

DOI:10.11784/tdxbz202504016

多级法兰连接螺栓组预紧力一致性分析

张 伟, 王 鲁

(大连理工大学机械工程学院, 大连 116024)

摘 要: 均匀的螺栓载荷对螺栓法兰连接结构的密封性能具有重要意义。为探究螺栓加载工艺与预紧力一致性的关系, 基于螺栓法兰连接结构建立了有限元模型, 分析法兰与垫圈结合面的接触特性与预紧力变化, 并经过某型压力容器的多级法兰 6 螺栓结构进行螺栓加载试验验证。试验设置了加载次序、加载轮次、重加载轮次、重加载螺栓个数、重加载方式等变量因素互为对照组, 并与 ASME PCC-1—2022 推荐加载方法对比, 分析螺栓组预紧力的均值与离散系数, 探究适用现实场景的最优加载工艺。试验采用高精度数显力矩扳手加载螺栓载荷, 并采用超声设备实时监测螺栓预紧力。结果表明: 采用合适的加载次序与增加加载轮次可以有效改善螺栓组预紧力一致性, 引入重加载过程可以比 ASME PCC-1 推荐加载方法进一步改善螺栓组预紧力一致性, 且重加载轮次和参与重加载的螺栓个数越多, 改善效果越好。此外, 最终重加载过程对单螺栓采用扭矩转角法可以进一步降低螺栓组预紧力的离散系数。

关键词: 多级法兰; 螺栓法兰连接; 弹性相互作用; 预紧力; ASME PCC-1—2022

中图分类号: TH131.3

文献标志码: A

文章编号: 0493-2137(2026)08-0795-10

Consistency Analysis of Pretightening Force in Multistage Flange Connection Bolts

Zhang Wei, Wang Lu

(School of Mechanical Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China)

Abstract: Uniform bolt load plays an important role in the sealing performance of bolted flange connection structures. To explore the relationship between bolt loading technology and the consistency of pretightening, a finite element model was established based on a bolted flange connection structure, the contact characteristics and pretightening force variations of the joint surface between the flange and gasket were analyzed, and a bolt loading experiment was conducted using a multistage six-bolt flange structure of a certain pressure vessel. In the experiment, variable factors such as loading sequence, loading rounds, reloading rounds, number of reloaded bolts, and reloading mode were set as control groups and compared with the results obtained using the loading method recommended by ASME PCC-1—2022. The mean value and dispersion coefficient of the bolt group preload were analyzed to identify the optimal loading technology applicable to real-world conditions. A high-precision digital torque wrench was used to apply the bolt load, and ultrasonic equipment was employed to monitor the pretightening force in real time. The results show that adopting an appropriate loading sequence and increasing the number of loading rounds can effectively improve the consistency of the pretightening force within bolt groups. The introduction of a reloading process further enhances the consistency of the pretightening force compared with the ASME PCC-1 method, with greater improvement observed as the number of reloading rounds and reloaded bolts increased. Moreover, applying the torque-angle method for single bolts during the final reloading process further reduces the dispersion coefficient of the bolt group pretightening force.

Keywords: multistage flange; bolted flange joint; elastic interaction; pretightening force; ASME PCC-1—2022

收稿日期: 2025-04-12; 修回日期: 2025-07-10.

作者简介: 张 伟 (1985—), 男, 博士, 副教授.

通信作者: 张 伟, weizhang@dlut.edu.cn.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (52075077).

Supported by the National Natural Science Foundation of China (No. 52075077).

在大型压力容器、管路法兰接头的连接中,螺栓法兰连接结构应用广泛. 螺栓组预紧力一致性是保证密封的重要条件,螺栓组弹性相互作用是影响螺栓载荷分布的重要原因^[1]. 在当前法兰螺栓连接结构泄漏率的研究中,普遍认为泄漏率与垫圈的平均应力有关^[2]. 影响法兰螺栓连接结构密封性能的因素有很多,螺栓载荷不足是影响法兰螺栓连接结构密封性能的关键因素^[3-4].

国外学者在近 30 年针对螺栓弹性相互作用已经有了比较丰富的研究成果. Bibel 等^[5-6]的研究报告中写到:弹性相互作用导致法兰上的一些螺栓失去了高达 98% 的初始预紧力,在 3 轮拧紧方案中衰减量仍高达 55%,在 4 轮拧紧方案中依旧高达 29%. Nassar 等^[7]的研究针对有垫圈的 6 螺栓法兰连接,比较了一轮和多轮拧紧后预紧力的区别,在一轮拧紧中顺序拧紧优于星型拧紧,但在 4 轮拧紧中星型拧紧优于顺序拧紧.

针对由弹性相互作用导致的螺栓组预紧力一致性差的问题,国外提出了 2 种主流方法. 一是 Bibel 等^[8]提出的相互作用系数法. 通过测量拧紧螺栓对先前拧紧螺栓的影响,通过实验确定“相互作用系数”,进而使用相互作用系数矩阵计算每个螺栓的初始预紧力,以求在最后一个螺栓拧紧后所有螺栓均达到所需的最终预紧力. 二是 Nassar 等^[9]提出的逆序补偿法,通过试验从全部螺栓都具有均匀的预紧力状态开始,逐一卸载并测量过程中各螺栓的预紧力,以此反推计算初始预紧力.

国内学者在近 20 年内发表了一些关于螺栓弹性相互作用的研究成果. 谢林君等^[10]对高温高压容器密封结构连接螺栓预紧力进行试验研究后发现,在多轮加载方式下,螺栓载荷符合正态分布规律,同时随着加载轮次的增多离散系数会减小. 尽管如此,即使在 4 轮加载中弹性相互作用依然明显. 喻健良等^[11]对比了 ASME PCC-1 加载方法与 JIS B 2251 加载方法,发现在保证足够的加载轮次的情况下,加载次序对最终螺栓载荷的离散程度影响不大,最终有必要以目标载荷顺次加载几轮. 陈威等^[12]基于弹性相互作用系数法,提出了一种更为简便的计算初始预紧力的新方法,并运用有限元分析方法对不同尺寸法兰进行仿真计算,分析其螺栓预紧力大小和均匀性,并通过实验验证有限元仿真结果的有效性. 赵兵等^[13]研究了航空发动机转子螺栓连接预紧力的散差来源及其对连接性能的影响. 李玲等^[14]分析了凸面法兰连接中螺栓载荷分布不均的规律及提升均匀性的关键因素. 段红燕等^[15]探讨了螺栓法兰连接在不同工况下剩余预紧力的变化规律及其主要影响因素.

现有的主流方法仍有一定的局限性. 这些用于确定相互作用系数和计算初始载荷值的方法没有考虑到的缺点是:在多级装配或者更柔性的连接的拧紧过程中,可能出现螺栓载荷为 0 的情形. 在此情况下,由于螺栓不可能承受压缩载荷,作出预紧力变化的预测是无效的. 此外,采用逆序补偿法,在大多数情况下先加载的螺栓必须紧固到比期望值更高的预紧力值. 这可能导致被连接件、垫圈或螺栓失效,影响螺栓连接的利用率与可靠性. 而 Alkelani 等^[16]提到相互作用系数法仅适用于轻微或中等程度的弹性相互作用的刚性连接场合,在更柔性的连接中将出现问题. Takaki 等^[17]使用弹性相互作用系数法确定了两轮螺栓连接操作中每轮的预紧力. 在有垫圈的法兰连接需要 3~4 轮拧紧才可实现所需的均匀预紧力. 目前国内尚无有关螺栓弹性相互作用或预紧力一致性的标准颁布. 工人在实际工作中更多依赖经验确定螺栓加载工艺. 关于法兰螺栓连接预紧力一致性问题值得深入研究.

鉴于此,本文基于螺栓装配预紧理论建立了螺栓法兰连接有限元模型,分析了不同螺栓加载工艺下法兰与垫圈结合面的接触特性,得出了螺栓加载后各螺栓预紧力的变化和离散系数,之后通过工程试验验证了在不同螺栓加载工艺下各螺栓预紧力的变化和离散系数.

1 螺栓法兰装配理论分析

1.1 螺栓装配预紧理论

对于螺纹连接状态而言,最重要的指标之一是预紧力. 一般通过加载工具将扭矩载荷施加至螺母或螺栓头使其产生转角,进而通过螺纹转化为螺栓螺杆的伸长变形使其内部产生拉应力,也即螺栓预紧力. 预紧力形成与拧紧扭矩的关系由图 1 及以下过程导出. 图中: d_1 为螺纹小径; d_2 为螺纹中径; d 为螺纹大径.

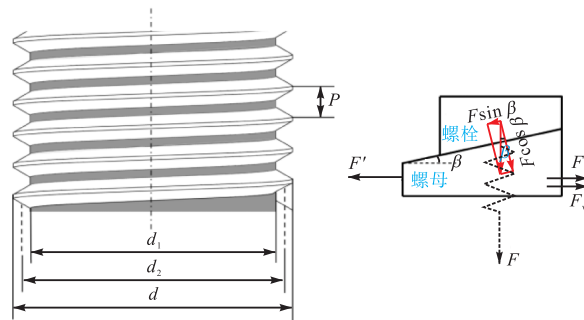


图 1 输入扭矩下的预紧力形成机理

Fig.1 Formation mechanism of pretightening force under the influence of input torque

将螺栓与螺母的螺纹沿着以螺栓螺纹中径为直径的圆柱面展开可以得到等效斜面模型, 可等效于在平面内分析螺栓预紧力的形成过程. 图 1 中斜线可以看作是一条螺纹线按照同轴圆柱面展开, 相当于一个螺纹面; 水平线可以看作是螺母的支承面; 斜面上的梯形物体相当于螺栓, 所受铅锤向下的力相当于螺栓的轴向预紧力; 斜线和水平线构成的梯形相当于螺母, 拧紧螺母的过程等效于水平向左推动梯形.

沿着斜线方向螺母克服螺纹的阻力 F'_s 计算式为

$$F'_s = \mu_s F \cos \beta / \cos \theta + F \sin \beta \quad (1)$$

式中: F 为螺栓预紧力; μ_s 为螺纹摩擦系数; θ 为螺栓的牙侧角; β 为螺纹导程角.

水平方向拧紧螺母时, 螺母各接触面阻力分量表示为

$$\begin{cases} F_s = F'_s / \cos \beta = \frac{\mu_s \cos \beta / \cos \theta + F \sin \beta}{\cos \beta} \\ F_w = \mu_w F \end{cases} \quad (2)$$

式中: F_s 为克服螺纹面的阻力; F_w 为克服支撑面的阻力; μ_w 为端面摩擦系数.

通过等效斜面模型, 计算支承面和螺纹面的力臂. 螺纹阻力力臂为螺纹中径的 $1/2$, 即 $r_s = d_2/2$, 支撑面阻力力臂等效摩擦半径 r_w 计算式为

$$r_w = d_w/2 = \frac{2(d_o^3 - d_h^3)}{3(d_o^2 - d_h^2)} \quad (3)$$

式中: r_w 为支撑面等效摩擦半径; d_w 为支撑面阻力力臂等效摩擦直径; d_o 为螺母外径; d_h 为支撑面螺栓孔内径.

螺纹消耗扭矩 T_s 和端面消耗扭矩 T_w 的计算式为

$$\begin{cases} T_s = F_s r_s = \frac{F}{2} \left(\frac{d_2}{\cos \theta} \mu_s + \frac{P}{\pi} \right) \\ T_w = F_w r_w = \mu_w F \frac{d_w}{2} \end{cases} \quad (4)$$

螺距 P 与螺纹中径 d_2 的转换关系为

$$d_2 \tan \beta = P / \pi \quad (5)$$

总拧紧扭矩 T 计算为

$$T = T_s + T_w = \frac{F}{2} \left(\frac{d_2}{\cos \theta} \mu_s + \frac{P}{\pi} + d_w \mu_w \right) \quad (6)$$

即得到了单螺栓拧紧扭矩与预紧力的关系.

1.2 螺栓法兰连接弹性相互作用分析

图 2 所示为 6 螺栓法兰连接结构的弹性相互作用示意模型, 以此阐述螺栓加载过程中预紧力及刚度变化. 法兰与各螺栓之间的弹性相互作用、螺栓、垫圈分别用不同刚度的弹簧进行简化, 当任意螺栓拧紧时, 螺栓节点处法兰的材料会产生弹性变形, 并向周围逐渐衰减. 假设螺栓法兰连接结构仅受到螺栓预

紧力对法兰的夹紧力, 后拧紧螺栓将会对先紧螺栓产生弹性作用影响. 在螺栓组加载过程中, 各单元体仅涉及弹性变形, 密封垫圈在压缩阶段近似为线弹性体.

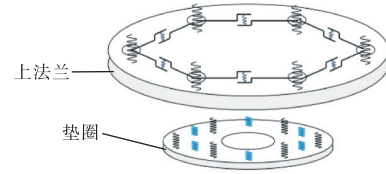


图 2 弹性相互作用模型

Fig.2 Model of elastic interaction

则组合刚度表达式为

$$\frac{1}{K_{t,ij}} = \frac{1}{K_{f_i}} + \frac{1}{K_{g,ij}} + \frac{1}{K_g} \quad (7)$$

$$\frac{1}{K_{l,ij}} = \frac{1}{K_{e,ij}} + \frac{1}{K_{g,ij}} \quad (8)$$

式中: $K_{e,ij}$ 为螺栓法兰连接相互作用刚度, 表示螺栓 i 抵抗由螺栓 j 的预紧载荷引起的弹性变形能力; K_{f_i} 为螺栓 i 处的法兰压缩刚度; $K_{g,ij}$ 为垫圈的相互作用刚度, 表示垫圈在螺栓 i 处抵抗由螺栓 j 的预紧载荷引起的弹性变形能力; $K_{g,ii}$ 为螺栓 i 处的垫圈压缩刚度; K_g 表示垫圈的压缩刚度; $K_{t,ii}$ 为法兰螺栓 i 处的压缩刚度、垫圈螺栓 i 处刚度和垫圈刚度的组合刚度; $K_{l,ij}$ 表示螺栓之间的法兰对其相互作用刚度和螺栓之间的垫圈对其相互作用刚度的组合刚度.

1.3 ASME PCC-1—2022 推荐加载方案

美国机械工程师协会 (American Society of Mechanical Engineers, ASME) 颁布了 ASME PCC-1 标准《压力边界螺栓法兰连接组件指南》. 后历经多版修订, 现行标准 ASME PCC-1—2022^[18] 于 2022 年 8 月 18 日被美国国家标准学会 (American National Standards Institute, ANSI) 批准为美国国家标准. ASME PCC-1—2022 推荐加载方案如表 1 所示, 其中只对螺栓个数为 4 或 4 的整数倍的法兰连接螺栓加载次序做了规定. 对于 6 螺栓周向均布的法兰连接而言, 星型模式 (star pattern) 可类比为对角模式, 四分模式 (quadrant pattern) 可类比为间隔模式. 6 螺栓不同加载次序示意如图 3 所示.

表 1 ASME PCC-1—2022 的加载方案

Tab.1 Loading method specified in ASME PCC-1—2022

加载步骤	加载方案
第 1 轮	星型加载, 单个螺栓载荷为预紧载荷的 20% ~ 30%
第 2 轮	星型加载, 单个螺栓载荷为预紧载荷的 50% ~ 70%
第 3 轮	星型加载, 单个螺栓载荷为预紧载荷的 100%
校核	顺序加载, 单个螺栓载荷为预紧载荷的 100%, 直至螺母不转动

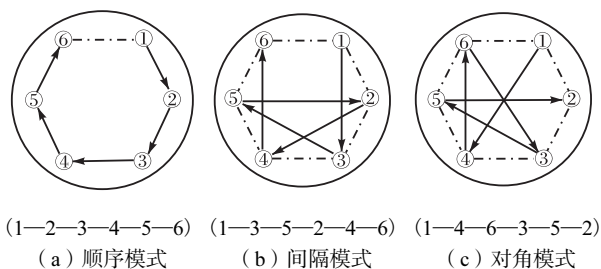


图 3 6螺栓不同加载次序示意

Fig.3 Different loading sequences of six bolts

2 不同加载工艺下法兰螺栓连接性能分析

根据国家标准《钢制管法兰第 1 部分: PN 系列》(GB/T 9124.1—2019)以及化工行业标准《钢制管法兰(PN 系列)》(HG/T 20592—2009),选用板式平焊钢制管法兰,公称尺寸 DN25,公称压力等级 PN6 级.基于此预想工况,为了保持密封的可靠性,设计垫圈载荷为内部压力的 5 倍,期望垫圈结合面产生均匀的接触应力 3 MPa^[19].基于以上建立有限元模型,将各螺栓的目标预紧力设计为 1 000 N,通过载荷步设置实现螺栓加载次序.数值分析的材料特性关键参数如表 2 所示.

表 2 材料特性参数

Tab.2 Material characteristic parameters

零件	材料	弹性模量/GPa	泊松比	屈服强度/MPa	剪切模量/GPa
螺栓/螺母	SUS304	200	0.3	205	75
法兰	SUS304	200	0.3	205	75

在现有的接触算法中,任何接触状态的改变都会造成求解方程系数矩阵的突变,最终引发收敛性问题.特别是采用低刚度垫圈或采用简单粗放的加载工艺时,数值仿真分析计算不收敛的情况经常发生.为了解决这一难点,本文将每一步螺栓加载都分为 2 个载荷步,第 1 载荷步只定义小位移的斜坡加载,以求在加载到目标预紧力之前使接触面达到良好贴合状态,模拟现实中用手旋入螺栓的微量加载过程;第 2 载荷步再施加目标预紧力的载荷值,模拟现实中使用工具对螺栓施加扭矩或转角的加载过程;之后将螺栓的伸长量锁定,以观测后续其他螺栓预紧对此螺栓预紧力的影响.

2.1 结合面接触特性分析

通过 3 项指标:接触带宽度、接触应力与密封带宽度分析螺栓加载工艺对结合面接触特性的影响.接触带宽度与密封带宽度测量示意如图 4 所示.接触带宽度指接触状态处于滑移与黏着状态下的垫圈结合面在径向的宽度.密封带宽度指接触应力达到

或超过期望值 3 MPa 的垫圈结合面在径向的宽度.对于全平面垫圈而言,在接触压力有效分布的方向上即沿径向(垂直于法兰回转轴线,从垫片内径到外径)测量.

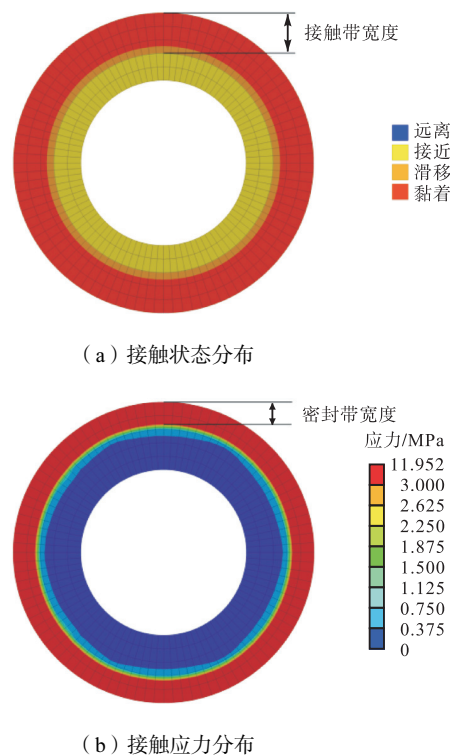


图 4 接触带宽度与密封带宽度测量示意

Fig.4 Schematic for measuring contact tape width and sealing tape width

在装配完成时,采用不同螺栓加载工艺下的结合面接触压力最小值、最大值、平均值、接触带宽度与密封带宽度如表 3 所示.表中将 i 轮 j 颗螺栓重加载记为 $i \times j$ 重加载,重加载指在全部螺栓拧紧后,逐一将螺栓完全拧松并再次以上一次拧紧目标扭矩值拧紧的过程.在螺栓法兰连接结构中,密封面接触压力由螺栓预紧力直接决定.因此,采用平均接触应力评估密封性能是不完全准确的,平均接触应力只能作为密封评价指标的其中一个参数.不同螺栓加载工艺下的结合面接触应力最小值均为 0,且应力分布图也表明垫圈接触应力沿着表面是变化的,在径向尤为明显.从平均值、接触带宽度与密封带宽度 3 项指标而言,2 轮对角-2×6 重加载优于 3 步对角(ASME)加载.

2.2 螺栓预紧力变化分析

加载后螺栓组预紧力的一致性以最终各螺栓预紧力的均值 μ 与离散系数 V_s 表征.离散系数也被称为变异系数,是一组数据的标准差 s 与其均值 μ 的比值,用来测度相对离散程度.离散系数 V_s 定义为

表 3 关于接触特性的有限元分析结果对比

Tab.3 Comparison of finite element analysis results for contact characteristics

螺栓加载工艺	接触应力/MPa			接触带宽度/mm	密封带宽度/mm
	最小值	最大值	平均值		
1 轮顺序加载	0	11.762	2.963	8.017	4.390
1 轮间隔加载	0	12.050	2.943	7.947	4.401
1 轮对角加载	0	11.685	2.955	8.017	4.394
2 轮顺序加载	0	11.687	2.976	7.947	4.397
2 轮间隔加载	0	11.911	2.976	7.947	4.397
2 轮对角加载	0	11.733	2.976	7.947	4.397
3 轮对角(ASME)加载	0	11.765	2.997	7.947	4.407
2 轮对角-1×6 重加载	0	11.788	2.976	7.947	4.401
2 轮对角-2×6 重加载	0	11.952	3.025	8.017	4.414

$$V_s = \frac{s}{\mu} = \frac{\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \mu)^2}{n-1}}}{\frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n}} \quad (9)$$

$$\mu = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n} \quad (10)$$

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \mu)^2}{n-1}} \quad (11)$$

图 5 所示为不同螺栓加载工艺下螺栓法兰连接结构螺栓预紧力均值与离散系数对比。整体而言,无论采用何种加载次序,加载轮次越多,离散系数越小。由 1 轮加载改变为 2 轮,离散系数可分别降低 44.4%、42.6% 与 16.2%;就加载次序而言,对角次序是最优次序;在螺栓组加载工艺的轮次之间引入重加载过程可比 ASME PCC-1—2022 推荐加载方法进一步改善预紧力一致性,从离散系数来看,2 轮对角-2×6 重加载相比采用 ASME PCC-1 加载降低了 82.5%。

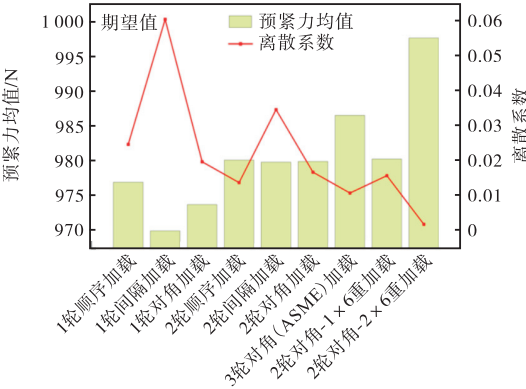


图 5 螺栓预紧力均值与离散系数对比

Fig.5 Comparison between mean values and dispersion coefficients of bolt pretightening force

3 工程试验验证

3.1 试验加载参数的计算与评估

试验所用螺栓规格及性能参数如表 4 所示。

表 4 螺栓规格及性能参数

Tab.4 Bolt specifications and performance parameters

螺栓材质	螺栓规格	性能等级	抗拉强度/MPa	屈服强度/MPa	螺纹横截面积/mm ²
奥氏体不锈钢-304	M6	A2-70	700	550	20.1

由表 4 可得螺栓抗拉强度为 700 MPa,屈服强度为 550 MPa,螺纹中径 5.35 mm,摩擦系数取 0.15,以此计算螺栓在屈服强度下的最大拧入力矩。

螺栓预紧力 F 与扭矩 T 的关系为

$$F = \frac{T}{\frac{\mu_s}{\cos \alpha} \frac{d_2}{2} + \frac{p}{2\pi} + \frac{d_w \mu_w}{2}} \quad (12)$$

螺栓正应力为

$$\sigma = \frac{1000F}{A_0} \quad (13)$$

螺栓螺纹扭矩为

$$T_s = \frac{\mu_s}{\cos \alpha} \frac{d_2}{2} F \quad (14)$$

螺栓受到的扭应力为

$$\tau_s = \frac{T_s}{W_p} \quad (15)$$

总应力 σ_{total} 需小于螺栓的屈服强度,即

$$\sigma_{total} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_s^2} < 550 \text{ MPa} \quad (16)$$

求得螺栓最大许用扭矩,即

$$T < [T] = 13.12 \text{ N} \cdot \text{m}$$

此外,根据国家标准《紧固件机械性能 不锈钢螺栓、螺钉和螺柱》(GB/T 3098.6—2023),查表得性能等级为 A2-70 的奥氏体不锈钢螺纹规格 M6 的粗

牙螺栓的最小破坏扭矩为 $13.00 \text{ N} \cdot \text{m}$, 与计算结果基本相合。

通过预试验探究过预紧对螺栓永久塑性变形的影响, 进而评估确定合适的试验加载参数, 以使螺栓组在加载过程中始终尽可能处于弹性限度内。在试验前, 使用超声设备对螺栓预紧力与伸长量的关系进行标定置 0。在每次试验结束后, 再次使用超声设备对部分螺栓在不受载荷状态下的长度变化进行测量。通过试验前、后的测量发现, 在拧紧过程中预紧力达到很高水平的螺栓, 在卸载后相较于其他螺栓明显变长, 即产生了永久性的塑性变形。对试验数据采集点进行线性拟合, 卸载后螺栓伸长量和最大预紧力的关系如图 6 所示。

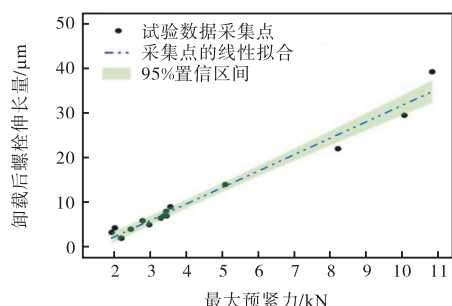


图 6 卸载后螺栓伸长量和最大预紧力之间的关系

Fig.6 Relationship between bolt elongation and maximum pretightening force after unloading

结果表明, 当预紧力在 2.00 kN 以上时, 螺栓很可能会产生 $5 \mu\text{m}$ 以上的永久塑性变形。当预紧力达到 8.00 kN 以上时, 螺栓会产生 $20 \mu\text{m}$ 以上的永久变形。

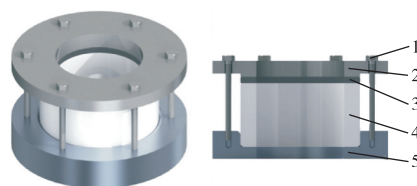
根据前期预试验结果以及实际工况条件, 当将单螺栓预紧力拧至 3.00 kN 时, 所需的拧紧扭矩值约为 $10.00 \sim 12.00 \text{ N} \cdot \text{m}$, 已经接近于其最大许用值 $13.00 \text{ N} \cdot \text{m}$, 接近或超过这个值螺栓可能发生屈服。因此, 为了保证螺栓在弹性区间内的使用, 螺栓期望预紧力最大不应超过 2.00 kN 。基于以上, 以螺栓利用率为 50% 设定拧紧扭矩 $6.50 \text{ N} \cdot \text{m}$ 为目标扭矩进行正式试验, 期望预紧力分布于 $1.90 \sim 2.10 \text{ kN}$ 。

3.2 试件制备与试验装置

某型压力容器多级装配法兰结构示意图如图 7 所示, 被连接件共有 5 级, 由外至内依次为: 螺栓、不锈钢法兰、PTFE 垫圈、陶瓷隔热体、容器基体。

试验采用数显力矩扳手进行目标扭矩的拧紧, 而后采用超声设备测量螺栓预紧力。图 8 所示为高精度数显力矩扳手, 可在小量程 ($0.30 \sim 6.00 \text{ N} \cdot \text{m}$) 内提供精度为 $-2\% \sim 2\%$ 的扭矩值。图 9 所示为超声螺

栓测量设备, 用于发射与接收超声波束以测量在螺栓中来回行程的时间并计算螺栓伸长量, 进而通过螺栓标定文件计算螺栓预紧力值。



1—螺栓; 2—不锈钢法兰; 3—PTFE 垫圈; 4—陶瓷隔热体; 5—容器基体

图 7 多级装配法兰结构示意图

Fig.7 Multistage assembly flange structure



图 8 高精度小量程数显力矩扳手

Fig.8 High-precision digital display torque wrench with a small measurement range



图 9 超声螺栓测量设备

Fig.9 Ultrasonic bolt measurement equipment

3.3 试验结果

为了探究不同拧紧工艺过程中的螺栓预紧力变化, 以及进一步探究对预紧力的影响规律, 试验设置了加载轮次、加载次序、重加载轮次、重加载螺栓个数与重加载方式 5 种类别, 互相形成对照组。加载轮次是在用手将螺栓带入至贴合后, 分 n 轮拧紧至目标扭矩 T , 每轮加载扭矩 T/n 的轮次数; 加载次序分为顺序、间隔、对角 3 类, 螺栓总个数为 6 个; 重加载螺栓个数指在全部螺栓拧紧后, 参与重加载的螺栓个数。

3.3.1 ASME PCC-1—2022 推荐加载方法试验结果

由有限元分析和试验结果可以得出, 当加载轮次在 2 轮及以下时, 预紧力的一致性均不理想, 但对角加载次序明显优于顺序和间隔加载次序。采用 ASME PCC-1—2022 的加载方案, 图 10 给出了 3 轮对角加载的螺栓预紧力值随加载步骤序号的变化情况。

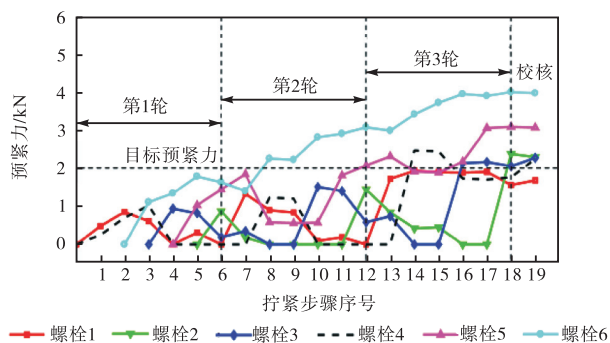


图 10 3轮对角 (ASME 方法) 加载过程预紧力

Fig.10 Variation of bolt pretightening force during three-round diagonal loading process (ASME method)

采用 ASME PCC-1—2022 的加载方案, 最终各螺栓的预紧力的最大值为 3.96 kN, 与 2 轮加载后区别不大。可见加载轮次由 2 轮改为 3 轮, 对于各螺栓的预紧力值的一致性改善效果并不明显。

3.3.2 重加载轮次试验结果

重加载过程可以使其他所有螺栓充当工艺螺栓压紧各级被连接件, 逐一将每颗螺栓卸载并重新加载至目标扭矩, 使螺栓组的预紧力重新分布。图 11、图 12 分别给出了 2 轮对角加载的 1 轮和 2 轮重加载的螺栓预紧力值随加载步骤序号的变化情况。1 轮重加载包含 6 个拧紧步骤, 即在 2 轮加载之间或之后对每颗螺栓以加载次序重新加载。最终仍按照目标扭

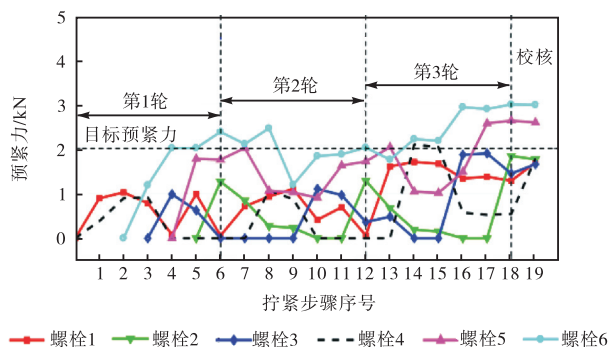


图 11 2轮对角-1×6重加载过程预紧力

Fig.11 Variation of bolt pretightening force during two-round diagonal loading and 1×6 reloading process

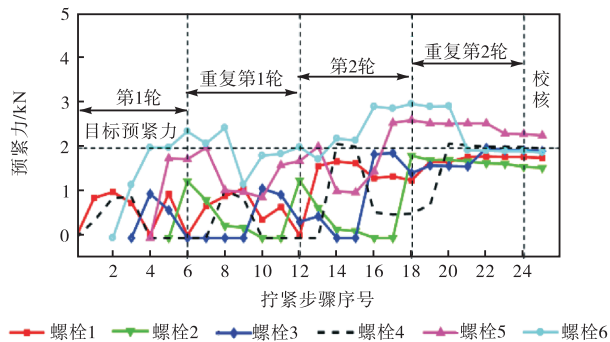


图 12 2轮对角-2×6重加载过程预紧力

Fig.12 Variation of bolt pretightening force during two-round diagonal loading and 2×6 reloading process

矩进行 1 次校核。

与 2 轮对角加载相比, 1 轮重加载过程使各螺栓预紧力的最大值降为 2.97 kN; 2 轮重加载过程使各螺栓的预紧力的一致性进一步改善, 最大值降为 2.28 kN。可见重加载过程的引入可明显改善预紧力值的一致性, 并且 2 轮重加载的试验结果优于 1 轮重加载。

3.3.3 重加载螺栓个数试验结果

图 13 和图 14 分别给出了 2 轮对角加载 2 轮 2 颗螺栓重加载和 2 轮 4 颗螺栓重加载的螺栓预紧力值随加载步骤序号的变化情况。

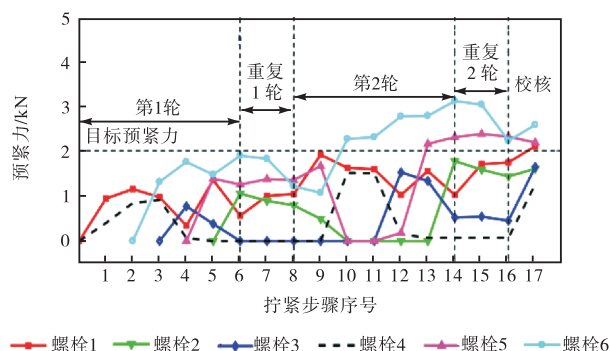


图 13 2轮对角-2×2重加载过程预紧力

Fig.13 Variation of bolt pretightening force during two-round diagonal loading and 2×2 reloading process

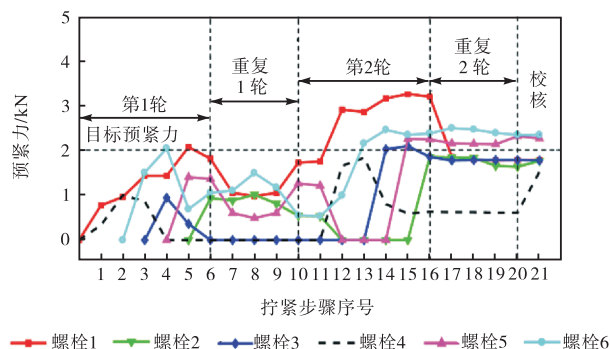


图 14 2轮对角-2×4重加载过程预紧力

Fig.14 Variation of bolt pretightening force during two-round diagonal loading and 2×4 reloading process

2 轮 2 颗螺栓重加载后, 各螺栓的预紧力的最大值为 2.57 kN; 2 轮 4 颗螺栓重加载后, 各螺栓的预紧力的最大值为 2.34 kN。各螺栓的预紧力值的最大值与 2 轮全部螺栓重加载的试验结果相比偏大, 可见在重加载轮次相同的情况下, 参与重加载的螺栓个数越多, 预紧力值的一致性越好。

3.3.4 重加载方式试验结果

图 15 给出了 2 轮对角加载的 2 轮重加载的螺栓预紧力值随加载步骤序号的变化情况。不同的是, 此次试验的最后 1 次重加载过程采用扭矩转角法对单螺栓分别拧紧, 最终不再以扭矩法按照目标扭矩进行

校核.

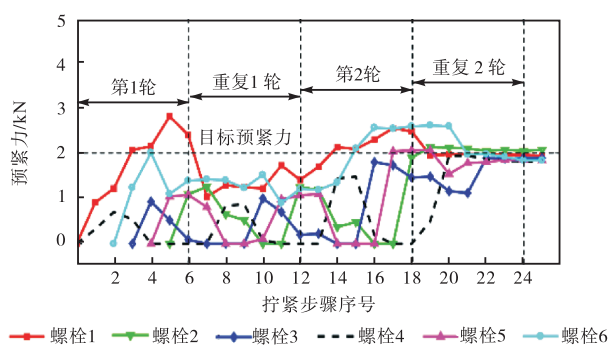


图 15 2 轮对角-2×6 重加载过程预紧力(最终重加载采用扭矩转角法)

Fig.15 Variation of bolt pretightening force during two-round diagonal loading and 2×6 reloading process (torque angle method is adopted in the last reloading process)

最终各螺栓的预紧力的最大值为 2.07 kN, 最小值为 1.81 kN, 与仅采用扭矩法的 2 轮对角加载 2 轮重加载(图 12)相比, 各螺栓的预紧力的一致性进一步改善. 可见扭矩转角法的单螺栓拧紧方式与扭矩法相比, 由于单螺栓拧紧精度更高, 进而显著改善了螺栓组预紧力值的分布一致性.

3.4 试验结果分析

对比试验结果如图 16 所示. 就预紧力均值而言, 1 轮加载的均值在 3.000 kN 以上, 2 轮加载的均值在 2.600 kN 以上, 采用 ASME PCC-1 加载的均值为 2.583 kN, 与期望值 2.000 kN 仍有明显差距. 引入 1 轮重加载后均值下降至 2.100 kN 以下, 2 轮对角-2×6 重加载的均值为 1.905 kN, 与期望值的差距小于 1.000 kN. 就离散系数而言, 2 轮对角加载相比 1 轮对角加载降低了 73.1%, 优化效果明显; 采用 ASME PCC-1 加载相比 2 轮对角加载降低了 2.5%, 差距不大; 2 轮对角-2×6 重加载相比采用 ASME PCC-1 加载降低了 59.9%, 优化效果明显; 2 轮对角-

2×6 重加载的最后一次重加载若采用扭矩转角法(2 轮对角-2×6*重加载), 相比仅采用扭矩法(2 轮对角-2×6 重加载)离散系数可进一步降低 57.6%.

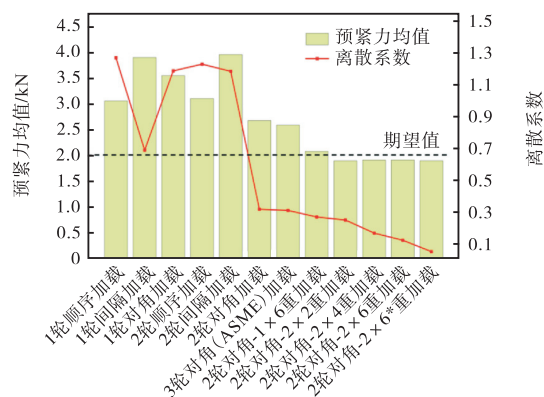


图 16 预紧力均值与离散系数的试验结果对比

Fig.16 Comparison of experimental results for mean pretightening force and dispersion coefficients

不同加载方式的试验与仿真的离散系数对比如图 17 所示, 可见从预紧力的离散系数来看, 试验结果与仿真结果的趋势基本一致. 不同加载变量下的均值与离散系数如表 5 所示.

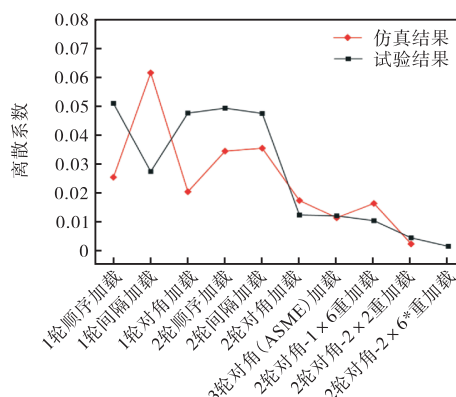


图 17 不同加载方式的试验与仿真的预紧力离散系数对比
Fig.17 Comparison of dispersion coefficients between experimental and simulated pretightening force using different loading strategies

表 5 试验结果对比

Tab.5 Comparison of experimental results

试验序号	加载轮次	加载次序	重加载轮次	重加载螺栓个数	重加载拧紧方式	均值 μ /N	离散系数 V_s
1	1 轮	顺序	0	0	扭矩法	3 051.67	1.270 38
2	1 轮	间隔	0	0	扭矩法	3 891.67	0.689 94
3	1 轮	对角	0	0	扭矩法	3 541.67	1.188 06
4	2 轮	顺序	0	0	扭矩法	3 098.33	1.229 80
5	2 轮	间隔	0	0	扭矩法	3 948.33	1.185 25
6	2 轮	对角	0	0	扭矩法	2 671.67	0.319 52
7	3 轮	对角	0	0	扭矩法	2 583.33	0.311 63
8	2 轮	对角	1	6	扭矩法	2 071.67	0.270 58
9	2 轮	对角	2	2	扭矩法	1 891.67	0.251 76
10	2 轮	对角	2	4	扭矩法	1 905.00	0.169 02
11	2 轮	对角	2	6	扭矩法	1 906.67	0.124 80
12	2 轮	对角	2	6	扭矩转角法	1 893.33	0.052 89

4 结 论

根据有限元分析及工程试验结果,针对螺栓法兰连接预紧力一致性问题,得到主要结论如下。

(1) 在螺栓组加载工艺的轮次之间引入重加载过程可比 ASME PCC-1—2022 推荐加载方法进一步改善预紧力一致性。重加载过程可以使其他螺栓压紧各级被连接件,逐一将螺栓卸载并重新加载至目标扭矩,使螺栓组的预紧力重新分布。重加载的轮次越多、参与重加载的螺栓个数越多,预紧力一致性越好。

(2) 在重加载过程使用扭矩转角法的单螺栓拧紧工艺,与仅采用扭矩法相比可进一步提升单螺栓拧紧精度,从而显著提升螺栓组预紧力的一致性。

(3) 螺栓组预紧力的离散系数与均值有一定的关联关系。选用不同的加载工艺加载螺栓后,螺栓组预紧力的离散系数越小,其预紧力均值越可能贴近期望值。

参考文献:

- [1] 喻健良, 闫兴清, 刘 明, 等. 顺次及交叉加载方案下螺栓弹性交互作用规律[J]. 压力容器, 2011, 28(10): 1-8.
Yu Jianliang, Yan Xingqing, Liu Ming, et al. Elastic interaction rules between bolts during cross and sequential bolt-up process[J]. Pressure Vessel Technology, 2011, 28(10): 1-8(in Chinese).
- [2] 杨心理. 高压管箱法兰的强度和刚度有限元分析[J]. 压力容器, 2018, 35(6): 46-51.
Yang Xinli. Strength and stiffness FEA of the high pressure channel flange[J]. Pressure Vessel Technology, 2018, 35(6): 46-51(in Chinese).
- [3] 杨 萌. 浅析压力容器法兰连接垫片密封泄漏原因[J]. 化工装备技术, 2019, 40(5): 42-44.
Yang Meng. Analysis of leakage causes of flange connection gasket seal in pressure vessels[J]. Chemical Equipment Technology, 2019, 40(5): 42-44(in Chinese).
- [4] 佟德明, 杨明阳, 韩 强, 等. 石化装置法兰安全密封技术探讨[J]. 石油和化工设备, 2019, 22(1): 78-80, 85.
Tong Deming, Yang Mingyang, Han Qiang, et al. Discussion on safety seal technology of flange of petrochemical device[J]. Petro and Chemical Equipment, 2019, 22(1): 78-80, 85(in Chinese).
- [5] Bibel G. Summary of PVRC Research on Bolted Flange Assembly[R]. New York: American Society of Mechanical Engineers, 1995.
- [6] Bibel G, Ezell R. Bolted flange assembly: Preliminary elastic interaction data and improved bolt-up procedures [J]. Welding Research Council Bulletin, 1996(1): 108253204
- [7] Nassar S A, Wu Z J, Yang X J. A new tightening methodology for gasketed joints based on nonlinear finite element analysis[C]//ASME Pressure Vessels and Piping Conference. Chicago, USA, 2008: 110001458.
- [8] Bibel G, Ezell R. An improved flange bolt-up procedure using experimentally determined elastic interaction coefficients[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 1992, 114: 439-443.
- [9] Nassar S A, Yang X J. Novel formulation of bolt elastic interaction in gasketed joints[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2009, 131(5): 051204.
- [10] 谢林君, 任 欣. 高温高压容器封头密封结构连接螺栓预紧应力研究[J]. 石油化工设备, 2010, 39(5): 9-13.
Xie Linjun, Ren Xin. Study of stud stress in process of seal high temperature and pressure vessel head[J]. Petro-Chemical Equipment, 2010, 39(5): 9-13(in Chinese).
- [11] 喻健良, 罗从仁, 张忠华, 等. 法兰密封系统螺栓加载方式试验研究[J]. 压力容器, 2012, 29(11): 7-12.
Yu Jianliang, Luo Congren, Zhang Zhonghua, et al. Experimental study of bolt tightening method in bolted flange sealing connections[J]. Pressure Vessel Technology, 2012, 29(11): 7-12(in Chinese).
- [12] 陈 威, 章兰珠. 基于弹性交互作用系数法的法兰接头拧紧方法优化[J]. 润滑与密封, 2020, 45(7): 46-51.
Chen Wei, Zhang Lanzhu. Optimization of flange joint tightening method based on elastic interaction coefficients method[J]. Lubrication Engineering, 2020, 45(7): 46-51(in Chinese).
- [13] 赵 兵, 张守阳, 王 辉. 航空发动机转子螺栓连接

- 预紧力散差分析[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2021, 61(10): 1144-1151.
- Zhao Bing, Zhang Shouyang, Wang Hui. Analyses of preload variations in aeroengine rotor bolted connections[J]. Journal of Tsinghua University(Science and Technology), 2021, 61(10): 1144-1151(in Chinese).
- [14] 李 玲, 杜旭阳, 王晶晶, 等. 凸面法兰连接下的螺栓载荷均匀性分析[J]. 吉林大学学报(工学版), 2024, 54(9): 2451-2459.
- Li Ling, Du Xuyang, Wang Jingjing, et al. Analysis of bolt load uniformity under convex flange connection[J]. Journal of Jilin University(Engineering and Technology Edition), 2024, 54(9): 2451-2459(in Chinese).
- [15] 段红燕, 石 岩, 刘俭辉, 等. 螺栓法兰连接剩余预紧力分析[J]. 润滑与密封, 2026, 51(1): 30-37.
- Duan Honyan, Shi Yan, Liu Jianhui, et al. Analysis of residual preload in bolted flange connections[J]. Lubrication Engineering, 2026, 51(1): 30-37(in Chinese).
- [16] Alkelani A A, Nassar S A, Housari B A. Formulation of elastic interaction between bolts during the tightening of flat-face gasketed joints[J]. Journal of Mechanical Design, 2009, 131(2): 21004-21009.
- [17] Takaki T, Fukuoka T. Effective bolting up procedure using finite element analysis and elastic interaction coefficient method[C]//ASME/JSME 2004 Pressure Vessels and Piping Conference. San Diego, USA, 2004: 155-162.
- [18] ASME PCC-1—2022 Guidelines for Pressure Boundary Bolted Flange Joint Assembly[S]. New York: The American Society of Mechanical Engineers, 2022.
- [19] Rubber & Plastics News Group. Fluid sealing association[J]. Rubber & Plastics News, 2021(11): 6.

(责任编辑: 王晓燕)