

偏心螺栓异常转动失效分析

柯胜蓝 张少甫 张晓俊

(上汽大众汽车有限公司,上海 201805)

摘要: 整车滥用路试试验后,偏心螺栓(连接弹簧摆臂和副车架)出现转动的主要原因为螺栓法兰面内凸,法兰面摩擦不均匀,摩擦因数不符合标准(标准值:0.08~0.16,实测值:头部摩擦因数为0.25~0.27,总的摩擦因数为0.18~0.20)。法兰摩擦面为线接触,相比于面接触,线接触螺栓的防松和防转动性能较差。通过降低螺栓六角连接处台阶高度(由3.2~3.25 mm降低至3.1~3.15 mm)、增大垫片铆接前的孔径(由13.85~13.9 mm增大至14.3~14.35 mm)、将铆接前的垫片做成反角度(0.5°~1°)进行优化,结果表明,以上措施提升了螺栓法兰面的平面度和摩擦面的均匀性,优化后的螺栓摩擦因数合格,整车滥用路试试验后未出现异常转动失效。

关键词: 偏心螺栓 摩擦因数 异常转动

中图分类号:U466

文献标志码:B

DOI: 10.19710/J.cnki.1003-8817.20230029

Failure Analysis of Eccentric Bolt with Abnormal Rotation

Ke Shenglan, Zhang Shaofu, Zhang Xiaojun

(Saic Volkswagen Co., Ltd., Shanghai 201805)

Abstract: After the vehicle abuse road test, the eccentric bolt connecting spring swing arm and subframe rotates mainly because the flange surface of the bolt is convex, the friction on the flange surface is uneven, and the friction coefficient does not meet the standard requirements (standard value: 0.08~0.16, measured value: head friction coefficient is 0.25~0.27, and the total friction coefficient is 0.18~0.20). The friction surface of flange is line contact. Compared with the surface contact, this kind of bolt has poor anti-loose and anti-rotation performance. Improve the flatness of the bolt flange surface and the uniformity of the friction surface by the following measures: reducing the step height at the hexagon connection of bolts (from 3.2~3.25 mm to 3.1~3.15 mm), increasing the hole diameter of gasket before riveting (from 13.85~13.9 mm to 14.3~14.35 mm) and making the gasket into an opposite angle before riveting (0.5°~1°). The friction coefficient of optimized bolt is qualified, and there is no abnormal rotation failure after the vehicle abuse road test.

Key words: Eccentric bolt, Friction coefficient, Abnormal rotation

1 前言

紧固件连接是汽车零部件的重要连接方式,相比于焊接和胶接,其因可靠性高、可拆卸的优点被广泛应用在汽车零部件装配中。常见紧固件类型有螺栓、自攻螺钉、螺母、铆钉、双头螺栓。受实际生产过程中各种异常因素的影响,紧固件会出现断裂^[1-2]、滑牙^[3-4]、松动^[5-6]、无法有效拧

紧^[7]等失效。

汽车偏心螺栓将汽车弹簧摆臂拧紧在螺母上从而固定在副车架上,偏心螺栓的转动会带动弹簧摆臂一起移动,弹簧摆臂的移动会导致车轮倾角变化。因此,汽车偏心螺栓的作用是调节车轮倾角的大小,偏心螺栓在汽车行驶过程中不允许出现转动和窜动。目前关于汽车偏心螺栓的失效原理研究较少,王韶普等^[8]研究了汽车偏心螺栓的

作者简介:柯胜蓝(1975—),男,硕士学位,研究方向为汽车材料质量控制及管理。

参考文献引用格式:

柯胜蓝,张少甫,张晓俊. 偏心螺栓异常转动失效分析[J]. 汽车工艺与材料, 2024(1): 50-54.

KE S L, ZHANG S F, ZHANG X J. Failure Analysis of Eccentric Bolt with Abnormal Rotation[J]. Automobile Technology & Material, 2024(1): 50-54.

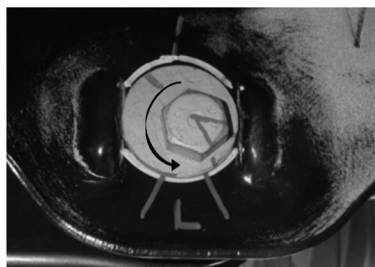
滑牙失效,朱凌静^[9]研究了偏心螺栓的断裂失效。详细研究偏心螺栓转动的原因,并提出优化方案,最终通过功能性试验验证优化措施有效。

2 问题描述

某车型经过整车滥用路试试验后,后桥前束调节螺栓螺母出现连接副异常转动。路试试验时连接副螺栓螺母的转动方向如图1所示。连接副的螺母出现了顺时针方向转动,如图1a所示;螺栓出现逆时针方向转动,如图1b所示。由于螺栓螺母的转动观察方向相反,因此螺栓螺母连接副整体是沿同一方向转动的。



(a)螺母转动方向



(b)螺栓转动方向

图1 连接副螺栓螺母的转动方向

3 测试分析

3.1 自锁螺母的摩擦系数和自锁特性测试

连接副的螺母为自锁螺母,如图2所示,通过在普通螺母上部嵌入尼龙从而实现螺母的自锁。螺母的表面处理为锌铝涂覆并做润滑,总摩擦因数控制范围为0.10~0.16。

采用SCHATZ摩擦因数机,按照标准ISO 2320: 2015 Fasteners-Prevailing torque steel nuts-Functional properties对同批次自锁螺母的摩擦因数和自锁特性进行测试,测试结果如表1所示,其中拧入扭矩为5.5~6.5 N·m,符合<10.5 N·m的标准要求;第1次松脱扭矩为6.1~7.5 N·m,符合>3.1 N·m

的标准要求;第3次松脱扭矩为5.3~6.5 N·m,符合>2.1 N·m的标准要求;总摩擦因数的测试方法为ISO 16047: 2005 Fasteners-Torque/clamp force testing,实测值为0.122~0.132,符合标准值0.10~0.16的要求。

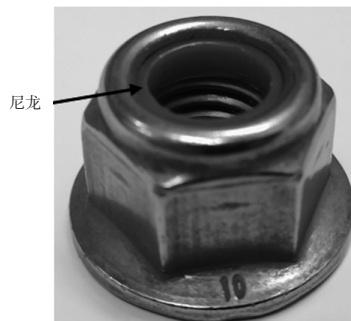


图2 自锁螺母

表1 自锁螺母拧入扭矩和总摩擦因数测试结果

测试项	标准值	实测值	评价
拧入扭矩/N·m	< 10.5	5.5~6.5	合格
第1次松脱扭矩/N·m	> 3.1	6.1~7.5	合格
第3次松脱扭矩/N·m	> 2.1	5.3~6.5	合格
总摩擦因数	0.10~0.16	0.122~0.132	合格

3.2 失效件自锁螺母的硬度和金相测试

该自锁螺母的等级为10级,参照标准ISO 898-2: 2022 Fasteners-Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel-Part 2: Nuts with specified property classes,对失效件自锁螺母的硬度和金相测试。采用Wilson UH750型万能硬度机进行硬度测试,测试结果如表2所示,实测数值为312~321 HV10,满足标准值295~353 HV10的要求。

表2 失效件自锁螺母硬度测试结果

位置	标准值	实测值	评价
1		312	
2	295~353	321	合格
3		318	

采用Axiovert 200MAT型显微镜对失效件进行金相检验,结果显示失效螺栓的主要组织为回火索氏体,组织正常,金相如图3所示。

3.3 失效件偏心螺栓的硬度和金相测试

该偏心螺栓的等级为10.9级,参照标准ISO

898- 1: 2013(en) Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel — Part 1: Bolts, screws and studs with specified property classes — Coarse thread and fine pitch thread,对失效件自锁螺母进行硬度和金相测试。采用 Wilson UH750 型万能硬度机进行硬度测试,测试结果如表 3 所示,实测数值为 361 ~ 368 HV10,满足标准值 320 ~ 370 HV10 的要求。

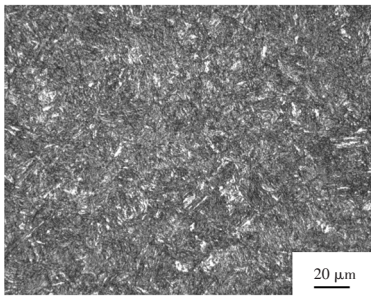


图 3 失效件自锁螺母金相图

表 3 失效件偏心螺栓硬度测试		HV10
位置	标准值	实测值
1		361
2	320 ~ 370	364
3		368

采用 Axiovert 200MAT 型显微镜对失效件进行金相检验,检验的结果显示失效螺栓的主要组织为回火索氏体,组织正常,金相如图 4 所示。

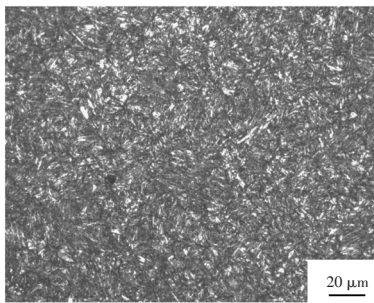


图 4 失效件偏心螺栓金相图

3.4 偏心螺栓摩擦因数测试

对同批次螺栓的失效件进行摩擦因数测试,采用 SCHATZ 摩擦因数机,参考标准为 ISO 16047: 2005 Fasteners—Torque/clamp force testing,测试结果如表 4 所示,其中螺纹摩擦因数为 0.11 ~ 0.12,符合标准值 0.08 ~ 0.16 的要求。头部摩擦因数为 0.25 ~ 0.27,总摩擦因数为 0.18 ~ 0.20,超出标准要

求的 0.08 ~ 0.16 摩擦因数范围。

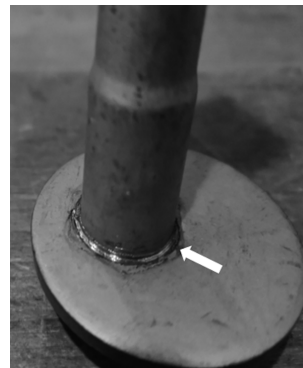
表 4 偏心螺栓摩擦因数测试结果

标准值	实测值			评价
	头部摩擦因数	螺纹摩擦因数	总的摩擦因数	
0.08 ~ 0.16	0.25 ~ 0.27	0.11 ~ 0.12	0.18 ~ 0.20	不合格

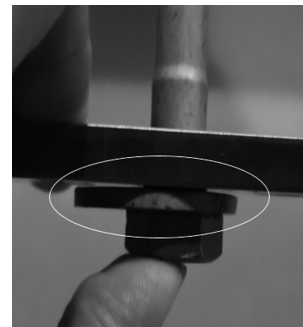
摩擦因数测试后,螺栓头部法兰面仅摩擦到了根部。公式(1)为头部摩擦因数 μ_b 计算公式,当头部摩擦力矩 T_b 和夹紧力 F 不变时,摩擦半径 D_b 越小,头部摩擦因数则越大。因为该螺栓头部仅摩擦到了根部,摩擦半径较小,导致头部摩擦偏大。

$$\mu_b = \frac{T_b}{0.5D_b F} \quad (1)$$

法兰面平整度状态如图 5 所示,螺栓的法兰面内凸较严重,摩擦过程中仅摩擦到螺杆根部。当拧紧后的螺栓仅螺杆根部与被连接件接触,法兰面由面接触变为线接触,螺栓的防松和防转动性能下降。



(a)摩擦因数测试后法兰面摩擦情况



(b)法兰面平整度状态

图 5 偏心螺栓法兰状态

4 螺栓的优化措施

针对偏心螺栓法兰面内凸严重的问题,从以下几方面进行优化。

4.1 减小六角连接处台阶高度

如图6所示,将六角连接处台阶高度从3.2~3.25 mm降低至3.1~3.15 mm,降低螺栓和垫片组合后根部的高度,有利于扩大法兰螺栓拧紧时的摩擦面。

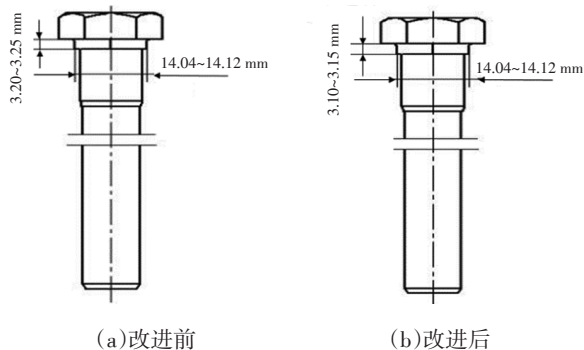


图6 偏心螺栓六角连接处台阶高度优化尺寸

4.2 垫片初始平面度和孔径优化

如图7所示,将垫片孔径由13.85~13.9 mm增大至14.3~14.35 mm,螺栓与垫片的配合方式从过盈配合变成间隙配合,避免螺栓根部因材料较多导致突起,进而减小摩擦面积。

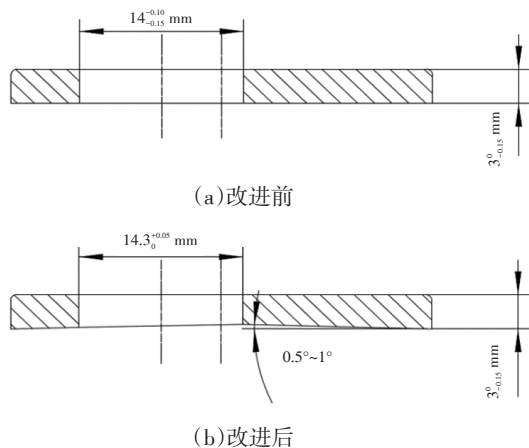


图7 偏心螺栓法兰孔径和平面度优化方案

将垫片从平面优化成反角度0.5°~1°,保证了垫片铆接后不会凸起,将摩擦面线接触转化为面接触。

5 优化后的测试

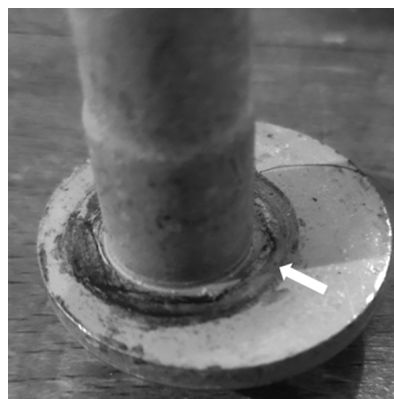
5.1 螺栓摩擦因数测试

优化后的螺栓摩擦因数测试结果如表5所示,其中头部摩擦因数为0.095~0.101,螺纹摩擦因数为0.107~0.118,总的摩擦因数为0.102~0.108,满足标准值0.08~0.16的要求。

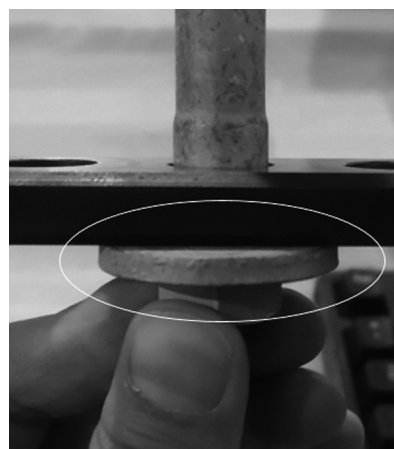
表5 优化后的偏心螺栓摩擦因数测试结果

标准值	实测值			评价
	头部摩擦因数	螺纹摩擦因数	总的摩擦因数	
0.08~0.16	0.095~0.101	0.107~0.118	0.102~0.108	合格

优化后经过摩擦因数测试的法兰面摩擦情况如图8a所示,头下摩擦面摩擦较均匀,摩擦面由线接触变为面接触,摩擦面的面积较优化前明显增加。法兰面平整度状态如图8b所示,螺栓法兰面平整,无肉眼可观的内凸,法兰面平整有利于提升连接副的防松动和防转动性能。



(a)摩擦因数测试后法兰面摩擦情况



(b)法兰面平整度状态

图8 偏心螺栓法兰状态

5.2 路试验证

将优化后的螺栓按照扭矩法拧紧在副车架上,重新进行整车滥用路试试验(路试条件和失效件路试条件一致),路试试验后,螺栓未出现转动。测试结果显示螺栓优化方法有效,证明了螺栓的转动是由于偏心螺栓法兰垫片内凸和连接副的防松动能力下降导致的。

6 结论

a. 失效件偏心螺栓硬度和金相满足标准和图纸要求;自锁螺母硬度、金相和扭矩特性满足标准和图纸要求。

b. 整车滥用路试试验后,螺栓出现转动的主要原因是螺栓法兰面内凸、摩擦不均匀及摩擦因数不符合标准要求。法兰摩擦面为线接触,相比于面接触,螺栓的防松和防转动性能较差,螺栓防松和防转动性能下降导致偏心螺栓整车滥用路试试验后出现转动。

c. 通过降低螺栓六角连接处台阶高度、增大垫片铆接前的孔径、将铆接前垫片做成反角度,提升了螺栓法兰面的平面度和法兰面摩擦均匀度,优化后的螺栓摩擦因数合格,整车滥用路试试验后未出现转动。

参考文献:

- [1] 俞雁,宋贞楨,李瑞峰,等. 发动机缸盖螺栓断裂失效分析[J]. 汽车技术, 2010(9): 54-57.
- [2] 师利芳,刘正虎,周林. 车用六角头螺栓断裂原因[J]. 理化检验-物理分册, 2022, 58(5): 26-29.
- [3] 宋心雷,吴兆亮. 某轻型卡车车轮螺栓滑牙分析及改进[J]. 汽车实用技术, 2021, 46(16): 72-74.
- [4] 杭优,苟军强,许伟,等. 总装副车架安装螺栓装配滑牙故障解析[J]. 汽车工艺师, 2019(8): 62-64.
- [5] 王迪,熊万川,周盼泉,等. 某车型悬置支架紧固件松动分析及装配正向设计[J]. 汽车工艺与材料, 2022(10): 12-18.
- [6] 苏战波,谢立峰. 重型汽车螺栓松动成因与防松探讨[J]. 汽车实用技术, 2016(10): 221-222+250.
- [7] 张少甫,鲁家豹,金侠. 精油分离器自攻螺钉无法拧紧到底失效分析[J]. 汽车工艺与材料, 2022(5): 38-42.
- [8] 王韶普,刘国超. 某车型摆臂偏心螺栓总成滑丝问题解析[J]. 中小企业管理与科技(下旬刊), 2016(3): 265-265.
- [9] 朱凌静. 乘用车下摆臂偏心螺栓断裂失效分析[C]// 纪念全国金属制品信息网建网40周年暨2014金属制品行业技术信息交流会论文集, 2014: 270-272.