

基于工控机的汽车主锥预紧力测量机控制系统设计

卫道柱, 杨沁, 桂贵生, 高雷

(合肥工业大学机械与汽车工程学院, 合肥 230009)

摘要: 该文分析了汽车主锥中圆锥滚子轴承的预紧力与轴向位移、压紧轴承的锁紧螺母拧紧力矩之间的关系, 以及轴向位移量与启动摩擦力矩之间的内在联系, 并研制出具有锁紧螺母预紧力矩和轴承启动摩擦力矩自动测量功能的主锥自动装配设备的控制系统。该系统以工控机为控制核心, 以 Visual C++ 作为软件开发工具, 使系统既具有较高的稳定性及灵活性, 又有直观、友好用户界面。控制系统对锁紧螺母拧紧力矩和轴承摩擦力矩采用闭环控制的实时测量, 可精确控制轴承的预紧力, 提高主锥总成的装配质量和生产效率。

关键词: 主锥总成, 轴承, 闭环控制, 预紧力, 启动摩擦力矩, 工控机

中图分类号: TH131.3

文献标识码: A

文章编号: 1002-6819(2009)-1-0094-05

卫道柱, 杨沁, 桂贵生, 等. 基于工控机的汽车主锥预紧力测量机控制系统设计[J]. 农业工程学报, 2009, 25(1): 94-98.

Wei Daozhu, Yang Qin, Gui Guisheng, et al. System design of machine for measuring bevel drive pinion preloads based on industrial PC[J]. Transactions of the CSAE, 2009, 25(1): 94-98.(in Chinese with English abstract)

0 引言

汽车的主锥总成轴承是一对背对背安装的圆锥滚子轴承(图1中件5、7)^[1,2], 为了提高主减速器主锥的旋转精度, 应对圆锥滚子轴承施加一定的预紧载荷^[3,4]。但预紧载荷过大, 轴承内部的摩擦力矩增大, 使轴承发热增加, 轴承出现热咬合和烧伤等失效形式, 降低轴承的疲劳寿命。预紧力过小, 由载荷引起的滚动体相对于内、外圈滚道的滑动, 使轴承产生振动和噪声, 主锥也会产生轴向和径向窜动^[5,6]。因此施加的预紧力要合适。

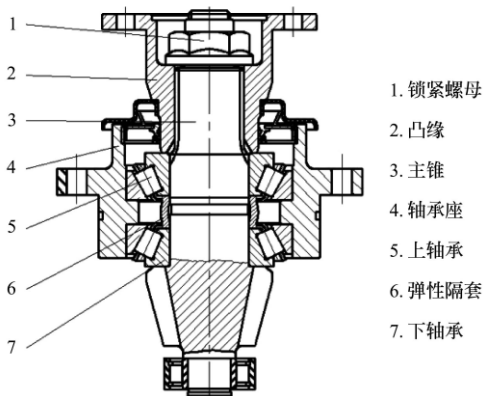


图1 汽车主锥总成结构图

Fig.1 Drawing of the automobile bevel drive pinion assembly

目前, 汽车车桥生产厂家对主锥总成轴承的预紧是用风动扳手或定力矩扳手先将锁紧螺母旋紧到合格的力

矩范围内, 再检测轴承的预紧力。因此, 主锥总成轴承的预紧和预紧力的测量是不同步的。预紧力过小, 要再次旋紧锁紧螺母; 过大, 则要拆开主锥总成, 更换弹性隔套(图1中件6)后再次装配主锥总成, 造成装配质量不稳定和效率不高。

针对上述情况, 本文研制出一种可同时实时测量锁紧螺母预紧力矩和主锥总成轴承的启动摩擦力矩的主锥总成装配设备。

1 主锥总成轴承的力学计算

1.1 轴向位移量与预紧力矩的关系

根据施加预载荷的方式采用轴向定位预紧, 轴向位移量即为预紧量。预紧量的测量比较困难, 预紧力矩的测量相对容易, 根据实测的预紧力矩来计算预紧量, 参见式(1)和(2)。

预紧后, 轴承内、外圈轴向相对位移 δ_{ao} (μm) 与轴向力 F_{ao} 的关系^[7]:

$$\delta_{ao} = \delta_o / \sin \alpha = 0.0766 F_{ao}^{0.9} l_e^{-0.8} z^{-0.9} \sin^{-1.9} \alpha \quad (1)$$

式中 δ_o ——滚动体与内、外滚道接触处总的弹性变形, α ——接触角; z ——滚子数; l_e ——圆锥滚子轴承滚子有效接触长度, mm, 且 $l_e = l - 2r$, 其中, l 为滚子全长, r 为滚子两端到角。

从上式中可知, 轴向位移与轴向载荷的 0.9 次幂成正比, 近似地可以认为轴承轴向位移与轴向预紧力成线性关系^[8]。

F_{ao} 是由旋紧锁紧螺母产生, F_{ao} 与锁紧螺母的拧紧力矩 T 之间的关系式为^[9,10]:

$$F_{ao} = \frac{2T}{d_2 [\tan(\theta + \beta) + \frac{2}{3} \frac{\mu(D^3 - d^3)}{(D^2 - d^2)d_2}]} - \frac{2EA \delta_{ao}}{H} \quad (2)$$

收稿日期: 2008-04-19 修订日期: 2008-11-10

基金项目: 合肥工业大学科学研究发展基金(050204F)

作者简介: 卫道柱(1970-), 男, 安徽合肥人, 博士生, 主要从事汽车传动系制造装备的研究。合肥 合肥工业大学机械与汽车工程学院, 230009。Email: weidaozhu@126.com

式中 T ——拧紧力矩； d ——螺纹外径； d_2 ——螺纹平均直径； θ ——螺纹上升角； $\tan \theta = s / \pi d_2$ ，其中 s 为螺距； β ——螺纹摩擦角， $\tan \beta = f$ ，其中 f 为螺栓与螺帽间的摩擦系数； μ ——螺帽与其支撑面间摩擦系数； D ——螺栓下底圆直径； E ——弹性模量； A ——隔套截面积弹性模量； H ——隔套高度。

将式 (1) 代入式 (2) 后，近似计算得到：

$$F_{ao} = 2Td_2^{-1} \left[\tan(\theta + \beta) + \frac{2\mu(D^3 - d^3)}{3(D^2 - d^2)d_2} \right]^{-1} \quad (3)$$

$$[1 + 0.1532EAH^{-1}l_e^{-0.8}z^{-0.9}\sin^{-1.9}\alpha]^{-1}$$

1.2 轴向位移量与启动摩擦力矩的关系

圆锥滚子轴承的摩擦力矩分为旋转部分的阻力矩 M_r 和内圈大挡边与滚子端面的滑动阻力矩 M_s ，即

$$M = M_r + M_s$$

在低速范围内，内圈挡边和滚子端面的滑动摩擦阻力矩是主要的。所以轴承预紧后测量的启动摩擦力矩主要为 M_s [11,12]。

测量轴承的启动摩擦力矩，并根据式 (4) 和式 (1) 计算 δ_a 。

$$F_{ao} = 10.2041M_s [e'f_u \cos \phi]^{-1} \quad (4)$$

式中 e' ——滚子与内圈挡边面的接触长度； ϕ ——滚子半角； f_u ——挡边处摩擦系数，与滚子球基面粗糙度、挡边粗糙度、油膜厚度等有关，由日本 NSK 滚动轴承样本取 $f_u = 0.2$ 。由式 (4) 可以看出， M_s 与 F_{ao} 成线性关系。

1.3 轴承预紧合适程度的评定

1) 轴承的内、外圈轴向相对位移即为预紧量，预紧量的测量比较困难，预紧力矩的测量相对容易，根据实测的预紧力矩来计算预紧量，参见式 (1) 和 (2)。

2) 预紧力矩 T 的取值范围为 $(1.222 \sim 1.444)KT_{max}$ ， K 为已知常数， T_{max} 为发动机输出最大力矩、变速器的速比为最大时，作用在主锥齿宽中点处分度圆上的最大力矩。

3) 启动摩擦力矩 M_s 取值范围为 $(1.222 \sim 1.444)PT_{max}$ ， P 为已知常数。

4) δ_{ao} 是旋紧锁紧螺母产生，经计算而得到，是理论预紧量； δ_a 是轴承已经存在预紧力后，测量启动摩擦力矩 M_s 后计算得到，参见式 (4) 和式 (1)，是实测预紧量。设定一个允许误差 Δ ，在 δ_{ao} 和 δ_a 都进入合格范围后，当 $|\delta_{ao} - \delta_a| \leq \Delta$ 时，认为此时的预紧力是合适的。

2 带预紧力矩和启动摩擦力矩自动测量的主锥总成装配设备

该设备的结构如图 2 所示。

1) 汽车主锥总成放置在工作台面 5 上，在工作台面 5 上设有两个止转圆柱销，主锥凸缘上的孔套在两个止转圆柱销上，使主锥凸缘不能转动。

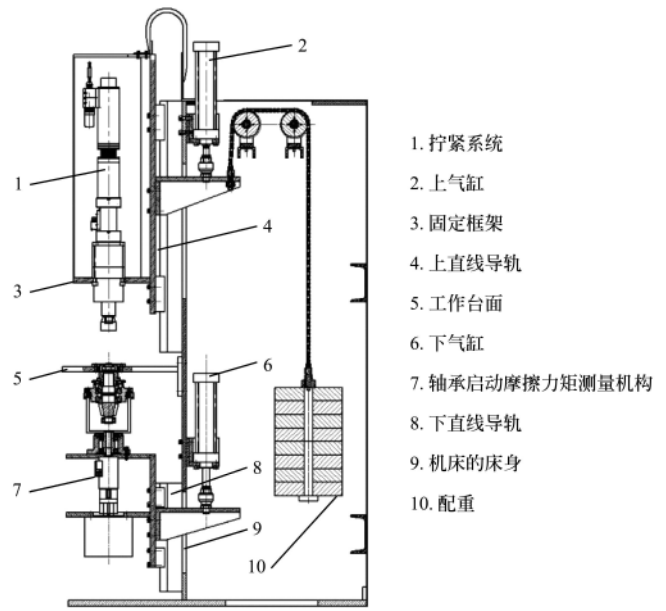


图 2 预紧力测量机的结构图

Fig.2 Drawing of the bearing preload measuring machine

拧紧系统 1 在上气缸 2 带动下沿着上直线导轨 4 下降，套筒对准锁紧螺母进行认帽、拧紧。此时，拧紧系统 1 中的动态力矩传感器实时测量锁紧螺母的拧紧力矩 T [13]。在拧紧力矩较低时，拧紧系统 1 用较快的转速旋紧锁紧螺母，到达接近合格拧紧力矩的下限的一个设定力矩时，用很慢的转速旋紧锁紧螺母，一般是 2 min 转一圈，或者转动 $3^\circ \sim 5^\circ$ ，停 10~20 s。

2) 在拧紧系统 1 开始工作的同时，轴承启动摩擦力矩测量机构 7 (如图 3 所示) 在下气缸 6 带动下沿着下直线导轨 8 上升，交流伺服电机 (图 3 中件 5) 开始低速匀速转动，转动通过转矩限制器 (图 3 中件 9)、高精度小量程动态力矩传感器 (图 3 中件 4) 和花键套 (图 3 中件 3) [13]，带动测量拨爪 (图 3 中件 2) 匀速转动。当下气缸 6 上升到预定的高度时停，此时弹性销机构 (图 3 中件 1) 顶在轴承座下端，且弹性销机构被压缩，当交流伺服电机带动测量拨爪继续匀速转动，使弹性销机构进入轴承座孔中，从而带动轴承座和主锥轴承外圈匀速转

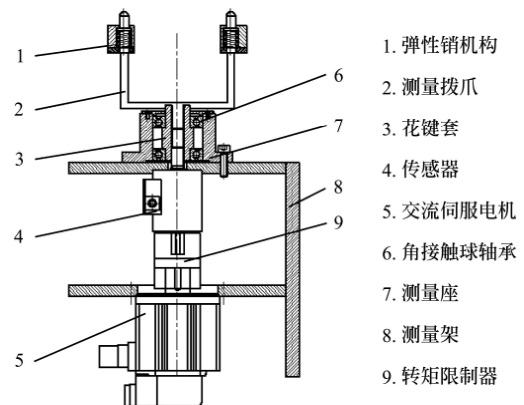


图 3 轴承启动摩擦力矩测量机构

Fig.3 Measuring mechanism of the bearing start-up friction moment

转动, 利用高精度力矩传感器测得启动摩擦力矩值 M_s , 并在显示屏幕上显示出来。随着锁紧螺母不断被旋紧, 由高精度力矩传感器实时测量的启动摩擦力矩 M_s 也逐渐增加。

3) 当锁紧螺母的拧紧力矩 T 与启动摩擦力矩 M_s 同时进入允差的范围内, 使得 $|\delta_{ao} - \delta_a| \leq \Delta$, 此时主锥的轴承预紧力就是比较合理的值, 主锥总成装配合格。

3 电气控制系统设计

3.1 硬件系统组成

为增强系统稳定性及灵活性, 本设备采用工控机作为控制核心, 以泓格多功能数据采集卡、I/O 卡和相应的端子板组成信号输入输出模块。其电气控制系统框图如图 4 所示。

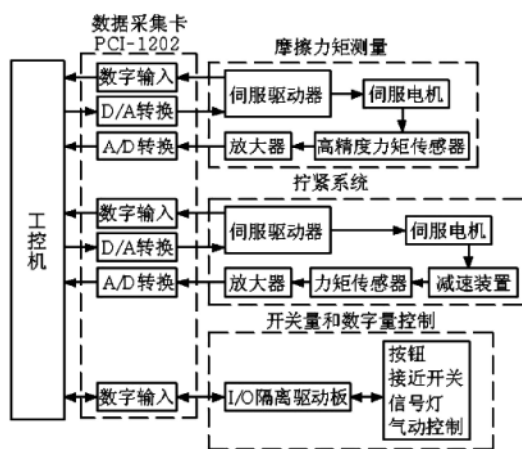


图 4 硬件系统组成

Fig.4 Composition of the hardware system

1) 工控机

专门针对工业环境研制的, 它从多个方面提高了系统的控制可靠性。在结构上采取措施, 加厚机箱钢板, 使机箱的刚性和屏蔽性更好, 能很好地抗振动和冲击, 此外又加固了接口板, 使各个插件牢固不易松动; 针对工业环境对元器件进行严格的筛选, 其质量标准和稳定性设定在更高的层次上。

其配置为: 主机箱 IPC610、主板研华 PCA-6006、内存 DDR333 256M、硬盘 80G、CPU2.4G、光驱 Benq DVD、网卡 3COM、显示器: 三星 LCD730B (17")。

2) 数据采集卡

本设备采用泓格 PCI-1202LU 数据采集卡进行 A/D、D/A 数据处理, 以及数字量输入输出处理。

硬件系统完成的主要功能有:

1) 力矩采集: 在由伺服电机、减速装置、力矩传感器等所组成拧紧系统中, 反作用在锁紧螺母上的力矩由力矩传感器检测。在由伺服电机、高精度力矩传感器等所组成摩擦力矩测量机构中, 反作用在测量拨爪上的力矩由高精度力矩传感器检测。

力矩传感器的供电电压为 +DC12V, 其输出为毫伏级电压信号, 因此必须经放大器才能放大到数据采集卡

准确读取的程度 (使信号对采集卡为差分输入, 电压为 $-10 \sim +10$ V)。为了提高信号的保真度, 采用共模抑制比高、线性好、速度快、高精度的放大器。力矩采集精度关系到整个系统的控制精度, 需采用线性度好、精度高的力矩传感器。测量锁紧螺母拧紧力矩的传感器的量程为 $0 \sim 800$ Nm, 精度为 0.5%, 测量摩擦力矩的传感器的量程为 $0 \sim 5$ Nm, 精度为 0.2%。

泓格 PCI-1202LU 数据采集卡的实时处理速度高, A/D、D/A 转换的分辨率为 12 位, 采样速率有 110 Ks/s^[14]。

2) 伺服电机控制: 电机控制由数据采集卡中的 D/A 转换通道、I/O 通道和交流伺服电机驱动器组成。数据采集卡接收工控机的电压数字指令量并转化为模拟量指令电压, 通过交流伺服电机驱动器驱动电机。I/O 通道接收交流伺服电机驱动器的各种数字信号, 工控机通过 I/O 通道, 可以准确的判断伺服电机的工作状态并控制伺服电机按指令要求工作。

3) 数字量控制: 数字量控制包括各种按钮的开关量的输入、各种信号灯的数字量输出、气动部分的电磁阀和行程开关的控制。

系统以锁紧螺母拧紧力矩和轴承摩擦力矩的检测和控制为核心, 将信号检测的输出与预先设定值进行比较, 根据结果控制伺服电机。

锁紧螺母的拧紧力矩的闭环控制如图 5 所示: 工控机—伺服驱动器—伺服电机—减速装置—锁紧螺母—力矩传感器—放大器—信号检测—工控机所组成的闭环系统来实现锁紧螺母的拧紧, 精确控制轴承的预紧力。

轴承摩擦力矩的闭环测量如图 6 所示: 工控机—伺服驱动器—伺服电机—测量拨爪—高精度力矩传感器—放大器—信号检测部分—工控机—显示器所组成的闭环回路来实现摩擦力矩测量。

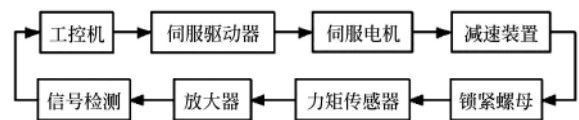


图 5 锁紧螺母拧紧力矩闭环控制框图

Fig.5 Wireframes of closed-loop control of lock nut

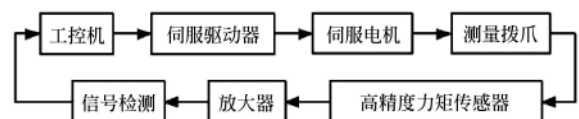


图 6 轴承摩擦力矩闭环测量框图

Fig.6 Wireframes of closed-loop measurement of the bearing friction moment

3.2 控制软件设计

为使用户界面直观、友好, 系统控制软件用 Visual C++ 作为开发工具, Visual C++ 作为 Windows 应用程序设计领域中的主流, 提供了完善的可视化的开发环境, 集方便、灵活及高效于一体, 是广泛应用的软件开发设计工具^[15]。

软件结构框图如图 7 所示。

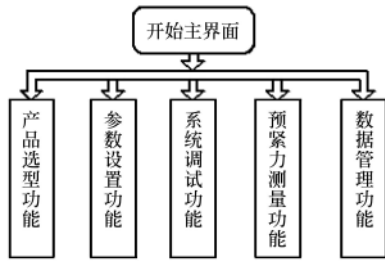


图 7 软件框图

Fig.7 Wireframes of software

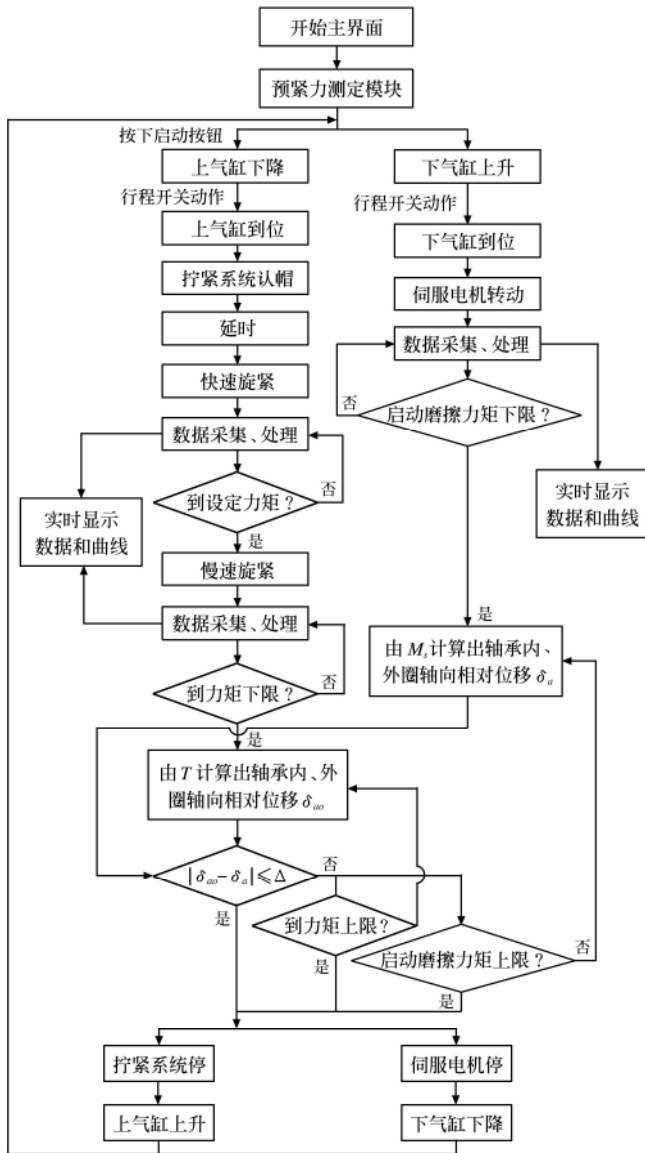


图 8 预紧力测量控制流程图

Fig.8 Control flow chart of the bearing preload measurement

开机后，工控机先自检，然后初始化显示开始主界面。初始化工作主要包括：各种变量、数据采集卡的初始化以及各种状态显示。在主界面上，除了有产品选择功能、参数设置功能、系统调试功能、预紧力测量功能、数据管理功能 5 个功能模块外，还有各个气缸、行程开关、伺服电机、传感器的状态指示。

1) 产品选择功能是对需要装配的主锥品种进行选

择。这个模块对用户是开放的，可对品种进行增加、删减和替换，使用灵活、方便。

2) 参数设置功能是对锁紧螺母拧紧力矩 T 的允许范围、启动摩擦力矩值 M_s 的允许范围、认帽时间、延长时间、伺服电机的转速、允许误差 Δ 等参数进行调整。

3) 系统调试功能是供调试人员使用，在调试状态下，可以利用用户操作面板上的按钮分别进行上气缸上升、上气缸下降、下气缸上升、下气缸下降、伺服电机启停以及中断等动作，以检查各个部件运动是否正常，完成对系统的各个环节进行单动和联动调试。

4) 预紧力测量功能是正常操作使用的部分，它完成了对主锥总成一次装配和预紧力测量的功能。其流程框图如图 8 所示。在测量启动摩擦力矩值 M_s 时，要将实测值减去一个补偿值，补偿值是启动摩擦力矩测量机构中测量拨爪旋转的摩擦阻力矩，当摩擦力矩测量机构上升且测量拨爪未碰到主锥轴承座下端面时由高精度小量程动态力矩传感器测得。

5) 数据管理功能具有产品的追溯功能，包括操作员信息和产品信息存储、显示和打印。产品信息包括产品号、锁紧螺母拧紧力矩的上下限 T 、启动摩擦力矩值 M_s 的上下限、允许误差 Δ 以及工作过程中曲线等数据。

4 结 语

通过分析圆锥滚子轴承的预紧力与轴向位移和锁紧螺母的拧紧力矩以及摩擦力矩的关系，同时测量锁紧螺母的拧紧力矩和轴承的启动摩擦力矩，并通过比较拧紧力矩产生的理论预紧量和由启动摩擦力矩计算的实测预紧量，来得到合适的预紧力。

该设备在合肥车桥有限公司投入使用后，用于其 HF15015、D800、HF16024、HF1703 系列主锥总成的装配，工作节拍小于 3 min（不包括辅助时间），装配一次成功率达到 90% 左右，大大高于手工操作的 20%~30% 成功率，成功地解决了主锥总成的装配上的一个技术难点，使主锥总成的装配质量和生产效率得到了很大的提高。

[参 考 文 献]

- [1] 关文达. 汽车构造[M]. 北京: 机械工业出版社, 1999: 274-275.
- [2] 吉林大学(原吉林工业大学)汽车工程系 汽车构造(下册)[M]. 1976: 142-143.
- [3] 胡洪国, 杨汝清. 光电对孔技术及其在汽车主锥总成对孔装配工艺自动化中的应用[J]. 组合机床与自动化加工技术, 1999, (11): 30-31.
- [4] 贾冬生, 张敏, 张永军. 滚动轴承预紧量的确定[J]. 机械研究与应用, 2001, 14(4): 9-10.
- [5] 胡洪国, 杨汝清, 藏建华, 等. 新型汽车主锥全自动拧紧机控制系统设计[J]. 机床与液压, 2000, (1): 17-18. Hu Hongguo, Yang Ruqing, Zang Jianhua, et al Design of control system of a new type full automatic screwing-down machine for main gear assembly in automobile[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2000, (1): 17-18. (in Chinese with

- English abstract)
- [6] 唐白玉, 邴丽荣. 后桥主锥轴承预紧力的力学分析及可压缩隔套的设计[J]. 汽车技术, 2001, (10): 18-19.
- [7] 万长森. 滚动轴承的分析方法[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987: 260-263.
- [8] 胡鹏浩. 考虑主轴热伸长的滚动轴承最佳预紧量的确定[J]. 制造业自动化, 1999, 21(5): 48.
- [9] 濮良贵, 纪明刚. 机械设计(第 8 版)[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006: 69-70.
- [10] 刘鸿文. 简明材料力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1997: 30-31.
- [11] 贾宪林, 周双龙, 高清海, 等. 汽车主减速器圆锥滚子轴承预紧参数的确定[J]. 轴承, 2006, (7): 11-12.
- [12] 张茂亮, 彭晓红. 降低圆锥滚子轴承摩擦力矩的方法[J]. 轴承, 2006, (9): 4-5.
- Zhang Maoliang, Peng Xiaohong. Method to Reduce Friction Moment of Tapered Roller Bearings[J]. Bearing, 2006, (9): 4-5. (in Chinese with English abstract)
- [13] 刘迎春, 叶湘滨. 传感器原理、设计与应用[M]. 长沙: 国防科技大学出版社, 1997: 106-114.
- [14] 周荷琴, 吴秀清. 微型计算机原理与接口技术(第 3 版)[M]. 合肥: 中国科技大学出版社, 2004: 383-394.
- [15] 周晓云. 程序设计基础——可视化及 VC++实现[M]. 北京: 高等教育出版社, 2004: 1-2.

System design of machine for measuring bevel drive pinion preloads based on industrial PC

Wei Daozhu, Yang Qin, Gui Guisheng, Gao Lei

(School of Machinery and Automobile Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

Abstract: The relation among the bevel drive pinion bearing preloads, axial displacement and locknut screwing moment and the relation between the frictional moments were analyzed in this article. Based on the analysis, the control system of the equipment of automatic assembling bevel drive pinion was developed, which had the function of automatic measuring screwing moment and start-up friction moment. Having industrial PC as control centre and using the software Visual C++ as developmental tool, the control system can have control over the bearing preloads accurately by means of closed-loop real-time measuring screwing moment and start-up friction moment, and the assembling quality and efficiency of bevel drive pinion assembly are improved accordingly.

Key words: bevel drive pinion assembly, bearings, closed-loop systems, preloads, start-up friction moment, industrial PC