三次元有限要素解析による管フランジの
ボルト締付け順序の評価*福岡 俊道^{*1}, 高木 知弘^{*2}Evaluations of Bolt-Up Sequence of Pipe Flange
Using Three-Dimensional Finite Element Analysis

Toshimichi FUKUOKA and Tomohiro TAKAKI

Scatter in bolt axial stresses, when tightening a pipe flange with a number of bolts, is of critical problem. Bibel et al. recently proposed both experimental and numerical methods to give uniform bolt axial stresses at the completion of tightening operation. However, their method is not so attractive from the practical point of view because it needs preparatory experiments and it also involves some restrictions in executing numerical analysis. In this study, a numerical approach is proposed, which can efficiently evaluate the scatter in bolt axial stresses using FEM as a three-dimensional elastic contact problem, and its validity is ascertained by experiment. Specifically, the scatter in bolt axial stresses generated at the completion of tightening operation is estimated, when tightening each bolt one by one with equal axial stress. In addition, it is also investigated how much initial bolt stresses are needed to achieve uniform axial bolt tension in the final state. The analytical objects are pipe flanges specified in JIS B 2238.

Key Words: Elasticity, Fixing Element, Bolt-Up Sequence, Elastic Interaction, Pipe Flange, Contact, FEM

1. はじめに

ボルト・ナットを用いて締結体を締付ける方法としては、トルク法、張力法、熱膨張法等がある。このような締付け方法において、所定のボルト軸力を得るために問題となるのは、各締付け方法に対して接触面の摩擦係数⁽¹⁾、有効張力係数⁽²⁾、ボルトの加熱方法⁽³⁾などであり、従来から多くの研究が報告されている。しかしながら、管フランジなど実際の構造物では、多数のボルトが使用されるので、トルク法で締め付けた場合、最初のボルトを所定の軸力で締付けることは可能でも、引き続いて他のボルトを締め付けていくと、最終的に各ボルトに残留する軸力は弾性相互作用の影響により目標とする軸力と異なった値になることが知られている。

Bibelら⁽⁴⁾は、締付け実験を数回くり返すことによって得られるデータを用いて、各ボルトを1回ずつ、すなわち1ステップの締付けによって高い精度でボルト軸力を与える手法を提案している。しかしながら、この

手法では締結体の寸法が変わるたびに予備実験を行わなければならない。また文献[5]では、線形有限要素法を用いて、締付け完了後の各ボルトの軸力が一定になるような初期軸力の算出がこころみられている。その結果、最終的に得られるすべてのボルト軸力の平均値については、所定の軸力の99%になることが示されている。しかしながら、個々のボルト軸力のばらつきは約20%とかなり大きく、また計算機容量等の観点から、合計20本のボルトを一度に4本ずつ締付けるという仮定をおいており、必ずしも実用性の高い手法とはいえない。

そこで本研究では、より汎用性の高い手法の確立を目的として、管フランジを任意の数のボルトで締付ける場合について、ボルトを逐次締め付けた場合の軸力の変化と締付け完了時における軸力のばらつきを、効率的に精度よく評価できる手法を提案する。解析手法としては、三次元弾性接触問題として有限要素法を適用する。具体的には、各ボルトに等しい軸応力を与えて逐次締め付けた場合に生じるボルト軸応力のばらつきと、締結完了時に均一なボルト軸応力を得るために必要な初期ボルト軸応力を算出する。前者においては、

* 原稿受付 1998年2月2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)。

*2 准員, 神戸商船大学。

フランジ座面形状, ボルト本数, 締付け順序の影響を, 後者では, 一般に用いられる数回のステップにより締付け作業を完了する場合を扱う. また, 実験を行うことにより解析手法の実用性を検討する. 対象とするのは, JIS B 2238 呼び圧力 40K, 呼び径 50 のハブ付き一体形フランジ⁽⁶⁾でガスケットは考慮していない.

2. 解析方法

2.1 接触問題 接触問題の解析方法としては, 従来の手法⁽⁷⁾を, 三次元多体弾性接触問題として多数のボルトを逐次締め付けた場合の解析が可能のように拡張する. また接触面に発生するせん断力は, クーロンの摩擦法則に従うと仮定する. 接触節点におけ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 軸と考えて, 「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 全体剛性方程式⁽⁷⁾ ボルトのはめあいねじ部は幾何学的に非常に複雑な形状をしており, そのことがねじ部の応力解析を困難にしている. しかしながら, 本研究における主要な解析項目は締付けボルトのねじ部の応力分布ではなく, ボルト軸応力である. そこで, 解析の効率化を図るために文献[6]に示した方法により, はめあいねじ部を等価な軸方向剛性を持つボルト頭部と類似の形状に置き換え, ボルトとナットを単一の弾性体として扱う. さらに, 多数ボルトをまとめて 1 体とみなすと, 本研究ではガスケットを考慮していないので, 解析は上下フランジとボルト・ナットの等価モデルの 3 体, およびフランジ座面, ナット座面, ボルト頭部座面の 3 接触面からなる 3 体 3 接触面問題に帰着される. この場合, 全体剛性方程式は次のようになる.

$$\begin{bmatrix} K_u & 0 & 0 & K_{uC1} & 0 & K_{uC3} \\ 0 & K_l & 0 & K_{lC1} & K_{lC2} & 0 \\ 0 & 0 & K_e & 0 & K_{eC2} & K_{eC3} \\ K_{C1u} & K_{C1l} & 0 & K_{C1} & 0 & 0 \\ 0 & K_{C2l} & K_{C2e} & 0 & K_{C2} & 0 \\ K_{C3u} & 0 & K_{C3e} & 0 & 0 & K_{C3} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_u \\ u_l \\ u_e \\ R_1 \\ R_2 \\ R_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Q_u \\ Q_l \\ Q_e \\ \delta_1 \\ \delta_2 \\ \delta_3 \end{Bmatrix} \quad (1)$$

ここで, $[K_u]$, $[K_l]$, $[K_e]$ はそれぞれ, 上側のフランジ, 下側のフランジおよび多数ボルトを一体とみなしたボルト・ナットの等価モデルの剛性マトリックスである. $[K_e]$ は n 本のボルトを使用した場合, j 番目のボルト・ナットモデルの剛性マトリックスを $[K_{ej}]$ とすると,

$$[K_e] = \begin{bmatrix} K_{e1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{e2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{e3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & K_{en} \end{bmatrix} \quad (2)$$

Fig. 1 Finite Element Model

となる. その他のマトリックスは接触に関するマトリックスである. また, u_u , Q_u などは, それぞれ節点変位と等価節点力である. δ_i は接触節点の初期不整量であり, R_i は接触状態により変化する等価節点力である. ここで, i は接触面番号であり, 1 がフランジ座面, 2 がボルト頭部座面, そして 3 がナット座面を示している. δ_2 , δ_3 および R_2 , R_3 は, 各々のボルトについて考えると以下のようになる.

$$\{\delta_i\} = \begin{Bmatrix} \delta_{i1} \\ \delta_{i2} \\ \delta_{i3} \\ \vdots \\ \delta_{in} \end{Bmatrix}, \quad \{R_i\} = \begin{Bmatrix} R_{i1} \\ R_{i2} \\ R_{i3} \\ \vdots \\ R_{in} \end{Bmatrix} \quad (i = 2, 3) \quad (3)$$

ここで, δ_{ij} , R_{ij} ($i = 2, 3$, $j = 1, n$) はそれぞれ接触面番号 i における j 番目のボルトに対する接触節点の初期不整量と等価節点力である.

解析において, 式(1)中の $[K_u]$, $[K_l]$, $[K_e]$, および全体剛性マトリックスの左下三角部分にある接触に関するマトリックス $[K_{C1u}]$ などは, 接触状態を定めるための反復計算を通して一定である. そのため, これらのマトリックスは連立一次方程式を解く過程において一度分解しておけばよいことになる. さらに, 各ボルトを逐次締め付けていく過程において変化するのは δ_2 と δ_3 であるので, 反復計算の対象となるのは, $[K_{uC1}]$, $[K_{C1i}]$, R_i , δ_i 等のみであり, 効率的に計算を実施できる.

また, ボルトに逐次軸力を与えていく過程において, あるボルトを締め付けると, 弾性相互作用によってそのボルトより後に締め付けられるボルトの接触節点が全て離隔することがある. この場合, そのボルトの剛体変位は拘束されないで, 剛性マトリックスが特異となる. そこで, 文献[7]に示しているレギュラリティパラメータを, ボルトに対してのみわずかに大きくすることにより, この状態を回避している.

2.3 解析モデル 大平面座の管フランジに対する有限要素モデルの一例を図1に示している. とくに断らない限り, 図に示した 8 本のボルトで締め付ける大平

Fig. 2 Bolt Number

Table 1 Initial Discrepancy for Constant Initial Bolt Stress

		Bolt Number j							
		1	5	3	7	2	6	4	8
Bolt-up Sequence k	1	d_1	0	0	0	0	0	0	0
	2	d_1	d_5	0	0	0	0	0	0
	3	d_1	d_5	d_3	0	0	0	0	0
	4	d_1	d_5	d_3	d_7	0	0	0	0
	5	d_1	d_5	d_3	d_7	d_2	0	0	0
	6	d_1	d_5	d_3	d_7	d_2	d_6	0	0
	7	d_1	d_5	d_3	d_7	d_2	d_6	d_4	0
	8	d_1	d_5	d_3	d_7	d_2	d_6	d_4	d_8

Table 2 Initial Discrepancy for Uniform Final Bolt Stress

		Bolt Number j							
		1	5	3	7	2	6	4	8
Bolt-up Sequence k	1	d	0	0	0	0	0	0	0
	2	d	d	0	0	0	0	0	0
	3	d	d	d	0	0	0	0	0
	4	d	d	d	d	0	0	0	0
	5	d	d	d	d	d	0	0	0
	6	d	d	d	d	d	d	0	0
	7	d	d	d	d	d	d	d	0
	8	d	d	d	d	d	d	d	d

面座モデルを解析の対象とする。メッシュ分割については、図1に示したモデルよりさらに細かいメッシュで解析を実施することにより、本研究で用いたモデルで十分な精度が得られることを確認している。各物体のヤング率とポアソン比はそれぞれ200GPaおよび0.3とし、接触面の摩擦係数 μ の影響は、以下の解析においてはほとんど現れなかったため、全ての面において $\mu=0.2$ 一定と仮定している。境界条件としては、下側のフランジモデルのパイプの端面の長手方向および円周方向変位を拘束する。

2.4 ボルト軸力の与え方 ボルト軸力は、式(3)における δ_{2j} 、 δ_{3j} のいずれかに不整量を与えることにより発生させる。そのボルト j の軸力は、接触力を表す式(3)の R_{2j} または R_{3j} の面直角成分の総和により求められる。またボルト軸応力は、軸力を呼び径を直径とす

る円の面積で除した値である。図2はボルト番号を示しており、ボルト締付け順序はとくに断らない限り一般に用いられている、 $1 \rightarrow 5 \rightarrow 3 \rightarrow 7 \rightarrow 2 \rightarrow 6 \rightarrow 4 \rightarrow 8$ とする。

つぎに、ボルトに等しい軸応力を逐次与えていく場合、および最終的に均一なボルト軸応力を得ることを目的とした解析において、ボルト軸応力を発生するために必要となる初期不整量の算出方法について述べる。前者の場合、各ボルトに等しい軸応力を逐次与えていくが、その場合に与える不整量の大きさはボルトごとに異なった値となる。また後者の場合は、各ボルトに逐次同じ大きさの初期不整量を与えるが、この場合各ボルトに発生する初期軸応力は異なった値となる。以上の2つの場合に対して、式(3)中の初期不整量 δ_{ij} ($i=2,3, j=1,n$)の大きさは、8本のボルトで締付けする場合($n=8$)、それぞれ表1, 2のようになる。以下にそれぞれの解析におけるボルト軸力の与え方を、表1および表2に従って具体的に説明する。

(1) 各ボルトを等しい初期軸応力で締付ける場合

(a) 表1に従うと、最初にボルト1を締付けるが、その場合接触面に与える不整量の値は、以下の手順により決定する。まず適当な大きさの不整量を与えて、その場合に得られる軸応力を求める。つぎに、不整量と得られる軸応力の大きさがほぼ線形関係ある点に注意して、不整量の値を修正する。この場合、もし軸応力が変化しても接触状態が変化しなければ、完全な線形関係が成立するので、不整量の修正は一回で終了する。その結果得られた不整量の大きさが、表1の1行目に示す d_1 である。この場合、ボルト1よりあとに締め付けられるボルトの不整量はすべて零としている。

(b) つぎに2番目に締付けるボルト5に対しても同じ手順を繰り返す。ここで注意すべきことは、それ以前に締めつけたボルトの不整量(この場合はボルト1の d_1)は一定に保って解析を実施するという点である。

(c) 以上の計算手順を、表に示したボルトの締付け順序に従って、すべてのボルトに対して実施する。ここで示した例においては、最終的に得られる表1の8行目の不整量を、各ボルトに対して同時に与えると、締付け完了時に各ボルトに残留する軸応力が求められる。すなわち、実際の作業で問題となっているボルト軸応力のばらつきが評価できることになる。なお、以上の計算はプログラムの中ですべて自動で処理されるので、計算の途中に解析者による修正は不要となっている。

(2) 締結完了時のボルト軸応力を均一にする場合

(a) 式(3)中の不整量 δ_{2j} と δ_{3j} のいずれかに、すべて等しい大きさの不整量を代入してボルト軸応力を求める。この場合、対称性からすべてのボルトに等しい軸応力が発生する。

(b) 前述の「ボルトを等しい初期軸応力で締付ける場合」と同様に、所定のボルト軸応力を与えるために必要な不整量 d の大きさを反復計算により決定する。

(c) (2b)で求めた不整量 d を、表2に示した順序に従って各ボルトに与えていく。この場合、対象とするボルトよりも後に締付けるボルトの不整量は零とおくが、各ボルトに順次与えていく不整量の大きさはすべて同じ値である。すなわち、この不整量 d を表2に示した順序でボルトに与えていくと、締付け完了時に均一な軸応力を得るために各ボルトに与えるべき初期軸応力が、各段階で求められる。

以上示した計算手順から明かなように、ボルトに等しい初期軸応力を与えた場合、締付け完了時に発生する軸応力のばらつきは、計算の最後の段階で一度に計算される。また一方、最終的な軸応力を一定にするために各ボルトに逐次与えるべき軸応力の大きさは、計算の過程で順次求められることになる。

3. 実験方法

本研究で提案する数値解析の妥当性を確認するために、管フランジを多数ボルトで1本ずつ締付けた場合の実験を行う。実験はJIS B 2238呼び圧力40K、呼び径50のハブ付き一体形大平面座フランジを対象とし、メートル並目ねじM16を有する8本のボルトで締付ける。締付け順序は図2に示した通りである。締付けには、ナットにトルクを与えるためとボルトの回転を押さえるために2本のスパナを用いる。また、1本目のボルトを締付ける際にフランジに大きな回転が発生することを避けるために、全てのボルトをあらかじめ5MPa程度の軸応力で軽く締付けておく。この状態を初期状態とし、この値からの増加量をボルト軸応力としている。各ボルトの円筒部には、軸応力を測定するために2枚のひずみゲージを180度離して張付けている。

4. ボルトを等しい初期軸応力で締付ける場合

4.1 フランジ座面形状の影響と解析手法の妥当性
図3は締結完了時のボルト軸応力のばらつきに対する座面形状の影響を示しており、大平面座については実

Fig. 3 Scatter in Bolt Stresses at the Completion of Bolt-up

Fig. 4 Variations of No.1 Bolt Stress in the Bolt-up Process

Table 3 Variations of Bolt Stresses in the Bolt-up Process

		Bolt Number j							
		1	5	3	7	2	6	4	8
Bolt-up Sequence k	1	1.000	0.034	0.050	0.050	0.000	0.042	0.042	0.000
	2	0.998	1.000	0.084	0.084	0.002	0.002	0.002	0.002
	3	1.015	1.017	1.000	0.104	0.000	0.005	0.000	0.005
	4	1.034	1.036	1.002	1.000	0.000	0.000	0.000	0.000
	5	0.982	1.038	0.951	1.002	1.000	0.000	0.000	0.000
	6	0.984	0.986	0.953	0.950	0.998	1.000	0.001	0.001
	7	0.986	0.931	0.898	0.952	1.015	1.017	1.000	0.002
	8	0.931	0.932	0.899	0.897	1.033	1.034	1.000	1.000

験値も示している。縦軸は締結完了時のボルト軸応力 σ_f を所定の初期軸応力 σ_{fb} で除して無次元化しており、横軸は図2で規定したボルト番号を示している。ここで、 σ_{fb} は50MPa一定としている。大平面座における実験結果と解析結果は比較的よく一致しており、今回提案した解析手法は妥当であるといえる。各座面形状を比較してみると、全面座では締結完了時のボルト軸応力のばらつきはほとんど見受けられない。しかしながら、平面座においては締結完了時のボルト軸応力のばらつきが大きくなっており、その影響は大平面座よりもいわゆるフランジ回転が大きい小平面座において顕著である。

表3は、表1に対応する解析結果として、締付け過程

の進行に伴うボルト軸応力変化を示している。座面形状は大平面座であり、表中の値は図3と同様に σ_f と σ_{fb} の比を示している。すなわち、8行目の値が締付け完了時に各ボルトに残留している軸応力を示しており、図3に対応している。表1において不整量が零となっている右上三角の部分でも、表3ではわずかに軸応力が生じている。このことは、ボルトに軸力を逐次与えていく過程において、多くのボルトの頭部およびナット座面で接触と離隔状態が混在していることを示している。

図4は一番最初に締付けられるボルト1の軸応力の変化を示したものであり、大平面座の解析結果については表3の第1列に対応している。ここで横軸は、締付け順序 k を示している。大平面座における解析結果では、ボルト1から最も遠い位置にあり、2, 6, 7番目に締付けられるボルト5, 6, 4を締付けた場合、ボルト1の軸応力はほとんど変化しない。一方、実験においてはわずかながら増加している。また、ボルト1の両隣に位置し、5, 8番目に締め付けるボルト2, 8を締付けた場合の軸応力の低下量については、実験値の方がわずかに大きい。これらの原因としては、解析ではフランジの加工誤差、表面荒さ、ボルトの偏心、荷重履歴等を考慮していない点が挙げられる。フランジ座面形状については、全面座では締付け作業が進行してもボルト軸応力はほとんど変化していない。また平面座では、小平面座の方が大平面座に比較して、両隣のボルトを締付けた場合の軸応力低下率、およびそれ以外のボルトを締付けた場合については軸応力の増加率が大きくなっている。すなわち、大きなフランジ回転を生ずるフランジ座面形状ほど、各ボルトによる弾性相互作用が大きいことを示している。

4.2 締付け順序の影響 図4と表3から明らかのように、あるボルト j の軸応力変化に着目すると、そのボルトの締付け後に隣接するボルトを締付けると軸応力の変化率が高くなるといえる。したがって、締付け過程におけるボルトの軸応力変化を低く押さえるためには、できる限り両隣のボルトが後で締付けられるような締付け順序を回避することが望ましいと考えられる。

今、次の3種類の締付け順序を考える。

type1; 1 → 5 → 3 → 7 → 2 → 6 → 4 → 8

type2; 1 → 4 → 7 → 2 → 5 → 8 → 3 → 6

type3; 1 → 5 → 2 → 6 → 3 → 7 → 4 → 8

ここで、type1は図2に示した一般的に用いられている締付け順序である。両隣のボルトが対象となるボルトより後で締付けられるボルトの本数は、type1, type2, type3で、それぞれ4本、3本、2本となっている。

Fig. 5 Scatter in Bolt Stresses at the Completion of Bolt-up

Fig. 6 Bolt Number

Fig. 7 Scatter in Bolt Stresses at the Completion of Bolt-up

図5は、上記3種類の締付け順序における、締結完了時のボルト軸応力のばらつきの解析結果を示したものである。ここで、各ボルトに与える初期締付け軸応力 σ_{fb} は50MPaとしている。type1, type2, type3において、所定の軸応力からのばらつきの最大値はそれぞれ10.3% (bolt7), 8.9% (bolt7), 6.6% (bolt1)である。この結果より、対象となるボルトより後で締付けられる両隣のボルトの本数を少なくすることが、締結完了時のボルト軸応力のばらつきを低く押さえるために有効であることがわかる。

4.3 ボルト本数の影響 フランジの寸法を一定とし、ボルト本数を4, 8, 12と変化させることによ

Table 4 Variations of Bolt Stresses in the Bolt-up Process

Bolt-up Sequence k	Bolt Number j							
	1	5	3	7	2	6	4	8
1	1.063	0.036	0.053	0.053	0.000	0.044	0.044	0.000
2	1.061	1.061	0.089	0.089	0.003	0.003	0.003	0.003
3	1.079	1.079	1.097	0.111	0.000	0.006	0.000	0.006
4	1.100	1.100	1.100	1.100	0.000	0.000	0.000	0.000
5	1.051	1.102	1.051	1.102	0.967	0.000	0.000	0.000
6	1.053	1.053	1.053	1.053	0.966	0.966	0.001	0.001
7	1.054	0.998	0.998	1.055	0.983	0.983	1.001	0.001
8	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000

Table 5 Initial Bolt Stresses Calculated by FEM

σ_{fb}	Bolt Number j							
	1	5	3	7	2	6	4	8
50	53.2	53.1	54.9	55.0	48.4	48.3	50.1	50.0
100	104.8	104.7	106.4	106.3	98.3	98.2	100.0	100.0
150	155.0	155.0	156.6	156.6	148.4	148.2	150.0	150.0

[MPa]

り、締結完了時のボルト軸応力のばらつきに対するボルト本数の影響を考察する。図6の(a), (b)は、それぞれボルト本数が4, 12本の場合のボルト番号を示している。締付け順序は8本の場合に対応させる。すなわち、4本の場合は1 → 3 → 2 → 4, 12本の場合は1 → 7 → 4 → 10 → 2 → 8 → 5 → 11 → 3 → 9 → 6 → 12としている。また、全てのボルト本数の場合に対して、各ボルトの軸応力 σ_{fb} は50MPaとしている。図7に解析結果を示す。ボルト本数が4本の場合、ボルト1, 3は両隣のボルト2, 4を締付けると、ボルト本数が8本の場合とは逆に軸応力が増加している。このことから、隣のボルトとの距離がある程度離れている場合、最初に締付けたボルト軸応力は必ずしも低下せず、増加することもあるといえる。また、ボルト本数が12本の場合、ボルト1, 4, 7, 10は両隣の2本のボルトがそれらのボルトより後で締付けられる。その場合の軸応力の低下率は、図7から明らかなように、8本の場合と比較して倍以上大きくなっている。その理由としては、ボルト本数が増加したことによって隣のボルトとの距離が近くなったこと、およびボルト穴の数が増えたことでフランジの剛性が低下したことが考えられる。

5. 締結完了時の均一なボルト軸応力を目的とする場合

本節では、締付け作業を終了した時点で全てのボルト軸応力を一様にするを目的として、そのために必要な初期軸応力の大きさを有限要素法により算出する。また、実験を行うことにより、今回提案した解析の実用性を検討する。前節までは、各ボルトに1回だけトルクを与える、すなわち1ステップで締付けを完了させた場合について検討してきた。しかしながら、実際の

Fig. 8 Experimental Results of Scatter in Bolt Stresses at the Completion of Bolt-up

ボルト締付け作業では、一般的に片締め等を防ぐ理由で各ボルトを数回ずつ締付けることにより作業を完了する。ここでは、3ステップで締結完了時に150MPaの軸応力を与える場合を扱う。締付けを開始する時点の各ボルトの軸応力を零とし、各ステップにおいて50MPaずつ軸応力を増加させるとする。表4は、表2の各不整量に対応して求められた1回目のステップ(50MPa)における軸応力の解析結果を示している。値の表示方法は表3と同じである。8行目が締め付け完了時を表しており、すべてのボルトの軸応力が等しくなっている。また表5は、各ステップの最初にそれぞれのボルトに与えた軸応力の大きさを示しており、1行目の第1ステップの軸応力については、当然のことながら表4の対角成分に50MPaを乗じた値と等しくなっている。

この表から、例えば、ボルト1と5など180度離れた位置にあるボルトについては、各ステップにおける軸応力の値はほとんど同じであることがわかる。また、両隣の2本のボルトがそのボルトより後で締付けられるボルト1, 3, 5, 7については、比較的大きき初期軸応力を与えなければならないことがわかる。

図8は、表5の値に従って締付け実験を行った場合の結果を、図7と同じ形式で示したものである。この場合、解析結果は全て1となるので、実験結果が1に近いほど本解析手法が実用的であるといえる。この図より、締付け作業のステップ数が多くなるほどばらつきが小さくなっていることがわかる。その原因としては、締付けのステップ数が増加すると、各ステップの締付けを開始時のボルト軸応力が高くなるので、管フランジ締結体に変形しにくくなっていることが考えられる。図3に示したように、各ボルトを逐次一定の初期軸応力で締付けた場合のばらつきは約10%であり、ここで示した結果では約3%のばらつきにとどまっている。したがって、今回提案した解析手法の妥当性が確認された

といえる。

6. 結 言

多数ボルトにより締付けられる管フランジ締結体の締付け順序がボルト軸力のばらつきに及ぼす影響を、数値解析と実験により検討した結果、以下に示す結論を得た。

(1) 各ボルトを等しい軸応力で逐次締付けた場合に発生する軸応力のばらつき、および締結完了時に均一なボルト軸応力を得るために必要な初期ボルト軸応力の大きさを、三次元弾性接触問題として有限要素法により効率的に評価できる手法を提案した。

(2) 小平面座のような曲げ剛性の低い管フランジほど、締付け完了時のボルト軸応力のばらつきが大きくなることを示した。

(3) ボルト軸力のばらつきを小さくするには、両隣のボルトが対象となるボルトより後で締付けられるようなボルトの本数を少なくするような締付け順序が望ましいといえる。

(4) 今回提案した解析手法は、一般に用いられている各ボルトを数回ずつ締付ける場合にも対応でき、締付けのステップ数が増すほど、ボルト軸力のばらつきが小さくなることを示した。

文 献

- (1) 福岡・高木, トルク法によるボルト締付け過程の力学的特性について, 機論, **63**-609, A (1997), 1083-1088.
- (2) 福岡, 張力法によるボルト締付け過程の解析(ばねモデルによる検討), 機論, **58**-549, A (1992), 760-764.
- (3) 福岡・許, 熱膨張法によるボルト締め付け過程について, 機論, **63**-607, A (1997), 561-566.
- (4) G. D. Bibel and R. M. Ezell, An Improved Flange Bolt-Up Procedure Using Experimentally Determined Elastic Interaction Coefficients, ASME Journal of Pressure Vessel Technology, **114**, (1992), 439-443.
- (5) E. M. Weber and G. D. Bibel, Flange Bolt-Up Simulation Using 3-D Finite Element Modeling, PVP Conference, **274**, (1994), 63-82.
- (6) 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), (掲載予定)。
- (7) 福岡, ねじ谷底応力集中軽減法の評価(ナット形状修正法の場合), 機論, **60**-580, A (1994), 2782-2788.