

mm と弾性域締付けによる従来のデータと同等³⁾であり、片締めは起こらない。

本研究では締付け力調整のため M16 ボルトに断面積は 50.3mm² の細胴部を設けており、降伏締付け軸力は 45kN である。試験フランジ/ガスケットの組合せにおける適正締付け力は 30~35 kN であり、降伏締付け軸力の 0.7 倍である。ボルト本数およびボルト材料を変更しないという条件において、本試験フランジ塑性域締結を適用すれば、本試験ボルト細胴部断面積の 0.7 倍の有効断面積をもつ M8 ボルト (有効断面積 $A_s = 36.6 \text{ mm}^2$) で十分な締付け軸力を得ることができる。

フランジ継手に塑性域締結を適用すると、現行の設計手順の軸力よりも大きな締付け軸力が得られるため、ボルト呼び径を小さくすることが可能である。フランジ継手の塑性域締結は軸力の均一性、フランジ継手の小型化の観点から弾性域締結よりも優位性がある。

7. 結 言

本研究では、フランジ継手の組立てに塑性域締結の適用を提案し以下の成果を得た。

- (1) SNB7 製ボルトの塑性域締結特性を明らかにした。合金鋼製の高強度ボルトと比較して締付け特性に差異は認められない。
- (2) 中空円筒の細胴部を持つボルトの降伏締付け軸力の推定方法を示した。
- (3) ナット回転角法を採用した修正 HPIS フランジ継手締付け指針によりフランジ継手の塑性域締結を行った。締付け完了段階でボルトが塑性域にある場合に、弾性相互作用の影響は小さいことが締付け軸力の均一化に有効である。
- (4) JPI 4 inch フランジ継手の塑性域締付けでは、最終的な締付け軸力のばらつきは ±9% となり、弾性域締結のばらつき ±13% と比較して同等以上の軸力の均一性が得られた。
- (5) M16 ボルトを用いている 4 インチ規格フランジ継手に塑性域締結を適用すると M8 ボルトで十分な締付け軸力が得られる。

参考文献

- 1) HPI 技術セミナー, 第 5 回圧力機器および配管におけるガスケットフランジ締結体のシーリングテクノロジー, (2006)
- 2) 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.
- 3) 日本工業規格, JIS B 1083, ねじの締付け通則, (1997).
- 4) HPIS (日本高圧力技術協会規格), フランジ継手締付け指針, HPIS Z103 TR 2004, (2004).
- 5) 久保田義弘, シリンダヘッドボルトの締付け技術, 自動車技術, 1998, 52 (12).
- 6) E. A. Cornelius, F. O. Kwami: Die Steigerung der Sicherheit von Schraubenverbindungen durch uberelastisches Anziehen, Konstruktion, 18, Heft 4 (1996) 142.
- 7) T. Okubo, S. Tanaka, K. Goromaru: Reliability Evaluation of Bolts Tightened in Plastic Region and Their Application to Diesel Engines, SAE Paper, No. 840505 (1984).
- 8) M. Mizusawa, T. Tanosaki, M. Kawase, T. Oguchi: New 11 Liter Komatsu Diesel Engine, SAE Paper, No. 840511 (1984).
- 9) Hajime Yamashita, Tatsumi Makimae: Development of Plastic Region Tightening Cylinder Head Bolts for New Diesel Engine, SAE Paper, No. 851641 (1984).
- 10) ASME PCC-1 2000, 2000, Guidelines for Pressure Boundary Bolted Flange joint Assembly, ASME.
- 11) Nakano, M. and Tsuji, H. 2002, Bolt Preload Control for Bolted Flange Joint, ASME PVP-Vol. 433, pp. 163-170 (2002).
- 12) Tsuji, H. and Maruyama, K., 1999, Estimation of Yield Clamping Force Based on Rigid-Plastic Model, 1999 ASME IMECE DE-Vol. 105, pp. 157-162.

【著者紹介】

金田 忍

東京電機大学大学院
〒350-0394 埼玉県比企郡鳩山町大字石坂
TEL:049-296-2911 FAX:049-296-6544
E-mail:kaneda@n.tsujilab.dendai.ac.jp

辻 裕一

東京電機大学工学部
〒350-0394 埼玉県比企郡鳩山町大字石坂
TEL:049-296-2911 FAX:049-296-6544
E-mail:tsuji@n.dendai.ac.jp

H0704-01
0385-9894/07/N500/論文/JCLS

〔 解 説 〕

フランジ継手の設計・施工法の最適化と ガスケットの石綿代替化の取組み

東京電機大学 辻 裕一
Hirokazu Tsuji

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日から施行されたことにより、石綿製品の製造、使用等が禁止された¹⁾。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、例外的に製造等の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おり、ガスケットの石綿代替化が急務となっている。これに対応するため、ガスケットの性能評価や実証試験が実施されると共に、新しい材質や形式のガスケットが開発されつつある。

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、ガスケット係数(m, y)の測定方法が明確でないため、これらの新しい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。ガスケット、フランジ、圧力容器等に関するJIS規格に対して、平成18年度中に石綿に関する記載を削除する改正が行われた。しかし、ガスケット係数(m, y)については、石綿ガスケットの数値がそのまま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。プラントの配管や圧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、漏洩に対し最も重要な箇所である。今後、許容される漏洩量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ができない。

以上のように、現行の設計規則で用いられているガスケット係数(m, y)に代わる漏洩量を考慮できる新しいガスケット係数の導入、そしてガスケット付フラ

ンジ継手からの漏洩量を継手の設計段階において考慮することが求められている²⁾。このためには、ガスケットの漏洩特性を明らかにすることはもちろん必要であるが、それだけではなく、フランジ継手がねじ締結体の一種であることより、フランジ継手に対してねじ締結体の力学の観点からみて合理的な設計が求められている。さらには施工段階でフランジ継手が設計通りに組み立てられるための締付け方法も重要であり、設計段階から締付け方法を設計因子として考慮すべきである。

ここでは、ガスケットの石綿代替化の動向を踏まえて、日本高圧力技術協会規格(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を紹介し、フランジ継手のねじ締結体として望ましい設計について述べる。

2. 石綿ガスケット禁止の動向

平成18年9月1日から施行された労働安全衛生法施行令改正の概要は次の通りである。新規の設備について石綿製品の使用を認めないこととした。既存の設備については、技術的に代替化困難な事例があるため、例外的にやむを得ない使用条件を禁止の除外とし、いわゆるポジティブリスト化した。これらについては代替製品の実証試験や代替製品を利用するための周辺技術の蓄積に一定の時間を要すると判断されたためである。ポジティブリスト中で該当する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。詳細については、「石綿製品の全面禁止に向けた石綿代替化等検討会(厚生労働省)」での検討結果が報告書³⁾として2006年1月に提出されている。

一方、「アスベスト代替化製品対策検討会(経済産業省)」により、既存の設備についても2008年に、又

第1表 レベルⅡ製品の検証試験の方針

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。

※ 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。

は前倒しで全面的使用禁止という方針が出された⁽⁴⁾。検討会では、石棉製品の代替困難性をレベルⅠ、Ⅱ、Ⅲの3つに分類し、代替に当たっての技術的課題の抽出を行い、安全性と信頼性の高い非石棉製品開発の在り方を検討した。石棉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た。第1表にレベルⅡ製品の実証試験方法の方針を示す。実証試験では、実際の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としている。同時に、非石棉製品の施工、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。ユーザからも、早期に実証試験を進める、あるいは施工技術の習得に努め早期の代替化を進める方針が示された。

ガスケット、フランジ、圧力容器等のJIS規格についても、石棉全面禁止の流れを受け「石棉」に関する記載を削除する基本方針のもとに改正が行われた。改正原案の審議において、規格中のガスケット係数 (m, y) が石棉ガスケットに対して与えられている値であるため、「石棉」という用語だけを削除することにより数値だけが残ることに懸念が出された。しかし (m, y) 値について統一された評価方法がなく、新規材料の (m, y) 値は、別途議論することとなった。

以上述べてきた現状より、日本高圧力技術協会規格 (HPIS) として規格化されている「管フランジ用ガスケットの基本密封特性試験方法」⁽⁵⁾の重要性が一層増したといえる。すなわち、ガスケット係数 (m, y) は経験的に決められてきたため、石棉代替ガスケットとして新しい材質や形式のガスケットが開発されても、ガスケット係数を実験的に決定することができないという問題が生じている。このことへの対応も含め、ガスケットからの漏洩量を表す新ガスケット係数

およびそのためのガスケット試験が開発され、続いて漏洩量を考慮できるフランジ継手設計法の開発も着手されている。

一方、実証試験において施工技術がクローズアップされている。具体的に述べると、非石棉ジョイントシートガスケットは、ゴム成分の熱硬化の影響が大きいため増締め (ホットボルディング) ができない。その対策として初期締付け力を高く設定することが推奨されているが、フランジ継手組立て時に初期締付け力を正確に与えられる締付け方法が石棉代替化にとっても重要な鍵となっている。HPISとして規格化されている「フランジ継手締付け指針」⁽⁶⁾は信頼性と作業性を両立させた実用性の高い指針として開発されており、より信頼性の高いフランジ継手の施工のために採用されることが望ましい。

3. ガスケット密封特性試験

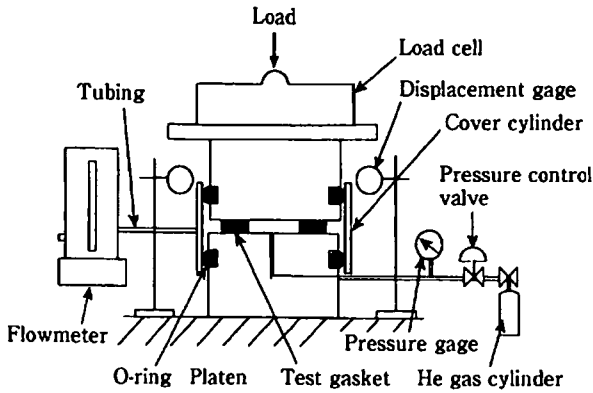
3-1 ガスケットの密封特性の試験方法

現行のガスケット係数 (m, y) には漏洩量という概念がない。欧米ではフランジ継手の設計に継手からの微少漏洩量を考慮する方向で設計規格の見直しが進められている。PVRCではガスケットの漏洩特性を表すことのできる新ガスケット係数を提案している⁽⁷⁾。一方、EN 1591-1⁽⁸⁾はガスケット漏洩量を考慮できるフランジ継手設計法であり、個々で使用するガスケットパラメータはEN 13555⁽⁹⁾で求められる。欧米のガスケット試験方法に関して、次のような問題点が指摘されている。

- 極めて微少な漏洩量の測定要求は、現実のフランジ継手の漏洩レベルと一致していない。
- ガスケット種類による試験条件の区別が規定されていない。非金属ガスケットに対して、実用ガスケット締付け圧範囲での漏洩量測定点数が少なく精度に問題がある。
- 試験ガスケットと異なる寸法の場合の漏洩量予測でのガスケット幅の考慮が不適切。

日本においても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」⁽⁵⁾が最近規定された。欧米の試験方法の問題点に対し、HPIS規格では次のような対応を取っている。

- 要求漏洩量レベルは石鹼水法の検出限界を包含し、さらに微少漏洩にも対応できる。
- 非金属ガスケットとわず巻形ガスケットの使用実績を考慮し、実用的な試験ガスケット締付け圧と試験内圧を決定した。



第1図 ガスケットの密封特性試験装置

●異なる寸法のカスケットに対して、試験結果が適用できる方法を採用した。

3-2 HPISによる試験手順

第1図に試験装置の構成を示す。試験ガスケットを装着した試験プラテンに、ロードセルを介して圧縮荷重を負荷する。ヘリウムガスにより内圧をガスケットに作用させ、ガスケット外周から漏出したガスを捕集し、漏洩量測定装置に導く。ガスケット締付圧の荷重シーケンスにより、組立て時及び運転時のガスケット締付圧状態を模擬できる。

試験結果の整理は以下の手順による。各試験ステップにおける漏洩量 L から、ガスケット寸法に依存しない基本漏洩量 L_s を次式で算出する。

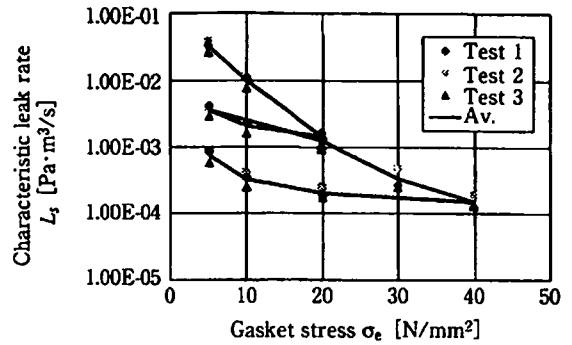
$$L_s = \frac{L}{k} \quad [\text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}] \quad \dots(1)$$

ここで次式 k はガスケットの内外径比による形状係数である。

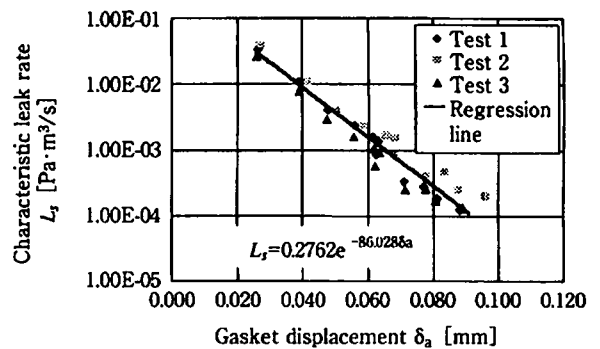
$$k = \frac{1}{d_o/d_i - 1} \quad \dots(2)$$

第2図に試験結果を示す。有効締付圧 σ_e および圧縮変形量 δ_a に対する L_s を対数表示している。圧縮変形量で整理すると、 L_s 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。

一連の試験シーケンスに要する時間は欧米の方法に比べ大幅に短縮される。欧米ではヘリウムリークディテクタを用いて極めて微小な漏洩を測定している。このため、長い安定時間を必要とし、一連の試験手順を実行するのに2日程度(22ステップのガスケット応力で最短44時間。66時間の試験データ例が掲載されている)を必要とする。HPIS Z 104では、漏洩量の対象範囲を石鹸水法による検出感度程度の漏洩量に限定することにより、一連の試験手順を3時間程度で実施できるものとした。



(a) 基本漏洩量 L_s とガスケット締付圧 σ_e の関係



(b) 基本漏洩量 L_s とガスケット圧縮変形量 δ_a の関係

第2図 非石棉ジョイントシートガスケットの基本密封特性 (30K-40A)

今後、この規格に基づく試験データの収集と解析を行い、漏洩を起こさないフランジ設計を行うための基礎データとなるガスケット定数を検討する計画である。また、運転時の温度条件での密封特性も重要であるため、高温密封特性評価を次の課題として検討している。

ガスケット側の視点から漏洩管理に望ましい方向性を以下にまとめる。組立て時にガスケット応力を高くする、すなわちボルトの初期締付け力を高く与えるほど、漏洩量は減少する。フランジ継手の使用状態では、ガスケット変位を変動させないことが漏洩量を一定に管理するのに有効である。ただし、ガスケット変位や荷重、またはガスケット応力の平均値だけを見るのではなく、ガスケット応力、ガスケット変位のこの配およびそれらの変動にも注意が必要である。

4. フランジ継手締付け指針

フランジ継手の組立において、設計通りのボルト締付け力を与えることがフランジ継手に所期の性能を発揮させる前提条件である。フランジ締結体の締付け力管理の難しさは、個々のボルト締付け力のばらつきが避けられない中で、多数本のボルト締付け力の正確

さ・均一性を一定のレベルで確保することにある。このような要求に対し、ASME PCC-1をはじめ、いくつかのフランジ締付け方法の指針が発行されている⁽⁶⁾。

高い信頼性と作業性を両立させた一層実用性の高い指針が開発され、テクニカルレポート HPIS Z TR 103として発行されている⁽⁶⁾。このHPIS指針およびその技術的背景について紹介する。

4-1 多数本ボルト締結力の管理とボルト締付け手順の課題

多数本ボルトの締付けではボルト締付け力の弾性相互作用が問題となる。隣接するボルトの締付けにより予め締め付けられていたボルトに締付け力低下が生じる。この現象はボルト締付け順序に大きく依存し、対角順より時計回り順の方が弾性相互作用の影響が少ない。

弾性相互作用を補償してボルト締結力を収束させるため、ボルトを複数回締め付けることが一般的である。ただし、ASME PCC-1ではナットが回転しなくなるまで締め続けることを要求しており、現場で行われている作業と比べて大幅な労力増加となる。

締付け手順にはフランジのミスアライメントの防止も要求される。ガスケットの弾性係数が低いため片締めが起りやすく、経験的な対策として、複数ラウンドでの締付けトルクの漸増、および対角の締付け順序が一般に採用されている。

4-2 HPISによるフランジ締付け指針

HPISフランジ締付け指針は、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総締付け回数の削減、人為的ミスが減らすための締付け順序の簡略化、締付けトルク増分ステップの削減が図られている。

第2表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に、FEMシミュレーション⁽¹⁰⁾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段階の計算値から10%増加させた値とすることにより補償する。

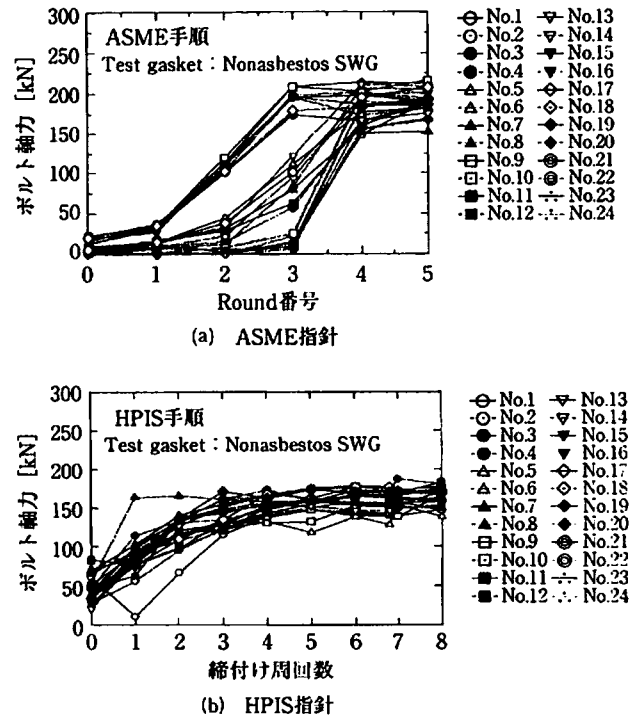
4-3 フランジ継手試験体の締付け試験による検証

第3図にJPI Class 300 NPS 20フランジ（材質SFVC2A）を用い、ASME指針およびHPIS指針による締付け手順を実験的に比較検証した結果を示す。ASME手順の場合の横軸はRound番号となっており、Round 4および5には複数の周回数が含まれる。仮締

第2表 HPIS指針による締付け手順

手順	締付け方法
仮締付け (インストール)	手で軽く締め付け、その後、4本ないし8本のボルトを選び、対角締付けにより、締付けトルクを漸増させ、数巡で目標締付けトルクの100%に近い締付けトルクを与えと共に、フランジ面間距離を均等にする。
本締付け	目標締付けトルクの100%で、時計回りに規定周回（フランジ呼び径10インチ以上は6回、10インチ未満は4回）締め付ける。
増締め	必要ならば、4時間以上経過後、本締付けと同様の方法で1周ないし2周締め付ける。

※ 設計値を10%増加させた値を目標締付けトルクとする。



第3図 20インチフランジ締付け試験におけるボルト軸力変化

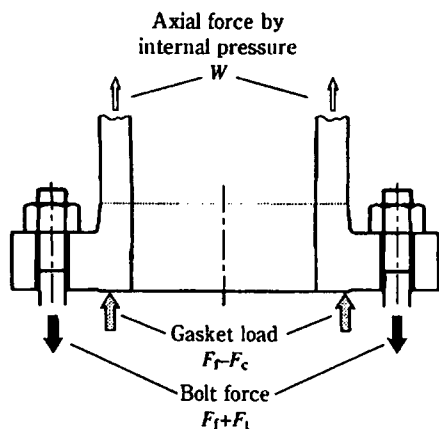
付けを除いた全締付け周回は、ASME手順での10周に対し、HPIS手順では周回数上限設定により7周と短縮された。HPIS手順をASME手順と比較すると、ボルト軸力およびフランジ変位（ガスケット変位、図省略）に関して同等の均一性が得られており、同時に、ボルト軸力の目標軸力への収束は速い。

以上のように、信頼性と作業性を両立させた実用的な締付け手順であることを実証できた。

5. ねじ締結体としてのフランジ継手の設計

5-1 フランジ継手締結体の力学

第4図にフランジ継手をねじ締結体として見た場合に作用する各種の力の関係を示す。組立て状態では、



第4図 フランジ継手に作用する力

ボルトに初期締付け力 F_1 が与えられることにより、ガスケットに初期の圧縮力 F_1 （正確にはフランジボルト本数 N に対し $N \cdot F_1$ ）が生じる。運転状態では、配管に内圧が作用するため配管軸方向力 W が発生する。 W はフランジ継手締結体に対する外力であり、 W/N の力がボルトの追加軸力 F_2 とガスケット圧縮力減少分 F_2 により分担され釣り合う。

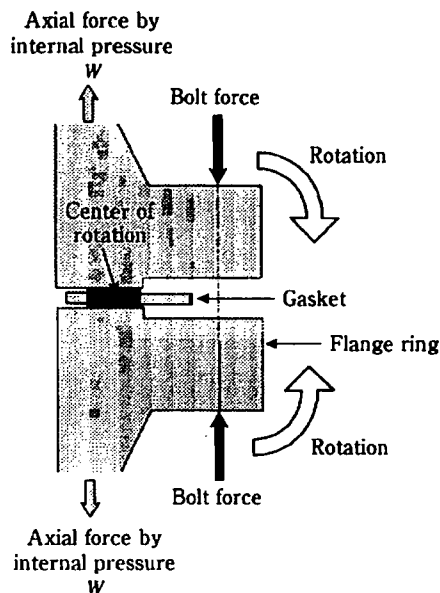
W が F_1 と F_2 に分担される割合、あるいは内外力比 ϕ （ $=N \cdot F_1 / W$ ）は、ボルト・ナット系及び被締結部材のコンプライアンス（ばね定数の逆数）で決まる。フランジ継手以外の一般的な締結体では、これらの関係は締付け線図を用いて説明され、 ϕ は正の値で、通常0.1以下である。

内圧作用状態で漏洩を許容値以下に管理することがフランジ継手の果たすべき機能であるので、内圧作用状態でガスケット圧縮力（ $F_1 - F_2$ ）が一定値以上に確保されればよい。

5-2 フランジ継手締結体の変形 (フランジローテーション)

ねじ締結体は力学的には不静定問題であり、締結体やねじに作用する力を求めるには締結体各部の変形を考える必要がある。フランジ継手では、 W の作用により締結体に軸方向以外の変形が生じ、各部の力の計算を複雑にしている。すなわち、第5図に示すフランジローテーション（フランジリング部のたわみ）である。

締付け直後では、ボルト初期締付け力とガスケットの反力によるモーメントでフランジローテーションが発生する。運転状態では、内圧による配管軸方向力 W の作用により、フランジリングに対するモーメント成分が増加することにより、フランジローテーションも増大する。このとき、フランジローテーションはガスケットのある半径位置を回転中心として生じるが、回



第5図 フランジローテーション

転中心も W の大きさによって半径方向に移動する。これらを考慮すると、フランジ継手における内外力比 ϕ は、フランジの形状寸法等に依存するが、負となる場合が多い。

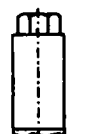
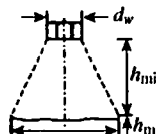
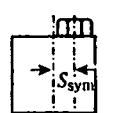
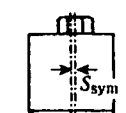
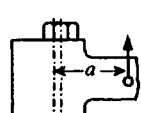
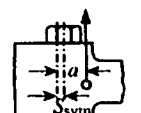
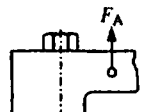
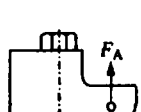
さらに、内圧作用時にガスケット圧縮力が確保されているか確認する以外に、フランジローテーションによりガスケット応力分布が半径方向に不均一となるという問題も生じるので設計段階での考慮が必要である。次項とも関連するがフランジリング部の剛性の確保が漏洩防止に重要である。ASME Sec. XIII Div. 1 Appendix 2 (Mandatory) にフランジ剛性のチェック方法が規定されることとなった。従来はAppendix S (Non-mandatory) で同一の内容が規定されており、改定により強制規定項目となった。しかし、この規定だけではフランジ継手からの漏洩量が規定値以下になることを保証できないという但し書きがあるように、フランジ剛性に関する最低限のチェックといった位置づけと解釈できる⁹³。

5-3 多数本ボルト締結体の設計指針

フランジ継手は、フランジ、ボルト・ナット、ガスケットにより構成される締結体の一種であり、さらに多数本ボルト締結体の代表例といえる。

ねじ締結体の設計手順を最も合理的な形で示しているのがドイツ技術者協会が発行しているVDI 2230である⁹⁴。ここでは、締付け方法（トルク法など）・締付け条件（潤滑など）の選択は設計段階で考慮すべき事項とされている。これにより締付け力のばらつきが考慮され、さらに締結体が機能を発揮するのに必要な締

第3表 円筒状ねじ締結体に対する設計指針²⁾

円筒状ねじ締結体		
設計指針	不利	有利
1 初期締付け力： できるだけ高くする ●高い強度区分 ●正確な締結技術 ●低い摩擦係数	低い初期締付け力	高い初期締付け力（締付け係数が小さい締付け方法を使用）
2 剛性比： ボルトのコンプライアンスを被締結体と比べて非常に高くする（可能なら伸びボルトを使用する）	薄肉の細円筒 	円筒径 $G = d_w + h_{min}$ 
3 ボルトの偏心配置： ボルト位置の偏心量を最小に保つ（特に偏心外力が作用する場合）	大きな偏心量 S_{sym} 	最小の偏心量 S_{sym} 
4 外力作用位置の偏心： $a > S_{sym}$ の場合、偏心を最小にすれば、通常はボルト追加軸力が小さくなる	大きな偏心量 a 	最小の偏心量 a 
5 外力作用位置の高さ： 作用位置の高さは、できるだけ接合面に近くなるように下げる	外力の作用位置が上部 	外力の作用位置が接合面近傍 

付け圧縮力、外力、などの因子が加えられ、必要なボルト寸法・強度区分が決定されるシステムとなっている。

VDI 2230で扱っているのは、基本的に1本ボルトによる締結体である。多数本ボルト締結体に関しては、偏心締付け・偏心荷重の1本ボルト締結体へのモデル化により、限定的であるが拡張可能としている。ただし、VDI 2230で扱える締結体の接合面は金属面同士の接触を前提としているため、ガスケット付きフランジ締結体は扱っていない。ボルトの締付け手順も設計の影響因子として取り上げられていない。

5-4 締結体設計の方針

第3表に締結体の設計における望ましい方針を示す。外力に対するボルト追加軸力の比として定義される内外力比は、被締結部材およびねじ部品のコンプライアンスから締付け線図に基づき、計算される。第3表に示す設計方針は、内外力比を減少させることが締

結体の疲労強度向上につながるという視点に基づいている。表中の方針1では、締結体の分離による被締結部材のコンプライアンス増加を避けるためボルトの初期締付け力をできるだけ高くするとしている。方針2では、被締結部材の断面積を増すことにより、そのコンプライアンスを低くしている。方針3、4では、偏心締付けと偏心外力が内外力比を増大させるのをこれを避ける。方針5は外力の作用位置（高さ）による内外力比の低下を狙っている。

現実のフランジ設計では、初期締付け力は引張強さの1/3程度と低いレベルである。また、被締結部材の間にガスケットが入るためコンプライアンスが著しく増大する。さらには、フランジ継手を前項のように1本ボルト締結体モデルとして見ると偏心締付け/偏心外力の典型例となる。従って、第4表に示す設計における望ましい方針と全く逆の設計を余儀なくされている。

従って、締結体として見たフランジ継手設計の方向性として以下のことが挙げられる。

- ① 高強度ボルトを用い、許容応力を高く設定し初期締付け力を高く与える。
- ② ボルトを締結体の内径よりに配置する：偏心締付け、偏心外力状態を避けることにより、フランジローテーションが緩和され、ガスケット応力も半径方向に均一となる。そのためにも高強度の小径ボルトを用いる。フランジの剛性向上も有効である。
- ③ ガスケットの剛性、あるいはフランジ面間の剛性を高くする：ガスケット変位の変動を減少させることにより漏洩特性を一定に保てる。

上記の方向性は従来からフランジ設計や漏洩防止対策において考慮されている事項や経験則も含まれている。例えば、うず巻形ガスケットを外輪が両フランジにあたるまで締め付けることが漏洩防止に有効であるという経験則は上記の③に相当する。

6. おわりに

石棉ガスケットの代替化に関して緊急の対応が要求され技術開発が急がれている中で、日本高圧力技術協会の「圧力設備のシーリング技術研究委員会」においてフランジ継手およびガスケットに関する調査研究が行われており、その活動成果を中心に紹介した。本委員会が開発を進めてきた漏洩量を考慮できるフランジ設計規格、ガスケットの密封特性試験方法、フランジ締付け指針といった一連の規格の整備が欠かせない。

本稿で紹介したHPISの2規格はJIS規格化を図るための手続きに入っており、またこのことは将来のISO化を視野に入れたものである。さらに、非石綿ガスケットの高温物性と高温劣化の評価、および寿命予測を可能とする高温ガスケット評価方法の検討と共に、新しいフランジ継手設計規格の開発が進められている。

<参考文献>

- (1) 澤 俊行・辻 裕一：アスベスト代替製品化検討会の結果と今後について、配管技術，Vol.48，No.13，pp.1-6 (2006)
- (2) Toshiyuki Sawa, Satoshi Nagata, Hirokazu Tsuji：New Development in Studies on the Characteristics of Bolted Pipe Flange Connections in JPVRC, Trans. ASME, J. Pressure Vessel Technology, Vol. 128, pp.103-108 (2006)
- (3) 石綿製品の全面禁止に向けた石綿代替化等検討報告書，厚生労働省 (2006)
- (4) アスベスト代替製品対策検討会報告書，経済産業省 (2006)
- (5) 日本高圧力技術協会規格：管フランジ用ガスケットの基本密封特性試験方法，HPIS Z 104 (2005)
- (6) 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)
- (7) Bickford H. J.：Gaskets and gasketed joints, Marcel Dekker Inc., (1997)
- (8) EN 1591-1：2001：Flanges and their joints—Design rules for gasketed circular flange connections—Part 1：Calculation

- method (2001)
- (9) EN 13555：2004：Flanges and their joints—Gasket parameters and test procedures relevant to the design rules for gasketed circular flange connections (2004)
 - (10) ASME PCC-1-2000：Guidelines for pressure boundary bolted flange joint assembly (2001)
 - (11) 石油学会規格：フランジ・ボルト締付管理基準，JPI-8R-15-2002 (2002)
 - (12) Takaki, T. and Fukuoka, T.：Systematical FE analysis of bolt assembly process of pipe flange connections, PVP-Vol. 433, pp. 147-152 (2002)
 - (13) 和田臣仁：現行設計規格によるフランジの設計，HPI 技術セミナー 第5回 圧力機器および配管におけるガスケットフランジ締結体のシーリングテクノロジー，pp.99-124 (2006)
 - (14) VDI 2230 Blatt 1 (2003)：高強度ねじ締結の体系的計算法—円筒状一本ボルト締結—，日本ねじ研究協会 (2006)

【筆者紹介】

辻 裕一

東京電機大学 工学部 機械工学科 教授
 350-0394 埼玉県比企郡鳩山町石坂
 TEL：049-296-2911 FAX：049-296-6544
 E-Mail：tsuji@n.dendai.ac.jp

建築設備の設計・施工専門誌

建築設備と配管工事

体裁

- 創刊年月日：1963年(昭和38年)11月1日
- 発行日：毎月1日発行
- 発行部数：24,000部
- 判型・総頁：85判・144頁
- 定価：2,000円
(本体1,905円 送料別)
- 年間購読料：14冊(増刊号2冊含)
24,000円(税・送料込)

年間購読のお申し込みは
販売直通

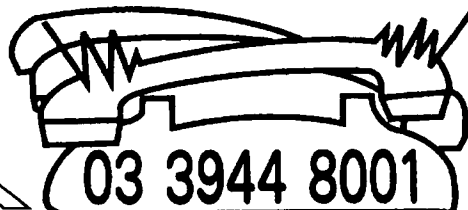


日本工業出版

本社 〒113-8610 東京都文京区本駒込6-3-26 日本工業出版ビル
 TEL.03(3944)1181(代) FAX.03(3944)6826
<http://www.nikko-pb.co.jp/> e-mail:info@nikko-pb.co.jp

編集方針と特色

本誌は、空気調和、給排水衛生、電気、特殊設備等の設備技術の専門誌として35年余の歴史をもち、超高層ビルから、ホテル、病院、劇場、工場、クリーンルームや研究施設、一般商業ビル、集合住宅、地域冷暖房を含む都市設備、パイオや最近のインテリジェントビルにいたるあらゆる建築設備について、そのシステムから材料、機器・施工、運転・保守、設備更新にいたる技術についてコスト・法規など多角的かつ実務面からとりあげ、設備技術者に実際に役立つ雑誌を編集指針としております。



- 大阪営業所 〒541-0046 大阪市中央区平野町1-6-8-705
TEL.06(6202)8218 FAX.06(6202)8287
- 日本橋事務所 〒103-0004 東京都中央区東日本橋3-5-7 ワタナベビル4階
TEL.03(3808)1021 FAX.03(3808)1023
- 中国事務所 〒350001 福建省福州市鼓楼区湖东路宏利大厦
東側公寓樓13階F座
TEL.(FAX).0591-7855622



PVP2007-26442

APPLICATION OF PLASTIC REGION TIGHTENING BOLT TO FLANGE JOINT ASSEMBLY

-Behavior of Bolt Preload in Flange Joint Subjected to Internal Pressure-

Shinobu KANEDA

Graduate school of Advanced Science and Technology,
Tokyo Denki University
Ishizaka, Hatoyama, Hikigun, Saitama, Japan
E-mail: kaneda@tsujilab.n.dendai.ac.jp

Hirokazu TSUJI

Department of Mechanical Engineering,
Tokyo Denki University
Ishizaka, Hatoyama, Hikigun, Saitama, Japan
E-mail: tsuji@n.dendai.ac.jp

ABSTRACT

Elastic region tightening by means of the torque control method is a conventional method to tighten bolts. The bolt axial force is controlled by a torque wrench; however, it is not easy to achieve constant bolt axial force. When the torque control method is applied to the flange joint assembly, the scatter of the bolt axial force is significant with respect to the joint reliability, such that it may cause leakage of the internal fluid from the flange joint.

Recently, plastic region tightening has received considerable attention, which provides good uniformity in the bolt axial force. In a previous study, plastic region tightening was applied to a flange joint assembly, and the superior uniformity of the bolt axial force was demonstrated.

The present paper describes the behavior of the plastic region tightening bolt in a flange joint subjected to internal pressure. First, the flange joint is tightened to the plastic region using a downsized bolt. The internal pressure is then applied to the flange joint, and the behavior of the additional bolt axial force is investigated.

Application of plastic region tightening to the flange joint assembly is found to be effective for obtaining leak-free joints and for downsizing of the nominal diameter of the bolt. The behavior of the bolt axial force in a flange joint subjected to internal pressure was clarified. The additional bolt axial force has a sufficient margin for the allowable limit.

INTRODUCTION

Flange joints with gaskets are widely used for the joints of piping and pressure vessels in various plants. The pressurized fluids contained in such piping and vessels are often under high temperature and are harmful. Since it is difficult to completely prevent leakage, the leakage may cause an accident. A number of studies have been carried out to establish a design

method and an assembly procedure for the leak-free flange joint, although neither has been obtained.

Plastic region tightening of the bolt is attractive as a practical tightening method in which the target of the tightening force is the yield point or the plastic region of the bolt [1]. Plastic region tightening has the advantages of a higher axial force and reduced scattering of the tightening force. The yield tightening force is determined by the mechanical properties of the bolt material and the effect of the friction coefficient of the threads is small. Plastic region tightening prevents fatigue fracture and relaxation of the joint, which increases the reliability of the joint. Provided that one obtain equivalent joint performance, the diameter of the bolt can be reduced, the number of the bolt can be decreased, or the strength class of the bolt can be lowered. Therefore, for critical applications, high performance and reduced cost are achieved.

Plastic region tightening has been applied successfully to various fields. In the automotive industry, plastic region tightening is applied to the cylinder head bolt and the connecting rod bolt in the engine assembly. In the architectural field, plastic region tightening is applied to friction grip bolts.

In the present study, plastic region tightening has been applied to the flange joint assembly. In a previous study, the bolt axial force was measured under plastic region tightening [2]. As a result, the scatter of bolt axial force was $\pm 8\%$, and that for elastic region tightening was $\pm 10\%$. Uniformity of the bolt axial force was obtained. When plastic region tightening is applied, higher axial bolt force is obtained, as compared with the required bolt axial force. Consequently, the diameter of the bolt can be downsized. The problem that should be considered next is the behavior of the flange joint subjected to internal pressure under plastic region tightening.

In the present paper, plastic region tightening is applied to the flange joint assembly using the downsized bolt, and the

internal pressure is then applied to the flange joint. An additional bolt axial force is measured when internal pressure is applied, and this behavior is compared to the results obtained for elastic region tightening.

CALCULATION OF THE REQUIRED DIAMETER OF THE BOLT

Figure 1 shows the relation between axial force and bolt elongation obtained by a tension test and a tightening test. The method of estimating the yield tightening force of bolts based on a rigid-plastic model was proposed by Tsuji et al. [3], [4]. The yield tightening force in the plastic region tightening can be calculated by using the material constant obtained by the uniaxial tension of the bolt. The yield tightening force F_{fy} is expressed as follows:

$$F_{fy} = \frac{\pi d_s^2 \sigma_{ys}}{4 \sqrt{1 + 3 \left\{ \frac{3 d_2}{2 d_s} \left(\frac{P}{\pi d_2} + 1.155 \mu_s \right) \right\}^2}} \quad (1)$$

where d_2 is the pitch diameter, d_s is the diameter of the net cross-sectional area, P is the pitch, σ_{ys} is the yield stress, and μ_s is the friction coefficient of thread. Substituting $\sigma_{ys} = 993$ MPa obtained by the uniaxial tension test for Eq. (1), $F_{fy} = 134$ kN for the M16 bolt. The yield tightening force F_{fy} is 14% smaller than the yield force obtained by uniaxial tension.

The target bolt axial force of the test flange joint is 30 kN. Since higher bolt axial force is obtained under plastic region tightening, as compared with elastic region tightening, the diameter of the bolt can be downsized.

For the M8 bolt with $\sigma_{ys} = 993$ MPa and $\mu_s = 0.056$, F_{fy} is estimated from Eq. (1) as 32 kN, and the target axial force requirement is satisfied.

PLASTIC REGION TIGHTENING TEST OF A FLANGE JOINT

BOLT CHARACTERISTICS UNDER PLASTIC REGION TIGHTENING

The characteristics of plastic region tightening of the bolt used herein are examined before the tightening test of the flange joint.

Figure 2 shows a test bolt. The nominal diameter of the bolt is M8, and the material of the bolt is SNB7. In addition, the material of the nut is S45C. A load cell that measures the tightening force is placed between nuts. The lubricant used in the test is a dry coating spray of MoS₂ (molybdenum disulfide), which is used in a number of plants. First, the bolt is tightened gently by hand. The bolt is then tightened by the angle control method using a torque wrench with a torque multiplier until the bolt breaks.

Figure 3 shows the relation between the nut angle and the bolt axial force. The bolt axial force increases in proportion to

nut angle from 0 to 200°. The rate of the bolt axial force increment changes when the bolt reaches the plastic region. The yield tightening force is 28.5 kN, determined as 0.2% of the permanent set of the clamping length of the bolt. Value of F_{fy} obtained by the tightening test is almost equal to F_{fy} obtained from the Eq. (1). These behaviors are similar to those of the general high-strength bolt tightened to the plastic region.

To obtain the relation between the nut angle and the bolt axial force in the joint, the compression compliance of the joint as well as the pitch of the bolt should be taken into account. Since the compression compliance of the flange joint is large due to the gasket and the flange rotation in the case of the following flange tightening test, the target value of the tightening angle should be chosen so as to ensure that the bolt is set into the plastic region by the preliminary test.

PLASTIC REGION TIGHTENING TEST OF A FLANGE JOINT USING A DOWNSIZED BOLT

Figure 4 shows the flange joint with a joint seat gasket subjected to internal pressure. The test flange is a 4-inch class 150-lb (material: SFVC2A), raised face, slip-on welding neck

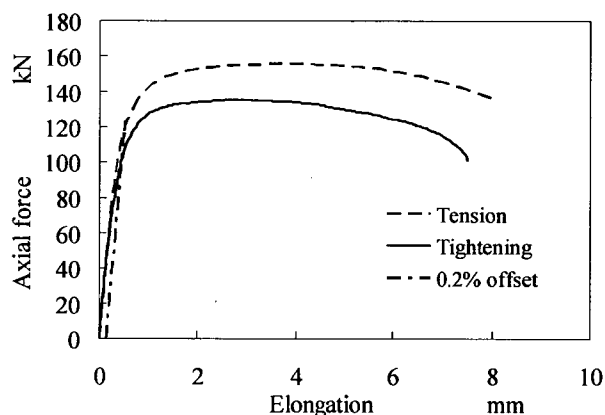


Fig.1 Relation between axial force and bolt elongation under tension test and tightening test.

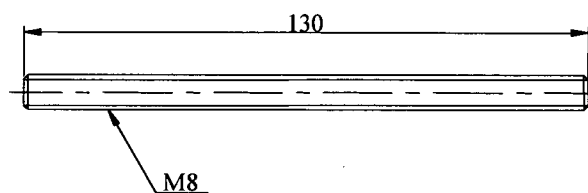


Fig.2 Test bolt.

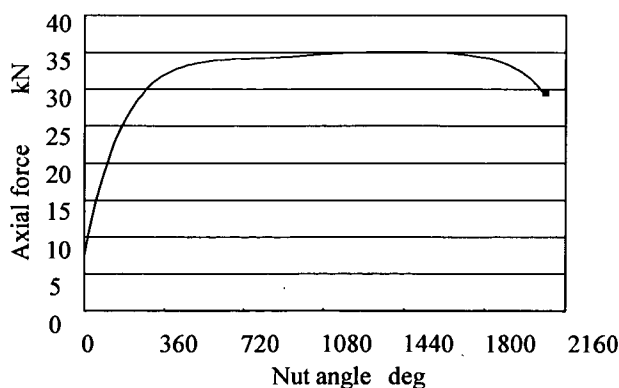


Fig.3 Relation between axial force and nut angle.

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

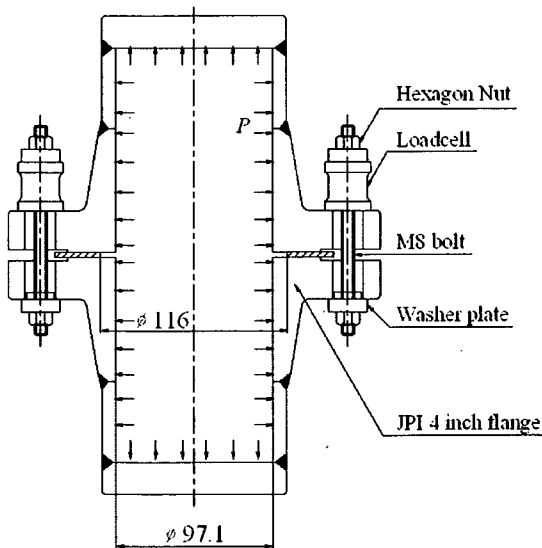


Fig.4 Pipe flanged joint with joint seat gasket subjected to internal pressure.

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 adjoined 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

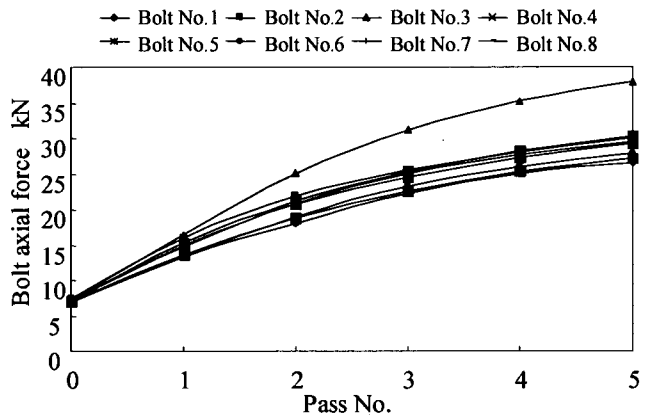


Fig.5 Result of flange tightening test using M8 bolt.

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.

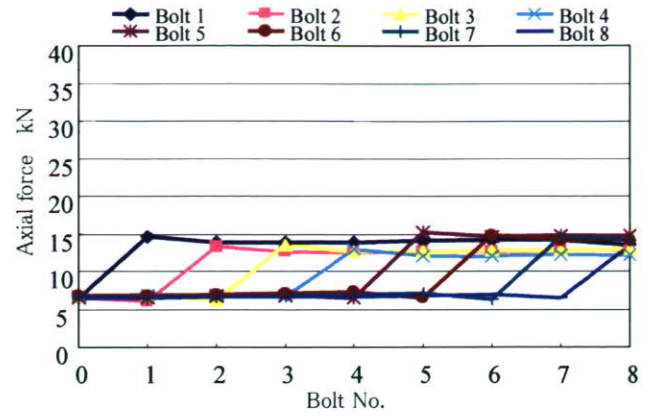
TEST METHOD AND TEST CONDITIONS

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.

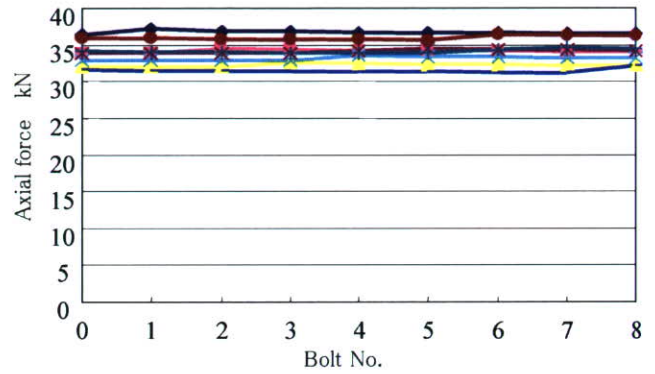
BEHAVIOR OF THE ADDITIONAL BOLT AXIAL FORCE ON THE FLANGE JOINT UNDER ELASTIC REGION TIGHTENING

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



(a) Elastic region.



(b) Plastic region.

Fig.6 Elastic interaction.

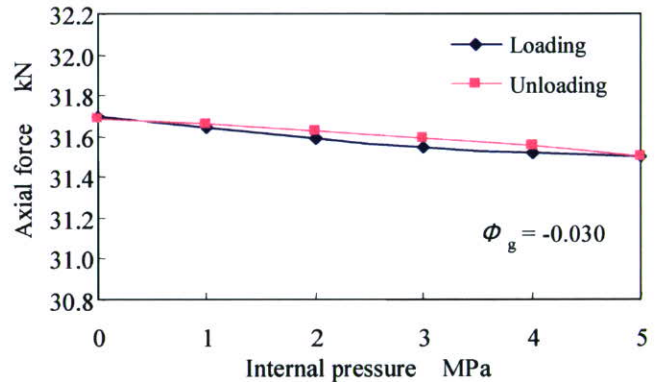


Fig.7 Behavior of bolt axial force in the 4 inch flange subjected to internal pressure under elastic region. (using compressed sheet gasket)

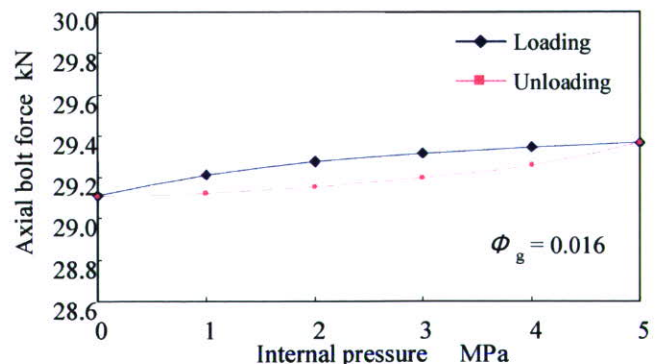


Fig.8 Behavior of bolt axial force in the 4 inch flange subjected to internal pressure under elastic region. (using spiral wound gasket)

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.

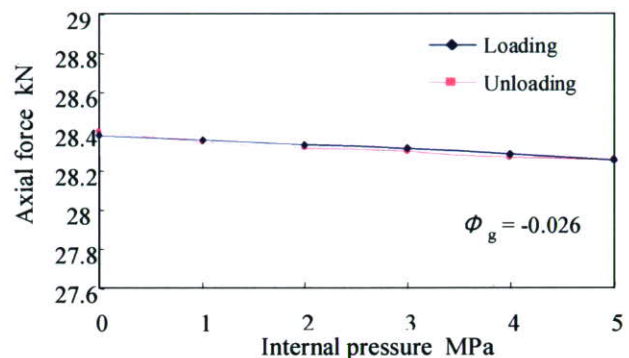


Fig.9 Behavior of bolt axial force in the 4 inch flange subjected to internal pressure under plastic region. (using compressed sheet gasket)

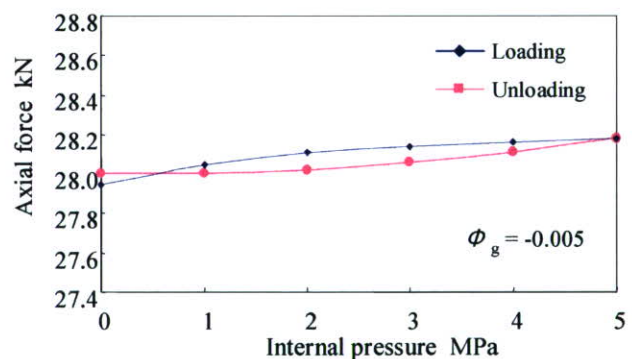


Fig.10 Behavior of bolt axial force in the 4 inch flange subjected to internal pressure under plastic region. (using spiral wound gasket)

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 IMECE DE-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ができない。

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、要求仕様にも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

ガスケット漏洩特性を表せる新ガスケット係数を米国 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、ガスケットパラメータは EN 13555 で求められる。国内では HPIS Z 104 「管フランジ用ガスケット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、ガスケット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スケット密封特性試験方法 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スケットの基本密封特性を評価する。これは、プラント中のガスケットの常温での組立て / 高温でのガスケットのエイジングおよび外乱 / シャットダウンによる負荷履歴を模擬している。

図2に高温ガスケット試験装置の構成を示す。ガスケット温度、ガスケット締付け圧、内圧 (内部流体 He) を独立に制御できる。

図3に延伸 PTFE ガスケットの J-EHOT 試験結果を示す。高温を含め基本漏洩量がガスケット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スケット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。

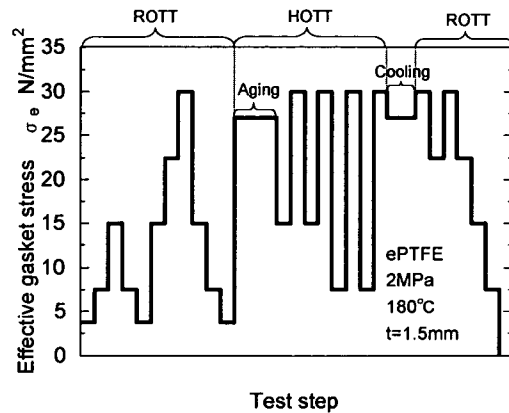


図1 提案する J-EHOT の試験シーケンス

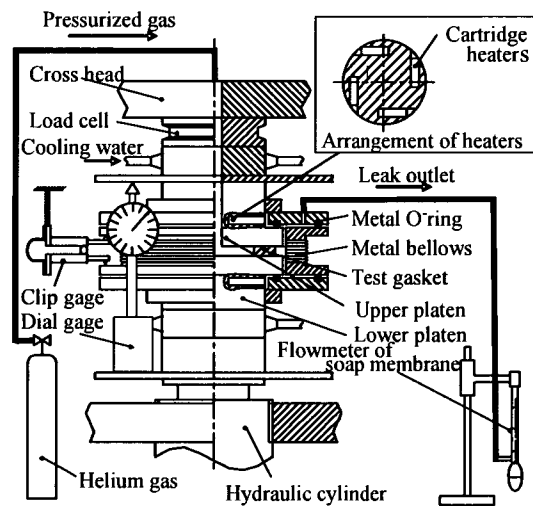


図2 高温ガスケット密封特性試験装置

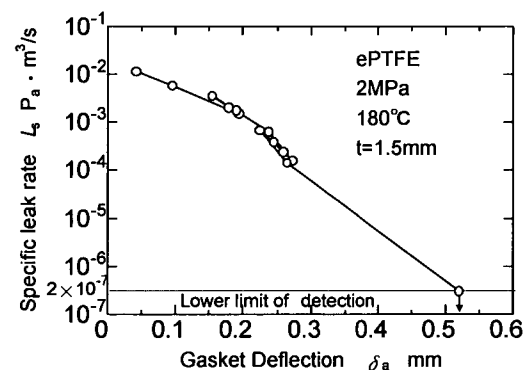


図3 高温密封特性試験結果

1) 辻 裕一:フランジ継手の設計・施工法の最適化とガスケット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:管フランジ用ガスケット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、石棉製品の製造、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棉代替化困難であり、猶予されているが、全面使用禁止に向けガスケットの石棉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 ガスケットがある。

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 ガスケットに対する 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総締付け回数の削減、人為的ミスを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に、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 ガスケット (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。

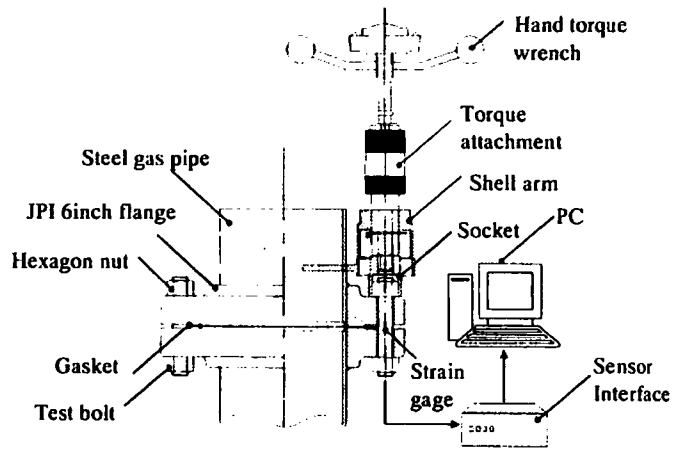


Fig.1 System for tightening test of bolted flange joint.

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.

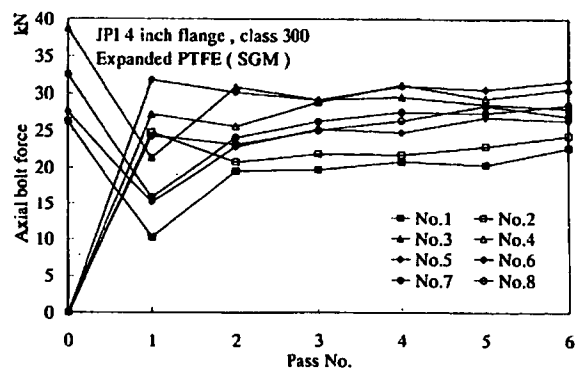


Fig.2 4 inch flange tightening test

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。

締付け完了時では, ボルト軸力は目標締付け力の約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 フランジ継手締付け指針では, トルクレンチを注意深く使用しても, わ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付け力は得られず, 少なく見積もっても15%の締付け力のばらつきが生じるとしている⁽¹⁾,

図6に締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asket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, 本締付けと同様の方法により1周ないし2周の締付けを規定している。

図4に本締付け終了時から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asketは軸力低下が大きいと見られるため, 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と同様であるため, 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asketへHPIS フランジ継手締付け指針を適用し, 実験的に有効性を明らかにした。
- (2) 延伸 PTFE ガasket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)

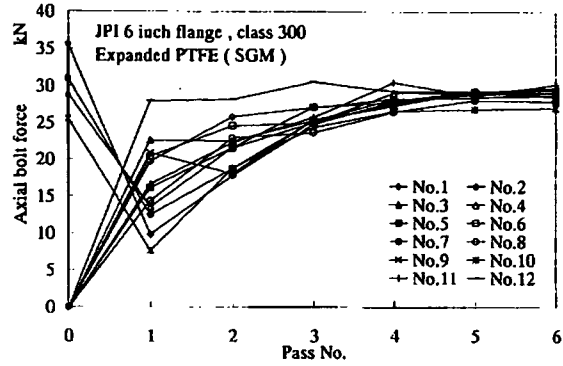


Fig.3. 6 inch flange tightening test

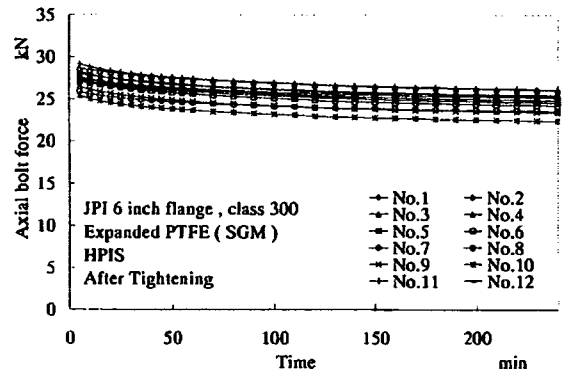


Fig.4 Relaxation of axial bolt force after Tightening

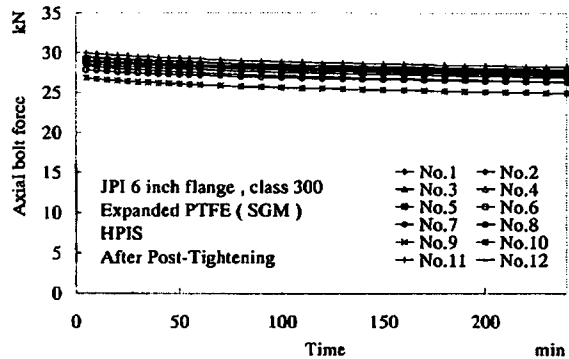


Fig.5 Relaxation of axial bolt force after Post-Tightening

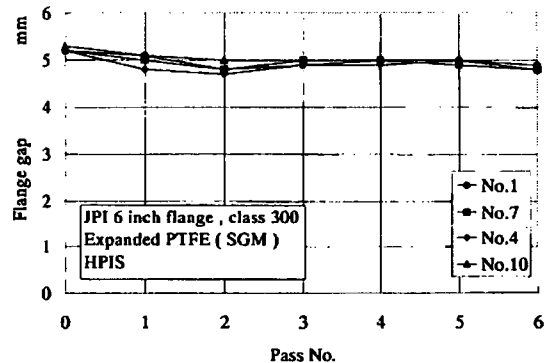


Fig.6 Flange gap under tightening test

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。石綿代替化が進められている中で、クリープ特性の解明は非石綿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、高温における非石綿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。

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

ここで a および b は粘弾性模型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。

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

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

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。ガスケット応力 σ_{zz} を σ_{zz} とおき $\varepsilon_{zz} = \varepsilon_{00}$ とすれば、次式が成り立つ。

$$\left. \begin{aligned} \sigma_m &= \frac{1}{3}\sigma_{zz} & \sigma'_{zz} &= \frac{2}{3}\sigma_{zz} \\ \varepsilon_m &= \frac{1}{3}(\varepsilon_{zz} + 2\varepsilon_{rr}) & \varepsilon'_{zz} &= \frac{2}{3}(\varepsilon_{zz} - \varepsilon_{rr}) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式(4)を式(2), (3)に代入すると、

$$A\sigma_{zz} = B\varepsilon_{zz} + 2B\varepsilon_{rr} \quad (5)$$

$$A'\sigma'_{zz} = B'\varepsilon_{zz} - B'\varepsilon_{rr} \quad (6)$$

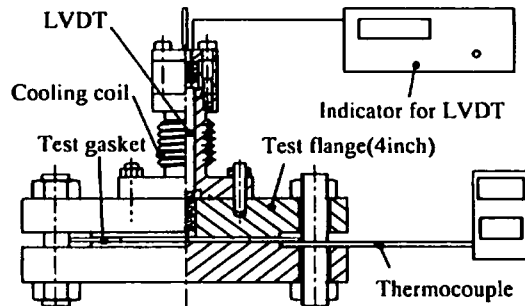


Fig.1 Configuration of test machine

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_{rr} 、 ε_{zz} をそれぞれ消せる。したがって、

$$(AB' + 2BA')\sigma_{zz} = 3BB'\varepsilon_{zz} \quad (7)$$

$$(AB' - BA')\sigma_{zz} = 3BB'\varepsilon_{rr} \quad (8)$$

という σ_{zz} と ε_{zz} の関係式と σ_{zz} と ε_{rr} 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_{zz} について求め、同様に ε_{rr} について求めると以下ようになる。

$$(AB' + 2BA')\sigma_{zz} + 2(AB' - BA')\sigma_{rr} = 3BB'\varepsilon_{zz} \quad (9)$$

$$(AB' + 2BA')\sigma_{rr} + (AB' - BA')(\sigma_{zz} + \sigma_{\theta\theta}) = 3BB'\varepsilon_{rr} \quad (10)$$

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、内部流体がガスのときの推奨締付け圧 $\sigma_r = 40\text{MPa}$ 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°C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℃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℃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。

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

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ない。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、

$$\sigma_m = K \cdot 3\epsilon_m \quad (14)$$

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

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ると、ひずみは以下の式で得られる。

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

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生じたひずみ ϵ_{i0} を除いた、高温時のひずみ ϵ'_z を

$$\epsilon'_z = \epsilon_z - \epsilon_{i0} \quad (17)$$

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

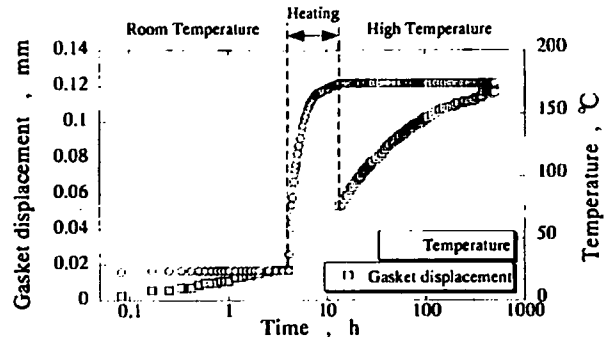


Fig.2 Result of compression creep test

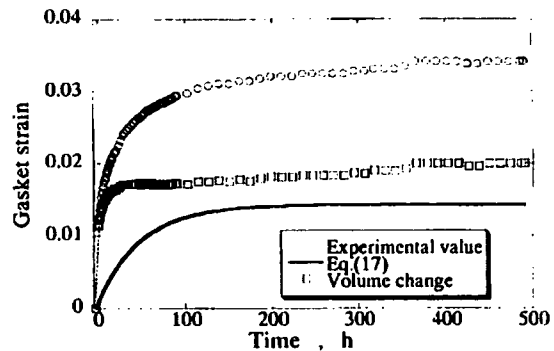


Fig.3 Creep curves in elevated temperature



(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. フリュゲ, 粘弾性学, (1973), 106