

(a) 延伸 PTFE シート
ガスケット (b) 非石綿ジョイントシート
ガスケット

図 4 試験ガスケット

表 1 試験ガスケットの寸法・ガスケット定数・物性値
(厚さ $t=1.5\text{mm}$)

ガスケット	延伸 PTFE シート	非石綿ジョイント シート
内径 (mm)		90
外形 (mm)		135
ガスケット係数 m	2.5	2.75
最小締付圧 y (MPa)	19.6	25.5
密度 (g/cm^3)	1.7	1.53
圧縮率 (%)	23	9
復元率 (%)	38	70
引張強度 (MPa)	74	27.5
応力緩和率 (%)	66	25

3 試験装置及び試験ガスケット

1) 高温ガスケット試験装置

図 3 に試験装置の構成を示す。試験ガスケットは上下のプラテンの間に置かれ、油圧シリンダによって均一に圧縮される。なお、ガスケット締付け圧はロードセルによって測定する。プラテンには 8 個のカートリッジヒータが埋め込まれており 450°C まで昇温が可能である。ガスケットの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おり、PID 制御により $\pm 1^\circ\text{C}$ の精度で制御できる。試験圧力は最大 5.5MPa まで加圧が可能であり、作動流体には He ガスを用いる。試験ガスケット・プラテン周りはメタルペローズとメタル中空 O 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。ガスケットの変形量はダイヤルゲージ及びクリップゲージ(分解能 $10\mu\text{m}$)より測定している。

本試験装置はガスケット締付け圧、ガスケット温度、内圧をそれぞれ独立に制御できる点に特徴がある。また、ガスケット温度は、試験中にガスケット応力またはガスケットの変形量を変化させている際にも一定に保たれる。なお、油圧ポンプで調節することにより完全な応力制御

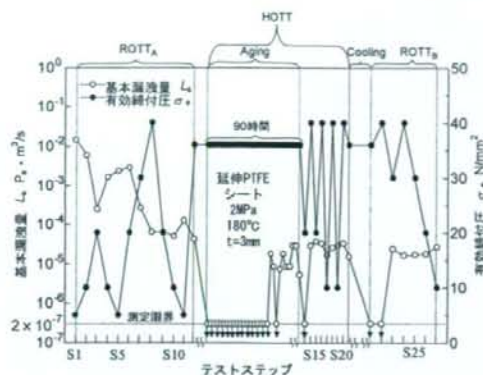


図 5 厚さ 3mm の延伸 PTFE シートガスケットの
漏洩量測定結果

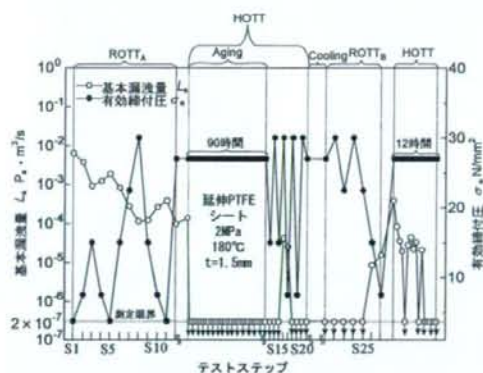
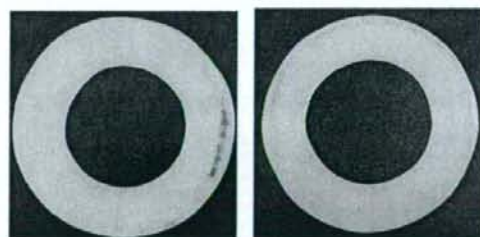


図 6 厚さ 1.5mm の延伸 PTFE シートガスケットの
漏洩量測定結果



(a) 厚さ 3.0mm (b) 厚さ 1.5mm

図 7 試験後の延伸 PTFE シートガスケット

表 2 試験後の延伸 PTFE シートガスケットの寸法

ガスケットの厚さ (mm)	3.0	1.5
内径 (mm)	82	82.5
外形 (mm)	148	141
接触面の面積増加率 (%)	51.3	29.1
高温試験中の最大締付圧 (MPa)	29.2	23.4

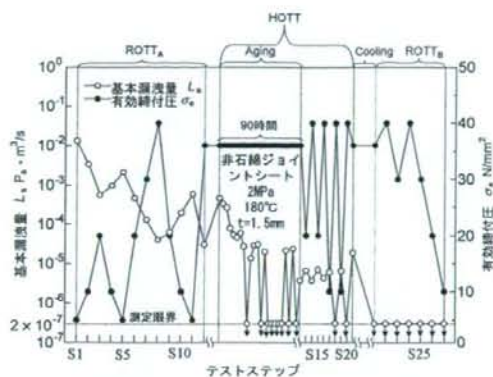


図8 非石綿ジョイントシートガスケットの漏洩量測定結果 (高温時 180°C)

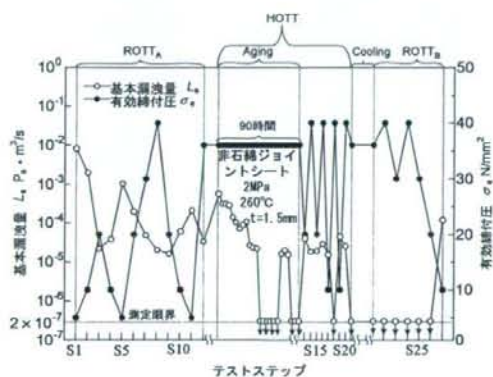


図9 非石綿ジョイントシートガスケットの漏洩量測定結果 (高温時 260°C)

状態またはひずみ制御状態でガスケットに負荷することが可能である。

2) 試験ガスケット

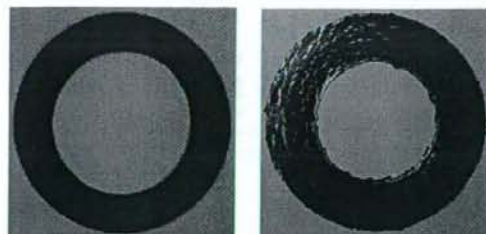
試験ガスケットは延伸 PTFE シートガスケット(厚さ 1.5mm, 3.0mm)と非石綿ジョイントシートガスケット(厚さ 1.5mm)である。

延伸 PTFE シートガスケットの推奨使用範囲は、内圧が 3MPa まで、温度が 214°C までである。

一般に、シートガスケットの最大締付圧 σ_{max} は 40 MPa であるが、延伸 PTFE シートガスケットの締付圧は一般のシートガスケットに比べ低く設定されている。そこで、厚さ 1.5mm の延伸 PTFE シートガスケットにおいては σ_{max} を 30 MPa とする。

非石綿ジョイントシートガスケットは、膨張黒鉛を主成分にアラミド繊維で補強したガスケットを使用する。推奨使用範囲は、内圧が 1MPa まで、温度が 260°C までである。なお、非石綿ジョイントシートガスケットの σ_{max} は 40 MPa である。

図 4 に試験ガスケットを、表 1 に各ガスケットのガスケット定数及び物性値を示す。



(a) 試験温度 180°C (b) 試験温度 260°C

図 10 試験後の非石綿ジョイントシートガスケット

表 4 試験後の非石綿ジョイントシートガスケットの寸法

高温時の試験温度 (°C)	180	260
内径 (mm)	89.8	80.6
外形 (mm)	136.5	146.5
接触面の面積増加率 (%)	4.38	47.8
高温試験中の最大締付圧 (MPa)	36.23	27.27

4 試験結果

1) 延伸 PTFE シートガスケットの高温シール性能

図 5 にガスケットの厚さ 3mm の漏洩量測定結果を示す。常温試験である ROTTA では締付け工程が進むごとに漏洩量の低下率も大きくなっており、最大締付後の漏洩量が 10^{-4} Pa·m³/s 以下である。JIS B 2490 では 1.69×10^{-4} Pa·m³/s 程度を包含すれば管フランジガスケットとして実用上要求される漏れレベルを満足できていることから、ROTTA における最大締付後の漏洩量は“漏れがないとみなせるレベル”である。HOTT、外乱、ROTTB においても漏洩量は 2×10^{-5} Pa·m³/s 程度の一定のシール性能を示している。

図 6 にガスケットの厚さ 1.5mm の漏洩量測定結果を示す。ROTTA では厚さ 3mm のガスケット同様、最大締付後の漏洩量が無視できる程度となっている。エージング中は、測定限界 (2×10^{-7} Pa·m³/s 以下) であり、外乱及び ROTTB においてもほとんど漏洩は見られなかった。ROTTB 終了後、再び昇温し、ガスケットを交換せずに使い続けた場合の漏洩量を評価した。昇温直後の漏洩量を除けば問題ない程度の漏洩であり、測定限界に達するまでは約 10 時間である。このことから、一度高温下にさらされたガスケットを再び使用することは可能であると言える。

2) 非石綿ジョイントシートガスケットのシール性能

図 8 に高温時の試験温度 180°C、図 9 に高温時の試験温度 260°C の漏洩量測定結果を示す。ROTTA の試験温度は常温であり、図 8、9 において大きな差が見られないことから基本漏洩量と有効締付圧の関係に再現性があることが確認できる。HOTT においては高温時の試験温度が異なるにもかかわらず、高温シール性能は“漏れがないとみなせるレベル”である。外乱では試験温度 260°C の漏洩量が 180°C に比べ多い。これは図 10 及び

表4に示すように、試験温度260℃のガスケット面積が著しく増加したため、外乱においては十分な締付圧が得られなかったといえる。HOTTにおいて漏洩量に差がなかったのは、ガスケットの幅が増したことで漏洩しにくくなったものと考えられる。ROTT_Bでは図8においては漏洩が見られないが、図9では最後のステップで漏洩が確認された。これもガスケットの面積が増したことにより漏洩を防ぐ十分な締付圧が得られなかったことが原因といえる。

本研究において非石棉ジョイントシートは使用可能範囲外のシール性能を調査したが、内圧2MPaにおいても使用可能であることが分かる。

3) 延伸PTFEシートガスケットと非石棉ジョイントシートガスケットの比較

図6, 8のガスケット厚さ1.5mm, 高温時の試験温度180℃におけるガスケットの漏洩量を比較すると、ROTT_Aにおいては漏洩量にそれほど差は見られなかった。しかし延伸PTFEシートガスケットの方が締付圧が小さいことから、延伸PTFEシートガスケットの方がシール性能がよいといえる。HOTTにおいても延伸PTFEシートガスケットの方がシール性能が高く、一般的な見解と一致している。外乱においては、どちらのガスケットの漏洩量も無視できるレベルだが、非石棉ジョイントシートの方が漏洩量が少ない。これはプラテンとの接触面積が非石棉ジョイントシートの方が小さく、ほとんど変形しなかったため十分な締付力が保たれていたためと考えられる。以上のように本研究において2つのガスケットの特性の違いが明らかになったと言える。

5 ガスケット変形量による整理

1) 延伸PTFEシートガスケット

図11に厚さ1.5mmの延伸PTFEシートガスケットのガスケット変位を示す。ROTT_Aでは当然のように締付圧に比例して、ガスケットの変形量は大きくなる。締付け工程が進むに従い、同等の締付圧においてガスケットの変形量が大きくなっている。これは締付圧の負荷履歴が影響していると考えられる。また、ガスケットは昇温中に大きく変形しており、エージング中のクリープは見られない。これは高温において化学変化など生じないためである。なお、厚さ3mmの延伸PTFEシートガスケットは図11と同様の傾向を示したことから省略している。

JIS B 2490は、ROTTにおける基本漏洩量を圧縮変形量で整理することに特徴があり、欧米の評価方法に比べて優れていることが報告されている⁷⁾。そこで、本研究ではROTTだけでなく昇温後の基本漏洩量と圧縮変形量を調査した。図12に延伸PTFEシートガスケットにおける基本漏洩量と圧縮変形量の関係を示す。ROTT_Aにおける基本漏洩量と圧縮変形量の関係はJIS B 2490で示されるように直線関係で表すことができる。ここでHOTT開始時における基本漏洩量と圧縮変形量の関係を加えたところROTT_Aの延長線上に値がくるこ

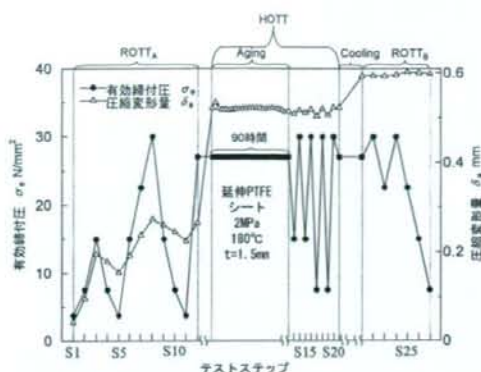


図11 厚さ1.5mmの延伸PTFEシートガスケットの圧縮変形量

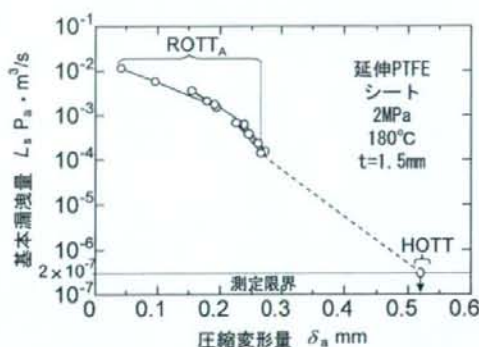


図12 延伸PTFEシートガスケットにおける基本漏洩量と圧縮変形量の関係

とから、試験温度に関わらずガスケットのシール性能は圧縮変形量により一義的に表示できる。

2) 非石棉ジョイントシートガスケット

図13に非石棉ジョイントシートガスケットのガスケット変位を示す。図13(a), (b)のROTT_Aでは延伸PTFEシートガスケット同様、締付け工程が進むに従い、同等の締付圧においてガスケットの圧縮変形量が大きくなっている。これは延伸PTFEシートガスケット同様、締付圧の負荷履歴の影響といえる。また、昇温中のガスケットの圧縮変形量は著しく、HOTTではエージング中にガスケットがクリープを起こしていることがわかる。特に試験温度260℃におけるクリープは著しく、エージング中はクリープが進行し続けている。これは高温においてガスケットを構成するゴムまたはバインダが熱減量⁸⁾を起こしているためと考えられる。

図14に非石棉ジョイントシートガスケットにおける基本漏洩量と圧縮変形量の関係を示す。ROTT_Aにおける基本漏洩量と圧縮変形量の関係は延伸PTFEシートガスケットと同様に直線で一義的に表示でき、再現性も確認される。また、試験温度180℃において、HOTT

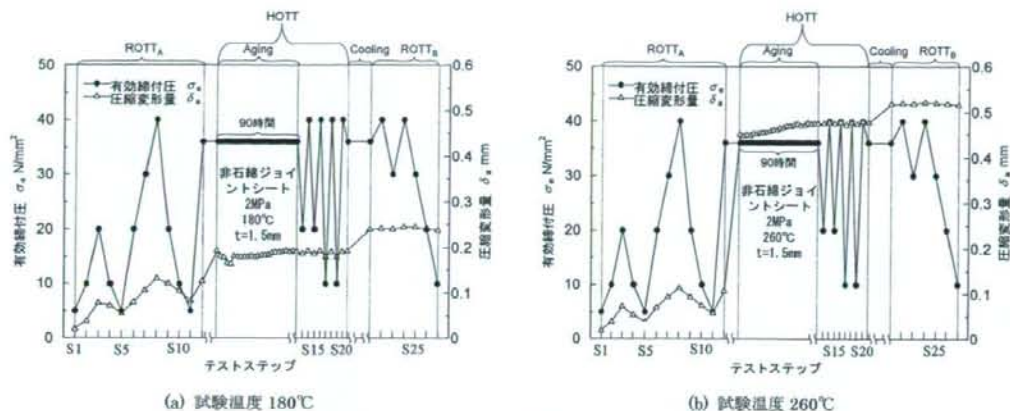


図13 非石棉ジョイントシートガスケットの圧縮変形量

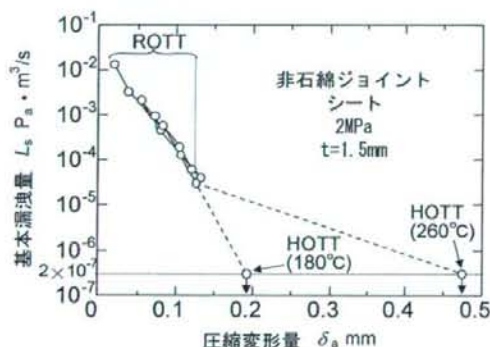


図14 非石棉ジョイントシートガスケットの基本漏洩量と圧縮変形量の関係

開始時における基本漏洩量と圧縮変形量の関係を加えたところ ROTTAの延長線上に値がくる。しかし、試験温度 260°Cでは、変形量が大きいために HOTT を含めて直線で表すことが出来ない。

6 結言

本研究では、常温・高温下における非石棉シートガスケットのシール性能評価試験を実施した。得られた成果を以下に示す。

1. 延伸 PTFE シートガスケット及び非石棉ジョイントシートガスケットの高温シール性能を調査し、両ガスケットのシール性能の違いを明らかにしたとともに高温に拡張したシール性能試験の有効性を示した。
2. 各非石棉シートガスケットの高温シール性能を調査したところ、延伸 PTFE シートガスケットではガスケットの厚さにかかわらず高温シール性能は“漏れがないとみなせるレベル”であった。一方、非石棉ジョイントシートガスケットでは使用可能範囲外である試験内圧 2MPa で試験を行ったが、高温シール性能は“漏れがないとみなせるレベル”であった。

3. 各非石棉シートガスケットの圧縮変形量について調査したところ、延伸 PTFE シートガスケットではエージング中にクリープは生じていない。これは高温において化学変化など生じないためである。一方、非石棉ジョイントシートガスケットではクリープが生じている。これは高温においてガスケットを構成するゴムまたはバインダが熱減量を起しているためと考えられる。
4. 試験温度 180°Cにおいてはどちらの非石棉シートガスケットにおいても、シール性能を圧縮変形量で評価すると一義的に表せることから、この評価方法はフランジ設計に対して有益である。

謝 辞

本研究は平成 18 年度から 20 年度までの 3 年間で実施された厚生労働科学研究費補助金によって実施したものであり、ここに記して謝意を表す。また、東京電機大学大学院 知能機械工学専攻の長谷川聡君には実験に協力いただいたことに感謝する。

文 献

- 1) 厚生労働省。石綿製品の全面禁止に向けた石綿代替化等検討会報告書。2006。
- 2) 厚生労働省。石綿等の全面禁止に係る適用除外製品等の代替化等検討会報告書。2008。
- 3) 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。2006；48-13：1-16。
- 4) 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。2007；49-8：53-59。
- 5) 日本工業規格。管フランジ用ガスケットの密封特性試験方法。2008；JIS B 2490。
- 6) 小林隆志。ガスケットの密封特性試験方法と欧米の動向。第 6 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。2007；89-112。

- 7) Takashi Kobayashi, Takahito Nishida, Masakazu Suzuki, Yuki Yamanaka. Leak Tightness Evaluation of Gaskets Based on Compressive Strain. Analysis of Bolted Joints. 2000; 405: 23-27.
- 8) American Society of Testing and Materials, Standard Test Method for Weight Loss of Gasket Materials Upon Exposure to Elevated Temperatures, 2007; F495-99a.

Sealing Performance Evaluation of Non-asbestos Sheet Gaskets at Room Temperature and Elevated Temperatures

by

Atsushi YAMAGUCHI*¹, Takashi HONDA*² and Hirokazu TSUJI*³

The use of asbestos gaskets will be prohibited within one year. A variety of non-asbestos sheet gaskets have been developed, but the properties of non-asbestos gaskets at elevated temperatures have not yet been adequately described. In this study, a test method is proposed in which the existing JIS B 2490 "Test method for sealing behavior of gaskets for pipe flanges" is extended to include elevated temperatures. The sealing performance of two kinds of non-asbestos sheet gasket, i.e. the expanded PTFE sheet gasket and the non-asbestos compressed fiber sheet gasket, was evaluated using this new test method and the sealing performance of each non-asbestos sheet gasket at elevated temperatures was clarified. The proposed method proved effective in evaluating the sealing performance of non-asbestos sheet gaskets by testing for leaks at temperatures of over 100°C.

Key Words: non-asbestos gaskets, flange joint, leak test, industrial safety and health law, JIS B 2490

*1 Mechanical System Engineering, Advanced Science and Technology, Graduate School of Tokyo Denki University

*2 Mechanical Safety Research Group, National Institute of Occupational Safety and Health, Japan

*3 Department of Mechanical Engineering, Tokyo Denki University

フランジ継手への塑性域締結の適用

—内圧作用時のボルト軸力の挙動—

Application of Plastic Region Tightening Bolt to Flange Joint Assembly

—Behavior of Bolt force in Flange Joint Subjected to Internal Pressure—

東京電機大学大学院

金田 忍 (Shinobu KANEDA)

東京電機大学工学部

辻 裕一 (Hirokazu TSUJI)

Elastic region tightening by means of the torque control method is a conventional method to tighten bolts. The bolt force is controlled by a torque wrench; however, it is not easy to achieve constant bolt force. When the torque control method is applied to the flange joint assembly, the scatter of the bolt 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 force. In a previous study, plastic region tightening was applied to a flange joint assembly, and the superior uniformity of the bolt 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 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 force in a flange joint subjected to internal pressure was clarified. The additional bolt force has a sufficient margin for the allowable limit.

Key words: Flange joint, Bolted joint, Plastic region tightening, Angle control method, Internal pressure.

1. 緒言

ボルト締結の代表的な手法はトルク法による弾性域締結である。この方法は、ねじ部品が有する降伏点（耐力）以下の弾性域内で締め付ける方法

であり、締付けにはトルクレンチが用いられる。この方法は締付け時の摩擦係数の変動や隣り合うボルト同士の弾性相互作用の影響を受けて、ボルト軸力がばらつき、締結能力が不安定な状態になりやすい^{1)~4)}。

弾性域締結に代わる合理的な締結方法として、

原稿受付日 20. 6. 12

ボルト軸力がねじ部品の有する降伏点以上になるように締め付ける塑性域締結が注目されている^{5,6)}。塑性域締結は、高いボルト軸力が得られ、ボルト軸力のばらつきが小さいという利点をもつ⁷⁾。

本研究ではフランジ継手に塑性域締結を適用し、その優位性を検討している。前報では、フランジ継手に塑性域締結を適用し締付け試験を行った結果、最終的なボルト軸力のばらつきは、JIS B 2251 フランジ継手締付け方法^{8,9)}による従来の弾性域締結の±10% に対して±8% となり、同等以上のボルト軸力の均一性が得られた¹⁰⁾。フランジ継手に塑性域締結を適用すると、弾性域締結での目標軸力よりも高い軸力が得られ、ボルトの小径化が可能であることを示した。

塑性域締結によるフランジ締結体の最適設計のためには、内圧作用時のボルト軸力の挙動を把握することが必要となる。本報では、小径化したボルトによって塑性域締結を行い、締付け過程におけるボルトの締付け特性を明らかにする。その後、フランジ締結体に内圧を作用させ、ボルトの追加軸力の挙動を明らかにする。

2. 必要ボルト呼び径の計算

SNB7 製ボルトの実降伏応力は $\sigma_{ys} = 806 \text{ MPa}$ である¹⁰⁾。一方、塑性域締結による最小ボルト軸力は、ボルト降伏締付け軸力 F_{fp} として次式により与えられる^{11),12)}。

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

ここで、 d_2 はねじの有効径、 d_s は有効断面の直径、 P はピッチ、 σ_{ys} は単軸引張りの降伏応力、 μ_s はねじ部摩擦係数である。式(1)に M16 ボルトの各部寸法と $\sigma_{ys} = 806 \text{ MPa}$ を代入すると、 $F_{fp} = 118 \text{ kN}$ となる。これらの値は実験結果¹⁰⁾ とよく

一致する。

本研究で用いる 4-inch フランジ継手の目標ボルト軸力は 30kN である。塑性域締結では弾性域締結と比較して高いボルト軸力が得られるのでボルトの小径化が可能である。(1)式より適正ボルト径を算出した結果、M8 ボルトで十分なボルト軸力が得られることが明らかになった。次に述べるフランジ継手の締付け試験では、M16 から M8 に小径化したボルトを用いて塑性域締結を適用した。

3. フランジ継手の塑性域締結試験

3.1 フランジ継手用ボルトの塑性域締結特性

フランジ継手の塑性域締結試験を行う前にフランジ締結に用いるボルト単体の塑性域締結特性を明らかにする。

試験ボルトは SNB7 製 M8 全長 130mm の両ナットボルトである。ボルトにひずみゲージを貼付したロードセルをはさみ、ロードセルの電圧変化をボルト軸力として PC に取り込む。ボルト、ナット座面の潤滑にはスプレータイプの MoS_2 乾性皮膜 (モリコート D321R) を用いる。締付けはあらかじめ手で軽く締付けナットと座面をなじませた後、ナット回転角法によりトルクレンチと 10 倍トルク増幅装置により締付けを行う。ナット回転角 60 度毎にボルトの軸力を記録し、ボルトが破断するまで締付けた。

Fig. 1 にボルト単体の塑性域締結特性、ナット回転角とボルト軸力の関係を示す。ナット回転角 360 度付近まではナット回転角にほぼ比例してボルトの軸力を上昇するが、ボルトが降伏点に達すると軸力の上昇率は変化している。降伏締付け軸力を締付け長さ 100mm に基づく 0.2% 耐力として求めると 28.5kN となり、(1)式から得られた F_{fp} と同等の値を示す。一般的な高強度ボルトを塑性域締結した場合と比較して同様の締付け特性である。

後述のフランジ継手の締付けでは、ガスケットの圧縮コンプライアンスが大きいので、確実にボ

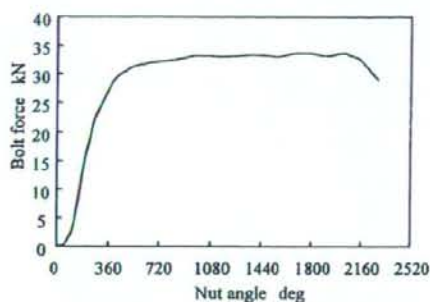


Fig. 1 Relation between axial bolt force and nut angle (using M8 bolt).

ルトが塑性域に入るように目標締付け回転角を設定する必要がある。

3.2 小径化ボルトによるフランジ継手の塑性域締結試験

3.2.1 試験方法

Fig. 2に内圧 P が作用するガスケット付フランジ締結体を示す。試験フランジはJPI Class 150 4-inchフランジ、材質SFVC2A、試験ガスケットは非石綿ジョイントシートガスケット、膨張黒鉛シートガスケットの2種類(厚さ3mm)である。本試験フランジの規定ボルトはM16であり、目標ボルト軸力は30kNである。そこで試

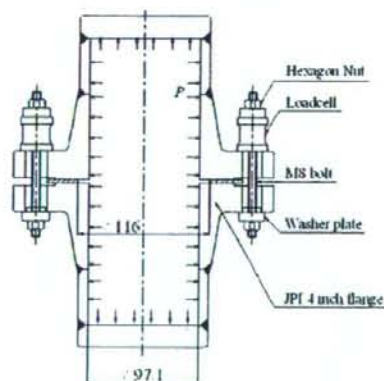


Fig. 2 Pipe flanged joint with joint seat gasket subjected to internal pressure.

験ボルトは規定のM16から小径化したM8ボルトを用いる。締付けにはトルクレンチおよび10倍トルク増幅装置を用いる。ボルトの上部にはボルト軸力測定用のロードセルを取り付け、ロードセルの電圧の変化をボルトの軸力として、デジタルマルチメータを介してPCに取り込む。

3.2.2 フランジ締付け試験方法

Table 1にフランジ継手の締付け手順を示す。締付け手順は締付け作業の簡略化を目的としてJIS B 2251方式⁹⁾を適用した。締付け方法はナット回転角法を用いた。仮締付けとしてあらかじめ手で軽く締付けナットと座面をなじませた後、7kNの軸力に相当するスナグトルクになるまで対角締付けを5周行いボルト軸力が一定になるようにする。本締付けは時計回り締付け1周ごとに回転角を60度ずつ増加させボルトが完全に塑性域に入るまで5周の締付けを行う。ボルト・ナット、座面板、ロードセル及びフランジの潤滑には MoS_2 乾性皮膜を用いる。

3.2.3 フランジ継手の塑性域締結特性

Fig. 3にフランジ継手の塑性域締結試験で得られたボルト軸力とナット回転角の関係を示す。

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.

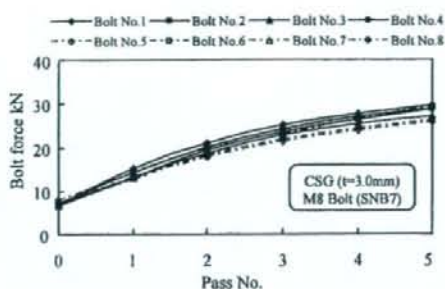


Fig. 3 Relation between pass No. and axial bolt force.

締付け2周目(ナット回転角120度)までは締付け周回数にほぼ比例してボルトの伸びは増加する。3周目以降でボルトが塑性域に達するとボルトの伸び増加率が変化する。締付け4周目(ナット回転角240度)においてボルト軸力は30kNとなり降伏点に達する。

5周目において全てのボルトが確実に塑性域に達する。最終的なボルト軸力の平均値は28kNとなった。また、締付け完了時の軸力のばらつきは10%以下となり、JIS B 2251 フランジ継手締付け方法⁹⁾に掲載されている弾性域締結のデータと比較して良好な結果を得ることができた。フランジ継手のような多数本ボルト締結体においても塑性域締結ではボルト軸力のばらつきは小さい。

Fig. 4に締付け周回中のボルト軸力の変化を示す。(a)は弾性域における締付け中のボルト軸力の変化を、(b)は塑性域における締付け中のボルト軸力の変化を示している。

トルク法(弾性域締結)によるフランジ継手締結において、ボルト軸力のばらつきに対して弾性相互作用⁹⁾が支配的となることが知られている。本試験では回転角法で締め付けたが、ボルトが弾性域にある締付け周回途中では、トルク法による締付け時と同様に弾性相互作用の影響が見られる。ボルトが塑性域に達すると、各ボルトを締め付けても、その両隣のボルトの軸力には影響が見られない。塑性域締結では一周回の軸力の増分が少ないため弾性相互作用の影響を受けにくく、その

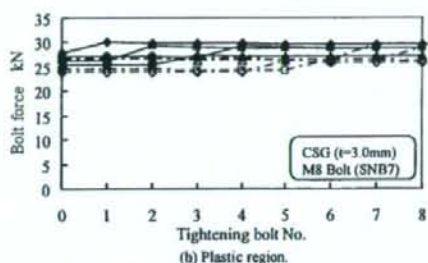
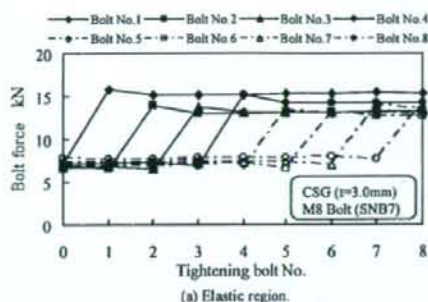


Fig. 4 Effect on the elastic interaction.

結果ボルト軸力の均一性に有効に働く。

片締め発生の有無を調べるため一周回毎にフランジ外周部の4箇所においてフランジ変位を測定した。その結果最大でも0.4mm、最終的には0.0mmと弾性域締結によるデータと同等⁹⁾であり、片締めは起こらない。

塑性域締結では弾性域締結と比較して高いボルト軸力が得られるため、本研究では規定のM16ボルトから小型化したM8ボルトを用いた。その結果、試験フランジ/ガスケットの組合せにおける適正ボルト軸力を十分に得ることができた。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塑性域締結を適用すれば、M8ボルト(有効断面積 $A_s=36.6\text{mm}^2$)で十分なボルト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ボルト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、フランジの小型化の観点から弾性域締結より

も優位性がある。

4. 内圧作用下のボルト軸力の挙動

規定のM16からM8に小径化したボルトによって塑性域締結されたフランジ締結体に内圧を作用させ、ボルトの追加軸力の挙動を明らかにする。弾性域締結の場合(M16ボルト)との比較を行う。

4.1 試験方法

塑性域締結が終了したフランジ継手モデルに手動の水圧ポンプを用いて内圧を5MPaまで1MPaずつ増加させて作用させ、ボルトの追加軸力の挙動を確認する。作動流体は水道水である。

4.2 弾性域締結されたフランジ継手のボルト軸力の挙動

Fig. 5に内圧が作用する弾性域締結された管フランジ継手のボルト軸力の挙動(ジョイントシートガスケット使用時)を示す。使用したボルトはM16ボルトで目標ボルト軸力は30kNである。内圧を作用させると、内圧負荷に伴いボルト軸力は、減少する。内圧による推力に対する追加ボルト軸力の比である内力係数は $\Phi_g = -0.030$ である。永田らの内力係数法¹⁾によると $\Phi_g = -0.046$ であり、実験結果に近い値を示す。

Fig. 6に内圧が作用する弾性域締結された管フランジ継手のボルト軸力の挙動(膨張黒鉛シートガスケット使用時)を示す。内圧を作用させると、内圧負荷に伴いボルト軸力は、わずかに上昇する。内力係数は $\Phi_g = 0.029$ となり、等しい目標ボルト軸力で締め付けているにもかかわらず内力係数はジョイントシートガスケット使用時とは異なる値を示す。ジョイントシートガスケットと膨張黒鉛シートガスケットではガスケットの圧縮復元特性が異なる。復元時のガスケットのヤング率の差は大きく、これに起因して内力係数に違いが生じる。

内圧負荷前と除荷後のボルト軸力を比較すると、ボルト軸力の低下はみられない。内圧を除荷する

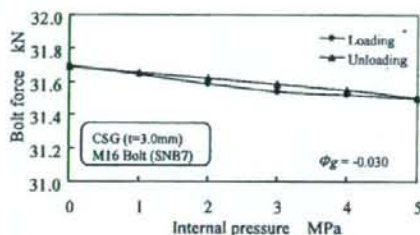


Fig. 5 Behavior of bolt force in flange joint subjected to internal pressure (using compressed sheet gasket).

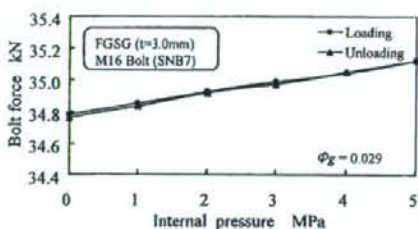


Fig. 6 Behavior of bolt force in flange joint subjected to internal pressure (using flexible graphite gasket).

と、ボルト軸力が元の値にもどることは、ボルトに塑性伸びは生じないことを意味する。

4.3 塑性域締結された管フランジ継手のボルト軸力の挙動

Fig. 7に内圧が作用する塑性域締結された管フランジ継手のボルト軸力の挙動(ジョイントシートガスケット使用時)を示す。使用したボルトはM8ボルトで目標ボルト軸力は弾性域締結と同様に30kNである。塑性域締結されたフランジ継手に内圧を作用させると、ボルト軸力は減少する。内力係数は $\Phi_g = -0.027$ となり、追加塑性伸びは生じていない。

Fig. 8に内圧が作用する塑性域締結された管フランジ継手のボルト軸力の挙動(膨張黒鉛シートガスケット使用時)を示す。弾性域締結と同じ寸法のフランジであるが、内力係数は減少し、 $\Phi_g = 0.020$ になる。

塑性域締結後の内圧負荷試験では内圧負荷時と

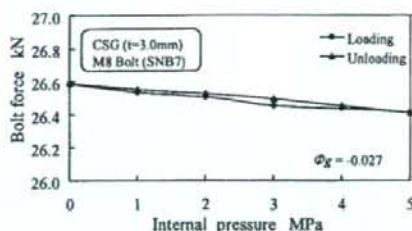


Fig. 7 Behavior of bolt force in flange joint subjected to internal pressure (using compressed sheet gasket).

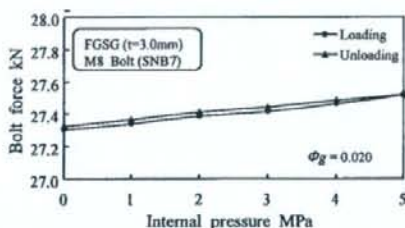


Fig. 8 Behavior of bolt force in flange joint subjected to internal pressure (using flexible graphite gasket).

除荷時の挙動に注目すると、ヒステリシスはほとんどない。

内圧の負荷前と除荷後のボルト軸力を比較すると、軸力の低下はみられない。追加塑性伸びは生じていないことから、ボルトの強度面では問題ない。

4.4 内力係数の比較

Table 2 に締付け領域、ガスケットの違いによる内力係数の比較を示す。各試験条件共に、実験値から求めた内力係数と内力係数法 (LFM) による計算値は良く一致している。M8 ボルトのボルト・ナット系のコンプライアンスは M16 ボルトの 4 倍以上であるため、M8 ボルト使用時の内力係数は低い値を示す。ボルトの小径化は、内力係数を減少させる効果があり、ボルトの追加軸力が減少することはボルトの強度面では有利である。さらに本試験では、ボルトに取り付けられたロー

Table 2 Comparison of the load factor.

Tightening area	Diameter of bolt	Type of gasket	Load factor ϕ_g	
			Experiment	LFM
Elastic region	M16	CSG	-0.030	-0.046
		FGSG	0.029	0.046
Plastic region	M8	CSG	-0.027	-0.018
		FGSG	0.020	0.029

ドセルとスリーブのコンプライアンスが内力係数を減少させている。

ジョイントシートガスケット使用時は弾性域、塑性域共に内力係数は負となるが、膨張黒鉛シートガスケット使用時には内力係数は正となる。ガスケットは圧縮時と復元時で異なる特性を示し、復元時の縦弾性係数はガスケットにより顕著に異なる。ガスケットの復元時縦弾性係数は、ジョイントシートガスケットが 2283MPa、膨張黒鉛シートガスケットが 1204MPa である。復元時の縦弾性係数がボルト軸力の変化に及ぼす影響は大きい。復元時の縦弾性係数が低い程内力係数は大きくなる。

4.5 追加軸力の受入れ限界

塑性域締結したねじ締結体に軸方向外力が負荷されたとき、ボルトの追加軸力の受入れ限界は降伏締付け軸力の 10% 程度である。ボルトの追加軸力は正となったが、最大でも降伏締付け軸力の 1% 程度と受入れ限界に対して十分な余裕がある。内圧負荷によるボルトの追加塑性伸びは生じていない。

また各試験条件ともに内圧負荷除荷後のボルト軸力は内圧負荷前の値に戻るから、内圧負荷によるボルトの追加塑性伸びは生じない。

5. ボルトの疲労強度の検討

塑性域締結されたフランジ締結体への内圧の繰返し作用に対し、ボルトの疲労強度の検討を行う。Fig. 9 に内圧による推力の変動とボルト軸力の変動の関係を示す。ボルトの応力振幅は、ボルトの谷径断面積 A_t と内圧による推力によりボルトに発生する追加軸力 F_{bm} を用いて $\sigma_a = F_{bm}/2/A_t$ で求められる。 $F_{bm} = \Phi_g \cdot W/N$ で与えられる。

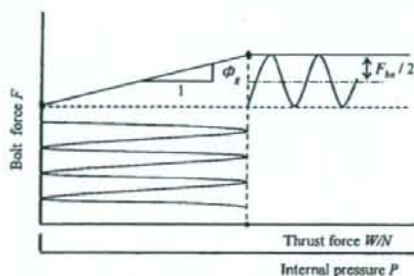


Fig. 9 Relation between axial bolt force and thrust force.

ただし N はボルト本数である。

一方、ボルトの疲労限度 σ_A は次式で与えられる。

$$\sigma_A \approx 0.75 \left(\frac{180}{d} + 52 \right) \quad (3) \quad (2)$$

σ_A はボルトの応力振幅、 d はボルト呼び径である。内圧が作用するとき、内圧作用時のボルトの追加軸力による応力振幅 σ_a が、式(2)より求められる σ_A の値以下となれば、ボルト疲労強度は十分である。以上をまとめるとボルトの疲労強度は次式で与えられる。

$$\frac{\phi_s W}{2A_r N} \leq \sigma_A \quad (3)$$

Fig. 9 の場合、 $F_{bm} = 0.22 \text{ kN}$ であり σ_A は 3 MPa である。式(2)より M8 ボルトの疲労限度は 56 MPa であるため、ボルトは十分な疲労強度を持つ。

6. 結言

本研究では小径化したボルトを用いて 4-inch の管フランジ継手に塑性域締結を適用し内圧負荷試験を行った。得られた結果をまとめると以下の通りである。

(1) 降伏締付け軸力の推定式より塑性域締結に必要なボルト呼び径を算出した。規格上は M16 ボルトが必要な 4 inch JPI フランジ継手に対して M8 ボルトで十分なボルト軸力 32 kN が得られる。

(2) 4-inch 規格フランジ継手に塑性域締結を適用すると M8 ボルトに必要なボルト軸力と軸力の均一性が得られた。塑性域締結によりボルトの小径化が可能であることを示した。

(3) 小径化したボルトによって塑性域締結されたフランジ継手の内圧作用を行ったところ、ジョイントシートガスケット使用時の内力係数はジョイントシートガスケットでは $\phi_s = -0.032$ 、膨張黒鉛シートガスケットでは $\phi_s = 0.024$ になった。両者の内力係数は非常に小さい。

(4) 塑性域締結された管フランジ継手の内圧作用時のボルトの追加軸力は受入れ限界以内であり、十分な強度的余裕を持つ。内圧負荷除荷後のボルト軸力の低下がないことより、ボルトに追加塑性伸びは生じない。

(5) 内圧の繰返し作用に対するボルトの疲労強度の検討を行った。応力振幅は疲労強度の 5% 程度であり、疲労強度に対して十分な余裕を持つことが確認された。

参考文献

- 1) VDI 2230 Blatt 1, 2003, Systematische Berechnung hoch beanspruchter Schraubenverbindungen Zylindrische Ein-schraubenverbindungen.
- 2) 日本ねじ研究協会, 塑性域ねじ締結に関する標準化のための調査研究 (第1報), 1983.
- 3) 日本ねじ研究協会, 塑性域ねじ締結に関する標準化のための調査研究 (第2報), 1984.
- 4) 日本ねじ研究協会, 塑性域ねじ締結に関する標準化のための調査研究 (第3報), 1985.
- 5) 塑性域締結におけるねじ締結体の挙動 - ひずみ増分理論による解析 -, 精密工学会誌, 54, (1), 1988, pp. 189-194.
- 6) E. A. Cornelius & F. O. Kwami, Die Steigerung der Sicherheit von Schraubenverbindungen durch überelastisches Anziehen, Konstruktion, 18, (4), 1966, 142.
- 7) KANEDA, S., TSUJI, H, Application of plastic region tightening bolt to flange joint assembly, Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP2006-ICPVT-93553, 2006, pp1-7.
- 8) 日本工業規格: フランジ継手締付け方法, JIS B2251, 2008.

- 9) 辻裕一, 高木知弘, 澤俊行, フランジ継手締付け指針の開発, 圧力技術, 2004, 42 (6), 2004, pp.337-346.
- 10) 金田忍, 辻裕一, フランジ継手への塑性域締結の適用, 圧力技術, 2007, 45 (5), 2007, pp.264-271.
- 11) 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.
- 12) 辻裕一, 丸山一男, 塑性域締結におけるねじ締結体の挙動—剛塑性体モデルによる解析—, 精密工学会誌, 59 (4), 1993, pp.589-594.
- 13) Sawa, T., Nagata, S., 2006, Load factor based calculation for gasketed flange connection with cover plate subjected to internal pressure, Proceedings of the ASME Pressure vessel and Piping Conference, PVP2006-ICPVT-94049, 2007, pp.1-8.

【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

TEL049-296-2911 FAX049-296-6544

E-mail:kaneda@tsujilab.n.dendai.ac.jp

辻 裕一

東京電機大学T学部

〒350-0394 埼玉県比企郡鳩山町大字石坂

TEL049-296-2911 FAX049-296-6544

E-mail:tsuji@n.dendai.ac.jp

フランジ継手への塑性域締結の適用によるボルトの小径化*

金田 忍^{*1}, 辻 裕一^{*2}Downsizing of Bolts by an Application of Plastic Region
Tightening Method to Flange JointShinobu KANEDA^{*3} and Hirokazu TSUJI^{**}Department of Mechanical System Engineering, Tokyo Denki University,
Ishizaka, Hatoyama-cho, Hiki-gun, Saitama, 350-0394 Japan

Plastic region tightening has been applied to the flange joint assembly in order to downsize the bolt and flange. The tightening procedure follows the modified HPIS flange tightening procedure, which employs the angle control method instead of the torque control method. Tightening tests is conducted using JPI 4 inch flanges and spiral wound gaskets. Bolts of M 16 with the reduced shank are used to adjust the tightening force. The estimation method is proposed for the yield tightening force of the bolt with reduced shank of hollow cylinder. The scatter of the axial bolt force is 10% or less after the tightening process is completed. The uniformity of the axial bolt forces obtained by plastic region tightening is equivalent or superior to that of elastic region tightening by HPIS procedure. In the tightening process, the increase in axial bolt force is very small in the plastic region of the bolt, so that the influence of the elastic interaction is also small, which is advantageous with respect to the uniformity of the axial bolt force. Application of plastic region tightening to the flange joint can downsize the bolts from M 16 to M 8 due to higher tightening bolt forces and their uniformity.

Key Words: Flange Joint, Plastic Region Tightening, Pressure Equipment, Angle Control Method

1. 緒 言

現在のボルト締結の代表的な手法はトルク法による弾性域締結である。この手法はトルクレンチを用いてボルトのボルト軸力を管理するが、締付け時の摩擦係数変動の影響を受けボルト軸力のばらつきが大きい。多数本ボルト締結体であるフランジ継手の締付けでもトルク法が一般的である。しかし、トルク法に起因するボルト軸力のばらつきに加え、ボルト同士の弾性相互作用によるボルト軸力の変動、ガスケットのリラクゼーション等のフランジ継手特有の問題のため、ボルト軸力の均一化は困難である。その結果、フランジ継手からの漏えいなどのトラブルにつながっている。そのため、漏えいを防止できるフランジ継手の設計および施工法の確立を目指して研究が行われている^{(1)~(4)}。

施工法の改善という観点から、日本高圧力技術協会は、フランジ継手の組立に関して、弾性域締結を前提

としているが、ボルト軸力の均一化および作業性を両立させた実用的な締付け指針を規格化している⁽⁵⁾⁽⁶⁾。

本研究では、弾性域締結に代わるボルトの合理的な締結方法として塑性域締結に注目した。図1にボルト軸力とボルト伸びの関係を示す。塑性域締結はボルトを降伏点以上になるように締め付ける方法で、弾性域締結と比較して高いボルト軸力が得られる。ボルト軸

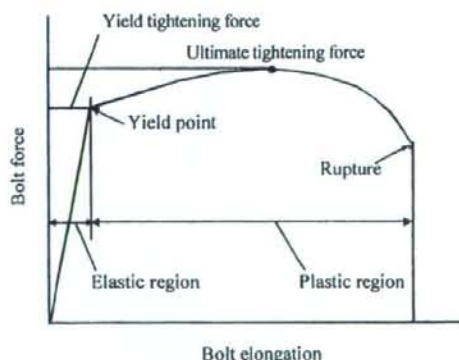


Fig. 1 Relation between axial bolt force and bolt elongation in tightening

* 原稿受付 2007年12月20日。

^{*1} 正員, 東京電機大学大学院先端科学技術研究科(〒350-0394 埼玉県比企郡鳩山町石坂)。

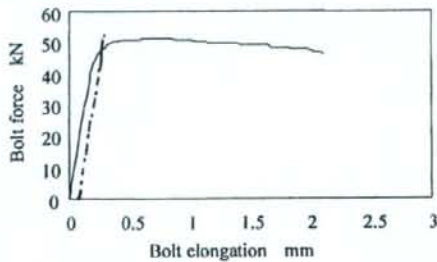
^{*2} 正員, 東京電機大学工学部。

E-mail: kaneda@tsujilab.n.dendai.ac.jp

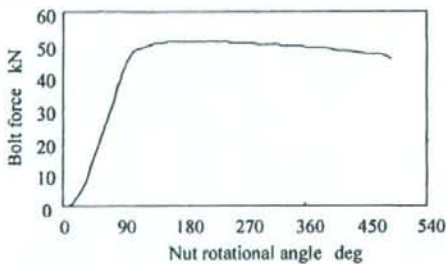
力のばらつきも小さいという利点をもち、自動車分野では実用化されている技術である⁽⁷⁾、フランジ継手に塑性域締結を適用するとボルト軸力の均一性が図られ⁽⁸⁾⁽⁹⁾、漏えい防止に有効であると考えている。また、弾性域締結によるボルト軸力よりも高い軸力を与えられるため、ボルトおよびフランジ継手の小形化が可能である。フランジ継手に塑性域締結を適用し、ボルトの小径化およびフランジ継手の小形化を目指す。

2. フランジ継手用ボルトの塑性域締結特性と小径化の検討

2.1 ボルト単体の塑性域締結特性 図2に中空細胴部をもつSNB7製M16ボルト単体の塑性域締結特性を示す。図2(a)はボルト伸びと締付け軸力の関係を、図2(b)はナット回転角と締付け軸力の関係を表している。試験ボルトは全長150mmの両ナットボルトで細胴部長さ22mm、中空細胴部の外径10mm、内径6mmである。伸び0.3mm付近でボルトは降伏し、2.1mmで破断する。降伏締付け軸力を細胴部長さ(22mm)に基づく0.2%耐力として求めると47.9kNである。試験ボルトの締結特性は一般的な高強度ボルトを塑性域締結した場合と同様である。



(a) Relation between axial bolt force and bolt elongation



(b) Relation between axial bolt force and nut rotational angle

Fig. 2 Result of plastic region tightening test for M16 bolt

塑性域締結における締付け方法としてナット回転角法を用いるが、目標締付け回転角を設定する必要がある。ここでナット回転角とボルト軸力の関係は、非締結部材のコンプライアンスの影響を受けるため、図2(b)をそのまま利用することはできない。M16のピッチが2mmであることを利用し、弾性域および塑性域においてナット回転角とボルトの伸びを対応させるためには、被締結部材(ロードセル)の圧縮コンプライアンスとボルトねじれ角を考慮しなければならない。後述のフランジ継手の締付けでは、ガスケットの圧縮コンプライアンスが非常に大きいので、図2からナット回転角の目標値を決定することはできない。したがって、フランジ継手を実際に締め付け、目標締付け回転角を設定する必要がある。

2.2 ボルト小径化の検討 図3にSNB7製M16ボルト(全ねじスタッド、締付け長さ70mm)単体の引張り、締付け特性を示す。ボルトが破断するまで引張りおよび締め付けた場合のボルト軸力と伸びの関係である。0.2%塑性伸びにより降伏軸力(単軸引張り) F_y と降伏締付け軸力 F_{T0} を決定すると、 $F_y=126$ kN、 $F_{T0}=118$ kNとなる。両軸力を比較すると F_{T0} は F_y よりも10%小さい。 $F_y=126$ kNより算出した降伏応力は $\sigma_{ys}=805$ MPaである。

さらには全断面降伏を考慮したねじ部の降伏締付け軸力の推定方法を提案した⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾。提案した推定方法によれば、ねじの単軸引張り試験で得られる材料定数を用い、塑性域締結における降伏締付け力の推定が可能である。塑性域締結におけるボルトの降伏締付け軸力 F_{T0} は次式により与えられる。

$$F_{T0} = \frac{\pi d_2^2 \sigma_{ys}}{4 \sqrt{1+3 \left[\frac{3}{2} \frac{d_2}{d_s} \left(\frac{P}{\pi d_2} + 1.155 \mu_s \right) \right]^2}} \quad \dots\dots\dots (1)$$

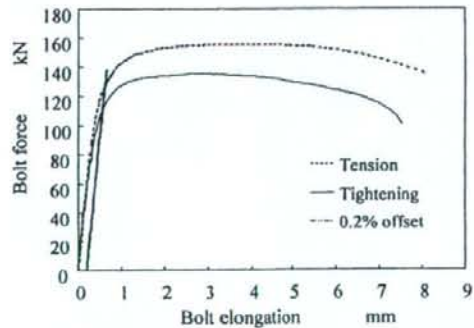


Fig. 3 Relation between axial bolt force and nut rotational angle

ここで、 d_2 はねじの有効径、 d_s は有効断面の直径、 P はピッチ、 σ_{ys} は単軸引張りの降伏応力、 μ_s はねじ部摩擦係数である。式(1)に M16 ボルトの各部寸法と $\sigma_{ys}=805$ MPa を代入すると、 $F_{ps}=118$ kN となる。これらの値は図3の実験結果とよく一致する。

本研究での試験フランジの目標締付け軸力は $F_{ps}=30$ kN である。塑性域締結では弾性域締結と比較して高い締付け軸力が得られるのでボルトの小径化が可能である。式(1)より適正ボルト径を算出した結果、M8 ボルトでは $F_{ps}=32$ kN となり、M8 ボルトでも十分な締付け軸力が得られることが明らかになった。本研究では実際に小径化した M8 ボルトを用いてフランジ継手に塑性域締結を適用した。

3. フランジ継手の塑性域締結試験

3-1 ナット回転角法による修正 HPIS 指針の適用

締付け手順は締付け作業の簡略化を目的として HPIS 方式⁽⁹⁾を適用する。ただし締付け方法はナット回転角法を採用する。仮締付けとしてあらかじめ手で軽く締付けナットと座面をなじませた後、10 kN の軸力に相当するスナグトルクになるまで対角締付けを5周行い締付け軸力が一定になるようにする。その後本締付けとして、時計回り締付け1周ごとにナット回転角を 60° ずつ増加させ、目標締付け回転角 420° まで、7周の締付けを行う。ボルト・ナット、座面板、ロードセルおよびフランジの潤滑には MoS_2 乾性皮膜を用いる。

3-2 試験装置 図4にフランジ継手の塑性域締

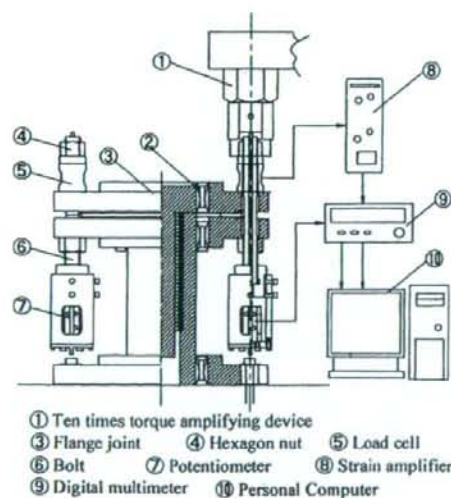


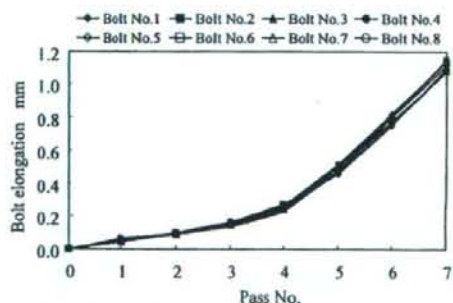
Fig. 4 Setup for flange tightening test

付け試験の試験装置を示す。締付けにはトルクレンチおよび10倍トルク増幅装置を用いる。インジケータロッドの変位によるポテンショメータの電圧変化をデジタルマルチメータにより測定し、ボルトの伸びとしてPCに取り込む。ボルトの上部には締付け軸力測定用のロードセルを取付け、ロードセルの電圧の変化をボルトの軸力として、デジタルマルチメータを介してPCに取り込む。

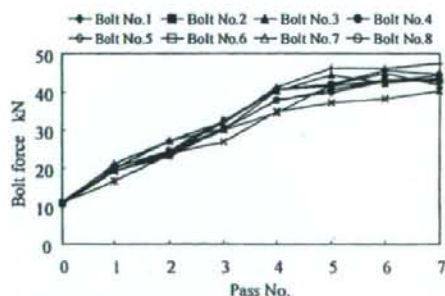
試験ボルトはボルト単体の塑性域締付け試験で用いた、M16 伸び測定用ボルトを8本使用した。試験フランジは JPI 4 inch Class 150 lb スリップオン形、材質 SFVC 2 A である。ガスケットは非石綿ジョイントシートガスケット (CSG) を用いる。

4. フランジ継手の塑性域締結特性に及ぼすガスケット種類の影響

図5にフランジ継手の塑性域締付け試験の結果を示す。図5(a)は1周締付けごとの各ボルトの伸びの変化を、図5(b)は1周締付けごとの各ボルトの軸力の変化を示す。4周めまでは締付け周回数にほぼ比例してボルトの伸びは増加する。4周め以降でボルトが塑性域に達すると、図5(a)よりボルトの伸び増加率が増加し、図5(b)より軸力増加率は減少することがわ



(a) Relation between pass No. and bolt elongation



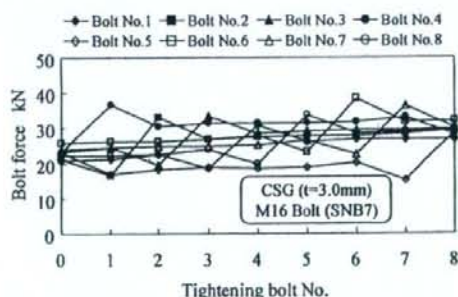
(b) Relation between pass No. and axial bolt force

Fig. 5 Result of flange tightening test

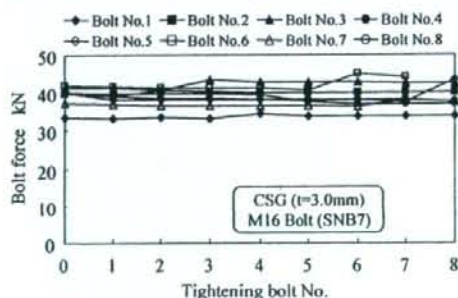
かる。ボルト軸力は40 kNとなり降伏点に達する。6周めにおいてすべてのボルトが完全に塑性域に達する。最終的なボルト軸力の平均は45 kNとなった。本試験ではジョイントシートガスケットを使用した。渦巻形ガスケット使用時⁽⁶⁾と同様に締付け周回数7周である。ガスケットの剛性は異なるが締結特性には影響しない。また、締付け完了時の軸力のばらつきは±9%となり、HPISフランジ継手締付け指針⁽⁵⁾⁽⁶⁾に掲載されているトルク法による弾性域締結のデータ±13%と比較して良好な結果を得ることができた。本試験では細胴部付きボルトを使用しているため、ねじ山が破断する心配はない。フランジ継手のような多数本ボルト締結体においても塑性域締結では締付け軸力のばらつきは小さい。

図6に締付け周回中のボルト軸力の変化を示す。図6(a)はボルトが弾性域にある2周回めの1周回中のボルト軸力の変化を、図6(b)はボルトが塑性域に入っている6周めの1周回中のボルト軸力の変化を示している。横軸は締め付けたボルト番号であり、図6(a)、(b)におけるボルト番号0の状態は、それぞれ1周め、5周めの締付け周回が終了した状態を表している。

フランジ継手では、あるボルトを締め付けるとその



(a) Pass at elastic region (Pass No. 2)



(b) Pass at plastic region (Pass No. 6)

Fig. 6 Variation of bolt force

両隣のボルトの締付け軸力が減少する弾性相互作用が生じる。トルク法(弾性域締結)において、ボルトの締付け軸力のばらつきに弾性相互作用が支配的であることが知られている⁽⁵⁾⁽⁶⁾。本研究では回転角法で締め付けたが、締付けの途中段階のボルト弾性域では、トルク法による締付け時と同様に弾性相互作用の影響が見られる。ボルトが塑性域に達すると、各ボルトを締め付けても、その両隣のボルトの軸力には影響が見られない。締付け完了段階の塑性域では軸力の増分がないため、弾性相互作用の影響を受けにくいことが、ボルト軸力の均一化に有効である。

5. 小径ボルトによるフランジ継手の塑性域締結特性

図7にM8ボルトによる管フランジ継手の塑性域締結試験の結果を示す。3周めまでは締付け周回数(Pass数)にほぼ比例してボルト軸力は増加する。3周め以降でボルトが塑性域に達するとボルトの伸び増加率が減少する。締付け5周めにおいてすべてのボルト軸力は25 kN以上となり塑性域に達する。最終的な軸力のばらつきは±9%となり、フランジ継手締付け指針⁽⁵⁾に掲載されている弾性域締結のばらつき±13%と比較して良好な均一性を得ることができた。締付け完了後のボルト伸びは1.0~1.2 mmであり、弾性伸びも含めた伸び率は1%程度となった。ボルトSNB7の破断伸び17%(規格値)に対して十分小さい。さらにボルトの繰返し利用が可能であると考えられる。なお、フランジギャップの不均一性を測定したが、最終的には0.05 mm未満と、HPISの弾性域締結によるデータ⁽⁵⁾⁽⁶⁾と同等であり、片締めは起こらない。片締め発生の有無は、フランジ剛性の影響も考えられるが、1周あたりのナット回転角の設定により回避できると考えられる。

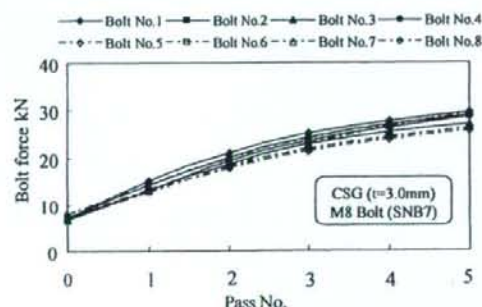


Fig. 7 Relation between nut angle and axial bolt force under plastic region tightening (using M8 bolts)

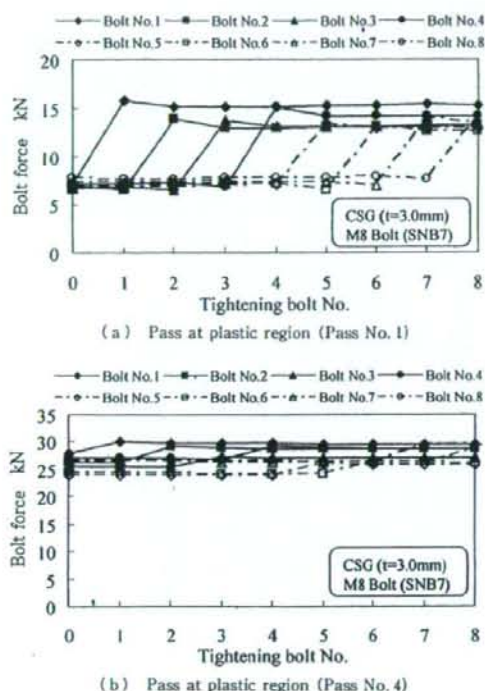


Fig. 8 Variation of axial bolt force

4 inch フランジ継手の目標軸力は 30 kN である。本章では M 16 に代わり小径化した M 8 ボルトを使用し目標とするボルト軸力が得られた。塑性域締結ではボルトの小径化が可能である。

図 8 に締付け周回中のボルト軸力の変化を示す。図 8(a) はボルトが塑性域にある 1 周回中のボルト軸力の変化を、図 8(b) はボルトが塑性域に入っている 4 周回中のボルト軸力の変化を示している。M 16 ボルト使用時と同様に、締付けの途中段階のボルト弾性域では、トルク法による締付け時と同様に弾性相互作用の影響が見られる。ボルトが塑性域に達すると、各ボルトを締め付けても、その両隣のボルトの軸力には影響が見られない。本試験では弾性相互作用の影響を明らかにするため、1 周回あたり 60° のナット回転角を与えているが、実用上は 1 周回あたりの回転角を大きくすることにより作業効率を向上させることが可能である。

内圧の繰返し作用によるボルト疲労強度を検討する。一般にねじ締結体の内力係数 $\phi_p \leq 0.1$ を満たせば、疲労強度は十分であるといわれている。フランジ継手における内力係数は内圧による推力に対する追加ボルト軸力の比である。永田らの内力係数法⁽¹²⁾によ

り、M 8 ボルト使用時の 4 inch Class, 150 lb フランジの内力係数を求めると $\phi_p = -0.029$ となり、ボルトは十分な疲労強度をもつと考えられる。

6. 結 言

本研究ではフランジ継手に塑性域締結の適用を試みた結果、以下のような結論を得た。

(1) SNB 7 製ボルトの引張りおよび締付け特性を明らかにした。降伏締付け軸力 F_{Tb} を単軸引張りの降伏軸力 F_y と比較し、 F_{Tb} は F_y より 10% 小さくなることを明らかにした。

(2) 降伏締付け軸力の推定式より塑性域締結に必要なボルト呼び径を算出した。規格では M 16 ボルトを用いる 4 inch JPI フランジ継手に対して M 8 ボルトで十分なボルト軸力 30 kN が得られる。

(3) M 16 ボルトから小径化した M 8 ボルトを用いて、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い、十分なボルト軸力が得られることを実験的に確認した。

(4) フランジ継手締付け途中の弾性域では弾性相互作用の影響が見られるが、締付け完了段階でボルトが塑性域に達すると弾性相互作用の影響は小さい。最終的なボルト軸力のばらつきは $\pm 9\%$ となり、弾性域締結のばらつき $\pm 13\%$ と比較して同等以上のボルト軸力の均一性が得られた。

文 献

- (1) Takaki, T. and Fukuoka, T., Effects of The Clamping Force Scatter on The Bolting-Up Performance of Pipe Flange Connections, *Journal of High Pressure Institute of Japan*, Vol. 42, No. 1 (2003), pp. 28-35.
- (2) Sawa, T., Nagata, S. and Tsuji, H., New Development in Studies on the Characteristics of Bolted Pipe Flange Connection in JPVRC, *Transactions of ASME, Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 128 (2006), pp. 12-20.
- (3) Takaki, T. and Fukuoka, T., Evaluations of Bolt Assembly Guideline of Pipe Flange Connections with Systematic Finite Element Simulation, *Journal of High Pressure Institute of Japan*, Vol. 41, No. 3 (2003), pp. 106-114.
- (4) Takaki, T. and Fukuoka, T., Effective Bolt-Up Procedure of Pipe Flange Connections: Finite Element Analyses and Elastic Interaction Coefficient Methods, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol. 68, No. 668 (2001), pp. 550-557.
- (5) HPIS Z 103 TR 2004, Bolt Tightening Guidelines for Pressure Boundary Flanged Joint Assembly, High Pressure Institute of Japan, (2004).
- (6) Tsuji, H., Takaki, T. and Sawa, T., Development of Bolt Tightening Guidelines for Pressure Boundary Flanged Joint Assembly, *Journal of High Pressure Institute of Japan*, Vol. 42, No. 6 (2004), pp. 337-346.

- (7) Kubota, Y., Method of Tightening Test for Cylinder Head Bolts, *Journal of Society of Automotive Engineers of Japan*, Vol. 52, No. 12 (1998), pp. 69-75.
- (8) Kaneda, S. and Tsuji, H., Application of Plastic Region Tightening Bolt to Flange Joint Assembly, *Journal of High Pressure Institute of Japan*, Vol. 45, No. 5 (2007), pp. 264-271.
- (9) Kaneda, S. and Tsuji, H., Application of Plastic Region Tightening Bolt to Flange Joint Assembly, *Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference*, PVP 2006-ICPVT-93553 (2006), pp. 1-7.
- (10) Tsuji, H. and Maruyama, K., Estimation of Yield Clamping Force Based on Rigid-Plastic Model, *Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, IMECE DE-Vol. 105 (1999), pp. 157-162.
- (11) Tsuji, H. and Maruyama, K., Behavior of Bolted Joints Tightened in Plastic Region; Analysis Based on Rigid-Plastic Model, *Journal of the Japan Society of Precision Engineering*, Vol. 59, No. 4 (1993), pp. 589-594.
- (12) Sawa, T. and Nagata, S., Load Factor Based Calculation for Gasketed Flange Connection with Cover Plate Subjected to Internal Pressure, *ASME PVP 2006-ICPVT-94049* (2006).

新規制定された JIS B 2251 「フランジ継手締付け方法」

辻 裕一*

1. はじめに

JIS B 2251:2008「フランジ継手締付け方法」¹⁾が本年3月20日に制定された。このJIS規格は、日本高圧力技術協会規格HPIS Z 103 TR 2004「フランジ継手締付け指針」²⁾(JIS化に伴い廃止)を基に作成された原案が日本高圧力技術協会からの申出によりJISとして制定された。JIS (HPIS) フランジ締付け方法は、(株)日本高圧力技術協会に設置された「圧力設備のシーリング技術研究委員会(委員長: 澤俊行・広島大学教授)」の研究成果であり、締付け力の正確さと作業性を両立させた実用的なフランジ締付け手順を提供することを目的に開発されたが、同時に現場で従来より広く実施されている締付け方法に科学的根拠を与えており、フランジ継手の信頼性向上への寄与は大きい。JIS締付け手順を一言で表現すると「目標締付けトルクの100%によりボルトを時計回りの締付け順序に従い4周ないし6周締め付ける」となる。

本稿では、JISフランジ継手締付け方法の制定にいたる背景、規格の概要、および締付け手順の科学的根拠を紹介する。

2. ボルト締付け力管理の重要性とフランジ締付け手順の課題

圧力設備の圧力容器、配管などのフランジ継手からの内部流体の漏洩防止は、設備の安全性と信頼性に重要である。フランジ継手の設計において、要求されるシール性能を満足するようにフランジおよびガスケットの仕様を選択され、ガスケットがシール性能を発揮するのに必要なボルト締付け荷重が決定される。フランジ継手の組立てにおいて、設計通りのボルト締付け力を全ボルトに均一に与えることが、フランジ継手に所期の性能を発揮させる前提条件となる。一方、石棉代替製品である非石棉ジョイ

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。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おり、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促進にとっても鍵となっている。

ボルト締付け力管理の重要性は一般に認識されており、トルク法と呼ばれるトルクレンチによる締付け力管理は広く適用されている³⁾。トルク法は、締付けトルクとボルト締付け力の間に成り立つとされている比例関係を利用している。さて、トルクレンチを注意深く使用し、ねじ部品の潤滑に配慮しても、ねじ部品各部の摩擦係数のばらつき等の影響のために締付け力は一定とならないことは忘れられがちである。締付け力がばらつく範囲の最大値と最小値の比を締付け係数($Q=F_{\max}/F_{\min}$)と呼び、トルクレンチを用いる場合に $Q=1.4\sim 3$ 、または $Q=1.4\sim 2.5$ が参考値として示されている³⁾⁴⁾。これは個々のボルトの締付け力管理であるが、トルク法では少なくとも見積もっても±17%の締付け力のばらつきが避けられないことを意味している。

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、多数本ボルト締結体の代表例といえる。フランジ継手の組立において、多数本ボルト締結体に特有の現象として、両隣の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という弾性相互作用が生じる。弾性相互作用による締付け力の変動は、組立作業の途中段階ではトルク法に起因するばらつきよりも一般に大きい。締付け力の均一性を確保するためには、組立完了までに変動を一定のレベルに収めることが必要となる。さらにフランジ組立には、ガスケットの片締め、ガスケットの応力緩和、フランジ同士のミスアライメント(偏心・偏角)などフランジ継手特有の問題・困難が伴う。

*東京電機大学