ANSYS Workbench [J]. Automobile Applied Technology, 2019, 287(8): 126-129 (In Chinese).
- [10] 李卫民,赵文川,唐兆丰. 基于有限元技术的汽车发动机密封性能研究[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2018, 538(12): 34-38.
LI WeiMin, ZHAO WenChuan, TANG ZhaoFeng. Automobile engine sealing performance study based on finite element technology [J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2018, 538(12): 34-38 (In Chinese).
- [11] 王 鑫,戚其松. 有限元分析中应力奇异问题的处理[J]. 机械工程与自动化, 2014, 184(3): 61-63.
WANG Xin, QI ChengSong. The treatment of stress singularity problem in finite element analysis [J]. Mechanical Engineering & Automation, 2014, 184(3): 61-63 (In Chinese).