

type flange specified in the Japan Petroleum Industry (JPI) standard. The test bolt (stud) has a nominal diameter of M8 with nuts (bolt material: SNB7, nut material: S45C). The outputs of load cells for the bolt axial force is detected with a strain amplifier and a digital multimeter controlled by a PC. The lubricant used in the test is a dry coating spray of MoS₂ (molybdenum disulfide).

Table 1 shows the tightening procedure of the flange joint. The tightening test procedure follows the modified HPIS procedure [5], which employs a rotational clockwise pattern tightening sequence, to achieve the assembly efficiency and joint reliability. The angle control method is used for tightening instead of the torque control method. The test gasket is a compressed sheet gasket made of a non-asbestos material (No. 6500, Nippon Valqua Co.). During installation (Install step), the bolts are hand tightened and are later tightened by a cross-pattern tightening sequence with a snug torque corresponding to 7 kN of bolt axial force. The bolts are then tightened in a rotational clockwise pattern sequence, and the nut rotational angle is 60° for each pass. Since the tightening force is 49 kN when the bolt completely reaches the plastic region by the preliminary test, the target value of the nut rotational angle is set to 300°, which corresponds to five passes.

Figure 5 shows the results of the tightening test of the flange joint. The bolt axial force increases in proportion to the pass number from pass No. 1 to pass No. 2. The rate of the bolt elongation increment changes when the bolts reach the plastic region. In pass No. 3, the bolt axial force becomes 25 kN and reaches the yield point. In pass No. 5, all bolts reach the plastic region. The average value of the final axial force of all bolts is 28 kN, which is near the target bolt axial force of 30 kN. The scatter of the axial force is 10% or less after the tightening process was completed. The uniformity of the bolt axial forces obtained by the test is equivalent or superior to that of elastic

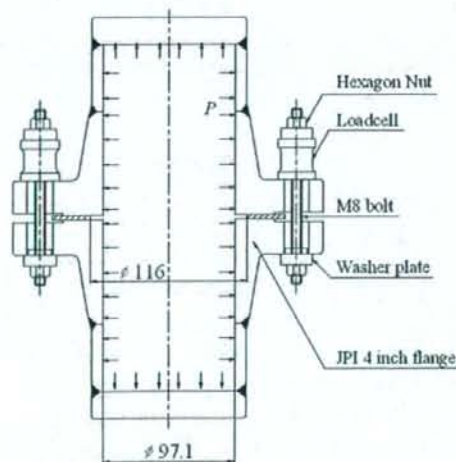


Fig.4 Pipe flanged joint with joint seat gasket subjected to internal pressure.

region tightening. Compared with the data of the HPIS procedure for elastic region tightening, a favorable result was obtained [5].

Figure 6 shows the elastic interaction in the tightening processes. Figure 6(a) shows the variation of the bolt axial force in the pass of the elastic region, and Fig. 6(b) shows the variation of the bolt axial force in the pass of the plastic region. When two adjoining bolts have been arranged relatively closely, the influence of the elastic interaction on the scatter of the bolt axial force is significant. The influence of the elastic interaction appears in the elastic region under plastic region tightening by the angle control method. When the bolts reach the plastic region, the tightening of one bolt does not influence the axial force of the neighboring bolts. The increase in axial force is very small in the plastic region, so that the influence of the elastic interaction is also small, which is advantageous with respect to the uniformity of the bolt axial force.

Since higher bolt axial force was obtained under plastic region tightening, as compared with elastic region tightening, the M8 bolt downsized from the M16 bolt was used in the

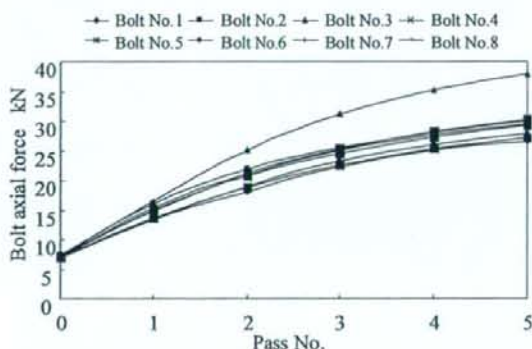


Fig.5 Result of flange tightening test using M8 bolt.

Table 1 Tightening procedure of the flange joint

Step	Loading
Install	Hand tighten all bolts, then tighten 4 or 8 equally spaced bolts with gradually increased tightening torque to 100% of target torque on a cross-pattern tightening sequence. Check flange gap around circumference for uniformity.
Tightening	Tighten all bolts with tightening torque to 100% of target torque on a rotational clockwise pattern for specified pass number. (6 passes for 10 inch and greater flange, 4 passes for others).
Post tightening	If necessary, wait a minimum of four hours and tighten by the previous step, but 1 or 2 passes.

present study. As a result, the target bolt axial force for the combination of the test flange and the gasket was obtained. Assuming that the number of bolts and the strength class of the bolts are constant, equal tightening force can be achieved by using M8 bolts (stress area: $AS = 36.6 \text{ mm}^2$). Application of plastic region tightening to the flange joint may downsize the bolts and the flange due to higher tightening forces and their uniformity.

BEHAVIOR OF AN ADDITIONAL BOLT AXIAL FORCE ON A FLANGE JOINT SUBJECTED TO INTERNAL PRESSURE

The integrity of the flange joint subjected to internal pressure must be ensured when designing the flange joint under plastic region tightening. Thus, the behavior of the additional bolt axial force of the flange joint subjected to the internal pressure is demonstrated, as compared with the behavior of the additional bolt axial force under elastic region tightening.

TEST METHOD AND TEST CONDITIONS

The test flange is the 4-inch class 150 lb (material: SFVC2A), raised-face slip-on welding neck type flange specified in the JPI standard. The test gaskets are a non-asbestos compressed sheet gasket and a spiral wound gasket. The test bolt (stud) has a nominal diameter of M8 with nuts (bolt material: SNB7, nut material: S45C). An internal pressure of from 1 MPa to 5 MPa is applied by a hydraulic pump to the flange joint under plastic region tightening.

BEHAVIOR OF THE ADDITIONAL BOLT AXIAL FORCE ON THE FLANGE JOINT UNDER ELASTIC REGION TIGHTENING

Figure 7 shows the behavior of the bolt axial force of the flange joint under elastic region tightening subjected to internal pressure (using the compressed sheet gasket). The test bolt is an M16 bolt, and the target bolt axial force is 30 kN. The bolt axial force decreases slightly with increasing internal pressure applied to the flange joint. The load factor calculated from the experimental data is $\Phi_g = -0.029$. The load factor calculated based on the load factor method proposed by Nagata et al. [6] is $\Phi_g = -0.033$. Comparison of the calculated value with the original experimental data shows good agreement.

Figure 8 shows the behavior of the bolt axial force of the flange joint under elastic region tightening subjected to internal pressure (using the spiral wound gasket). The bolt axial force increases slightly with the internal pressure. The load factor calculated by the experimental data is $\Phi_g = 0.019$. Even though the bolts are tightened to equal axial force for the compressed sheet gasket and the spiral wound gasket, the load factor varies. Since the elastic modulus of the gasket is different, variation in the load factor may occur. In addition, it is believed that the shift of the rotation center position of the gasket causes the variation of the load factor. However, there is hysteresis of the bolt axial force between loading and unloading of the internal

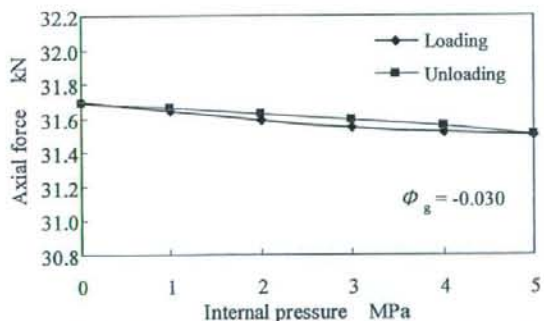
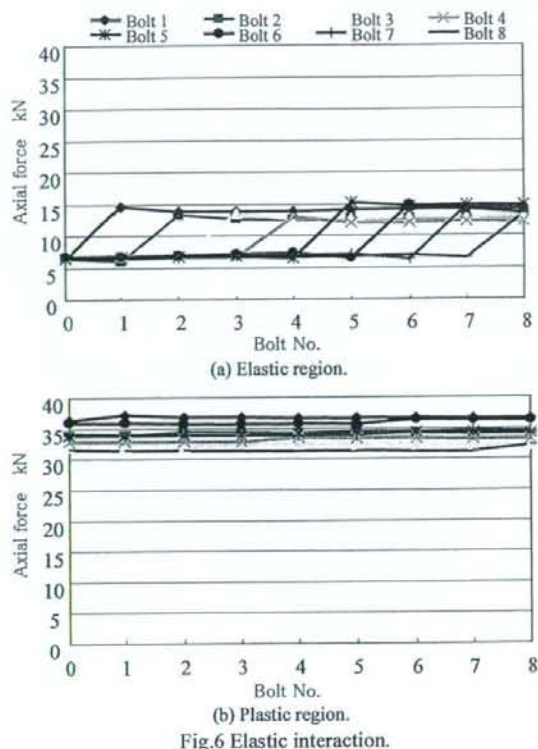


Fig.7 Behavior of bolt axial force in the 4 inch flange subjected to internal pressure under elastic region. (using compressed sheet gasket)

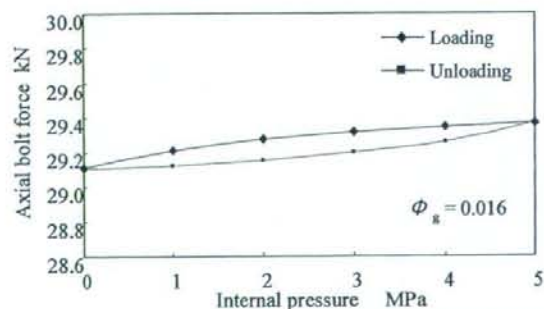


Fig.8 Behavior of bolt axial force in the 4 inch flange subjected to internal pressure under elastic region. (using spiral wound gasket)

pressure, the bolt axial force returns to original value when the internal pressure unloads.

BEHAVIOR OF THE ADDITIONAL BOLT AXIAL FORCE ON THE FLANGE JOINT UNDER PLASTIC REGION TIGHTENING

Figure 9 shows the behavior of the bolt axial force of the flange joint under plastic region tightening subjected to internal pressure (using the compressed sheet gasket). The test bolt is the M8 bolt, and the target bolt axial force is 30 kN. The bolt axial force decreases with increasing internal pressure applied to the flange joint. The load factor calculated by the experimental data is $\Phi_g = -0.026$. Comparison of the elastic region tightening by the M16 bolt with the plastic region tightening by the M8 bolt indicates good agreement in the case of the compressed sheet gasket.

Figure 10 shows the behavior of the bolt axial force in the flange joint under plastic region tightening subjected to internal pressure (using the spiral wound gasket). When internal pressure is applied to the flange joint, the bolt axial force decreases slightly. The load factor calculated by the experimental data is $\Phi_g = -0.005$.

LOAD FACTOR COMPARISON

Table 2 shows the comparison of the load factor for all test conditions. Since the compliance of the M8 bolt is greater than the quadruple compliance of the M16 bolt, the load factor (in the case of the M8 bolt) is smaller, which is advantageous with respect to the downsizing and the strength of the bolt. In addition, the compliance of the load cell and the sleeve attached to the bolt decreases the load factor.

Experimental values correspond with calculated values for the compressed sheet gasket; however, they differ for the spiral wound gasket. Since the elastic modulus of unloading of the spiral wound gasket changes rapidly, it is difficult to estimate the effect of the elastic modulus accurately.

ALLOWABLE LIMIT OF THE ADDITIONAL BOLT AXIAL FORCE

When the external force is applied to the bolted joint under plastic region tightening, the allowable limit of the additional bolt axial force is approximately 10% of the yield axial force. In the present experiment, the additional bolt axial force is negative and has a sufficient margin for the allowable limit of the bolt tightened to the plastic region. Unloading of the internal pressure, the bolt axial force returns to original value before the internal pressure loading. Additional plastic elongation is not generated by the internal pressure.

CONCLUSIONS

Plastic region tightening was applied to the flange joint assembly using a downsized bolt and internal pressure applied to the flange joint. The following results were obtained.

- (1) The required bolt diameter was calculated by the equation used to estimate the yield tightening force

of the bolt. The required tightening force of 32 kN is satisfied by applying the M8 bolt to a JPI 4-inch flange joint for which the M16 bolt is specified in the JPI standard.

- (2) When plastic region tightening was applied to the 4-inch flange joint, sufficient bolt axial force and good uniformity were obtained. Downsizing of the bolt can be achieved by plastic region tightening.
- (3) The behavior of the additional bolt axial force of the flange joint under plastic region tightening subjected to internal pressure was demonstrated. The load factor were $\Phi_g = -0.026$ with the compressed sheet gasket and $\Phi_g = -0.005$ with the spiral wound gasket. Both of the load factors are very small.
- (4) There is sufficient margin for the allowable limit of the additional axial force of the bolt tightened to the plastic region. Additional plastic elongation of the bolt caused by the internal pressure was not observed.

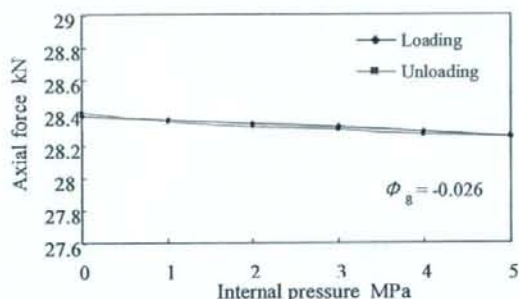


Fig.9 Behavior of bolt axial force in the 4 inch flange subjected to internal pressure under plastic region. (using compressed sheet gasket)

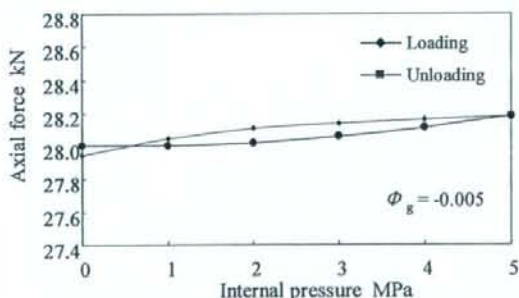


Fig.10 Behavior of bolt axial force in the 4 inch flange subjected to internal pressure under plastic region. (using spiral wound gasket)

Table 2 Comparison of load factor between experiment and load factor method (LFM).

Bolt size	Tightening area	Load factor	
		LFM	Experiment
M16	Elastic region	-0.06	-0.03
M8	Plastic region	-0.025	-0.026

REFERENCES

- [1] VDI 2230 Blatt 1, 2003, Systematische Berechnung hoch beanspruchter Schraubenverbindungen Zylindrische Einschraubenverbindungen.
- [2] KANEDA, S., TSUJI, H, 2006, Application of plastic region tightening bolt to flange joint assembly, ASME PVP2006-ICPVT-93553.
- [3] Tsuji, H. and Maruyama, K., 1999, Estimation of Yield Clamping Force Based on Rigid-Plastic Model, 1999 ASME IMECEDE-Vol. 105, pp.157-162.
- [4] Sawa, T., Nagata, S, and Tsuji, H., 2006, New Development in Studies on the Characteristics of Bolted Pipe Flange Connection in JPVRC, ASME Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.128, pp.103-108.
- [5] HPIS Z103 TR2004, 2004, Bolt Tightening Guidelines for Pressure Boundary Flanged Joint Assembly, High Pressure Institute of Japan.
- [6] Sawa, T., Nagata, S, 2006, Load factor based calculation for gasketed flange connection with cover plate subjected to internal pressure, ASME PVP2006-ICPVT-94049.

非石綿ガスケット — 高温密封性能の評価と試験方法の開発

東京電機大学工学部機械工学科 辻 裕一

(独)労働安全衛生総合研究所 機械システム安全研究グループ 本田 尚

1. はじめに

アスベスト全面禁止に係る労働安全衛生法施行令の改正，平成18年9月からの施行により，石綿製品の製造，使用等が禁止された。ただし，特定の条件で使用されるガスケットなどのシール製品は，例外的に製造等の禁止が猶予された。ポジティブリスト化された中で対象が最も多い条件は，100℃以上の流体に対して用いられる石綿ジョイントシートガスケットである。これらの製品についても平成20年までに全面禁止の達成が求められている。

石綿代替化促進の鍵は，プラント運転時の高温におけるガスケットの性能・品質に関する信頼性データである。本研究では，高温ガスケット密封性能試験法の開発・規格化を進め，代替品選択の指針とすることを目的としている。

2. ガスケット非石綿化の動向とガスケット係数に関する課題

非石綿代替ガスケットの多くは代替困難性のレベルⅡの実証試験段階の製品であると平成18年時点で判断された。表1に示すように，実証試験では使用条件下における健全性の評価と漏洩等のリスクの把握及びその管理方法の妥当性を評価する。同時に，非石綿製品の施工，フランジ継手のトルク管理等の適切な使用方法の検討も挙げられている。

さて，現行のフランジ継手設計では，内圧に対し必要なガスケット締付圧を決定するためにガスケット係数 (m, y) が使用されている。しかし，(m, y) の測定方法が明確でないため，代替製品として開発された新しい材質や形式のガスケットに対して根拠のある係数の決定ができないという問題が生じている。JIS規格の平成18年度改正でも石綿ガスケットの (m, y) 値が残されることとなった。一方，環境問題の視点から工業プラントからの有害物質微量漏洩の排出規制が強化されつつある。微小漏洩を管理できるフランジ継手設計が必要となってくるが，ガスケット係数 (m, y) による現行の設計規則には漏洩量という概念自体がないため対応できない。

以上のようにガスケットの石綿代替化に伴い，現行の設計規則でのガスケット係数 (m, y) に代わり，漏洩量を考慮できる新しいガスケット係数の導入が求められている¹⁾。

表1 レベルⅡ製品の実証試験の方針

目的	非アスベスト製品を実機に導入したときの長期間の使用による漏れ、耐久性及びトルク管理等の取扱い方を検証し、安全性を評価する。
評価項目	○ 取り付け時の設置方法、適切なトルク管理の検証 ○ 運転中の漏えいの有無及び漏えい量の許容範囲 ○ 取り外し時の圧力染みの浸透度、変形、痩せ等による耐久性評価
試験方法	○ 実機又は実規模大モックアップ設備を用いて漏えい量等の技術データを取得する。 ○ 得られたデータ等に基づく分析、要求仕様を照らし合わせた評価を実施する。

※ 短期間における結果をもって代替化の判断を行う場合、応力緩和による寿命予測、加速試験等の手法を用い長期健全性の確認を実施することが望ましい。

3. ガasketの密封特性試験

3.1 常温密封特性の試験方法

ガasket漏洩特性を表せる新ガasket係数を米国 PVRC は提案している。一方、EN 1591-1 は漏洩量を考慮できるフランジ継手設計法であり、ガasketパラメータは EN 13555 で求められる。国内では HPIS Z 104 「管フランジ用ガasketの基本密封特性試験方法」²⁾ が規定された。常温試験であり、実使用条件に対応させた試験条件と要求漏洩量レベル、ガasketの寸法効果の考慮に特長がある。

3.2 高温密封特性の試験方法

図1に提案している高温ガasket密封特性試験方法 J-EHOT の試験シーケンスを示す。常温試験 (pre-ROTT)/高温試験 (HOTT)/高温後常温試験 (post-ROTT) からなる試験ステップによりガasketの基本密封特性を評価する。これは、プラント中のガasketの常温での組立て/高温でのガasketのエイジングおよび外乱/シャットダウンによる負荷履歴を模擬している。

図2に高温ガasket試験装置の構成を示す。ガasket温度、ガasket締付け圧、内圧 (内部流体 He) を独立に制御できる。

図3に延伸 PTFE ガasketの J-EHOT 試験結果を示す。高温を含め基本漏洩量がガasket変位により一義的に表示される。

4. まとめ

高温密封特性評価に関して、試験法の規格化を準備している。統一的試験基準に基づく指針はガasketメーカーの性能目標となり、非石綿製品の開発を促す効果が期待できる。

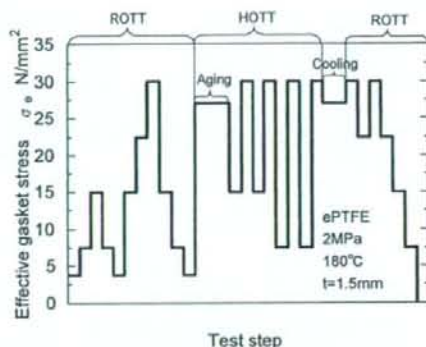


図1 提案する J-EHOT の試験シーケンス

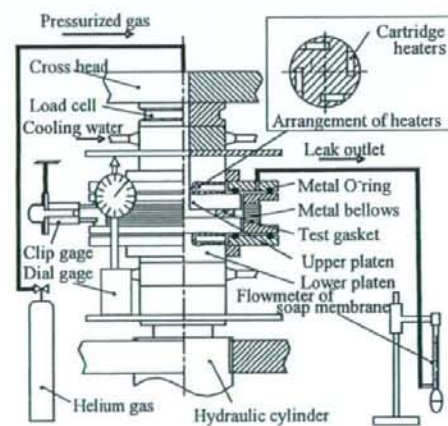


図2 高温ガasket密封特性試験装置

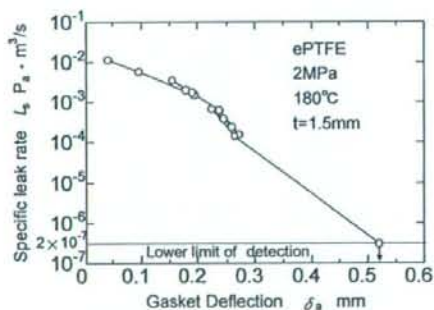


図3 高温密封特性試験結果

1) 辻 裕一:フランジ継手の設計・施工法の最適化とガasketの石綿代替化の取組み, 配管技術, Vol.49, No.8, 53-59, 2007.

2) 日本高圧力技術協会規格:管フランジ用ガasketの基本密封特性試験方法, HPIS Z 104, (2005)

505 フランジ継手締付け指針の適用範囲拡大

— 延伸 PTFE ガasket への適用 —

Extension of scope application of flange joint assembly guidelines

— Application to expanded PTFE gasket —

○学 照井 雄貴 (東京電機大・院) 正 辻 裕一 (東京電機大・工)

Yuuki TERUI, Hirokazu TSUJI, Tokyo Denki University, Ishizaka, Hatoyama-machi, Hikigun, Saitama

Key Words: Flange joint, HPIS, Expanded PTFE gasket, Flange joint assembly

1. 緒言

労働安全衛生法施工令の改正により、石綿製品の製造、使用が禁止された。特定の条件で用いられるガスケット、パッキンなどのシール製品については石綿代替化困難であり、猶予されているが、全面使用禁止に向けガスケットの石綿代替化が急務となっている。これに伴い、新しい素材、形式のガスケットが開発されつつある。注目されているノンアスベストガスケットの一つに、延伸 PTFE ガasket がある。

日本高圧力技術協会規格、HPIS フランジ継手締付け指針は、ガスケットの適用範囲をジョイントシートガスケット、およびうず巻形ガスケットを対象としている。

本研究では、HPIS 締付け指針の適用範囲を拡大するため、延伸 PTFE ガasket に対する HPIS 規格の適用性を検討する。

2. HPIS フランジ継手締付け指針

HPIS フランジ継手締付け指針は、高い信頼性と作業性の両立を求めた締付け手順を与えている。作業者の負担を軽減するための締付け回数削減、人為的ミス減らすための締付け手順の簡略化、締付けトルク増分ステップの削減が図られている。

表 1 に締付け手順の概要を示す。締付け周回数に上限を設定する際、FEM シミュレーションに基づき、締付け力の達成率 85% を基準としている。これにより最大 15% のボルト軸力の不足が生じるが、目標締付けトルクを設計時の計算値から 10% 増加させた値とすることにより補償している。

3. 締付け試験

図 1 にフランジ締付け試験装置の構成を示す。試験フランジは JPI スリップオン型 6 inch、および 4 inch フランジ、材質は SFVC2A であり、締付けトルクの管理にはトルクレンチを用いる。ボルト軸力は M20 両ナットボルト (ボルト材質 SNB7、ナット材質 S45C) 内部に埋め込んだパイプゲージにより、動ひずみ計を介し PC に取り込む。

試験ガスケットは延伸 PTFE ガasket (GORE-TEX SGM, 厚さ 3 mm)、潤滑剤は締結部で代表的に用いられている二硫化モリブデン乾性皮膜を用いる。

締付け手順は HPIS フランジ締付け指針⁽¹⁾である。締付けはトルクレンチによるトルク法により行う。目標締付け軸力および目標締付けトルクは、4 inch フランジ締付け試験において 28 kN、56 N・m、6 inch フランジ締付け試験において 30 kN、67 N・m である。

各締付け段階の軸力の挙動を測定し、締付け後のリラクゼーションの影響を確認するため、本締付け、増締め後、それぞれ 5 分ごとに 4 時間の軸力変化を測定する。

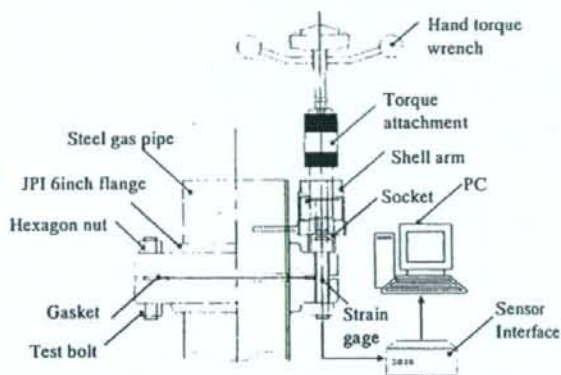


Fig.1 System for tightening test of bolted flange joint.

Table 1 Torque increment proposed by HPIS Z103 TR

Step	Loading
Install	Hand tighten all bolts, then tighten 4 or 8 equally spaced bolts with gradually increased tightening torque to 100% of target torque on a cross-pattern tightening sequence. Check flange gap around circumference for uniformity.
Tightening	Tighten all bolts with tightening torque to 100% target torque on a rotational clockwise pattern for specified iterations (6 passes for 10 inch and greater flange, 4 passes for others).
Post-Tightening	If necessary, wait a minimum of four hours and tighten by the previous step, but 1 or 2 passes.

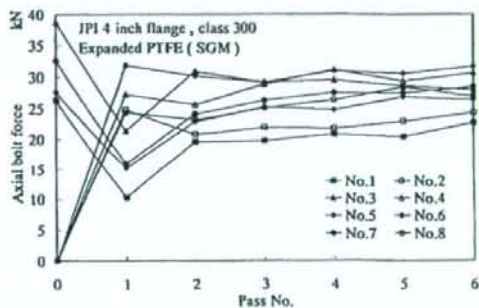


Fig.2 4 inch flange tightening test

4. 試験結果

図2に4 inch フランジ, 図3に6 inch フランジ締付け中のボルト軸力の挙動を示す。横軸は周回数, 縦軸はボルト軸力を示している。Pass 0は仮締め, Pass 1~Pass 4は本締付け, Pass 5, 6は増締めである。

締め付け初期において全ボルトの軸力のばらつきがみられる。弾性相互作用とトルク係数のばらつき, さらには締付け中のリラクゼーションの影響によるものである。

締め付け完了時では, ボルト軸力は目標締め付け力の約98%を示しており, ばらつきは±10%に収束した。一方, 4 inch フランジの軸力達成率は, 締め付け完了時において約101%と理想的な値を示したが, ばらつきは±18%と大きくなった。

HPIS フランジ継手締め付け指針では, トルクレンチを注意深く使用しても, ねじ部品各部の摩擦係数のばらつき等の影響のために一定の締め付け力は得られず, 少なく見積もっても15%の締め付け力のばらつきが生じるとしている⁽¹⁾。

図6に締め付け周回に対するフランジギャップの推移を示す。片締めの発生の有無を調べるためフランジギャップをフランジ外周部の4ヶ所で測定した。フランジギャップの不均一は本締め付け後で0.2mmであり, 増締め後では0.1mmと高い均一性を示した。

本研究では, ボルト軸力の達成率, フランジギャップの均一性, そして6 inch フランジ締め付け試験においては, 軸力の高い均一性を得られた。このことから, 延伸 PTFE ガスケットは HPIS 規格に適用可能であると考えられる。

HPIS フランジ継手締め付け指針では, 表1にも示すように, 必要ならば4時間以上経過した後, 本締め付けと同様の方法により1周ないし2周の締め付けを規定している。

図4に本締め付け終了時から4時間の軸力変化を, 図5に増締め終了時から4時間の軸力変化を示す。図4では締め付け直後から4時間にかけて12%の軸力低下がみられた。一方で, 増締め後では7%の軸力低下となった。増締めによりガスケットのリラクゼーションの影響が低くすることができる。

本実験において, 延伸 PTFE ガスケットは軸力低下が大きい。増締めによるボルト軸力低下を補償する必要がある。また, 図3において Pass 6 のボルト軸力のレベル, およびその均一性は Pass 5 と同等であるため, 増締めの周回数は1周で十分であると考えられる。

5. 結言

本研究で得られた結果は次の通りである。

- (1) 延伸 PTFE ガスケットへ HPIS フランジ継手締め付け指針を適用し, 実験的に有効性を明らかにした。
- (2) 延伸 PTFE ガスケットはリラクゼーションによるボルト軸力低下を補償する必要がある。

謝辞

試験ガスケットの提供を頂きましたジャパングアテックス(株)関係者各位に感謝致します。

参考文献

- (1) 日本高圧力技術協会規格: フランジ継手締め付け指針, HPIS Z 103 TR (2004)
- (2) ASME PCC1-1-2000: Guidelines for pressure boundary bolted flange connections (2004)
- (3) 石綿製品の全面禁止化に向けた石綿代替化等検討報告書, 厚生労働省 (2006)

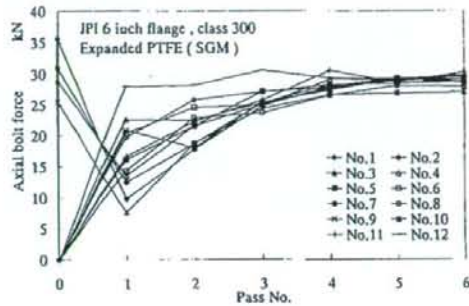


Fig.3. 6 inch flange tightening test

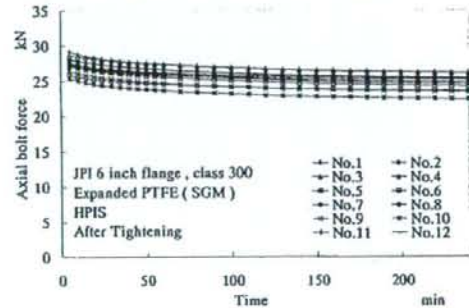


Fig.4 Relaxation of axial bolt force after Tightening

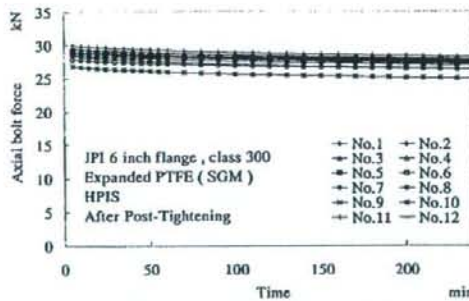


Fig.5 Relaxation of axial bolt force after Post-Tightening

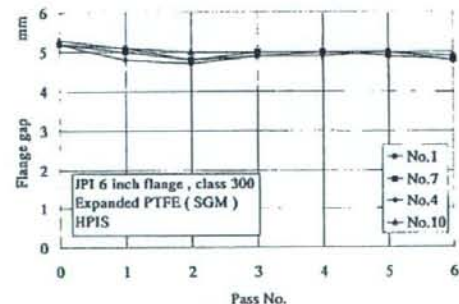


Fig.6 Flange gap under tightening test

556 フランジ継手用ガスケットの高温粘弾性特性の評価

Evaluation of Elevated Temperature Visco-Elastic Properties of Gaskets for Flange Joint

○正 山口 篤志 (東電大・院) 正 辻 裕一 (東電大・工)
南雲 克也 (東電大)

Atsushi YAMAGUCHI, Graduate school of Tokyo Denki University, Ishizaka, Hatoyama-machi, Hiki-gun, Saitama
Hirokazu TSUJI, Tokyo Denki University
Katsuya NAGUMO, Tokyo Denki University

Key Words: Gasket, Flange Joint, Visco-Elastic Property, Gasket Creep

1. 緒言

フランジ継手用ガスケットを長時間使用すると、ガスケットのクリープ/リラクゼーションによりボルト軸力が低下し、内部流体の漏洩が起こる可能性が指摘されている。今日、常温におけるガスケットのクリープ特性に関する報告はいくつかなされている⁽¹⁾⁽²⁾が、高温におけるクリープ特性の解明はほとんど行われていない⁽³⁾。ガスケットは主に高温において使用されていることから高温のクリープ特性の解明は急務といえる。石棉代替が進められている中で、クリープ特性の解明は非石棉ガスケットの寿命予測につながると思われる。そこで本研究では、高温における非石棉ガスケットの寿命予測を目的に、高温クリープ特性を3次元粘弾性モデルとして評価した。

2. 3次元粘弾性⁽⁴⁾

ガスケットのクリープ特性はフランジの締付けによる応力を考慮し、単軸の粘弾性モデルで評価されてきた⁽¹⁾⁽²⁾。粘弾性モデルは Kelvin モデルと Maxwell モデルの組合せまたは複数で与えられるが、直列・並列に関わらず、いかなる組合せにおいても単軸における応力とひずみの関係は次の微分方程式で表せる。

$$\sum_{i=1}^n a_i \frac{d^i \sigma}{dt^i} = \sum_{k=1}^n b_k \frac{d^k \epsilon}{dt^k} \quad (1)$$

ここで a および b は粘弾性モデルにおけるバネ定数および粘性率からなる係数であり、添え字 k は Kelvin モデルまたは Maxwell モデルの個数を表す。

さて、ガスケットとフランジ間の摩擦によりガスケットは半径方向および円周方向に拘束されるため、圧縮方向以外の応力成分が発生すると考えられる。そこで、ガスケットの粘弾性特性を3次元粘弾性モデルにより検討する。

3次元応力状態を応力テンソルで表し、静水圧成分と偏差成分に分け、ひずみにおいても同様に表す。静水圧成分と偏差成分について、式(1)からそれぞれ次式で表せる。

$$A \sigma_m = B \epsilon_m \quad (2)$$

$$A' \sigma'_y = B' \epsilon'_y \quad (3)$$

ここで、 σ_m : 平均垂直応力、 ϵ_m : 平均垂直ひずみ、 σ'_y : 応力偏差テンソル、 ϵ'_y : ひずみ偏差テンソル、 A, B, A', B' : 微分演算子である。ガスケット応力 σ_y を σ_m とおき $\epsilon_m = \epsilon_{00}$ とすれば、次式が成り立つ。

$$\left. \begin{aligned} \sigma_m &= \frac{1}{3} \sigma_y & \sigma'_y &= \frac{2}{3} \sigma_y \\ \epsilon_m &= \frac{1}{3} (\epsilon_y + 2\epsilon_r) & \epsilon'_y &= \frac{2}{3} (\epsilon_y - \epsilon_r) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式(4)を式(2), (3)に代入すると、

$$A \sigma_m = B \epsilon_m + 2B \epsilon_r \quad (5)$$

$$A' \sigma'_y = B' \epsilon'_y - B' \epsilon_r \quad (6)$$

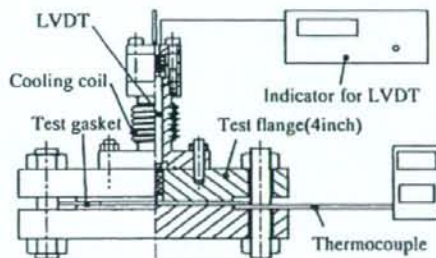


Fig.1 Configuration of test machine

となる。ここで、式(5)に微分演算子 B' 、式(6)に微分演算子 $2B$ を掛け、両式を足し合わせる。微分演算子は交換可能であるから ϵ_r 、 ϵ_m をそれぞれ消せる。したがって、

$$(AB' + 2BA') \sigma_m = 3BB' \epsilon_m \quad (7)$$

$$(AB' - BA') \sigma'_y = 3BB' \epsilon_r \quad (8)$$

という σ_m と ϵ_m の関係式と σ'_y と ϵ_r の関係式が得られる。

3次元応力状態を考慮するには、各ひずみ成分をそれぞれ3つの主応力について求め、それらを重ね合わせればよい。式(7), (8)より ϵ_m について求め、同様に ϵ_r について求めると以下のようなになる。

$$(AB' + 2BA') \sigma_m + 2(AB' - BA') \sigma'_y = 3BB' \epsilon_m \quad (9)$$

$$(AB' + 2BA') \sigma'_y + (AB' - BA') (\sigma_m + \sigma_{00}) = 3BB' \epsilon_r \quad (10)$$

これら2式を連立させて解けば、3次元応力状態を考慮した粘弾性特性を導くことができる。

3. 試験装置および試験ガスケット

図1に試験装置の構成を示す。フランジは平面座 Class600 ブラインド型 4inch フランジを使用している。ガスケットの変位は LVDT によって、ガスケットの温度はフランジとガスケットの間にある熱電対により計測する。

試験ガスケットには外径 180mm、内径 116mm、厚さ 3mm のジョイントシートガスケット (No.6502 日本バルカー工業社製) を用いた。

4. 試験方法および試験結果

試験機のフランジ部に試験ガスケットを挟み、内部流体がガスときの推奨締付け圧 $\sigma_y = 40\text{MPa}$ まで8本のボルトで締付け、試験機を炉の中に入れる。常温におけるガスケットの変位を4時間測定した後、180℃まで昇温する。温度が安定した後、試験開始から500時間までガスケットの変位を測定する。

図2にガスケットの圧縮クリープ試験の試験結果を示す。常温におけるガスケットの変位は3時間で安定し、その値は0.017mmである。昇温開始から14時間でフランジ内部

の温度は 174°C で一定となり、その後、ガスケットの変位は徐々に増加している。高温では常温に比べはるかに大きい変位が生じ、高温におけるガスケットの変位は試験開始から 500 時間で約 0.116mm である。

図 3 に高温におけるひずみ-時間線図を示す。横軸は 174°C で一定となった時間を開始時間とした。当然のことながら、ひずみは時間の増加とともに上昇しており、その増加量は時間とともに減少している。なお、圧縮クリープ試験終了時のひずみは約 0.034 であった。

5. クリープ特性に対する 3 次元粘弾性モデルの適用

フランジとガスケット間の摩擦によりガスケットが半径方向および円周方向に拘束されているので、半径方向および円周方向のひずみは $\epsilon_{rr} = \epsilon_{\theta\theta} = 0$ であり、 $\sigma_{rr} = \sigma_{\theta\theta}$ の応力が作用する。これを考慮すると、式(10)は以下ようになる。

$$(2AB' + BA')\sigma_{rr} = (BA' - AB')\sigma_{zz} \quad (11)$$

ガスケットのクリープ特性を求めるには式(9)、(11)を ϵ_{zz} について解けばよい。 ϵ_{zz} を解くにあたりラプラス変換を適用した。時間の関数である応力、ひずみをラプラス変換 $\bar{\sigma}$ 、 $\bar{\epsilon}$ とし、ラプラス変換した微分演算子を \bar{A} 、 \bar{B} 、 \bar{A}' 、 \bar{B}' とすると $\bar{\epsilon}_{zz}$ は以下ようになる。

$$\bar{\epsilon}_{zz} = \frac{3\bar{A}\bar{A}'}{2\bar{A}\bar{B}' + \bar{B}\bar{A}'}\bar{\sigma}_{zz} \quad (12)$$

式(12)を解くには、 σ_{zz} および微分演算子を定義しなければならぬ。そこで σ_{zz} をステップ荷重とすれば、

$$\bar{\sigma}_{zz} = \sigma_0/s \quad (13)$$

である。なお、 s : ラプラス変数である。

次に、図 4 に示すように、静水圧成分には弾性的挙動を、偏差成分には Maxwell モデルを仮定する。これは、弾性的な体積変化を除けば体積一定とみなせるモデルである。静水圧成分、偏差成分についてそれぞれ式(2)、(3)に代入し、ラプラス変換をすれば、

$$\sigma_{zz} = K \cdot 3\epsilon_{zz} \quad (14)$$

$$\left(1 + \frac{\mu}{E} \cdot s\right)\sigma'_{ij} = \mu \cdot s \cdot \epsilon'_{ij} \quad (15)$$

となる。ここで、 K : 体積弾性率、 μ : 粘性率、 E : ヤング率である。これら式(14)、(15)より、ラプラス変換した微分演算子が定義されたので、式(13)とともに式(12)へ代入し、さらにラプラス逆変換をすれば、ひずみは以下の式で得られる。

$$\epsilon_{zz} = \frac{-\sigma_0}{K} \left[1 - \frac{2}{3K/E + 2} \exp\left(\frac{-3K}{3K(\mu/E) + 2\mu} t\right) \right] \quad (16)$$

実験値に最小二乗法を適用し、式(16)から K 、 μ 、 E の値を求めたところ、 $K=1210$ [MPa]、 $\mu=48.7$ [GPa·h]、 $E=2263$ [MPa]となった。しかし、 K および E からポアソン比を求めると $\nu=0.18$ となり、これは妥当ではない。そこで、 $\nu=0.33$ として K からヤング率を求めたところ $E=1234$ [MPa]となった。これは試験ガスケットの圧縮復元特性から得られた除荷時のヤング率 1244[MPa]とよく一致する。ヤング率を変えたことで時定数項が変化するため、再度、粘性率を求めたところ、 $\mu=35.5$ [GPa·h]であった。

高温試験開始時までに生じたひずみ ϵ_{z0} を除いた、高温時のひずみ ϵ'_z を

$$\epsilon'_z = \epsilon_z - \epsilon_{z0} \quad (17)$$

として図 3 に示す。 ϵ'_z は体積変化を考慮していないこと

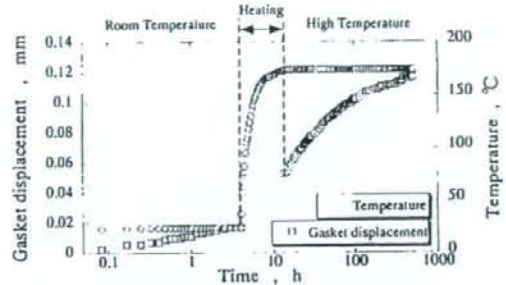


Fig.2 Result of compression creep test

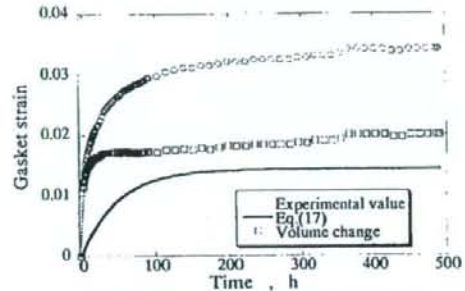


Fig.3 Creep curves in elevated temperature



(a) Hydrostatic pressure component (b) Deviation component
Fig.4 Gasket creep model

から、これを実験値から差し引けば図 3 に示すように体積変化を表すことができる。以上のようにガスケットひずみを 3 次元粘弾性で評価したところ、一定のひずみに収束する粘弾性成分と体積変化成分に分けることができる。体積変化は時間の増加とともに上昇していることから、ガスケットの劣化を体積変化で評価できる可能性がある。

6. 結言

- (1) 高温でのガスケットのクリープ特性を定性的に明らかにした。
- (2) 3 次元粘弾性モデルでガスケットのクリープ特性を表したところ、従来使用されてきたモデルに比べ簡素なモデルでクリープ特性をよく表すことができた。
- (3) 実験値との比較からガスケットのクリープ特性を一定のひずみに収束する粘弾性成分と体積変化成分に分けることができる。
- (4) 体積変化成分がガスケットの劣化に影響していると考えられる。

謝辞

ガスケットの圧縮復元特性データを日本バルカー工業(株)に提供していただいた。関係各位に感謝する。

参考文献

- (1) 小林・川守, 山梨講演会講演論文集, (2002), 71
- (2) 高木・他 3 名, 機論(C), 73-728(2007), 289
- (3) 山中・西田, バルカー技術誌, Summer 2005-10, 8
- (4) W.フルーゲ, 粘弾性学, (1973), 106

557 フランジ継手用ガスケットの常温・高温下における漏洩量評価 (延伸 PTFE ガスケットの J-EHOT 試験)

Evaluation of Leakage of Gasket for Flanged Joint
under Room Temperature and Elevated Temperature
(J-EHOT Test of Expanded PTFE Gaskets)

○学 長谷川 聡 (東電大・院) 正 山口 篤志 (東電大・院)
正 辻 裕一 (東電大・工)

Satoshi HASEGAWA, Atsushi YAMAGUCHI

Hirokazu TSUJI, Tokyo Denki University, Ishizaka, Hatoyama-machi, Hiki-gun, Saitama

Key Words: Gasket, Flanged joint, Leakage test, HOTT, ROTT, EHOT, Tightness,

1. 緒言

環境問題の視点から工業プラントからの有害物質微量漏洩の排出規制が強化されつつある。プラントの配管部や压力容器の接続部に多用されているガスケット付フランジ継手は内部流体の漏洩がもつとも発生しやすい部分である。高温高圧用としてうず巻形ガスケットが使われている。それよりも低温低圧では非石棉シートガスケットが用いられるが、プラント運転状況下でシール性能が明確にはわかっていない。

前報¹⁾では、HPIS ガスケット試験法を高温に拡張したシール特性試験法 J-EHOT を提案した。300℃で J-EHOT 試験を実施し、うず巻形非石棉ガスケットの高温シール特性を評価した。

本研究では、J-EHOT 試験により、シートガスケットである延伸 PTFE ガスケットの 180℃における高温シール特性を評価する。

2. HPIS ガスケット試験法

HPIS ガスケット試験法²⁾では、ガスケット寸法に依存しないものとして定義された基本漏洩量 L_b ($\text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$) を有効締付圧 σ_s (N/mm^2) と圧縮変形量 δ_s (mm) で評価する。 L_b は次式で表される。

$$L_b = \frac{L}{k} \quad (1)$$

ここで、漏洩量 L ($\text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$)、ガスケット形状係数 k である。基本漏洩量を用いることにより試験・実用面での汎用性が増す。 k は次式で表される。

$$k = \frac{1}{d_o/d_i - 1} \quad (2)$$

図 1 に示すガスケット締付圧の負荷シーケンスの前半の ROTT は、HPIS ガスケット試験法のシーケンスに相当する。なお、HPIS ガスケット試験法では非金属ガスケットの最大締付圧は 40 (N/mm^2) であるが、今回は 30 (N/mm^2) で行った。延伸 PTFE ガスケットの推奨締付圧は $mP+y$ で表される。ここで、ガスケット係数 m 、内圧 P (MPa)、最小締付圧力 y である。試験ガスケットは $m=2.5$ 、 $y=19.6$ (MPa) であり、最大使用圧力は 3 (MPa) であるので、推奨締付圧は 27.1 (N/mm^2) となり、最大締付圧を 30 (N/mm^2) とした。

3. 試験装置及び試験ガスケット

図 2 に試験装置の構成を示す。試験ガスケットは油圧シリンダによって均一に圧縮される。プラテンには計 8 個のカートリッジヒータが埋め込まれており 450℃まで昇温が可能である。温度はプラテンに埋め込まれたシース形熱電

対により測定している。冷却装置によりロードセル、油圧シリンダは熱による影響を受けない。作動流体は He ガスを使用する。試験ガスケット・プラテン周りはメタルベローズとメタル中空リングにより密封されており、漏洩した He ガスはメタルチューブを通り石鹸膜流量計へと導かれる。この流量計はガラス体積管内の所定距離内を石鹸膜が移動する時間から He ガスの漏洩量を測定するものである。ガスケットひずみの測定にはダイヤルゲージ及び高温用クリップゲージにて測定する。

試験ガスケットは 3 インチ延伸 PTFE ガスケット (GORE-TEX SGM ガスケット、厚さ 1.5mm、3.0mm) である。

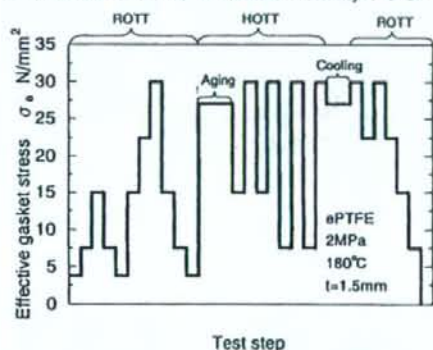


Fig.1 Loading sequence for an expanded PTFE gasket

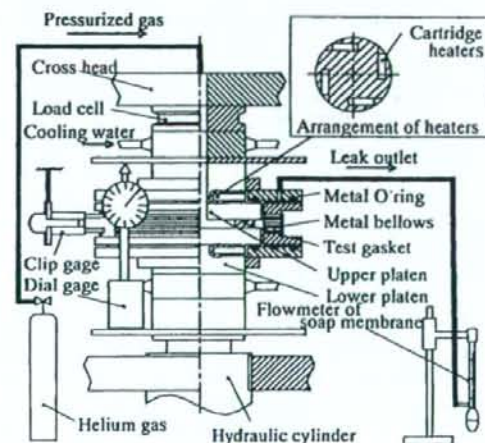


Fig.2 Testing apparatus

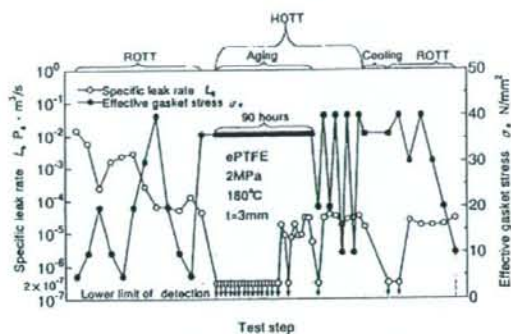


Fig.3 Result of J-EHOT for 3.0mm in thickness

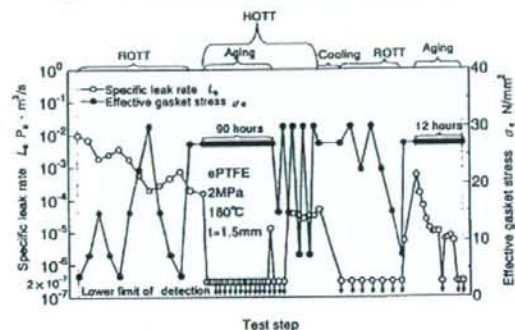


Fig.4 Result of J-EHOT for 1.5mm in thickness (Type I)

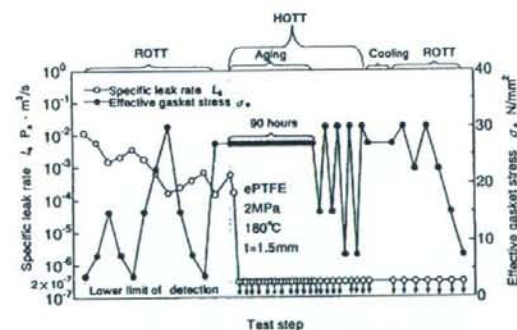


Fig.5 Result of J-EHOT for 1.5mm in thickness (Type II)

4. 試験結果

図3に厚さ3.0mm, 図4及び図5に厚さ1.5mmを用いたJ-EHOT試験の結果を基本漏洩量を対数とし, 横軸に時間経過(Test step)として示す。

ROTT試験では厚さ1.5mm, 3.0mm共に漏洩レベルがほぼ一定であった。厚さ1.5mm type Iとtype IIを比較すると漏洩レベルの再現性が確認できる。HOTT試験では厚さ3.0mmはエージング後半において漏洩が発生した。これは, クリーブによりガスケット面積が約1.5倍に増加しガスケット応力が減少したためであると考えられる。プラント運転時の外乱を想定したガスケット応力の除荷過程を50(N/mm²)及び25(N/mm²)の応力で各2回行ったが漏洩量はあまり変化が見られず厚さ3.0mm及び厚さ1.5mm共に約10⁻⁴(Pa·m³/s)で一定のシール性能が保たれている。また, 厚さ1.5mmでは外乱で漏洩量が測定限界以下になるものもあった。厚さ1.5mm Type IではJ-EHOT試験終了後, 再

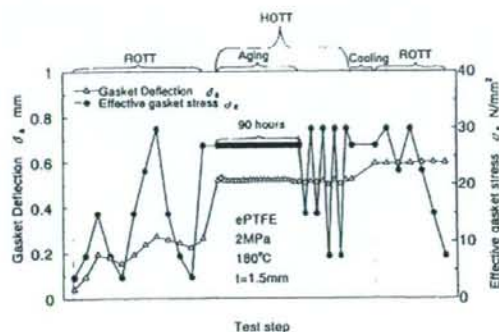


Fig.6 Relation between test step, gasket deflection and effective gasket stress

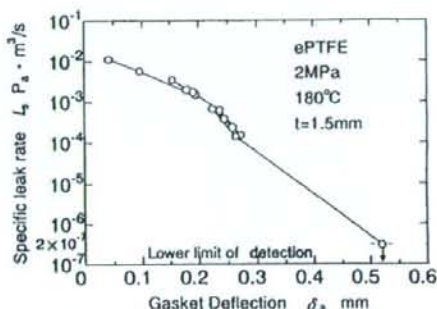


Fig.7 Relation between gasket deflection and specific leak rate

度エージングを行った。昇温直後は漏洩量は大きい時間経過に従い漏洩量が減少する。

図6に厚さ1.5mmを用いたJ-EHOT試験の結果を横軸を時間経過とし, ガスケット変形量との関係を示す。昇温時のガスケット変位の変化が最も大きく, その後のエージング中のクリープの進行が見られない。図7に厚さ1.5mmのガスケット変形量と基本漏洩量の関係を示す。変位と漏洩量の関係は直線で表せられる。延伸PTFEガスケットでは高温においても漏洩量をガスケット変位で整理可能である。

5. 結言

延伸PTFEガスケットにJ-EHOT試験を行った。以下に得られた成果を示す。

- (1) 延伸PTFEガスケットの高温時の漏洩特性を求め, 常温時と比べシール性能が向上していることを示した。
- (2) 延伸PTFEガスケットの基本漏洩量と変形量の関係を求め, 高温においても漏洩量をガスケット変位で整理できることを示した。

謝辞

ガスケットの提供をいただきましたジャパンゴアテックス(株)の関係各位に感謝致します。

参考文献

- (1) 長谷川, 辻: フランジ継手用ガスケットの常温・高温下における漏洩量評価, 日本機械学会山梨講演会講演論文集 No.060-4, (2006)
- (2) 日本高圧力技術協会, 管フランジ用ガスケットの基本密封特性試験方法 HIPIS Z104, 1-15, (2005)

ガスケット非石綿化に対応するための フランジ継手設計法の検討

圧力設備のシーリング技術研究(STOP)委員会

委員長 澤 俊行 (広島大学)

○ 副委員長 辻 裕一 (東京電機大学)

1. はじめに

アスベスト全面禁止に係る労働安全衛生法施行令の改正が行われ、平成 18 年 9 月 1 日から施行され、石綿製品の製造、使用等が禁止された。ただし、特定の条件で用いられるガスケット、パッキンなどのシール製品は、例外的に禁止が猶予されている。これらの製品についても平成 20 年までに全面禁止を達成することが求められている。石綿製品の代替困難性の分類によれば、石綿ジョイントシートの代替品を始め多くのガスケットはレベルⅡの実証試験段階の製品と判断されている。表 1 にレベルⅡ製品の実証試験方法の方針を示す。実証試験では、実使用条件下における健全性の評価と漏洩等のリスクの把握を行う。同時に、非石綿製品の施工、フランジ継手のトルク管理等の適切な使用方法の検討も挙げられている。

ここでは、ガスケットの石綿代替化の動向を踏まえて、HPIS として発行されたガスケット密封特性試験法、フランジ継手締付け指針の概要及び検討中の課題について、さらに開発中のフランジ継手設計法について述べる。

2. ガスケットの基本密封特性試験方法

石綿代替化に対応するため、新しい材質や形式のガスケットが開発されつつある。ここで、ガスケット係数 (m, y) の測定方法が明確でないため、新材料、新形式のガスケットに対し根拠のある係数の決定ができないという問題が生じている。そこで、独自の試験方法として HPIS Z 104「管フランジ用ガスケットの基本密封特性試験方法」を規格化した。ここでは、次式で表されるガスケット寸法に依存しない基本漏洩量 L_0 を用いる。 k はガスケットの内外径比による形状係数である。

$$L_0 = \frac{L}{k} \quad (\text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}), \quad k = \frac{1}{d_o/d_i - 1}$$

各試験ステップにおける L_0 をガスケット応力ではなく、圧縮変形量で整理すると、 L_0 が一義的に直線関係で表示でき、漏洩量に及ぼす締付圧の履歴の影響を無くせる。

表 1 レベルⅡ製品の実証試験の方針

目的	非アスベスト製品を実機に導入したときの長期間の使用による漏れ、耐久性及びトルク管理等の取扱い方を検証し、安全性を評価する。
評価項目	<ul style="list-style-type: none"> ○ 取り付け時の設置方法、適切なトルク管理の検証 ○ 運転中の漏えいの有無及び漏えい量の許容範囲 ○ 取り外し時の圧力染みの浸透度、変形、痩せ等による耐久性評価
試験方法	<ul style="list-style-type: none"> ○ 実機又は実規模大モックアップ設備を用いて漏えい量等の技術データを取得する。 ○ 得られたデータ等に基づく分析、要求仕様に照らし合わせた評価を実施する。

常温試験である HPIS Z 104 の高温への拡張を検討している。常温における組立て／高温でのガスケットのエイジングおよび外乱／シャットダウンを考慮できる試験方法の確立を目指し、常温試験／高温試験／高温後常温試験の試験ステップ

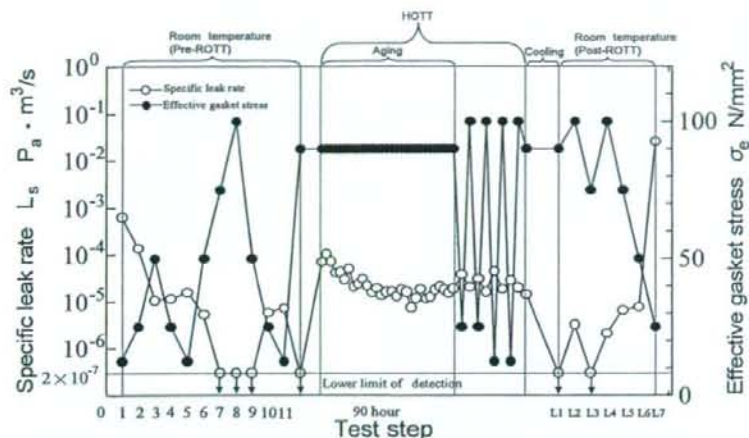


図1 J-EHOT 試験結果 (SWG: Class 300, NPS 3, 300℃)

からなる J-EHOT 試験の HPIS 化を準備中である。図1に J-EHOT 試験で得られたガスケットの基本密封特性を示す。

3. フランジ継手締付け指針

HPIS Z 103 TR「フランジ継手締付け指針」及び上記の HPIS Z 104 は JIS 化の手続きを進めている。

本指針の課題として、適用ガスケットがジョイントシートガスケット及びうず巻形ガスケットに限られているため、適用範囲の拡大を検討している。延伸 PTFE ガスケットについては確認試験を済ませている。今後、要望の多いリングジョイントガスケットへの適用範囲拡大を図る。

4. フランジ継手設計法

図2に開発中のフランジ継手設計手順を示す。設計手順の特徴として、内圧および曲げモーメントなどの外力に対する内力係数の考慮、ガスケットの基本密封特性の反映、課題として、内部流体が気体と液体の場合の設計法の違い、高温ガスケット試験の利用方法が挙げられる。

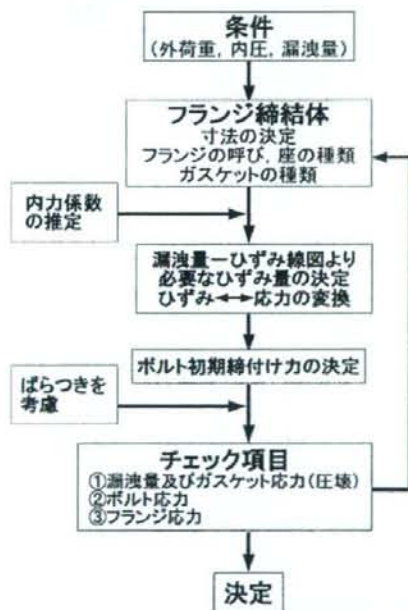


図2 フランジ継手設計手順

非石綿ガスケット選択の根拠となる資料として、HPIホームページにおいて、ガスケット情報のデータベースを公開している (http://wwwsoc.nii.ac.jp/hpi/sealing_tech.html)。

5. まとめ

漏洩を起こさないフランジ設計を行うための設計手順について検討すると共に、基礎データとなるガスケット定数またはフランジ漏洩の許容クライテリアをWGにおいて検討していく計画である。高温密封特性評価に関しては、実機フランジにおける高温漏洩問題との関連、および高温寿命評価が課題である。

503 ミスアライメントを有するフランジ締結体のボルト締付けの FEM 解析 (HPIS フランジ締付け指針による場合)

FEM Analysis on Bolt Tightening of Flange Joints with Misalignment

(In the case of HPIS Flange Assembly Guidelines)

○学 近内 孝 (東電大・院)

正 本田 尚 (労衛研)

正 辻 裕一 (東電大・工)

正 正司 康雅 (千代田アドバンスソリューションズ)

Takashi KONNAI, Tokyo Denki University, Ishizaka, Hatoyama-machi, Hikigun, Saitama

Takashi HONDA, National Institute of Occupational Safety and Health, Umeen 1-4-6, Kiyose-shi, Tokyo

Hirokazu TSUJI, Tokyo Denki University

Yasumasa SHOJI, Chiyoda Advanced Solutions, Technowave 100 Bldg, 1-25 Shin-rashima-cho 1-chome, Kanagawa-ku, Yokohama

Key words: Gasket, Flange joint, Finite element method, Bolt tightening procedure, Gasket stress, Misalignment

1. 緒言

フランジ締結体の締付け方法として代表的なものに HPIS フランジ締付け指針⁽¹⁾がある。HPIS フランジ締付け指針はボルト締付け順序を時計回りとしている。片締めによる締付け軸力の不均一が懸念されていたが、これは発生しないことが証明されている。

本研究では、有限要素法解析を用いてフランジ締結体の配管がミスアライメントを有する場合の応力・変位解析シミュレーションを行っている⁽²⁾。本報では HPIS フランジ締付け指針による締付け法において、配管に存在するミスアライメントがガスケット応力とガスケットひずみの均一性に及ぼす影響について締付け開始ボルトを変えて検討を行った。

2. 解析モデル・解析方法

図 1 に本研究で使用する解析モデルを示す。解析対象とするフランジは JPI class 150 突合せ溶接型、呼び径 100A (4 インチ)、ボルトは呼び径 M16、本数 8 本、ナットは 10 割ナットを使用する。ガスケットはジョイントシートガスケット、配管部は内径 102.3 mm、外径 114.3 mm、長さ 1 m とした。モデルはフランジ、ボルト、ナット、ガスケット、配管から構成される 2 分の 1 モデルである。フランジ、ボルト、ナット及び配管のヤング率を 206 GPa、ポアソン比を 0.3 とし、ガスケットには図 2 に示す圧縮応力・圧縮ひずみ特性を与えた⁽³⁾。ボルト・ナットは一体で作成しているが、ボルト・ナット間のねじ接触を考慮し、はめあいねじ部のヤング率を低く与えている。

解析はミスアライメントに対して図 3 に示すボルト位置からそれぞれ締付けを開始する Type-1 と Type-2、そしてミスアライメントのない Type-0 の合計 3 タイプで行った。ミスアライメントのモデル化をするため、管の自由端に 2kN の荷重を与え、フランジ側管端部に約 20MPa の曲げ応力を発生させている。表 1 に解析ステップを示す。

3. 解析結果および考察

図 4、図 5、図 6 にそれぞれ Type-0、Type-1、Type-2 の締付け 1 周終了毎のガスケット変位を示す。ガスケット変位の評価点是对角にあるボルトの中心同士を結んだ直線とガスケットの半径方向の二等分線との交点としている。

ミスアライメントのない Type-0 では、本締付け 1 周目



Concentrated load 2kN

Fig.1 FEM model of flange joint.

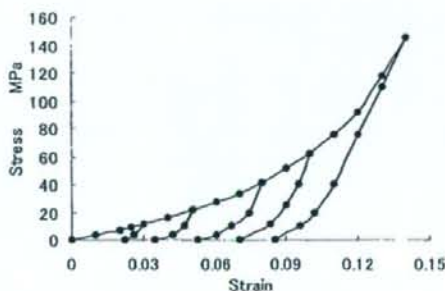


Fig.2 Stress-strain curve of compressed sheet gasket

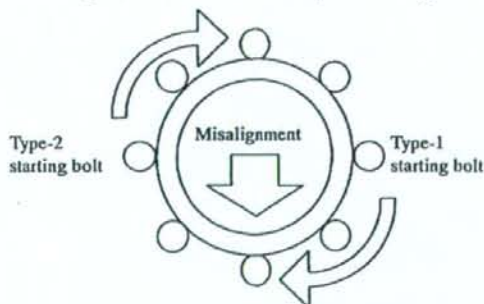


Fig.3 Configurations of starting bolt for Type-1 and Type-2.

Table 1 Sequence of analysis step.

Step	Loading
Install	Loading 8kN to all bolts at the same time.
Bending for misalignment	Loading 2kN to pipe end.
Tightening	Loading 88kN to each bolt for 4 passes on a rotational clockwise sequence.

終了後 (Pass 1 後) の評価点ごとのガスケット変位分布が大きく異なっている。これは Pass 1 最後の 8 番ボルト締付け時の弾性相互作用によって隣合うボルトの軸力が低下し、それによってボルトと対応する評価点のガスケット変位も減少したからである。このガスケット変位の不均一性は周回を重ねるごとに収束する。

Type-1 では Pass 1, Pass 4 後のガスケット変位の不均一性が Type-0 より大きくなっている。これはミスアライメントによって生じたガスケット変位の不均一性が Pass 1 で生じるものと同様の分布をしていたため、Pass 1 で生じる不均一性が拡大されたからである。そして変位の不均一性が拡大された分、周回を重ねてもその不均一性が吸収され切れないまま締付けステップは終了した。

Type-2 では、Pass 1, Pass 4 後のガスケット変位の不均一性が Type-0 より若干小さくなっている。これは、Type-1 と

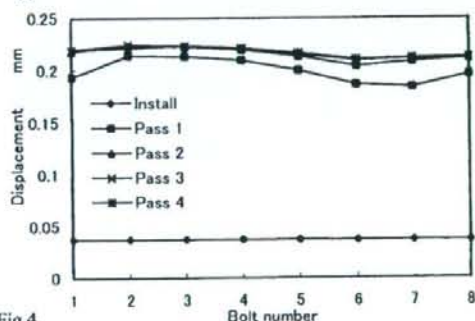


Fig.4 Distribution of gasket displacement (Type-0).

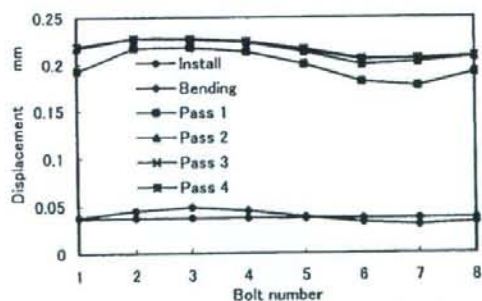


Fig.5 Distribution of gasket displacement (Type-1).

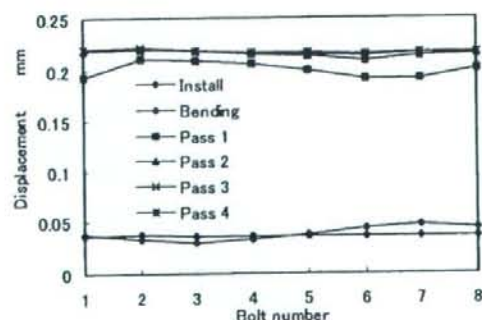


Fig.6 Distribution of gasket displacement (Type-2).

は逆に、ミスアライメントによって生じたガスケット変位の不均一性が Pass 1 で生じるものと逆の分布をしており、結果、Pass 1 で生じる不均一性が打消されたからである。

図7に各タイプの Pass 1 後と Pass 4 後のガスケット応力分布を示す。ガスケット変位分布の不均一性と同様の不均一性がガスケット応力分布でも確認できる。

4. 結言

フランジにミスアライメントがある場合のフランジ締付け過程を HPIS フランジ締付け指針に従った締付け法でシミュレーションした。

ミスアライメントの方向に対して締付け開始ボルトを変えることによる、締付け終了後のガスケット変位、ガスケット応力分布の違いを解析で示した。配管に 20MPa の大きな曲げ応力が発生するミスアライメントが存在する場合にも、締付け開始位置によってガスケット応力とガスケットひずみの均一性を得ることが可能であることを示した。

5. 参考文献

- (1) 日本高圧力技術協会規格：フランジ継手締付け指針、HPIS Z 103 TR 2004. (2004)
- (2) 前田, 辻：ミスアライメントを有するフランジ締結体のボルト締付けの FEM 解析、山梨講演会講演論文集 No.040-4, (2004)
- (3) 日本バルブ工業会：フランジ計算基準及びガスケットの性能評価方法の標準化に関する調査研究成果報告書, (2006)

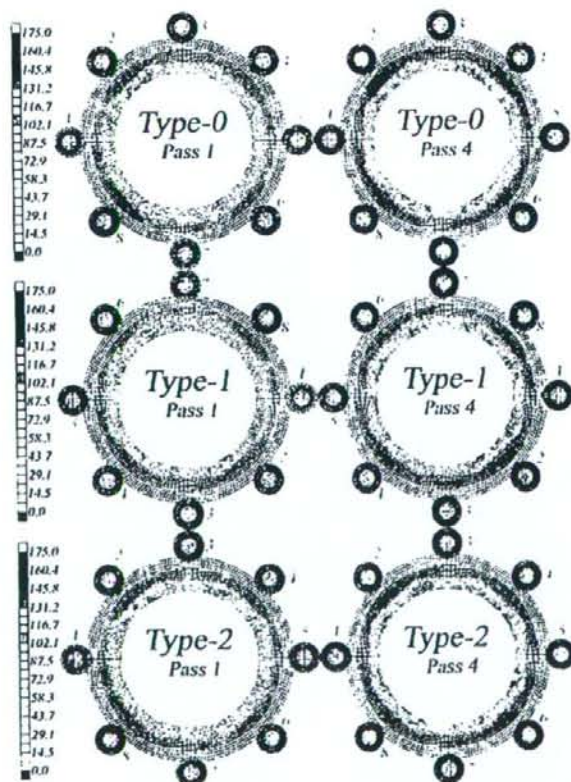


Fig.7 Stress distributions of after Pass 1 and Pass 4.

3 次元粘弾性モデルによるフランジ継手用ガスケットの高温クリープ特性の評価

東京電機大学大学院 先端科学技術研究科

○山口篤志

独立行政法人 労働安全衛生総合研究所

本田尚

東京電機大学

辻裕一, 南雲克也

Evaluation of Elevated Temperature Creep Properties of Gaskets for Flanged Joint by 3-D Viscoelasticity model

Atsushi Yamaguchi

Graduate School of Advanced Science and Technology, Tokyo Denki University

Takashi Honda

National Institute of Occupational Safety and Health

Hirokazu Tsuji, Katsuya Nagumo

Tokyo Denki University

キーワード：ガスケット，フランジ継手，クリープ特性，3次元粘弾性

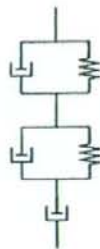
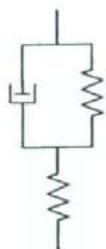
Keywords : Gaskets, Flanged joint, Creep Properties, 3-D Viscoelasticity

1. 緒言

フランジ継手用ガスケットを長時間使用すると、ガスケットはクリープ/リラクゼーションを起こすことはよく知られている。これによりガスケット締付け圧は低下し、内部流体が漏洩する危険性がある。そこで、近年、単軸の粘弾性モデルにより常温におけるガスケットのクリープ特性の評価が行われているが⁽¹⁾⁽²⁾、それら単軸の粘弾性モデルは、実際のクリープ現象よりひずみが早く収束したり、時間の経過とともにひずみが増加し続けたりと、ガスケットのクリープ特性を評価するには困難なモデルであると考えられる。また、ガスケットは主に高温下で用いられているが、高温下におけるガスケットのクリープ特性に関する研究はほとんど行われていない⁽³⁾。高温下においてはガスケットクリープが顕著に現れることから、ガスケットの高温クリープ特性の解明は急務といえる。そこで非石綿ガスケットの高温クリープ特性を3次元粘弾性モデルにより評価し、実験結果と比較することで、その有用性について検討した。

2. 3次元粘弾性

これまで、ガスケットのクリープ特性は図1に示すような単軸の粘弾性モデルで評価されてきた⁽¹⁾⁽²⁾。しかし、図1(a)のモデルではいずれひずみが一定の値に収束してしまい、一方、図1(b)のようなモデルではひずみが収束しないことから、ガスケットのクリープ特性の評価は困難であった。また、ガスケットはガスケットとフランジ間の摩擦により半径方向および円周方向に拘束され、圧縮方向以外の応力が発生するが、従来の粘弾性モデルは単軸モデルであるため、圧縮方向以外の応力によるクリープを考慮できない。そこで、本研究ではガスケットのクリープ特性に3軸応力状態を評価できる3次元粘弾性モデル⁽⁴⁾を適用した。3次元粘弾性モデルは、図2に示すように3軸応力状態を静水圧成分と偏差



(a) 3 elements model (b) 5 elements model
Fig1. Viscoelasticity model of one-dimensional

(a) Hydrostatic pressure (b) Deviation component
component

Fig2. 3-D viscoelasticity model

成分に分け、静水圧成分には弾性、偏差成分にはMaxwellモデルを適用することで、体積変化と無関係に粘弾性特性を評価できる。

一般に、粘弾性モデルはKelvinモデルとMaxwellモデルの組合せで与えられるが、直列・並列に関わらず、いかなる組合せとして単軸における応力とひずみの関係は次の微分方程式で表せる⁽⁴⁾。

$$\sum_{k=0}^n a_k \frac{d^k \sigma}{dt^k} = \sum_{k=0}^n b_k \frac{d^k \varepsilon}{dt^k} \quad (1)$$

ここで、 a および b は粘弾性モデルにおけるばね定数および粘性率からなる係数である。式(1)を図2に示した静水圧成分と偏差成分について適用すれば以下の式が成り立つ。

$$A \sigma_m = B \varepsilon_m \quad (2)$$

$$A' \sigma'_{ij} = B' \varepsilon'_{ij} \quad (3)$$

ここで、 σ_m : 平均垂直応力、 ε_m : 平均垂直ひずみ、 σ'_{ij} : 応力偏差テンソル、 ε'_{ij} : ひずみ偏差テンソル、 A, B, A', B' : 微分演算子である。ガスケットの応力状態を考慮し、静水圧成分、偏差成分について応力とひずみの関係を求め、ラプラス変換を施せば以下に示すような3軸応力状態を考慮した圧縮方向のクリープ式が得られる。

$$\bar{\varepsilon}_{zz} = \frac{3AA'}{2AB' + BA'} \bar{\sigma}_{zz} \quad (4)$$

ここで、 $\bar{\varepsilon}_{zz}$: ラプラス変換した圧縮方向のひずみ、 $\bar{\sigma}_{zz}$: ラプラス変換した圧縮応力である。

式(4)を用いてガスケットのクリープ特性を評価するためには、 σ_{zz} および微分演算子を定義しなければならない。そこで σ_{zz} をステップ荷重とすれば、

$$\bar{\sigma}_{zz} = \sigma_s / s \quad (5)$$

である。なお、 σ_s : ガスケット応力、 s : ラプラス変数である。

次に、静水圧成分、偏差成分についてそれぞれ応力とひずみの関係を微分方程式で表し、ラプラス変換を行えば以下の式が成り立つ。

$$\bar{\sigma}_m = K \cdot 3 \bar{\varepsilon}_m \quad (6)$$

$$\left(1 + \frac{\mu}{E} \cdot s\right) \bar{\sigma}'_{ij} = \mu \cdot s \cdot \bar{\varepsilon}'_{ij} \quad (7)$$

ここで、 K : 体積弾性率、 μ : 粘性率、 E : ヤング率である。式(6)、(7)と式(2)、(3)を比較することで、微分演算子を求めることができるので、式(5)とともに式(4)へ代入し、さらにラプラス逆変換をすると、3次元粘弾性モデルにより求めた圧縮方向のクリープ特性 ε_s は以

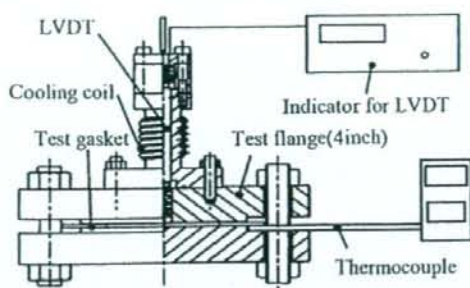


Fig. 3. The configuration of test machine

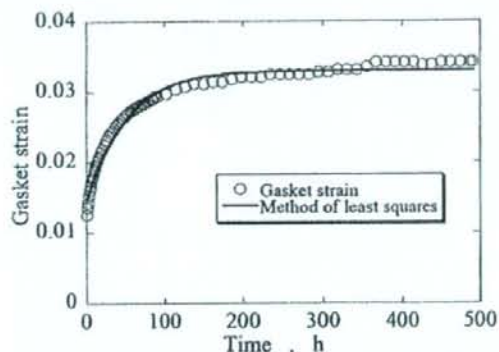


Fig. 5. Creep curves in elevated temperature

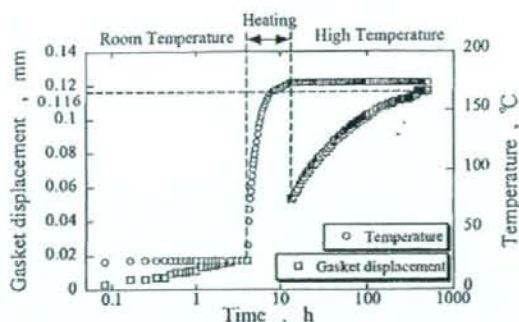


Fig. 4. Result of compression creep test

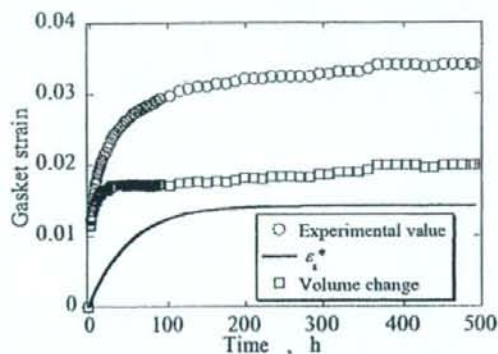


Fig. 6. Behavior of ϵ^* , and volume change

下の式で表せる。

$$\epsilon_s = \frac{-\sigma_s}{K} \left[1 - \frac{2}{3K/E+2} \exp\left(\frac{-3K}{3K(\mu/E)+2\mu} t\right) \right] \quad (8)$$

3. 試験方法および試験結果

図 3 に高温クリープ試験のためのフランジ試験体を示す。フランジは平面座 Class 600 ブラインド型 4 inch フランジを使用している。ガスケットの温度はフランジとガスケットの間にある熱電対によって、ガスケットの変位は LVDT により計測する。

試験ガスケットには外径 180mm、内径 116mm、厚さ 3mm の非石綿ジョイントシートガスケット (No.6502 日本バルカー工業社製) を用いた。

非石綿ガスケットのクリープ特性は、次の方法で評価した。

試験体のフランジ部に試験ガスケットを挟み、締付け圧 $\sigma_s=40\text{MPa}$ まで 8 本のボルトで締め付ける。常温におけるガスケットの変位を 4 時間測定した後、 180°C まで昇温する。温度が安定した後、クリープ試験開始から 500 時間までガスケットの変位を測定する。

図 4 にガスケットの圧縮クリープ試験の試験結果を示す。常温におけるガスケットの変位は 3 時間で安定し、その値は 0.017mm である。昇温開始から 14 時間でフランジ内部の温度は 174°C で一定となる。温度が安定した後、ガスケットの変位は徐々に増加しており、常温と比較するとはるかに大きい変位が生じている。なお、高温におけるガスケットの変位は 500 時間で約 0.116mm に達している。

図 5 に高温におけるガスケットひずみ-時間線図を示す。横軸は 174℃で一定となった時間を開始時間とした。ひずみは時間の経過とともに増加しているが、その増加量は時間とともに減少し、試験終了時のひずみは約 0.034 であった。

4. 考察

3次元粘弾性モデルを構成する要素の値は、ガスケットのクリープ特性を最小二乗近似し、式(7)と係数を照らし合わせることで求めることができる。K, μ , E の値を求めたところ、 $K=1210[\text{MPa}]$, $\mu=48.7[\text{MPa}\cdot\text{h}]$, $E=2263[\text{MPa}]$ であった。ここで、K と E の関係からポアソン比を求めたところ $\nu=0.18$ となり、ガスケットのポアソン比は 0.33 以上であると考えられることからこれは妥当ではないといえる。そこで、 $\nu=0.33$ としてヤング率を求めたところ $E=1234[\text{MPa}]$ となった。これは試験ガスケットの圧縮復元特性から得られた除荷時のヤング率 1244[MPa]とよく一致する。

高温時におけるひずみを評価するためには、高温試験開始時までには生じたひずみ ε_{s0} を除けばよいから、高温時のひずみを ε_s^* とすれば、

$$\varepsilon_s^* = \varepsilon_s - \varepsilon_{s0} \quad (9)$$

となる。 ε_s^* を図 6 に示すが、 ε_s^* は体積変化とは無関係な粘弾性成分であり、これをガスケットクリープひずみから引けば体積変化を表すことができる。このようにガスケットのクリープ特性を 3次元粘弾性モデルで評価すると、一定のひずみに収束する粘弾性成分と時間の経過とともに増加する体積変化成分に分離することができる。

ガスケットの寿命は、ガスケットが劣化し、内部流体が漏洩するまでの期間を指す⁽⁵⁾が、漏洩はガスケットのクリープにより引き起こされるため、時間の経過とともに増加するガスケットひずみの体積変化成分でガスケットの劣化を評価できれば、ガスケットの寿命を推定できると考えられる。

このように、非石綿ガスケットの高温クリープ特性の評価に 3次元粘弾性モデルを適用した場合、従来のモデルに比べ、簡素なモデルでクリープ特性をよく評価できるうえ、ガスケットひずみを粘弾性成分と体積変化成分に分けて評価できることから、単軸粘弾性モデルに比べ 3次元粘弾性モデルの方がガスケットのクリープ特性の評価に対して有用性があるといえる。

5. 結言

- (1) フランジ継手用ガスケットの高温クリープ特性を 3次元粘弾性モデルで評価したところ、従来使用されてきた単軸の粘弾性モデルに比べ、簡素なモデルでクリープ特性をよく表すことができた。
- (2) 実験値との比較から、3次元粘弾性モデルではガスケットのクリープ特性を一定のひずみに収束する粘弾性成分と体積変化成分に分けて評価することができる。

参考文献

- (1) 小林・川守, 山梨講演会講演論文集, (2002), 71-72
- (2) 高木・他 3 名, 日本機械学会論文集, 73-728, C(2007), 289-296
- (3) 山中・西田, バルカー技術誌, Summer 2005-10, 8-11, 日本バルカー工業(株)
- (4) W. フリュエグ, 粘弾性学, (1973), 106-123, 培風館
- (5) 重留, 日本機械学会 M&M2007 材料力学カンファレンス, (2007), 29-31