

螺栓支承面有效半径的影响因素

王宁, 李宝童, 洪军, 杨国庆, 朱林波, 刘会静

(西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 为得到螺栓拧紧扭矩与预紧力之间的精确关系,对影响螺栓支承面(螺栓头和螺母)有效半径的计算方法、预紧力、被连接件弹性模量、板厚、孔隙、螺距等因素进行了研究.采用 ANSYS 参数化设计语言,构建了具有螺纹特征的螺栓连接件参数化有限元模型,通过 I-Scan 压力薄膜传感器测量被连接板结合面的压力分布,并与有限元模型的计算结果进行比较,间接地验证了参数化模型的可靠性.通过获取螺栓连接件支承面的压力分布方式,结合螺栓支承面有效半径的计算方法对螺栓支承面的有效半径进行了计算.计算结果表明,螺栓支承面的有效半径随着预紧力、孔隙的增加而增加,随着板厚、被连接板弹性模量的增加而减小,有效半径与预紧力、弹性模量之间成非线性关系,与孔隙之间成线性关系且斜率为 0.53~0.56.

关键词: 支承面有效半径;压力分布;参数化模型

中图分类号: O121.8; G558 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2012)04-0132-05

Factors Affecting Bolt Bearing Surface Effective Radius

WANG Ning, LI Baotong, HONG Jun, YANG Guoqing, ZHU Linbo, LIU Huijing

(State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A calculation scheme for the factors affecting bearing surface effective radius is proposed to gain the accurate torque-tension relationship. The bolted joint parametric model with thread feature is established by ANSYS parametric design language commend stream. The pressure distribution on the connected plant junction surface is revealed by I-Scan pressure-sensitive films. Compared with the finite element analysis, the reliability of parametric model is verified. Then the bolt bearing surface effective radius is calculated by the measured pressure distributions. It is found that the bolt bearing surface effective radius extends with increasing preload and clear, and reduces with increasing plate thickness and its elastic modulus, while bolt pitch has little effect on the effective radius.

Keywords: effective radius of bearing surface; pressure distribution; parametric model

在采用扭矩法对螺栓进行拧紧时,由于需依据拧紧扭矩与预紧力之间的关系来确定拧紧扭矩的大小,因此获取这两者之间更为准确的关系对螺栓连接件的可靠性、安全性以及连接质量具有重要的意义.通常,拧紧扭矩的 50%用以克服螺栓支承面的摩擦扭矩,40%用以克服螺纹配合面的摩擦扭矩,只有 10%左右形成最终预紧力^[1].由此可以得出,预

紧力的大小对摩擦扭矩的变化极其敏感,摩擦扭矩减少 10%,预紧力则增加 100%.因此,为了获取拧紧扭矩-预紧力之间的精确关系,Motosh^[2]将螺栓拧紧扭矩分为支承面摩擦扭矩、螺纹摩擦扭矩和最终拧紧扭矩(形成预紧力的扭矩),并给出了拧紧扭矩-预紧力关系的表达式. Shigley 等人^[3-4]以 Moto-sh 所提出的模型为基础,考虑了三维螺旋升角对拧

模型,可变参数如图 1 所示. 建模所用的板及螺栓选用 plane182 单元进行网格划分,单元属性选择轴对称选项,螺纹配合部位、螺栓支承面与被连接件之间,以及被连接件相互之间建立接触单元并细化接触部位,接触单元采用 Contal71 与 Targel69、prets179 单元及 psmesh 预拉方法模拟螺栓的预紧力. 试件采用 45 号钢及 M10×1.5 型号的螺栓,其参数 $h_1=h_2=10\text{ mm}$, $d_0=100\text{ mm}$, $d_1=100\text{ mm}$, $Ra=0.4$. 通过计算得到的螺栓连接件结合面的压力分布如图 3 所示.

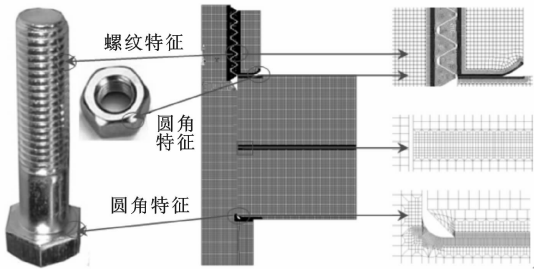


图 2 螺栓连接件的有限元模型

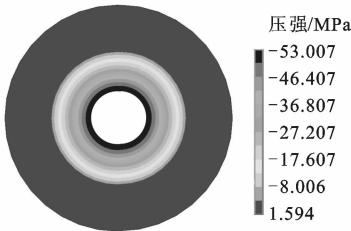
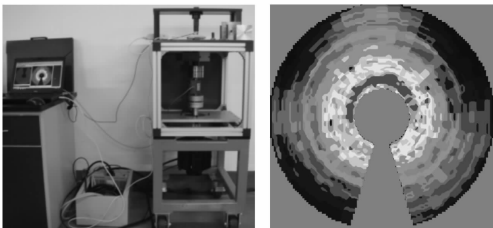


图 3 螺栓连接件结合面的压力分布

2.2 有限元模型与压力薄膜的测试实验

如图 4 所示,实验台采用伺服电机作为驱动,通过垫片式压力传感器与薄膜压力传感器对螺栓预紧力及被连接件的结合面压力分布进行测量.



(a)实验台整体布局 (b)测量结果

图 4 实验台及结合面压力分布的测量照片

由于试件加工精度及压力薄膜传感器与螺栓心精度的影响,压力薄膜传感器的测量结果并非绝对意义上的轴对称,因此在数据处理时采用了将径向位置处的各点取平均值,以消除这些因素对测量结

果的影响. 由图 5 可以看出,有限元仿真结果与压力薄膜的实验数据基本吻合,因此可以认为,本文所构建的螺栓连接件参数化有限元模型是准确可靠的.

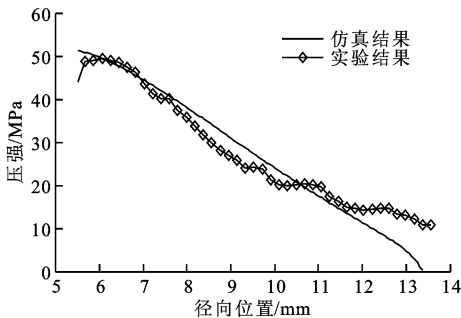


图 5 仿真与实验结果的比较

3 支承面有效半径影响因素分析

根据螺栓连接件有限元分析模型,分别考察了预紧力大小、被连接板厚度、材料、孔隙、螺距等因素对螺栓支承面有效半径的影响.

3.1 预紧力对支承面有效半径的影响

选取 M10×1.5 型号的螺栓,被连接件所用材料为 45 号钢,弹性模量 $E=210\text{ GPa}$,屈服强度 $\sigma=355\text{ MPa}$, $h_1=h_2=10\text{ mm}$, $c=0.1\text{ mm}$, $\mu_b=0.1$,考察 F 对螺栓支承面有效半径的影响, F 的变化范围为 1~22 kN. 从图 6 中可以看出,当被连接件为弹性材料时,螺栓头支承面的有效半径几乎不变;当被连接件为弹塑性材料时,在 $F<10\text{ kN}$ 时,螺栓支承面的有效半径为恒值,在 $F>10\text{ kN}$ 时,螺栓支承面的有效半径成指数性增长,且螺栓头支承面有效半径的变动范围为 6.35~6.40 mm.

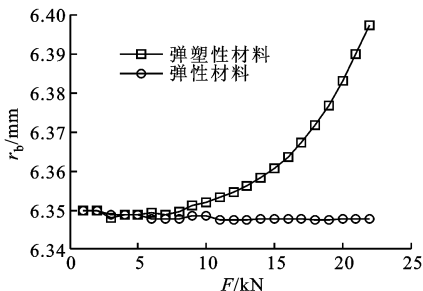


图 6 不同预紧力下螺栓头支承面的有效半径

3.2 被连接板材料对支承面有效半径的影响

选取 M10×1.5 型号的螺栓, $c=0.1\text{ mm}$, $\mu_b=0.1$, $F=6\text{ kN}$, $h_1=h_2=10\text{ mm}$,被连接板材料为 45 号钢(St)、HT300 铸铁(CI)和 2A10 铝(Al)的两两组合(共 9 种). 如图 7 所示,螺栓支承面有效半径随着被连接件综合弹性模量的增加而减小,且主要受

到直接接触板,即下板材料弹性模量对螺栓头有效半径的影响范围为 6.35~6.50 mm. 以 St 为例,对螺栓头有效半径与下板材料的弹性模量的关系进行线性回归分析,拟合模型为

$$r_b = -0.982\ 2E_3 + 6.56 \tag{7}$$

拟合模型与原始点之间的相关系数为 0.988 5,方差为 1.11×10^{-4} .

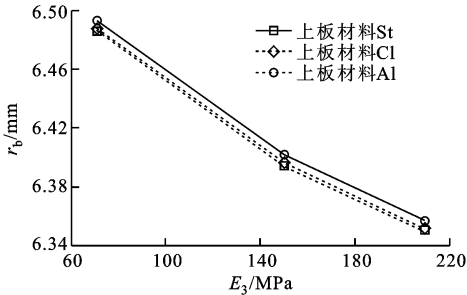


图 7 上下板材料与螺栓头有效半径的关系

同样地,螺母的有效半径具有相同的变化规律,只是在数值上略小于螺栓头的有效半径,不同材料的组合对螺母有效半径的影响范围为 6.25~6.43 mm.

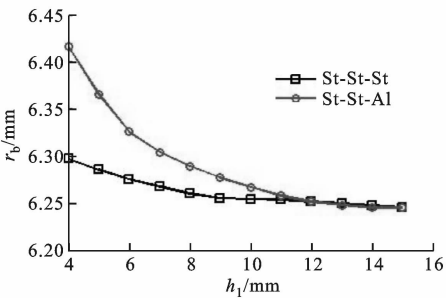
3.3 板厚对支承面有效半径的影响

选取 M10×1.5 型号的螺栓,孔隙为 0.1 mm,各接触面摩擦系数均为 0.1,保持总厚度为 20 mm,预紧力为 12 kN,考察不同上、下板的厚度比例对组合螺栓支承面有效半径的影响,如图 8 所示.

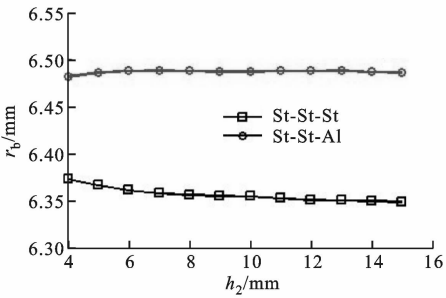
由图 8a 可以看出,当连接件的总厚度一定时,螺母的有效半径随着上板厚度的增加而减小,当上、下板材料为 St-St 且上板厚度大于 10 mm 时,螺母的有效半径趋于恒值,当上下板材料为 St-Al、上板厚度大于 11 mm 时,螺母的有效半径趋于恒值,且几乎与 St-St 有效半径重合.从图 8 中可以看出:若直接接触板材料的弹性模量大于非直接接触板材料的弹性模量,且直接接触板的厚度较小时,螺栓支承面的有效半径受到两板材料特性的共同影响;若直接接触板材料的弹性模量小于非直接接触板材料的弹性模量,其有效半径主要受到直接接触板材料特性的影响,而非直接接触板材料特性对其影响较小.因此,板厚对不同材料的被连接板的有效半径影响较大,其影响范围为 6.25~6.42 mm.

3.4 孔隙对支承面有效半径的影响

选取 M10×1.5 型号的螺栓,被连接板材料为 45 号钢,厚度为 10 mm, F 为 6 kN,孔隙的变化范围为 0.1~0.5 mm. 考察孔隙对螺栓支承面有效半



(a)螺母有效半径



(b)螺栓头有效半径

图 8 连接板厚度与螺栓支承面有效半径的关系

径的影响,分别将螺栓头、螺母的有效半径与孔隙的关系进行线性回归分析,可知有效半径与孔隙成线性关系,斜率为 0.53~0.56. 螺栓头有效半径的变化范围为 6.35~6.58 mm,螺母有效半径的变化范围为 6.25~6.46 mm,螺栓有效半径的拟合模型为

$$r_b = 0.562\ 4c + 6.3 \tag{8}$$

拟合模型与原始点之间的相关系数为 0.990 2,方差为 4.67×10^{-4} .

螺母有效半径的拟合模型为

$$r_b = 0.532\ 5c + 6.2 \tag{9}$$

拟合模型与原始点之间的相关系数为 0.989 7,方差为 4.43×10^{-4} .

3.5 螺栓螺距对支承面有效半径的影响

按照表 1 中的不同螺母类型,建立了不同的螺纹配对副,考察了国标螺距对支承面有效半径的影响. 如图 9 所示,由于螺距与螺纹配合对数的相互组合,使得国标螺栓支承面的压力分布相近,有效半径的变化范围较小.

表 1 M10 螺栓的参数

节距/mm	螺栓头厚度/mm	螺母厚度/mm	$h_b \cdot p^{-1}$
1.50	7	9.99	6
1.25	7	8.75	7
1.00	7	9.00	9
0.75	7	9.00	12

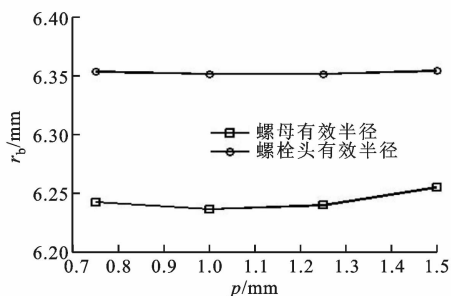


图9 支承面有效半径与螺距之间的关系

4 结 论

(1)本文建立了可靠的考虑螺纹配合副的参数化有限元模型,系统考察了预紧力的大小、被连接板厚度、材料、孔隙、螺距等因素对螺栓支承面有效半径的影响。

(2)当预紧力较小时,螺栓连接件主要发生弹性变形,有效半径几乎不变。当预紧力较大时,螺栓连接件则发生弹塑性变形,使有效半径成指数性增长。

(3)在被连接件较厚时,螺栓支承面有效半径主要受到与直接接触板材料的影响,随着弹性模量的增加,螺栓支承面有效半径减小。当被连接件材料不同且弹性模量较大的被连接板较薄时,与弹性模量大的被连接板直接接触的螺栓支承面的有效半径会受到两板材料的共同影响。

(4)随着孔隙的增加,螺栓支承面有效半径与孔隙之间成线性关系,斜率为0.53~0.56。

(5)由于不同螺距的国标螺栓对螺栓支承面有效半径影响不大,因此可以忽略。

参考文献:

- [1] ZOU Q, SUN T S, NASSAR S A, et al. Contact mechanics approach to determine effective radius in bolted joints [J]. Journal of Tribol, 2005, 2(127): 30-36.
- [2] MOTOSH N. Development of design charts for bolts preload up to the plastic range [J]. ASME Journal of Engineering for Industry, 1976, 97(1): 849-851.
- [3] SHIGLEY J E, MISCHEKE C R. Mechanical engineering design [M]. New York, USA: McGraw-Hill, 1989: 8.
- [4] NASSAR S A, YANG Xianjie. Novel formulation of the tightening and breakaway torque components in threaded fasteners [J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2007, 9(129): 653-663.

- [5] SHOBERG R. MANUAL for the t3 torque-tension-friction testing system [M]. Farmington Hills, USA: GSE Inc., 1998: 849-851.
- [6] NASSAR S A, BARBER G C, ZUO Dajun. Bearing friction torque in bolted joints [J]. Tribology Transactions, 2005, 1(48): 69-75.
- [7] NASSAR S A, EI-KHIAMY H, BARBER G C, et al. An experimental study of bearing and thread friction in fasteners [J]. Journal of Tribology, 2005, 4(127): 263-272.
- [8] NASSAR S A, BARBER G C. Bearing friction torque in bolted joints [J]. Tribology Transactions, 2005, 48(1): 69-75.

[本刊相关文献链接]

- 尺寸效应对纳米银杆拉伸力学特性的影响. 2006, 40(1): 101-105.
- 轧机机架参数敏感性分析及顺序优化的研究. 2008, 42(1): 1-4.
- 相关衰落多输入多输出系统的参数化信道估计. 2007, 41(12): 1431-1435.
- 面向缩聚模型的结构损伤识别研究. 2011, 45(9): 101-107.
- 推力轴承对柔性转子系统的非线性动力影响. 2011, 45(9): 108-113.
- 错位安装对多联轴组配轴承转子系统动力学特性的影响. 2011, 45(7): 106-111.
- 多支承轴系轴承受力与刚度的有限元迭代计算方法. 2010, 44(11): 41-45.
- 直角法兰双辊夹持扩旋成形有限元模型的确定. 2010, 44(5): 66-70.
- 有限元方法的小管径单壁碳纳米管杨氏模量预测. 2007, 41(9): 1066-1069.
- 新型静压气体球轴承的超声速现象研究. 2011, 45(5): 59-63.
- 自润滑活塞环的热胀失效研究. 2011, 45(5): 90-93.
- 空气环境中水滴和半空间弹性体撞击力学行为的数值模拟. 2011, 45(5): 102-107.
- 离心叶轮几何形变对气动性能的影响. 2009, 43(5): 46-50.
- 液固高速撞击时材料表面损伤的数值模拟. 2008, 42(11): 1435-1440.
- SST k- ω 两相湍流模型及其在湿蒸汽凝结流动数值模拟中的应用. 2007, 41(5): 526-529.
- 多支承轴系轴承受力与刚度的有限元迭代计算方法. 2010, 44(11): 41-45.

(编辑 管咏梅)