管フランジ締結体の三次元有限要素解析*
(金属平形ガスケットの影響)福岡 俊道^{*1}, 高木 知弘^{*1}Three-Dimensional Finite Element Analysis of Pipe Flange Connections
(Effects of Solid-Metal Flat Gasket)Toshimichi FUKUOKA^{*2} and Tomohiro TAKAKI^{*2} Kobe University of Mercantile Marine, Dept. of Ocean Electro-Mechanical Engineering,
Fukaeminami 5-1-1, Higashinada-ku, Kobe, Hyogo, 658-0022 Japan

Almost all of the latest accidents of pipe flange connection are due to a leakage from gasket bearing surface. Important factors for the leakage problem are considered to be contact pressure distribution and the magnitude of contact area at the gasket bearing surface in service. The previous studies are not necessarily sufficient because of some restrictions involved in numerical analyses. In this study, therefore, the mechanical behaviors of pipe flange connection are evaluated in more detail using FEM as a three-dimensional elastic contact problem. The changes in contact pressure distribution at the gasket bearing surface and bolt axial stress are estimated with increasing inner pressure and bending moment. The analytical objects are pipe flanges specified in JIS B 2238 with solid-metal flat gaskets being inserted. The effects of material properties and thickness of the gasket are also studied. It has been clarified that the contact pressure distributions are different from those reported in the previous papers. The validity of the numerical method is ascertained by experiment.

Key Words: Elasticity, Fixing Element, Pipe Flange, Solid-Metal Flat Gasket, Bolted Joint, Contact, FEM

1. はじめに

管フランジは管、管継手、バルブ等の取り外しを必要とする部分等の相互の結合に用いられるもっとも重要な配管要素の一つである。管フランジ締結体に関する研究は実験および解析の両面から数多く実施されている。林ら⁽¹⁾は大口径の管フランジを対象とし、その応力解析を三次元光弾性実験により行っている。西田ら^(2,3)は管フランジの応力分布およびボルト本数等の因子がガスケット座面圧におよぼす影響を、また尾田ら⁽⁴⁾は管フランジの最適形状についていずれも軸対称有限要素法により評価している。さらに、澤ら⁽⁵⁻⁷⁾は三次元弾性論を用いた一連の研究により、ガスケット座面の面圧分布と内力係数等を評価している。

近年の管フランジ締結体における事故は、フランジとガスケットの接触面からの内部流体の漏洩によるものがほとんどである。この内部流体の漏洩問題にもっとも影響を及ぼすのは、使用時のガスケット座

面の面圧分布および離隔を含めた接触面積の大きさであると考えられるが、これらの量を実験により測定することは非常に困難であり、従来の研究においてはほとんど行われていないようである。また、実際の管フランジ締結体ではボルトが離散的に配置されているにもかかわらず、解析においては軸対称モデルやボルト穴のない三次元モデルなど、かなり簡略化されたモデリングが行われている。

そこで本研究では、管フランジ締結体の力学的特性をより精度良く評価することを目的とし、三次元弾性接触問題として有限要素法を用いることにより、荷重の増加にともなうボルト軸力とガスケット座面圧分布および接触面積の変化を考察する。前報⁽⁸⁾では、ガスケットを省略したモデルにより管フランジ締結体の基礎的な力学的特性を評価した。ここでは、金属平形ガスケットを用いた場合について、その材質と厚さの違いによる影響も検討する。対象とする管フランジは、前報同様JIS B 2238呼び圧力40K、呼び径50のハブ付き一体形フランジであり、ガスケット座面形状として大平面座を有している。荷重としては、内部流体により内圧が作用する場合に加え、配管系の自重や地震によ

* 原稿受付 1999年4月19日。

^{*1} 正員, 神戸商船大学 (〒658-0022 神戸市東灘区深江南町5-1-1)。

E-mail: fukuoka@cc.kshosen.ac.jp

Fig. 1 Finite Element Model

る荷重に対応して曲げモーメントの影響⁽⁹⁾も考察する。また、内圧と曲げモーメントが作用する場合の実験を行い、ボルト軸力の変化を測定することにより、解析の妥当性を検討する。

2. 解析方法

2.1 接触問題 管フランジ締結体の初期締付け時および荷重作用時におけるガスケット座面圧分布、および荷重作用時におけるボルト軸応力の変化を従来から提案している三次元有限要素法により解析を行う。接触問題の解析方法としては、従来の手法⁽⁸⁾を適用する。また、接触面に発生するせん断力は、Coulombの摩擦法則に従うと仮定している。接触状態については、問題が三次元であるために、接触面に垂直な方向を z 軸と考へて、「離隔」、「すべり」、「 x 方向すべり・ y 方向固着」、「 x 方向固着・ y 方向すべり」および「固着」の5種類を考慮する。

2.2 解析モデル 解析に用いた有限要素モデルを図1に示す。(a)は荷重として内圧のみが作用する場合に対するモデルであり、管フランジの円周方向の周期性を考慮し、モデルの中心角 θ_c を $\{360^\circ / (2 \times \text{ボルトの本数})\}$ としている。(b)は荷重として曲げモーメントと内圧が同時に作用する場合のモデルであり、モデルの中心角は180度としている。いずれのモデルにおいても長手方向の対称性を考慮し、ガスケットの中心から半分のみをモデル化している。また、ボルトとナットは一体と仮定している。このため、解析モデルはフランジ、ガスケットおよび一体と仮定したボルトとナットの3体、およびボルト頭部座面とガスケット座面の2接触面から構成される3物体2接触問題となる。材料定数としては、ボルトとフランジのヤング率を200GPa一定とし、ガスケットのヤング率は軟鋼(SS400)と純アルミ(A1050)を想定し、それぞれ200GPa、70GPaとして

Fig. 2 Numerical Procedures

いる。また、ポアソン比は0.3一定としている。接触面の摩擦係数 μ は、全ての接触面において $\mu = 0.2$ 一定と仮定している。

2.3 境界条件 ボルト軸力は、ボルト頭部座面の初期不整量により発生させ、初期軸応力を100MPaとしている。内圧は、フランジ内表面および離隔しているガスケット座面に面直角方向の分布荷重として与える。また、内圧により生じるフランジの引張り荷重は、フランジの端部に軸方向の分布荷重として与える。曲げモーメントは、図1(b)に示すように、4点曲げ試験と同様な方法により作用させている。また、ガスケットとボルトの対称面は長手方向の変位を拘束している。

2.4 解析の進め方 管フランジを用いた配管系においては、自重や各配管要素の固定方法等に起因して使用前からフランジ部に曲げモーメントが作用している場合がある。その様な状態で運転に入ると、管フランジは曲げモーメントが付加された状態で内圧が変化するという条件下で使用されることになる。また、仮に曲げが作用しないように配管が設置できても、地震等により曲げモーメントが生じることが考えられる。この場合、内圧が付加された状態で曲げモーメントが変化することになる。以上のような状況を考慮するために、本解析では以下の3つの荷重作用状態を扱う。

- (1) 内圧のみ
- (2) 内圧一定で曲げモーメント増加
- (3) 曲げモーメント一定で内圧増加

例として、上記の(2)の場合の解析の進め方を図2に示す。この場合、解析は(A)初期締付け時、(B)内圧作用時、(C)曲げ作用時の3つの段階に分けることができる。

まず(A)の初期締付け時においては、所定のボルト軸力が得られるボルト頭部座面の初期不整量の大きさを決定する。

つぎに(B)の内圧が作用する場合、収束計算により各節点の接触状態を決定する。このとき、ガスケット座面に新しい離隔節点を生じた場合、その面に内圧に対応して新たに分布荷重を付加し、再び接触状態を決定するための収束計算を行う。この操作を繰り返し、新しい離隔節点が無くなった時点の内圧作用状態とする。

最後に、(C)の曲げモーメント作用時については、荷重の増加にともなう接触面積の増減に対応して内圧を付加する面積を変化させ、曲げモーメントの各増分過程に対して接触状態を求める。なお、曲げモーメントの増分量は $\Delta M = 0.5 \text{ kN}\cdot\text{m}$ とした。

前述(1)、(3)の荷重作用状態についても同様の手順で解析を進め、いずれの場合もガスケット座面外縁の接触節点が離隔した時点で漏れが発生したと判定する。

3. 実験方法

本研究で用いる数値解析法の妥当性を確認するために、前章において示した3種類の荷重作用状態に対応する実験を行う。そして、荷重に対するボルト軸応力の変化を測定し、解析結果と比較する。

使用した管フランジの詳細な寸法は前報⁽⁸⁾と同じである。使用する金属平形ガスケットは、内・外径がそれぞれ50, 105mm、厚さは3mmと6mmの2種類、材質は軟鋼(SS400)と純アルミ(A1050)としている。締付けには、メートル並目ねじM16を有する8本のボルトを使用し、初期締付け時の軸応力はそれぞれ100MPaとする。各ボルトの円筒部には、180°離して2枚のひずみゲージが貼り付けられており、これらのひずみゲージから得られる測定値を用いてボルト軸応力を算出する。

図3に、荷重として内圧と曲げモーメントを同時に作用させる場合の実験装置を示す。内圧は油圧ポンプにより作用させ、この内圧の値は圧力変換器により測定する。また、曲げモーメントを作用させるための荷重 F は、油圧シリンダにより作用させ、この値は油圧シリンダの下に取り付けたロードセルにより測定する。いずれの実験においても、漏洩が目視で確認された時

Fig. 3 Test Equipment for Combined External Force

Fig. 4 Variations in Bolt Axial Stress

点で測定を終了する。

4. 内圧のみが作用する場合

4.1 ボルト軸応力の変化 図4にガスケット厚さ $t = 6 \text{ mm}$ の場合について、内圧の増加にともなうボルト軸応力 σ_b の変化を示している。ボルト軸応力 σ_b は初期軸応力 σ_{b0} で除して無次元化しており、各データの右端は漏れが生じると考えられる点である。実験値と解析値を比較すると、漏れが生じると考えられる内圧の大きさに多少違いがみられるものの、ボルト軸応力変化の傾向は比較的よく一致している。また、内圧が作用し始めると、いずれのボルトの軸応力も低下し始めている。つまり、ボルト軸力の増減分と外力の比である内力係数が負の値になる。これは、内圧の作用により平面座特有のflange rotationがより大きくなることによるものと考えられる。ガスケットの材料の影響については、ヤング率が大きなSS400の方が内圧の増加に対するボルト軸応力の変化量が大きくなっている。ガスケット厚さについては、厚さの減少にともなってボルト軸応力の変化量が大きくなるという結果が得られた。また、同図中にガスケットを用いない場合の解析結果

Fig. 5 Contact Pressure Distributions in Radial Direction in the Initial Clamping Process($t=6\text{mm}$)

Fig. 6 Variations in Contact Pressure Distribution and Contact Area($E_g=200\text{GPa}$, $t=3\text{mm}$)

も示している。以上の結果、ガスケットの剛性が高いほどボルト軸応力の変化が大きい、つまり内力係数は負側に大きくなるといえる。これは、ガスケットの剛性が高くなるほどガスケット座面の離隔面積が大きく、また、ガスケット座面反力の作用点が、よりガスケット外縁部に近づき、内圧の作用にともない flange rotation がより大きくなることに起因している。

4.2 初期締付け時のガスケット座面圧分布 ボルト初期締付け時におけるガスケット座面圧分布の解析結果を図5に示す。解析モデルとして図1(a)を用いているため、ここではボルト穴の中心を通る $\theta=0.0^\circ$ 、および隣接するボルト穴との対称部分である $\theta=22.5^\circ$ における半径方向の面圧分布を示している。ガスケット厚さとしては $t=6\text{mm}$ のものを用いており、ガスケットの材質の違いによる影響も示している。いずれの場合も初期締付け時からかなりの部分が離隔していることがわかる。これは、ガスケット座面形状が平面座であるために生じる flange rotation の影響であると考えられる。また、ガスケットのヤング率が小さいほど接触面積は大きくなっており、そのためガスケット座面外縁部における面圧が低下している。ガスケットを用いない場合の接触面積は、ガスケットを用いた場合と比べ

Fig. 7 Variations in Contact Pressure Distribution in Circumferential Direction($E_g=200\text{GPa}$, $t=3\text{mm}$)

て小さくなっており、座面外縁部において非常に大きな面圧が発生している。ガスケット有効幅は JIS B 2205 に基づくと 9.3mm となり、ガスケット材料、厚さによらず一定であるとされている。本解析による値は、ガスケット厚さが 6mm の場合、ガスケット未使用、ガスケット材料 A1050 および SS400 においてそれぞれ、6.5, 12.8, 10.2mm となっており、規格値とかなり異なることが確認できる。また、 $\theta=0.0^\circ$ と 22.5° の部分を比較すると、ボルト穴から遠い $\theta=22.5^\circ$ の部分の方が面圧が高くなっている。この原因として、ボルト穴の存在によるフランジ部の剛性の変化が考えられる。ガスケット厚さについては、厚さの増加にともなって面圧分布が一様に近づく傾向となった。

4.3 ガスケット座面圧分布変化 図6に内圧の増加にともなう、ガスケット座面圧分布および接触面積の変化を示している。図中に示した数字は内圧の大きさである。ガスケットはヤング率が $E_g=200\text{GPa}$ 、厚さが $t=3\text{mm}$ のものを対象としている。図中、白色で示している部分は接触しておらず、初期締付け時からかなりの部分が離隔していることがわかる。また、内圧の増加にともない接触面積が減少している。離隔部分の広がりほぼ同心円状であるが、いずれの内圧においてもボルト穴の存在する $\theta=0.0^\circ$ の部分の面圧が同一半径上でもっとも低くなっており、最終的に図に示した接触面の右下端部の接触面節点が離隔し、その部分から漏れが生じるという結果となった。

図6のガスケット座面外縁部における円周方向の面圧分布を示したのが図7である。面圧の低下率は内圧の増加とともに大きくなっており、最終的に $\theta=0.0^\circ$ のボルト穴のすぐ内側の界面から漏れが生じ始めることがわかる。この現象はガスケット材料、厚さの組み合わせにかかわらず見受けられた。

(a) Increasing Bending Moment

(b) Increasing Inner Pressure

Fig. 8 Variations in Bolt Axial Stress

5. 内圧と曲げが同時に作用する場合

5.1 ボルト軸応力の変化 本章においてガスケットはとくにことわらない限り、厚さが3mmでヤング率が200GPaのものを対象としている。

図8(a)は内圧を8MPa一定とし曲げモーメントを増加させた場合、(b)は曲げモーメントを1kN・m一定とし内圧を増加させた場合の、各荷重の増加にともなうボルト軸応力の変化を示している。解析結果については、曲げモーメントによる対称性を考慮して図中に示した5本のボルトのデータを示し、実験結果については曲げモーメントによる引張り側のbolt 1と圧縮側のbolt 5の値を示している。各データの右端が内部流体の漏れが始まると考えられる点である。実験値と解析値を比較すると、図8(b)のbolt 5の結果が多少異なるが、全体的には比較的よく一致しており、本解析の妥当性が確認される。

図9は荷重の値が変化した場合の、bolt 1とbolt 5の軸応力変化の解析結果を示している。図9(a)は内圧を一定として曲げモーメントを増加させた場合であり、内

(a) Increasing Bending Moment

(b) Increasing Inner Pressure

Fig. 9 Variations in Bolt Axial Stress

圧を0, 4, 8MPaと変化させている。圧縮側に配置されたbolt 5の場合、内圧の大きさにかかわらず曲げモーメントの増加に対して、ボルト軸応力は同様な減少傾向を示している。これに対して、引張り側のbolt 1は内圧が高いほど曲げの増加によるボルト軸応力の増加率が高くなっている。また、内圧が大きいくほど漏れが生じ始めると考えられる曲げモーメントは小さくなっている。図9(b)は曲げモーメントを一定として内圧を増加させた場合であり、曲げモーメントを0, 1, 2, 3kN・mと変化させている。bolt 1, bolt 5のいずれのボルトも曲げモーメントが大きくなっても、内圧の増加に対する軸応力の変化傾向はあまり変わらないが、漏れが生じると考えられる内圧の大きさは、曲げモーメントの増加にともなってかなり小さくなるといえる。

5.2 ガスケット座面圧分布変化 図10は曲げモーメントと内圧の増加にともなうガスケット座面圧分布と接触面積の変化を示している。グレイスケールのレベルは図6と同じであるのでここでは省略している。図10(a)は内圧を8MPa一定とした場合の曲げモーメントの増加にともなう変化であり、図8(a)に対応している。

Fig. 10 Variations in Contact Pressure Distribution and Contact Area

左上の端の図はガスケット座面のメッシュ分割図である。曲げモーメントが作用していない時は、ほぼ同心円状に面圧が分布しているが、曲げモーメントの増加とともに図の上部の圧縮側では接触面積が増加し、また下部の引張り側では接触面積が減少している。そして最終的に引張り側から漏れが生じる結果となっている。図10(b)は曲げモーメントを1kN・m一定として内圧を増加させた場合の結果である。内圧が零で曲げモーメントのみ作用する場合、圧縮側の接触面積が大きく、引張り側は小さくなっている。内圧の増加にともなって、ほぼ同心円状に接触面積が減少しており、最終的に図の下部の曲げモーメントによる引張り側から漏れが生じる結果となっている。

図11は、図10に対応してガスケット座面外縁の円周方向の面圧分布を示している。 $\theta = 0.0^\circ$ が引張り側で、 $\theta = 180.0^\circ$ が圧縮側である。図11(a)より、曲げモーメントの増加にともない引張り側($\theta = 0.0^\circ$)の面圧が著しく減少し、逆に圧縮側では面圧が増加していることがわかる。図7と同様に、曲げモーメントが作用していない場合は、ボルトに近い点、すなわち45°の周期で面圧が低くなっており、この傾向は曲げモーメントが増加しても変わらない。また内圧を増加させた場合は、図11(b)より引張り側と圧縮側において、ともに面圧が低下しているが、その傾向は前者で顕著である。

(a) Increasing Bending Moment

(b) Increasing Inner Pressure

Fig. 11 Variations in Contact Pressure Distribution in Circumferential Direction

6. 結 言

金属平形ガスケットを使用した場合の管フランジ締結体の力学的特性を、実際の機器に近い三次元モデルを用いることにより、弾性接触問題として有限要素法により評価を行った結果以下のような結論を得た。

(1) ガスケットの剛性が低くなるほど、初期締付け時のガスケット座面接触面積は広く、面圧は一様分布に近づき、さらに内圧の増加に対するボルト軸応力の変化率は小さくなる傾向がある。

(2) 荷重として曲げモーメントが作用する場合、引張り側のガスケット座面圧の変化は圧縮側に比べて顕著である。

(3) ガスケット座面外縁の円周方向面圧は、初期締付け時において隣接するボルト穴との対称部分が最も高くなり、この傾向は荷重が増加しても変化しない。

(4) 荷重の増加にともなうボルト軸応力の変化を実験により測定し、解析値と比較することにより本研究において用いた解析手法の妥当性を確認した。

文 献

- (1) 林・芳我・吉野, 管フランジ継手の光弾性応力解析, 機論, 41-349, A (1975), 2540-2548.
- (2) 西田・森田・河嶋, 一体形管フランジの強度 (第1報, 応力分布の解析と従来の設計基準との比較), 機論, 45-392, A (1979), 355-362.
- (3) 西田・森田・河嶋, 一体形管フランジの強度 (第2報, ガasket面圧の解析とボルト本数の影響), 機論, 45-392, A (1979), 363-370.
- (4) 尾田・山崎・福知・藤田, 管フランジの強度的最適形状に関する一考察, 機論, 46-410, A (1980), 1136-1142.
- (5) 沢・熊野, ガasketを用いたねじ締結体の特性について (管フランジにはさまれた全面座金属平形ガasketトの応力解析), 機論, 50-455, A (1983), 1383-1393.
- (6) 沢・熊野・岩川, ガasketを用いたねじ締結体の特性について (管フランジにはさまれた平面座金属平形ガasketの応力解析), 機論, 51-466, A (1985), 1587-1596.
- (7) 沢・日暮・赤川, 管フランジ締結体の特性に及ぼすハブ部の影響, 機論, 55-516, A (1989), 1927-1934.
- (8) 福岡・高木, 管フランジの三次元有限要素法解析 (座面形状の影響について), 機論, 64-625, A (1998), 2402-2407.
- (9) 諸星・沢・丸山・山本, 曲げモーメントを受けるねじ締結体の特性について (被締結体がガasket付き管フランジの場合の三次元弾性論による解析), 機論, 54-505, A (1988), 2188-2195.