

面向扩参需求的珩磨机再制造中关键零件可重用性研究

张淦¹,田勇²,赵千秋¹,徐欣¹

(1. 兰州理工大学 机电工程学院,甘肃 兰州 730050; 2. 银川文达新机械制造有限公司,宁夏 银川 750100)

摘要:针对珩磨机再制造中客户提出扩大最大珩孔直径的要求,按原珩磨机典型粗珩工况进行珩磨切削载荷分析计算,根据载荷大小判断原机床旋转运动、往复运动动力的符合程度,采用有限元软件,对机床主轴及其连接珩磨头的关键零件进行分析。比较扩参前后这些零件的应力、应变状况,判断其在扩参后再制造珩磨机中的可重用性,为企业生产决策提供参考依据。

关键词:珩磨机;有限元分析;再制造;重用性

中图分类号:TG580.67 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2023)03-0087-05

Research on Reusability of Key Parts in Remanufacturing of Honing Machine Meeting Parameter Expansion Requirement

ZHANG Gan¹, TIAN Yong², ZHAO Qianqiu¹, XU Xin¹

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China; 2. Yinchuan Wenda New Machinery Manufacturing Co., Ltd., Yinchuan 750100, China)

Abstract: To meet the customers' requirement of expanding the maximum honing diameter in honing machine remanufacturing, the honing cutting load is analyzed and calculated according to the typical rough honing conditions of the original honing mill. Based on load size, the requirement conformity of rotating motion and reciprocating motion power of the original machine tool are judged. The finite element software is used to analyze the machine tool spindle and its key parts connected with the honing head. The stress and strain conditions of these parts before and after parameter expansion are compared to judge their reusability in remanufacturing honing machine after parameter expansion, which provides reference basis for enterprise production decision-making.

Keywords: honing machine; finite element analysis; remanufacturing; reusability

0 引言

珩磨机床的数控化再制造主要针对早期普通珩磨机因精度降低、功能简单而遭用户弃置或报废的情况,以原机床的零部件作为毛坯,以最大化重用其材料以及附加值为目标,加装数控系统,创新设计并再制造出保持或提升原有功能及性能的新产品的过程。由此可以节约成本,避免不必要的资源浪费。企业在实施珩磨机床的再制造过程中,客户提出在原机床基础上,将机床主参数——最大珩孔直径适当扩大的要求,这就需要分析判断原机床的动力系统及主要关键零件强度、刚度是否满足扩参情况下的典型加工工况要求,即这些零部件在再制造机床上的可重用性,本文针对这一情况展开分析研究。

目前,针对废旧机床关键零部件的重用性问题,国内外学者展开了广泛的研究。马硕等^[1]对废旧机床主轴剩余寿命进行了评估,可以确定废旧主轴剩余寿命评估模型的重要参数;薛臣等^[2]针对废旧机械装备零部件的重用组合问题进行了研究,设计出了废旧零部件的重用组合多目标优化模型;周帆等^[3]运用物元理论和可拓原则构建了一种废旧机床再制造设计方法;李丽等^[4-5]提出一种基于健壮性的废旧机床再制造设计质量控制方法,可有效保

证再制造机床的质量;PUOZA J C 等^[6]对圆盘刀具利用有限元分析确定其热弹性变形是否可修复,判断其可重用性。这些都是从零部件的可修复性角度判断其重用性,而扩参需求下的珩磨机再制造零件重用性需要首先对扩参工况下零件的强度、刚度情况进行分析判断,在这方面成小兵^[7]在对珩磨机的载荷进行计算分析基础上对珩磨头结构进行优化;宁会峰等^[8]对珩磨头及小锥体进行了有限元分析。但上述研究多从理论上进行分析,考虑珩磨加工中实际工况不足。基于此,本文主要针对扩参前后珩磨机在实际加工工况中的切削载荷进行分析,从而在此载荷条件下对珩磨机关键零件进行有限元分析,从零件强度、刚度判断其是否满足重用性要求。

1 原珩磨机珩磨载荷分析

本文针对某工厂现有的 MB4215 型珩磨机进行研究,原有的机床最大加工孔径为 $\phi 150$ mm,根据用户提出要求扩大珩磨机的加工孔径,将其最大加工孔径扩大到 $\phi 200$ mm。加工孔径的扩大会导致切削力的增大,从而造成废旧机床内部的传动零部件可能不满足对大孔径的加工要求,因此需要对原机床的往复运动、旋转运动的传动

基金项目:宁夏回族自治区重点研发计划重点项目(2020BDE92019)

第一作者简介:张淦(1997—),男,陕西西安人,硕士研究生,研究方向为工业机器人及其应用技术与珩磨加工技术。

件进行有限元分析,根据结果判断其是否可以应用到再制造后的机床中,并给出相应的改造工艺方案。

通过对珩磨机的运动分析,根据油石工作压强以及油石工作面积对珩磨的切削力进行粗略估算:

设切削力为 F ,圆周切削力为 F_1 ,轴向切削力为 F_2 ,则:

$$F = \sqrt{F_1^2 + F_2^2} \quad (1)$$

$$F_1 = f \cdot \cos \frac{\theta}{2} \cdot P \cdot A \quad (2)$$

$$F_2 = f \cdot \sin \frac{\theta}{2} \cdot P \cdot A \quad (3)$$

式中: f 为切削系数,一般取 0.2~0.3; A 为油石工作面积, mm^2 ; θ 为网纹角, ($^\circ$); P 为油石工作压强, MPa 。

上式中油石工作压强 P 为进给机构给油石施加的力 W 所产生的压强,并不是珩磨机在切削过程中由液压缸所提供的进给压力。在工艺计算中,要根据不同的进给机构进行换算。而 MB4215 型珩磨机采用的是液压进给和锥心涨缩机构,锥心推力为

$$Q = p \cdot \frac{\pi D^2}{4} - F_f \quad (4)$$

式中: p 为进给压力, MPa ; D 为进给油缸直径, mm ; F_f 为背腔及密封件阻力, N 。

油石作用力为

$$W = \frac{Q}{\lg(\alpha + \varphi)} - \mu \cdot Q \quad (5)$$

式中: α 锥芯的半锥角, ($^\circ$); φ 为锥面摩擦角, ($^\circ$); μ 为涨缩与磨头体间的摩擦因数。

在粗略计算中可以将背腔及密封件阻力 F_f 以及锥面摩擦角 φ 进行忽略。

MB4215 型珩磨机的进给压力 p 为 1.8 MPa ,摩擦因数为 0.2,有 6 个油石工作,其工作面积 A 为 18 000 mm^2 。

通过式(4)、式(5)计算可知锥心推力 $Q = 3\ 534.29\ \text{N}$,油石作用力 $W = 5\ 238\ \text{N}$, $W_1 = 31\ 428\ \text{N}$ 。

油石的工作压强为

$$P = \frac{W_1}{A} = 1.746 \quad (6)$$

根据式(1)~式(3)可以计算出切削力 $F = 6\ 285.61\ \text{N}$,圆周切削力 $F_1 = 5\ 575.4\ \text{N}$,轴向切削力 $F_2 = 2\ 902.37\ \text{N}$ 。

当加工孔径扩大到 $\phi 200\ \text{mm}$ 时,需要对油石进行更换,扩孔后依旧采用原珩磨机上的油石进给油缸,因此取油石工作压强依旧为 1.746 MPa 。由此可求得改造后珩磨机的切削力 $F' = 8\ 380.8\ \text{N}$,圆周切削力 $F'_1 = 7\ 433.86\ \text{N}$,轴向切削力 $F'_2 = 3\ 869.82\ \text{N}$ 。

2 旧珩磨机旋转及往复运动动力装置可重用性分析

2.1 旋转运动动力装置可重用性分析

MB4215 型珩磨机使用的电机额定功率为 7.5 kW 、额定转矩为 49 Nm 、额定转速为 1 500 r/min 。

当电机为恒功率输出、转速为 1 500 r/min 时,电机的转矩为最大转矩。电机主轴转速经过带轮、减速箱、主轴

箱等传动,最终主轴转速为

$$n_1 = n_0 \cdot \frac{125}{240} \cdot \frac{20}{50} \cdot \frac{28}{34} \cdot \frac{25}{42} = 142.97 \quad (7)$$

式中: n_1 为主轴转速, r/min ; n_0 为电机转速, r/min 。

当电机恒功率传输时,主轴的转矩(单位: Nm)为

$$T = 9\ 550 \frac{P}{n_1} = 500.98 \quad (8)$$

对 $\phi 150\ \text{mm}$ 孔径进行加工时珩磨机主轴所需要的转矩(单位: Nm)为

$$T_1 = F_1 \times \frac{d_1}{2} = 418.16 < T \quad (9)$$

原有珩磨机的电机功率满足改造后珩磨机加工要求。

对 $\phi 200\ \text{mm}$ 孔径进行加工时珩磨机主轴所需要的转矩(单位: Nm)为

$$T_2 = F'_1 \times \frac{d_1}{2} = 743.386 > T \quad (10)$$

因此该电机不能满足改造后珩磨机的加工需求。建议在进行珩磨机二次改造的时候更换更大功率的电机,为主轴提供更大的转矩以满足加工要求。

2.2 往复运动动力装置可重用性分析

该珩磨机的往复运动由两液压缸控制,并且该液压系统为差动控制,液压缸向下推时有杆腔的油流回无杆腔,液压缸向上拉时无杆腔与油缸相连。该液压缸的推力和拉力分别为:

$$F_1 = 2 \cdot \{ P_1 \cdot \pi (D/2)^2 - P_1 \cdot \pi [(D/2)^2 - (d/2)^2] \} = 12\ 566.37 \quad (11)$$

$$F_p = 2 \cdot P_1 \cdot \pi [(D/2)^2 - (d/2)^2] = 11\ 191.92 \quad (12)$$

式中: F_1 、 F_p 分别为液压缸的推力和压力, N ; P_1 为液压缸压强, MPa ; D 为液压缸内径, mm ; d 为活塞杆直径, mm 。

液压缸所承受主轴箱的重力为 490 N ,当珩磨头向下运动进行加工时

$$F_d = F'_2 - G = 3\ 379.82 < F_1 \quad (13)$$

当珩磨头向上运动进行加工时

$$F_u = F'_2 + G = 4\ 359.82 < F_p \quad (14)$$

上述结果表明,最大珩磨孔直径扩大到 $\phi 200\ \text{mm}$ 时,往复运动驱动装置提供的动力完全满足珩磨加工的需要。因此,扩参至 $\phi 200\ \text{mm}$ 时,往复运动油缸及其液压系统可再次重用。

3 珩磨机传动零件的分析

3.1 连杆分析

连杆在珩磨机中的主要作用是连接油石和主轴。其内部结构为空心的,装有推杆,其作用是通过液压缸推动推杆将珩磨石中的油石推出,对孔进行磨削加工。连杆分别在上下 4 个孔中安装销钉实现对主轴与珩磨石的连接^[9]。

将连杆的三维模型导入 ANSYS Workbench 中进行分析,连杆材料为 40Cr,密度为 7 820 kg/m^3 ,弹性模量为 206 GPa ,泊松比为 0.29。连杆通过销将主轴与珩磨石进行连接,因此,连杆的受力部位是在 4 个键槽孔的位置。因此,在孔内施加力且上、下两端的力方向相反,在连杆上、下两端面施加固定约束。

在珩磨 $\phi 150$ mm 孔径时连杆承受的转矩大小为 418.16 Nm,其销钉处力的大小为 8 041.54 N。对其进行应力应变求解,由图 1、图 2 可知连杆的最大变形量为 0.014 mm,出现位置为施加转矩的销钉孔处;最大应力为 251.51 MPa,位置为销钉孔处。分析结果与实际相符合,体现了分析结果的可靠性。

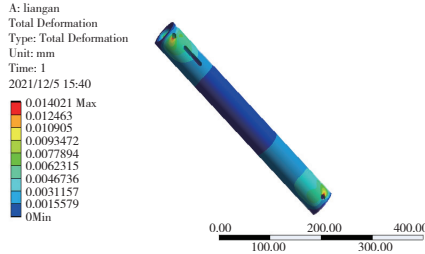


图 1 珩磨 $\phi 150$ mm 孔连杆应变

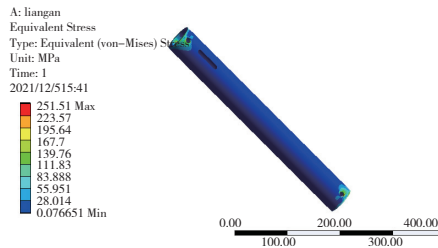


图 2 珩磨 $\phi 150$ mm 孔连杆应力

在珩磨 $\phi 200$ 孔径时连杆承受的转矩增大为 743.386 Nm,其销孔处力的大小为 14 295.88 N。对其进行应力、应变求解,由图 3、图 4 可知连杆的最大变形量为 0.024 9 mm,最大应力为 447.13 MPa。最大应力应变位置与加工 $\phi 150$ mm 孔径时的分析相一致。通过对比可知,加工孔径为 $\phi 200$ mm 时应变增加了 0.011 mm,应力增加 195.62 MPa。

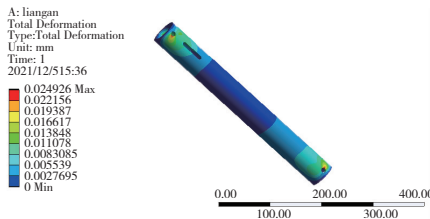


图 3 珩磨 $\phi 200$ mm 孔连杆应变

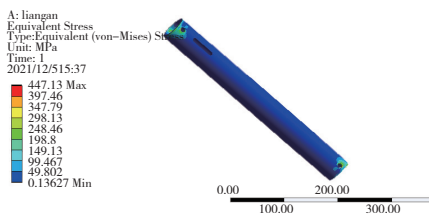


图 4 珩磨 $\phi 200$ mm 孔连杆应力

40Cr 的屈服强度 $\sigma_s = 540$ MPa,取安全系数为 1.2,可以得到其许用应力(单位:MPa)为

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n} = 450 \quad (15)$$

通过比较可知,再制造后的珩磨机中连杆的最大应力依旧小于许用应力 $[\sigma]$,因此连杆可以使用在再制造珩磨机中。

3.2 主轴分析

主轴承受着由电机传来的转矩与珩磨头在加工时的轴向力,判断主轴在再制造中的可靠性是必要的。主轴的内部也是空心的,通过联轴器与连杆进行连接,主轴的三维模型通过 SolidWorks 进行建立。将主轴的三维模型导入 ANSYS Workbench 中进行材料定义、网格划分与施加约束。由于轴是珩磨机的关键零部件,因此采用的材料为 40CrNi,密度为 $7\ 830\text{ kg/m}^3$,弹性模量为 206 GPa,泊松比为 0.28。在主轴下端面施加固定约束,转矩通过齿轮传递作用在键槽处,因此在键槽处施加转矩,加工孔时的轴向力作用在键槽上端轴肩处^[10]。

在珩磨 $\phi 150$ mm 孔径时主轴承受的转矩大小为 418.16 Nm,轴向力大小为 2 902.37 N。对其进行应力应变求解,由图 5、图 6 可知主轴的最大变形量为 0.016 mm,出现位置为键槽处;最大应力为 493.94 MPa,位置在键槽处。分析结果与实际相符合,体现了分析结果的可靠性。

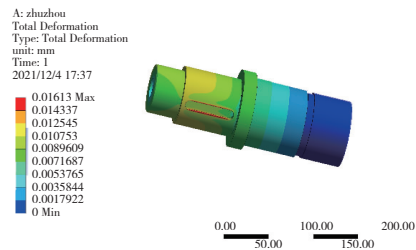


图 5 珩磨 $\phi 150$ mm 孔主轴应变

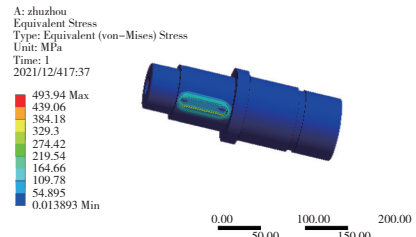


图 6 珩磨 $\phi 150$ mm 孔主轴应力

在珩磨 $\phi 200$ mm 孔径时主轴承受的转矩增大为 743.386 Nm,轴向力大小为 3 869.82 N。对其进行应力应变求解,由图 7、图 8 可知主轴的最大变形量为 0.028 6 mm,最大应力为 878.03 MPa。最大应力应变位置与加工 $\phi 150$ mm 孔径时的分析相一致。通过对比可知,加工孔径为 $\phi 200$ mm 时应变增加了 0.012 5 mm,应力增加 384.09 MPa。

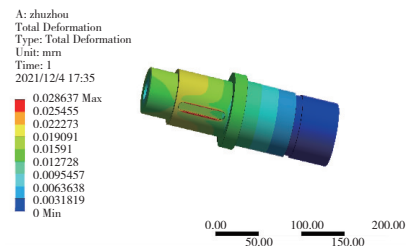
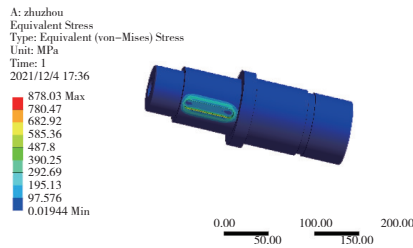


图 7 珩磨 $\phi 200$ mm 孔主轴应变

图8 珩磨 $\phi 200$ mm孔主轴应力

40CrNi的屈服强度 $\sigma_s = 735$ MPa,取安全系数为1.2,可以得到其许应力为

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n} = 612.5 \quad (16)$$

由此可知加工 $\phi 150$ mm孔径时轴的最大应力小于许用应力,而加工 $\phi 200$ mm孔径时大于其许用应力。该主轴不能满足新珩磨机的加工要求,需要对主轴进行重新设计。由于应力主要是集中在键槽处,建议可将单键连接改为双键连接,以满足轴的使用要求。

对双键槽的主轴进行有限元分析,载荷施加方式与单键槽相同,载荷施加大小为加工 $\phi 200$ mm孔径时的转矩与轴向力,其应变、应力结果如图9、图10所示。由图9、图10可知应变最大值为0.023 mm,最大应力为70.836 MPa,出现在键槽底部,小于材料许用应力,与单键槽相比其应变减小,并且应力集中明显降低,应力、应变均优于单键槽轴,满足再制造珩磨机的加工要求。

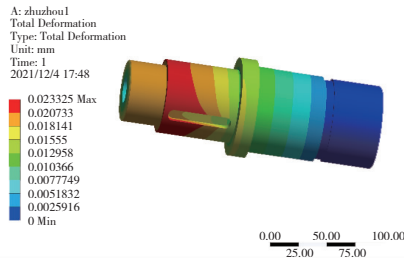


图9 双键槽主轴应变

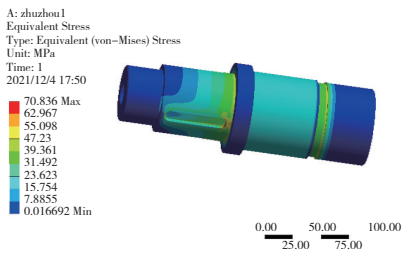


图10 双键槽主轴应力

3.3 花键轴分析

花键轴的作用是为主轴传递转矩和为主轴箱往复运动提供导向精度,因此花键轴的载荷主要有两个:第一个为作用在花键轴上的转矩 T_a 和主轴箱往复运动对花键轴的摩擦力,由于该摩擦力较小,因此本文不予以考虑。花键轴材料选用45钢,弹性模量为206 GPa,泊松比为0.3,密度为7890 kg/m³。其屈服强度为 $\sigma_s = 295$ MPa。在主轴

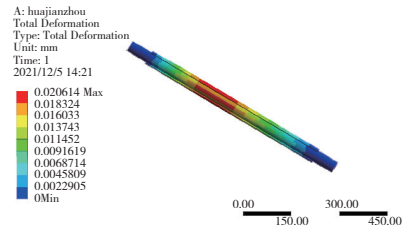
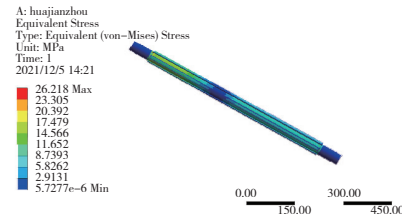
箱与花键轴连接部位施加转矩,在花键轴两端施加固定约束。加工 $\phi 150$ mm与 $\phi 200$ mm孔径时花键轴的转矩(单位:Nm)分别为:

$$T_a = T_1 \cdot \frac{1}{i} = 232.31 \quad (17)$$

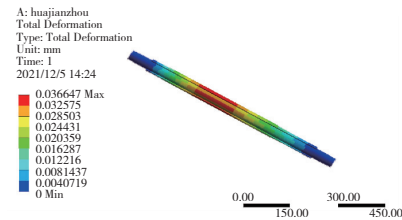
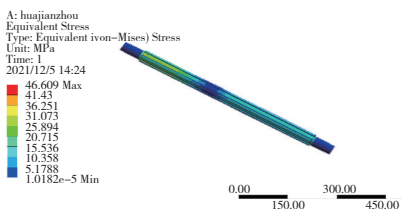
$$T'_a = T_2 \cdot \frac{1}{i} = 412.99 \quad (18)$$

式中 i 为花键轴与主轴的传动比。

在珩磨 $\phi 150$ mm孔径时花键轴承受的转矩大小为232.31 Nm。对其进行应力、应变求解,由图11、图12可知花键轴的最大变形量为0.021 mm,出现位置为花键轴与主轴箱体接触部位,最大应力为26.218 MPa,在花键轴末端。分析结果与实际相符合,体现了分析结果的可靠性。

图11 珩磨 $\phi 150$ mm孔花键轴应变图12 珩磨 $\phi 150$ mm孔花键轴应力

在珩磨 $\phi 200$ mm孔径时花键轴承受的转矩大小为412.99 Nm。对其进行应力应变求解,由图13、图14可知花键轴的最大变形量为0.037 mm,最大应力为46.61 MPa。通过对比可知加工孔径为 $\phi 200$ mm时应变增加了0.016 mm,应力增加20.391 MPa,小于材料的屈服强度,因此可使用在改造后的珩磨机中。

图13 珩磨 $\phi 200$ mm孔花键轴应变图14 珩磨 $\phi 200$ mm孔花键轴应力

3.4 联轴器销分析

联轴器用来连接主轴和连杆,而其内部的销承受转矩和珩磨头的轴向力,是联轴器中比较重要的零件,销子的三维模型在 SolidWorks 中建立,并将其导入 ANSYS Workbench 中进行有限元分析。销的常用材料为 45 钢,在销下半部分表面施加固定约束,在上半部分表面沿 x 轴施加圆周力、沿 z 轴施加轴向力。

当加工直径为 $\phi 150$ mm 时 x 轴施加 2 224.25 N 的力, z 轴施加 725.59 N 的力,得到联轴器销最大变形为 0.009 6 mm,最大切应力为 85.939 MPa,如图 15、图 16 所示,最大切应力作用在连接两个部件的连接处,与实际相符。

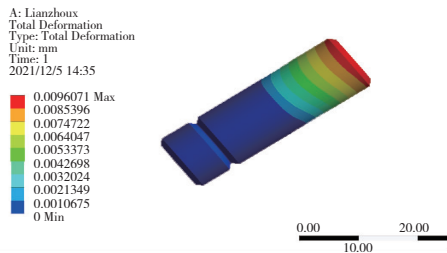


图 15 珩磨 $\phi 150$ mm 孔联轴器销应变

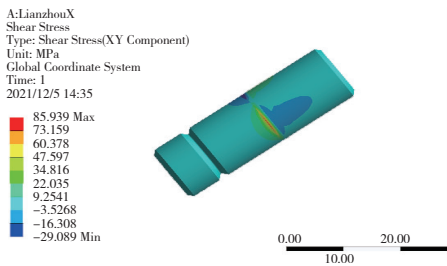


图 16 珩磨 $\phi 150$ mm 孔联轴器销切应力

当加工直径为 $\phi 200$ mm 时 x 轴施加大小为 3 954.18 N 的力, z 轴施加大小为 967.45 N 的力。得到连杆最大变形为 0.016 7 mm,最大应力为 138.38 MPa。如图 17、图 18 所示,最大切应力也作用在连接两个部件的连接处。通过对比可知加工孔径为 $\phi 200$ mm 时应变增加了 0.007 1 mm,应力增加 39.33 MPa。

45 钢的抗拉强度 $\sigma_B = 590$ MPa,其剪切许用应力为

$$[\tau] = 0.8 \sim 1.0 \sigma_B = 472 \sim 590 \quad (19)$$

通过比较可知再制造珩磨机的联轴器销最大切应力小于材料许用切应力,因此可以进行再次利用。

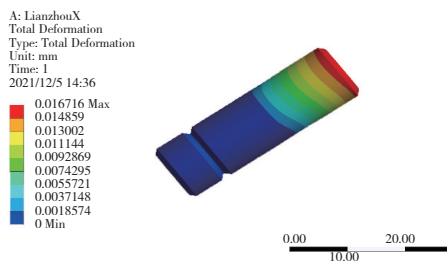


图 17 珩磨 $\phi 200$ mm 孔联轴器销应变

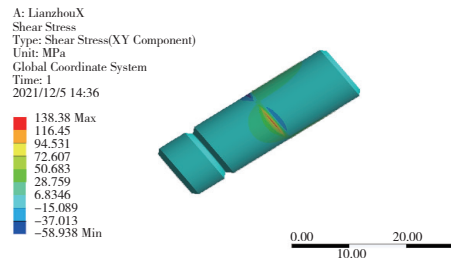


图 18 珩磨 $\phi 200$ mm 孔联轴器销切应力

4 结语

1) 针对珩磨机数控化再制造中客户提出将机床的最大珩孔直径从 $\phi 150$ mm 扩大到 $\phi 200$ mm 的要求,在对两种条件下珩磨切削载荷进行分析计算的基础上,分析判断珩磨机旋转动力装置与往复动力装置是否满足新的要求,所得分析结果接近工程实际。

2) 基于有限元方法针对珩磨机关键传动零部件进行分析,连杆、花键轴、联轴器销可以满足要求,可以在再制造珩磨机上重用。但由于主轴键槽部位应力过大,因此建议重新设计主轴结构,将原单键连接改为双键连接,经再次进行分析,可以满足使用要求。

参考文献:

- [1] 马硕,姜兴宇,杨国哲,等. 废旧机床主轴剩余寿命评估模型[J]. 机械工程学报,2021,57(4):219-226.
- [2] 薛臣,江志刚,张旭刚,等. 废旧机械装备零部件重用组合多目标优化模型及应用[J]. 机械工程学报,2017,53(5):76-85.
- [3] 周帆,江志刚,张华,等. 基于知识的废旧机床再制造设计方法研究[J]. 制造技术与机床,2014(12):49-54.
- [4] 李丽. 废旧机床再制造设计质量控制方法研究[D]. 沈阳:沈阳工业大学,2018.
- [5] DING Z Y,JIANG Z G,ZHANG H, et al. An integrated decision-making method for selecting machine tool guideways considering remanufacturability [J]. International Journal of Computer Integrated Manufacturing,2020,33(7):686-700.
- [6] PUOZA J C,UBA F. Modelling and simulation of surfacing welding remanufacturing for tunnel boring machine disc cutter [J]. Welding International,2022,36(2):i-xvii.
- [7] 成小兵. 双进给珩磨头的结构优化[D]. 兰州:兰州理工大学,2012.
- [8] 宁会峰,麻秦凡,龚俊. 双进给珩磨头小顶杆及小锥体静力学分析[J]. 机械制造,2012,50(7):15-17.
- [9] 张钟宇,朱增宝,姬跃跃,等. 基于有限元的钻井往复泵连杆应力分析[J]. 煤炭技术,2017,36(1):263-266.
- [10] 李帅,王守城,胡秀秀. 基于 ANSYS Workbench 的地理式垃圾压块机推压头静力学分析[J]. 机械制造与自动化,2020,49(4):145-148.

收稿日期:2021-12-08