

# 基于拧紧工艺的发动机曲轴皮带轮螺栓连接优化分析

李标,潘兰涛

(上汽通用五菱汽车股份有限公司,广西柳州 545007)

**摘要:**针对某型号发动机曲轴皮带轮螺栓连接失效问题,从螺栓断口分析其失效机理,并分别对曲轴皮带轮螺栓轴力及监控方式进行理论计算和验证,设计螺栓松动实验—横向振动实验,以验证螺栓在不同夹紧力下松动(轴力衰减)情况,寻求其衰减规律;进行实物装配实验,验证理论计算结果及装配方法,以此优化曲轴皮带轮螺栓拧紧工艺,保证其连接不再发生松动疲劳失效,为后续工艺协同发动机设计提供依据。

**关键词:**发动机;曲轴皮带轮螺栓连接;轴力;拧紧工艺优化

**中图分类号:**TH131 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2021)03-0235-05

## Optimization Analysis for Bolt Connection of Crankshaft Pulley Based on Tightening Processes

LI Biao, PAN Lantao

(SAIC GM Wuling Automobile Co., Ltd., Liuzhou 545007, China)

**Abstract:** To deal with the problem of bolt connection of a certain type of engine crankshaft pulley, the failure mechanism was analyzed from the fracture of the bolt, and the axial force and monitoring manner of the bolt were theoretically calculated and verified. The loose-bolt test, i.e., the transverse vibration experiment, was designed to measure the conditions (axial force attenuation) of the bolt under different clamping forces in search for a law of decay. Further physical assembly experiments were carried out to test the results of theoretical calculation and to demonstrate the assembly methods, so as to optimize the tightening process of the bolt and prevent the fatigue failure of the bolt connection. The methods provide basis for subsequent processes and engine designs.

**Keywords:** engine; bolt connection of crankshaft pulley; axial force; optimization of tightening process

### 0 引言

曲轴皮带轮螺栓是发动机五大关键螺栓之一,是曲轴、皮带轮的关键连接,承载着发动机动力传递。在实际工况下,曲轴皮带轮螺栓受力情况复杂,从而在其使用过程中常出现由于结构设计不合理或由于拧紧装配方式不正确而导致连接失效断裂等问题,严重时会导致发动机发生故障甚至报废。因此,开展发动机曲轴皮带轮螺栓拧紧工艺研究对发动机使用的稳定性和可靠性至关重要。

由于发动机工况比较复杂,所以发动机大部分螺栓拧紧工艺都采用了转矩转角法以此获取更稳定的夹紧力。对于转矩转角法,有不少学者作了多方面的研究。汤春球等<sup>[1]</sup>通过路试验证了转矩转角法的优势,结果显示转矩转角法得到的预紧力较高,且在路试过程中预紧力衰减较少。聂晓东等<sup>[2]</sup>在星形拧紧工艺、分块拧紧工艺上作了研究,也达到了较好的螺栓预紧效果。孙贵青等<sup>[3]</sup>以发动机低压涡轮盘轴的关键连接为对象,将传统的转矩法和先进的转角法相结合,监测调整螺母的转动角度,保证了预紧力的准确控制和连接刚度的均匀一致。在发动机螺栓所受复杂载荷方面,解慧、刘文光、惠焯、王传华等<sup>[4-7]</sup>研究了螺栓松动受预紧力及外力载荷的影响规律。

在此基础上,本文以某型号发动机曲轴皮带轮螺栓失效断裂作螺栓断口分析,对曲轴皮带轮螺栓轴力及监控方

式进行理论计算和验证,并设定横向振动试验验证螺栓在不同夹紧力下松动(轴力衰减)情况,寻求其衰减规律,同时做实物装配试验,验证理论计算结果及装配方法,以此优化曲轴皮带轮螺栓拧紧工艺。

### 1 曲轴皮带轮螺栓断裂分析

图1为螺栓断口电镜分析图;图2为腐蚀后螺栓牙边缘金相组织图;表1为螺栓硬度检测数据。

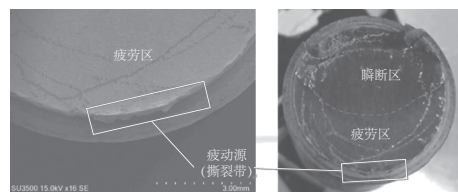


图1 螺栓断口电镜分析

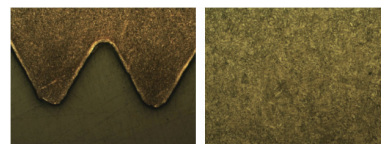


图2 螺栓牙边缘金相组织(腐蚀后)50X  
螺栓中心金相组织(腐蚀后)400X

第一作者简介:李标(1989—),男,广西博白人,硕士研究生,研究方向为机电一体化。

表1 螺栓洛氏硬度 HRC 检测数据

| NO.1 | NO.2 | NO.3 | 均值   | 技术要求  | 结论 |
|------|------|------|------|-------|----|
| 38.8 | 38.9 | 38.6 | 38.6 | 32~39 | 合格 |

由图1可知,曲轴皮带轮螺栓受异常外力局部撕裂形成裂纹源,继而发生疲劳断裂。由图2可知,螺栓的螺牙未发现脱碳,螺栓中心组织为回火索氏体,螺栓的金相组织合格。由表1可知,螺栓硬度检测合格。由以上可判断螺栓受到异常外力作用致使螺栓产生裂纹源,继而发生疲劳断裂,故针对曲轴皮带轮螺栓松动故障作拧紧工艺分析。

## 2 螺栓轴力及拧紧转角理论计算

故障曲轴皮带轮螺栓拧紧工艺为扭力+转角,实际装配工艺为  $100\text{ N}\cdot\text{m}+70^\circ$ 。基于此对螺栓轴力及拧紧转角进行理论计算。

### 2.1 屈服点的轴力

$$F_{fy} = \frac{\sigma_y A_s}{\sqrt{1+3\left[\frac{2}{d_0}\left(\frac{p}{\pi}+\mu_s d_2 \sec\alpha'\right)\right]^2}} \quad (1)$$

式中: $F_{fy}$ 为夹紧力; $\sigma_y$ 为屈服强度; $A_s$ 为螺纹的应力截面积; $d_0$ 为螺纹的公称应力截面积等效直径; $p$ 为螺距; $d_2$ 为螺纹中径; $\mu_s$ 为摩擦系数; $\alpha'$ 为螺纹牙侧角。

将实测屈服强度结果:1 150~1 178 MPa,摩擦系数实测平均值 0.139,螺栓规格 M14×1.5-6h 代入公式(1),可得到屈服点的轴力为  $F_{fy}$  为 125~144 kN,符合  $\geq 110\text{ kN}$  的设计需求。

### 2.2 转角计算

$$\theta_{fy} = \left(F_{fy} - \frac{T_{fs}}{k_m d}\right) \cdot (\delta_b + \delta_c) \cdot \frac{360}{p} \quad (2)$$

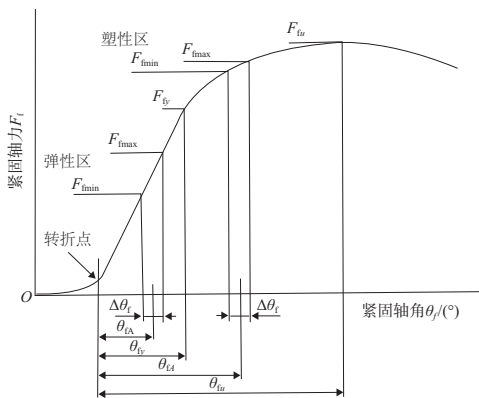


图3 轴力与转角曲线图

其中: $\theta_{fa}$ 为紧固转角; $\theta_{fy}$ 为屈服点紧固转角; $\theta_{tu}$ 为最大紧固转角; $F_{fy}$ 为目标紧固轴力; $T_{fs}$ 为初始转矩; $k_m$ 为平均转矩系数; $\delta_b$ 为螺栓变形系数(柔度); $\delta_c$ 为配件变形系数(柔度); $p$ 为螺距; $d$ 为公称直径。

已知  $F_{fy} = 110\text{ kN}$ ,初始转矩  $T_{fs} = 100\text{ N}\cdot\text{m}$ ,螺距  $p = 1.5$ 。

1)由摩擦系数 0.10~0.16 计算得知转矩系数为 0.174~

0.268, $k_m = 0.222$ 。

2)根据提供的螺栓连接方式,计算得

$\delta_b = 2.6 \times 10^{-3}\text{ mm/N}$ , $\delta_c = 1.5 \times 10^{-4}\text{ mm/N}$ 。

根据式(2)计算得  $\theta_{fa} = 90^\circ$ ,即转矩+转角装配方法为  $100\text{ N}\cdot\text{m}+90^\circ$ 。

相应监控窗口为:290~500 N·m(屈服强度按照 1 100~1 200 MPa 计算)。

## 3 螺栓松动实验验证

曲轴皮带轮螺栓连接为刚性连接,一般情况下,其静态扭力及轴力衰减较小,但由于曲轴皮带轮螺栓工况复杂,实际轴力衰减可能会较大,若拧紧工艺不合理会导致连接失效断裂等问题,故设计螺栓横向振动实验(横向振动加速轴力衰减),验证螺栓在不同夹紧力下松动(轴力衰减)情况,寻求其衰减规律以及实物装配实验,验证理论计算结果及装配方法。图4及表2为实验过程曲轴皮带轮螺栓装配示意图及相关参数名称。

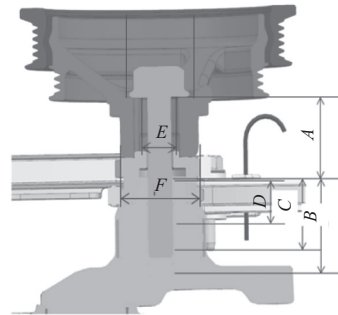


图4 曲轴皮带轮螺栓连接示意图

表2 轴皮带轮螺栓装配相关参数

| 代号 | A    | B  | C  | D     | E    | F        |
|----|------|----|----|-------|------|----------|
| 名称 | 夹紧长度 | 钻深 | 攻深 | 台阶孔深度 | 通孔直径 | 连接区域最大直径 |

### 3.1 横向振动实验

目的:通过横向振动实验加速轴力衰减,验证螺栓在不同夹紧力下松动(轴力衰减)情况,寻求其衰减规律。

方案:按照标准《GB/T 10431—2008 紧固件横向振动试验方法》分别在夹紧力 90 kN、110 kN、130 kN 下进行横向振动试验,各取 10 件样品。

试验条件:横向震动试验机,自由状态下振幅  $\pm 1\text{ mm}$ ,频率 12.5 Hz,循环周期 3 000 次。

结果输出:螺栓轴力衰减与振动周期的关系。

### 3.2 实物装配实验

目的:验证理论计算结果及装配方法。

方案:在实际对手件上进行拧紧试验,检测按理论计算的装配方法拧紧后初始轴力是否符合计算要求。

试验条件:轴力试验机,实物状态拧紧。

结果输出:拧紧后的转矩、夹紧力、角度及相关曲线。

### 3.3 测试结果与分析

#### a) 横向振动实验结果及分析

##### 1) 初始轴力 90 kN

振动周期:100次,12.5次/s,即 $100/12.5=8s$ ,其他类推。轴力衰减与振动周期关系如表3-表4所示,轴力与振动周期曲线如图5所示(本刊黑白印刷,相关疑问咨询作者)。

表3 初始轴力 90 kN 下轴力衰减与振动周期(100次、200次)关系

| 序号 | 初始轴力/kN | 周期 100 次 |       | 周期 200 次 |       |
|----|---------|----------|-------|----------|-------|
|    |         | 衰减后轴力/kN | 衰减率/% | 衰减后轴力/kN | 衰减率/% |
| 1  | 90.87   | 86.71    | 4.57  | 85.42    | 6.00  |
| 2  | 91.05   | 86.47    | 5.04  | 84.94    | 6.71  |
| 3  | 91.14   | 88.40    | 3.01  | 87.28    | 4.23  |
| 4  | 91.09   | 88.92    | 2.38  | 88.27    | 3.09  |
| 5  | 91.33   | 89.15    | 2.39  | 88.61    | 2.98  |
| 6  | 91.27   | 89.02    | 2.47  | 88.23    | 3.33  |
| 7  | 91.07   | 81.47    | 10.54 | 79.58    | 12.62 |
| 8  | 90.89   | 81.04    | 10.84 | 80.17    | 11.79 |
| 9  | 91.03   | 88.36    | 2.93  | 87.21    | 4.20  |
| 10 | 91.00   | 86.46    | 5.00  | 84.90    | 6.70  |

表4 初始轴力 90 kN 下轴力衰减与振动周期(500次、1500次)关系

| 序号 | 初始轴力/kN | 周期 500 次 |       | 周期 1 500 次 |       |
|----|---------|----------|-------|------------|-------|
|    |         | 衰减后轴力/kN | 衰减率/% | 衰减后轴力/kN   | 衰减率/% |
| 1  | 90.87   | 81.42    | 10.39 | 73.29      | 19.35 |
| 2  | 91.05   | 80.61    | 11.47 | 68.48      | 24.80 |
| 3  | 91.14   | 84.69    | 7.07  | 80.60      | 11.57 |
| 4  | 91.09   | 86.71    | 4.81  | 83.99      | 7.80  |
| 5  | 91.33   | 87.36    | 4.35  | 84.73      | 7.23  |
| 6  | 91.27   | 86.00    | 5.78  | 78.93      | 13.52 |
| 7  | 91.07   | 74.51    | 18.19 | 59.89      | 34.24 |
| 8  | 90.89   | 77.99    | 14.20 | 72.98      | 19.71 |
| 9  | 91.03   | 83.39    | 8.39  | 68.95      | 24.26 |
| 10 | 91.00   | 80.70    | 11.33 | 66.94      | 26.45 |

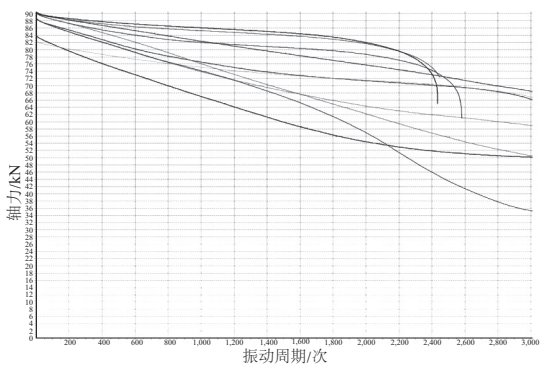


图5 初始轴力 90 kN 下轴力与振动周期曲线图

##### 2) 初始轴力 110 kN

轴力衰减与振动周期关系如表5-表6所示,轴力与振动周期曲线如图6所示。

表5 初始轴力 110 kN 下轴力衰减与振动周期(100次、200次)关系

| 序号 | 初始轴力/kN | 周期 100 次 |       | 周期 200 次 |       |
|----|---------|----------|-------|----------|-------|
|    |         | 衰减后轴力/kN | 衰减率/% | 衰减后轴力/kN | 衰减率/% |
| 1  | 111.48  | 106.40   | 4.56  | 105.54   | 5.33  |
| 2  | 111.11  | 106.24   | 4.38  | 105.67   | 4.89  |
| 3  | 111.48  | 107.71   | 3.38  | 106.70   | 4.28  |
| 4  | 111.18  | 107.12   | 3.65  | 106.60   | 4.12  |
| 5  | 111.23  | 106.50   | 4.25  | 105.96   | 4.74  |
| 6  | 111.29  | 106.18   | 4.60  | 105.62   | 5.10  |
| 7  | 111.38  | 106.94   | 3.99  | 106.44   | 4.43  |
| 8  | 111.36  | 106.38   | 4.48  | 105.20   | 5.53  |
| 9  | 111.21  | 106.99   | 3.80  | 106.36   | 4.36  |
| 10 | 111.06  | 106.07   | 4.49  | 105.39   | 5.10  |

表6 初始轴力 110 kN 下轴力衰减与振动周期(500次、1500次)关系

| 序号 | 初始轴力/kN | 周期 500 次 |       | 周期 1 500 次 |       |
|----|---------|----------|-------|------------|-------|
|    |         | 衰减后轴力/kN | 衰减率/% | 衰减后轴力/kN   | 衰减率/% |
| 1  | 111.48  | 103.21   | 7.42  | 99.29      | 10.94 |
| 2  | 111.11  | 104.37   | 6.07  | 100.43     | 9.61  |
| 3  | 111.48  | 103.74   | 6.94  | 92.79      | 16.76 |
| 4  | 111.18  | 105.51   | 5.10  | 100.90     | 9.24  |
| 5  | 111.23  | 104.88   | 5.71  | 99.82      | 10.26 |
| 6  | 111.29  | 104.40   | 6.19  | 99.98      | 10.17 |
| 7  | 111.38  | 105.38   | 5.39  | 100.86     | 9.44  |
| 8  | 111.36  | 101.97   | 8.43  | 92.09      | 17.30 |
| 9  | 111.21  | 105.34   | 5.28  | 102.85     | 7.51  |
| 10 | 111.06  | 103.80   | 6.54  | 98.84      | 11.00 |

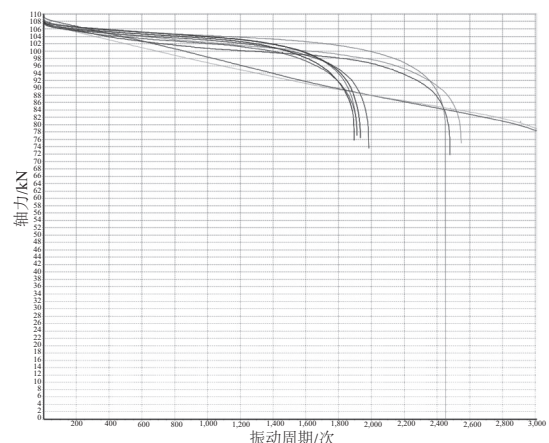


图6 初始轴力 110 kN 下轴力与振动周期曲线图

3)初始轴力 130 kN

轴力衰减与振动周期关系如表 7-表 8 所示,轴力与振动周期曲线如图 7 所示。

表 7 初始轴力 130 kN 下轴力衰减与振动周期(100 次、200 次)关系

| 序号 | 初始轴力/<br>kN | 周期 100 次     |       | 周期 200 次     |       |
|----|-------------|--------------|-------|--------------|-------|
|    |             | 衰减后<br>轴力/kN | 衰减率/% | 衰减后<br>轴力/kN | 衰减率/% |
| 1  | 130.84      | 118.61       | 9.35  | 117.99       | 9.82  |
| 2  | 130.77      | 118.42       | 9.44  | 117.76       | 9.95  |
| 3  | 130.45      | 118.58       | 9.10  | 117.89       | 9.63  |
| 4  | 130.56      | 119.52       | 8.46  | 118.90       | 8.93  |
| 5  | 130.49      | 118.15       | 9.45  | 117.63       | 9.85  |
| 6  | 130.35      | 118.74       | 8.90  | 118.19       | 9.33  |
| 7  | 130.30      | 118.74       | 8.88  | 118.14       | 9.33  |
| 8  | 130.43      | 118.77       | 8.94  | 117.70       | 9.76  |
| 9  | 130.19      | 118.85       | 8.71  | 118.33       | 9.11  |
| 10 | 130.19      | 117.32       | 9.89  | 116.71       | 10.36 |

表 8 初始轴力 130 kN 下轴力衰减与振动周期(500 次、1 500 次)关系

| 序号 | 初始轴力/<br>kN | 周期 500 次     |       | 周期 1 500 次   |       |
|----|-------------|--------------|-------|--------------|-------|
|    |             | 衰减后<br>轴力/kN | 衰减率/% | 衰减后<br>轴力/kN | 衰减率/% |
| 1  | 130.84      | 116.73       | 10.79 | 91.97        | 29.71 |
| 2  | 130.77      | 116.51       | 10.90 | 96.52        | 26.19 |
| 3  | 130.45      | 116.67       | 10.57 | 95.09        | 27.10 |
| 4  | 130.56      | 117.75       | 9.81  | 102.33       | 21.62 |
| 5  | 130.49      | 116.52       | 10.70 | 106.03       | 18.74 |
| 6  | 130.35      | 116.98       | 10.25 | 101.67       | 22.00 |
| 7  | 130.30      | 117.00       | 10.21 | 106.48       | 18.28 |
| 8  | 130.43      | 114.83       | 11.96 | 104.76       | 19.68 |
| 9  | 130.19      | 117.18       | 9.99  | 104.16       | 19.99 |
| 10 | 130.19      | 115.35       | 11.40 | —            | —     |

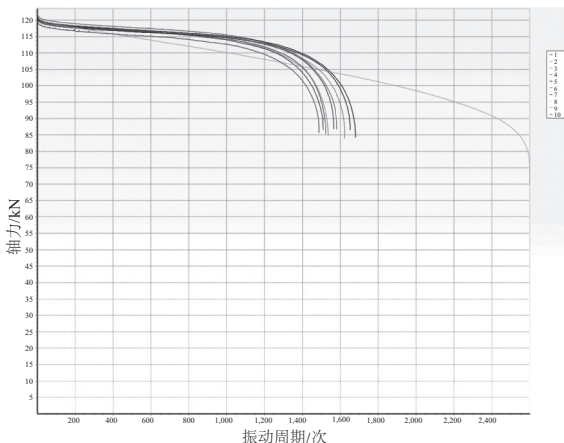


图 7 初始轴力 130 kN 下轴力与振动周期曲线图

根据以上横向振动实验数据可知:

- 1)初始轴力与残余轴力呈正比关系;
- 2)在受切向载荷情况下,无法完全避免松动,从目前实验数据来看,没有准确得到衰减规律。

b)实物装配实验结果及分析

图 8 为转矩-角度-轴力关系图,表 9-表 10 为实验数据。

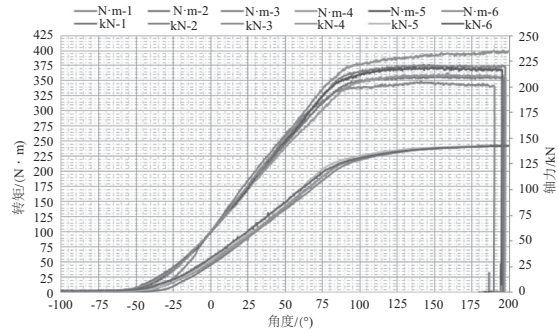


图 8 转矩-角度-轴力关系图

表 9 转矩与轴力关系表(拧紧工艺:100 N·m+70°)

| 项目           | NO.1  | NO.2  | NO.3  | NO.4  | NO.5  | NO.6  | MAX   | MIN   | 均值    |
|--------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 转矩/<br>(N·m) | 307.7 | 301.5 | 310.6 | 290.4 | 310.1 | 322.2 | 322.2 | 290.4 | 307.1 |
| 轴力/kN        | 107.5 | 103.3 | 107.4 | 106.8 | 113.9 | 110.8 | 113.9 | 103.3 | 108.3 |

表 10 转矩与轴力关系表(拧紧工艺:100 N·m+90°)

| 项目           | NO.1  | NO.2  | NO.3  | NO.4  | NO.5  | NO.6  | MAX   | MIN   | 均值    |
|--------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 转矩/<br>(N·m) | 336.5 | 341.9 | 358.9 | 337.6 | 351.9 | 368.9 | 368.9 | 336.5 | 349.3 |
| 轴力/kN        | 126.2 | 123.9 | 127.2 | 126.8 | 129.6 | 127.4 | 129.6 | 123.9 | 126.8 |

由实验结果可知:

- 1)按 100 N·m + 70° 拧紧后,螺栓轴力均值为 108.3 kN,不满足  $\geq 110$  kN 的要求;
- 2)按 100 N·m + 90° 拧紧后,螺栓轴力均值为 126.8 kN,满足  $\geq 110$  kN 的要求。

根据横向振动实验,初始轴力与残余轴力呈正比关系,在受切向载荷情况下,无法完全避免松动。从实验数据可知,没有准确得到衰减规律。在此基础上,再根据实物装配试验,得出转矩-轴力-转角的关系,曲轴皮带轮螺栓最后拧紧工艺优化为转矩转角 100 N·m+90°。

## 4 结语

针对发动机曲轴皮带轮螺栓连接失效问题,从螺栓断口分析其失效机理,并对拧紧工艺的曲轴皮带轮螺栓连接优化分析。通过对曲轴皮带轮螺栓轴力及监控方式进行理论计算和验证,设计了横向振动实验和实物装配实验。横向振动实验得出初始轴力与残余轴力呈正比关系,但无法准确得到轴力衰减规律,进而从实物装配实验中寻求转矩-轴力-转角的关系,以此优化最终的拧紧工艺,保证其连接不再发生松动疲劳失效。后续将进一步增加螺栓涂

胶设计,重新验证横向振动实验,对比衰减率,以此获取更准确优化的拧紧工艺和螺栓设计,为后续工艺协同发动机设计提供参考依据。

#### 参考文献:

- [1] 汤春球,张继伟,莫易敏,等. 扭矩转角法工艺与检测方法[J]. 机械设计与研究,2018,34(6):103-108.
- [2] 聂晓东,胡军,李旋旋,等. 拧紧工艺对螺栓预紧力影响的实验研究[J]. 中国工程机械学报,2019,17(1):75-78.
- [3] 孙贵青,赵哲,杨法立,等. 某发动机盘轴扭矩-转角连接法应用试验[J]. 航空制造技术,2019,62(9):76-79,93.
- [4] 解慧,王峰会,张凯,等. 振动状态下螺栓松动行为及原因分

析[J]. 现代机械,2017(3):44-47.

- [5] 刘文光,林炜彦,贺红林. 预紧力对紧螺栓连接板位移载荷响应的影 响[J]. 润滑与密封,2018,43(3):75-80,108.
- [6] 惠焯,黄玉美,李艳. 切向载荷下螺栓结合部静特性分析及试验[J]. 中国机械工程,2015,26(7):892-898.
- [7] 王传华,王文莉,林清源,等. 基于精确建模的横向振动工况下螺栓松动机理研究[J]. 宇航总体技术,2018,2(4):43-51,64.

收稿日期:2020-05-29

#### (上接第 215 页)

点几乎沿空间最短直线运动,其控制效率已经远大于机器人自带控制系统。可以认定,该革新控制系统对六轴机器人的自主控制有积极意义,且在未来高精度遥控操作、星际远程作业的全自主程控作业等应用场景,该控制算法有技术推广的必要性。

#### 参考文献:

- [1] 李伯基. 基于八轴六联动控制复合机器人的技术集成及应用研究[J]. 机电工程技术,2020,49(8):181-183.
- [2] 陈阳,刘振国,金武飞,等. 六轴工业机器人自动回初始位的控制算法研究[J]. 制造业自动化,2020,42(6):57-60.
- [3] 郭跃飞. 基于视觉识别的机器人自动抓取设备研究[J]. 建材技术与应用,2020(1):36-37.

- [4] 郭如峰,梅雪川,叶敏,等. 超声波焊接机器人在汽车外饰件中的设计与应用[J]. 现代制造技术与装备,2019(12):15-18.
- [5] 张翔,韩建海,李向攀,等. 轴孔装配作业机器人力控制系统设计[J]. 机械设计与制造,2019(12):63-66,70.
- [6] 严均,周焯辉. 六轴工业机器人控制系统的设计与实现[J]. 科技资讯,2019,17(33):78-79,82.
- [7] 郭宏岩. 六轴机器人在汽车头枕生产中的应用及展望[D]. 沈阳:沈阳市科学技术协会,2019.
- [8] 尹春丽,刘波,李颖,等. 一种基于六轴惯导的配电网带电作业机器人遥操作控制系统[J]. 自动化博览,2019(6):54-56.
- [9] 吴旦夫. 六轴机器人与变位机协调控制的方法研究[D]. 合肥:合肥工业大学,2019.

收稿日期:2020-12-09

#### (上接第 234 页)

### 3 结语

本文研制了基于光纤光栅阵列的输电线路温度监测系统,单系统可实现 320 个测点的同时监测。研制的光纤光栅温度传感器灵敏度为 11.2 pm/°C。试验结果表明,该技术可用于输电线路温度的长距离实时在线监测,其性能能够满足电力系统安全运行监测的需求。

#### 参考文献:

- [1] 陈连凯,来文青,沈扬,等. 可扩展式高压输电线路光纤点式传感网络技术研究[J]. 水电能源科学,2013,31(11):216-219.
- [2] 徐云水,沈龙,梁仕斌,等. 基于光纤传感的输电导线温度监测[J]. 云南电力技术,2018,46(4):79-82.
- [3] LU P, BYERLY K, BURIC M, et al. Distributed fiber-optic sensor for real-time monitoring of energized transformer cores[C]// SPIE Defense + Security, Proc SPIE 10194, Micro- and Nanotechnology Sensors, Systems, and Applications IX,

Anaheim, California, USA: 2017, 1019: 101941S.

- [4] LIANG Y, LIU Lidong, HUANG Li, et al. Research on noise reduction method of long distance optical fiber sensor for transmission line on-line monitoring [C]//2017 IEEE Conference on Energy Internet and Energy System Integration (EI2), Beijing, China: IEEE, 2017: 1-5.
- [5] 高明,赵振刚,李英娜,等. 基于光纤传感的输电线路杆塔倾斜监测研究[J]. 电子测量与仪器学报,2018,32(12):51-59.
- [6] 祝视,曾小辉,魏培,等. 分布式光纤传感技术在电力系统中的应用分析[J]. 湖南电力,2019,39(6):1-4.
- [7] 徐涛. 基于分布式光纤振动传感的高压电缆防外破监测预警系统应用[J]. 东北电力技术,2020,41(6):30-33.
- [8] 薛渊泽,王学锋,唐才杰,等. 高温再生光纤光栅温度传感器封装技术[J]. 传感器与微系统,2019,38(5):49-51.
- [9] 任越,张钰民,钟国舜,等. 管式光纤光栅高温传感器封装及温度特性[J]. 激光与红外,2020,50(5):598-601.
- [10] 张佳斌,贺庆,张青超. 光纤光栅传感器阵列在空间温度场测量中的应用[J]. 激光与红外,2020,50(6):724-728.

收稿日期:2020-12-28