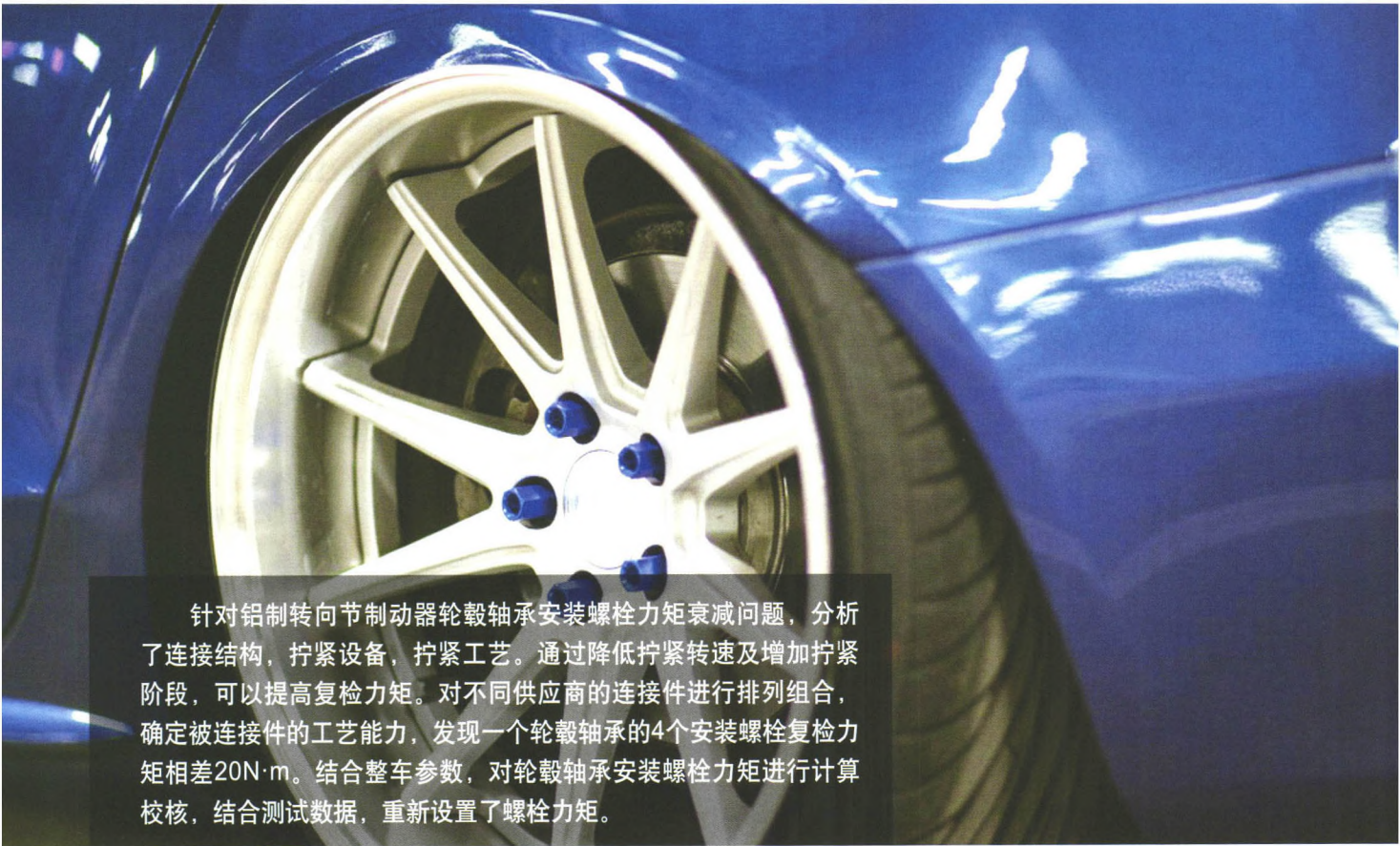


轮毂轴承安装螺栓力矩衰减研究

□ 长城汽车股份有限公司技术中心
□ 河北省汽车工程研究中心 /王雪冰



针对铝制转向节制动器轮毂轴承安装螺栓力矩衰减问题，分析了连接结构，拧紧设备，拧紧工艺。通过降低拧紧转速及增加拧紧阶段，可以提高复检力矩。对不同供应商的连接件进行排列组合，确定被连接件的工艺能力，发现一个轮毂轴承的4个安装螺栓复检力矩相差20N·m。结合整车参数，对轮毂轴承安装螺栓力矩进行计算校核，结合测试数据，重新设置了螺栓力矩。

在汽车设计上，螺栓拧紧力矩设计是比较复杂的问题。螺栓选用及拧紧力矩施加是为了使被连接件之间产生足够的夹紧力，避免零件之间在受载过程中发生相对运动从而产生异响及零件在循环应力作用下发生疲劳断裂。现某车型后制动器采用的是三代轮毂轴承，铝制转向节，轮毂轴承的安装螺栓为M12×1.25-10.9。该制动器螺栓拧紧

工艺采用力矩法，安装轮毂轴承的螺栓拧紧力矩为 (145 ± 5) N·m。螺栓在拧紧后，依据JB/T 6040—2011《工程机械 螺栓拧紧力矩的检验方法》，应用力矩扳手采用直接检验方法，复检结果显示：10min内，螺栓力矩衰减到120~130N·m。复检力矩超出设计力矩范围，产品不合格。图1为力矩衰减处理流程，图2为轮毂轴承安装结构

剖面图。

过程调查

拧紧设备为电动拧紧设备，利用该设备将螺栓直接拧紧在轮毂轴承上，螺栓复检力矩不衰减，说明拧紧设备力矩合格。以制动器总成的形式进行装配，将螺栓用力矩扳手拧紧至145N·m，复检力矩不衰减。设备初始拧紧参数见表1。

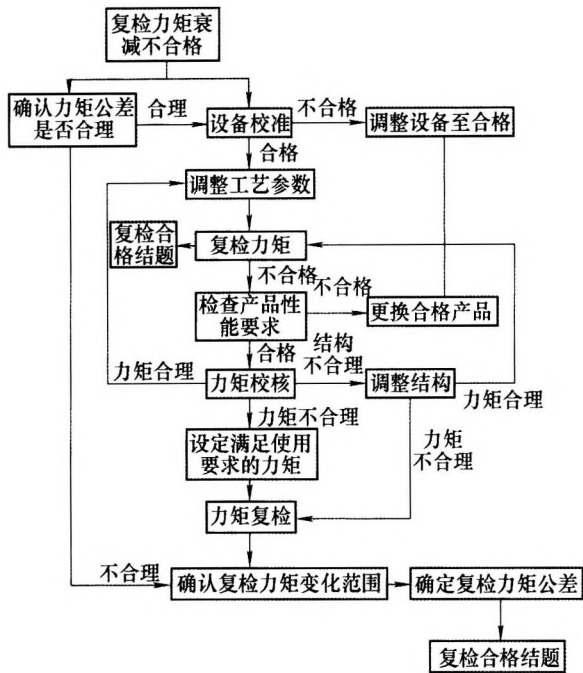


图1 螺栓力矩衰减处理流程图

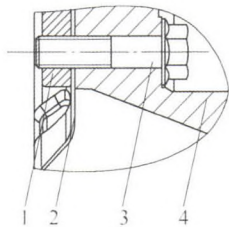


图2 轮毂轴承安装结构图

1.轮毂轴承底座 2.制动盘罩壳3.螺栓 4.后转向节

表1 初始拧紧参数

	第一阶段	第二阶段	第三阶段
设备转速/ $r\cdot min^{-1}$	90	15	10
拧紧力矩/ $N\cdot m$	30	80	145

结构调查

此处有三个被连接件，属于刚软中间体连接。轮毂轴承底座为淬火合金钢；转向节抗拉强度 $\geq 290MPa$ ，屈服强度 $\geq 220MPa$ ；罩壳板厚1mm，屈服强度195MPa。其中轮毂轴承、转向节

各安装面为机械加工面，表面平行度及平面度均能得到保证；制动盘罩壳为冲压板材，此种结构广泛运用在制动器总成中，故可以排除力矩衰减为罩壳平面度引起。

拧紧理论调查

在电动设备拧紧过程中，存在动态力矩向静态力矩转化的现象。设备拧紧力矩为动态力矩，复检力矩为产品静态力矩，在转化过程中，对于软体连接、刚软中间体连接，会出现力矩衰减现象，且设备拧紧越快，力矩衰减越大。

设备调整及工艺验证

根据第3节，对拧紧设备拧紧阶段做出以下调整，见表2。

此制动器总成，转向节供应商为A、B两家，螺栓供应商为C、D两家，轮毂轴承及制动盘罩壳均只有一家供应商。为了确定设备及产

表2 拧紧设备调整参数

	第一阶段	第二阶段	第三阶段	第四阶段
设备转速/ $r\cdot min^{-1}$	90	15	6	3
拧紧力矩/ $N\cdot m$	30	80	130	145

品的工艺能力，将转向节及螺栓进行四种组合，测量不同状态下，螺栓复检力矩范围，每种组合样本容量为40，结果见表3。

表3 各种组合复检力矩（单位： $N\cdot m$ ）

组合	最大值	最小值	同一制动器上，四个复检力矩最大差值
A+C	157	139	14
A+D	155	129	20
B+C	157	134	20
B+D	153	130	17

从表3的数据可以看出，螺栓复检力矩得到提高，但仍有螺栓的复检力矩不合格。为了保证螺栓的轴向夹紧力，可以进一步提高设备的拧紧力矩，以提高螺栓的复检力矩。同时复检力矩也有超出150N·m，因此需要测量产品的屈服力矩。为了确定四种组合中产品的屈服力矩，将表1中第四阶段拧紧力矩设置为200N·m，测试制动器实际屈服力矩，结果见表4。

其中旋转角度为设备达到实际拧紧力矩后，附加转动角度，以保证力矩施加到位。

表4中，使用C螺栓的制动器，螺栓力矩均达到了200N·m，产品设计富余量充足；使用D螺栓，制动器总成屈服力矩未达200N·m，设备在拧紧过程中出现了打滑现象，最小屈服力矩为166.6N·m，强度富余量较小。如果继续提高拧紧力矩，需要校核连接结构。

表4 制动器实际屈服力矩测量

组合	实际拧紧力矩/N·m	旋转角度 (°)	组合	实际拧紧力矩/N·m	旋转角度 (°)
A+C	200.3	36	A+D	200.2	119
	200.7	27		177.4	119
	200.3	26		171.2	126
	200.0	24		166.6	119
B+C	200.2	22	B+D	200.1	124
	200.1	20		199.3	155
	200.1	27		179.3	152
	200.0	23		189.6	153

轮毂轴承安装螺栓力矩校核

该车型满载单边后轮荷为 $M=534.08\text{kg}$ ，车轮滚动半径为 370.55mm ，车轮中心线到轮毂轴承安装面的距离为 30mm ，螺栓的相对刚度系数为 0.2 ，螺栓的摩擦系数为： $0.1\sim 0.16$ ，轮毂轴承底座与制动盘罩壳的摩擦系数取 0.12 。设计

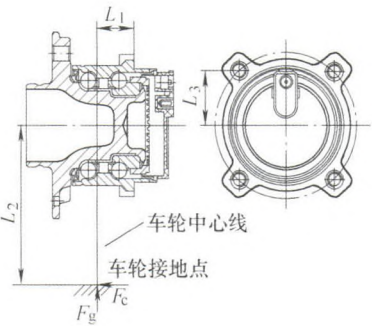


图3 轮毂轴承安装结构图
1 L_1 为车轮中心到轮毂轴承安装面距离
2 L_2 为车轮半径 3 L_3 为轮毂轴承安装孔分度圆半径

满足要求。
(1) 车轮承受 $3g$ 垂向力，在此工况下，要求轮毂轴承与转向节之间不发生相对移动，螺栓预紧力满足条件： $3Mg \rightarrow F_1 \geq 33\,380.3\text{N}$ 。
(2) 车轮承受 $0.6g$ 侧向力和 $1g$ 垂向力工况，螺栓不发生屈服及转向节与轮毂轴承不发生相对移动。
要求轮毂轴承与转向节之间不发生垂向相对移动，预紧力要求满足：

$$4f \times (F_2 - 0.64Mg/4) \geq Mg \rightarrow F_2 \geq 11\,927.8\text{N}$$

螺栓法兰面处的转向节不出现压溃，螺栓预紧力 F 要求满足：

由力矩平衡可得螺栓的负载 F' ：

$$4F_3 \times L_3 = Mg \times L_1 + 0.6 \times Mg \times L_2 = 6\,684.6\text{N}$$

$$4F_4 = 0.6Mg \rightarrow F_4 = 801.1\text{N}$$

$$F' = F_3 + F_4 = 7\,485.7\text{N}$$

螺栓可以承受的最大法兰面压

强为： $242.66 \times 300 = 71\,461.1\text{N}$
考虑扭转切应力， $M12 \times 1.25$ -
10.9 螺栓最大允许轴向力：
 $F_a = 68\,025.8\text{N}$
 $F + 0.2F' \leq F_a \rightarrow F \leq 66\,528.4\text{N}$
由以上分析，螺栓的夹紧力需满足： $33\,380.3\text{N} \leq F \leq 66\,528.4\text{N}$
根据公式：

$$T = F \times [\mu_{\text{tot}} \times (0.577d_2 + 0.5D_b) + P/2\pi]$$

当摩擦系数为 0.1 时：当轴力为 $66\,528.4\text{N}$ 时，摩擦力矩为 $117.4\text{N}\cdot\text{m}$ 。
当摩擦系数为 0.16 时：当轴力为 $33\,380.3\text{N}$ 时，摩擦力矩达到 $90.3\text{N}\cdot\text{m}$ 。

因此，螺栓的力矩可以设置在 $90.3\text{N}\cdot\text{m} \leq M \leq 117.4\text{N}\cdot\text{m}$ 。

考虑实际螺栓力矩复检范围及产品力矩要求，最终确定将螺栓的力矩设置为 $(105 \pm 10)\text{N}\cdot\text{m}$ 。经过试验验证，产品复检力矩合格。

结语

本文提供了一种螺栓力矩衰减的处理方法。螺栓力矩的衰减不仅与连接面几何公差、被连接的强度及个数有关，还与拧紧设备工艺参数有关。拧紧力矩的公差设置要遵守设备工艺能力要求，也要遵守实际连接中复检力矩的变化范围及保证产品性能。而设置合理力矩是复检力矩合格的前提。 **AUTO1950**

2016年1~8月国内六大地区客车销售情况简析

据中国汽车工业协会对商用车（客车部分）生产企业报送的数据统计分析，2016年1~8月，在国内六大地区中，与上年同期相比，中南和西南地区销量呈小幅增长，其

他地区有所下降。
1~8月，中南地区销售4.86万辆，同比增长0.49%；西南地区销售2.69万辆，同比增长4.82%；华东地区销售9.73万辆，同比下降

4.62%；华北地区销售3.53万辆，同比下降15.28%；东北地区销售2.02万辆，同比下降28.84%；西北地区销售1.41万辆，同比下降16.94%。