

承受配管弯曲力矩的带PTFE密封垫片的管法兰连接件的力学特性评价

1. 前言

带密封垫片的管法兰连接件被广泛用于炼油工厂设备、化学工厂设备和发电工厂设备中等。过去在日本,曾因其耐热性、密封性、高强度及使用上的简单方便性和低廉的价格,而广泛采用石棉密封垫片,其相关研究也曾非常盛行¹⁾⁻³⁾。但是,因其对人体健康的危险,自2008年起,对石棉密封垫片的使用实施了管制⁴⁾。

石棉密封垫片可分为石棉填料带缠绕式密封垫片和石棉压缩板2大类。在石棉管制后,缠绕式密封垫片在更换为膨胀石墨填料后并未出现太大问题,但压缩板却遇到了一些问题。对于压缩板,为了替代石棉纤维而开发了芳纶纤维的密封垫片,但是因需要调配更多的橡胶成分,故而在耐热性方面出现了一些问题。此外,虽膨胀石墨压缩板在耐热性方面没有问题,但因材料较脆,故存在表面容易划伤难题。因上述原因,改良后的PTFE(Poly-Tetra-Fluoro-Ethylene)系列的密封垫片得到了广泛的应用。改良后的PTFE系列密封垫片具有出色的耐化学品性和耐热性,根据调配和制造方法,可改善蠕变这一传统难题,故而被用于众多的连接部⁵⁾。但是,带PTFE密封垫片的管法兰连接件的密封垫片接触应力分布、密封性能、法兰颈部应力及螺栓轴力变化等力学特性尚不明确。

笔者们对于常温及高温环境下的带PTFE的管法兰连接件的上述力学特性进行了大量研究,发现它比石棉压缩板更加出色^{6)、7)}。

近年来,日本先后于1995年发生了兵库县南部地震、2007年发生了新潟县中越近海地震、2011年发生了东北近海地震、2016年发生了熊本地震等大地震。再加上有一种说法认为在10年内可能会发生南海海沟大地震。而震源地周边有着许许多多的工厂成套设备及建筑物,因此人们非常担心会遭受莫大的灾害。

在发生兵库县南部地震时,因地面液化导致配管弯曲,导致LP气体从法兰连接件泄漏,造成了7万人被要求疏散避难。因此工厂设备的地震对策也不可或缺。泽

等人对带缠绕式密封垫片的法兰连接件受到配管弯曲影响时的力学特性进行了研究⁸⁾⁻¹⁰⁾。加拿大蒙特利尔工学院的Tightness Testing and Research Laboratory对带延伸PTFE的法兰连接件承受配管弯曲时的螺栓轴力的特性进行了研究¹¹⁾,而Koves等人则对配管弯曲的影响提出了通过等价内压进行评价的方法¹²⁾⁻¹⁶⁾。

但是遗憾的是,并没有开展针对承受了配管弯曲和内压的带PTFE的密封垫片的管法兰连接件的研究。在PTFE密封垫片被广泛使用的当今,为了今后地震等灾害的应对,对带PTFE的管法兰连接件的力学特性进行评价是非常重要的。

本研究的目的是通过FEM应力分析和实验,弄清承受配管弯曲和内压的带PTFE的管法兰连接件的力学特性。首先,是根据JIS B 2490对密封垫片的基础特性进行调查。通过有限元(FEM)应力分析计算出螺栓轴力、法兰颈部应力及密封垫片接触应力分布,并根据密封垫片接触应力分布和密封垫片基础特性推测出泄漏量。为了确认FEM应力分析的妥当性,对螺栓轴力和法兰颈部应力与实验结果进行比较。通过实验,对从连接件的泄漏量、螺栓轴力及法兰颈部应力进行测定。连接件尺寸为ASME/ANSI class300 4inch。

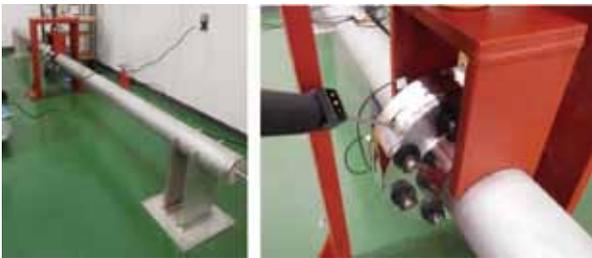
本研究中使用的评价密封垫片为No.GF300。No.GF300完全不含橡胶成分,且不存在基于热及时间的化学老化等问题,故应可获得高精度的力学评价。

2. 实验方法

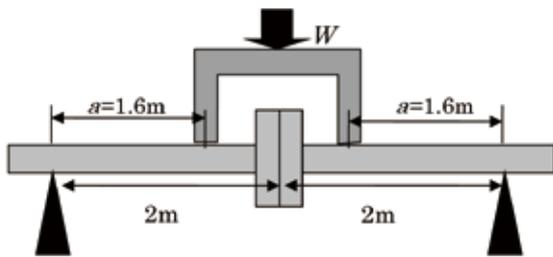
Figure1(a)为管法兰连接件配管弯曲实验装置的照片,Figure1(b)是概要图。它可通过四点弯曲的方式承受配管弯曲力矩,并通过连接的氮气储气罐承受内压。

连接件的尺寸为ASME/ANSI class300 4inch,法兰及管的材料为SUS304¹⁷⁾。各管长度为2m,两者相加为约4m的装置。为配合连接件,密封垫片的直径尺寸定为ASME/ANSI class300 4inch,厚度定为1.5mm。

使用应变仪测定法兰颈部应力、螺栓轴力，使用氦气泄漏检测器、通过 Sniffer 法测定泄漏量。此外，初始的螺栓紧固根据 JIS B2251“法兰接头紧固方法”进行紧固¹⁸⁾。螺栓紧固后，使负荷四点弯曲力矩和内压，测定法兰颈部应力、螺栓轴力及泄漏量。作用弯曲力矩 M 通过 $M=W/2 \times \alpha$ 求得。此外， α 为有效管长(=1.6m)。螺栓初始紧固力：使平均密封垫片应力为 10MPa，每根螺栓 11.1kN，作用内压定为 2MPa。



(a)装置照片



(b)装置概要

Figure 1 承受四点弯曲力矩的管法兰连接件的力学特性测定实验装置

3. 密封垫片特性

因为是用于 FEM 应力分析，所以对密封垫片的压缩特性及密封特性进行评价。

3-1) 压缩特性

对处于室温下的密封垫片的应力-变形特性进行评价。Figure 2 所示为用于评价的实验装置概要¹⁹⁾。法兰的凸面尺寸与 JIS 10K 50A 相当，通过压缩试验机进行压缩。Figure 3 是实验所得的 No.GF300 密封垫片的应力-变形关系。变形值是由 3 个位移计的平均值所得的压缩量除以初始厚度所得的值。

3-2) 密封特性

对于密封垫片的密封特性，这里使用 Figure 2 所示的装置、根据 JISB 2490 进行了评价。将从储气罐供给的氦气加压到 2MPa，通过皂膜流量计对通过套管从密封垫片回收的泄漏量进行测定。Figure 4 所示为实验所得的泄漏量和密封垫片接触应力的关系。密封垫片接触应力最大负荷达约 40MPa，但因 20MPa 以上时，泄漏量过小、未能测得数值，故在数据中没有显示。

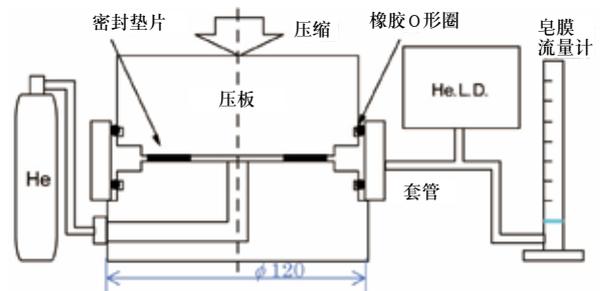


Figure 2 密封垫片特性评价试验装置概要

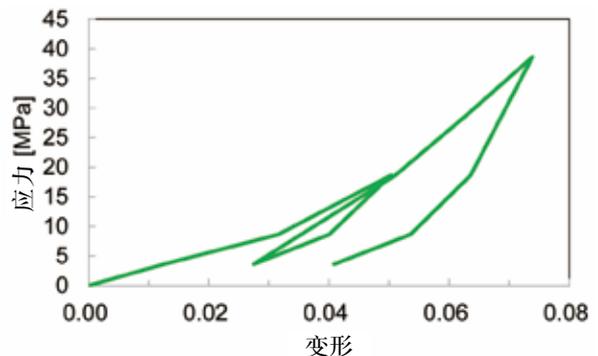


Figure 3 No.GF300 密封垫片的应力-变形特性

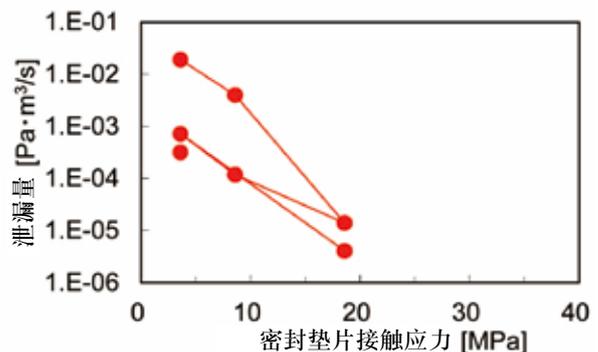


Figure 4 泄漏量-密封垫片接触应力关系

4. 有限元 (FEM) 应力分析

Figure5所示为Figure1中所示的承受四点弯曲及内压的带密封垫片的管法兰连接件的FEM模型。考虑到对称性,其为1/4(轴向1/2、周向1/2)模型。螺栓、螺母的螺纹省略,螺母也从六角形简化为相同截面积的圆。Figure6所示为FEM应力分析的边界条件。固定各对称面,螺栓紧固则通过对各螺栓施加与轴力相当的拉力而实现。四点弯曲为在固定配管端部的基础上,使法兰附近的夹具承受 $W/2$ 的负荷。对于内压的影响,则是使管法兰容器内侧负荷压力。法兰及螺栓通过弹塑性元素、密封垫片通过ABAQUS垫片元素进行建模。通过FEM分析计算出螺栓轴力、法兰法兰颈部应力和密封垫片接触应力分布。

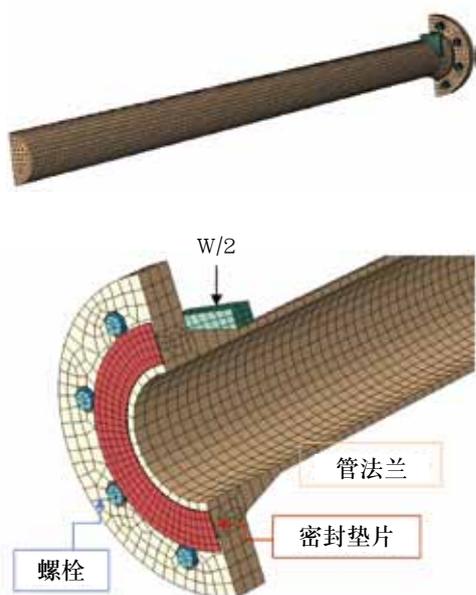


Figure5 管法兰连接件的FEM模型

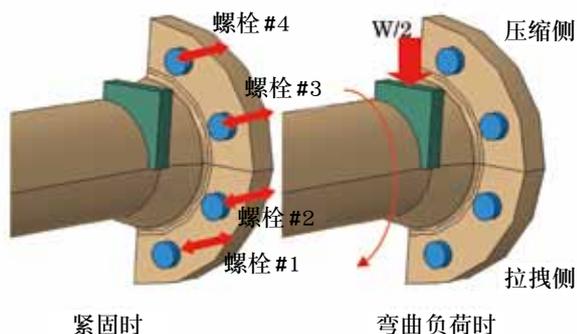


Figure6 FEM应力分析的边界条件

5. FEM应力分析结果和实验结果

5-1) 螺栓轴力

Figure7所示的是Figure6中所示的4根螺栓各自的轴力变化,是通过FEM应力分析及实验所得的值。横轴表示弯曲力矩 M 、纵轴表示螺栓轴力、实线表示实验结果,虚线表示FEM应力分析结果。#1和#2的螺栓,当弯曲力矩增加时,轴力也会随之增加,但#3和#4却会下降。其原因是,当配管弯曲时,#1、#2侧会因法兰接触面开口而致使螺栓受到拉拽,从而导致轴力增加。相反,#3、#4侧则在配管弯曲时,法兰接触面会紧闭,故而螺栓收缩,从而导致轴力下降。FEM分析结果和实验结果完美一致,充分说明了FEM应力分析的妥当性。

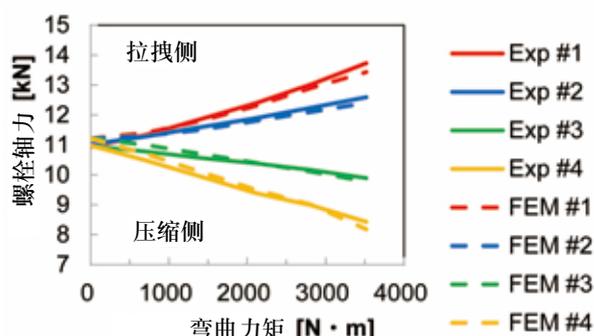


Figure7 从FEM应力分析和实验所得的,承受配管弯曲是螺栓轴力的变化

5-2) 密封垫片接触应力分布

Figure8所示为从FEM应力分析所得的初始紧固时、负荷 $3500\text{N}\cdot\text{m}$ 的配管弯曲时、及负荷 $3500\text{N}\cdot\text{m}$ 的配管弯曲+内压时的密封垫片接触应力分布的等高线图。密封垫片外缘的接触应力为零,这是因为在凸面外侧没有与法兰接触。从初始紧固时的密封垫片接触应力分布中我们可以看到,因法兰旋转所致,越是外径侧其接触应力就越高。此外,周向的接触应力倾斜基本没有。负荷 $3500\text{N}\cdot\text{m}$ 的弯曲力矩时,部分(图中为左侧)密封垫片接触应力明显下降;负荷内压时,密封垫片接触应力进一步下降。

Figure9所示的是,各阶段接触最外径部($r=46.05\text{mm}$)周向的密封垫片接触应力分布。从图中我们可以知道,当负荷弯曲力矩时,法兰接触面发生开口,此时接触应力分布出现了巨大的变化。

此处,通过该从FEM应力分析所得的密封垫片接触应力分布和Figure4中所示的密封特性的关系,对密封垫片的泄漏量进行推测^{[20]-[21]}。Figure10所示为推测而得的泄漏量和实验所测得的泄漏量的值。随着弯曲力矩的增加,

泄漏量也会慢慢增加，当弯曲力矩超过约 $3000\text{N}\cdot\text{m}$ 时，泄漏量会明显增加。其原因如Figure8所示，弯曲力矩导致一部分的密封垫片接触应力变为了零。泄漏量的推测值和实验值完美一致，显示了FEM分析及泄漏量推测方法的妥当性。

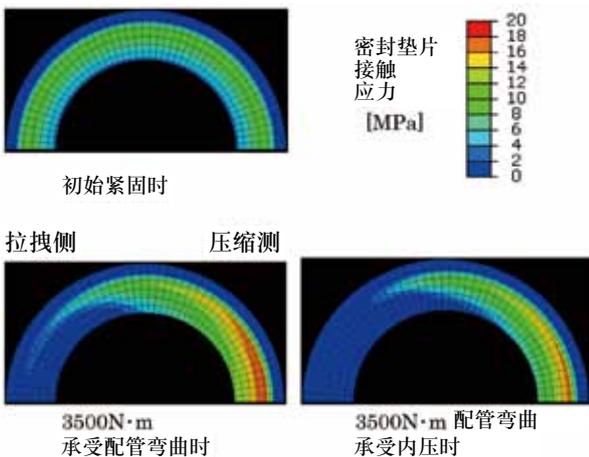


Figure8 由FEM应力分析所得的密封垫片接触应力分布

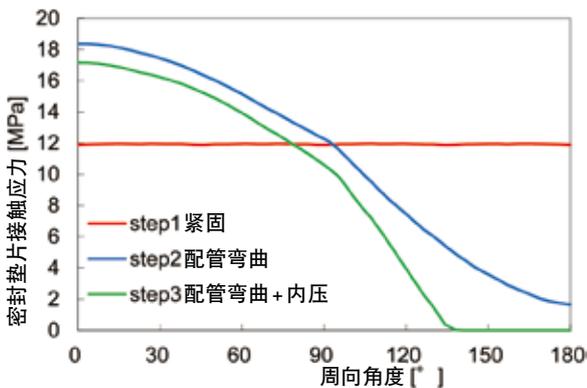


Figure9 各阶段的接触应力分布

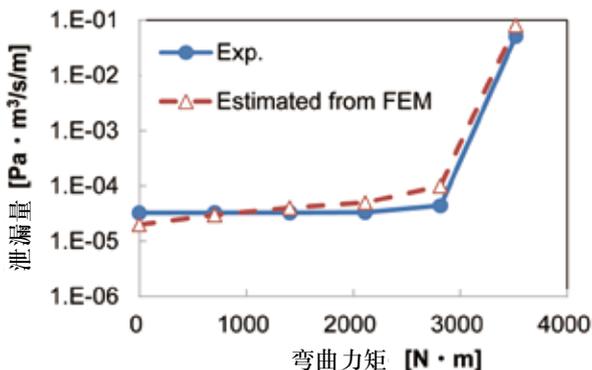


Figure10 配管弯曲作用下的连接件的泄漏量比较

5-3) 法兰颈部应力

Figure11显示了产生于法兰颈部的轴向最大主应力和弯曲力矩之间的关系。该图中同时记载了根据ASME提出的方法计算的值(但是,ASME的值为当弯曲力矩为零时的值)²²⁾。从图中可以知道,当弯曲力矩增加时,由实验及FEM应力分析所得的法兰颈部应力值也在增加。实验结果和FEM应力分析结果完美一致,从而确认了本分析的妥当性。

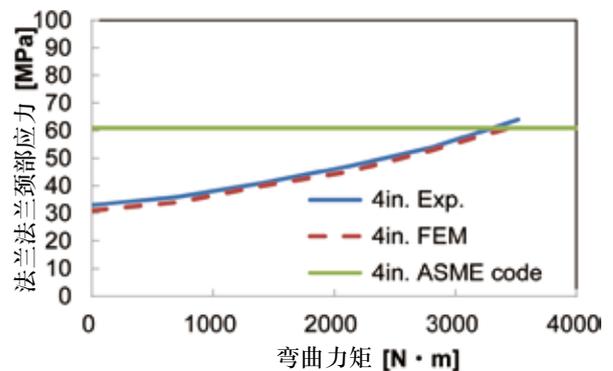


Figure 11 弯曲力矩对法兰颈部应力造成的影响

6. 考察

6-1) 连接件公称直径对螺栓轴力特性造成的影响

使用FEM应力分析,对连接件的公称直径对螺栓轴力特性带来的影响进行调查。Figure12显示的是当装入了No.GF300密封垫片的管法兰连接件负荷了弯曲力矩时,增加最多的和减少最多的螺栓轴力的变化。公称直径定为4、8、12、16、20、24inch,条件定为不承受内压。纵横为初始螺栓紧固时的螺栓轴力比,横轴为每根螺栓承受的弯曲力矩。紧固时的密封垫片接触应力为10MPa、承受的最大弯曲力矩M定为 $3500\text{N}\cdot\text{m}$ 。也就是说,公称直径越大,螺栓数N越大,因此M/N的最大值就会变小。因弯曲力矩而承受拉拽的螺栓的数据以实线表示,承受压缩(收缩)的螺栓的数据以虚线表示。从Figure12中我们可以知道,公称直径越小,螺栓轴力受到弯曲力矩的影响越大。也就是说,假设承受相同的弯曲力矩时,则公称直径越小其密封性就越可靠安全。

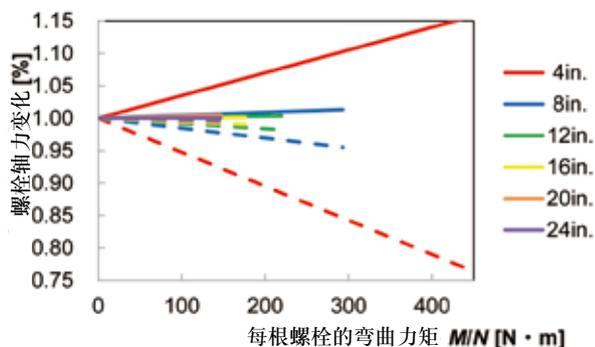


Figure 12 公称直径对承受弯曲力矩的管法兰连接件的螺栓轴力特性造成的影响

6-2) 弯曲力矩和内压承受顺序的影响

Figure 13 显示了弯曲力矩和内压的承受顺序对泄漏量造成的影响。分别按 step1: 紧固、step2: 承受弯曲力矩、step3: 承受内压(红色实线)和按 step1: 紧固、step2: 承受内压、step3: 负荷弯曲力矩(蓝色实线)的 2 中顺序执行泄漏实验, 其结果如 Figure 13 所示。纵轴表示泄漏量, 横轴表示承受的弯曲力矩。在弯曲力矩为 3000N·m 以上时, 当采用 step2: 承受内压、step3: 承受弯曲力矩的顺序时, 虽泄漏量有些许增加, 但基本上在误差范围以内, 其泄漏量的差异极小。故在本实验中, 未发现弯曲力矩和内压的承受顺序会对泄漏量造成明显影响。

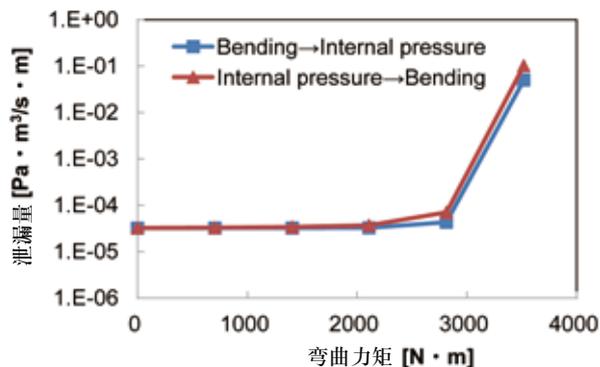


Figure 13 弯曲力矩和内压的承受顺序对密封性的影响

6-3) 弯曲力矩作用位置的影响

如 Figure 14 所示, 针对螺栓配置问题, 对在不同位置承受弯曲力矩时的情况进行研究。Figure 14 (a) 所示的是一

般采用的在垂直方向两侧配置螺栓的条件(模式 A)。Figure 14 (b) 所示的是在垂直位置配置了螺栓的条件(模式 B)。Figure 15 是各模式下的泄漏量和弯曲力矩的关系图。结果显示, 模式 A 的泄漏量比模式 B 的小。

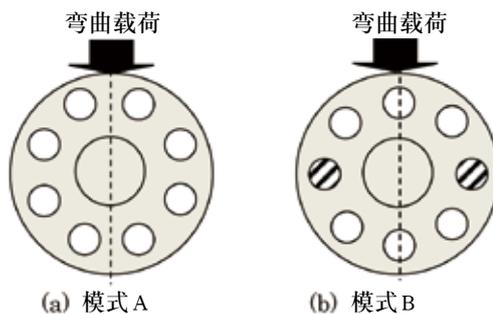


Figure 14 弯曲力矩作用位置

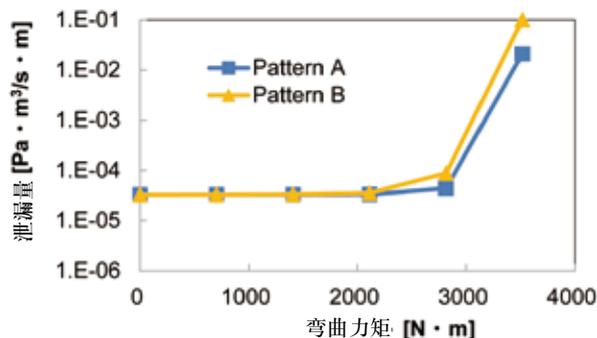


Figure 15 弯曲力矩作用位置对密封性的影响

7. 结语

本报通过实验及 FEM 应力分析对承受配管弯曲的带 PTFE 密封垫片的管法兰连接件的螺栓轴力、法兰颈部应力、密封性等力学特性进行了研究, 并得出了以下结论。

- (1) 使用 FEM 应力分析, 计算出了承受配管弯曲和内压的 4inch 管法兰连接件的密封垫片接触应力。承受配管弯曲时, 接触面的一部分的密封垫片接触应力会下降, 当达到约 3500N·m 时, 接触应力将变为零, 泄漏量将会急剧增大。
- (2) 通过实验和 FEM 应力分析对承受弯曲力矩时的紧固螺栓轴力进行了评价, FEM 应力分析结果与实验结

- 果完美一致。再者，按每根螺栓的弯曲力矩M/N整理后发现，公称直径越大，对配管弯曲的抗性越高。
- (3) 通过由FEM应力分析所得的密封垫片接触应力分布和由实验所得的密封垫片的泄漏量—接触应力分布，对泄漏量进行了预测。其预测结果与实验值基本一致，因此证明了FEM应力分析方法及泄漏量预测方法的妥当性。
 - (4) 通过对弯曲力矩和内压的承受顺序对密封性的影响进行调查，发现承受顺序对于泄漏量并无太大影响。
 - (5) 通过对弯曲力矩作用位置对密封性的影响进行调查，发现一般采用的螺栓位置(模式A)与将螺栓配置在垂直位置的模式B相比，其对于配管弯曲的抗性更好。

8. 参考文献

- 1) T. TAKAKI, K. SATO, Y. YAMANAKA, T. FUKUOKA, "Effects of Flange Rotation on the Sealing Performance of Pipe Flange Connections", ASME PVP Vol.478, (2004), pp.121-128.
- 2) T. SAWA, N. OGATA, T. NISHIDA, "Stress Analysis and Determination of Bolted Preload in Pipe Flange Connections with Gasket under Internal pressure", Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.124, (2002), pp.22-27.
- 3) T. KOBAYASHI, T. NISHIDA, Y. YAMANAKA, "Effect of Creep-Relaxation Characteristics of Gaskets on the Bolt Loads of Gasketed Joints", ASME PVP Vol.457, (2003), pp.111-118.
- 4) 厚生劳动省“劳动安全卫生法施行令等的部分修正法令”，政令第349号,(2008)。
- 5) 日本华尔卡工业株式会社“密封垫片”，产品目录 No.YC08,(2016)
- 6) K. SATO, A. MURAMATSU, T. KOBAYASHI, T. SAWA, "FEM Stress Analysis and Sealing Performance of Bolted Flanged Connections using PTFE Blended Gaskets under Internal Pressure", PVP2015-45268, Proceeding of ASME PVP 2015 Conference, (2015).
- 7) K. SATO, T. SAWA, T. KOBAYASHI, "FEM STRESS ANALYSIS of Long-term Sealing Performance for Bolted Pipe Flange Connections with PTFE Blended Gaskets under Elevated Temperature", PVP2016-63372, Proceeding of ASME PVP 2016 Conference, (2016).
- 8) T. SAWA, Y. TAKAGI, K. SATO, Y. OMIYA, H. DOI, "Effects of scattered bolt preload on the sealing performance of pipe flange connection with gaskets under external bending moment and internal pressure", PVP2012-78411, Proceeding of ASME PVP 2012 Conference, (2012).
- 9) Y. Takagi, H. Torii, T. Sawa, K. Funada, "Evaluation of Sealing Performance of Pipe Flange Connection Subjected to External Bending Moments", PVP2009-77494, Proceeding of ASME PVP 2009 Conference, (2009).
- 10) F. Ando, T. Sawa, M. Ikeda, and T. Furuya, "Assessing Leakage of Bolted Flanged Joints under Internal Pressure and External Bending Moment", Proceeding of ASME PVP 1998 Conference, 376, pp.39-44, (1998).
- 11) TTRL Tightness Testing and Research Laboratory, "Room temperature external bending moment tightness test (ROBT) on the selco seal 4" cl 150 lb 316SS/GORE-TEX gasket style", 1996.
- 12) W. J. Koves, "Analysis of Flange Joints Under External loads", Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.118, pp59-63,(1996).
- 13) W. J. Koves, "Design for Leakage in Flange Joints under External Loads" PVP2005-71254, Proceeding of ASME PVP 2005 Conference, (2005).
- 14) E. C. Rodabaugh, S. E. Moore, "Evaluation of the Bolting and Flanges of ANSI B16.5 Flanged Joints - ASME Part A Design Rules", (1976).
- 15) C. J. Dekker, H. J. Brink, "External flange loads and 'Koves' -method", International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol.79, pp145-155, (2002).
- 16) W. Brown, "Improved Analysis of External Loads on Flanged Joints" PVP2013-97814, Proceeding of ASME PVP 2013 Conference, (2013).
- 17) ANSI/ASME B 16.5, "Pipe Flanges and Flanged Fittings", (1996).
- 18) 日本工业标准JIS B 2251“法兰接头紧固方法”,(2008)。
- 19) Japanese Industrial Standards. JIS B 2490 "Test method for sealing behavior of gaskets for pipe flanges", (2008).
- 20) Y. OMIYA, T. SAWA, Y. TAKAGI, "Stress Analysis and Design of Bolted Flange Connections under Internal Pressure", PVP2014-28606, Proceeding of ASME PVP 2014 Conference, (2014).

21) Y. OMIYA, T. SAWA, "Stress Analysis and Sealing Performance Evaluation of Bolted Pipe Flange Connections with Smaller and Larger Nominal Diameter under Repeated Temperature Changes", PVP2014-28730, Proceeding of ASME PVP 2014 Conference, (2014).

22) ASME Boiler & Pressure Vessel Code Section VIII Division 1 "Rules for construction of Pressure Vessels" App.2, (2004).



佐藤广嗣
研究开发本部
第1商品开发部

泽 俊行 广岛大学
森本 吏一 三菱化学株式会社
小林 隆志 沼津工业高等专科学校
元野 雄太 研究开发本部 第1商品开发部