繰返し内圧及び温度変化を受ける管フランジ締結体の有限要素応力解析と密封性能評価*

大宮 祐也^{*1}, 沢 俊行^{*2}, 高木 愛夫^{*3}, 鳥居 広康^{*4}

FEM Stress Analysis and Sealing Performance Evaluation of Pipe Flange Connection under Cyclic Internal Pressure and Thermal Changes

Yuya OMIYA^{*1}, Toshiyuki SAWA, Yoshio TAKAGI and Hiroyasu TORII

^{*1} Graduate School of Engineering, Hiroshima University
1-4-1, Kagamiyama, Higashihiroshima city, Hiroshima, 739-8527, Japan

The effects of cyclic internal pressure and thermal changes on the sealing performance and mechanical behaviors in pipe flange connection are examined using the FEM analyses for pipe flange connections with spiral wound gasket (SWG). The contact gasket stress distributions and the axial bolt forces taking into account the cyclic internal pressure and thermal changes are demonstrated. The load (internal pressure, thermal changes) sequences are determined from the conditions for actual pipe flange connections used in petroleum and chemical plants. Furthermore, the effect of material differences between pipe flange and bolts on the contact gasket stress distribution are examined. From the FEM results, it is found that the contact gasket stress reduces to be the smallest when a plant is restarted. The reduced contact gasket stress should be taken into account in the sealing design of the connection. On the other hand, the leakage tests were carried out to verify the FEM results and the effect of number of cycles (for 21 days). A fairly good agreement is seen between the estimated amount of leakage due to the contact gasket stress distributions obtained from the FEM and the measured amount of leakage. It is found that the contact gasket stress decreases when the plant is restarted and as the temperature decreases. At that time, the contact gasket stress is the smallest which may lead to a leakage accident.

Key Words : Mechanical Structure, Pressure Vessel, Bolted Connection, Pipe Flange, Gasket, Internal Pressure, Thermal Condition, Sealing Performance, FEM Stress Analysis

1. 緒 言

石油精製, 石油化学プラントなどの各種機械構造物では, その配管接合部にガスケット付き管フランジ締結体が多用されている。最近の使用条件の過酷化に伴い, ガスケット付き管フランジ締結体は内圧作用下及び高温高圧作用下で使用されることも多い。ガスケット付き管フランジ締結体の内圧及び温度変動下における力学特性 (ガスケット接触応力分布及びハブ応力等) 及び漏えいに関わる密封性能については数多くの研究⁽¹⁾⁻⁽⁸⁾がなされている。これらの研究により管フランジ締結体に温度上昇が発生すると一般的にガスケット (ジョイントシート, うず巻き形など) と管フランジとの線膨張係数の差異からガスケット接触応力が上昇し, 管フランジ締結体の密封性能が向上することが知られている⁽⁸⁾。しかし, これらの結果は, 各種プラントの運転の工程全体から考えると, 配管締結の施工から運転開始までの一時的又は短期的な条件下のみでの結果である。実際の各種プラント内のガスケット付き管フランジ締結体はより長期的に使用されるためガスケットの応力緩和やクリープ特性によりガス

* 原稿受付 2012 年 8 月 23 日

^{*1} 正員, 広島大学大学院 工学研究科 機械システム工学専攻 (〒739-8527 広島県東広島市鏡山 1-4-1)

^{*2} 正員, フェロー, 広島大学大学院 工学研究科 機械システム工学専攻

^{*3} 正員, 東京電力(株) 技術開発本部 技術開発研究所 材料技術センター 構造材料技術グループ (〒230-8510 神奈川県横浜市鶴見区江ヶ崎町 4-1)

^{*4} 東京電力(株)

E-mail: d102646@hiroshima-u.ac.jp

ケット接触応力の低下や、また定期点検等により運転停止、再運転の運転温度から常温また運転温度までの繰返し熱負荷及び繰返し内圧変化がガスケット接触応力に与える影響が問題となっている。このような繰返し温度変化や繰返し内圧変動下の圧力機器のノズル⁽⁹⁾及び配管⁽¹⁰⁾の強度に関する研究がいくつかなされているが、管フランジ締結体接触面からの漏えいおよび密封性能評価に関する研究はなされていないようである。しばしば運転停止時及び再運転時に管フランジ締結体からの漏えい事故も発生している。しかし、その原因については不明のまま、ボルト初期締付け力の設定にも明確な根拠は乏しく、漏えい後、経験的にボルトの増し締めなどを行うこともあるようである。

また、ボルト・ナットと管フランジの材質が等しい場合を想定し、締結体に温度変動が発生する場合の単純なガスケットと管フランジの線膨張差のみによるボルト軸力変動及びガスケット接触応力変化の推定が検討されている。しかし実際の管フランジ締結体はボルトの初期締付け力の設計値、配管施工の作業性及び使用環境の観点からボルト・ナットの材質と管フランジの材質が異なる場合が発生するようである。これらフランジ材質の差異、特に管フランジ、ボルト及びガスケットの線膨張係数の差異が温度変動下での締結体のガスケット接触応力の変化及び密封性能に及ぼす影響に関する研究はあまりなされていない。このため締結体に温度変化や内圧が変化する場合に科学的根拠がないままに締結体ボルトの増し締めが行われているのが現状のようである。多大な漏えい事故を未然に防ぎガスケット付き管フランジ締結体をより長期的に安全に使用できる合理的設計法の確立のためには、これらの影響を検討する必要があると考えられる。しかしそのような研究はあまりなされていないのが現状であり、漏えい事故発生防止の対策が必要とされている。

世界的な管フランジ締結体設計は、作動流体が気体の場合にはガスケット部分から必ず微小漏えいが発生するという前提に立ち、米国の圧力容器研究委員会 (PVRC) がタイトネスパラメータ T_p 及び新ガスケット係数 G_b, a, G_s を用いた密封性能の評価法と、ボルト初期締付け力の決定方法を提案している^{(11)~(14)}。近年、国内でも、気体の漏えい量を用いて締結体の密封性能を評価する研究^{(15)~(18)}が行われている。

そこで、本研究は従来その研究があまりなされていない実際の管フランジ締結体が運転、運転停止、再運転により受ける繰返し温度変化及び内圧変化が管フランジ締結体の密封性能に及ぼす影響を明らかにし、さらにしばしば発生するプラントの再運転時のガスケットからの漏えい事故の原因にも言及し、より長期的に微小漏えいを考慮した管フランジ締結体の合理的設計法確立のための基礎的資料を提供することを目的としている。まず、運転、運転停止、及び再運転の一連サイクルを考慮した繰返し内圧変化及び温度変化作用下での、(1) 締結体のガスケット接触応力分布及びボルト軸力の変化を有限要素応力 (FEM) 解析により明らかにする。これらの結果に基づき、(2) 内圧作用及び温度変動下での漏えい量基準の管フランジ締結体のボルト初期締付け力の決定及びボルトの増し締め作業の必要性について検討する。(3) 管フランジ締結体設計に重要な管フランジとボルト・ナット材質の選定が管フランジ締結体のガスケット接触応力に与える影響についても検討し、従来発生している運転停止時及び再運転時での締結体からの漏えい事故に至る原因についても検討する。

他方で実際の管フランジ締結体を用いて同様の繰返し内圧変化及び温度変動下で漏えい量測定実験を行い、繰返し内圧変化及び温度変化が管フランジ締結体の密封性能に及ぼす影響を明らかにする。また、実験により得られた結果と FEM 応力解析より推定される漏えい量の結果を比較し、FEM 応力解析による漏えい量推定の妥当性を検討する。FEM 応力解析及び実験により一連のサイクルを厳密に検討した後、実務上で必要となる使用限度を検討するため複数回の繰返し温度変化が密封特性に及ぼす影響を 21 日間の漏えい量測定実験を行い明らかにする。

2. 有限要素応力解析

図 1 は内圧 P 及び温度変化が作用するガスケット付管フランジ締結体を示す。雰囲気温度 T_0 で 1 枚のガスケットを挟む 1 組の管フランジを目標ボルト初期締付け力 F_i によって締付けた後、締結体に内圧 P が作用すると軸力方向引張力 $W(= \pi a_1^2 P)$ が管端に生じ、各ボルト軸力が F_i だけ増加し、このボルト 1 本付近のガスケット接触面からは F_c だけの圧縮力が失われる。さらに管フランジ締結体全体を一様に T_h に温度を上昇させる。この時のガスケット接触応力分布を求める。

図2は有限要素法（FEM）解析モデルの一例を示す。管フランジ締結体の対称性を考慮し8分の1モデルを用いてガスケット接触応力分布及びボルト軸力変化の解析を行う。FEM解析コードはANSYSであり、要素数及び節点数はそれぞれ63000及び69667としている。解析モデルの寸法は、漏えい量測定実験に使用する呼び径2インチの管フランジ締結体（JPI規格⁽¹⁹⁾）の寸法と同一寸法とする。すなわちフランジ外径が165mm、内径49.5mm、及びボルト呼び径はM18である⁽¹⁸⁾。なお従来の研究⁽¹⁷⁾より、ボルトに発生する曲げがガスケット接触応力分布に及ぼす影響は小さいと推測される。図3はFEM応力解析に用いた測定されたガスケットの応力-ひずみ線図を示す。縦軸はガスケット応力を示し、横軸はガスケットの圧縮ひずみを示す。ガスケット温度を50℃から300℃までとしている。用いたガスケットは膨張黒鉛うず巻形ガスケット（Spiral wound gasket:SWG）である。一般的によく知られているガスケットの非線形性と負荷曲線と除荷曲線の差異、いわゆるヒステリシスも考慮に入れて解析を行う。

図4は膨張黒鉛SWGの作用温度による線膨張ひずみを示す。縦軸はガスケットの厚さ方向の伸びひずみ ε 、横軸は加熱温度 T を示す。約210℃までの加熱 T に対して温度とひずみ ε はほぼ線形的に変化するが、210℃を超えると、この線図（ T - ε ）の傾きが変化する。この線図（ T - ε ）の傾きよりSWGの線膨張係数が算出できる。その結果このSWGの線膨張係数は $\lambda=218.1 \times 10^{-6}/K$ （210℃以下）、 $\lambda=29.0 \times 10^{-6}/K$ （210℃以上）となる。ここで膨張黒鉛単体の線膨張係数は $200 \times 10^{-6}/K$ 、ステンレスの線膨張係数は $16.4 \times 10^{-6}/K$ である。膨張黒鉛SWGの線膨張係数が約210℃で変化する原因の一つとして、膨張黒鉛SWGがステンレス製の内輪、外輪、ピラー及び膨張黒鉛で構成されているため、約210℃を境にこれらの構成要素の相互作用により生じたと考えられる。温度上昇時と温度下降時では、ガスケットの厚さ方向の伸び測定にはわずかな差異があるもののかなり小さいため、温度上昇時の測定結果を用いて解析を行う。

図5はJIS B 2490⁽¹⁸⁾より得られる本研究で用いるSWGの基本漏えい量（Leak rate）とガスケット応力（ σ_z ）の関係を示す。縦軸は基本漏えい量 L_s （ $\text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ ）を示し、横軸はガスケット応力 σ_z を示す。JIS B 2490⁽¹⁸⁾の規定に従い、ガスケットの負荷時及び除荷時の漏えい量の測定を行った。この場合は常温の結果である。100℃、200℃及び300℃の温度条件下でJIS B 2490⁽¹⁸⁾に準じて漏えい量測定実験を行ったが同様の結果が得られた。

FEM応力解析により、各種機械構造物の配管接合部で使用される管フランジ締結体の運転、運転停止、及び再運転により作用する繰返し温度変化及び内圧変化が管フランジ締結体の、1) ガスケット接触応力分布の変化及びボルト軸力変動に及ぼす影響、2) 管フランジとボルト材質の差異、特に線膨張係数の差異がガスケット接触応力分布の変化に及ぼす影響、も明らかにする。

図6は繰返し温度変化及び内圧変化のシーケンスを示す。縦軸は各温度 T 及び内圧 P を示す。横軸はステップ

Fig.1 A pipe flange connection with spiral wound gasket subjected to internal pressure under elevated temperature

Fig.2 An example of mesh divisions used in FEM calculations

Fig.3 Measured stress-strain curves of the gasket (SWG) under elevated temperature

Fig.4 Thermal expansion of SWG as a function of temperature

Fig.5 The measured relationship between gasket stress and leak rate for SWG according to JIS B 2490⁽¹⁶⁾

Fig.6 Test sequence for pipe flange connection under cyclic thermal condition and internal pressure

番号を示す。管フランジ締結体に作用する繰返し温度変化及び内圧変化は、まず管フランジ締結体のボルト初期締付け（常温 $T=20^{\circ}\text{C}$ ）をステップ 1 とし、その後、運転開始とし内圧（ $P=5\text{MPa}$ ）を作用させ（ステップ 2）、運転中とし内圧（ $P=5\text{MPa}$ ）を保持し、温度変動（ $T=20^{\circ}\text{C}$ から $T=300^{\circ}\text{C}$ へ）を締結体に与える（ステップ 3）。その後、定期点検等による運転停止によりまず内圧を $P=0\text{MPa}$ とし（ステップ 4）、その後温度を常温（ $T=20^{\circ}\text{C}$ ）とする（ステップ 5）。点検後、再運転が開始され内圧が負荷される（ステップ 6）。その後温度 T が上昇する（ $T=20^{\circ}\text{C}$ から $T=300^{\circ}\text{C}$ 、ステップ 7）。

またボルト・ナット及び管フランジ材質の差異（線膨張係数の差異）が、ガスケット接触応力分布に及ぼす影響を検討する。表 1 はボルト・ナットと管フランジ材質の組み合わせを示す。管フランジ締結体のフランジ材料は数多くの種類があり、この線膨張係数はボルト及びガスケットの線膨張係数と異なる。このため三つの場合（表 1）すなわち、フランジ及びボルトの線膨張係数が等しい場合、フランジの線膨張係数がボルトのそれより小さい場合およびフランジの線膨張係数がボルトのそれより大きい場合に対して温度変動下での締結体の特性を調べる必要がある。ボルト・ナット及び管フランジが同種（SUS304）の場合（case 1）、異種（ボルト・ナット：SUS304、管フランジ：S45C（case 2）及びボルト・ナット：S45C、管フランジ：SUS304（case 3））に対して締結体のガスケット接触応力分布及びボルト軸力変化の解析を行う。線膨張係数には温度依存性があるが 25°C を代表値として比

Table 1 Material combinations for the pipe flange and bolt-nut materials

	Case1	Case2	Case3
Pipe flange	Stainless steel	Stainless steel	Carbon steel
Bolts and nuts	Stainless steel	Carbon steel	Stainless steel

較すると、それぞれの線膨張係数は、ステンレス鋼 (SUS304) は $16.4 \times 10^{-6}/K$ であり、炭素鋼 (S45C) は $10.9 \times 10^{-6}/K$ である⁽²⁰⁾。したがって、ステンレス鋼の方がその値が大きい。なお FEM 応力解析においてはステンレス鋼及び炭素鋼の線膨張係数と縦弾性係数は温度依存性を考慮している⁽²⁰⁾。

3. 有限要素応力解析結果

図 7 は FEM 応力解析により得られた繰返し内圧変化及び温度変動を受ける管フランジ締結体の各ステップにおけるガスケット接触応力分布の変化を示す。縦軸はガスケット接触応力 σ_z 、横軸はフランジ中心からの距離 r をガスケット内半径 a_3 で無次元化した値を示す。ボルト初期締付け力 F_f は、ボルト締付け時の平均ガスケット接触応力 σ_{zm} がまず 100MPa となるように決める。 $\sigma_{zm}=100\text{MPa}$ は実際に使用される値としてはかなり大きい。ボルト・ナット及び管フランジの材質はともにステンレス鋼 (SUS304) である (表 1 : case 1)。図 7 より、ボルト初期締付け (ステップ 1) によりガスケット接触応力は約 100MPa を示し (図 7 中、番号 1)、運転開始時 (ステップ 2) には内圧作用によりガスケット接触応力は減少し (図 7 中、番号 2)、運転時 (ステップ 3) では温度変動によりガスケット接触応力がかなり大きく上昇する (図 7 中、番号 3)。運転停止に伴い内圧が除荷 (ステップ 4) されガスケット接触応力はわずかに増加し (図 7 中、番号 4)、温度変動 (300℃から 20℃ : ステップ 5) によりガスケット接触応力は大きく減少する (図 7 中、番号 5)。その後再運転開始時 (ステップ 6) にガスケット接触応力がさらに減少し、最も小さくなる (図 7 中、番号 6)。再運転時 (ステップ 7) にはガスケット接触応力は上昇するが運転時のガスケット接触応力より小さな値となることが分かる (図 7 中、番号 7)。以後ステップ 1 をボルト初期締付け時、ステップ 2 を運転開始時、ステップ 3 を運転時、ステップ 4 を運転停止時、ステップ 5 を点検時、ステップ 6 を再運転開始時、及びステップ 7 を再運転時とする。本解析により点検後の再運転開始時にガスケット接触応力が平均約 $\sigma_z=40\text{MPa}$ となり、最も小さくなることが明らかにされている。実際の現場でのフランジ締結体の漏えい事故は再運転時にしばしば発生していることと対応すると考えられる。長期に各種機械構造物を安全に運転し続けるためにはこの再運転開始時の減少したガスケット接触応力を考慮してボルト初期締付け力を決定する必要がある。

図 8 はボルト・ナット及び管フランジ材質が異種の場合のガスケット接触応力分布 (内圧作用下のみ) を示す。図 8(a) は表 1 中の case 2 の場合の結果を示し、図 8(b) は同 case 3 の場合の結果を示す。この一連のシーケンス内で実際に漏えいに関係するのは管フランジ締結体に内圧が作用する時のみのため、ガスケット接触応力の表示はステップ 2、ステップ 3、ステップ 6 及びステップ 7 のみとする。表 1 中の case 2 及び case 3 の組み合わせの管フランジ締結体でも、case 1 同様に内圧変化及び温度変動によるガスケット接触応力分布の変化は、変化の度合いに関する大小はあるものの挙動は同一である。また再運転開始時に最もガスケット接触応力が減少することが示されている。再運転開始時のガスケット接触応力分布を case 2 及び case 3 の場合に対して比較すると、case 2 の場合がより小さくなり、ガスケット接触応力は約 20MPa である。case 2 の組み合わせは管フランジがステンレス鋼でありボルト・ナットが炭素鋼である。炭素鋼の線膨張係数はステンレス鋼のそれより小さいため、締結体に温度変動が発生した時ボルト・ナットが管フランジより熱膨張量が小さい。したがって、他のケースに比べ管フランジ締結体として最も大きな圧縮熱ひずみが発生している。このため、温度変動時のガスケット接触応力は case 2

の場合がもっと大きい (ステップ 3)。しかし、温度が低下すると、発生した大きな熱ひずみ分だけ除荷される。さらに、ガスケットはヒステリシスの特性を有するため、図 3 に示す負荷曲線の傾きと除荷曲線の傾きでは除荷曲線の傾きが極めて大きい。これらの影響により case 2 の場合の締結体に対して再運転開始時のガスケット接触応力が最も小さくなると考えられる。この減少した最小のガスケット接触応力が漏えいに対して十分かを吟味する必要がある。図 5 の結果を参照することにより、 $\sigma_c=20\text{MPa}$ であると、先に述べた $\sigma_c=40\text{MPa}$ の場合に比べて締結体の漏えい量がやや増大することが推測される。

図 9 は管フランジ及びボルトの材質を表 1 中の case2 とし、ボルト初期締付け時の平均ガスケット接触応力 σ_{zm} を 70MPa とした場合のガスケット接触応力変動を示す。ここでボルト初期締付け時の平均ガスケット接触応力 $\sigma_{zm}=70\text{MPa}$ は、一般的な SWG の最小設計締付け圧力⁽²¹⁾⁽²²⁾ ($\sigma_{zm}=68.9\text{MPa}$) と同等の値である。この結果より、再運転開始時 (図 8 中、番号 6) のガスケット接触応力がほぼ 0MPa となることが示されている。これは、必ず多大な漏えいが生じることを示し、現実には発生するプラントの再運転時の漏えい事故に対応するものと推測される。したがって、運転停止時にボルトの増し締め作業を行うか、又は、図 8(a) に示すように予めボルト初期締付け力をより大きくすることを検討する必要がある。すなわち、本論文で示している一連のシーケンスによるガスケット接触応力の減少を考慮し、合理的ボルト初期締付け力の設定を行う必要がある。

図 10 は繰返し内圧及び温度変化が作用する管フランジ締結体の各ステップにおける平均ガスケット接触応力

Fig.7 Changes in contact gasket stress distributions in pipe flange connection
(case 1 in table 1, case of the same material, $\sigma_{zm}=100\text{MPa}$)

Fig.8(a) Changes in contact gasket stress distributions in
pipe flange connection (case 2 in Table 1)

Fig.8(b) Changes in contact gasket stress distributions in pipe
flange connection (case 3 in Table 1)

Fig.9 Changes in contact gasket stress distributions in pipe flange connection (case 2: $\sigma_{zm}=70\text{MPa}$)

Fig.10 Axial bolt force changes in each step (case 1: 100MPa & case 2: 70MPa)

及びボルト軸力変動を示す。初期平均ガスケット接触応力は 100MPa (表 1 中 case1, 図中の■) 及び 70MPa (表 1 中 case2, 図中の○) である。縦軸は平均ガスケット接触応力及びボルト軸力 ($F_f + F_t$) を示し、横軸はステップ番号を示す。この図より、ボルト軸力の変化とガスケット接触応力の変化は同様の傾向がみられ、運転時 (ステップ 3) と再運転時 (ステップ 7) ではボルト軸力の差はかなり小さい。したがって、ボルト初期締付け力が十分に大きい場合 ($\sigma_{zm}=100\text{MPa}$ 表 1 中 case1), 再運転開始時のガスケット接触応力 (約 40MPa) はかなり減少するが漏えい量は $1 \times 10^{-6} (\text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s})$ から $1 \times 10^{-5} (\text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s})$ オーダ (図 5) の範囲内である。このため漏えい防止のために、あえてボルトの増し締め作業を行う必要ないと考えられる。しかしガスケット接触応力がかなり減少することの認識は必要である。他方で、ボルト初期締付け力が SWG を用いるときの常識的な値 ($\sigma_{zm}=70\text{MPa}$: 表 1 中 case2) とすると、再運転開始時のガスケット接触応力が 0MPa 及びボルト軸力もほぼ 0kN となる。このため締結体から漏えいさせないためにはボルトの増し締め作業が必要となる。以上の結果より、管フランジ締結体からの漏えい事故を防ぐためには、運転時に作用する内圧を対象にガスケット接触応力を検討するのみならず、停止時、特に温度が低下した状態での残留ガスケット接触応力の維持についても考慮して、ボルトの初期締付け力を検討する必要がある。

4. 漏えい量測定実験

実際のガスケット付き管フランジ締結体を用いて繰返し温度変化及び内圧作用をさせた時の管フランジ締結体からの漏えい量を測定する。図 11 は実験装置の概要を示す。FEM 応力解析と同様のシーケンスで管フランジ締結体に繰返し温度変化及び内圧変化を作用させる。温度変動はカートリッジヒータにより作用させ締結体に設置した熱電対により温度を制御する。また管フランジ締結体は一樣な温度状態となるように締結体全体を断熱材で覆っている。常温 (20℃) から 300℃ まで 12 時間かけてゆっくり昇温し定常状態となることを確認している。300℃ から常温 (20℃) の降下も同様に 12 時間としている。作動流体はヘリウムガスを使用し、ひずみゲージ式圧力変換器により内圧を測定する。各ボルトのボルト初期締付け力は、ボルト締付け時の平均ガスケット接触応力が 100 MPa となるように決定し、ボルト軸部に貼った 2 枚の校正済みひずみゲージよりボルト軸力相当のひずみデータを出力させ正確にボルト初期締付けを行う。管フランジ締結体からの漏えい量は圧力降下法⁽¹⁵⁾を用いて測定する。

管フランジの呼び径及び呼び圧力は 2inch, JPI Class600 である。FEM 応力解析では管フランジ、ボルト・ナット材質を変化させた FEM 応力解析も行ったが、管フランジ及びボルト・ナットの材質は SUS304 の同種のみでの締結体に対して実験を行う (表 1 中の case 1)。使用したガスケットは膨張黒鉛 SWG である。

また複数回の繰返し温度変化が密封性能に及ぼす影響を明らかにするために、繰返し温度変化を与え、漏えい

Fig.11 Schematic of experimental setup for pipe flange connection under cyclic thermal change condition and cyclic internal pressure

Fig.12 Test sequence for gasket leakage test under cyclic thermal change condition

量測定実験を行う。図 12 は作用させたシーケンスを示す。縦軸は測定時の各温度 T 及び内圧 P を示す。横軸は漏えい量の測定回数を示す。期間は 21 日間とした。本実験では一定の内圧作用下において締結体に温度変動を与え、ある温度条件における締結体の漏えい量測定が終了すると次の温度条件に移行し締結体の漏えい量を測定する。21 日の間このインターバルで締結体の漏えい量測定を行っている。ここでは密封特性を PVRC が提案するタイトネスパラメータ⁽⁹⁾⁻⁽¹²⁾で評価する。タイトネスパラメータは $T_p = P/P^*(L_{rm}^*/L_{rm})^{0.5}$ で計算され⁽⁹⁾⁻⁽¹²⁾、その数値が大きいほど密封性能が良いことを示す。ここで P は内圧、 P^* は大気圧、 L_{rm} は質量漏えい量、 L_{rm}^* は参照質量漏えい量である。

5. 漏えい量測定実験結果

図 13 は実際の管フランジ締結体を用いて行った漏えい量測定実験の結果を示す。管フランジ締結体に与えた繰返し内圧変化及び温度変化は FEM 計算と同一とした。縦軸は漏えい量 ($\text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$) を示し、横軸はステップ番号を示す。漏えい量測定は管フランジ締結体に内圧が作用する場合のみとなるため、ステップ 2、ステップ 3、ステップ 6 及びステップ 7 のみとする。FEM 応力解析より得られたガスケット接触応力分布から平均ガスケット接触応力を求め、計算された平均ガスケット応力の値を、JIS B 2490⁽¹⁶⁾より得られるガスケットの基本漏えい量測定結果(図 5)に適用することにより、管フランジ締結体からの漏えい量を推定する⁽⁸⁾⁽¹⁵⁾。図中の赤色の破線は推定結果を示す。この図より、運転時(ステップ 3)及び再運転時(ステップ 6)の密封性能と比較し運転停止時及び再運転開始時の締結体の漏えい量がより多く、密封性能がより低いことが示されている。また、運転時及び再運転時の締結体の密封性能の差異は小さく、適切なボルト初期締付け力で締結された管フランジ締結体では繰返し温度変化及び内圧変化が締結体の密封性能に及ぼす影響は小さい。この結果は FEM 応力解析によって得られる図 7 に示されるガスケット接触応力の変化と対応している。漏えい量に関する実験結果と推定結果の比較では、推定結果の方が大きな値をしている。この原因として次のことが挙げられる。1) ガスケット接触応力の平均値を使用するためガスケット接触応力の最大値が無視される、2) ガスケットの「馴染み」等。しかし、実験結果と推定された漏えい量はオーダ的にはかなりよく一致しており、FEM 応力解析を用いての締結体の漏えい量推定結果は妥当であると言える。

図 14 は管フランジ締結体での 21 日間の漏えい量測定実験(図 12)の結果を示す。実務上の観点からガスケット交換の時期を決定する必要がある。そのために複数回の繰返し温度変動が締結体の密封性能に及ぼす影響を明らかにすることが重要とされている。縦軸はタイトネスパラメータ⁽⁹⁾⁻⁽¹²⁾及び作用温度を示し、横軸には経過日数を示す。ひし形(◆)は締結体の密封性能(タイトネスパラメータ)を示し、四角(□)は作用温度を示す。繰

Fig.13 The comparison between leak rate obtained from leakage test using the actual pipe flange connection and that obtained from FEM results (2" flange)

Fig.14 The results of the sealing performance of the connection under 4 repeated times for 21 days

返し温度変動を 21 日間かけて 4 回作用させた結果、締結体が温度上昇した場合、締結体の密封性能は向上し、温度を除荷しても初期締付け時の密封性能を示している。4 回の温度変化が与えられても管フランジ締結体の密封性能の変化は小さい。十分なボルト初期締付け力を付与した結果、繰返し数が 4 回の漏えい量測定実験 (21 日間) からはガスケット自体の劣化等は発生しないと推測され、密封性能は一定であるという結果が得られている。実務における第一種压力容器の一般的なガスケット使用期間 (2 年) を考慮してこの繰返し数 4 回は十分に実務に対応できると考えられる。

6. 結言

繰返し温度変動及び内圧変化がガスケット付き管フランジ締結体の力学特性及び密封性能に及ぼす影響について有限要素応力解析及び実際の管フランジ締結体を用いた漏えい量測定実験を行い、解析及び実験の両面からその影響を明らかにした。得られた結果は以下の通りである。

1. 有限要素応力解析により、実際のプラントの運転、停止、再運転に対応する繰返し内圧変化及び温度変動下での管フランジ締結体のガスケット接触応力分布の変化を明らかにした。この結果より、再運転開始時のガスケット接触応力が最も小さな値となることが分かった。したがって、この時のガスケット接触応力が許容漏えい量を満足するようにボルトの初期締付け力を決定する必要があることを示した。
2. ボルト・ナット材質及び管フランジ材質の差異により、ガスケット接触応力分布の変化量が異なることを示し、温度上昇時に大きな熱ひずみを発生する材料選定では温度が降下した時に、ガスケット接触応力が大きく減少することが分かった。これはしばしば発生する現場での事故と対応する。特にうず巻形ガスケットを用いたときに、初期平均ガスケット接触応力を 100MPa とすると、ガスケット接触応力が減少するが、最小で 20MPa となり、この場合には漏えい量は僅かに増大するが十分な密封性能を有することを示した。しかし通常施工時に締付けられる平均ガスケット接触応力 $\sigma_{gm}=70\text{MPa}$ ではガスケット接触応力及びボルト軸力もほぼゼロとなり、漏えい事故につながることを指摘し、適切なボルト初期締付け力の設定の重要性を指摘した。
3. 繰返し温度変化及び内圧変化作用下でのボルト軸力変化を明らかにした。ボルト軸力はガスケット接触応力と同様の変化を示し、運転時と再運転時ではほぼ同じボルト軸力の値を示した。この結果から、再運転時に許容漏えい量範囲内であればボルトの増し締め作業は必要ないことが示された。しかし、最もガスケット接触応力が小さくなる時に漏えいに対して十分かどうかのチェックが必要ながことが分かった。

4. 実際の管フランジ締結体を用いて漏えい量測定実験を行った。その結果、適切なボルト初期締付け力で締結された管フランジ締結体では繰返し温度変化及び内圧変化が漏えいに及ぼす影響は小さいことが分かった。FEM 応力解析によって得られたガスケット接触応力分布を用いての漏えい量推定結果と測定結果はかなりよく一致することを示した。また、実務上有用である 4 回の繰返し数での漏えい量測定実験 (21 日間) でも繰返し温度変化の影響が密封性能に及ぼす影響が小さいことが示された。

文 献

- (1) Kumano, H., Sawa, T., and Hirose, T., "Mechanical Behavior of Bolted Joints under Steady Heat Conduction", *Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol.116, Issue1 (1994), pp.42-48.
- (2) Sawa, T., Takagi, Y., and Yamada, K., "Evaluation of the sealing performance in bolted flange connection under heat condition and internal pressure (the effect of scatter in bolt preloads)", *Proceedings of ASME, PVP2006-ICPVT-11*, (2006).
- (3) Abid, M., "Determination of safe operating conditions for gasketed flange joint under combined internal pressure and temperature: A finite element approach", *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Vol. 83, Issue 6 (2006), pp.433-441.
- (4) Nechache, A., and Bouzid, A.H., "Creep analysis of bolted flange joints", *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Vol.84, Issue 3 (2007), pp.185-194.
- (5) Sawa, T., Takagi, Y. and Torii, H., "Sealing Performance Evaluation of Pipe Flange Connection Under Elevated Temperatures", *Proceedings of ASME PVP2007/Creep 8 Conference*, (2007).
- (6) Abid, M., Chattha, J.A., and Khan, K.A., "Finite Element Analysis of a Gasketed Flange Joint Under Combined Internal Pressure and Thermal Transient Loading", *Proceedings of ASME PVP2007/Creep 8 Conference*, (2007).
- (7) Takagi, Y., Torii, H., Sawa, T. and Kawasaki, N., "Stress Analysis Sealing Performance Evaluation of Pipe Flange Connection At Elevated Temperature", *Proceedings of ASME PVP2008 Conference*, (2008).
- (8) Omiya, Y., and Sawa, T., "Thermal Stress Analysis and the Sealing Performance Evaluation of Bolted Flange Connection at Elevated Temperature", *Proceedings of ASME PVP2009*, (2009).
- (9) Lang, H., Rudolph, J., Ziegler, R., "Performance Study of Ke Factors in Simplified Elastic Fatigue Analyses with Emphasis on thermal cyclic loading", *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Vol.88, Issue.8-9, (2011), pp.330-347.
- (10) Farragher, T.P., Scully, S., O'Dowd, N.P., Leen, S.B., "Thermomechanical Analysis of a Pressurized Piping Under Plant Conditions" *Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol.135, Issue.1, (2013), pp.1-9.
- (11) Payne, J.R., Bazergui, A., and Leon, G.F., "A New Look at Gasket Factors", *Proceedings of 10th International Conference on Fluid Sealing*, BHRA, H1 (1984), pp.345-363.
- (12) Payne, J.R., Bazergui, A. and Leon, G.F., "New Gasket Factors-A Proposed Procedure," *Proceedings of ASME PVP 1985 Conference*, Vol.98, No.2 (1985), pp.85-93.
- (13) Payne, J.R., Leon, G.F. and Bazergui, A., "Obtaining New Gasket Design Constants from Gasket Tightness Data," *Proceedings of The 1987 Spring Conference on Experimental Mechanics*, SEM, (1987), pp.298.
- (14) Leon, G.F. and Payne, J.R., "An Overview of the PVRC Research Program on Bolted Flanged Connections," *Proceedings of 6th International Conference on Pressure Vessel Technology*, (1989), pp.217.
- (15) Morohoshi, T., and Sawa, T., "On the Characteristics of Rectangular Bolted Flanged Connections with Gaskets Subjected to External Tensile Loads and Bending Moments", *Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol.116, Issue 2 (1994), pp.207-215.
- (16) Sawa, T., Nagata, S., and Tsuji, H., "New Development in Studies on the Characteristics of Bolted Pipe Flange Connections in JPVRC," *Transactions of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol.128, Issue 1 (2006), pp.103-108.
- (17) 高木愛夫, 大宮祐也, 小林隆志, 沢俊行, "フランジ呼び径が内圧を受ける管フランジ締結体の力学特性および密封性能に及ぼす影響", *圧力技術*, Vol.50, No.3 (2012), pp.2-10.
- (18) JIS B 2490, 管フランジ用ガスケットの密封特性試験方法, (2008), 日本規格協会.
- (19) JPI-7S-15, 石油工業用フランジ, (2005), 石油学会.

- (20) 理科年表, 平成 21 年版 (2009), pp.413-41, 自然科学研究機構.
  - (21) バルカーハンドブック, (1997), 日本バルカー工業株式会社.
  - (22) ニチアス ハンドブック, (2007), p.56, ニチアス株式会社.
-