

大きい管フランジは何故漏れやすいか？

----- その原因と対策 -----

Why the leakage accidents occurred from the connections with larger nominal diameter?

----- The cause and measure -----

山梨大学大学院工学研究科 助教授

澤 俊行

Toshiyuki SAWA

Institute of Materials and Environment Technology, University of Yamanashi Faculty of Engineering

日本バルカー工業株式会社 C T O 担当部長

西田 隆仁

Takahito NISHIDA

Assistant to Chief Technical Officer, Nippon Valqua Industries, LTD.

日本バルカー工業株式会社事業統括部ガasket / その他シール担当

山中 幸

Yuki YAMANAKA

Business Headquarters Gaskets / Other Seals Products, Nippon Valqua Industries, LTD.

《Abstract》

Leakage accidents were often occurred from gasket interfaces in pipe flange connections with larger nominal diameter. The reasons why the leakage accidents occurred from the connections with larger nominal diameter were described. By examining the contact gasket stress distributions and conducting the leakage tests in actual pipe flange connections with large nominal diameter (20") and smaller nominal diameter (3"), the sealing performance of the connections with larger nominal diameter (20") was compared with that with smaller nominal diameter (3"). It was emphasized that the reason was due to the reduction in the contact gasket stress of the connections with larger nominal diameter under internal pressure. This reduction in the contact gasket stress was occurred by the flange rotation. It was pointed out that the leakage had to be taken into account in the connections with larger nominal diameter. Finally, the improvements for the sealing performance in the connections with larger nominal diameter were proposed.

キーワード：大口径管フランジ、漏洩、PVRC、有限要素法、新ガスケット係数、タイトネスパラメータ

1. はじめに

日本高圧力技術協会のシーリングテクノロジー委員会(委員長、澤 俊行(山梨大学大学院工学研究科))は平成12年度にガスケット付き大口径管フランジ締結体(呼び径20インチ)の漏洩防止とそのボルト締付け法に関する研究を行った。このような大きな管フランジ締結体から漏洩が発生したため、それはこのような研究を行うこととなった。比較的大きな管フランジ締結体は漏洩が発生しやすいのか？ そうだとすれば何故なのか、とその対策について考えたい。

ガスケット付き管フランジ締結体の漏洩を防止する上で重要なガスケット接触応力を取り扱った研究^{(1)~(6)}は

いくつかなされており、それらの研究の多くは比較的小口径の管フランジ締結体を対象としている。一方、呼び径の大きな管フランジ締結体も石油プラントなどに多用され、しばしば漏洩事故も発生しているようである。管フランジ締結体の設計はA S M E、D I NおよびJ I S規格に示されており、これに従えば漏洩事故など起こるはずがないと信じられるが、実際には事故が発生するようである。例えば1995年1月の阪神淡路大地震でL P Gガスターミナルのフランジ締結部が曲げモーメントを受けて、内部流体が漏洩したなどの事故⁽⁷⁾が報告されている。しかし規格での設計法はかなり昔の技術の集積であり、現代的状況に対応できるか？ これは別の問題と考えられる。例えば管フランジ締結体がよく設計されたとし、ボル

ト初期締付け力を適切に推定されても、本当に設計されたボルト初期締付け力より均一に締付けられている保証は特別の場合を除いてない。さらにボルトには材料により強度区分が定められているが、現行の規格ではそんな規定はないようである。すなわち、仮にガスケット選択と設計は慎重になされたとしても、極端な言い方をすればそのあたりに転がっているボルトで適当に締付けてもよい、ことになるであろう。それで締結体からの漏洩防止が保証されるか、である。

そもそも漏洩とは何かの定義も日本では曖昧のように思われる。他方、最近になり知られるようになったのであるが、米国のP V R C (Pressure Vessel Research Council、圧力容器研究委員会)が、従来のガスケット係数(m, y)と密封設計法⁽⁸⁾⁽⁹⁾に代わる漏洩量に関するタイトネスパラメータ T_p ⁽¹⁰⁾と新ガスケット係数(G_g, a, G_s)を用いた新しい漏洩評価法と締結体設計法^{(10)~(14)}を公表している。西田⁽¹³⁾がすでに、この問題について解説¹⁾を行っている。(脚注¹⁾:読者の便を考え、付録にタイトネスパラメータおよび新ガスケット係数について簡単に解説を述べておく。)

P V R Cの管フランジ締結体のガスケットからの漏洩に関する基本的考え方は、ヘリウムガスを使った実験より、①ガスケットからの微量な漏洩は必ず発生する、②しかし最終的には漏洩が発生しない締結体(leakage-free)の設計を目指す、である。1970年代から北米と欧州のいくつかの国と共にP V R Cの研究活動が開始継続された。この背景は水や空気などの作動流体から、放射線同位元素などの危険物体の密封が社会的に大きな問題となってきたことに起因しているようである。さらにアスベストガスケットの使用の禁止から新ノンアスベストガスケットの移行が確かな、しかもこのような新しい材料ガスケットの試験法を見直す契機になったようである。何故ヘリウムガスを使用したか?一番漏れやすいからとの説明である。

従来からのガスケットを含む締結体設計法およびP V R Cの設計方式における基本的問題点は、管フランジ締結体に内圧などの荷重が作用したとき、実際のガスケット接触応力の推定が、理論的根拠を持って行われていないことである。何故なら内圧などの荷重が締結体に作用すると、内圧による軸方向力はボルト軸力の増加分とガスケット接触応力の減少分に分配され、これらを求める問題はいわゆる不静定問題となるため、古くからより正確には解けていないのが現状である。しかし現実には仮定に仮定を重ねて、推測するためうまくいくときには良いが、事故が起こるとその原因がなかなか掴めないのが現状と推測される。

ところで管フランジ規格⁽¹⁵⁾では、呼び径の比較的小さな管フランジ寸法と呼び径の比較的大きな管フランジ寸法では、管フランジ寸法、ガスケット接触幅およびガスケット接触面積などが必ずしも比例していない。このため比較的呼び径の大きな管フランジ締結体の密封性能は

かならずしもよくはないことがある。実際の大口径管フランジ締結体のガスケット接触応力、新ガスケット係数などを調べた実績がないからであり(勝手に大口径と小口径の寸法比が一定であると信じている)、これらを調べておく必要がある。従来、比較的呼び径の大きな管フランジ締結体の漏洩評価などについて扱った研究はA N D Oらの研究⁽¹⁶⁾を除いて見あたらない。

そこで本稿⁽¹⁷⁾では、比較的呼び径の大きな管フランジ締結体(呼び径20インチ、大口径管フランジ締結体と呼ぶ)に関して、内圧作用時のガスケット接触応力分布をガスケットの非線形性とヒステリシスを考慮して有限要素法を用いて解析し、3インチ管フランジの場合⁽⁶⁾との比較を行い管フランジ呼び径がガスケット接触応力分布に与える影響を明らかにするとともに密封性能に及ぼす影響も調べてみる。さらに内力係数 ϕ_g (ボルト軸力の増減分と内圧による軸方向荷重との比)を解析し、内力係数を用いて内圧作用時のガスケット残留応力を推定する。内力係数は先に述べた不静定問題を解いた結果として、ボルト軸力の変動が分かり、同時に実際のガスケット接触応力が分かることになる。実際の20インチ管フランジ締結体を用いてボルト軸力変動(内力係数)および漏洩量測定実験も行い、漏洩量からタイトネスパラメータ T_p を求め新ガスケット係数(G_g, a, G_s)^{(10)~(14)}を算出し、管フランジ呼び径が新ガスケット係数に与える影響を明らかにすると共に、P V R C方式のR O T T^{(10)~(14)}(Room temperature Operational Tightness Test、室温での漏洩試験)により算出される新ガスケット係数および3インチ管フランジ締結体⁽⁶⁾のそれらと比較検討する。またボルト軸力変動(内力係数 ϕ_g)に関する実験値と計算値を比較する。最後に与えられた内圧作用時タイトネスパラメータ T_p に対して、ガスケット接触応力分布を用いる方法とP V R C方式により得られるボルト初期締付け力 F_i の値を比較検討し、 T_p に対するより正確なボルト初期締付け力 F_i の求め方を検討する。すなわちP V R Cのボルト初期締付け力の決定も先に述べた締結体の力学的関係における不静定問題を解決した後に作成されたものではなく、経験的に仮定されているのみである。このため、大口径管フランジに対しても適切にボルト初期締付け力が決定されるかは不明である。以上により、大口径管フランジ締結体は小口径に比べて何故漏洩しやすいか、が判明する。

2. 解析方法

2.1 ガスケット接触応力分布の解析

図1は一般的にN本のボルト・ナットにより初期締付け力 F_i で締結され、内圧Pが作用するガスケット付き管フランジ締結体を示している。締結体に内圧Pが作用するとき各ボルトには軸力の増減分 F_j が発生し、ガスケット接触面からは圧縮力 F_c (ボルト1本当たり)が失われ、ボルト1本当たりの平均ガスケット接触応力は F_i/A から $(F_i -$

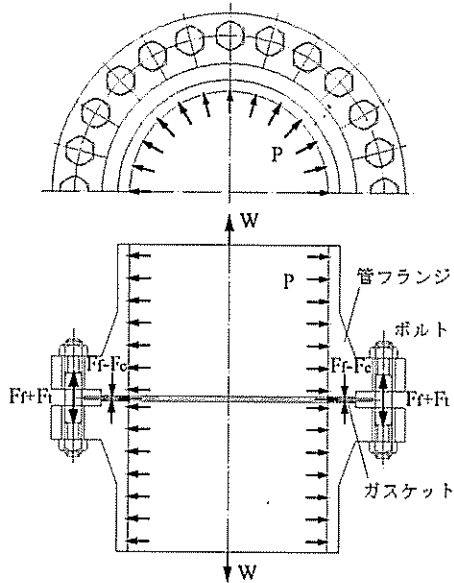


図1 内圧を受けるガスケット付き管フランジ締結体

F_c/A へ変化する。ただし A はボルト 1 本当たりのガスケット接触面積を表す。なお軸方向外荷重を W とするとき、ボルト 1 本当たりのボルト軸力の増減分 F_i と W の比は内力係数 ϕ_g と呼ばれている⁽¹⁾⁻⁽⁴⁾。すなわち ϕ_g は $\phi_g = F_i / (W/N)$ であり、内力係数 ϕ_g が求められるとガスケット接触面から失われる力 F_c は $F_c = (1 - \phi_g)W/N$ で与えられる。ただし外荷重 W は $W = \pi a_3^2 P$ (a_3 はガスケット内半径) で与えられる。実際の問題として、内圧作用時のガスケット接触応力 $(F_i - F_c)/A$ が必要である。しかしガスケット接触面から失われる力 F_c が一般的には求められないため、ASME、DIN などの規格では仮定に基づき、計算しようとしている。しかし例えばガスケット面のどこまでガスケットとフランジ面が接触しているかを表す、ガスケット有効幅などは、規格による値と実際の値とはかな

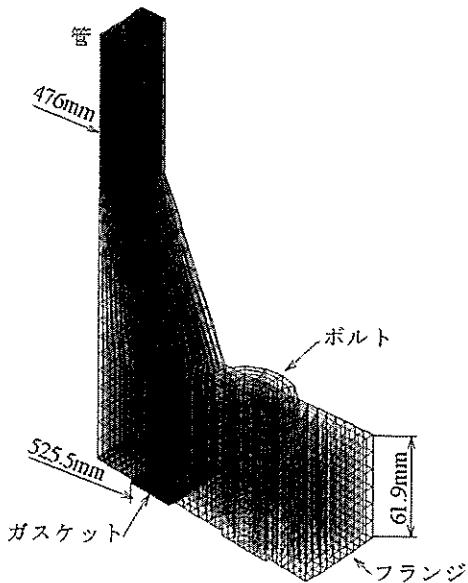


図3 有限要素法解析における要素分割例 (20インチ管フランジ締結体)

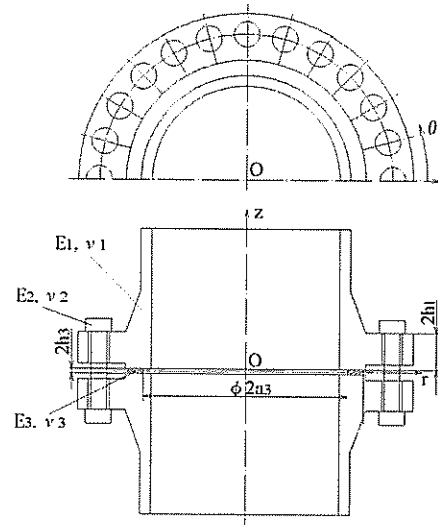


図2 有限要素法解析モデル (20インチ管フランジ締結体)

り異なる。さらに内圧作用時(変動して)のガスケット接触面(有効幅)の推定は、当然不可能である。

本稿では管フランジ呼び径がガスケット接触応力分布におよぼす影響を明らかにするため、比較的呼び径の大きいJPI Class300呼び径20インチ管フランジ(フランジ外径775mm、ボルト数 $N=24$ 、ボルト呼び径M33)と比較的呼び径の小さいJPI Class600呼び径3インチ管フランジ⁽⁶⁾(フランジ外径210mm、ボルト数 $N=8$ 、ボルト呼び径M20)を用いた管フランジ締結体に関して、有限要素法を用いてガスケットの応力-ひずみ関係における非線形性とヒステリシスを考慮した三次元弾塑性応力解析を行い、主にガスケット接触応力を調べる。

図2はFEM解析モデルを示し、原点を O とする円筒座標系 (r, θ, z) を用いる。管フランジ、ボルトおよびガスケットの縦弾性係数、ポアソン比をそれぞれ (E_1, ν_1) 、 (E_2, ν_2) および (E_3, ν_3) とする。また管フランジのフランジ厚さを $2h_1$ 、ガスケット厚さおよび内径をそれぞれ $2h_3$ および $2a_3$ とする。大口径管フランジおよびそのボルトの縦弾性係数、ポアソン比をそれぞれ $E_1 = E_2 = 206\text{GPa}$ 、 $\nu_1 = \nu_2 = 0.3$ とし、小口径管フランジ⁽⁶⁾ およびそのボルトの縦弾性係数、ポアソン比をそれぞれ $E_1 = E_2 = 193\text{GPa}$ (SUS304)、 $\nu_1 = \nu_2 = 0.3$ とする。ガスケットのポアソン比は $\nu_3 = 0.34$ とし、応力-ひずみ関係については非線形性およびヒステリシスを考慮する。

図3は大口径管フランジ締結体の $1/96$ の要素分割を示しており、対称性を考慮し1本のボルト周辺を計算対象としている。有限要素コードはMARCを使用し、総要素数および節点数はそれぞれ8444、10230である。要素には6面体8接点ソリッド要素を使用し、管フランジとガスケットの接触面には接触条件を用いた。

2.2 ガスケットの応力-ひずみ関係

本稿ではアスベストフィラーを用いたうず巻形ガス

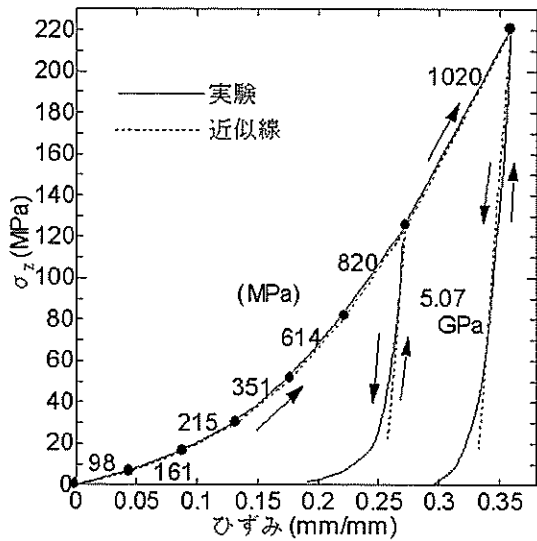


図4 有限要素法解析において使用された渦巻き型ガスケットの応力-ひずみ線図

ケット(日本バルカー工業製、No.591:外輪付き)を使用し、ガスケットの応力-ひずみ関係の負荷時(初期締付け時)と除荷時(内圧作用時)におけるヒステリシスおよび非線形性を考慮している。

図4はFEM応力解析で用いたアスベストうず巻形ガスケットの応力-ひずみ関係を示している。実線は実験で得られた応力-ひずみ曲線、破線は解析で用いた近似直線である。ガスケット負荷時(初期締付け時)の応力-ひずみ関係は断片線形近似して非線形性を与え、それぞれ

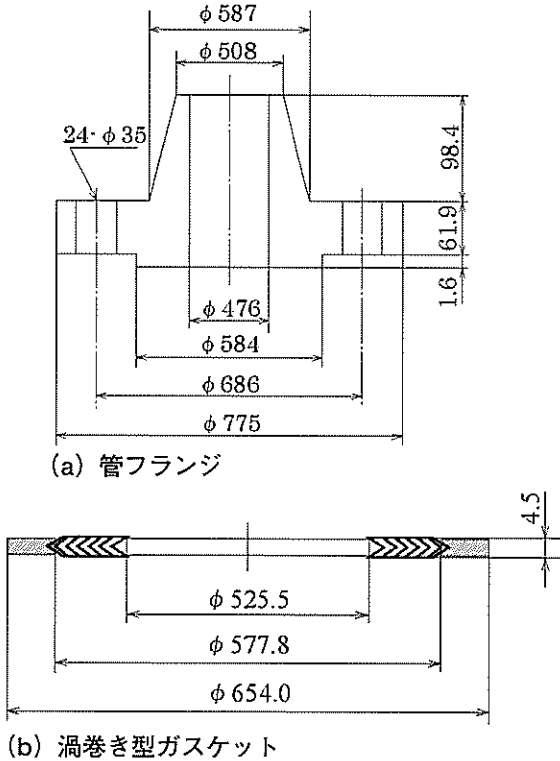


図5 実験で使用した管フランジと渦巻き型ガスケットの寸法(20インチ)

表1 タイトネスクラス

タイトネスクラス	単位漏洩質量速度 (mg/s·m)	クラス名	T _c ファクタ
T ₁	0.2	economy	0.1
T ₂	0.002	standard	1.0
T ₃	0.00002	tight	10

の断片線形直線の傾きを図中に示している。ガスケット除荷時(内圧作用時)における応力-ひずみ近似直線の傾きは5.07GPaとし、負荷時と除荷時それぞれ異なる傾きを用いることによりガスケットの応力-ひずみ関係のヒステリシスを考慮する。

3. 実験方法

実際の管フランジ締結体を用いてROTT^{(10)~(14)}に対応する漏洩量測定実験を行い、初期ガスケット接触応力とタイトネスパラメータT_pの関係を求める。

図5は実験に用いた大口径管フランジとうず巻形ガスケットの寸法を示している。管フランジはJPI Class 300呼び径20インチ、ガスケットはASME/ANSI Class300呼び径20インチである。なお、ボルトの呼び径はM33で、軸部には180°の位相差で2枚のひずみゲージを貼り付け、予め校正した。管フランジ、ボルトの材質はSFVC2A(JIS)、うず巻形ガスケットはフィラー部がアスベスト(石綿)、外輪はステンレス鋼SUS304(JIS)である。

図6は大口径管フランジ締結体の実験装置の概略を示している。ガスケットをはさんだ1対の管フランジをN=24本(小口径管フランジ締結体はN=8本)のボルトに

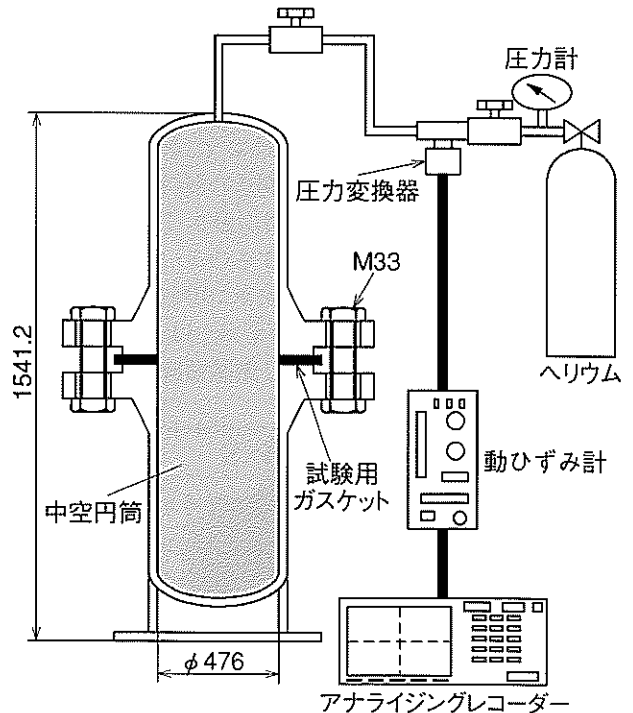


図6 漏洩実験装置の概略(20インチ管フランジ締結体)

より所定の初期ガスケット接触応力を得るために初期締付け力 F_i で締結する。なおボルト軸力はボルト軸部に貼られた校正済みのひずみゲージにより検出する。内圧はガスボンベ(ヘリウムガス)により作用させ、その時の作動内圧は圧力変換器を用いて電圧に変換し記録する。本実験では実験開始時と終了時における内圧変化量および締結体内部容積(大口径 9.8m^3 、小口径 0.583m^3)から単位時間当たりの質量漏洩量を換算 $\{(\text{内圧変化量}) \times (\text{容積}) / (\text{測定時間})\}$ した。大口径管フランジ締結体の内部容積を減らし測定時間を短縮するために、図6に示されるように円筒を締結体内部に挿入している。また、内圧作用時におけるボルト軸力変動(内力係数 ϕ_g)もひずみゲージにより測定した。

4. 有限要素法による解析結果

図7は大口径管フランジ締結体の周(θ)方向における

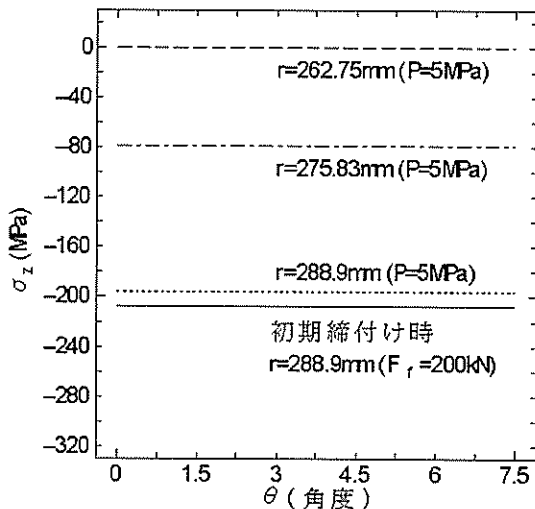


図7 20インチ管フランジ締結体における周方向(θ)ガスケット接触応力分布

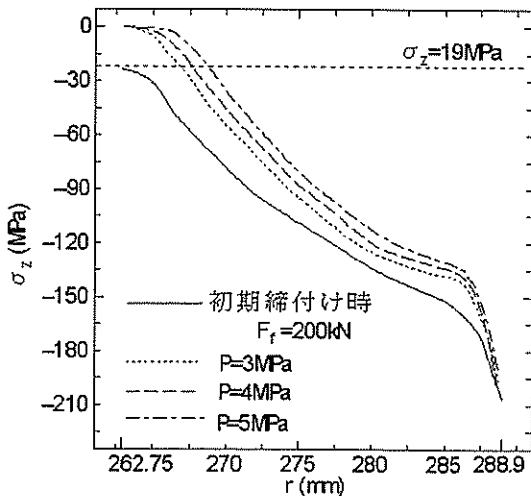
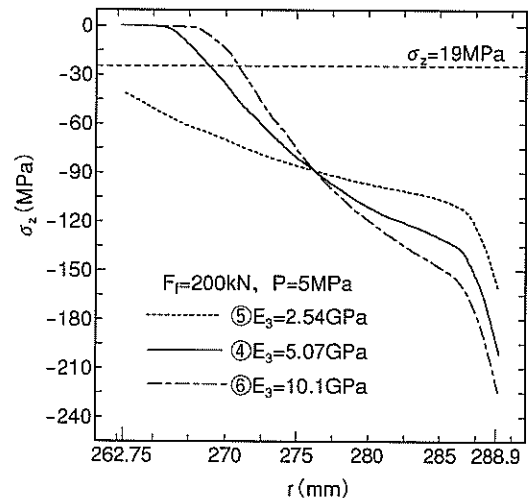


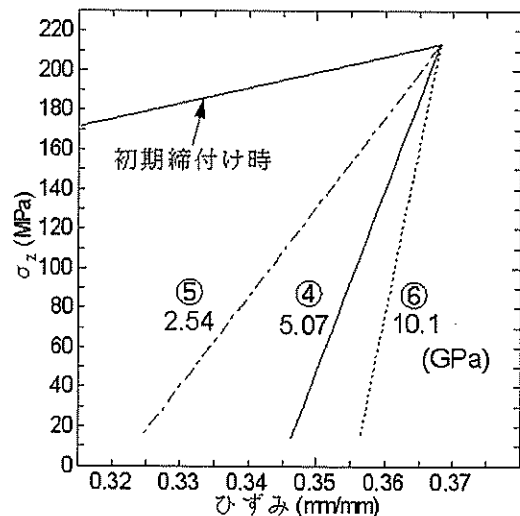
図8 20インチ管フランジ締結体における半径方向におけるガスケット接触応力分布($\theta=0^\circ$)

ガスケット接触応力分布を示している。縦軸はガスケット接触応力 σ_z 、横軸は図2に示すように周方向の角度 θ ($=0^\circ \sim 7.5^\circ$)である。初期締付け力は $F_i=200\text{kN}$ 、内圧は $P=5\text{MPa}$ とした。なおガスケットは管フランジとの接触面(フィラー部)のみをモデル化しており、初期締付け時におけるガスケット外周部 $r=288.9\text{mm}$ の応力分布、内圧作用時におけるガスケット内周部 $r=262.75\text{mm}$ 、中間部 $r=275.9\text{mm}$ および外周部 $r=288.9\text{mm}$ の周(θ)方向応力分布を示している。周方向の応力分布の差異は極めて小さいことが分かる。このため半径方向のガスケット接触応力分布に関しては図2に示す $\theta=0^\circ$ (ボルト中心軸線上)の応力分布を用いる。

図8は大口径管フランジ締結体の半径(r)方向におけるガスケット接触応力分布を示している。初期締付け力は $F_i=200\text{kN}$ 、内圧は $P=3, 4$ および 5MPa (圧力-温度基準⁽¹⁷⁾)における許容最大内圧)とした。内圧が作用すると平均ガスケット接触応力は減少することが分かる。特に



(a) 20インチ管フランジ締結体におけるガスケットの縦弾性係数 E_3 がガスケット接触応力分布におよぼす影響



(b) インチ管フランジ締結体における徐荷時の渦巻き型ガスケットの縦弾性係数 E_3 の値の変化

図9

ガスケット内周($r=262.75\text{mm}$)付近ではガスケット接触応力がゼロ、すなわち管フランジとガスケット接触面が分離することが示されている。また図中のガスケット接触応力 $\sigma_z=19\text{MPa}$ を示す破線は、本実験により得られた新ガスケット係数 G_b の値である(表3参照)。新ガスケット係数の定義^{(10)~(13)}から新ガスケット係数 G_b は、タイトネスパラメータ $T_p=1$ の時のガスケット接触応力である。 $T_p=1$ は極めて小さい値であり密封性能は低い。従って $\sigma_z=19\text{MPa}$ 以下の部分はほとんど密封に寄与していないと仮定した。大口径管フランジ締結体の場合、内圧が作用するとガスケット接触応力の減少だけでなくガスケット有効幅、すなわちガスケットの密封に対して有効な接触面積も減少すると言える。従来の規格では初期締付け時のガスケット接触幅を規定しているのみで、内圧作用時は規定していない。さらに初期締付け時のガスケット接触幅も経験的仮定にのみ依存し、筆者らの計算結果とはかなり異なる。

図9(a)は大口径管フランジ締結体の内圧作用時(ガスケット除荷時)におけるガスケットの縦弾性係数 E_3 が、ガスケット接触応力分布におよぼす影響を示している。初期締付け力は $F_t=200\text{kN}$ 、内圧は $P=5\text{MPa}$ とした。また、図9(b)はこのとき用いた除荷時におけるガスケットの応力-ひずみ関係における傾き、すなわち縦弾性係数を示しており、④ $E_3=5.07\text{GPa}$ (標準、図2参照) ⑤ $E_3=2.54\text{GPa}$ (1/2倍)および⑥ $E_3=10.1\text{GPa}$ (2倍)とした。なお負荷時におけるガスケットの応力-ひずみ関係は一定とし、図4に示す断片線形直線である。図9よりガスケット除荷時(内圧作用時)におけるガスケットの縦弾性係数 E_3 が小さくなると、内圧作用時におけるガスケットの密封に対して有効な接触面積が増加することが分かる。従って除荷時の縦弾性係数 E_3 が小さいガスケットを開発使用することにより密封性能が向上する可能性があると言える。同様に負荷時の応力-ひずみ関係における縦弾性係数 E_3 を変化させて計算を行ったところ、やはり負荷時の縦

弾性係数 E_3 の値が小さい方が、密封性能が向上することが予想された。すなわち、主に鋼製管フランジに対して、ガスケットの縦弾性係数は小さい方が密封性は良くなることを示唆している。そのようなガスケットの使用が推奨される。

図10は初期締付け時における平均ガスケット接触応力を $\sigma_{zm}=50\text{MPa}$ とし、内圧 $P=5\text{MPa}$ を作用させたときの大口径管フランジ締結体と小口径管フランジ締結体のガスケット接触応力分布の比較を示している。大口径管フランジ締結体(実線)のガスケット接触応力分布は小口径管フランジ締結体(破線)と比較して大きく変化していることが示されている。特にガスケット内周($r/a_3=1$)付近ではガスケット接触応力がゼロとなり、ガスケット接触面が分離している。平面座ガスケットを用いた管フランジ締結体は、ガスケットがボルト中心円直径よりも内周側に位置するため、ボルト初期締付け力 F_t によりフランジ部には曲げモーメントが発生しフランジが曲がる(傾く)。この現象は一般にフランジローテーションと呼ばれている。大口径管フランジ締結体のガスケット接触応力分布がガスケット内周から外周に向かって大きく傾く原因は、フランジローテーションの発生量が大きいためと考えられる。これに対し小口径管フランジ締結体に関しては、フランジローテーションがほとんど発生していないことが分かる。以上のガスケット接触応力分布から大口径管フランジの方が漏洩し易いことがお分かりいただけるであろう。また初期締付け時における平均ガスケット接触応力は大口径管フランジ締結体、小口径管フランジ締結体共に $\sigma_{zm}=50\text{MPa}$ であるが、内圧($P=5\text{MPa}$)が作用したときの平均ガスケット接触応力は大口径管フランジ締結体の方が小さい。この原因は大口径管フランジ締結体の方が小口径管フランジ締結体と比べて単位ガスケット接触面積当たりの内圧による軸方向引張り荷重 W' が大きいこと(大口径管フランジ締結体: $W'/A'=23.9\text{MPa}$ 、小口径管フランジ締結体: $W'/A'=12.2\text{MPa}$ 、ただし A' は全ガスケット接触面積)、および両者の内力係数 ϕ_g における値の差異によるものと考えられる⁽⁶⁾。すなわち、5.1で述べる小口径フランジ締結体の内力係数の値は正であるのに対して、大口径フランジ締結体の内力係数の値は負となる。内力係数の値が負になることは、逆に言えばフランジローテーションが発生すると言える。

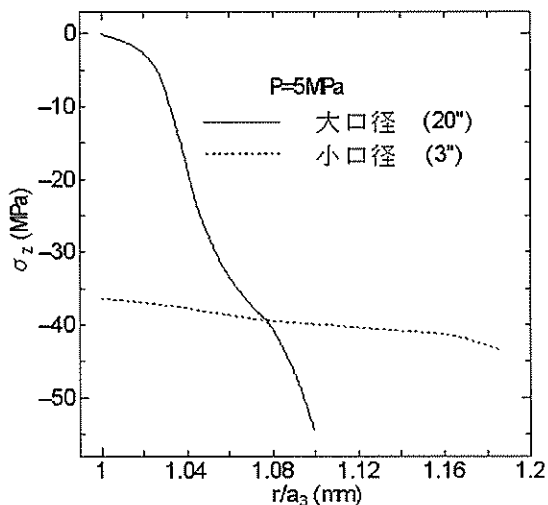


図10 20インチと3インチ管フランジ締結体におけるガスケット接触応力分布の比較

5. 解析結果と実験結果の比較

5.1 内力係数

写真1は大口径管フランジ締結体のボルト締付け状態を示している。トルクレンチを用いてボルトに貼られたひずみゲージの出力を見ながら、各ボルト軸力が所定の軸力となるように締付け作業を行った。

図11は本実験に用いた大口径管フランジ締結体のボルト軸力変動(内力係数 ϕ_g)^{(1)~(6)}を示している。縦軸はボ

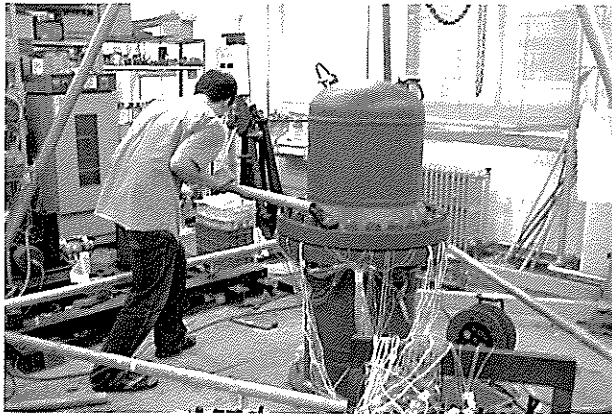


写真1 20インチ管フランジ締結体のボルト締め付け状況

ルト軸力 $F_t + F_c$ 、横軸は内圧 P である。実線は解析結果、破線は実験結果を示している。なお、 $F_t = 200\text{kN}$ である。内圧 P の作用に対してボルト軸力の増減分 F_c はほぼ線形的に減少している。除荷時と負荷時では若干ヒステリシス(矢印)を生じているが P と F_c の関係はほぼ線形であり、この関係から内力係数 ϕ_g は $\phi_g = F_c / (W/N)$ で求められる。なお $W = \pi a_s^2 P$ であり、 N はボルト本数である。大口径管フランジ締結体の内力係数 ϕ_g の値は解析結果より $\phi_g = -0.226$ 、実験結果より $\phi_g = -0.229$ となり、解析結果と実験結果はかなり良く一致している。また内圧が作用するとボルト軸力は減少することが分かる。これは前節で述べたフランジローテーションの影響と考えられる。また小口径管フランジ締結体の $\phi_g^{(1)-(6)}$ は解析結果より $\phi_g = 0.161$ 、実験結果より $\phi_g = 0.165$ である。いずれも本解析結果と実験結果はかなりよく一致している。ガスケット接触面から失われる圧縮力 F_c はボルト1本当たり $F_c = (1 - \phi_g)W/N$ で表され、内力係数が小さくなるとガスケット接触面から失われる圧縮力は大きくなる。すなわち軸方向外力 W は $W = F_t + F_c$ となるので、 F_c の値が内力係数より小さいと分かれば、 F_c の値が相対的に大きくなる。これはガスケット接触応力の減少が大きいことになる。大口径

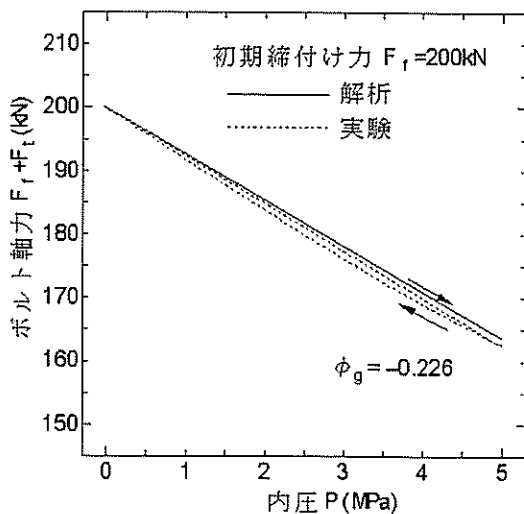


図11 20インチ管フランジ締結体におけるFEMと実験による内力係数の比較

表2 初期締め付け時応力を用いた新ガスケット係数の比較

	実験 (初期締め付け時応力)		PVRC実験
	大口径	小口径	
a	0.370	343	0.273
G_b (MPa)	15.8	14.1	19.1
G_s (MPa)	8.0×10^{-2}	1.5×10^{-13}	2.3×10^{-8}

管フランジ締結体の内力係数 ϕ_g の値は負であり、内圧によるガスケット接触応力の減少がさらに大きくなるため初期締め付け力の設定の際には注意が必要である。逆に言えば小口径管フランジ締結体と同じ設計基準を用いて本稿で扱っている大口径管フランジ締結体のボルト初期締め付け力を設定した場合、内力係数 ϕ_g の値が負であること、と単位ガスケット面積当たりの内圧による軸方向荷重 W が大きいことにより内圧作用時のガスケット接触応力が不足する可能性がある。

5.2 漏洩量測定実験結果

図12はPVRC(米国、圧力容器研究委員会)のROTT(室温における漏洩試験)実験結果と比較のために実際の大口径管フランジ締結体を用いて行った漏洩量測定実験結果を示している。縦軸はガスケット応力 S_g 、横軸はタイトネスパラメータ T_p である。なおガスケット応力 S_g は初期平均ガスケット接触応力とし内圧作用によるガスケット応力の減少は考慮していない。

表2は本実験から得られる大口径管フランジ締結体および小口径管フランジ締結体の新ガスケット係数(G_b , a, G_s)⁽⁶⁾と、PVRC方式のROTT実験から得られる新ガスケット係数の比較を示している。本実験結果におけるガスケット接触応力は初期平均ガスケット接触応力である。表2に示されるように内圧の作用によるガスケット接触応力の減少を考慮しない場合、本実験から得られる新ガスケット係数とPVRCの新ガスケット係数との差異は大きい。すなわちPVRCの新ガスケット係数はほぼ一様なガスケット応力下での漏洩試験であり、実際の管フランジ締結体のように半径方向に応力の分布が発生する場合には、新ガスケット係数をどのように適用するかが大きな問題である。

表3は解析から得られる内圧作用時の平均ガスケット接触応力を用いて算出した新ガスケット係数を示している。ただし大口径管フランジ締結体に関しては、ガスケット有効接触面積を考慮し、ガスケット接触応力 $\sigma_z =$

表3 実際のガスケット接触応力を用いた新ガスケット係数の比較

	実験 (実際の応力)		PVRC実験
	大口径	小口径	
a	0.290	0.305	0.273
G_b (MPa)	19.0	16.5	19.1
G_s (MPa)	8.3×10^{-4}	2.8×10^{-8}	2.3×10^{-8}

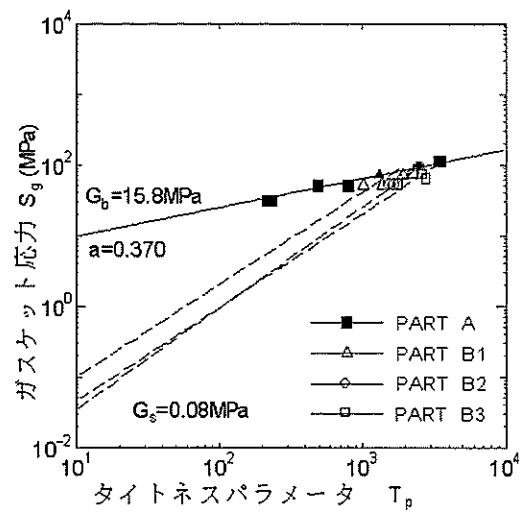


図12 20インチ管フランジ締結体を用いた漏洩測定実験結果

19MPa以上(図8)の平均値を用いた。従ってこれらの係数が実際のガスケット接触応力とタイトネスパラメータ T_p の関係を表すことになる。またPVRCの値との差異は小さくなることが示されている。すなわち実際のフランジ締結体における内圧作用時の実際のガスケット接触応力を用いれば、PVRCによる新ガスケット係数の値と近くなるのは当然であり、実際のガスケット接触応力の使用が望まれる。そのためには再三述べているように、内力係数を設計段階でより正確に推定することである(この点に関しては別の機会に述べたい)。

なお、図12に示す実際の管フランジ締結体を用いた場合は、PVRC⁽⁸⁾⁻⁽¹⁴⁾のPART Bに対応する G_s を求めるための測定は意味を持たない。しかしPVRCのROTTにおける新ガスケット係数 G_s ⁽⁸⁾⁻⁽¹⁴⁾ の比較のため実際の管フランジ締結体を用いて、ボルト軸力を減少させて漏洩実験を行っている。PVRCのPART Bにおける実験は、実際の締結体の挙動すなわち図1に示す内圧作用時における F_c の値、つまり内力係数の値が求められないためである。このため経験的な実験手法となっていると推測される。

5.3 ボルト初期締付け力の決定

表4はある内圧作用時タイトネスパラメータ T_p を与えた時、本実験および解析結果から得られるボルト初期締付け力 F_i とPVRC方式の決定方法から得られるボルト初期締付け力 F_i を示している。表4(a)は内圧作用時タイトネスパラメータが $T_p=100$ 、表4(b)は $T_p=500$ 、表4(c)は $T_p=1000$ の時のボルト初期締付け力 F_i を示している。作動内圧は $P=5\text{MPa}$ (圧力-温度基準による大口径管フランジ締結体の最大許容内圧) を想定している。図13および図14はそれぞれのボルト初期締付け力 F_i の決定方法を示しており、決定方法は以下の通りである。

① ガスケット接触応力分布を用いた決定方法

図13(a)は管フランジ締結体のガスケット接触応力と内圧 P の関係を示しており、内圧 P が大きくなると平均

ガスケット接触応力が F_i/A から $(F_i-F_c)/A$ に減少する様子を示している。なおガスケット接触面積 A はFEM解析より求める。また図13(b)は管フランジ締結体の内圧作用時ガスケット応力 S_g と内圧作用時タイトネスパラメータ T_p の関係を示している。大口径および小口径管フランジ締結体それぞれに対して、ある内圧作用時タイトネスパラメータ T_p (点C、図13(b)) を実現するために必要な内圧作用時ガスケット接触応力は本研究の実際の管フランジによる漏洩量測定実験結果(表3)を用いて図13(b)の点Dとなる。またその内圧作用時ガスケット接触応力(点D、図13(b))は、図13(a)における点Fでの内圧作用時ガスケット接触応力 $(F_i-F_c)/A$ と同一である。点F(図13(a))に対する初期締付け時のガスケット接触応力 F_i/A は点G(図13(a))となる。初期締付け時に必要なガスケット接触応力(点G、図13(a))は、有限要素解析により内圧作用時ガスケット接触応力(点F、図13(a))から逆問題として求める。初期締付け力 F_i は初期締付け時ガスケット接触応力(点G、図13(a))とガスケット接触面積 A から算出される。

② PVRC方式の決定方法

図14はPVRC方式⁽¹⁰⁾⁻⁽¹⁴⁾によるボルト初期締付け力 F_i の決定方法を示している。常温において内圧作用時タイトネスパラメータ T_p (点J、図14)に対して、初期締付け時タイトネスパラメータ T_{pm} (点L、図14)は T_p (点J、図14)の

	S_g (MPa)	初期締付け応力 (MPa)	初期締付け力 F_i (kN)
大口径	72	102	209
小口径	67	77	32
PVRC	大口径	23	94 (155)
	小口径	35	21 (31)

(a) $T_p=100, P=5\text{MPa}$

	S_g (MPa)	初期締付け応力 (MPa)	初期締付け力 F_i (kN)
大口径	115	141	289
小口径	110	119	50
PVRC	大口径	50	147 (238)
	小口径	63	32 (48)

(b) $T_p=500, P=5\text{MPa}$

	S_g (MPa)	初期締付け応力 (MPa)	初期締付け力 F_i (kN)
大口径	141	162	332
小口径	136	143	60
PVRC	大口径	67	177 (289)
	小口径	79	39 (58)

(c) $T_p=1000, P=5\text{MPa}$

表4 ボルト初期締付け力 F_i の決定

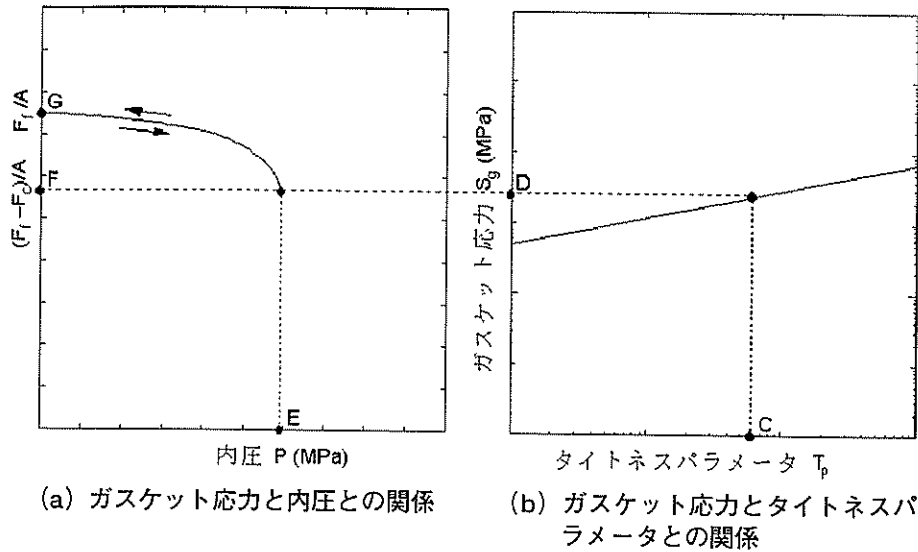


図13 FEM解析によるガスケット応力を用いた場合のボルト初期締め付け力の決定方法

1.5倍とされている*2。(脚注*2: P V R C内のB F C (bolted flanged connections committee、ボルト締結体委員会)の主力メンバーであり、当初からこの新ガスケット係数作成に係っていた、Jim Payne氏に聞いたところ、設計マージンと言っていた。規格でも耐圧試験は通常の圧力の1.5倍であり、この流れで経験的に1.5倍としたとのことであった。)図13と図12を比較すると、P V R C方式はタイトネスパラメータを変化させてボルト初期締め付け力を決定しようとしている。他方筆者らはガスケット接触応力の変化をとらえ、実際のガスケット応力を用いているところが異なっている。なおPART B線上の S_{m1} は内圧作用時ガスケット接触応力(点M、図14)を示している。 S_{m1} は新ガスケット係数(G_b, a, G_s)およびタイトネスパラメータを用いて次式で与えられる^{(10)~(14)}。

$$(2) \quad S_{m1} = G_s \left\{ \frac{G_b}{G_s} (T_{pa})^a \right\}^{1/m}$$

なお T_{pa} は初期締め付け時タイトネスパラメータ $T_{pa} = 1.5T_p$ 、 T_p は初期締め付け時タイトネスパラメータと内圧作用時タイトネスパラメータの対数比 $T_r = \log(T_{pa}) / \log(T_p)$ である。また内圧作用によるガスケット接触面積の減少(内圧のしみ込み)とガスケット接触応力の減少 H/A_g (図14)を考慮した内圧作用時ガスケット接触応力 S_{m2} (点M'、図16)は次式で与えられる(室温)。なお $H (= P \cdot A_i)$ はしみ込みを考慮した場合の内圧による軸方向引張り荷重(エンドフォース)、 A_i は内圧のしみ込みを考慮した内圧作用断面積、 A_g は初期ガスケット接触面積(しみ込みを考慮しない)である⁽¹²⁾。 A_i と A_g は規格中で推定されたガスケット有効幅を用いて得られる値であり、先に述べた解析によるAの値とは異なる。

$$(3) \quad S_{m2} = \frac{S_{ya}}{1.5} - P \frac{A_i}{A_g}$$

なお S_{ya} は初期ガスケット接触応力と呼ばれ、ボルトの締め付け効率 A_c とした場合 $S_{ya} = G_b (T_{pa})^a / A_c$ となり、 $A_c = 1.0$

(締め付け効率100%)の時、 S_{ya} は点N(図16)のガスケット応力と同一であり、PART AとPART Bの交点となる。理想的には S_{m1} と S_{m2} (点Mと点M')は同一となることが望まれる。

P V R Cでは S_{m1} と S_{m2} 、さらに $2P$ (作動内圧Pの2倍)とガスケット固有の最小ガスケット接触応力 S_L を加えて計4つの応力値の中で、最も大きい応力値を内圧作用時ガスケット接触応力 S_{m0} とするとしている。ボルト1本当たりのボルト初期締め付け力 F_i は内圧作用時ガスケット接触応力 S_{m0} と内圧Pによるガスケット接触応力の減少を考慮して次

式で表される。なおNはボルト本数である。

$$(4) \quad F_i = (S_{m0} \cdot A_g + P \cdot A_i) / N$$

本研究で用いたうず巻形ガスケットの場合、内圧作用時タイトネスパラメータ T_p が $T_p = 100, 500, 1000$ のいずれの場合も S_{m2} の値が S_{m1} 、 $2P$ および S_L の値よりも大きい。例えば $T_p = 1000$ のとき、 S_{m1} の値は小口径および大口径管フランジ締結体いずれの場合も40.3MPaである。 S_{m2} の値は小口径管フランジ締結体が79.1MPa、大口径管フランジ締結体が66.6MPaである。また $2P = 10MPa$ 、 $S_L = 6.2MPa$ となり、 $S_{m2} > S_{m1} > 2P > S_L$ となる。したがって S_{m2} の応力値を用いて式(4)からボルト初期締め付け力 F_i を決定する。さらに念のため初期ガスケット接触応力 S_{ya} (締め付け効率 $A_c = 1.0$)を用いて F_i の算出を試みてみる。

表4において①の方法から得られるボルト初期締め付け力 F_i (ボルト1本)を示している。また表中のP V R Cは②の方法(S_{m2})から得られるボルト初期締め付け力 F_i を示しており、括弧中に示す値は初期ガスケット接触応力 S_{ya} を用いて計算される F_i である。 S_g は①および②の方法から得ら

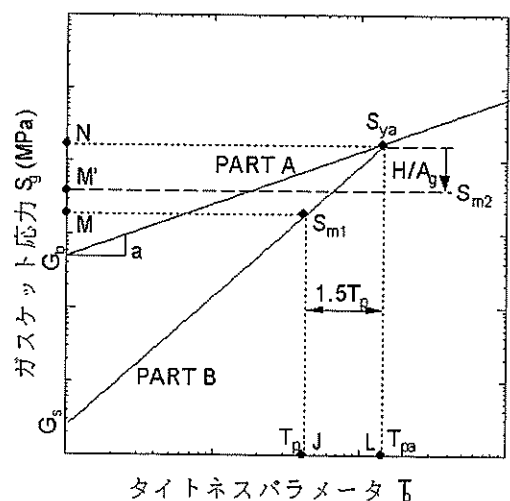


図14 P V R C法によるボルト初期締め付け力の決定

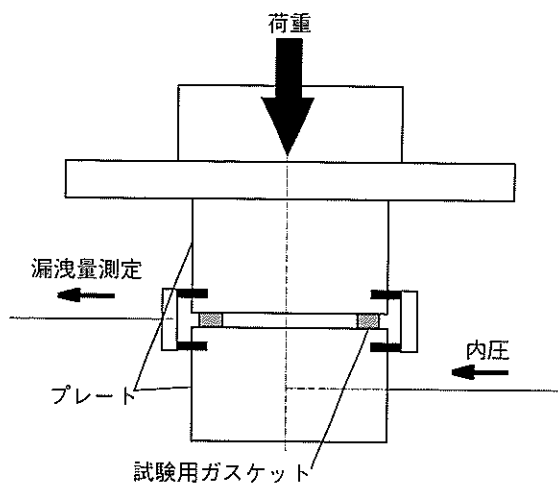


図15 ガスケット漏洩試験 (ROTT) の実験装置

れる内圧作用時ガスケット接触応力(図13の点Dと点Fおよび図14の点M')、初期締付け応力は①の方法から得られる初期締付け時ガスケット接触応力(図13の点G)を示す。表4より大口径と小口径管フランジ締結体いずれの場合も、本解析および実験から得られるボルト初期締付け力 F_i とP V R C方式により得られるボルト初期締付け力 F_i の差異は大きく、P V R C方式により得られる F_i の方が小さいことが示されている。大きな差異が生じる根本的原因は推定された内圧作用時ガスケット接触応力 S_g の差異にあると考えられる。P V R C方式から得られる内圧作用時ガスケット接触応力 S_g (P V R Cでは S_{m0} と呼ぶ)は、本実験および解析から得られる値よりも極めて小さい。したがってP V R C方式における式(3)(①の方法における図13(a)に相当)が仮に妥当であったとしても、適切なボルト初期締付け力 F_i を得ることは極めて困難である。実際には式(4)が妥当であるとは言えず、実際の管フランジ締結体では内圧によるガスケット接触応力の減少だけではなく、ボルト軸力の増減が発生する。すなわち式(4)の左辺は実際には F_i ではなく、厳密には $(F_i + F_i)$ となる。 F_i の増減分が大きいと誤差は大きくなる。基本的に従来の方法およびP V R Cの方法では、図1に示す F_i (内力係数)および F_c を求める不静定問題が解かれず、仮定を重ねているため、実験の値と大きい差異が生じることになると考えられる。

小口径管フランジ締結体と比較して大口径管フランジ締結体の方が、①の方法(本実験および解析)と②の方法(P V R C方式)から得られるボルト初期締付け力 F_i の差異が大きく、最大で約55%である。この原因はP V R C方式から得られる内圧作用時ガスケット接触応力 S_g (S_{m0})の推定値が小さいことと大口径管フランジ締結体(20インチ)の内力係数 ϕ_g が負となり、内圧作用によるガスケット接触応力の減少量が大きいためと考えられる。しかし式(3)にはこのような点が考慮されていない。以上よりP V R C方式によりボルト初期締付け力 F_i を決定した場合、内

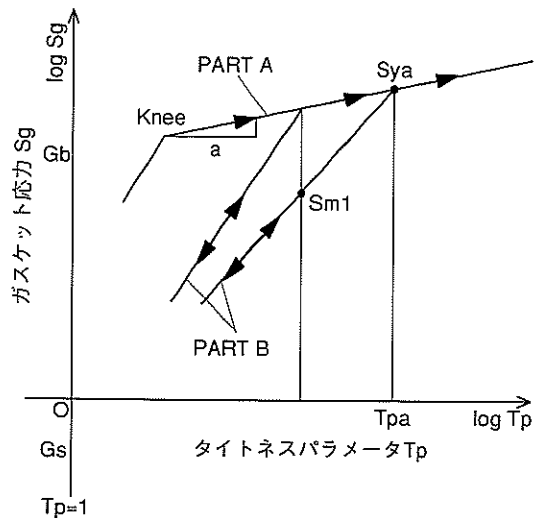


図16 ガスケット応力とタイトネスパラメータとの関係

圧作用時の密封性能が不足する可能性があり注意が必要である。

また念のため行った S_{ya} を用いる場合、内圧が $P = 5$ MPa程度までなら小口径管フランジ締結体に関しては、 S_{ya} から必要なボルト初期締付け力 F_i をかなりの精度で決定することができるが示されている。しかし大口径管フランジ締結体に関しては、①の方法(本実験および解析)から得られるボルト初期締付け力 F_i と S_{ya} から得られるボルト初期締付け力 F_i の差異は大きい。大口径管フランジ締結体のボルト初期締付け力を設定する際には以下のことに注意する必要がある。(1)ガスケット有効接触面積が減少する、(2)単位ガスケット接触面積に対する内圧による軸方向引張り荷重 W が大きい、(3)内力係数 ϕ_g が小さくなり(負となる場合もある)、内圧によるガスケット接触面から失われる荷重が大きい。以上のことをふまえた上で設計する必要があり、基本的には内圧作用時のガスケット残留応力をより正確に推定する必要がある。

内圧作用時タイトネスパラメータを $T_p = 1000$ とした場合、 S_{mi} におけるタイトネスパラメータ T_p の値は $T_p = 1000$ となるべきであるが、実際には $T_p = 832$ である。 S_{mi} は式(2)に示すように新ガスケット係数(G_p, a, G_s)を用いて算出されるが、係数 G_s を実験(ROTT)により得ることは難しく(PART Bは $T_p = 1$ で収束するとされている^{(10)~(14)}が実際には収束しない)、係数 G_s の妥当性については疑問が残る。またP V R C方式のボルト初期締付け力決定法^{(8)~(14)}における初期締付け時タイトネスパラメータ T_p が内圧作用時タイトネスパラメータ T_{pm} の1.5倍であるという理論的根拠は無い。内圧作用時タイトネスパラメータを $T_p = 1000$ とした場合、大口径管フランジ締結体に関して初期締付け時タイトネスパラメータ T_{pm} を内圧作用時タイトネスパラメータ T_p の1.5倍ではなく約4倍、小口径管フランジ締結体の場合は約3.2倍としたとき、①の方法から得られるボルト初期締付け力 F_i とほぼ一致する。実際のボルト初期締付け力 F_i の決定においては、P V R C方式の

決定方法は簡易であり適切であるが、内圧作用時ガスケット接触応力の推定値が極めて小さい。また応力挙動の異なる2つの管フランジ締結体に関して許容漏洩量からボルト初期締付け力 F_i を決定する場合、全く同一のボルト初期締付け力決定方法を使用して正確な許容漏洩量を得ることは困難である。すなわち、内圧作用時のガスケット残留応力をより正確に推定することが重要であり、P V R Cの方式ではボルト初期締付け力 F_i が危険側となる。すなわちP V R C方式では、ボルト初期締付け力の決定は経験的であり、理論的根拠はない。このため、フランジローテーションを起こす本稿のような大口径フランジ締結体の場合にはボルト初期締付け力が不足する。すなわち漏洩しやすいのである。

一方、大口径および小口径管フランジ締結体の応力挙動に大きな差異が生じるのは、主に両者の形状(寸法)の差異が原因と考えられる。表5は大口径および小口径管フランジ締結体の応力挙動に関して、特に影響を与えると考えられる形状(寸法)の差異を示している。①はうず巻形ガスケットのフィラー部面積、②はボルト有効径を用いて算出したボルト総有効面積(大口径: M33×24、小口径 M20×8)、③は(ガスケットフィラー面積/ボルト総有効面積、①/②)、④はボルト穴中心円直径、⑤は隣接する2つのボルト穴中心距離 $l = (\text{ボルト中心円直径} \times \pi) / \text{ボルト穴数}$ 、⑥はフランジ厚さを示す。大口径管フランジ締結体のボルト1本当たりのガスケット接触面積は小口径管フランジ締結体のそれよりも大きいことが分かる。またボルト穴中心間距離の差異(6.35倍)に対してフランジ厚さの差異は2倍であり、大口径管フランジ締結体のフランジ厚さは小口径管フランジ締結体と比べて相対的に小さい。このように大口径管フランジおよび小口径管フランジ締結体の形状(寸法)に比例関係は成り立たず、両者の応力挙動(特にガスケット接触応力分布)に大きな差異が生じる結果となっている。

6. おわりに

「大きい管フランジは何故漏洩しやすいか？」に対するシンプルな答えは、フランジローテーションによってガスケット面圧の減少が大きいこと、管フランジの各部の寸法比が小さいフランジと異なるからである。対策はボルト初期締付け力を大きくとる。P V R Cなどの寸法に基づくボルト初期締付け力では大きく不足するので、ボルトの強度区分を考え(高強度ボルトの使用、管フランジ規格にはボルトの強度区分がない)、科学的根拠を持ってより高い初期締付け力の設定が有効と推測される。ガスケットに関して理論的帰着として簡単に言えば、縦弾性係数の小さいおよび厚いガスケットが密封性能向上には有効である。

	大口径	小口径	大口径/小口径
① スケットフィラーの面積 (mm ²)	45319.5	3315.8	13.67
② ボルト総有効断面積 (mm ²)	17796.8	2121.7	8.39
③ ①/②	2.546	1.563	1.63
④ ボルトピッチ円直径 (mm)	686.0	108.0	6.35
⑤ 隣接ボルト間の距離 (mm)	44.9	33.0	1.36
⑥ フランジ厚さ (mm)	63.5	31.8	2.00

表5 20インチと3インチ管フランジ締結体における寸法比

本稿では、内圧作用時のガスケット接触応力分布を把握することが管フランジ締結体の漏洩評価には重要であることを指摘し、呼び径20インチと3インチの管フランジ締結体に関して、うず巻形ガスケット(日本バルカー製)の応力-ひずみ関係の負荷時と除荷時におけるヒステリシスと非線形性を考慮した弾塑性有限要素解析により内圧作用時のガスケット接触応力分布を明らかにした。さらに得られた応力分布を用いて与えられたタイトネスパラメータ T_p に対するボルト初期締付け力を決定した。

P V R C方式に関して大口径管フランジ締結体については、初期タイトネスパラメータ T_p を内圧作用時タイトネスパラメータ T_p の約4倍、小口径管フランジ締結体については約3.2倍とした時、ガスケット接触応力分布および(4)の結果を用いて得られるボルト初期締付け力 F_i とほぼ一致することを指摘した。すなわち、本稿で指摘するように内圧作用時のガスケット残留応力をより正確に推定することにより、より正確な漏洩評価が可能であることを示すと共に、P V R C方式では危険側になる可能性を指摘した。P V R C方式は経験則に基づいているので危険なことが多い。注意を要する。要約すると、従来考えられていたボルト初期締付け力の大きさでは漏洩防止に対して必ずしも安全ではなく、ガスケット性能を考えながら科学的根拠を持ってボルト初期締付け力を大きく取ることである。

規格管フランジは歴史もあり、実績もあり、正しく使用(?)されているときには漏洩事故など発生しないと考えるのものである。しかし阪神淡路大震災のような予想外の荷重が作用して、漏洩が発生した管フランジ締結体の例が多く見られる。筆者の個人的意見であるが、規格は少なくともかなり昔の技術の蓄積であり、現在の技術成果が入りにくい分野と推測される。このため、規格管フランジの設計法に基づいての設計と施工は、必ずしも安全が保証されているとはいいがたい。規格による管フランジ締結体の設計にあたって、ボルトと管フランジに対する許容応力がかなり低く設定されているが、締結体の漏洩問題に対しては安全でないことが世界的に認識されつつある。さらなる技術の改良が必要であり、特にガスケット技術(Gasketing Technology)とボルト締結技術(Bolting Technology)の高度化と精密化およびそれらの総合化に今後の発展がかかっているように思える。

付 録

附 1 P V R Cによるタイトネスパラメータ T_p と新ガスケット係数

附 1.1 ガスケット特性に関する最近の動向

従来のガスケット係数 (m, y) に対して新ガスケット係数 (G_b, a, G_s) の研究が、米国のP V R Cの中に設立されたボルト・フランジ締結体委員会(B F C)によりHsu博士を委員長として進められてきた。現在新ガスケット係数 (G_b, a, G_s) が (m, y) に代わる係数として、A S M EのBoiler & Pressure VesselコードのAppendixに規格化される状況になっているようである。ここではタイトネスパラメータおよび新ガスケット係数について簡単に述べる。なお詳細は文献⁽¹³⁾を参照されたい。

附 1.2 タイトネスパラメータ T_p

T_p はガスケット付きボルト締結体のガスケットからの漏洩をいかに表現するかの因子である。ガスケット応力と漏洩との関係が調べられた。内部流体を種々変え、ガスケットも外径150mmのうず巻形ガスケットなどとしたときの単位時間あたりの漏れ質量を測定した。その結果、内圧 P と質量漏洩量 L_m の間に、 $P = (\text{const}) \times (L_m)^a$ の関係があることが分かった。実験的には内部流体の種類により“ a ”の値はばらつきが大きいが、層流理論から $a = 0.5$ としている。さらに内圧 P^* 作用時に、150mmの外径のガスケットからの単位時間あたりの漏洩質量を L_m^* (参照漏洩量、1mg/s/150mm)としたとき、タイトネスパラメータ T_p を式(1)により定義している。

$$(1) \quad T_p = \frac{P}{P^*} \left(\frac{L_m}{L_m^*} \right)^a$$

表1は実用上の目安としてタイトネスクラス T_c を与えている。内部流体が水や空気の場合はタイトネスクラス

を T_1 とすることを推奨している。しかし一般的にはタイトネスクラス T_3 (tight)が使われるようである。

附 1.3 P V R Cの提案する新ガスケット係数 G_b 、 a および G_s の定義

室温でのガスケット漏洩試験(R O T T)から得られた新ガスケット係数“ G_b ”、“ a ”および“ G_s ”について述べる。図15はガスケット漏洩試験(R O T T)で用いた試験装置を示す。二枚のプレートにガスケットを挟み、荷重を加え、漏洩試験を行う。図16はガスケット応力-タイトネスパラメータ線図を示す。縦軸はガスケット応力を、横軸はタイトネスパラメータ T_p を示す。漏洩実験においては、まずあるガスケット応力に対して、内圧を変化させタイトネスパラメータ T_p の値を測定する。さらに徐々にガスケット応力を増大させ、そのときのタイトネスパラメータ T_p の値を測定する。これが図中“PART A”で示されている部分である。一応初期締付け状態に対応していると考えられる。次に内圧を一定に保ちガスケット応力を減少させ、そのときのタイトネスパラメータ T_p の値を測定した時が、“PART B”で示す部分である。これは締結体が内圧作用状態で使用されていると考えられている。 $T_p = 1$ の時の“PART A”の直線が縦軸と交わる点のガスケット応力が“ G_b ”の値を表す。このときの“PART A”の直線の傾きがガスケット係数“ a ”を表す。さらに“PART B”の直線においてガスケット応力を変化させ始める位置(図中 S_{ya})によらず $T_p = 1$ の点で交わると考え、この点の応力を“ G_s ”と表している。実際に実験を行うと、なかなか一点で交わらないようである。さらにタイトネスパラメータ T_p が小さい部分では“Knee”(折れ曲がり)が生じるため、タイトネスパラメータ T_p の値が大きい部分で使用する必要がある。

〈参 考 文 献〉

- (1) 沢・熊野・小林・伊藤, 日本機械学会論文集, 49-445, 1149, (1983)
- (2) 沢・熊野, 日本機械学会論文集, 50-445, 1383, (1984)
- (3) T. Sawa, N. Higurashi, and H. Akagawa, ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, 497, 113, (1991)
- (4) T. Morohoshi, and T. Sawa, ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, 207, 116, (1994)
- (5) T. Sawa, T. Hirose, and Y. Nakagomi, ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, 115, 118, (1996)
- (6) T. Sawa, O. Naofumi, ASME Analysis of Bolted Joint 2001, PVP 302, 102, (2001)
- (7) 安藤, バルブ技報, 日本バルブ工業会, 40, 36, (1998)
- (8) 西田, バルカーレビュー, 24-10, 1, (1980)
- (9) 岩浪・近森, パッキン技術便覧, 産業図書, 51, (1973)
- (10) K. H. Hsu and James R. Payne, ASME, Valves, Bolted Joints, Pipe Supports, and Restraints 1992, PVP 236, 79, (1992)
- (11) K. H. Hsu, James R. Payne and J. R. Winter, ASME, Advanced Computer Applications 1994, PVP 274, 53, (1994)
- (12) John H. Bickford, Gaskets and Gasketed Joints, Marcel Dekker, 423, (1997)
- (13) 西田, バルカーレビュー, 39-12, 1, (1995)
- (14) 沢, 第11回圧力設備の材料, 設計, 施工, 維持管理講習会テキスト, 日本高圧力技術協会, 92, (2001)
- (15) JPI-7S-15-70, -43-72
- (16) F. Ando, T. Sawa, M. Ikeda, and T. Furuya, ASME, Component Analysis and Evaluation, Aging and Maintenance, and Pipe Supports 1998, PVP 376, 39, (1998)
- (17) ASME/ANSI B 16.5, PRESSURE-TEMPERATURE RATINGS, (1988)
- (18) 沢・尾方・西田・山中, 圧力技術, 日本高圧力技術協会, 40-3, 114, (2002)