

$$A = \sum_{k=0}^m a_k \frac{d^k}{dt^k} \quad (4)$$

$$B = \sum_{k=0}^n b_k \frac{d^k}{dt^k} \quad (5)$$

Figure 7 shows the directions of the stress and strain components. Replacing the gasket stress  $\sigma_g$  by the stress in the thickness direction  $\sigma_{zz}$ , the mean normal stress and the stress deviation  $\sigma'_{zz}$  are calculated as follows:

$$\sigma_m = \frac{1}{3} \sigma_{zz} \quad (6)$$

$$\sigma'_{zz} = \frac{2}{3} \sigma_{zz} \quad (7)$$

The gasket strain has the compression strain  $\varepsilon_{zz}$  and lateral contractions  $\varepsilon_r = \varepsilon_{\theta}$ . Therefore,  $\varepsilon_m$  and  $\varepsilon'_{zz}$  are written as follows:

$$\varepsilon_m = \frac{1}{3} (\varepsilon_{zz} + 2\varepsilon_{rr}) \quad (8)$$

$$\varepsilon'_{zz} = \frac{2}{3} (\varepsilon_{zz} - \varepsilon_{rr}) \quad (9)$$

Equations (6) and (7) and Eqs. (8) and (9) are applied to Eq. (2) and Eq. (3) respectively. Equations (2) and (3) can be rewritten as follows:

$$A \sigma_{zz} = B \varepsilon_{zz} + 2B \varepsilon_{rr} \quad (10)$$

$$A' \sigma_{zz} = B' \varepsilon_{zz} - B' \varepsilon_{rr} \quad (11)$$

Equations (10) and (11) are applied to the differential operator  $B'$  and  $2B$  respectively, and are added. Since the differential operators are commutative,  $\varepsilon_{rr}$  cancels. The following equation is applied:

$$(AB' + 2BA') \sigma_{zz} = 3BB' \varepsilon_{zz} \quad (12)$$

Similarly, Eqs. (10) and (11) are applied to the differential operators  $B'$  and  $B$  respectively, and are subtracted second equation from first. Since  $\varepsilon_{zz}$  cancels out, the following equation is applied:

$$(AB' - BA') \sigma_{zz} = 3BB' \varepsilon_{rr} \quad (13)$$

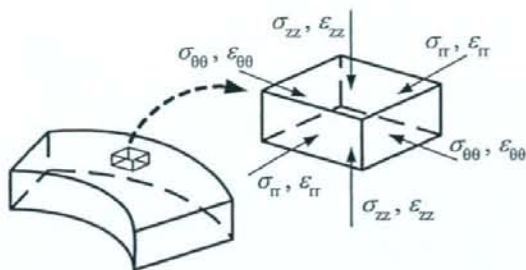


Fig. 7 Definition of stress components and strain components

Thus, the relation between  $\sigma_{zz}$  and  $\varepsilon_{zz}$  and the relation between  $\sigma_{zz}$  and  $\varepsilon_{rr}$  are obtained.

The differential equation that considers the triaxial stress state is obtained by applying each strain component as a superposition of  $\sigma_{zz}$ , the radial stress  $\sigma_{rr}$  and the circumferential stress  $\sigma_{\theta\theta}$ . Therefore, the equation that considers the triaxial stress state can be calculated by Eqs. (12) and (13) as follows:

$$(AB' + 2BA') \sigma_{zz} + 2(AB' - BA') \sigma_{rr} = 3BB' \varepsilon_{zz} \quad (14)$$

Similarly,  $\varepsilon_{rr}$  is calculated by the following equation:

$$(AB' + 2BA') \sigma_{rr} + (AB' - BA') (\sigma_{zz} + \sigma_{\theta\theta}) = 3BB' \varepsilon_{rr} \quad (15)$$

The gasket is subjected to radial stress and circumferential stress by the friction between the gasket and the flange. The gasket is subjected to stresses  $\sigma_{zz}$  and  $\sigma_{rr} = \sigma_{\theta\theta}$ . Also, the relation between the radial strain and the circumferential strain is  $\varepsilon_{rr} = \varepsilon_{\theta\theta} = 0$  by the boundary condition. Equation (15) can be rewritten as follows:

$$(2AB' + BA') \sigma_{rr} = (BA' - AB') \sigma_{zz} \quad (16)$$

The creep property of the gasket is obtained by calculating Eqs. (14) and (16) with respect to  $\varepsilon_{zz}$ . Strain in thickness direction  $\varepsilon_{zz}$  is calculated using the following equation by the Laplace transform:

$$\bar{\varepsilon}_{zz} = \frac{3AA'}{2AB' + BA'} \bar{\sigma}_{zz} \quad (17)$$

The function of  $\sigma_{zz}$  and the differential operators must be defined to obtain  $\bar{\varepsilon}_{zz}$ . The step load, defined as  $\sigma_{zz}$ , can be written as follows:

$$\bar{\sigma}_{zz} = \sigma_g / s \quad (18)$$

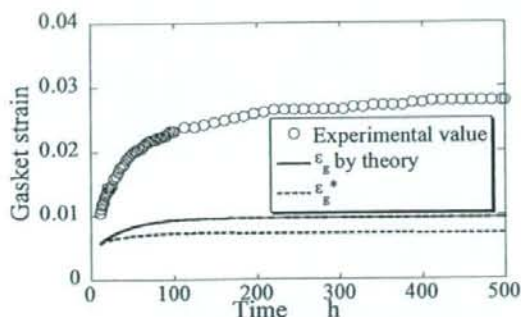


Fig. 8 Behavior of  $\varepsilon_g$  and  $\varepsilon_g^*$  as a function of time

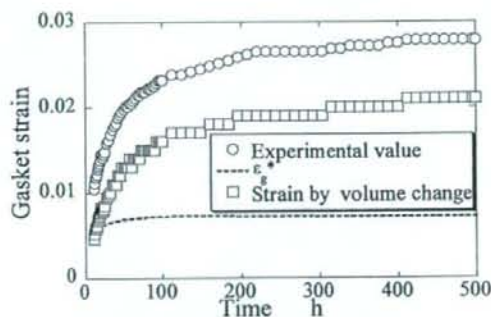


Fig. 11 Behavior of  $\varepsilon_g^*$  and the volume change as functions of time

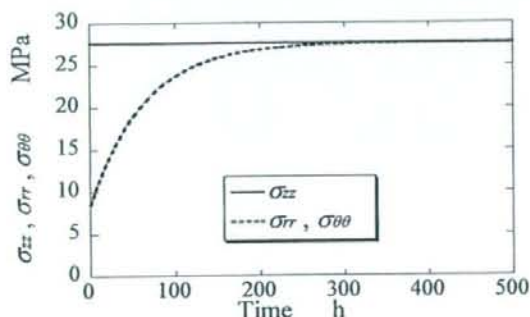


Fig. 9 Change of  $\sigma_{rr}$  and  $\sigma_{\theta\theta}$  in defining  $\sigma_{zz}$  as a step load as a function of time

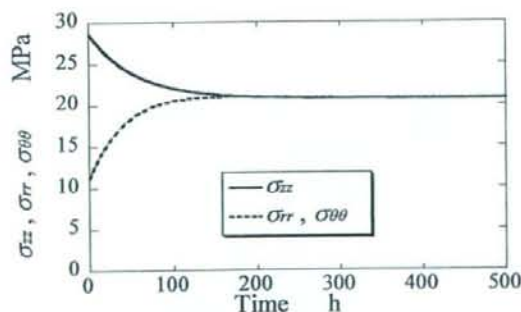


Fig. 10 Change of  $\sigma_{rr}$  and  $\sigma_{\theta\theta}$  including relaxation as a function of time

The models of the hydrostatic stress component and the deviator stress component that are defined in Figure 6 are shown in the relation between stress and strain, respectively. Stress components  $\sigma_m$  and  $\sigma'_{ij}$  are calculated as the following equation by the Laplace transform:

$$\bar{\sigma}_m = K \cdot 3\bar{\varepsilon}_m \quad (19)$$

$$\left(1 + \frac{\mu}{E} \cdot s\right) \bar{\sigma}'_{ij} = \mu \cdot s \cdot \bar{\varepsilon}'_{ij} \quad (20)$$

By comparing Eqs. (19) and (20) with Eqs. (2) and (3), the differential operators are obtained as follows:

$$\left. \begin{aligned} \bar{A} &= 1 & \bar{B} &= 3 \cdot K \\ \bar{A}' &= 1 + \frac{\mu}{E} \cdot s & \bar{B}' &= \mu \cdot s \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

Substituting Eqs. (18) and (21) into Eq. (17), and applying the inverse Laplace transform to Eq. (17), the creep property of the gasket that is applied to three-dimensional viscoelasticity property, which is calculated as follows:

$$\varepsilon_g = \frac{-\sigma_g}{K} \left[ 1 - \frac{2}{3K E + 2} \exp\left(\frac{-3K}{3K(\mu E) + 2\mu} t\right) \right] \quad (22)$$

Also, the radial stress  $\sigma_{rr}$  and circumferential stress  $\sigma_{\theta\theta}$  are obtained by the stress in thickness direction when the creep is evaluated in the three-dimensional viscoelasticity model.  $\sigma_{rr}$  and  $\sigma_{\theta\theta}$  are calculated as follows:

$$\bar{\sigma}_{rr} = \bar{\sigma}_{\theta\theta} = \frac{\bar{B}A' - \bar{A}B'}{2\bar{A}B' + \bar{B}A'} \bar{\sigma}_{zz} \quad (23)$$

A Young's module of the gasket  $E$  after the elevated temperature test was measured in order to decide the type of element that constitutes the three-dimensional viscoelasticity model. The Young's module of the gasket  $E$  was 2940 MPa. The module of volume elasticity of the gasket  $K$  was obtained

as a Poisson's ratio  $\nu=0.33$ . The module of volume elasticity of the gasket  $K$  was 2888 MPa. The coefficient of viscosity  $\mu$  was adjusted to the time at which the strain of the experimental result converged. The coefficient of viscosity  $\mu$  was 98.9 GPa·h. Figure 8 shows the creep property of the gasket  $\epsilon_g$ . The creep property of the gasket  $\epsilon_g^*$  is smaller than the experimental value. For this reason, it is considered that the gasket strain at elevated temperatures includes the strain except for viscoelasticity component.

Figure 9 shows the change of  $\sigma_r$  and  $\sigma_{\theta\theta}$  in defining  $\sigma_{zz}$  as a step load.  $\sigma_r$  and  $\sigma_{\theta\theta}$  increases with the time, and eventually converges on the value that is equivalent to  $\sigma_{zz}$ .

#### Consideration of the stress reduction of thickness direction

The gasket stress decreases with the time, as shown Figure 4. Thus, the gasket creep contains not only the pure creep component but also the combined condition of the creep/relaxation. Therefore, the gasket strain that considers the stress reduction in the thickness direction is evaluated by the three-dimensional viscoelasticity property. The stress reduction in the thickness direction is calculated by the least squares approximation, and then by the Laplace transform. The equation is written as follows:

$$\bar{\sigma}_{zz} = \frac{20.784}{s} + \frac{7.810}{s + 1.831 \times 10^{-2}} \quad (24)$$

Figure 10 shows the  $\sigma_r$  and  $\sigma_{\theta\theta}$  that considered the stress reduction in the thickness direction. The convergence of  $\sigma_r$  and  $\sigma_{\theta\theta}$  is briefly compared with those stresses that the step load defined as  $\sigma_{zz}$ . All stresses converge on 20.7 MPa in approximately 200 hours. It is possible to evaluate  $\sigma_r$  and  $\sigma_{\theta\theta}$  in a three-dimensional viscoelasticity model that considers the stress reduction in the thickness direction.

Equation (24) is substituted into Eq. (17) and the substituted equation is calculated by the inverse Laplace transform. Figure 8 shows the strain  $\epsilon_g^*$  that considers the stress reduction in the thickness direction.  $\epsilon_g^*$  is smaller than  $\epsilon_g$ , because the stress reduction in the thickness direction is considered. The hydrostatic stress component of the three-dimensional viscoelasticity model indicates the volume change due to the elasticity of the gasket. Therefore, the strain due to the volume change can be obtained when  $\epsilon_g^*$  is subtracted from the experimental value. Figure 11 shows the behavior of the strain due to the volume change. It is estimated that the volume change is generated by the structural change (e.g. weight loss [6]) and the chemical factor. Also, it is assumed that the gasket expands in both the radial and the circumferential direction due to the gasket stress  $\sigma_g$ , but it was confirmed that the expansion of the gasket isn't caused experimentally.

#### CONCLUSIONS

The creep properties of non-asbestos gaskets at an elevated temperature were evaluated by a three-dimensional viscoelasticity model. The gasket strain that considered the gasket stress reduction was also evaluated by the three-dimensional viscoelasticity model. The radial stress and the circumferential stress increased with the time, and converged to a value that is equivalent to the stress in the thickness direction independent of the initial stress state.

When the elevated temperature creep properties of non-asbestos gaskets are evaluated by the three-dimensional viscoelasticity model, the gasket strain is divided into the pure creep component of the gasket and the volume change due to the weight loss and chemical factor.

#### REFERENCES

- [1] Robert Kauer and K. Strohmeier, 2000, "Finite-element Simulation of Non-linear, Time and Temperature Dependent Effects of Flange Gasket Materials," ASME PVP-Vol.414-2, pp. 59-63.
- [2] Abdel-Hakim Bouzid and Akli Nechache, 2004, "Creep Modeling in Bolted Flange Joints," ASME PVP-Vol.478, pp. 49-56.
- [3] Takashi Kobayashi and Kota Hamano, 2004, "The Reduction of Bolt Load in Bolted Flange Joints due to Gasket Creep-relaxation Characteristics," ASME PVP-Vol.478, pp. 97-104.
- [4] HPIS Z103 TR2004, 2004, "Bolt Tightening Guidelines for Pressure Boundary Flanged Joint Assembly," High Pressure Institute of Japan.
- [5] Wilhelm Flugge, 1975, "Viscoelasticity Second Edition," Springer-Verlag, Berlin, 171 p.
- [6] ASTM STANDARDS F495-99a, 2007 "Standard Test Method for Weight Loss of Gasket Materials Upon Exposure to Elevated Temperatures," American Society of Testing and Materials.

## 塑性域締付けされた大口徑フランジ継手の挙動

東京電機大学大学院 ○金田 忍  
東京電機大学 辻 裕一

### 1. はじめに

フランジ継手の塑性域締付けは、弾性域締付けと比較して高いボルト軸力が得られるため、ボルトの小径化およびフランジ継手の小型化が可能である<sup>(1)</sup>。また均一なボルト軸力が得られるため漏洩防止に有効である。前報では、小口径フランジに塑性域締付けを適用しその優位性を明らかにした<sup>(2)</sup>。本報では大口徑フランジに塑性域締付けを適用し、口径の違いによるフランジ継手の挙動を比較する。

### 2. 試験装置及び試験手順

図1に内圧 $P$ が作用するフランジ締結体を示す。試験フランジはJPI Class300 lb 20inchフランジ、材質SFVC2A、試験ガスケットはノンアスベストうず巻き形ガスケット(厚さ3mm)である。ガスケットの推奨締付け面圧から計算される目標ボルト軸力は120kNである。試験フランジの規定ボルトはM33であるが、M33ボルトの塑性域締付けでは目標ボルト軸力よりも高い軸力が発生するため、M16ボルトを用いる。ボルト全長は250mmで、ボルト材質SNB7、ナット材質S45Cである。ボルト上部にはひずみゲージを貼付したロードセルを取付け、ロードセルの出力をボルト軸力として、デジタルマルチメータを介してPCに取込む。フランジ継手の締付け手順は修正したJIS方式<sup>(3)</sup>による。締付け方法はナット回転角法を用いる。締付け完了後、フランジ締結体に内圧を1MPaずつ5MPaまで増加させながら作用させ、ボルトの追加軸力の挙動を確認する。内部流体にはヘリウムガスを使用する。

### 3. 内圧作用下におけるボルト軸力の挙動

図2に内圧作用時のボルト軸力の挙動を示す。縦軸はボルト軸力を、横軸は内圧の大きさを表している。内圧負荷に伴いボルト軸力は109.6kNから105.4kNまで減少する。内圧による推力に対する追加ボルト軸力の比を示す内力係数は $\Phi_g = -0.093$ である。表1に内力係数の比較を示す。永田らの内力係数法<sup>(4)</sup>によると、 $\Phi_g = -0.103$ であり、実験結果とよく一致する。弾性域締付け(M33ボルト使用)における本試験フランジの内力係数は $\Phi_g = -0.226$ である。本試験ではM33から小径化したM16ボルトを用いており、ボルト・ナット系のコンプライアンスはM33ボルトの4倍以上である。ボルトの小径化は内力係数を増加させる効果がある。大口徑フランジはローテーションが大きく内力係数が負であるため、ボルトの小径化が内力係数の増加に有利に働く。さらに内力係数の増加はローテーションが小さくなることを意味するので漏洩防止に有利に作用する。

内圧の繰返し作用に対し、ボルトの疲労強度の検討を行う。本試験では内力係数は負であったが、追加軸力の応力振幅を考慮するため、疲労強度の検討が必要である。図3に内圧による推力の変動とボルト軸力の変動の関係を示す。ボルトの疲労強度 $\sigma_A$ <sup>(5)</sup>は式(1)で表される。

$$\sigma_A \approx 0.75 \left( \frac{180}{d} + 52 \right) \quad (1)$$

$d$  はボルト呼び径である。応力振幅  $\sigma_a$  が式(1)の値以下であれば、ボルト疲労強度は十分である。塑性域締付けされたフランジ締結体に内圧が作用するとき、内圧による推力によりボルト1本に  $F_{bn} = \Phi_g \cdot W/N$  なる追加軸力が発生する。ただし  $M$  はボルト本数である。ボルトの応力振幅は  $\sigma_a = F_{bn}/2A_3$  により求められる。ここで  $A_3$  はボルトの谷径断面積である。以上よりボルトの疲労限度の判別式は次のようになる。

$$\frac{\phi_g W}{2A_3 N} \leq \sigma_A \quad (2)$$

図3の場合、 $F_{bn} = 4.2 \text{ kN}$  であり  $\sigma_a$  は  $15 \text{ MPa}$  である。式(1)より M16 ボルトの疲労限度は  $42 \text{ MPa}$  であるため、ボルトの疲労強度は十分である。

#### 4. まとめ

塑性域締付けされた大口径フランジ継手に内圧を作用させ、ボルト軸力の変化を明らかにした。塑性域締結によるボルトの小径化は内力係数を増加させる効果がある。大口径フランジでは内力係数が負であるため内力係数の増加は漏洩防止に有効である。さらにボルトの疲労強度は十分である。

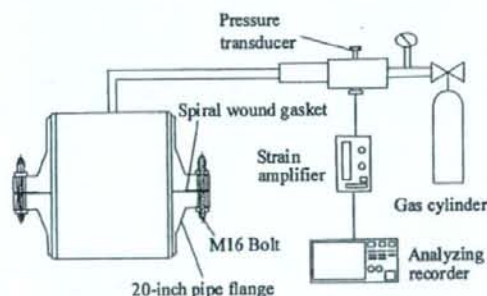


図1. 内圧が作用するフランジ締結体

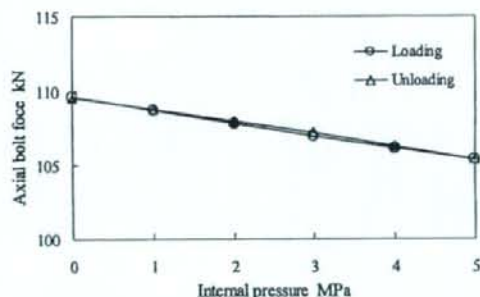


図2. 内圧作用時のボルト軸力の挙動

表1. 内力係数の比較

Tightening area	Test bolt	Load factor $\Phi_g$	
		Experiment	LFM
Elastic region	M33	-0.229	-0.226
Plastic region	M16	-0.093	-0.103

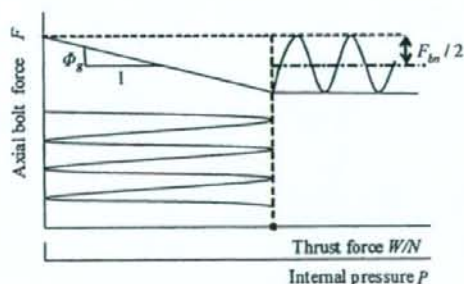


図3. 内圧による推力の変動とボルト軸力の変動の関係

#### 参考文献

- (1) KANEDA, S., TSUJI, H., ASME PVP2006-ICPVT-93553, 2006.
- (2) 金田, 永田, 辻. HPI 秋季講演会講演論文集, pp.38-39, 2007.
- (3) JIS B 2251, フランジ継手締付け方法, 2008.
- (4) Sawa, T., Nagata, S., and Tsuji, H., ASME Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.128, pp.103-108, 2006.
- (5) VDI 2230 Blatt 1, "Systematische Berechnung hoch beanspruchter Schraubenverbindungen Zylindrische Einschraubenverbindungen", 2003.

# 552 非石綿ジョイントシートガスケットの高温寿命評価方法の検討

## Life Assessment for Non-asbestos Fiber Compressed Joint Sheet Gasket at Elevated Temperature

○学 萩原 正洋 (東電大・院) 正 山口 篤志 (東電大・院)  
 正 辻 裕一 (東電大・工) 正 本田 尚 (安衛研)

Masahiro HAGIHARA, Graduate school of Tokyo Denki University, Ishizaka, Hatoyama-machi, Saitama  
 Atsushi YAMAGUCHI, Graduate school of Tokyo Denki University  
 Hirokazu TSUJI, Tokyo Denki University  
 Takashi HONDA, National Institute of Occupational Safety and Health, Umezono 1-4-6 Kiyose-shi, Tokyo  
 Key Words: Bolted joint, Gasket, Life assessment, Elevated temperature

### 1. 緒言

労働安全衛生法施行令の改正により、石棉製品代替化の可能な製品に対しては、その製造・使用等が禁止された<sup>(1)</sup>。しかし、特定使用条件の下で使用され代替化が困難であるガスケットおよびパッキンに関しては、石棉製品の製造・使用の禁止に猶予が設けられている。

石棉製品の全面禁止に向けて、猶予が与えられているガスケットに対しても早期の石棉製品代替化が望まれる。ガスケットの代替化のポイントはプラントの高温環境下での長期信頼性であり、ガスケットの高温寿命が重要な課題となっている。現状では、プラントで大量に使用されているジョイントシートガスケットは 100°C以上の高温のアプリケーションに対して、交換周期を1年に短縮することを余儀なくされている。長期信頼性の確保は実証試験に最終的に頼っているが、多種のガスケットについての系統的な長期実証試験は困難であり、高温寿命を予測する技術が求められている。

本研究では、非石綿ジョイントシートガスケットの高温寿命評価の方法を探る。非石綿ジョイントシートガスケットを高温環境下で曝すとガスケットがフランジ座面へ固着することが知られており、この固着状態を可視化している。

### 2. ガスケット接面の可視化

超音波映像装置 (Scanning Acoustic Tomograph 以下, SAT) を使用し、ガスケットとフランジの接触状態を観察する。試験ガスケットをフランジ締結させ高温暴露を施すと、ガスケットはフランジ座面へ固着してしまう。超音波の透過可能深さには限度がある。SAT ではフランジの厚みを介した超音波の透過は不可能であり接面の映像化はできない。そこで、予め試験ガスケットを薄板で挟むことによりガスケットを薄板に固着させ、ガスケットと薄板の接面を観察する。

図2に試験片を示す。試験片は、SUS304薄板 (1mm, 3mm) でガスケットの両面を挟む。試験ガスケットはアラミド繊維を含有する非石綿ジョイントシートガスケット (厚さ 3mm) である。図3にフランジ試験体を示す。試験片を2inchフランジに挟み、締付圧 40MPa を与える。フラ

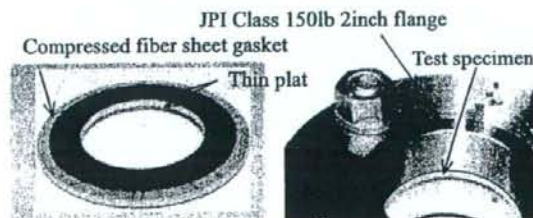
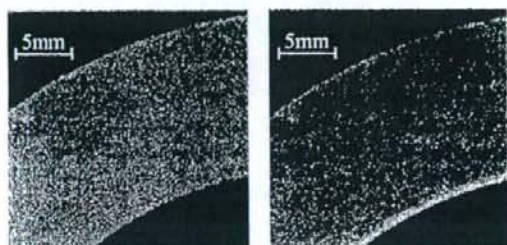


Fig. 1 Test specimen.

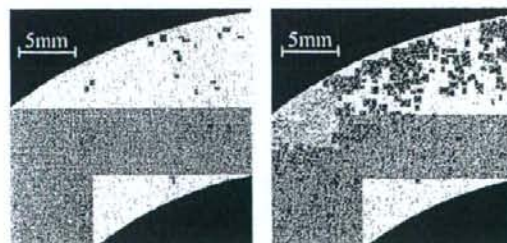
Fig. 2 Test Flange joint.

ンジ試験体は電気炉により、180°Cに加熱し24時間、48時間経過後に、SATでSUS薄板を介して接面を観察する。なお、SATのプローブ周波数は、50MHzを使用しており、測定可能深さは、SUS304を透過させる場合3.22mmである。



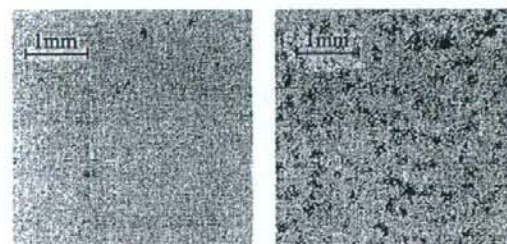
(a) After 24 hours (b) After 48 hours

Fig. 3 SAT images for contact surface of gasket at furnace temperature of 180°C.



(a) After 24 hours (b) After 48 hours

Fig. 4 Emphasized polarity images of voids on contact surface of gasket.



(a) After 24 hours (b) After 48 hours

Fig. 5 Detail view of emphasized polarity images of voids on contact surface of gasket.

Table 1 Results of particle analysis of cluster consisting of voids.

items		After 24 hours	After 48 hours
Image size for analysis		750×750 = 562500 pixels 14.0625 mm <sup>2</sup>	
Physical size of a pixel (mm <sup>2</sup> )		2.5×10 <sup>-5</sup> mm <sup>2</sup>	
Size of maximum cluster (pixel)	Outside	80	456
	Middle	20	276
	Inside	4	56
Size of maximum cluster (mm <sup>2</sup> )	Outside	2×10 <sup>-3</sup>	11.4×10 <sup>-3</sup>
	Middle	0.5×10 <sup>-3</sup>	6.9×10 <sup>-3</sup>
	Inside	0.1×10 <sup>-3</sup>	1.4×10 <sup>-3</sup>
Number of clusters in image	Outside	336	4159
	Middle	64	2803
	Inside	11	1804
Total number of pixels of clusters in image	Outside	1820	28284
	Middle	296	17913
	Inside	44	9908
Area fraction of cluster in image (%)	Outside	0.324	5.03
	Middle	0.0526	3.18
	Inside	0.00782	1.76

### 3. 接面の観察結果

図3にSATで得られたジョイントシートガスケットの接面の画像を示す。図3(a)は高温で24時間経過した場合、(b)は48時間経過した場合である。両者の画像に対して特異的な差は観測されないが、共に波模様が見られる。

図4の(a)および(b)は、それぞれ24時間経過後と48時間経過後の試験片について、反射波の位相反転領域を極性強調表示して示す。黒い領域は密度の高い物質(薄板)から低い物質(空気層)へ超音波が伝播する場合の境界における反射を表す。図4で示される黒い領域は、ポイド、すなわち接面の分離によるものと考えられる。各々の画像から接面にポイドが散在し、時間と共にポイドが増加していることが確認できる。また図4(b)から、ポイドの密度分布に注目すると、ガスケットの内径から外径方向に従ってポイドの密度が増加している。

図5の(a)および(b)は、図4の(a)および(b)に対してガスケットの外径付近の接面の拡大画像である。ポイド同士が連結しクラスタを形成する様子が伺える。

### 4. 接面の評価

#### 4.1 パーコレーション理論の適用

つながりに支配される物理現象に適用されるパーコレーション理論<sup>(2)</sup>をガスケットの漏洩特性の評価に適用する。二次元の連続系における臨界浸透面積率は $p_c = 0.42$ とされている。すなわち、ガスケットの接面漏洩を連続系のパーコレーションと見なすと、ポイドがランダムに生じる場合に、ポイドの存在する面積の割合が42%に達するとポイドが無限に大きなクラスタを形成し、漏洩パスが形成される。さらに、この状態をガスケットの寿命と考えることができる。

#### 4.2 接面のポイドの粒子計測

図4(a)および(b)に示す極性強調表示画像において、接面を半径方向に対して3分割し、ガスケットの内径付近部、ガスケットの内径と外径の中央部、ガスケットの外径付近部とする。これらの3領域に対して、8連結以上の画像を対象として、接面のポイドの粒子計測を行った。

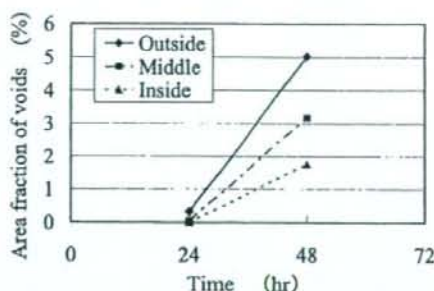


Fig. 6 Variation of area fraction of voids on gasket surface with heating time.

表1にポイドの集合であるクラスタに関する粒子計測の結果を示す。全ての領域に対して、24時間経過後に比べ48時間経過後では、ポイドの数、最大クラスタ面積、クラスタ面積率が共に増加している。

### 5. 非石綿ジョイントシートガスケットの高温寿命予測

#### 5.1 高温寿命予測

図6に、上述で分割した3領域に対して、それぞれポイドの面積分率 $p$ の時間変化を示す。横軸は高温暴露時間、縦軸は評価領域に対するポイドの面積分率である。各々の領域において、時間経過に応じてポイドの面積分率が増加している。ポイドの面積分率の増加率が最も大きい領域は、ガスケットの外径付近部で、増加率は0.196%/hrである。また、最も小さい領域は、ガスケットの内径付近部で、増加率は0.073%/hrである。パーコレーションモデルから予測される漏洩パスの形成には、ポイドの面積分率の最も小さい領域を配慮すればよい。ガスケットの内径付近部を考慮すると試験ガスケットの高温寿命は、外挿してポイドの面積分率が42%に達するまでの時間となり、575時間である。

#### 5.2 ポイドの密度変化

接面のポイドの密度は、ガスケットの内径から外径に向かって高くなる。ガスケットの外径付近部では漏洩パスが形成されやすく、漏洩が起こりやすいと言える。一方、フランジ締結体は力学的に、ガスケットの内径から外径に向かってガスケット面圧が増加する。ガスケット面圧が高いほど密封特性が高い事実と、ガスケット外径近傍における接面のポイドの密度が高いことは相反する。

### 6. 結言

- (1) 高温環境下におかれた非石綿ジョイントシートガスケットの接面でポイドが増加することをSATの観察により明らかにした。
- (2) 二次元の連続系のパーコレーションにおける臨界浸透面性分率から予測されるガスケットの高温寿命は575時間である。

#### 参考文献

- (1) 経済産業省 アスベスト代替化製品対策検討会、アスベスト代替化製品対策検討会 報告書、(2006)
- (2) 朝比奈稔・岡田勝志、ノンアスベスト(非石綿製品)パッキングガスケットの現状と選定、バルカー技術誌 No.11 Summer 2006、(2006)
- (3) 小田垣、パーコレーションの科学、裳華房、(1993)

# フランジ継手用ガスケットの常温・高温下における漏洩量評価 (非石綿シートガスケットの J-EHOT 試験)

Evaluation of Leakage of Gasket for Flanged Joint  
under Room Temperature and Elevated Temperature  
(J-EHOT Test of Non-asbestos fiber compressed Sheet Gaskets)

○学 長谷川 聡 (東電大・院) 正 山口 篤志 (東電大・院)

正 本田 尚 (安衛研) 正 辻 裕一 (東電大・工)

Satoshi HASEGAWA, Tokyo Denki University, Ishizaka, Hatoyama-machi, Hiki-gun, Saitama  
Atsushi YAMAGUCHI, Tokyo Denki University, Ishizaka, Hatoyama-machi, Hiki-gun, Saitama  
Takashi HONDA, National Institute of Occupational Safety and Health, Japan  
Hirokazu TSUJI, Tokyo Denki University, Ishizaka, Hatoyama-machi, Hiki-gun, Saitama

Key Words: Gasket, Flanged joint, Leakage test, HOTT, ROTT, EHOT, Tightness,

## 1. 緒言

石綿ジョイントシートの代替が 100°C 以上で困難とされている。高温高圧用としてうず巻形ガスケットが使われているが、それよりも低温低圧では非石綿シートガスケットによる代替が望ましい。しかし、プラント運転状況下でのシール性能が明らかにされていない。

前報<sup>(1)</sup>では、JIS B 2490 を高温に拡張したシール特性試験法 J-EHOT により、シートガスケットである延伸 PTFE ガスケットの 180°C における高温シール特性を評価した。

本研究では、非石綿シートガスケットである膨張黒鉛ガスケットの 260°C, 180°C, 120°C における高温シール特性を評価する。

## 2. HPIS ガスケット試験法

JIS B 2490<sup>(2)</sup>では、ガスケット寸法に依存しないとして定義された基本漏洩量  $L_s$  (Pa・m<sup>3</sup>/s) を有効締付圧  $\sigma_e$  (N/mm<sup>2</sup>) と圧縮変形量  $\delta_s$  (mm) で評価する。 $L_s$  は次式で表される。

$$L_s = \frac{L}{k} \quad (1)$$

ここで、漏洩量  $L$  (Pa・m<sup>3</sup>/s)、ガスケット形状係数  $k$  である。基本漏洩量を用いることにより試験・実用面での汎用性が増す。 $k$  は次式で表される。

$$k = \frac{1}{d_o/d_i - 1} \quad (2)$$

図 2 に示すガスケット締付圧の負荷シーケンスの前半の ROTT は、JIS B 2490 のシーケンスに相当する。JIS B 2490 では非金属ガスケットの最大締付圧は 40 (N/mm<sup>2</sup>) である。JIS B 2490 では試験手順の簡略化および時間の短縮が図られている。現在 JIS では常温試験のみの規定である。

## 3. 試験装置及び試験ガスケット

図 1 に試験装置の構成を示す。試験ガスケットは油圧シリンダによって均一に圧縮される。プラテンには計 8 個のカートリッジヒーターが埋め込まれており 450°C まで昇温が可能である。温度はプラテンに埋め込まれたシース形熱伝対により測定している。冷却装置によりロードセル、油圧シリンダは熱による影響を受けない。作動流体は He ガスを使用する。試験ガスケット・プラテン周りはメタルベローズとメタル中空 O リングにより密封されており、漏洩した He ガスはメタルチューブを通り石鹸膜流量計へと導かれる。この流量計はガラス体積管内の所定距離内を石鹸膜

が移動する時間から He ガスの漏洩量を測定する。ガスケットひずみの測定にはダイヤルゲージおよび高温用クリップゲージにて測定する。

試験ガスケットは 3 インチ膨張黒鉛シートガスケット (内径 90mm, 外径 135mm, 厚さ 1.5mm) である。膨張黒鉛を主体にアラミド繊維で補強し、バインダーに耐油性ゴムを使用している。最高使用温度は 260°C である。

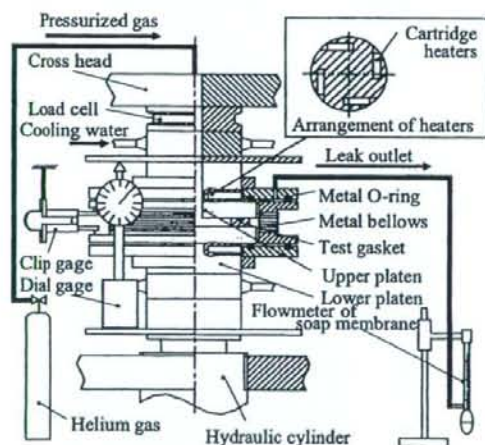


Fig.1 Testing apparatus

## 4. 試験結果

図 2, 図 3 及び図 4 に J-EHOT 試験の結果を基本漏洩量を対数とし、横軸に時間経過 (Test step) として示す。

ROTT 試験では各温度で漏洩レベルがほぼ一定であった。各温度を比較すると漏洩レベルの再現性が確認できる。HOTT 試験では各温度共にエージング開始直後は漏洩量は約 10<sup>-3</sup> (Pa・m<sup>3</sup>/s) であるが時間経過と共に 10<sup>-4</sup> (Pa・m<sup>3</sup>/s) ~ 10<sup>-5</sup> (Pa・m<sup>3</sup>/s) に減少する。プラント運転時の外乱を想定したガスケット応力の除荷過程を 50 (N/mm<sup>2</sup>) 及び 25 (N/mm<sup>2</sup>) の応力で各 2 回行ったが漏洩量はあまり変化が見られず各温度共に約 10<sup>-5</sup> (Pa・m<sup>3</sup>/s) で一定のシール性能が保たれている。

図 5, 図 6 及び図 7 に J-EHOT 試験の結果を横軸を時間経過とし、ガスケット変形量との関係を示す。各温度共に昇温時のガスケット変位の変化が最も大きく、ガスケットの使用可能温度の上限である 260°C での変位が特に大きい。



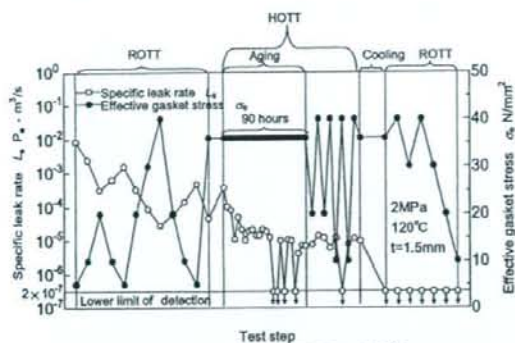


Fig. 2 Result of J-EHOT at 120°C

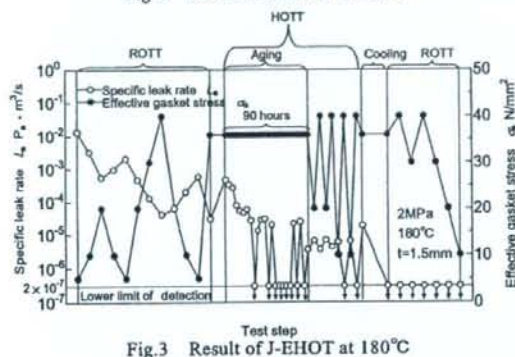


Fig. 3 Result of J-EHOT at 180°C

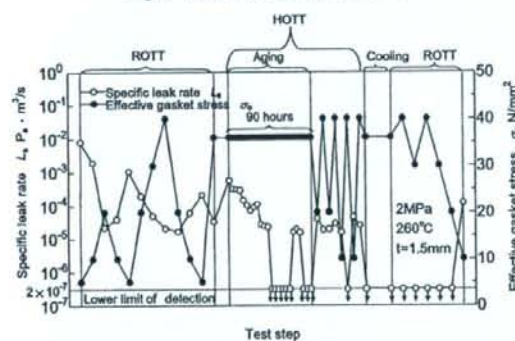


Fig. 4 Result of J-EHOT at 260°C

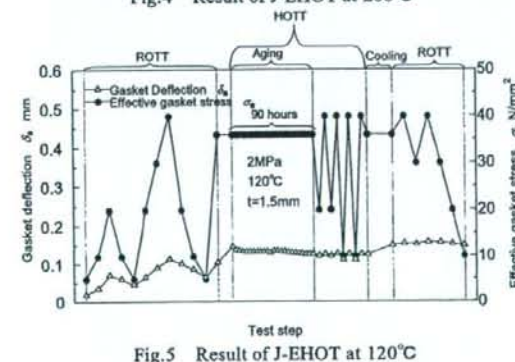


Fig. 5 Result of J-EHOT at 120°C

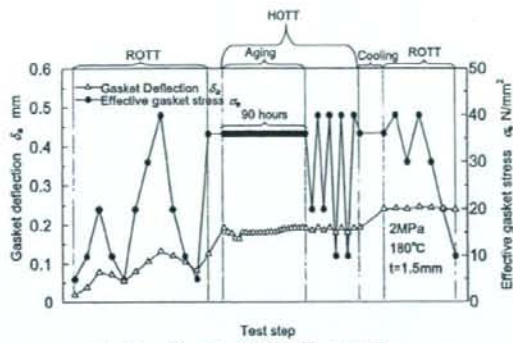


Fig. 6 Result of J-EHOT at 180°C

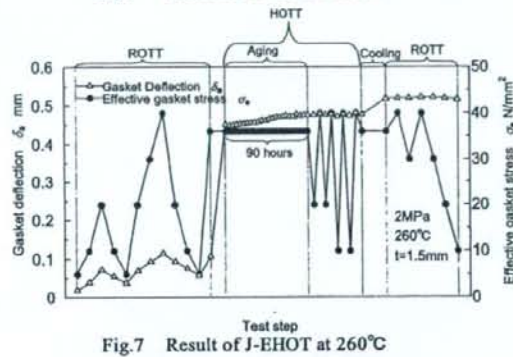


Fig. 7 Result of J-EHOT at 260°C

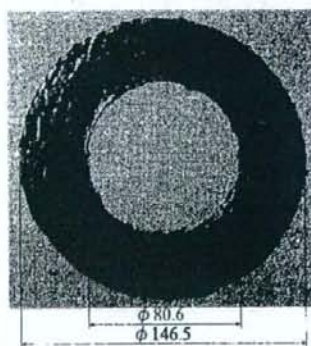


Fig. 8 Test gasket after J-EHOT at 260°C

## 5. 結言

膨張黒鉛ガスケットの260°C、180°C、120°Cにおける高温シール特性を評価した。以下に得られた成果を示す。

- (1) 各温度条件における膨張黒鉛シートガスケットの漏洩特性を求め、一定のシール性能が得られることを示した。
- (2) 膨張黒鉛シートガスケットの高温時のガスケット変位はガスケットの使用可能温度の上限である260°Cが特に大きいことを示した。実機のプラントでは応力緩和に対する注意が必要である。

## 参考文献

- (1) 長谷川, 辻: フランジ継手用ガスケットの常温・高温下における漏洩量評価, 日本機械学会山梨講演会講演論文集 No.070-4, (2007)
- (2) JIS B 2490, 管フランジ用ガスケットの密封特性試験法, (2008)

図8に試験後のガスケットの写真を示す。本実験では応力一定で行っており、シール性能の変化は認められないが、実機のプラントでは応力緩和に対する注意が必要である。

(常温におけるボルト軸力低下を考慮した場合)

Evaluation of visco-elastic properties of gasket for flange joint at elevated temperature  
(Consideration of axial bolt force reduction at room temperature)○渡辺 将広 (東電大・院) 山口 篤志 (東電大・院)  
本田 尚 (安衛研) 辻 裕一 (東電大・工)Masahiro WATANABE, Graduate school of Tokyo Denki University, Ishizaka, Hatoyama-machi, Hiki-gun, Saitama  
Atsushi YAMAGUCHI, Graduate school of Tokyo Denki University  
Takashi HONDA, National Institute of Occupational Safety and Health  
Hirokazu TSUJI, Tokyo Denki University

Key Words: Gasket, Flange Joint, Visco-Elastic Property, Gasket Creep

## 1. 緒言

ガスケットは粘弾塑性材料であり長時間使用するとガスケットはクリープを起こし、これによりフランジ継手のボルト軸力低下を招き、内部流体が漏洩する可能性がある<sup>(1)(2)</sup>。ガスケットのクリープ特性およびリラクゼーションは、時間の関数として表されることから、ガスケットの寿命予測につながるものとして期待される。そこで本研究では、ボルト軸力の低下を考慮したガスケットのクリープを 3 要素粘弾性モデルと履歴積分<sup>(3)</sup>によって評価し検討した。

## 2. クリープ試験

2-1 試験装置および試験ガスケット 図1にクリープ試験のためのフランジ試験体を示す。フランジは平面座 Class 600 ブラインド型 4 inch フランジを使用している。フランジを締付けるボルトには、ユニファイ並目ねじ 7/8-9UNC を使用した。フランジおよびボルトの材質は SUS304 である。ひずみゲージは常温用のものを使用し、ボルトの細網部に接着した。なお、結線法は 4 ゲージ法である。

試験で使用するガスケットは日本バルカー工業製、ノンアスジョイントシート、バルカー-No.6502 である。使用可能範囲は-50~214℃、推奨締付け面圧は流体がガスの時 40MPa である<sup>(4)</sup>。ガスケットの寸法は外径 180mm、内径 116mm、厚さ 3mm である。

2-2 試験方法および試験結果 温度一定の部屋で試験ガスケットをフランジ試験体に挟み、締付け圧  $\sigma_s = 40\text{MPa}$  まで 8 本のボルトを締め付け、締付け終了から 90 時間までのガスケット変位およびボルト軸力を測定する。締付け方法は JIS B 2251 フランジ継手締付け方法に準じて行った<sup>(5)</sup>。締付け終了後、外気の影響をなるべく受けないようにするために電気炉の内部に設置した。

締付け終了直後はガスケット変位およびガスケット応力の変化が大きいため、測定間隔は 1 時間経過までは 5 分、その後 10 分、15 分と試験時間が経過するに従い、測定間隔を広げていった。25 時間経過すると変化が落ち着き始めるため、測定間隔を 2 時間 30 分に広げて測定を行った。

図 2 にガスケットひずみとガスケット応力について示す。ガスケットひずみは時間の経過とともに増加しており、試験終了後のガスケットひずみは 0.008 であった。締付けをする際に LVDT を取り付けて締付けを行えないため、ガスケット弾性域を考慮できない。そこでクリープのみを評価した。ガスケット応力は締付け終了時、約 38MPa であった。試験開始から 90 時間で約 34MPa まで減少した。ガスケットひずみおよびガスケット応力の変化は試験開始から 30 時間で落ち着いていることが分かる。

## 3. 3 要素粘弾性モデルによる評価

本研究ではガスケットクリープ特性を 3 要素粘弾性モデルで評価した。図 3 に 3 要素粘弾性モデルを示す。ここで  $E$ : ヤング率,  $\mu$ : 粘性率である。一般に粘弾性モデルは Kelvin モデルと Maxwell モデルの組み合わせ、または複数で与えられる。線形の材料だけを考慮しているので、ひずみは常に初期応力  $\sigma_0$  に比例し次のような式で表される。

$$\varepsilon(t) = \sigma_0 J(t) \quad (1)$$

ここで、関数  $J(t)$  はクリープコンプライアンスといい単位応力あたりのひずみである。粘弾性モデルのばねとダッシュポット要素の組合せ方により変化する。クリープ/リラクゼーションを起こすことによりガスケット締付け圧は低下するので式(1)のみでクリープの評価をすることはできない。

応力変化を考慮したひずみは次のような式で表される。

$$\varepsilon(t) = \sigma(t)J(0) - \int_0^t \sigma'(t') \frac{dJ(t-t')}{dt'} dt' \quad (2)$$

式(2)の積分を履歴積分という。

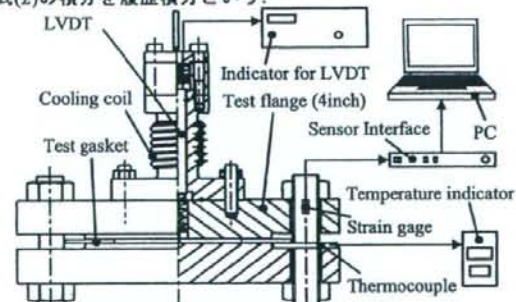


Fig.1 Configuration of test device

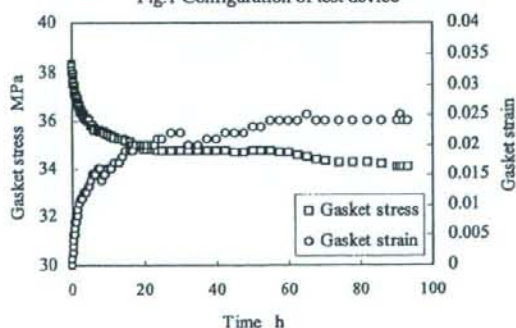


Fig.2 Creep curves and stress reduction at room temperature

3要素粘弾性モデルのクリープコンプライアンス  $J(t)$  は次のような式で表される。式(3)は図3(a)の3要素固体粘弾性モデルを表し、

$$J(t) = \frac{p_1}{q_1} e^{-\lambda t} + \frac{1}{q_0} (1 - e^{-\lambda t}) \quad (3)$$

である。ここで  $p_1$ ,  $q_0$ ,  $q_1$  はそれぞれ、

$$p_1 = \frac{\mu_1}{E_1 + E_2} \quad (4)$$

$$q_0 = \frac{E_1 \mu_1}{E_1 + E_2} \quad (5)$$

$$q_1 = \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2} \quad (6)$$

である。また、式(7)は図3(b)の3要素流体粘弾性モデルを表し、

$$J(t) = \frac{t}{q_3} + \frac{p_2 q_2 - q_3}{q_2^2} (1 - e^{-\lambda t}) \quad (7)$$

である。ここで  $p_2$ ,  $q_2$ ,  $q_3$  はそれぞれ、

$$p_2 = \frac{\mu_2 + \mu_3}{E_3} \quad (8)$$

$$q_2 = \mu_2 \quad (9)$$

$$q_3 = \frac{\mu_2 \mu_3}{E_3} \quad (10)$$

である。

図2に示すように、ガスケット応力は時間経過とともに減少する。ガスケット応力を最小二乗近似したところ、以下の式となった。

$$\sigma(t) = 34.37 + 3.86e^{-0.113t} \quad (11)$$

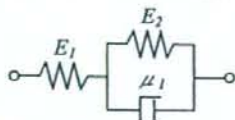
図4に式(11)と試験結果のガスケット応力について示す。式(11)とガスケット応力の試験結果は近似していることが分かる。履歴積分を適用した  $\varepsilon(t)$  の式を導くために、式(2)に式(3)・(11)および式(7)・(11)をそれぞれ代入し方程式を解き、試験結果とよく一致するような各要素の値を求めた。

図5に履歴積分で求めたガスケットひずみと試験結果の比較について示す。試験開始から10時間経過するまでは3要素流体粘弾性モデル、それ以降は3要素固体粘弾性モデルのほうが試験結果とよく一致している。3要素固体粘弾性モデルは  $t=0$  の時、ガスケットひずみが0.00083である。これは直列に接続されているばね要素  $E_1$  に初期応力  $\sigma_0$  が与えられたときの弾性変形を表していると考えられる。一方、3要素粘弾性流体モデルは  $t=0$  の時、ガスケットひずみは0である。これより、ガスケットのクリープのみを評価をする場合、3要素固体粘弾性モデルより3要素粘弾性流体モデルのほうが適していると言える。また、表1に各要素の値を示す。  $E_1=4.8$  [GPa],  $E_2=4.4$  [GPa] と同等の値になっている。この値はフランジ締め付け部のガスケットのヤング率に近い値になっているのではないかと考えられる。

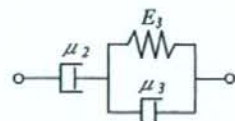
#### 4. 結言

- (1) ボルト軸力の低下を考慮したガスケットクリープを評価した。
- (2) 3要素粘弾性モデルについて履歴積分を適用し実験値と比較を行った。
- (3) 常温におけるガスケットクリープを3要素モデルと履歴積分を用いモデル化できる。

(4) 3要素固体粘弾性モデルより3要素流体粘弾性モデルのほうがガスケットのクリープを評価するに適している。



(a) 3 elements solid visco-elastic model



(b) 3 elements fluid visco-elastic model

Fig.3 3 elements visco-elastic model

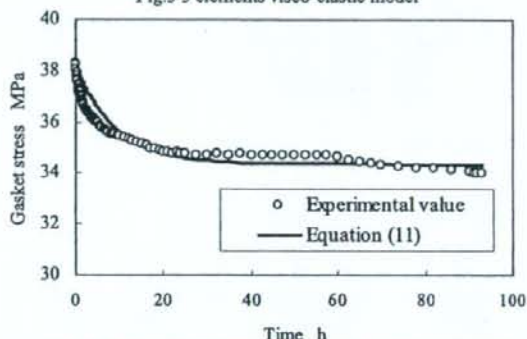


Fig.4 Experimental value and proximate equation of gasket stress comparison

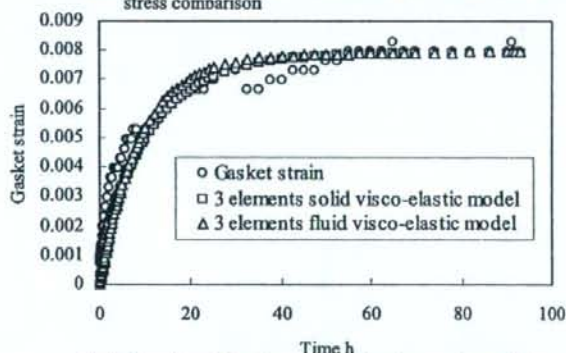


Fig.5 Experimental value and proximate equation of the gasket strain comparison

Table 1 Value of each element of 3 elements visco-elastic model

3 elements solid visco-elastic model		3 elements fluid visco-elastic model	
$E_1$	46 [GPa]	$E_2$	4.4 [GPa]
$E_2$	4.8 [GPa]	$\mu_2$	22000 [GPa·h]
$\mu_1$	60 [GPa·h]	$\mu_3$	43.5 [GPa·h]

#### 参考文献

- (1) 小林・川守, 山梨講演会論文集, (2002), 71.
- (2) 高木・ほか3名, 機論(C), 73-728(2007), 1245.
- (3) W. フリュージェ, 固体の力学シリーズ 1 粘弾性学, (1973), 15.
- (4) 日本バルカー工業, CATALOGUE No.YC06, (2008), 3.
- (5) JIS B 2251, フランジ継手締め付け方法, (2008).

## 1. 緒言

弾性域締結に代わる合理的な締結方法としてボルト軸力のばらつきが少ない塑性域締結が注目されている。本研究では、フランジ継手に塑性域締結を適用しその優位性を検討している。前報では<sup>(1)</sup>小口径フランジに塑性域締結を適用し十分なボルト軸力とその均一性が得られた。大口径フランジは各部の寸法比が小口径フランジと異なり剛性が低い。内圧作用時には、フランジローテーションによってガスケット面圧が減少し、しばしば漏洩が発生する。

塑性域締結は高いボルト軸力が得られるためボルトを小径化することが可能である<sup>(2)</sup>。ボルトの小径化によりボルトのピッチ円直径およびフランジ外径を小さくすればフランジローテーションが小さくなることを期待できる。

本研究では、小径化したボルトを用いて 20-inch のフランジ継手に塑性域締結を適用する。大口径フランジ継手の塑性域締結特性およびボルトの小径化によるメリットを明らかにする。

## 2. 大口径フランジに小径化したボルトでの検討

フランジ継手の塑性域締結試験を行う前に、必要ボルト呼び径を算出する。後述のフランジ締結試験で用いる 20-inch フランジ継手の規定ボルトは M33 である。ガスケットの推奨締付け面圧とガスケット接触面積から必要ボルト軸力を求めると 130kN である。

また塑性域締結におけるボルト軸力である、ねじの降伏締付け軸力  $F_{fy}$  は次式で与えられる。

$$F_{fy} = \frac{m d_2^2 \sigma_{yn}}{4 \sqrt{1 + 3 \left( \frac{3 d_2}{2 d_1} \left( \frac{P}{m d_1} + 1.155 \mu_s \right) \right)^2}} \quad (1)$$

ここで、 $d_2$  はねじの有効径、 $d_1$  は有効断面の直径、 $\sigma_{yn}$  は単軸引張りの降伏応力<sup>(1)</sup>、 $\mu_s$  はねじ部摩擦係数、 $P$  はピッチを表している。表 1 に(1)式より算出した降伏締付け軸力  $F_{fy}$  の値を示す。降伏締付け軸力  $F_{fy}$  は M16 ボルトのときに 129kN となり、必要ボルト軸力を満たす。後述のフランジ締結試験では実際に M33 から小径化した M16 ボルトを用いる。

## 3. 実験装置

図 1 にガスケット付フランジ継手 (20-inch) を示す。試験フランジは JPI Class 300 lb 20-inch フランジ、材質 SFVC2A、試験ガスケットは非石綿うず巻き形ガスケット (厚さ 3mm) を用いる。ボルトは塑性域締結用に M33 から小径化した M16 ボルトを用いる。

ボルトに軸力測定用のロードセルおよびボルト穴調整用のスリーブをはさみ、ボルト・ナットを組み付ける。ねじ部品および座面の潤滑には MoS<sub>2</sub> 乾性皮膜を用いる。締付けはトルクレンチおよび 10 倍トルク増幅装置を用いて行い、全ボルト軸力の変化を動ひずみ計、デジタルマルチメータを介して PC に取り込む。

## 4. 実験方法

締付け手順は締付け作業の簡略化を目的として、塑性域締結用に修正した JIS B 2251<sup>(4)</sup>方式を用いる。ただし、締付け方法はナット回転角法を採用する。仮締付けとしてあらかじめ手で軽く締付けナットと座面をなじませた後、8本のボルトを対角に 25kN の軸力に相当するスナグトルクでアライメントを調整する。その後時計回り締付けを 3 周行い、ボルト軸力が一定になるようにする。本締付けは時計回り締付け 1 周ごとにナット回転角を 180 度ずつ増加させ、ボルト軸力が完全に塑性域に入るまで 3 周の締付けを行う。

Table 1 Relation of bolt diameter and yield tightening axial force

Bolt diameter	Yield tightening axial force
M16	129 kN
M12	69.1 kN
M10	47.5 kN
M8	29.9 kN

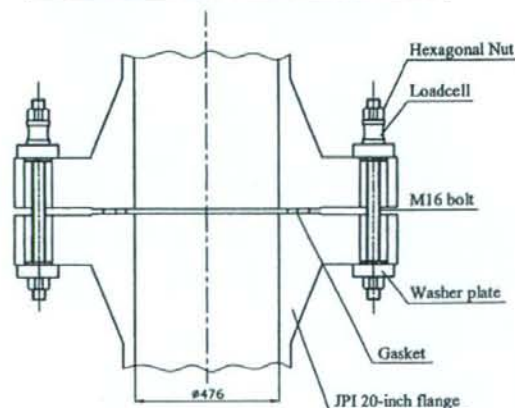


Fig.1 Flange joint with spiral wound gasket. (20-inch flange)

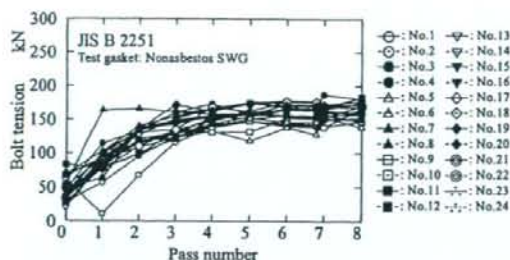


Fig.2 Relation between axial bolt force and pass number under elastic region tightening.

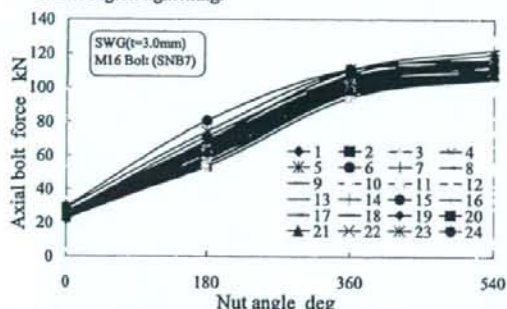


Fig.3 Relation between axial bolt force and nut angle under plastic region tightening.

#### 5. 大口径フランジ継手の塑性域締結特性

図2に JIS B 2251 フランジ継手締付け方法<sup>(3),(4)</sup>による 20-inch フランジ継手の弾性域締結試験の結果を示す。縦軸にはボルト軸力を、横軸には締付け周回数を表示している。トルク法を用いて、100%のトルクで8周の時計回り締付けを行い、締付け完了後の軸力達成率は90%となった。図3に 20-inch フランジ継手の塑性域締結試験の結果を示す。縦軸はボルト軸力を、横軸はナット回転角を表示している。ナット回転角 360 度、すなわち締付け 2 周目までは、ナット回転角に比例してボルト軸力は上昇している。ナット回転角 360 度で軸力上昇率が変化することからボルトは降伏したと見られ、ナット回転角 540 度でボルトは完全に塑性域に達する。締付け完了後の軸力達成率は 86% であり、弾性域締結の 8 周に対して 3 周で同等の軸力達成率が得られた。

図4に締付け周回中のボルト軸力の変化を示す。ボルトが塑性域に入った3周回中のボルト軸力の変化を表しており、縦軸にはボルト軸力を横軸には締付けボルト No. を表している。4-inch フランジ継手の塑性域締結試験<sup>(2)</sup>では、ボルトが塑性域に達すると、各ボルトを締め付けても、その隣りのボルト軸力は変化せず、弾性相互作用の影響は見られないことが明らかになっている。本報では 20-inch フランジ継手の弾性相互作用の影響を明らかにしたが、4-inch フランジと同様に弾性相互作用の影響は少なく良好な均一性が得られた。

#### 6. 20-inch フランジと 4-inch フランジのボルト軸力のばらつき検討

表2に各試験条件におけるボルト軸力のばらつき<sup>(4)</sup>を示す。4-inch フランジの最終的なボルト軸力のばらつきは、弾性域締結の±10%に対して、塑性域締結では±9%となり

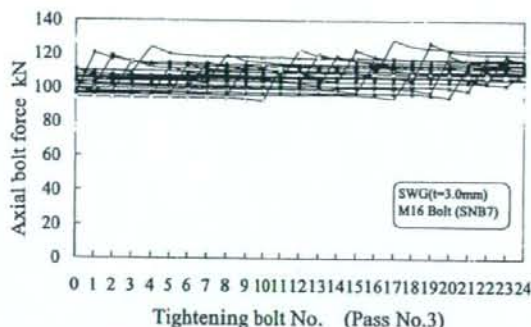


Fig.4 Scatter of axial bolt force during one pass (plstict region)

Table2 Scatter of axial bolt force

		Scatter of axial bolt force
4 inch	elastic region	±10%
	plastic region	±9%
20 inch	elastic region	±19%
	plastic region	±7%

同等の均一性が得られた。20-inch フランジの場合は、弾性域締結の±19%に対し、塑性域締結では±7%となり良好な均一性が得られた。大口径フランジは小口径フランジと比較してボルト軸力のばらつきが大きく、漏洩が発生しやすいことが知られているが、塑性域締結によりボルト軸力のばらつきは小さくなる。さらに塑性域締結によるボルトの小径化は、フランジ継手の小型化につながり、フランジ継手の剛性は向上する。すなわち、フランジローテーションが小さくなり漏洩防止に有効である。

#### 7. 結言

本研究では 20-inch フランジに塑性域締結を適用し、ボルト軸力の挙動を明らかにした。以下に得られた成果を示す。

- (1) M33 から M16 へ小径化したボルトを用いて 20-inch フランジに塑性域締結を適用したところ、M16 ボルトで十分なボルト軸力と均一性が得られた。さらに、弾性域締結の 8 周に対して塑性域締結では 3 周で同等の軸力達成率が得られた。塑性域締結により、締付け作業の簡略化が図れた。
- (2) 20-inch フランジの最終的なボルト軸力のばらつきは弾性域締結の±19%に対して、塑性域締結では±7%となり良好な均一性が得られた。

謝辞

本研究を遂行するにあたりご支援を賜りました広島大学の澤俊行教授に厚く御礼申し上げます。

参考文献

- (1) 金田 忍, 辻 裕一: 日本機械学会論文集, 74-742(2008), pp. 909.
- (2) 金田 忍, 辻 裕一: フランジ継手への塑性域締結の適用, 圧力技術, 45, 5(2007), pp. 264-271
- (3) JIS B2251, フランジ継手締付け方法.
- (4) 辻 裕一, 高木 知弘, 澤 俊行: フランジ締付け指針の開発, 圧力技術, 42, 6(2004), pp. 337-346

Finite Element Simulation of Bolt Tightening in Plastic Region  
on Stud Bolt used for Pipe Flange Connections

○正 永田 聡 (東洋エンジ) 学 金田 忍 (東京電機大 [院])

正 辻 裕一 (東京電機大) 正 沢 俊行 (広島大)

Satoshi NAGATA, Toyo Engineering Corporation, 2-8-1 Akanehama, Narashino, Chiba  
Shinobu KANEDA, Tokyo Denki University, Ishizaka, Hatoyama-machi, Hiki-gun, Saitama  
Hirokazu TSUJI, Tokyo Denki University, 2-2 Kanda-Nishiki-cho, Chiyoda-ku, Tokyo  
Toshiyuki SAWA, Hiroshima University, 1 Kagamiyama, Higashi-hiroshima, Hiroshima

Key Words : FEM, Elastic-Plastic Analysis, Stud Bolt, Plastic Region Tightening

## 1. はじめに

機械の組立てに欠く事の出来ないねじ締結において、高信頼性、小型化の要求により、従来からの弾性域締付けに代わり塑性域締付けが注目されて久しい。塑性域締付けは、弾性域締付けに比して高締結力実現、小型化可能、締結力のばらつき等の低減などの利点から自動車・建設など多くの分野で実用されている。プラントのフランジ継手においても、特に漏洩に対する信頼性向上や小型化による経済性向上の要求から、具体的に塑性域締付けの適用を検討することが喫緊の課題である。本研究では、フランジ継手への塑性域締付け適用の予備研究として、フランジ継手の締結によく用いられる高温用低合金鋼ボルト材 SNB7 製スタッドボルトに塑性域締結を適用した場合の挙動を実験的に明らかにする。また、この実験を有限要素解析により再現し、その挙動を解明する。

## 2. 実験方法

Fig.1 は試験装置の構成を示す。この試験装置は、ボルト・ナットを締付けるトルク発生部、荷重外力発生部、ロードセル、変位計、制御部、PCより構成されている<sup>(1)</sup>。締付けは油圧モータにより締付け装置を介して行われる。締付けトルクは減速機を通して締付けギヤボックスのソケットレンチに伝えられナットを回転させる。締結体への軸方向外力負荷は油圧シリンダにより行う。各部に貼り付けたひずみゲージにより、ボルト軸力、締付けトルク、ねじ部トルクを測定する。また、変位計によりボルトの伸びとねじり回転角を測定する。

試験片は、高温用合金鋼ボルト材 SNB7 製の M16 スタッドボルトと、M16 六角ナットスタイル 2 強度区分 12 を使用する。ボルト・ナット及びナット座面をアセトンで脱脂後、ボルト・ナットのねじ部、ナット座面に二硫化モリブデンを塗布し潤滑する。締付け長さは 70mm とする。締付け速度は 4rpm、外力負荷時のひずみ速度は 10mm/min とする。予備実験により、本試験装置における以下の各特性値を得た。トルク係数  $K=0.080$ 、ねじ面摩擦係数  $\mu_s=0.065$ 、座面摩擦係数  $\mu_b=0.062$ 、0.2%耐力 740MPa、引強強さ 1089MPa。

実験は、単軸引張およびナットの締付けのそれぞれの場合について、ボルトが破断するまで荷重を増加させて、荷重と伸びの関係を得る。

## 3. 有限要素解析

有限要素解析により実験を再現する。Fig.2 は解析モデルを示す。解析モデルは対称性を考慮し、片方のナットを含む締付け長さの半分までの 1/2 モデルとする。ねじ部はボルト・ナットとも、ねじ山の基準寸法<sup>(2)</sup>を用いて三次元螺旋形状のねじ山形状メッシュを作成する<sup>(3)</sup>。但し、公差

は無視する。おねじ谷部の曲率半径は  $H/6$ 、めねじ谷部の曲率半径は  $H/8$  とする。 $H$  は三角ねじ山の高さで  $H=\sqrt{3}/2P$  である。 $P$  はピッチで  $P=2\text{mm}$  である。はめあいねじ部およびナット座面は接触を定義する。解析モデル対称面上の節点自由度は周方向変位および軸方向変位を拘束し、半径方向変位は自由とした。被締結体は簡単のため剛体面としてモデル化した。ナット外周面は便宜的に六角ナットの二面幅と対角幅の平均径の円筒とした。ボルトの引張は剛体面を軸方向に強制変位を与えることで表現する。ボルトの締付けはナット外周円筒面上節点の周方向変位とパイロット節点の回転変位とを拘束方程式で関係付け、パイロット節点に回転変位を与えることで表現する。

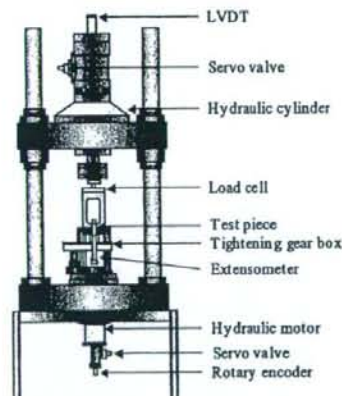


Fig.1 Schematic experimental setup.

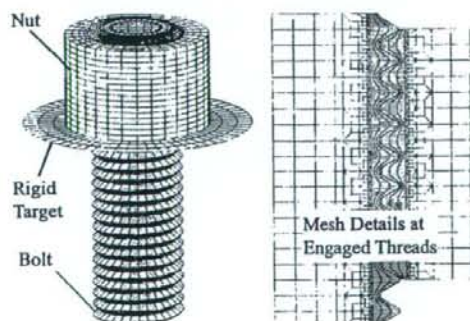


Fig.2 Finite element mesh.

解析には ANSYS Ver.11.0 を用いた。接触解析パラメータは ANSYS の標準設定を用い、ねじ部およびナット座面の摩擦係数は予備実験から得た値を用いる。解析は準静的弾塑性大変形解析とする。メッシュは周方向に 32 分割としており、締付け解析では、1 分割分のナット回転角(11.25°)の締付けを 1 タイムステップで行う。時間刻み 5/1000 でサブステップの収束を得ない時に解析を打ち切ることとする。

解析に使用した材料物性は縦弾性係数  $E=204\text{GPa}$ 、ポアソン比  $\nu=0.3$ 、弾塑性特性は降伏応力  $\sigma_y=1001.75\text{MPa}$ 、接線係数  $E^*=0.01E$  の二直線近似とする。尚、降伏応力は降伏後の荷重レベルを実験結果に合わせるために便宜的に 0.2% 耐力と引張強さの間を 3/4 に内分する値を用いる。

#### 4. 実験結果および解析結果

Fig.3 はボルトの引張および締付け試験およびその解析におけるボルトの伸びとボルト軸力の関係を示す。試験結果から締付けの場合には引張の場合より約 10%程度低いボルト軸力で降伏が生じることが分かる。解析でも同様の現象が捉えられており、試験結果とよく一致している。但し、解析ではメッシュ分割の影響で締付けに対する軸力が振動している。また、実験では降伏軸力に 10%程度の差があるが解析ではこの差がやや小さい結果となっている。

Fig.4 はボルトの締付け試験におけるボルトの伸びとトルクの関係を示す。締付けトルクはねじ部トルクと座面トルクに分解されるが、解析でもこの様子がよく再現されている。ただし、解析結果ではねじ部トルクが大きく振動しており、トルク解析結果にはメッシュ分割の影響が顕著に現れることが分かる。

Fig.5 および Fig.6 は締付けの解析から得たボルト・ナット中央断面における相当塑性ひずみ分布を示す。Fig.5 は Fig.3 中の点 A の時点での解析結果、Fig.6 は Fig.3 中の点 B の時点での解析結果である。Fig.5 は弾性域締付けの終りの段階である。はめあいねじ部の第 1 および第 2 ねじ谷底に塑性域の僅かな広がりが見られる。また遊びねじ部のねじ谷底すべては局所的に降伏している。Fig.6 は塑性域締付けに入った段階での解析結果である。遊びねじ部は全断面で 0.2%以上の相当塑性ひずみが生じている。塑性ひずみは遊びねじ部谷底から斜め方向に広がって行き、各々のねじ谷部の塑性域が合体して、遊びねじ部全断面に成長する。また、ボルト内部では Fig.6 の X で示した領域で相当塑性ひずみが最大となっている。この位置は、締付けによりボルトを破断させた場合の破断位置とよく一致している。尚、塑性域の成長の様子は引張の場合にもほぼ同様であったが、遊びねじ部中央の解析モデル対称面できびれを生じる解析結果を得た。引張試験では遊びねじ部中央で破断しており、これも解析結果と一致する。

#### 5. まとめ

ねじ山三次元螺旋形状をそのまま要素分割した三次元モデルを用いてボルト・ナットの塑性域締付けシミュレーションを行った。解析結果は実験結果とよく一致し、三次元解析が塑性域締結されたボルト・ナットの挙動解明に有効であることを示した。

#### 参考文献

- (1) 永田, 金田, 辻, 日本高圧力技術協会 H19 年度秋季講演会講演論文集, (2007)
- (2) JIS B 0205-4, 一般用メートルねじ-第 4 部: 基準寸法, (2001)
- (3) FUKUOKA, NOMURA, MORIMOTO, Proceedings of ASME PVP, PVP2006-1CPVT-11-93165, (2006)

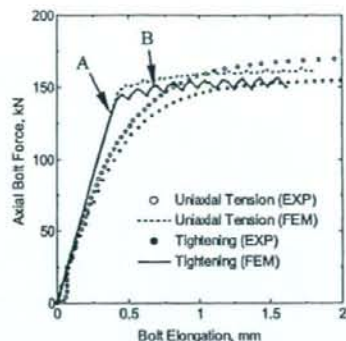


Fig.3 Relationship between axial bolt force and bolt elongation in uniaxial tensile test and bolt tightening test.

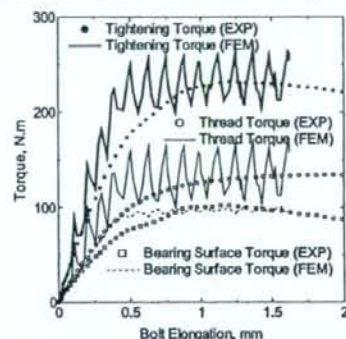


Fig.4 Relationship between torque and bolt elongation in bolt tightening test.

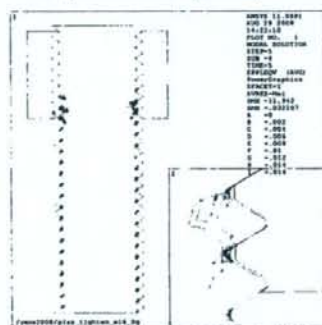


Fig.5 Calculated equivalent plastic strain at A in bolt tightening.

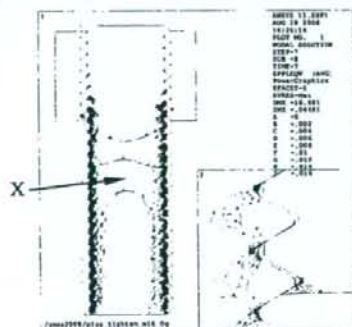


Fig.6 Calculated equivalent plastic strain at B in bolt tightening.

JIS フランジ継手締付け方法の適用範囲拡大  
—延伸 PTFE ガasket への適用—  
Extension of Scope Application of Flange Joint Assembly Guidelines  
—Application to Expanded PTFE Gasket—

照井 雄貴 (東電大院)  
Yuuki TERUI  
Graduate School of Tokyo Denki University

辻 裕一 (東電大・工)  
Hirokazu TSUJI  
Tokyo Denki University

Key Words: Flange joint, Expanded PTFE gasket, Flange joint assembly

JIS B 2251 フランジ継手締付け方法を適用できるガasketの種類を延伸 PTFE シートガasketに拡張することを検討している。低密度延伸 PTFE ガasket, 高密度延伸 PTFE ガasket を用いてフランジ継手の締付け試験を行った結果、ボルト軸力の達成率および均一性、フランジギャップの均一性から、適用可能と判断できる。ただし、高密度延伸 PTFE ガasket は、12 時間以上経過後に増締めを行い、リラクゼーションによるボルト軸力低下を補償する必要がある。

### 1. 緒言

最近 JIS 化されたフランジ継手締付け方法 (JIS B 2251) は、適用範囲をジョイントシートガasket, およびうず巻形ガasket を用いるフランジ継手を対象としており、その他のソフトガasket, メタリックガasket を用いる場合には適用できない。ノンアスベストガasket の一つである延伸 PTFE ガasket は適用範囲外である。

本研究では、延伸 PTFE ガasket について、JIS 締付け方法の適用範囲拡大を目的としている。延伸 PTFE ガasket は、他のガasket と比較して大きなクリープ/リラクゼーション特性を示すことが知られているため、これに対応するための増締めの特性を検討した。

### 2. フランジ継手締付け方法 (JIS B 2251) <sup>(1)</sup>

表 1 にフランジ継手締付け方法 (JIS B 2251) が採用している締付け方法を示す。作業者の負担を軽減するための総締付け回数の削減, 人為的ミスを抑えるための締付け手順の簡略化, 締付けトルク増分ステップの削減が図られている。締付け周回数に上限を設定する際に、FEM シミュレーションに基づき、締付け力の達成率 85% を基準としている。これにより最大 15% のボルト軸力の不足が生じるが、目標締付けトルクを設計時の計算値から 10% 増加させた値とすることにより補償している。

### 3. フランジ締付け試験体および試験ガasket

図 1 にフランジ締付け試験装置および計測装置の構成を示す。試験フランジは JPI Class150 NPS6 raised face slip-on welding type (材質 SFVC2A) を用いる。試験体は M20 両ナットボルト (ボルト材質 SNB7, ナット材質 S45C) である。潤滑剤は締結部で代表的に用いられている二硫化モリブデン乾性皮膜を用いる。ボルト軸力はボルト内部に埋め込んだひずみゲージにより検出され、ひずみ増幅器を介して PC に取り込む。締付け手順はフランジ継手締付け方法 (JIS B 2251) <sup>(1)</sup> を用い、締付けはトルクレンチによるトルク法により行う。

目標初期締付け力は目標ガasket 応力 30 MPa から算出し、35kN、締付けトルクは 67 N・m である。

フランジギャップは、1 周回終了ごとにノギスにより 4ヶ所測定する。試験ガasket は高密度延伸 PTFE ガasket, 低密度延伸 PTFE ガasket を用いる。表 2 に、延伸 PTFE ガasket の特性を示す。

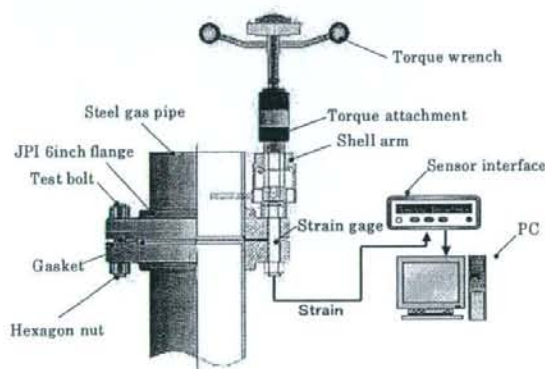


Fig.1 Test equipment of 6 inch flange

Table 1 Bolt tightening for pressure boundary flanged joint assembly (JIS B 2251)

Step	Loading
Install	Hand tighten all bolts, then tighten 4 or 8 equally spaced bolts with gradually increased tightening torque to 100% of target torque on a cross-pattern tightening sequence. Check flange gap around circumference for uniformity.
Tightening	Tighten all bolts with tightening torque to 100% target torque on a rotational clockwise pattern for specified iterations (6 passes for 10 inch and greater flange, 4 passes for others).
Post-Tightening	If necessary, wait a minimum of 4 hours and tighten by the previous step, but 1 or 2 passes.

\*Target torque: Target value is increased by 10%.

Table 2 Properties of gasket materials

Gasket material	Specific gravity	Compressibility (JIS R 3453)	Percentage of creep relaxation
High-density ePTFE sheet ( $t=1.5$ mm)	1.7	23 %	66 %
Low-density ePTFE sheet	0.62	56.8 %	35 %
Compressed fiber sheet ( $t=1.5$ mm)	1.98	9 % (34.3 MPa)	31.0 %



Table 3 Result of flange tightening test

	High-density ePTFE gasket	Low-density ePTFE gasket
Axial bolt force level (%)	95-96	98
Scatter of bolt preload (%)	±5.7	±6
Flange displacement (mm)	0.1	0.1

## 2. 延伸 PTFE ガasket に対する JIS 締付け方法の適用性/締付け特性

図2に高密度延伸 PTFE ガasket における締付け中のボルト軸力の挙動を示す。横軸は周回数を示しており、Pass 0 は仮締め、Pass 1~Pass 4 は本締付け、Pass 5, 6 は増締めである。締付け初期においてボルト軸力のばらつきがみられる。弾性相互作用とトルク係数のばらつき、さらには締付け中のリラクゼーションの影響によるものである。

試験結果詳細を表3に示す。締付け完了時では、ボルト軸力は目標締付け力の 95-98% を示しており、ばらつきは ±5.7% に収束した。JIS 締付け法では、トルクレンチを注意深く使用しても、摩擦係数のばらつきの影響により、一定の締付け力は得られず、少なく見積もっても 15% の締付け力のばらつきが生じるとしている。片締めの発生の有無を調べるためフランジギャップをフランジ外周部の 4 ケ所で測定した。フランジギャップの不均一は増締め後で 0.1mm と高い均一性を示した。

ボルト軸力の達成率および均一性、フランジギャップの均一性から、延伸 PTFE ガasket は JIS 締付け方法を基本的に適用可能であると考えられる。

## 5. 応力緩和と特性および増締めに関する検討

図3に本締付け終了時から 24 時間のボルト軸力変化を、図4に増締め終了時から 168 時間のボルト軸力変化を、時間を対数軸にした片対数グラフで示す。リラクゼーションによるボルト軸力の減少は、片対数グラフ上で直線で表される。直線の勾配は本締付け終了後よりも増締め後の方が緩やかなため、増締めがボルト軸力低下を低減するのに有効であることがわかる。また、図2において Pass 6 のボルト軸力のレベル、およびその均一性は Pass 5 と同等であるため、増締めの周回数は 1 周で十分な効果が得られる。

増締めを行うまでの時間を 4 時間から 24 時間に延長し、ボルト軸力の減少速度に及ぼす影響について検討した。本締付け後 6 時間におけるリラクゼーションの速度は比較的速い、12 時間経過以降のリラクゼーションの速度は十分遅く、これ以降のボルト軸力低下はわずかである。図4では、24 時間後に増締めを行うことで、本締付け後と同じボルト軸力に低下するまでの時間が 10 倍に延びることがわかった。

増締めまでの待ち時間を 4 時間から 24 時間に延長することにより、目標ボルト軸力に対するガasket のリラクゼーションの影響を低くすることができる。ガasket のリラクゼーション速度、あるいはボルト軸力低下の速度が十分遅くなる 12 時間以上を待って増締めをすることが望ましい。

図3、図4を見ると、低密度延伸 PTFE ガasket は、高密度延伸 PTFE ガasket に比べ傾きが緩やかであり、ボルト軸力の著しい低下はない。低密度延伸 PTFE ガasket は高密度延伸 PTFE ガasket より、リラクゼーションによるボルト軸力低下の影響が小さい。

本研究では表2に示すように、圧縮率 23% の高密度延伸 PTFE ガasket と圧縮率 56.8% の低密度延伸 PTFE ガasket について締付け試験を行い、JIS 締付け方法への適用性・応力緩和特性を明らかにした。よって、圧縮率 26% から 56.8% の延伸 PTFE ガasket へ、JIS 締付け方法が適用可能である。

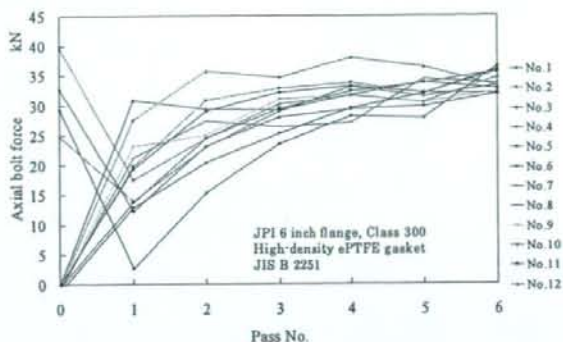


Fig. 2 6 inch flange tightening test

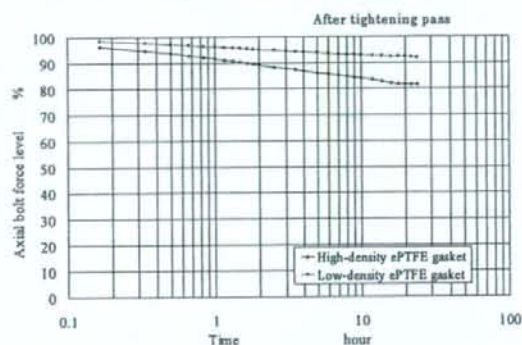


Fig.3 Relaxation of axial bolt force after tightening pass

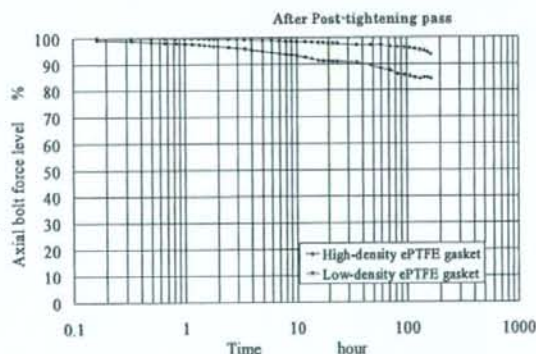


Fig.4 Relaxation of axial bolt force after Post-tightening pass

## 結言

- (1) 延伸 PTFE ガasket へ JIS 締付け法を適用し、実験的に適用性を明らかにした。
- (2) 延伸 PTFE ガasket は、リラクゼーションによるボルト軸力低下を増締めにより補償する必要がある。増締めは 1 周で十分な効果が得られる。
- (3) 増締めは 12 時間以上待って実施することが望ましい。
- (4) JIS フランジ継手締付け方法は、圧縮率 23% から 56.8% の延伸 PTFE ガasket へ適用可能である。

## 参考文献

- (1) フランジ継手締付け方法, JIS B 2251 (2008)
- (2) ASME PCC1-1-2000 : Guidelines for pressure boundary bolted flange connections (2004)

## フランジ継手への塑性域締結の適用 ～大口径フランジ継手の場合～

### Application of Plastic Region Tightening Bolt to Flange Joint Assembly —Case of Large Nominal Diameter Flange—

○金田 忍 (東電大・院)

清水 良保 (東電大・院)

辻 裕一 (東電大・工)

Shinobu KANEDA

Yoshiyasu SHIMIZU

Hirokazu TSUJI

Graduate School of Tokyo Denki University

Graduate School of Tokyo Denki University

Tokyo Denki University

*Key Words:* Flanged Joint, Plastic region tightening, Angle control method, Internal pressure, Load factor

漏洩が発生しやすい大口径フランジ継手に塑性域締結を適用し、締結特性および内圧作用時のボルト軸力の挙動を明らかにした。M33から小径化したM16ボルトを用いて20インチフランジ継手の締結を行ったところ、ボルト軸力の良好な均一性が得られた。内圧の負荷に対し、ボルト軸力は減少し内力係数は負となる。大口径フランジでは、ローテーションが大きい内力係数が負となり、漏洩に不利とされているが、ボルトの小径化はこれらの改善に作用する。さらに内圧の繰り返し作用に対しボルトの疲労強度は十分であった。

#### 1. 緒言

フランジ継手は多数本のボルトで締め付けるため、ボルト軸力がばらつき内部流体の漏洩を引き起こす。本研究では弾性域締結に代わりボルト軸力のばらつきが少ない塑性域締結の適用を試みている。著者らはこれまでに小口径フランジ (JPI 4-inch) に対して塑性域締結を適用し、その有用性を検討してきた<sup>(1), (2)</sup>。

大口径フランジ継手は小口径フランジ継手と比較すると剛性が低く、締め付け時にガスケット応力がばらつき漏洩が発生しやすい。本報では、大口径フランジ (JPI 20-inch) に塑性域締結を適用し、締結特性および内圧作用時のボルト軸力の挙動を明らかにする。

#### 2. 試験装置

図1に内圧Pが作用するガスケット付フランジ締結体を示す。試験フランジはJPI Class 300 lb 20-inchフランジ、材質SFVC2A、試験ガスケットは非石綿うず巻き型ガスケット(厚さ3mm)である。試験フランジのボルトは規定ボルトはM33であり、試験フランジ/ガスケットの組合せにおける必要ボルト軸力は130kNである。M33ボルトの塑性域締結では目標ボルト軸力よりも高い軸力が発生するため、M16ボルトを用いる。ボルト全長は250mmで、ボルト材質SNB7、ナット材質S45Cである。ボルトの上部にはひずみゲージを貼付したロードセルを取り付け、ロードセルの出力をボルトの軸力として、デジタルマルチメータを介してPCに取り込む。内圧作用時の内部流体にはヘリウムガスを使用する。

#### 3. 試験方法

締め付け手順は修正したJIS B 2251<sup>(3)</sup>方式による。ただし締め付け方法はナット回転角法を用いる。仮締め付けとしてあらかじめ手で軽く締め付けナットと座面をなじませた後、4本のボルトを対象に25kNの軸力に対応するスナグトルクでアライメントを調整した後、時計回り締め付けを3週行いボルト軸力が一定になるようにする。本締め付けは時計回り締め付け1周ごとに回転角を180度ずつ増加させ、ボルトが完全に塑性域に入るまで3週の締め付けを行う。

その後、フランジ締結体に内圧を5MPaまで1MPaずつ増加させて作用させ、ボルトの追加軸力の挙動を確認する。

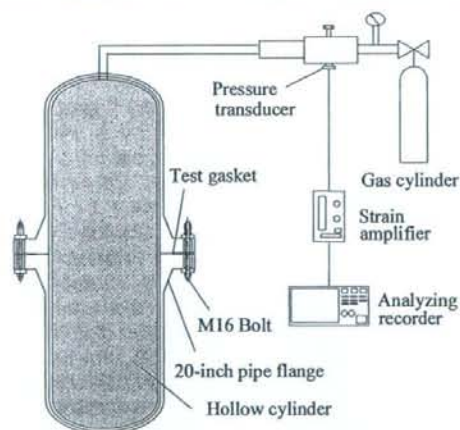


Fig.1 Flange joint with spiral wound gasket subjected to internal pressure.

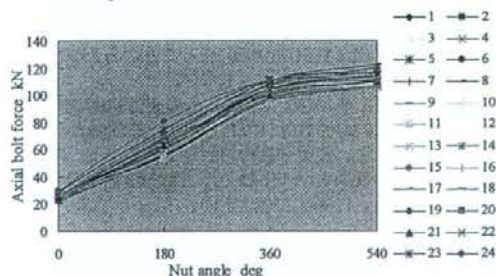


Fig.2 Relation between axial bolt force and nut angle.

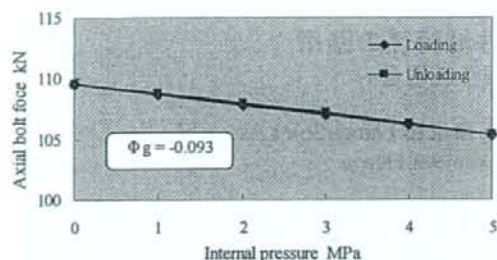


Fig.3 Behavior of axial bolt force subjected to internal pressure.

#### 4. 大口径フランジ継手の塑性域締結特性

図2に大口径フランジ継手の塑性域締結試験の結果を示す。縦軸にはボルト軸力を、横軸には締付けナット回転角を表している。ナット回転角360度、すなわち締付け2周目までは、ナット回転角にほぼ比例してボルト軸力は上昇している。ナット回転角540度でボルト軸力増加率は減少し、ボルトは塑性域に達した。最終的なボルト軸力のばらつきは±6.8%となり、フランジ継手締付け手順<sup>①</sup>の弾性域締結によるばらつき±19%と比較して良好な均一性が得られた。なお、締結後のフランジ外周部の4箇所フランジ変位を測定したが、フランジギャップの不均一性は最大でも0.1mm未満となり、片締めは起こらなかった。

#### 5. 内圧作用下における大口径フランジ継手のボルト軸力の挙動

図3に内圧作用時のボルト軸力の挙動を示す。縦軸にはボルト軸力を、横軸には内圧の大きさを表している。内圧負荷に伴いボルト軸力は109.6kNから105.4kNまで減少する。本試験から求める内力係数は $\Phi_g = -0.093$ である。永田らの内力係数法<sup>④</sup>によると $\Phi_g = -0.103$ であり、実験結果とよく一致する。弾性域締結(M33ボルト使用)における本試験フランジの内力係数は、 $\Phi_g = -0.226$ である。本試験ではM33から小径化したM16ボルトを用いており、ボルト・ナット系のコンプライアンスはM33ボルトの4倍以上である。ボルトの小径化は内力係数を増加させる効果があり、大口径フランジはローテーションが大きく内力係数が負であるため、ボルトの小径化が内力係数の増加に有利に働く。さらに内力係数の増加はローテーションが小さくなることを意味するので漏洩防止に有効である。

塑性域締結されたねじ締結体に軸方向外力が負荷されたとき、ボルトの追加軸力の受入れ限界は降伏締付け軸力の10%程度である。本試験ではボルトの追加軸力は負となり受入れ限界に対して十分な余裕がある。また、内圧負荷除荷後のボルト軸力は内圧負荷前の値に戻ることから、内圧負荷によるボルトの追加塑性伸びは生じない。

内圧の繰返し作用に対し、ボルトの疲労強度の検討を行う。本試験では内力係数は負であったが、追加軸力の応力振幅を考慮するため、疲労強度の検討が必要である。図4に内圧による推力の変動とボルト軸力の変動の関係を示す。ボルトの疲労限度 $\sigma_A$ は式(1)で表される。

$$\sigma_A \approx 0.75 \left( \frac{180}{d} + 52 \right) \quad (1)$$

$d$ はボルト呼び径である。応力振幅 $\sigma_a$ が式(1)の値以下であれば、ボルト疲労強度は十分である。塑性域締付けされたフ

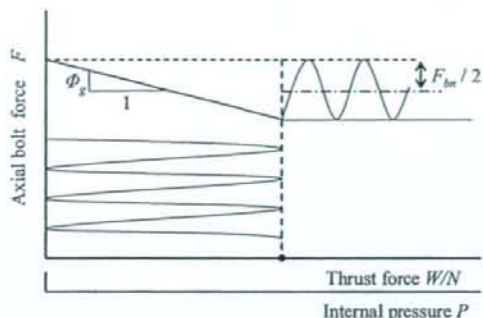


Fig.4 Relation between axial bolt force and thrust force.

ランジ締結体に内圧が作用するとき、内圧による推力によりボルト1本に $F_{bm} = \Phi_g \cdot W/N$ なる追加軸力が発生する。ただし $N$ はボルト本数である。ボルトの応力振幅は $\sigma_a = F_{bm}/2A_s$ により求められる。ここで $A_s$ はボルトの谷径断面積である。以上よりボルトの疲労限度の判別式は次のようになる。

$$\frac{\Phi_g W}{2A_s N} \leq \sigma_A \quad (2)$$

図3の場合、 $F_{bm} = 4.2\text{kN}$ であり $\sigma_a$ は15MPaである。式(1)よりM16ボルトの疲労限度は42MPaであるため、ボルトの疲労強度は受入れ限界に対して十分な余裕を持つ。

#### 6. 結言

本報では大口径フランジ継手に塑性域締結を適用し、締付けおよび内圧負荷試験を行った。得られた結果は以下のとおりである。

- (1) M33ボルトを用いている20-inchの規格フランジ継手に塑性域締結を適用したところ、M16ボルトで十分なボルト軸力とその均一性が得られた。
- (2) 塑性域締結されたフランジ締結体に内圧を作用させたところ、ボルト軸力は減少し内力係数は $\Phi_g = -0.093$ となった。塑性域締結ではボルトの小径化が内力係数を増加させるため、大口径フランジでは内力係数が負であるため内力係数の増加に有利に働く。
- (3) 塑性域締結された大口径フランジ継手の内圧作用時の追加ボルト軸力は負であり、受入れ限界に対して十分である。さらにボルトの疲労強度は疲労限度と比較して十分な余裕をもつ。

#### 謝辞

本研究を遂行するにあたりご支援を賜りました広島大学の澤俊行先生に厚く御礼申し上げます。

#### 参考文献

- (1) 金田忍, 辻裕一, フランジ継手への塑性域締結の適用, 圧力技術, 45(5), 2007, pp.264-271.
- (2) KANEDA, S., TSUJI, H., Application of plastic region tightening bolt to flange joint assembly, Proceedings of the ASME Pressure Vessel and Piping Conference, PVP2006-ICPVT-93553, 2006, pp1-7.
- (3) JIS B2251, フランジ継手締付け方法.
- (4) Sawa, T., Nagata, S., and Tsuji, H., 2006, New Development in Studies on the Characteristics of Bolted Pipe Flange Connection in JPVRC, ASME Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.128, pp.103-108.

## 3次元粘弾性モデルによるガスケットのクリープ/リラクゼーション特性の評価

## Evaluation of Creep/Relaxation Properties of Gaskets by 3-D Viscoelasticity Model

○山口 篤志 (東電大院)

本田 尚 (安衛研)

辻 裕一 (東電大)

Atsushi YAMAGUCHI, Graduate School of  
Tokyo Denki UniversityTakashi HONDA, National Institute of  
Occupational Safety and Health

Hirokazu TSUJI, Tokyo Denki University

Key Words: Creep/relaxation, non-asbestos gasket, 3-D viscoelasticity model

ガスケットのクリープ特性は、時間の関数として表されることからガスケットの寿命予測につながるものとして期待される。そこで本研究では、ガスケットの寿命予測を目的に3次元粘弾性モデルでガスケット応力の低下を考慮したガスケットクリープを評価し、試験結果と比較した。その結果、常温では3次元粘弾性モデル及びガスケットの物性値を用いることにより3軸の応力状態及びリラクゼーションを考慮したクリープを評価できることを示した。

## 1. 緒言

ガスケットがクリープ/リラクゼーションを起こすことによりガスケット締付け圧は低下し、内部流体が漏洩する可能性がある。そこで、近年では、単軸の粘弾性モデルによりガスケットのクリープ特性の評価が行われており、成果をあげている<sup>(1)(2)</sup>。また、ガスケットのクリープ特性およびリラクゼーションは、時間の関数として表されることから、ガスケットの寿命予測につながるものとして期待される。前報<sup>(3)</sup>では、3次元粘弾性モデルによってガスケットのクリープ評価を締付け圧一定で行った。しかし、本来フランジ締結体はクリープ/リラクゼーションの複合条件下にある。そこで本研究では、リラクゼーションを考慮したガスケットのクリープを3次元粘弾性モデルによって評価し、その有用性を検討した。

## 2. クリープ試験

2-1 試験装置及び試験ガスケット 図1にクリープ試験のためのフランジ試験体を示す。フランジは平面座Class 600ブラインド型4inchフランジを使用している。フランジを締め付けるボルトには、ユニファイ並目ねじ7/8-9UNCを使用した。ボルト及びフランジの材質はSUS304である。

試験ガスケットには、バルカー工業社製No.6502の非石綿ジョイントシートガスケットを用いた。ガスケットの寸法は外径180mm、内径116mm、厚さ3mmである。なお、目標締付け面圧 $\sigma_s$ は内部流体がガスの場合、40MPaである。

2-2 試験方法及び試験結果 試験ガスケットをフランジ試験体に挟み、締付け圧 $\sigma_s=40\text{MPa}$ まで8本のボルトで締め付け、締付け完了後から90時間までのガスケットの変位及びボルト軸力を測定する。締付け方法はJIS B 2251フランジ継手締付け方法に準じて行った<sup>(4)</sup>。

図2にガスケットひずみとガスケット応力について示す。締付け完了後のガスケットひずみは0.022であった。その後、ガスケットひずみは時間の経過とともに増加しており、試験終了時のガスケットひずみは0.03であった。また、ガスケット応力は、試験開始から90時間で約34MPaまで減少した。

3. 3次元粘弾性<sup>(5)(6)</sup>

ガスケットはフランジとの摩擦により半径方向及び円周方向に拘束され、厚さ方向以外の応力が発生するが、単軸の粘弾性モデル<sup>(1)(2)</sup>では厚さ方向以外の応力の影響によるクリープを考慮できない。そこで、本研究ではガスケットの

クリープ特性を3次元粘弾性モデルで評価した。3次元粘弾性モデルは、図3に示すように静水圧成分と偏差応力成分それぞれにモデルを定義し、3軸応力状態を考慮したクリープ特性を評価する方法である。本研究では静水圧成分には弾性モデル、偏差応力成分にはMaxwellモデルを適用した。

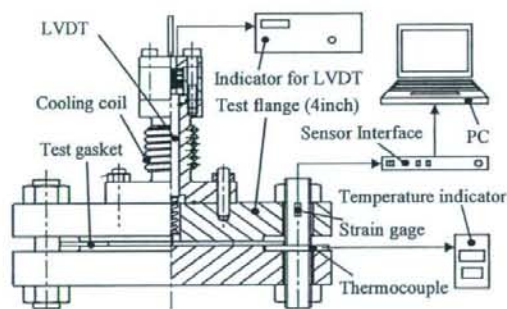


Fig.1 Configuration of test device

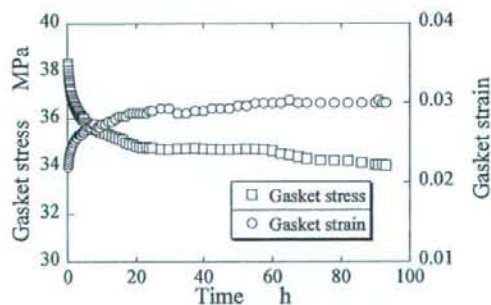


Fig.2 Creep curves and stress reduction at room temperature

(a) Hydrostatic stress component (b) Deviator stress component  
Fig.3 3-D viscoelasticity model