ねじ込みボルトによるねじ締結体の特性について*
(平面座金属平形ガスケットを用いた被締結体が圧力容器ふたの場合)沢 俊行^{*1}, 諸 星 常 志^{*2}, 赤 川 博 実^{*3}Features of Bolted Joints with Tap Bolts
(The Case Where a Clamped Part with a Raised Face Metallic Gasket is the Cover of a Pressure Vessel)

Toshiyuki SAWA, Tsuneshi MOROHOSHI, and Hiromi AKAGAWA

This paper deals with the distribution of contact stress and the force ratio (the ratio of an increment of bolt axial force to an external load) of bolted joints fastened with tap bolts, when a clamped part with raised face metallic gasket is the cover of a pressure vessel. The distribution of contact stress is analyzed as a three-body contact problem, using the three-dimensional theory of elasticity. The effects of the stiffness and the position of gaskets are shown on the distribution of contact stress in numerical computations. The contact stress is measured by means of ultrasonic waves. Next the force ratio and the maximum stress caused in bolts are analyzed. For verification, experiments are performed. The analytical results are in fairly good agreement with the experimental ones. In addition, concerning the effective gasket yielding width and the moment arm standardized in JIS, the analytical results are compared with the values obtained from JIS.

Key Words: Elasticity, Fixing Element, Contact Stress, Raised Face Metallic Gasket, Force Ratio, Tap Bolt, Pressure Vessel

1. 緒 言

流体を扱う機械装置の接続部には、ガスケットを用いたねじ締結体が多用されている。このような締結体の強度設計は、JIS⁽¹⁾ASME⁽²⁾およびDIN⁽³⁾などに規格化されているが経験によるところも多い。ガスケットを用いた締結体の合理的強度設計にあたっては、密封性能を評価する一因子である接触面応力分布および内力係数(ボルト軸力の増加分と外力との比)などの特性を考察することは重要である。従来からボルト・ナットで締結された締結体に関する研究^{(4)~(8)}はかなり行われてきているが、ねじ込みボルトによるガスケット付き締結体に関する研究^{(9)~(11)}は少なく、これらの研究も比較的低い使用圧力に対して用いられ接触面の全面で接触する全面座ガスケットの場合のみである。さらには、従来のガスケットの規格^{(1)~(3)}において用いられているガスケット有効幅およびガスケット反力の位置などの特性値⁽¹²⁾を理論的に検討しておくこ

ともより合理的強度設計に必要と考えられる。

前報⁽¹¹⁾では全面座ガスケットの場合を扱ったが、本研究では実用上重要であり、比較的高い圧力に対して使用され、接触面の一部分のみにおかれる平面座金属平形ガスケットをはさんだ被締結体が圧力容器ふたの場合について、ねじ込みボルトで締結したときの接触面応力分布、内力係数、さらには、フランジの強度設計において必要となるガスケット有効幅およびガスケット反力の位置などの特性値⁽¹¹⁾について検討する。解析にあたっては弾性三体接触問題として軸対称三次元弾性論を用いて解析し、超音波により接触面応力を測定し解析結果と実験結果との比較を行い、さらに流体圧力が作用したときの内力係数についても理論と実験の両面より検討を行っている。ついで、ガスケットの厚さ、位置などが接触面応力分布、内力係数およびガスケット反力位置などに及ぼす影響について検討している。

2. 理 論 解 析

2.1 接触面応力の解析 図1は接触面の一部にのみ接触する平面座金属平形ガスケットをはさんだ圧力容器ふたを、 N_b 本のねじ込みボルトによりそれぞれ初期締付け力 F_f で締め付けたねじ込みボルト締結

* 昭和62年11月28日 関西支部第247回講演会において講演、原稿受付 昭和62年6月1日。

^{*1} 正員、山梨大学工学部(〒400 甲府市武田4-3-11)。

^{*2} 正員、(株)アスク(〒409-36 山梨県西八代郡市川大門町1488)。

^{*3} 学生員、山梨大学大学院。

体に内圧 P が作用した状態を示す。このような締結体の初期締付け時の接触面応力分布を解析するために、図 2 (a) に示す解析モデルを考える。すなわち、压力容器ふたを円柱 [I]、ガスケットを円筒 [II]、压力容器本体を円筒 [III] とする。円柱 [I] の外径、厚さ、縦弾性係数、ポアソン比を $2b_1, 2h_1, E_1, \nu_1$ とし、円筒 [II]、[III] の外径、内径、厚さ、縦弾性係数、ポアソン比を、それぞれ $2b_2, 2a_2, 2h_2, E_2, \nu_2, 2b_3, 2a_3, 2h_3, E_3, \nu_3$ とする。すなわち、ガスケットは一般的に $r=a_2$ から $r=b_2$ におかれているものとする。なお、 $2c_1$ は座面直径、 $2c_2$ ははめあいねじ部の有効径、 $2d$ はボルト穴中心円直径である。円柱 [I] の上端面の座面相当部分 ($d-c_1 \leq r \leq d+c_1$) には、初期締付け力 $N_b \times F_f$ が一様分布応力 $P_1 [P_1 = N_b \times F_f / 4\pi d c_1]$ で円環状に作用するものとし、はめあいねじ部に作用するせん断応力は円筒 [III] の下端面 ($d-c_2 \leq r \leq d+c_2$) において一様分布応力 $P_2 [P_2 = N_b \times F_f / 4\pi d c_2]$ で円環状に作用するものと仮定する。なお、はめあいねじ部の位置の影響を考慮するために $2h_3$ の取り方を前報⁽¹⁾と同様に、本体の上端面からねじ部の上面までの距離と、本体の上端面から下端面までの距離の平均値とする。ここで、図 2 (a) の境界条件は圧縮応力 P_1, P_2 の分布をベッセル関数 $J_0(\gamma_s^I r), C_0(\gamma_s^{III} r)$ に展開すると次式で与えられる。前報⁽¹⁾の全面座ガスケットの場合に比べて本研究の平面座ガスケットの場合には接触面の境界条件は複雑になる。なお、 w は z 方向の変位を表し、接触面のせん断力は無視する。

(i) 円柱 [I] (压力容器ふた) に対して

$$r=b_1: \sigma_r^I=0, \tau_{rz}^I=0$$

$$z_1=h_1: \sigma_z^I=a_0 + \sum_{s=1}^{\infty} a_s J_0(\gamma_s^I r), \tau_{rz}^I=0$$

$$z_1=-h_1: \tau_{rz}^I=0$$

(ii) 円筒 [II] (ガスケット) に対して

$$r=a_2: \sigma_r^{II}=0, \tau_{rz}^{II}=0$$

$$r=b_2: \sigma_r^{II}=0, \tau_{rz}^{II}=0$$

$$z_2=h_2: \tau_{rz}^{II}=0$$

$$z_2=-h_2: \tau_{rz}^{II}=0$$

(iii) 円筒 [III] (压力容器本体) に対して

$$r=a_3: \sigma_r^{III}=0, \tau_{rz}^{III}=0$$

$$r=b_3: \sigma_r^{III}=0, \tau_{rz}^{III}=0$$

$$z_3=h_3: \tau_{rz}^{III}=0$$

$$z_3=-h_3: \sigma_z^{III}=b_0 + \sum_{s=1}^{\infty} b_s C_0(\gamma_s^{III} r), \tau_{rz}^{III}=0$$

(iv) 円柱 [I]、円筒 [II] の接触面において

$$(\sigma_z^I)_{z_1=-h_1} = (\sigma_z^{II})_{z_2=h_2}$$

$$(\partial w^I / \partial r)_{z_1=-h_1} = (\partial w^{II} / \partial r)_{z_2=h_2}$$

(v) 円筒 [II]、[III] の接触面において

(a) 初期締付け時

図 1 压力容器ふた締結体

(b) 内圧作用時

図 2 解析モデル

$$\begin{aligned} (\sigma_z^{II})_{z_2=-h_2} &= (\sigma_z^{III})_{z_3=h_3} \\ (\partial w^{II}/\partial r)_{z_2=-h_2} &= (\partial w^{III}/\partial r)_{z_3=h_3} \quad \dots\dots\dots (1) \end{aligned}$$

ただし

$$\begin{aligned} a_0 &= -(d_2^2 - d_1^2)P_1/b_1^2 \\ b_0 &= -(d_2^2 - d_3^2)P_2/(b_3^2 - a_3^2) \\ a_s &= -\frac{2\{d_2 f_1(\gamma_s^{II} d_2) - d_1 f_1(\gamma_s^{II} d_1)\}}{b_1^2 \gamma_s^{II} f_0'(\gamma_s^{II} b_1)} P_1 \\ b_s &= -\frac{2\{d_4 c_1(\gamma_s^{III} d_4) - d_3 c_1(\gamma_s^{III} d_3)\}}{\gamma_s^{III} \{b_3^2 c_0^2(\gamma_s^{III} b_3) - a_3^2 c_0(\gamma_s^{III} a_3)\}} P_2 \\ d_1 &= d - c_1, \quad d_2 = d + c_1, \quad d_3 = d - c_2, \quad d_4 = d + c_2 \end{aligned}$$

ここで、各記号は前報⁽¹¹⁾と同様である。境界条件式(1)をもつ円柱[I], 円筒[II], [III]を軸対称三次元弾性論により、文献(7)(8)を参考にして解析する。なお、内圧作用時〔図2(b)〕の解析も同様に行い、締結後に内圧が作用した場合の接触面応力分布は、図2(a)と図2(b)の両者を重ね合わせることによって推定できる。

2・2 内力係数の算出 図1に示すように初期締付け力 F_t で締結されている圧力容器ふた締結体に内圧 P が作用すると、各ボルトには軸力の増加分 F_t が生ずる。このとき内圧 P とボルト軸力の増加分 F_t との比、すなわち内力係数 Φ_g は、内圧 P による軸方向外力 $W(W=P\pi a_2^2)$ を用いて、ボルト1本あたり次式^{(7)~(11)}で与えられる。

$$\Phi_g = \frac{F_t}{(W/N_b)} = \frac{K_t}{K_t + K_{cg}} \left(\frac{K'_{cg}}{K_{pt}} \right) \quad \dots\dots\dots (2)$$

なお、内圧 P により接触面の分離が進行する場合の解析は、文献(7), (8)を参考にして主に K'_{cg} , K_{pt} を解析することによって行う。

2・3 ボルトに発生する曲げモーメントの解析 内圧 P が作用するとボルト座面が傾けられるため、ボルト軸力の増加分 F_t のほかに曲げモーメント M_b が生ずる。ここで、ボルトに発生する曲げモーメント M_b は、文献(7)~(10)に示した計算式により本研究の場合について求められる。この曲げモーメント M_b を考慮するとボルトに発生する応力の増加分の最大値 $\sigma_{t \max}$ は次式となる。

$$\sigma_{t \max} = \frac{\Phi_g}{A_b} \frac{W}{N_b} + \frac{M_b}{Z}$$

ここで、 A_b はボルト軸の断面積、 Z は断面係数である。

3. 実験方法

接触面応力を測定するために、超音波を用いて実験を行う。実験方法および実験装置は文献(11)と同様の装置を用いる。ガスケットは位置決めが容易さから、ガスケットの内径と本体の内径が等しい場合、すなわ

ち、 $a_2 = a_3$, $b_2 < b_3$ (ガスケットが内側, Inner), ガスケットの外径と本体の外径が等しい場合、すなわち、 $b_2 = b_3$, $a_2 > a_3$ (ガスケットが外側, Outer) の特別な場合について検討する。ガスケットの寸法は、内径 $2a_2 = 86$ mm, 外径 $2b_2 = 200$ mm (ガスケットの位置, Outer), 厚さ $2h_2 = 10$ mm とし、材質は軟鋼とアルミニウムの2種類とする。応力の測定は $r = 59.0, 81.0, 86.0, 91.0$ mm の4点とする。また、内力係数およびボルトに生じる最大応力の測定も文献(11)と同様な方法により行う。

4. 解析結果および実験結果との比較

4・1 初期締付け時の接触面応力分布に関する解析結果 数値計算にあたっては実験との比較を考慮して、ポアソン比は $\nu_1 = \nu_2 = \nu_3 = 0.3$, 縦弾性係数は $E_1 = E_3 = 206$ GPa, $E_2 = 206$ GPa (軟鋼の場合), 68.7 GPa (アルミニウムの場合) とし、座面直径 $2c_1 = 17.6$ mm, はめあいねじ部の有効径 $2c_2 = 10.9$ mm, ボルト穴中心円直径 $2d = 115$ mm とする。また各部の寸法は、 $2a_2 = 2a_3 = 68$, $2b_1 = 2b_3 = 170$, $2b_2 = 95$, $2h_1 = 16$, $2h_2 = 3, 5, 10$, $2h_3 = 55$ mm とする。ねじ部締付け位置は前報⁽¹¹⁾に示す(下)の場合である。なお、以下接触面応力分布はガスケットと本体との間の応力分布を示す。

図3(a), 4(a)は、実際に用いられる接触面の内側 ($a_2 = a_3$, Inner) にガスケットがおかれた場合の初期締付け時〔図2(a)〕の接触面応力分布に及ぼすガスケットの厚さの影響を示す。図3はガスケットが軟鋼、図4はアルミニウムの場合である。縦軸は平均接触面応力 σ_{zm} に対する接触面応力 σ_z を、横軸はガスケットの内半径 a_2 に対する中心からの距離 r を表している。図3(a), 4(a)は、ガスケットの厚さが厚いほど応力分布が平均化される傾向にあることを示しているが、式(1)の境界条件の下では初期締付け時にすでに接触面の内周付近で分離していると考えられる。

次に、JIS⁽¹⁾などに規格化されているガスケット有効幅およびガスケット反力の位置を求めるため、ガスケットの初期締付け時に分離している部分の応力 σ_z を零とし、改めて内半径 a_2 の値を変化させ式(1)の境界条件の下で数値計算を行い、接触面応力が初めて $r = a_2$ で $\sigma_z = 0$ となる応力分布を試行錯誤法により求めたところ図3(b), 4(b)に示すようになる。すなわち、初期締付け時の応力は図3(b), 4(b)に示される応力分布となると推測される。これは図5に示す斜線部 ($b_2 - a_2$) のみに初期締付けによる応力がガスケット面上に作用していることを示しており、この応

力が作用する $b_2 - a_2$ の値をガスケット有効幅 b と定義する。そして、この応力分布とガスケットの接触面の面積を考慮してガスケット反力 $\bar{P}_1$ の作用する位置を求め、 $\bar{P}_1$ の作用点からボルト中心までの距離をモーメントアーム A_1 とする。ガスケットの有効幅 b 、モーメントアーム A_1 の計算値をまとめて表 1 に示す。表 1 により、ガスケットの厚さが厚いほどガスケットの有効幅 b は大きくなり、モーメントアーム A_1 も大きくなるのがわかる。なお、ガスケット幅を N としている。JIS, ASME などの規格^{(1)~(3)}によるとガスケットの有効幅 b 、モーメントアーム A_1 は、ガスケットの材質、厚さによらず一定であるとされているが、フランジに作用するモーメント $M_1 (M_1 = \bar{P}_1 \cdot A_1)$ の計算においてはかなりの誤差が生じるものと推測される。

4.2 初期締付け時の接触面応力に関する実験結果との比較 実験の簡単化のため接触面の外側 ($b_2 = b_3 = \text{Outer}$) にガスケットがおかれた場合の接触面応力を測定し、これに関する解析結果と実験結果との比較

表 1 初期締付け時のガスケットの有効幅 b およびモーメントアーム A_1 について
(ガスケットの位置が内側, Inner)

Material	SS41			Al		
$2h_2$	10	5	3	10	5	3
N	13.5			13.5		
b	7.0	4.5	3.5	9.5	7.5	6.0
JIS	6.5			6.5		
A_1	11.7	11.4	11.0	12.9	12.1	11.6
JIS	16.5			16.5

(a) $a_2 = a_3$ の場合

(a) $a_2 = a_3$ の場合

(b) a_2 を変化させた場合

(b) a_2 を変化させた場合

図 3 接触面応力分布 (ガスケットが軟鋼の場合)

図 4 接触面応力分布
(ガスケットがアルミニウムの場合)

を図6に示す。縦軸は接触面応力 σ_z 、横軸は中心からの距離 r である。実線はガスケットが軟鋼の場合、一点鎖線はガスケットがアルミニウムの場合の解析結果であり、○印と△印はそれぞれガスケットが軟鋼とアルミニウムの場合の実験結果である。これらの結果より、解析結果と実験結果はかなりよく一致しており本研究の解析の妥当性が確かめられたと考える。

4.3 内力係数に関する比較 表2はガスケットが外側 ($b_2=b_3$, Outer) におかれた場合の内力係数に及ぼす諸因子の影響を示す。ねじ部締付け位置は前報⁽¹¹⁾と同様の場合である。表2により、内力係数は縦弾性係数比 E_1/E_2 が大きいほど、ガスケットの厚さが厚いほど大きくなっている。なお、表2中のNo.5はNo.4と同寸法、同材質の压力容器ふたおよび本体との間に全面座ガスケットをはさんだ場合の内力係数について示している。これにより、平面座ガスケットを用いたほうが全面座ガスケットを用いた場合よりも内力係数は大きくなることがわかる。いずれの場合も内力係

図5 压力容器ふた締結体に作用する荷重

$$\left[\begin{array}{l} 2h_1=16, 2h_2=10, 2h_3=55, 2a_2=86, 2a_3=68 \\ 2b_1=2b_2=2b_3=200(\text{Outer}), 2d=140 \text{ mm} \end{array} \right]$$

図6 接触面応力に関する解析結果と実験結果との比較

数の実験値と計算値はかなりよく一致している。

図7は、ガスケットが内側 ($a_2=a_3$, Inner) におかれた場合の内力係数の計算値と実験値との比較を示す。縦軸はボルト軸力 F_f+F_t であり、横軸は内圧 P である。この締結体において初期締付け時 ($F_f=15 \text{ kN}$) に接触面はすでに分離しており (図4参照)、締結体に内圧 P を作用させると接触面の分離は進行し軸力の増加分 F_t は曲線的に変化する。したがって、ガスケットが外側 ($b_2=b_3$, Outer) におかれた場合 (表2) のような値としては示せない。さらに内圧 P を増大させていくと、やがてガスケットの外周より内部流体の漏えいが生じ、これ以上内圧は増加しない。なお、実験は内部流体が漏えいするまで内圧を作用させており、負荷と除荷の場合では大きなヒステリシスを生じている。ガスケットが内側 ($a_2=a_3$, Inner) におかれた場合についても解析結果と実験結果はかなりよく一致している。

図8は、ボルトに発生する曲げモーメントを考慮した場合のボルトに発生する応力に関する比較を示している。寸法は図7の場合に対応している。曲げを考慮

表2 内力係数に及ぼす諸因子の影響
(ガスケットの位置が外側, Outer)

No.	1	2	3	4	5	
2d	115					
h ₁	8	10.5				
h ₂	5	2.5				
2a ₂	86				68	
2b ₂	170					
E ₁ /E ₂	3	1	3	3	3	
F.P.B	L	L	U	L	L	
ϕ_s	Exp	0.039	0.023	0.046	0.031	0.011
	Num	0.043	0.025	0.051	0.036	0.013

F.P.B.; Fastening Position of Bolt Thread
L; Lower U; Upper

$$\left[\begin{array}{l} 2h_1=16, 2h_2=10, 2h_3=55, 2a_2=2a_3=68(\text{Inner}) \\ 2b_1=2b_3=170, 2b_2=95, 2d=115 \text{ mm}, E_2=68.7 \text{ GPa} \end{array} \right]$$

図7 内力係数に関する実験結果と解析結果との比較

図 8 ボルトに発生する曲げモーメントを考慮した場合 (寸法は図 7 の場合に対応)

した場合の計算結果と実験結果はかなりよく一致し、ボルト軸力の増加分 F_t のみによる応力に比べて大きい。

4・1 節で初期締付け時のガスケット有効幅およびガスケット反力の位置について示したが、締結体に内圧 P が作用するとガスケットの有効幅 b およびモーメントアーム A_1 は変化すると思われる。そこで、初期締付け時と内圧作用時の応力分布を重ね合わせるにより、4・1 節と同様に各内圧 P に対してのガスケット有効幅 b およびモーメントアーム A_1 を求めた。これらの結果をまとめると表 3 になる。JIS の規格による値とはかなりの差異が生じていることが示されている。

5. 結 言

本研究は平面座金属平形ガスケットをはさんだ圧力容器ふたをねじ込みボルトによって締結したときの接触面応力分布および内力係数に関して理論および実験の両面より検討を行った。また、ガスケットの有効幅およびガスケット反力の位置についても考察を行い次の結果が得られた。

(1) 接触面応力分布を軸対称三次元弾性論により

表 3 内圧作用時のガスケットの有効幅 b およびモーメントアーム A_1 について (図 7 の場合)

No.	1	2	3	4
P (MPa)	0	2.3	4.4	6.3
b (mm)	9.5	8.5	7.5	6.5
JIS	6.5			
A_1 (mm)	12.9	12.8	12.7	12.5
JIS	16.5			

解析し、ガスケットの厚さ、位置および材質が接触面応力分布に及ぼす影響を明らかにした。

(2) ガスケットが外側におかれた場合に、超音波により接触面応力を測定したところ、実験結果と計算結果は、かなりよく一致した。

(3) 内力係数を算出し、実験結果と比較したところ両者はかなりよく一致した。

(4) (1) によって得た接触面応力分布を用いてガスケット有効幅およびガスケット反力の位置を求め、JIS 規格による値との比較を行い、その差異を明らかにした。

文 献

- (1) JIS, B2210~2217 (1976).
- (2) ASME, Boiler and Pressure Vessel Code, Sec VII, Appendix II.
- (3) DIN, 2505 (1964).
- (4) Brady, T. L., ほか 2 名, *Trans. ASME, J. Appl. Mech.* 38-2 (1971), 542.
- (5) 吉本・ほか 3 名, 機論, 42-359 (昭 51), 2174.
- (6) 萩原, 機論, 48-428, C (昭 57), 622.
- (7) 沢・ほか 3 名, 機論, 51-466, A (昭 60), 1587.
- (8) 沢・ほか 2 名, 機論, 52-473, A (昭 61), 19.
- (9) 沢・ほか 3 名, 機講論, No.834-13 (昭 58-11), 21.
- (10) 沢・ほか 3 名, 機論, 51-468, C (昭 60), 209.
- (11) 沢・ほか 3 名, 機論, 52-467, C (昭 61), 1455.
- (12) 河村, 機論, 51-461, C (昭 60), 196.