

# 六角端面六角头螺栓扭矩系数理论计算

刘盛循<sup>1</sup>, 张大平<sup>2</sup>, 邓小伟<sup>1</sup>, 余征跃<sup>\*1</sup>

(1. 上海交通大学 船舶海洋与建筑工程学院, 上海 200240;

2. 上海华测智科材料技术有限公司, 上海 201114)

**摘要:** 螺栓紧固件在工程中得到广泛应用, 其扭矩系数反映了在拧紧过程中预紧力与扭矩之间的关系. 目前螺栓扭矩系数的研究大多集中于圆环端面螺栓, 对于其他端面类型螺栓的研究相对较少. 通过受力分析, 建立了六角端面六角头螺栓的力学模型. 利用圆环端面扭矩的计算公式, 推导出六角端面六角头螺栓预紧力与扭矩的关系, 并给出扭矩系数的精确计算公式. 然后采用拧紧试验机对不同尺寸螺栓的扭矩系数进行实验测量, 将理论结果与实测结果相比较, 结果表明, 理论结果与实验结果相吻合.

**关键词:** 六角头螺栓; 六角端面六角头螺栓; 理论计算; 扭矩系数

**中图分类号:** TH131.3

**文献标识码:** A

**doi:** 10.7511/dllgxb202003006

## 0 引言

螺栓连接是工程中常用的连接方法, 通过螺栓与螺母的配合将被夹紧件固定可实现紧固效果. 扭矩系数是螺栓连接的重要参数. 对于给定的施加扭矩, 扭矩系数越小, 提供的预紧力越大.

常用螺栓有圆头螺栓与六角头螺栓. 六角头螺栓可分为圆环端面六角头螺栓与六角端面六角头螺栓. 圆环端面六角头螺栓由于其受力面为圆环形, 可按照圆头螺栓的方式进行计算. 螺栓的力学研究始于斜面滑块模型. 该模型由 Junker<sup>[1]</sup> 最早给出. Motosh<sup>[2]</sup> 对 Junker 的模型进行了优化, 给出了较为精确的螺栓预紧力与扭矩之间的关系, 并对螺栓连接的扭矩进行了分类. 濮良贵<sup>[3]</sup> 在国内最早引进了螺栓受力分析的力学模型. Nassar<sup>[4]</sup> 对 Motosh 的模型进行了拓展, 提出了有效接触半径理论. 程强等<sup>[5]</sup> 设计了测定扭矩系数的实验装置. 郑兴等<sup>[6]</sup> 从实验的角度出发, 讨论了不同紧固件的扭矩系数的测定. 贾贤安等<sup>[7]</sup> 研究了高强度螺栓扭矩系数的影响因素. 李涛<sup>[8]</sup> 研究了不同表面情况扭矩系数的选取. 王朋等<sup>[9]</sup> 研究了表面状态对扭矩系数的影响. 因此对于圆

环形接触面的研究已经较为完备. 而对于六角端面六角头螺栓的扭矩系数研究较少.

本文针对六角端面六角头螺栓在拧紧过程中的受力情况, 推导出其扭矩系数的理论计算公式, 并采用拧紧试验机对理论结果进行实验验证.

## 1 六角端面六角头螺栓扭矩系数的理论推导

圆环端面与六角端面的六角头螺栓结构示意图对比如图 1 所示. 其区别在于螺栓头部端面下方是否存在一个圆环形的圆角. 工程中大多数六角头螺栓为圆环端面. 其优点在于可防止较大冲击下的螺栓头部断裂; 对于横向冲击较小的工况, 可选择六角端面的六角头螺栓, 其螺栓加工工艺简单, 成本更低. 下面对六角端面六角头螺栓的扭矩系数进行推导.



图 1 圆环端面与六角端面的六角头螺栓  
Fig. 1 Hexagon head bolts with circular end and hexagon end

收稿日期: 2019-11-25; 修回日期: 2020-01-09.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(11772188); 国家标准计划项目(20180762-T-605).

作者简介: 刘盛循(1995-), 男, 硕士生, E-mail: 13230103053029@sjtu.edu.cn; 余征跃\*(1969-), 男, 高级工程师, 硕士生导师, E-mail: yuzy@sjtu.edu.cn.

### 1.1 螺纹副之间摩擦力矩

对于螺纹副之间的受力分析采用斜面滑块模型<sup>[1]</sup>,如图2所示。

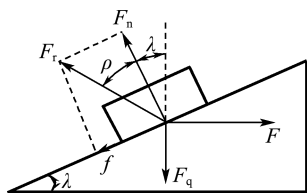


图2 斜面滑块受力模型

Fig. 2 Force model of inclined slide

忽略螺栓自身重力的情况下,滑块受到竖直向下的预紧力  $F_q$ ,沿斜面向下的摩擦力  $f$ ,斜面提供的支持力  $F_n$ ,以及拧紧的水平力  $F$ 。其中斜面的支持力与摩擦力可以合成为新的力  $F_r$ 。 $F_r$  与  $F_n$  形成的夹角满足以下关系<sup>[2]</sup>:

$$\tan \rho = \frac{\mu_1}{\cos \beta} \quad (1)$$

式中: $\rho$ 为螺纹副间当量摩擦角; $\beta$ 为牙侧角,普通公制螺纹通常为  $30^\circ$ ; $\mu_1$ 为螺纹副间摩擦因数。

合成的新  $F_r$  与水平力  $F$ 、预紧力  $F_q$  三者受力平衡,可得到以下关系<sup>[10]</sup>:

$$F = F_q \tan (\lambda + \rho) \quad (2)$$

其中  $\lambda$  为螺纹升角,可由下式计算<sup>[10]</sup>:

$$\tan \lambda = \frac{P}{\pi d_2} \quad (3)$$

式中: $P$ 为螺距; $d_2$ 为螺纹中径。

考虑圆环形状的合力与力矩关系,求得摩擦力矩为<sup>[4]</sup>

$$T_1 = F_q \tan (\lambda + \rho) \frac{1}{3} \left( \frac{d^3 - d_1^3}{d^2 - d_1^2} \right) \quad (4)$$

式中: $d$ 为螺纹大径(公称直径), $d_1$ 为螺纹小径。因此摩擦力矩  $T_1$  与预紧力  $F_q$ 、螺纹升角  $\lambda$ 、螺纹副间当量摩擦角  $\rho$ 、螺纹大径  $d$ 、螺纹小径  $d_1$  有关。

### 1.2 端面与被连接件接触面之间摩擦力矩

六角端面六角头螺栓的接触面如图3所示,其接触面力为

$$f_s = \frac{F}{2\sqrt{3} \left( \frac{d_m}{2} \right)^2 - \pi \left( \frac{d_n}{2} \right)^2} \quad (5)$$

式中: $d_m$ 为接触部分外六边形内接圆的直径; $d_n$ 为接触部分内圆直径。

参考 Nassar 的思想,有时  $d_n \neq d$ ,故将  $d_n$  单独作为一项参数呈列<sup>[4]</sup>。

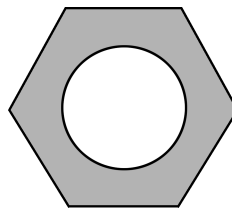


图3 接触面

Fig. 3 Contact surface

整个端面与被连接件接触面之间的摩擦力矩为沿着内径到外径的积分,由于对称性可取  $1/6$  结构进行分析,如图4所示。计算表达式如下:

$$T_2 = 6 \int_{-\pi/6}^{\pi/6} \mu_2 f_s \frac{2\pi}{3} \left[ \left( \frac{d_m}{2 \cos \theta} \right)^3 - \left( \frac{d_n}{2} \right)^3 \right] \frac{d\theta}{2\pi} \quad (6)$$

经化简得

$$T_2 = \mu_2 F_q \frac{(3 \ln 3 + 4) d_m^3 - 2\pi d_n^3}{12\sqrt{3} d_m^2 - 6\pi d_n^2} \quad (7)$$

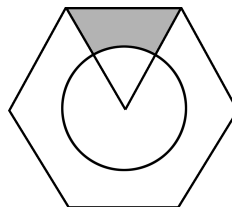


图4 摩擦力矩的计算示意图

Fig. 4 Diagram of friction moment calculation

### 1.3 总扭矩

螺栓总扭矩  $T$  为螺纹副之间摩擦力矩  $T_1$  与端面及被连接件接触面之间摩擦力矩  $T_2$  之和;由扭矩系数的含义,总扭矩亦为预紧力、扭矩系数、公称直径之积,因此存在以下关系:

$$T = T_1 + T_2 = F_q K d \quad (8)$$

六角端面螺栓的扭矩系数为

$$K = \left[ \tan (\lambda + \rho) \frac{1}{3} \left( \frac{d^3 - d_1^3}{d^2 - d_1^2} \right) + \mu_2 \frac{(3 \ln 3 + 4) d_m^3 - 2\pi d_n^3}{12\sqrt{3} d_m^2 - 6\pi d_n^2} \right] / d \quad (9)$$

经化简得

$$K = \left\{ \left[ \left( \frac{P}{\pi d_2} + \frac{\mu_1}{\cos \beta} \right) / \left( 1 - \frac{P}{\pi d_2} \frac{\mu_1}{\cos \beta} \right) \right] \times \frac{1}{3} \left( \frac{d^3 - d_1^3}{d^2 - d_1^2} \right) + \mu_2 \frac{(3 \ln 3 + 4) d_m^3 - 2\pi d_n^3}{12\sqrt{3} d_m^2 - 6\pi d_n^2} \right\} / d \quad (10)$$

## 2 圆环端面与六角端面螺栓扭矩系数对比

选择相同尺寸圆环端面与六角端面的六角头

螺栓进行对比,分别计算其扭矩系数,圆环端面六角头螺栓的扭矩系数计算公式已有学者给出<sup>[2]</sup>,本文按其思想给出未经近似简化的圆环端面六角头螺栓扭矩系数的准确计算表达式:

$$K = \left\{ \left[ \left( \frac{P}{\pi d_2} + \frac{\mu_1}{\cos \beta} \right) / \left( 1 - \frac{P}{\pi d_2 \cos \beta} \right) \right] \times \frac{1}{3} \left( \frac{d^3 - d_1^3}{d^2 - d_1^2} \right) + \mu_2 \frac{1}{3} \left( \frac{d_m^3 - d_n^3}{d_m^2 - d_n^2} \right) \right\} / d \quad (11)$$

计算采用的参数如表 1 所示,计算结果如图 5 所示。

表 1 螺栓参数  
Tab. 1 Parameters of bolt

| $d/\text{mm}$ | $P/\text{mm}$ | $d_m/\text{mm}$ | $\mu_1$ | $\mu_2$ |
|---------------|---------------|-----------------|---------|---------|
| 5.00          | 0.80          | 8.00            | 0.15    | 0.08    |
| 6.00          | 1.00          | 10.00           | 0.15    | 0.08    |
| 8.00          | 1.25          | 13.00           | 0.15    | 0.08    |
| 10.00         | 1.50          | 16.00           | 0.15    | 0.08    |
| 12.00         | 1.75          | 18.00           | 0.15    | 0.08    |
| 14.00         | 2.00          | 21.00           | 0.15    | 0.08    |
| 16.00         | 2.00          | 24.00           | 0.15    | 0.08    |
| 18.00         | 2.50          | 27.00           | 0.15    | 0.08    |
| 20.00         | 2.50          | 30.00           | 0.15    | 0.08    |
| 22.00         | 2.50          | 34.00           | 0.15    | 0.08    |
| 24.00         | 3.00          | 36.00           | 0.15    | 0.08    |
| 27.00         | 3.00          | 41.00           | 0.15    | 0.08    |

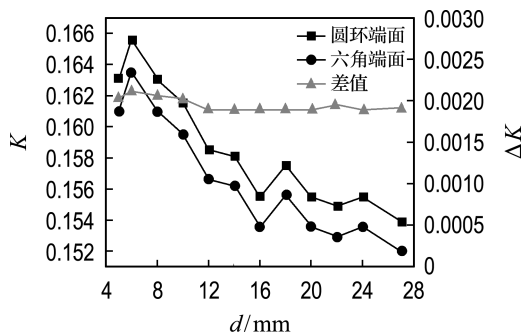


图 5 扭矩系数对比

Fig. 5 Torque coefficient comparison

经比较发现,六角端面六角头螺栓扭矩系数比圆环端面六角头螺栓扭矩系数略小,且扭矩系数随着螺栓公称直径的增大而趋向于减小,扭矩系数的差值较为稳定。

### 3 扭矩系数的实验验证

为使摩擦因数保持稳定,实验选取了同一批次精加工表面镀锌涂覆螺栓进行测量,使用含二

硫化钼的 L-AN 机械油进行润滑<sup>[6]</sup>. 摩擦因数采用文献[8]中结果,分别为  $\mu_1 = 0.17 \times \cos 30^\circ$ ,  $\mu_2 = 0.08$ . 实验仪器选取 SCHATZ 拧紧试验机,其结构示意图如图 6 所示。

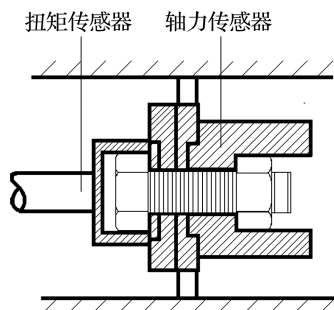


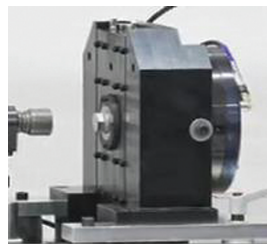
图 6 拧紧试验机示意图

Fig. 6 Schematic diagram of tightening testing machine

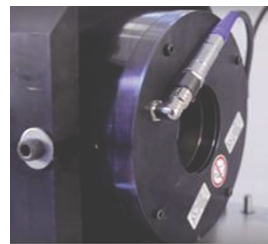
实验所采用的 SCHATZ 拧紧试验机实景图如图 7 所示. 图 7(a)为 SCHATZ 拧紧试验机全景图,图 7(b)、(c)为其拧紧核心部分的拧紧枪枪头、夹持工装与轴力传感器. 在螺栓拧紧过程中,扭矩传感器可通过拧紧枪监测到扭矩大小,轴力传感器的突起与被固定厚板的凹槽咬合以保持固定,随着螺栓预紧力的增大,轴力传感器压缩量增大,轴力传感器的示数增大。



(a) 全景图



(b) 拧紧枪枪头与夹持工装



(c) 轴力传感器

图 7 拧紧试验机实景图

Fig. 7 Pictures of tightening testing machine

实验构件选择 M8、M10、M12、M16 共 4 种不同尺寸的螺栓,每种螺栓分别选择 5 个试件进

行测量。  
测试螺栓的参数如表 2 所示。

表 2 测试螺栓的参数  
Tab.2 Parameters of testing bolt

| 螺栓  | $P/\text{mm}$ | $d/\text{mm}$ | $d_1/\text{mm}$ | $d_2/\text{mm}$ | $d_m/\text{mm}$ | $d_n/\text{mm}$ | $\beta/(\text{^\circ})$ |
|-----|---------------|---------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-------------------------|
| M8  | 1.25          | 8             | 7.323 4         | 7.594 1         | 13              | 8               | 30                      |
| M10 | 1.50          | 10            | 9.188 1         | 9.512 9         | 16              | 10              | 30                      |
| M12 | 1.75          | 12            | 11.052 8        | 11.431 7        | 18              | 12              | 30                      |
| M16 | 2.00          | 16            | 14.917 5        | 15.350 5        | 24              | 16              | 30                      |

以 M8 螺栓为例,其拧紧过程的总扭矩与预紧力之间的关系如图 8 所示.使用最小二乘法对该数据进行拟合,得到拟合函数的表达式如下:

$$T=\widehat{K}dF_q \tag{12}$$

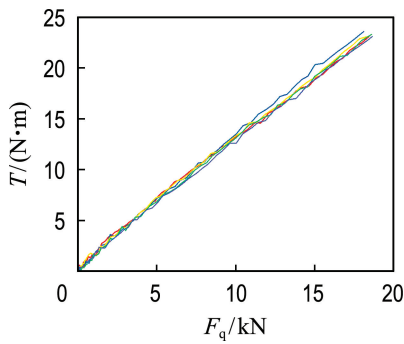


图 8 5 件 M8 螺栓总扭矩与预紧力曲线  
Fig.8 Total torque and preload curves of 5 bolts M8

采用相同方法计算 M10、M12、M16 的扭矩系数,全部实测数据见表 3.

表 3 试件的实测扭矩系数  $\widehat{K}$   
Tab.3 The measured torque coefficient  $\widehat{K}$  of the specimens

| 试件 | $\widehat{K}$ |         |         |         |
|----|---------------|---------|---------|---------|
|    | M8            | M10     | M12     | M16     |
| 1  | 0.160 8       | 0.152 9 | 0.155 7 | 0.148 1 |
| 2  | 0.164 5       | 0.155 0 | 0.153 0 | 0.150 4 |
| 3  | 0.160 5       | 0.154 2 | 0.153 5 | 0.149 9 |
| 4  | 0.158 5       | 0.156 1 | 0.150 7 | 0.144 6 |
| 5  | 0.155 9       | 0.157 0 | 0.154 5 | 0.149 8 |
| 平均 | 0.160 0       | 0.155 0 | 0.153 5 | 0.148 6 |

从实验结果可以看出,实测扭矩系数随着螺栓尺寸的增大而减小,说明在给定拧紧扭矩的情况下,大尺寸螺栓可以提供更大的预紧力.

4 理论结果与实验结果比较

将被测螺栓参数代入六角端面六角头螺栓扭矩系数理论公式中进行计算,并将理论与实验结果进行比较,结果见表 4.

表 4 扭矩系数理论与实验结果比较  
Tab.4 The torque coefficient result comparison between theory and experiment

| 螺栓  | 实验 $\widehat{K}$ | 理论 $K$  | 误差/% |
|-----|------------------|---------|------|
| M8  | 0.160 0          | 0.163 1 | 1.94 |
| M10 | 0.155 0          | 0.161 5 | 4.19 |
| M12 | 0.153 5          | 0.158 5 | 3.26 |
| M16 | 0.148 6          | 0.155 5 | 4.64 |

理论计算结果与实验结果相对误差较小,同时扭矩系数的理论值也随尺寸的增大而减小,与实验结果保持一致.

5 结 语

本文对六角端面六角头螺栓的拧紧过程进行力学分析,推导出六角端面六角头螺栓预紧力与扭矩的关系,给出了扭矩系数的精确计算公式,并通过拧紧试验机对不同尺寸的螺栓进行实验验证.对于六角端面六角头螺栓,其扭矩系数随螺栓尺寸的增大而减小,因此在给定扭矩系数的情况下,增大螺栓尺寸可以有效提高预紧力.经理论计算比对,相同尺寸下六角端面比圆环端面六角头螺栓扭矩系数更小,在给定相同扭矩的条件下能提供更大的预紧力.

参考文献:

[1] JUNKER G H. New criteria for self-loosening of fasteners under vibration; SAE technical paper

- 690055 [R]. Warrendale: SAE International, 1969.
- [2] MOTOSH N. Development of design charts for bolts preloaded up to the plastic range [J]. **Journal of Engineering for Industry**, 1976, **98**(3): 849-851.
- [3] 濮良贵. 机械零件 [M]. 北京: 高等教育出版社, 1986.
- PU Lianggui. **Machine Element** [M]. Beijing: Higher Education Press, 1986. (in Chinese)
- [4] NASSAR S A, MATIN P H, BARBER G C. Thread friction torque in bolted joints [J]. **American Society of Mechanical Engineers, Pressure Vessels and Piping Division (Publication) PVP**, 2004, **478**: 145-154.
- [5] 程 强, 王 毅, 冯益华. 高强度螺栓扭矩系数  $K$  测定方法 [J]. 山东轻工业学院学报, 1997, **11**(4): 41-43.
- CHENG Qiang, WANG Yi, FENG Yihua. The measuring method of torque quotient for high-tensile bolts [J]. **Journal of Shandong Institute of Light Industry**, 1997, **11**(4): 41-43. (in Chinese)
- [6] 郑 兴, 应道宴, 蔡暖姝. 几种常用螺栓螺母组合下的螺母系数  $K$  的测定 [J]. 化工设备与管道, 2018, **55**(5): 78-81.
- ZHENG Xing, YING Daoyan, CAI Nuanshu. Measurement of nut coefficient for several commonly used combinations of bolt and nut [J]. **Process Equipment & Piping**, 2018, **55**(5): 78-81. (in Chinese)
- [7] 贾贤安, 李 昊, 袁皖安. 高强度螺栓扭矩系数影响因素的实验研究 [J]. 机械, 2004, **31**(S1): 8-9.
- JIA Xian'an, LI Hao, YUAN Wan'an. Experimental study on the interference factors of torque coefficient for high strength bolts [J]. **Machinery**, 2004, **31**(S1): 8-9. (in Chinese)
- [8] 李 涛. 螺栓紧固扭矩计算方法的探讨 [J]. 炼油与化工, 2014(1): 19-22, 61.
- LI Tao. Discussion on calculation methods for bolt tightening torque [J]. **Refining and Chemical Industry**, 2014(1): 19-22, 61. (in Chinese)
- [9] 王 朋, 陈安生, 张会武, 等. 螺栓扭矩系数影响因素的试验研究 [J]. 实验力学, 2013(3): 307-313.
- WANG Peng, CHEN Ansheng, ZHANG Huiwu, et al. Experimental study of the factors effecting on bolt torque coefficient [J]. **Journal of Experimental Mechanics**, 2013(3): 307-313. (in Chinese)
- [10] WIEGAND H, ILLGNER K H. **Berechnung und Gestaltung von Schraubenverbindungen** [M]. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH, 1962.

## Theoretical calculation of torque coefficient for hexagon head bolt with hexagon end

LIU Shengxun<sup>1</sup>, ZHANG Daping<sup>2</sup>, DENG Xiaowei<sup>1</sup>, YU Zhengyue<sup>\*1</sup>

( 1. School of Naval Architecture, Ocean and Civil Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China;  
2. Centre Testing International Zhike Co., Ltd., Shanghai 201114, China )

**Abstract:** Bolts are widely used in engineering, and the torque coefficient reflects the relationship between preload and torque during the tightening process. At present, most of the researches on bolt torque coefficients focus on circular end, and relatively few researches on the others. The mechanical model of hexagon head bolt with hexagon end is established by force analysis. Using the calculation formula of torsional torque with circular end, the relationship between pre-tightening force and torque of hexagon head bolt with hexagon end is deduced, and the exact calculation formula of torque coefficient is given. Then the torque coefficients of bolts with different sizes are measured by tightening testing machine and the theoretical results are compared with the measured results. The results show the theoretical results are consistent with the experimental results.

**Key words:** hexagon head bolt; hexagon head bolt with hexagon end; theoretical calculation; torque coefficient