

航空发动机安装边螺栓连接密封特性试验

艾延廷¹, 来纯强¹, 郝燕平², 孙丹¹, 吴立夫¹

(1. 沈阳航空航天大学 航空航天工程学部(院)

辽宁省航空推进系统先进测试技术重点实验室, 沈阳 110136;

2. 中国航空发动机集团有限公司 沈阳发动机设计所, 沈阳 110015)

摘 要: 通过试验的方法对影响安装边螺栓连接结构密封特性的因素进行了系统分析与研究, 设计和搭建了安装边螺栓连接密封特性试验系统, 研究了螺栓加载方案、预紧力和螺栓数量对安装边密封特性的影响规律。研究表明: JIS B 2251 加载方案可以获得更均匀的预紧力, 与其他方案相比, 气体泄漏持续的时间长, 达到 600 s, 且加载工作量小; 增大预紧力可使压力下降的持续时间增加, 从 6.0 kN 的 400 s 至 7.5 kN 的 540 s 和 9.0 kN 的 650 s; 螺栓数量的增加使得 $t=0$ 时刻的泄漏率从 $2.6 \text{ cm}^3/\text{s}$ 降到 $1.7 \text{ cm}^3/\text{s}$, 从而提升试验件的密封性能。该研究可为安装边密封特性分析与结构设计提供参考。

关 键 词: 螺栓连接; 密封特性; 加载方案; 预紧力; 航空发动机

中图分类号: V231

文献标志码: A

Experiment on sealing characteristics of bolted flanged connections for aero-engines

AI Yanting¹, LAI Chunqiang¹, HAO Yanping², SUN Dan¹, WU Lifu¹

(1. Key Laboratory of Advanced Measurement and Test Technique for Aviation Propulsion System, Liaoning Province, Faculty of Aerospace Engineering, Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136, China;

2. Shenyang Engine Research Institute, Aero Engine Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: The leakage factors of the bolted flanged connections were analyzed systematically and studied experimentally. The experimental system of sealing characteristics of bolted flanged connections was designed and constructed to study the influences of bolt loading method, preload and number of bolts on the sealing characteristics of flange connection. The results show that the loading method of JIS B 2251 can obtain more uniform preload, the gas leakage lasts longer than other methods up to 600 s, and the workload is smaller; increasing the preload can increase the duration of the pressure drop, from 400 s of 6.0 kN to 540 s of 7.5 kN and 650 s of 9.0 kN. The increase in the number of bolts makes the leakage rate of the $t=0$ moment drop from $2.6 \text{ cm}^3/\text{s}$ to $1.7 \text{ cm}^3/\text{s}$, thereby improving the sealing performance of the experimental piece. This study can provide a reference for the sealing characteristic analysis and structural design of bolted flanged connections.

收稿日期: 2017-05-31

基金项目: 国家自然科学基金(51675351); 航空基金(20140454003); 辽宁省自然科学基金(2015020113)

作者简介: 艾延廷 (1963—), 男, 教授、博士生导师, 博士, 主要研究航空发动机结构完整性与可靠性、航空发动机故障诊断等方向。

引用格式: 艾延廷, 来纯强, 郝燕平, 等. 航空发动机安装边螺栓连接密封特性试验[J]. 航空动力学报, 2018, 33(10): 2315-2323. AI Yanting, LAI Chunqiang, HAO Yanping, et al. Experiment on sealing characteristics of bolted flanged connections for aero-engines[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(10): 2315-2323.

Key words: bolt connection; sealing characteristics; loading method; preload; aero-engines

随着航空发动机技术、性能要求的不断提高, 气体密封问题已经成为航空发动机设计领域的热点研究内容^[1-4]。航空发动机机匣安装边特别是燃烧室及高压涡轮安装边密封的工作条件具有环境温度、高密封压差以及剧烈振动等特征^[5], 给设计和使用带来挑战^[6-7]。航空发动机机匣安装边的设计在考虑强度、刚度的同时, 必须要满足越来越高的密封要求。为了获得良好、可靠的安装边密封效果, 需要对螺栓连接处进行合理的密封设计^[8]。

由于螺栓间存在弹性交互作用^[9-11], 对预紧力的均匀性产生影响^[12], 而均匀的预紧力是安装边螺栓连接实现高效密封的前提。2000 年, 美国机械工程师协会(ASME)颁布了 ASME PCC(post construction committee)-1《压力边界螺栓法兰连接安装指南》^[13], 2010 年又发布了修订版^[14]。日本工业标准委员会也于 2008 年审查通过了关于压力边界法兰连接螺栓紧固标准 JIS B 2251^[15]。Tsuji 和 Terui 试验研究了以上两种加载方案, 认为两种加载方案所获得螺栓载荷的离散程度相差不大, 但后者更加高效^[16]。喻健良等^[17]通过试验对螺栓的交叉以及顺次加载方案进行了研究, 并依据不同加载方案下螺栓载荷的分布规律提出了优化加载方案。合理的螺栓预紧力是保证密封的重要因素^[18-20], 文献^[14]给出了安装螺栓应力的上限和下限。最高安装螺栓应力一般控制在螺栓室温屈服强度的 40%~70%; 安装螺栓应力的下限一般控制在螺栓室温屈服强度的 20%~30%。郭大伟等^[21]针对焊环式无垫片焊接密封法兰唇焊结构的泄漏问题进行了分析。周坤等^[22]通过对 2 种控制螺栓预紧力方法的分析比较后得出螺栓伸长量的方法适合密封要求高的场合。倪永良等^[23]针对无垫片焊唇密封法兰给出了螺栓预紧力的计算方法。顾伯勤等^[24]提出了紧密性概念并通过试验和计算证明增大螺栓预紧力可降低法兰连接的泄漏率。文献^[18]指出螺栓数量应是 4 的倍数, 且最小螺栓间距必须保证扭矩工具间隙, 并给出了相应公式。以上文献关于航空发动机机匣安装边处密封探讨较少, 涉及的多是管道法兰。

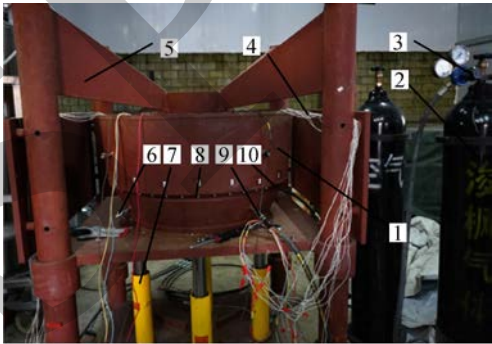
本文以试验的方法对发动机螺栓连接安装边密封特性进行研究。设计了安装边螺栓连接密封特性试验系统, 研究了 ASME PCC-1、顺次和 JIS

B 2251 等不同螺栓加载方案对密封腔室内压力及泄漏量的影响规律; 在 JIS B 2251 螺栓加载方案下, 研究安装边螺栓预紧力和螺栓数量对密封腔室内压力及泄漏量的影响规律。

1 试验系统及方法

1.1 试验系统

航空发动机安装边螺栓连接密封性能现场试验装置如图 1 所示, 试验系统如图 2 所示, 由四部分组成, 分别为安装边法兰密封试验件、轴向力平衡装置、充气与管路系统以及数据采集系统。



1 试验件; 2 压缩气瓶; 3 减压阀; 4 埋入式应变计连线; 5 试验支架; 6 热电偶; 7 千斤顶; 8 埋入应变计的螺栓; 9 进气口; 10 压力传感器。

图 1 现场试验装置

Fig. 1 Field experiment equipment

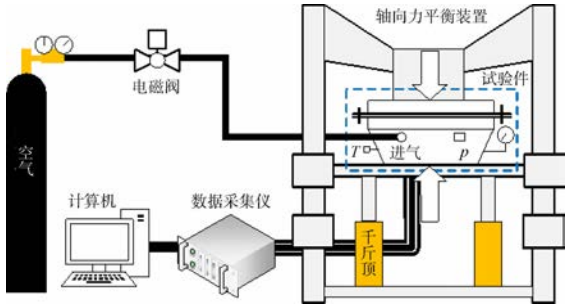


图 2 试验系统图

Fig. 2 Experimental system diagram

试验件如图 3 所示。A 处为本试验研究的安装边螺栓连接处, 螺栓孔分布圆直径为 800 mm。为安全和实际工作条件考虑, 需在试验中同时使用轴向力平衡装置对试验件内部气体压力所产生的轴向力进行力的平衡。试验件材料为 Q235, 为防止试验件上下盖被轴向力平衡装置挤压变形,

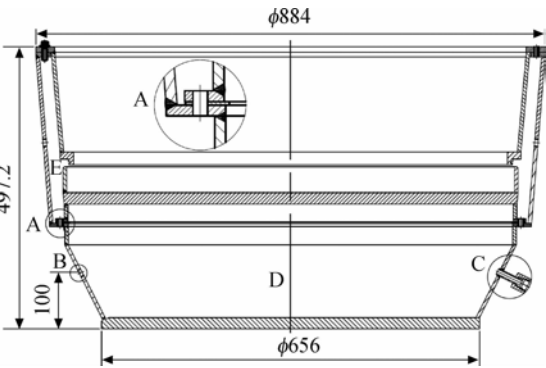


图 3 试验件(单位:mm)
Fig. 3 Experimental piece (unit:mm)

上下盖板使用 30 mm 厚钢板以获得足够刚度。安装边接触面均保证表面粗糙度不大于 1.6 μm,控制螺栓孔累计公差保证螺栓可以正常安装。焊缝保证焊透、焊牢。试验件表面开有 4 个接口,分别安装热电偶、压力传感器、压力表与进气软管。

试验开始前,首先确定螺栓的目标预紧力,对于安装埋入式应变计的螺栓,计算每颗螺栓的目标应变,获得精确的预紧力。对于没有安装埋入式应变计的螺栓,将预紧力转换为扭力扳手的力矩。完成对试验件安装边螺栓的加载工作。

试验中,气瓶中的高压空气经减压阀降压后,经由电磁阀进入试验件腔室 D 中。在进气的同时打开千斤顶,观察油压表压力,确保升压过程中轴向力与千斤顶压力在相同水平。当气体压力逐渐达到目标值时,降低气体流速,尽可能减少腔室内部的气体流速。在试验压力下关闭电磁阀,同时逐渐降低千斤顶的油压,确保降压过程中千斤顶压力与轴向力相同。使用数据采集仪记录这一过程试验件腔室 D 中的压力与温度,以便计算泄漏率。

1.2 试验件工作压力确定

1.2.1 计算压力核算

根据 GB150-2011《压力容器》国家标准核算该容器筒体能承受的最大内压,计算过程如下:

$$p_c = \frac{2[\sigma]^t \varphi \delta}{D_0} = \frac{2 \times \frac{205}{1.5} \times 0.8 \times 6.0}{774} = 1.69 \text{ MPa} \tag{1}$$

式中 p_c 为计算压力(MPa); $[\sigma]^t$ 为设计温度下的许用应力(MPa); φ 为焊缝系数,取 0.8; δ 为有效厚度(mm)。

该试验件筒体部分能够承受的计算压力为 1.69 MPa。但这不能代表试验件能够承受的最

大压力。该试件所能承受的最大压力利用水压试验进行模拟研究。

1.2.2 水压试验

向试验件内腔室注水,在 0.9 MPa 时,安装有丁腈橡胶密封垫的试验件安装边处出现泄漏。因此,试验件在安装边螺栓连接处失效前能承受的内压可以确定为 0.9 MPa。本试验取 0.8、0.6、0.4、0.2 MPa 共 4 种工作压力。

1.3 螺栓预紧力的确定

根据某航空发动机设计要求,安装边螺栓扭矩工艺范围为 12.4~13.5 N·m,螺栓公称直径为 M7。螺栓预紧力与扭矩的换算公式如下:

$$F = \frac{T}{0.2d} \tag{2}$$

式中 F 为螺栓预紧力(kN), T 为螺栓扭矩(N·m), d 为螺栓直径(mm)。

由式(2)可以得出螺栓的预紧力范围为 8857.1~9642.9 N。

试验中使用埋入式应变计测量螺栓预紧力,使用数据采集仪采集。根据电阻应变计厂家提供的电阻应变片的校准结果可以获得加载在应变计上的螺栓预紧力的大小,图 4 为典型应变计的轴向力与应变的关系图。表 1 为试验中应变数据采集的精度指标。

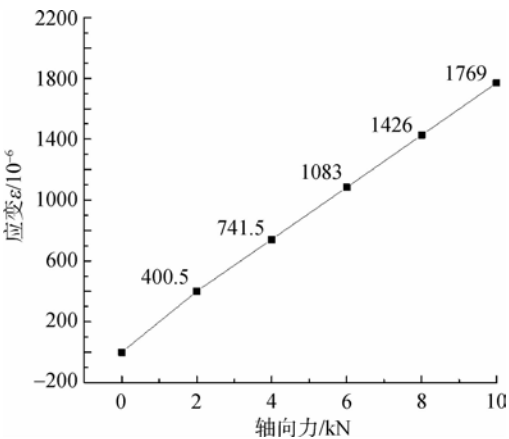


图 4 典型电阻应变计轴向力-应变标定曲线
Fig. 4 Axial force-strain calibration curve of typical resistance strain gauge

表 1 数据采集仪应变数据采集精度		
Table 1 Precision of data acquisition instrument's strain data acquisition		
桥式应变(ε)输入/10 ⁻⁶	最小分辨率/10 ⁻⁶	非线性误差
-50 000~50 000	0.5	0.05%FS

由于本次试验使用的螺栓埋入式应变计所能承受的最大载荷为 10 kN。考虑到试验仪器的安全使用, 取为 9 kN。所以本试验取 6.0、7.5、9.0 kN 共 3 种预紧力来研究预紧力的大小对安装边密封的影响。

1.4 泄漏率计算

采用降压检漏法^[25], 向试验件腔室 D 内充入一定大小的气体压力, 然后关闭进气阀门, 将系统与压缩气瓶隔断。经过一定时间间隔, 测量腔室 D 中的压力和温度的改变, 并按理想气体状态方程式计算出体积泄漏率, 如公式(3)所示。

$$L_v(t_i) = \frac{T_{st}}{p_{st}} \cdot \frac{V}{t_{i+1} - t_i} \left[\frac{p(t_i)}{T(t_i)} - \frac{p(t_{i+1})}{T(t_{i+1})} \right]$$
 (3)

式中 $L_v(t_i)$ 为 t_i 时刻腔室 D 标准状况泄漏率 (cm^3/s); T_{st} 为标准状态下大气温度, 取 273.15 K; p_{st} 为标准状态下大气压力, 取 101.325 kPa; V 为试验件腔室 D 容积, 测量得腔室 D 内部容积约为 76 000 cm^3 ; $p(t_i)$ 为 t_i 时刻测量得到的试验件腔室 D 内绝对压力(kPa); $T(t_i)$ 为 t_i 时刻测量得到的试验件腔室 D 内绝对温度(K); $p(t_{i+1})$ 为 t_{i+1} 时刻测量得到的试验件腔室 D 内绝对压力(kPa); $T(t_{i+1})$ 为 t_{i+1} 时刻测量得到的试验件腔室 D 内绝对温度(K)。

根据不同时刻 K 型热电偶采集到的温度 T 的数值与压力传感器得到的压力 p , 代入公式(3) 可以计算出试验件腔室 D 中气体经由安装边螺栓连接 A 处的泄漏率。

2 试验结果及分析

2.1 加载方案对密封性能的影响

测试试验件螺栓数量为 40 个, 每两个螺栓分为一组, 即每个带有应变计的螺栓与普通螺栓分为一组。逆时针将螺栓编号, 序号默认为安装有应变计的螺栓。预紧力 F 为 9.0 kN, 初始压力为 0.8 MPa。

2.1.1 不同加载方案下预紧力变化规律

图 5 为 ASME PCC-1 加载方案下不同轮次螺栓预紧力的变化。所有螺栓前 3 轮次按 0.3 F 、0.8 F 、1.0 F 交叉加载, 交叉加载次序如下: 1→11→6→16→3→13→8→18→4→14→9→19→2→12→7→17→5→15→10→20。在第 4 轮进行顺次找平, 顺次加载次序如下: 1→2→3→4→5→6→7→8→9→10→11→12→13→14→15→16→17→

18→19→20。

图 5 中黑色方形点代表第 1 轮加载后的载荷。加载后的螺栓间弹性交互影响非常突出, 螺栓间的载荷波动明显, 在每一轮加载后螺栓载荷的离散变化都比较明显。因为使用交叉加载方案时, 法兰端面一直处于偏转、反偏转的状态下。在这种情况下, 法兰密封端面间无法保证完全平行, 螺栓所受预紧力相互影响, 难以加载到合理的目标载荷。

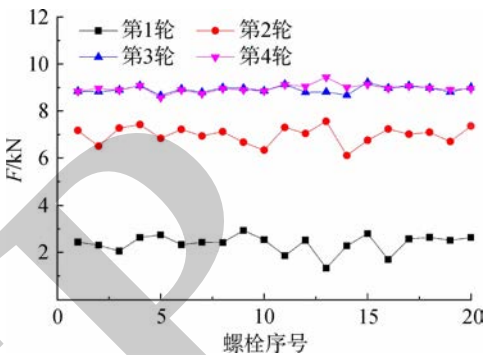


图 5 ASME PCC-1 加载方案
Fig. 5 Loading method of ASME PCC-1

图 6 为顺次加载方案下每轮加载后螺栓预紧力的变化。所有螺栓前 3 轮次按 0.3 F 、0.8 F 、1.0 F 顺次加载。在第 4 轮进行顺次找平。从图中可以看出, 与 ASME PCC-1 加载方案相比, 相同目标载荷下, 多轮顺次加载可以有效避免法兰之间偏载的影响, 降低法兰螺栓之间的交互影响, 使螺栓达到比较稳定、均匀的目标载荷。

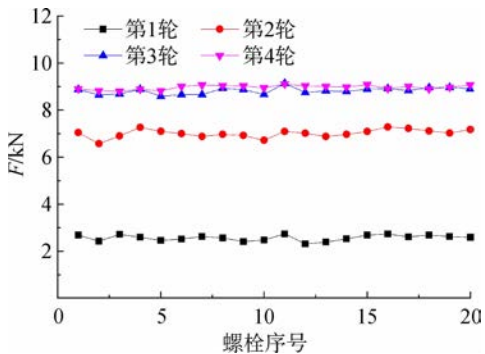


图 6 顺次加载方案
Fig. 6 Loading method of circle

图 7 为 JIS B 2251 加载方案下每轮加载后螺栓预紧力变化。与 ASME PCC-1 加载方案和顺次加载方案不同的是, 该加载方案在第一轮选择等间距 4 组螺栓优先交叉加载至目标载荷的 100%, 加载次序如下: 1→11→6→16。

在第 1 轮加载过程中, 首先加载的 4 组螺栓

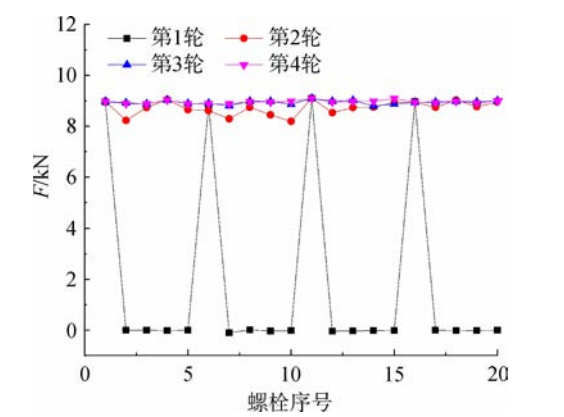


图 7 JIS B 2251 加载方案

Fig. 7 Loading method of JIS B 2251

已经将安装边固定,所以在随后的加载过程将减少偏载、反偏转的影响,这一方法可以有效的将螺栓均匀地加载至目标载荷。之后的两轮次对所有螺栓都进行 $1.0F$ 顺次加载,最后一轮进行顺次找平。螺栓载荷在 4 轮加载后,实际载荷非常均匀。而且与其他几组加载方案相比,这种加载方案的工作量最小。

表 2 为 3 种加载方案下螺栓预紧力的方差,从表中可以看出,与 ASME PCC-1 加载方案相比,顺次加载方案和 JIS B 2251 加载方案的方差都比较小,可以说在同一水平上,而后者更胜一筹。相较而言,ASME PCC-1 加载方案的均匀性不如另外两者,比较差。也就是说顺次加载方案和 JIS B 2251 加载方案都可以使螺栓预紧力比较均匀的完成加载,从而保证密封性更好一些。

表 2 各加载方案下预紧力方差

Table 2 Variance of preload in each loading method

F/kN	预紧力方差		
	ASME PCC-1	顺次	JIS B 2251
9.0	0.17	0.09	0.06

2.1.2 不同加载方案下压力变化规律

图 8 所示为不同加载方案的压力变化曲线,从图中可以看出,3 种加载方案下的压力平滑下降,变化曲线相似。JIS B 2251 加载方案所代表的蓝色曲线一直在其他曲线上面,说明在同一时刻下的压力比另外两个大,其泄漏持续时间也要比其他两种加载方案长,而顺次加载方案也要比 ASME PCC-1 加载方案加载压力下降的持续时间长 20 s 左右。跟上文分析的各加载方案下预紧力加载均匀性好坏所得出的结论相对应,螺栓预

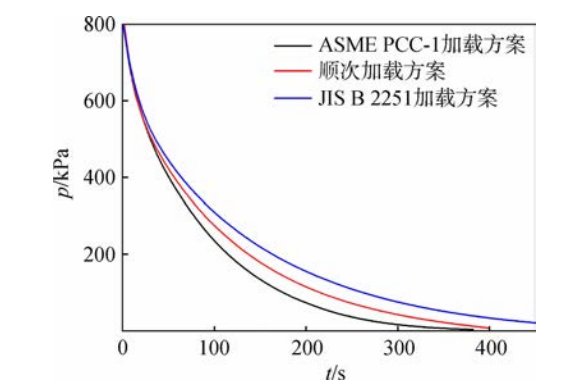


图 8 不同加载方案下压力随时间变化

($p_0=0.8\text{ MPa}$, $F=9.0\text{ kN}$)

Fig. 8 Variation of pressure with time under different loading methods ($p_0=0.8\text{ MPa}$, $F=9.0\text{ kN}$)

紧力加载的均匀性越好,密封性越好,气体泄漏持续的时间越长。

2.1.3 不同加载方案下的泄漏率

图 9 为不同加载方案下的泄漏率随时间的变化规律。从图中可以看出,3 种加载方案所代表的曲线几乎重合。在约 180 s 之前,JIS B 2251 加载方案所代表的蓝色曲线在其他两条曲线的下方,说明在同一时刻下的泄漏率比另外两个小。而约在 180 s 之后,蓝色曲线在其他两条曲线的上方,说明此时 JIS B 2251 加载方案的泄漏率比另外两个大。直至为 0。从时间来看,顺次加载方案和 ASME PCC-1 加载方案泄漏率为 0 时的时间都只有 400 s 左右。而 JIS B 2251 加载方案时间最长,能达到 600 s。

分析认为:在约 180 s 之前,JIS B 2251 加载方案的泄漏率比另外两者小。而它们三者的泄漏总量是一样的,因而 JIS B 2251 加载方案的剩余

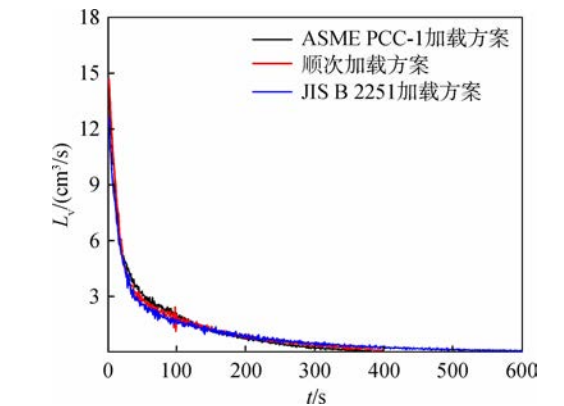


图 9 不同加载方案下泄漏率随时间变化

($p_0=0.8\text{ MPa}$, $F=9.0\text{ kN}$)

Fig. 9 Variation of leakage rate with time under different loading methods ($p_0=0.8\text{ MPa}$, $F=9.0\text{ kN}$)

气体比另外两者多。所以会出现约 180 s 后 JIS B 2251 加载方案的泄漏率大于其他两种,会出现顺次加载方案和 ASME PCC-1 加载方案泄漏率都为 0 的时候 JIS B 2251 加载方案还有气体在泄漏,时间比另外两者多 200 s 左右。

2.2 螺栓预紧力对密封性能的影响

2.2.1 不同预紧力加载变化规律

螺栓预紧力分别为 6.0 kN 和 7.5 kN,在 JIS B 2251 加载方案下的螺栓预紧力变化规律如图 10 所示。

表 3 为 3 种不同螺栓预紧力在 JIS B 2251 加

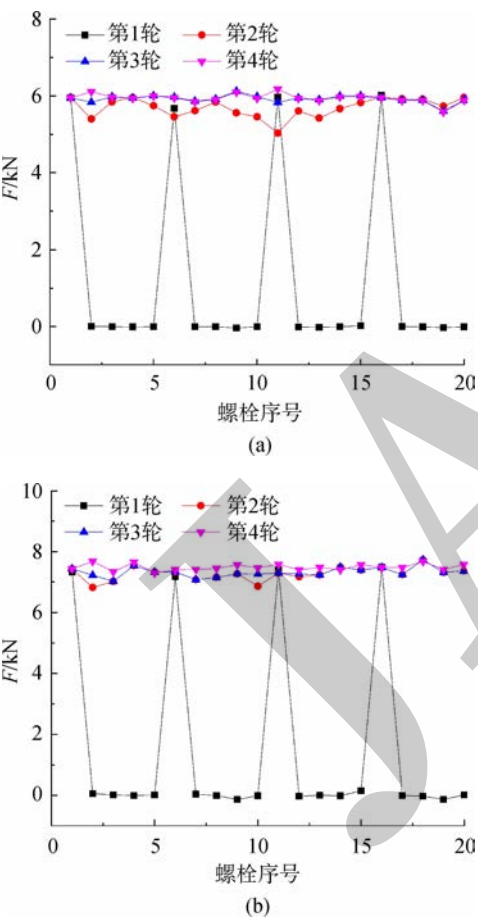


图 10 不同预紧力加载变化规律

Fig. 10 Loading variation under different preloads

表 3 JIS B 2251 加载方案下预紧力方差
Table 3 Variance of preload under JIS B 2251 loading method

<i>F</i> /kN	方差
6.0	0.12
7.5	0.11
9.0	0.06

载方案下的方差,可以看出随着预紧力的增加,方差也就是实际预紧力与目标预紧力的偏差程度在减小,说明均匀程度越来越好,从而保证密封性更好一些。

2.2.2 不同螺栓预紧力下压力变化规律

图 11 为初始压力为 0.8 MPa 时不同螺栓预紧力下腔室内部压力随时间的变化曲线。在刚开始的约 20 s,3 条曲线几乎重合。随后预紧力为 9.0 kN 所代表的曲线一直在其他曲线上面,说明在同一时刻下的压力比另外两个大,其泄漏持续时间也要比其他两种方案长,为 650 s。而预紧力为 7.5 kN 和 6.0 kN 所代表的曲线几乎从始至终都是重合的,但前者比后者多持续了 140 s。

可见当预紧力愈大,压力下降的持续时间愈长。从 6.0 kN 的 400 s 到 7.5 kN 的 540 s 再到 9.0 kN 的 650 s。跟上文所分析的各预紧力下方差的大小所得出的结论相符,分析认为:预紧力越大,均匀性越好,密封性越好,压力下降持续的时间越长。

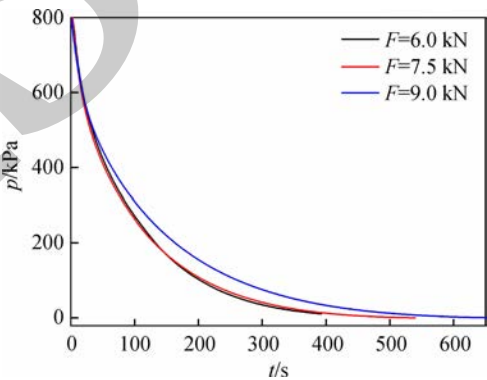


图 11 不同螺栓预紧力下压力随时间变化
($p_0=0.8\text{ MPa}$,JIS B 2251 方案)

Fig. 11 Variation of pressure with time under different preloads ($p_0=0.8\text{ MPa}$,loading method of JIS B 2251)

2.2.3 泄漏率随螺栓预紧力变化规律

图 12 为不同螺栓预紧力下腔室内部泄漏率随时间的变化。从趋势上看,不同预紧力的泄漏率随时间变化曲线是相似的。只是在 $t=0$ 时刻,较小的预紧力产生了比较大的泄漏率,导致泄漏的气体比较多。在约 180 s 时,3 条曲线达到重合,说明此时泄漏率相同。此后,9.0 kN 所代表的曲线在其他两条曲线的上方,说明此时它的剩余气体比另外两者多,所以会出现预紧力为 9.0 kN 的泄漏率大于另外两者,会出现当预紧力为 7.5 kN 和 6.0 kN 的泄漏率都为 0 的时候预紧力

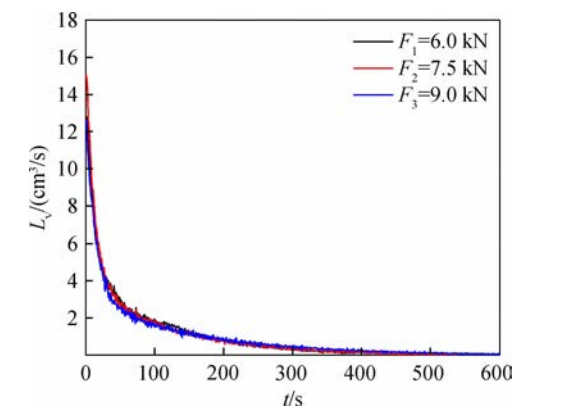


图 12 不同螺栓预紧力下泄漏率随时间变化
($p_0=0.8\text{ MPa}$,JIS B 2251 方案)

Fig. 12 Variation of leakage rate with time under different preloads
($p_0=0.8\text{ MPa}$,loading method of JIS B 2251)

为 9.0 kN 的泄漏率仍为正值。验证了前文压力变化曲线所得出的结论。

2.3 不同螺栓数量对密封性能的影响

表 4 为螺栓数量(n)为 80 的试验件在 JIS B 2251 加载方案下,预紧力为 6.0 kN 时,第 2 轮、第 3 轮、第 4 轮加载后实际载荷与目标载荷的方差。从表中可以看出,随着轮次的增多,方差越来越小,说明螺栓间的均匀程度越来越好。与表 3 相比可看出,80 个比 40 个螺栓加载后的均匀程度要好,从而保证密封性更好一些。

表 4 $n=80$ 时 JIS B 2251 加载方案下预紧力方差

Table 4 Variance of the preload under JIS B 2251 while $n=80$

F/kN	第 2 轮	第 3 轮	第 4 轮
6.0	0.349	0.106	0.0907

2.3.1 不同螺栓数量下的压力随时间变化

图 13 为初始压力分别为 0.2、0.4、0.6、0.8 MPa 和螺栓数量分别为 40 和 80 时腔室内压力随时间变化曲线。从图中可以看出,试验开始后,压力曲线下下降过程比较平滑。当螺栓数量增加到 80 时,初始压力为 0.2 MPa 时压力下降的持续时间约延长了 170 s;0.4 MPa 时延长了 80 s 左右;0.6 MPa 时约延长了 70 s;0.8 MPa 时延长了 90 s 左右。所以提高螺栓数量可以增加试验件的压力下降持续时间。跟上文所分析的螺栓数量为 80 和 40 情况下方差的大小所得出的结论相符:前者的方差小,说明螺栓预紧力加载的均匀性好,保证了密封性更好些,所以时间会增加。

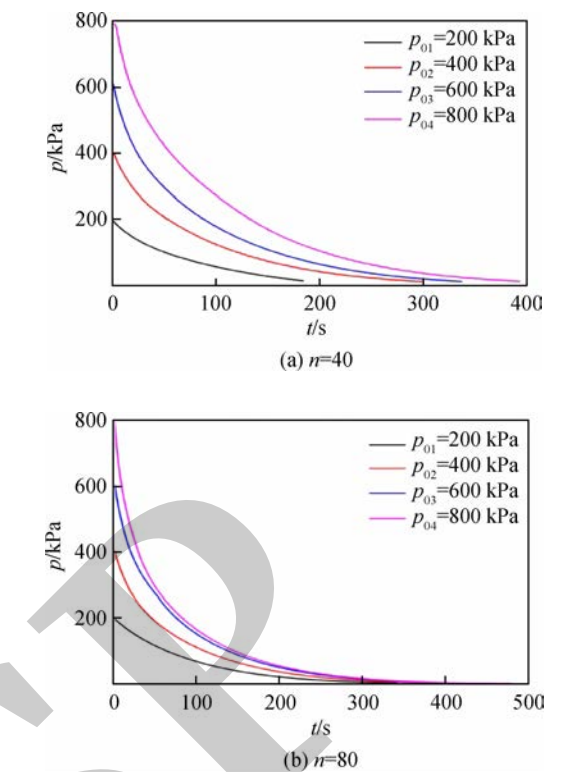


图 13 不同螺栓数量下压力随时间变化
($p_0=0.8\text{ MPa}$,JIS B 2251 方案)

Fig. 13 Variation of pressure with time under different numbers of bolts ($p_0=0.8\text{ MPa}$, loading method of JIS B 2251)

2.3.2 不同螺栓数量下的泄漏率对比

初始压力为 0.2 MPa,不同螺栓数量下泄漏率随时间的变化曲线如图 14 所示。从图中可以看出,在 $t=0$ 时刻,两者的泄漏率差别比较大:螺栓数量为 40 个时,泄漏率是 $2.6\text{ cm}^3/\text{s}$;螺栓数量为 80 个时,泄漏率为 $1.7\text{ cm}^3/\text{s}$ 。

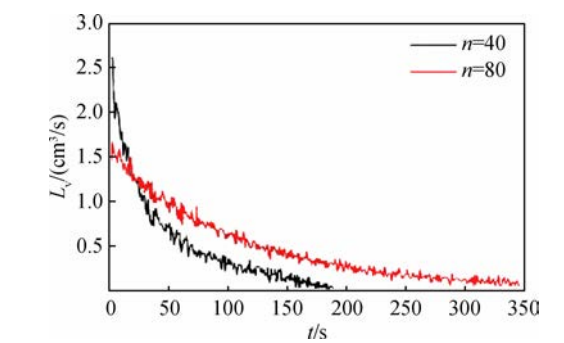


图 14 不同螺栓数量下泄漏率随时间变化
($p_0=0.8\text{ MPa}$,JIS B 2251 方案)

Fig. 14 Variation of leakage rate with time under different numbers of bolts
($p_0=0.8\text{ MPa}$,loading method of JIS B 2251)

随着时间的推移,螺栓数量为40情况下泄漏的气体越来越多,导致腔室内气剩余很少,所以会出现在约20s的时候两者泄漏率相等,之后小于,直至为0。而此时螺栓数量为80的泄漏率仍为正值,说明腔室内仍有气体,直到350s左右降为0。所以总结出:螺栓数量的增加可以延长泄漏时间进而提高试验件的密封性能。验证了前文压力变化曲线所得出的结论。

3 结 论

1) JIS B 2251 加载方案可以获得更均匀的预紧力,与其他加载方案相比,气体泄漏持续的时间长,达到600s,而且工作量也较小;顺次加载也可以达到相当程度的密封效果;ASME PCC-1 加载方案在密封性能上低于JIS B 2251 加载方案及顺次加载方案。

2) 在JIS B 2251 加载方案下,随着预紧力的增大,方差减小,均匀程度变好,并且压力下降的持续时间增加;在 $t=0$ 时刻,较小的预紧力产生了比较大的泄漏量。在随后的时间里,较大的预紧力泄漏持续的时间愈长。

3) 螺栓数量增加前后预紧力均匀程度相差无几,甚至更好一些;提高螺栓数量可以增加试验件的压力下降持续时间;螺栓数量增加可以使 $t=0$ 时刻泄漏率降低,最终提高试验件的密封性能。

参考文献:

- [1] 高杰,郑群,李义进. 动叶顶部蜂窝面迷宫密封对涡轮级气动性能的影响[J]. 航空动力学报, 2012, 27(1): 160-168.
GAO Jie, ZHENG Qun, LI Yijin. Effect of labyrinth-honeycomb seal of shrouded rotor blades on the aerodynamic performance of the turbine stage[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(1): 160-168. (in Chinese)
- [2] 苏华,陈国定. 指尖密封的温度场及热结构耦合分析[J]. 航空动力学报, 2009, 24(1): 196-203.
SU Hua, CHEN Guoding. Analysis of temperature field and coupled thermal and structure for finger seal[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(1): 196-203. (in Chinese)
- [3] 李理科,王之栋,宋飞,等. 刷式密封温度场数值研究[J]. 航空动力学报, 2010, 25(5): 1018-1024.
LI Like, WANG Zhili, SONG Fei, et al. Numerical investigation of temperature field in brush seals[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(5): 1018-1024. (in Chinese)
- [4] 闫玉涛,李雪娟,胡广阳,等. 石墨密封材料高温摩擦磨损行为及预测[J]. 航空动力学报, 2014, 29(2): 314-320.
YAN Yutao, LI Xuejuan, HU Guangyang, et al. Friction/wear behaviors and predication of graphite seal materials under high temperature[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(2): 314-320. (in Chinese)
- [5] 胡广阳. 航空发动机密封技术研究[J]. 航空发动机, 2012, 38(3): 1-4.
HU Guangyang. Application research of seal technologies for aeroengine[J]. Aeroengine, 2012, 38(3): 1-4. (in Chinese)
- [6] 陈光. 航空发动机结构设计分析[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2006.
- [7] 赵廷渝. 航空燃气涡轮动力装置[M]. 成都: 西南交通大学出版社, 2004.
- [8] 《航空发动机设计手册》总编委会. 航空发动机设计手册: 第17册 载荷及机匣承力件强度分析[M]. 北京: 航空工业出版社, 2001.
- [9] BIBEL G D, EZELL R M. An improved flange bolt-up procedure using experimentally determined elastic interaction coefficients[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 1992, 114(4): 439-443.
- [10] NASSAR S A, ALKELANI A A. Clamp load loss due to elastic interaction and gasket creep relaxation in bolted joints[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2006, 128(3): 394-401.
- [11] 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): 519-528.
- [12] TAKAKI T, FUKUOKA T. Effective bolting up procedure using finite element analysis and elastic interaction coefficient method[R]. New York: American Society of Mechanical Engineers, 2004.
- [13] American Society Mechanical Engineers. Guidelines for pressure boundary bolted flange joint assembly; ASME PCC-1—2000[S]. New York: American Society Mechanical Engineers, 2000.
- [14] American Society Mechanical Engineers. Guidelines for pressure boundary bolted flange joint assembly; ASME PCC-1—2010[S]. New York: American Society Mechanical Engineers, 2010.
- [15] Japanese Industrial Standards Committee. Bolt tightening procedure for pressure boundary flanged joint assembly; JIS B 2251—2008[S]. Tokyo: Japanese Industrial Standards Committee, 2008.
- [16] TSUJI H, TERUI Y. Application of bolted flange joint assembly guidelines HPIS Z103 TR to EPTFE sheet gasket [R]. New York: ASME-PVP, 2008.
- [17] 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)
- [18] KIRKEMO F. Design of compact flange joints[R]. Vancouver, British Columbia, Canada: ASME-PVP, 2002.
- [19] 王凤超. 浅析密封与螺栓紧固顺序和紧固扭矩的关系[J].

石油化工设备技术,2014,35(3):50-52.

WANG Fengchao. Brief analysis on the relationship among sealing, bolt tightening sequence and tightening torque[J]. Petro-Chemical Equipment Technology, 2014, 35(3): 50-52. (in Chinese)

[20] 蔡仁良,蔡暖姝,尤子涵,等. 螺栓法兰接头安全密封技术(一):安装螺栓载荷[J]. 化工设备与管道,2012,49(3):12-17.

CAI Renliang, CAI Nuanshu, YOU Zihan, et al. Safe sealing technology for bolted flange connection(1): assembly bolt load[J]. Process Equipment and Piping, 2012, 49(3): 12-17. (in Chinese)

[21] 郭大伟,王妍妍. 无垫片焊接密封法兰焊结构的泄漏原因及改进[J]. 化工装备技术,2013,6(3):62-64.

GUO Dawei, WANG Yanyan. Leakage cause and improvement of welding outside-edge of seal flange welded without gasket[J]. Chemical Equipment Technology, 2013, 6(3): 62-64. (in Chinese)

[22] 周坤,刘美红. 法兰螺栓连接中螺栓预紧力的计算和控制方法分析[J]. 新技术新工艺,2010(8):26-28.

ZHOU Kun, LIU Meihong. Analysis of calculation and control methods of the bolt preload in the flange bolts connection[J]. New Technology and New Process, 2010(8): 26-28. (in Chinese)

[23] 倪永良,崔琴. 无垫片焊唇密封法兰螺栓载荷的分析与计算[J]. 压力容器,2014,31(9):41-46.

NI Yongliang, CUI Qin. Analysis and calculation of no gasket welding lip seal flange bolt load[J]. Pressure Vessel Technology, 2014, 31(9): 41-46. (in Chinese)

[24] 顾伯勤,朱洪生. 螺栓法兰连接的紧密性分析[J]. 石油化工设备,1988,17(1):16-20.

[25] 蔡仁良. 流体密封技术:原理与工程应用[M]. 北京:化学工业出版社,2013.

(编辑:叶 青)