

# Valqua Technology News

バルカー技術誌

2003年 秋号

No.7 AUTUMN 2003

- ご挨拶 ..... 1  
当社の目指す研究開発について

専務執行役員 CTO 五十嵐信哉

- 技術論文 ..... 2  
キャスク用トライパック®の経年劣化影響評価

日本バルカー工業(株)  
研究開発部 事業部研究グループ 野々垣 肇  
基幹産業事業部技術サービスチーム  
リーダー 神浦 洋文  
基幹産業事業部プロダクトグループ  
ガスケット・その他シール担当 山中 幸  
三菱重工業株式会社  
神戸造船所 原子燃料・バックエンド設計部  
燃料取扱設計課 主席技師 村上 和夫  
技術本部高砂研究所構造研究室  
主査 浅田 和雄  
主任 丹 保弘  
技術本部高砂研究所機器・自動化装置研究室  
主任 赤松 哲郎

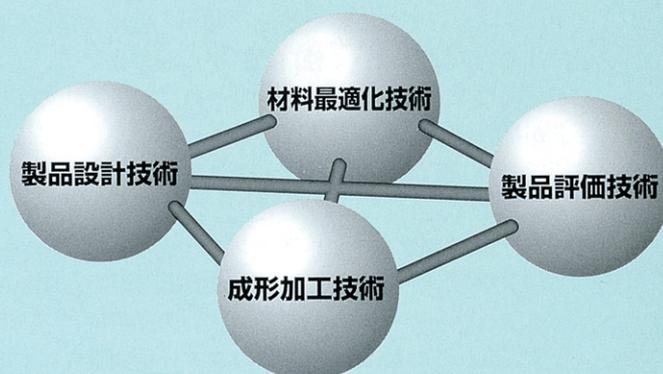
- 技術論文 ..... 10  
石綿ジョイントシートガスケットにおける高温寿命評価

日本バルカー工業(株)  
事業統括部 プロダクトグループ  
ガスケット・その他シール担当 山中 幸

- 技術論文 ..... 16  
内圧作用下での渦巻き型ガスケット付き

大口径管フランジ締結体のFEM応力解析と密封性能評価  
山梨大学工学部 澤 俊行、尾方 尚文  
日本バルカー工業(株)  
西田 隆仁、山中 幸

- 用語の豆知識 ..... 21



日本バルカー工業株式会社

<http://www.valqua.co.jp>

# 当社の目指す 研究開発について



専務執行役員  
CTO (最高技術責任者)  
**五十嵐信哉**

読者の皆様には日頃より本誌をご愛読いただき、誠に有難うございます。この場を借りまして御礼申し上げますと共に、当社が目指しております研究開発の方向性について一言述べさせていただきます。

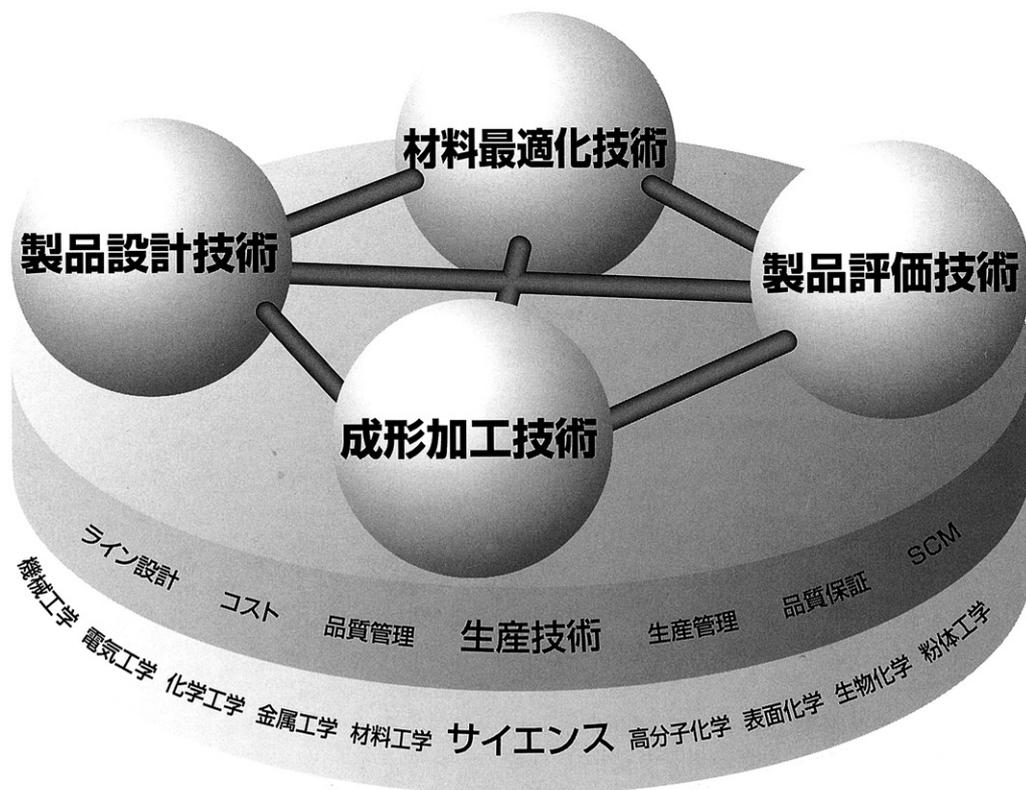
先行きが見えない混沌とした経済環境が続いている中、自社ならではの将来予測に基づく戦略の策定、即ち自社の強みに基づいて独自の将来仮説を立てていくことが重要になっております。そのためには世の中のトレンドが揺れ動いても振れることのない基軸を持つことが大切であり、それは技術で言えばコアテクノロジーだと考えられます。

当社はガスケット・パッキン・Oリングなどのシール製品、フッ素樹脂に代表される機能樹脂製品、ベローズ・バルブといった真空製品など幅広い製品群を持っております。これらの製品群は四つのコア技術、即ち、“材料最適化技術”“製品設計技術”“成形加工技術”“製品評価技

術”によって支えられております。当社の将来事業はこれらのコンピタンスの増幅の延長線上にあります。

このコアテクノロジーから発信される当社の技術開発の展開方向は 1) 顧客への提供機能の拡大と 2) 組立型事業に向けてのバリューチェーンの拡大、の二つのベクトルに分けられます。前者の例としては半導体装置に広く使われおります“アーマーシリーズ”Oリングや全く新しい耐熱性のガスケットシートがあり後者には液晶製造装置用の大型ゲートバルブなどがあげられます。この他にも当社ならではの技術視点を持った新製品のラインアップが進んでおります。

この混迷の時代には改めて事業を差別化するコア技術の強化と成長エンジンとしての研究開発の重要性が増しております。皆様におかれましてはどうか技術のバルカーの将来を暖かく見守って下さるようお願い申し上げます。次第です。



# キャスク用トライパック®の経年劣化影響評価

The Evaluation for the Characteristics after Aging on the TRYPACK® for Metal Cask

研究開発部 事業部研究グループ

**野々垣 肇**

Hajime Nonogaki  
R&D Division, R&D Group

基幹産業事業部 技術サービスチーム リーダー

**神浦 洋文**

Hirofumi Kamiura  
Basic Technology Industries Group Technical service team Leader

基幹産業事業部 プロダクトグループ  
ガスケット・その他シール担当

**山中 幸**

Yuki Yamanaka  
Basic Technology Industries Group Gasket/Other seal Product

三菱重工業株式会社 神戸造船所

原子燃料・バックエンド設計部 燃料取扱設計課  
主席技師

**村上 和夫**

Kazuo Murakami  
Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Kobe Shipyard & Machinery Works  
Fuel Handling & Transport Systems Designing Section  
Nuclear Fuel & Back-End Systems Designing Department  
Engineering Manager

三菱重工業株式会社 技術本部 高砂研究所

構造研究室 主査

**浅田 和雄**

Kazuo Asada  
Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Takasago Research & Development  
Center Structure Laboratory assistant chief manager

三菱重工業株式会社 技術本部 高砂研究所

構造研究室 主任

**丹 保弘**

Yasuhiro Tan  
Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Takasago Research & Development  
Center Structure Laboratory Senior Research Engineer

三菱重工業株式会社 技術本部 高砂研究所

機器・自動化装置研究室 主任

**赤松 哲郎**

Tetsuro Akamatsu  
Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Takasago Research & Development  
Center Machinery Laboratory Senior Research Engineer

## 《Summary》

On the assumption that spent nuclear fuel will be transported after long-term storage, we evaluated the sealability after aging of TRYPACK® for metal cask.

In result, we obtained the sealability of  $1 \times 10^{-5} \text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$  max. after aging on TRYPACK®.

This meets the standard for sealability in transport condition for metal cask.

Moreover, we confirmed that the TRYPACK® has the equivalent characteristics for the test specimen used by NUPEC project.

We confirmed that the difference in the material for coil spring has no effect on the characteristics.

Keywords : TRYPACK®, metal cask, spent nuclear fuel. NUPEC

## 1.はじめに

金属キャスクの密封境界を構成する金属ガスケット並びに蓋および本体フランジ(以下「密封境界部」という。)について、使用済燃料を長期間貯蔵した後の輸送に係る

密封性能の評価は、財団法人原子力発電機構(以下「NUPEC」と称す。)殿により、リサイクル燃料資源貯蔵技術確証試験(金属キャスク貯蔵技術確証試験)として実施されている<sup>(1)(2)</sup>。

本稿では、当社のキャスク用金属ガスケット「トライ

パック<sup>®</sup>」について、試験装置も含め金属キャスク貯蔵技術確証試験と同様の評価方法により、二重リング構造（複列型）のトライパック<sup>®</sup>の静的および動的な変位時（口開きおよび横ずれ）の密封特性を取得し、密封境界部変位時の密封特性に対する静的および動的挙動の影響を平成14年度NUPEC殿の試験結果と比較検討し評価した。

## 2. 試験項目および試験方法

断面径10mmの複列型トライパック<sup>®</sup>について、平成14年度NUPEC殿の試験条件を参考に以下の試験を実施した。

- 1) 静的横ずれ試験
- 2) 動的口開き試験
- 3) 動的横ずれ試験

試験対象とするガスケットの構成・寸法を図1に示す。NUPEC殿供試ガスケットとの違いはスプリング

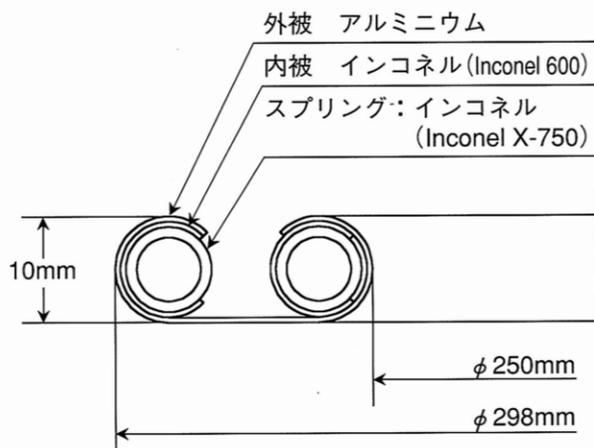


図1 複列型トライパック構成・寸法

表1 劣化条件

劣化条件	備考
190°C×85h (120°C温度低下×60年相当)	LMP (C:14)*7375 ※NUPEC殿試験 <sup>(1)</sup> と同一

\*:  $LMP = T(C + \log t)$   
 T: 温度 (K)  
 t: 時間 (h)  
 C: 定数 (=14)

材料 (NUPEC殿供試ガスケットはNimonicスプリング) だけでなく、他の材質、構成部材寸法すべて同じである。

また、各試験項目において、経年劣化条件としてはラーソンミラーパラメーター法 (LMP法) を適用して加熱により与えた。表1に劣化条件を示す。

### 2-1 静的横ずれ試験

本試験は、長期貯蔵による経年劣化を模擬したガス

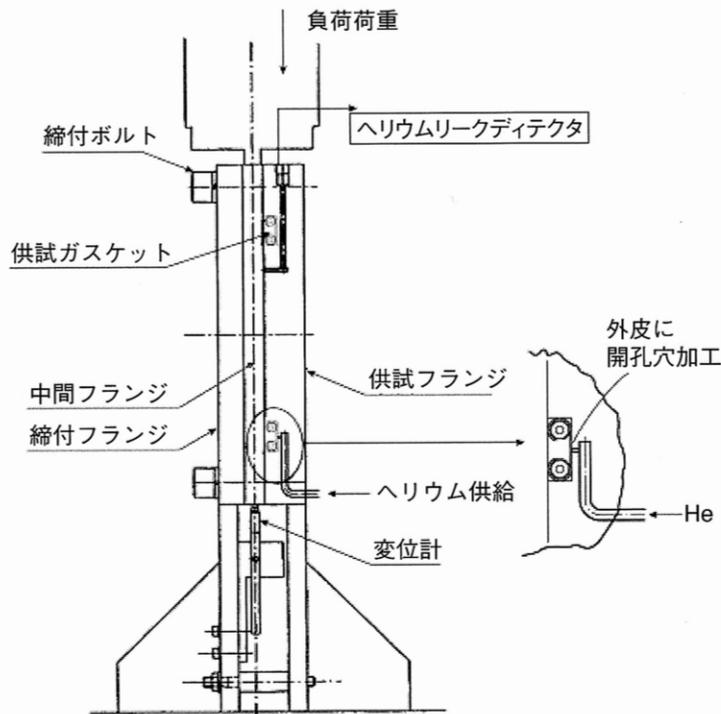


図2 静的横ずれ試験装置図

ケットについて、密封境界部の静的な横ずれに対する密封特性を取得し、落下試験時におけるフランジ部変形に対するガスケットの横ずれ量の限界を評価するため実施した。

静的横ずれ試験装置を図2に示す。

ガスケットを供試フランジにてボルト締結した供試体を加熱炉内に設置し、経年劣化付与条件にて加熱後、圧縮試験機にて復元特性を計測し、劣化後線圧を確認した。

再度ボルト締結した後、静的横ずれ試験装置に設置し、横ずれ変位を段階的に与え、その間の漏えい量をヘリウムリークディテクターで測定し、横ずれ量と漏えい量の関係を取得した。

片側横ずれ量付加後、フランジ位相を180°変更し、ずれを戻す方向にて再度横ずれ量と漏えい量の関係を取得した後、再び試験装置を組替え、復元特性を取得した。

### 2-2 動的口開き試験

金属キャスク落下試験では一次蓋、二次蓋の垂直方向の衝撃により口開きが生じる可能性があり、金属ガスケットの動的な口開きに対する健全性を評価する必要がある。そこで供試フランジに衝撃的に口開き変位を与えたときのガスケット特性を取得し、口開きの限界量を評価した。

動的口開き試験は図3に示すように加熱劣化を付与したガスケットを締付けたフランジを振り子式衝撃試験機に設置し、重錘を所定の振り上げ角度に設定し、重錘を切り離してフランジに衝突させることにより衝撃荷重を負荷して実施した。

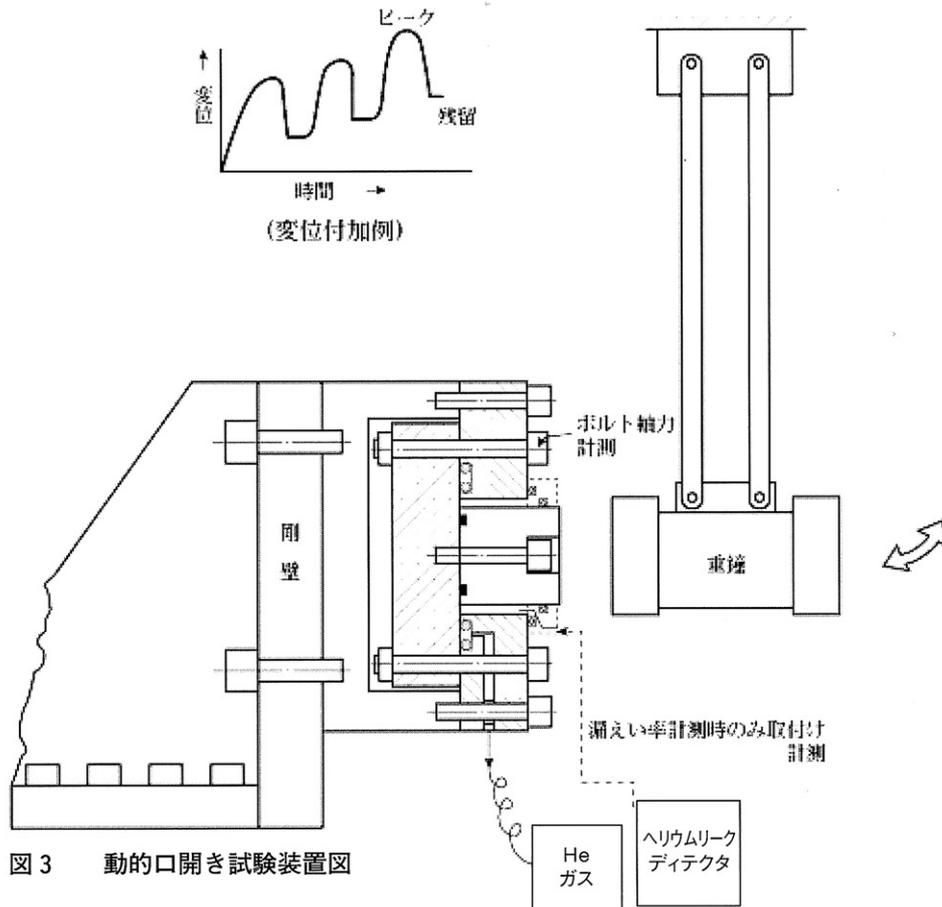


図3 動的口開き試験装置図

また、動的口開き試験では試験前後についてガスケットの残留線圧、漏えい量を確認するために圧縮復元試験を行った。

漏えい量測定は内側リングの内径側から真空引きを行い、内側、外側リングの間にヘリウムを供給して漏えい試験を行った。内側フランジ開口部は閉止して真空を保持した。

### 2-3 動的横ずれ試験

金属キャスク落下試験では一次蓋、二次蓋の水平方向の衝撃により横ずれが生じる可能性があり、金属ガスケットでの横ずれに対する健全性を評価する必要がある。そこで供試フランジに衝撃的に横ずれを与えたときのガスケット特性を取得し、横ずれ量の限界を評価した。

動的横ずれ試験は図4に示すように加熱劣化を付与したガスケットを締付けたフランジを振り子式衝撃試験機に設置し、重錘をフランジに衝突させることにより衝撃荷重を負荷して実施した。

また、動的横ずれ試験では動的試験前後に圧縮復元特性を取得し、ガスケットの残留線圧、漏えい量を確認した。

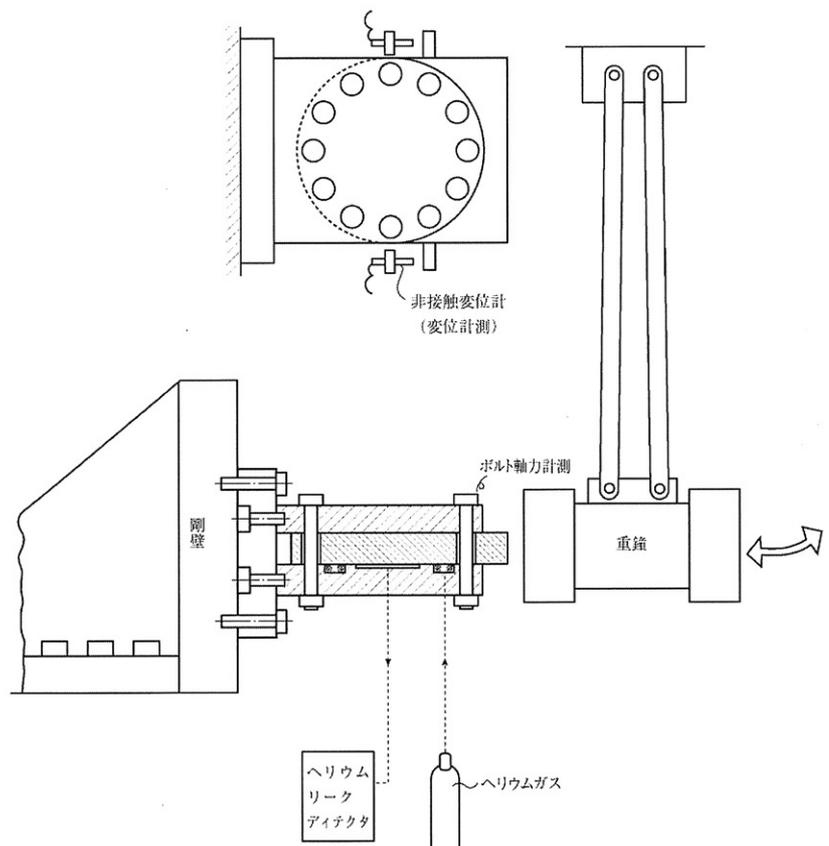


図4 動的横ずれ試験装置図

漏えい量測定は内側リングの内径側から真空引きを行い、内側、外側リングの間にヘリウムを供給して漏えい試験を行った。

### 3. 密封特性の評価

今回取得したトライパック<sup>®</sup>の密封特性について、NUPEC殿で実施した平成14年度試験結果と比較し評価を行った。

#### 3-1 静的横ずれ試験

静的横ずれ試験前後に実施した圧縮復元試験による線荷重変化例を図5に、静的横ずれ試験により取得したデータ一覧を表2に示す。また、横ずれ量と漏えい量の関係をNUPEC殿試験結果と比較した結果を図6に示す。

トライパック<sup>®</sup>は加熱劣化後横ずれ前の漏えい量として

$5 \times 10^{-11} \sim 2 \times 10^{-10} \text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ の範囲にあり、片側横ずれ(3mm)後で漏えい量は $1 \times 10^{-9} \sim 2 \times 10^{-9} \text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ まで上昇した。また、位相を反転し、戻し方向に横ずれさせた場合の漏えい量は $5 \times 10^{-8} \sim 1 \times 10^{-8} \text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ まで上昇することが認められたが、許容基準として設定されている $1 \times 10^{-8} \text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ (実機輸送時の漏えい基準にガスケット周長比を考慮した設定値)<sup>(1)</sup>に対し充分余裕があることを確認した。

また、NUPEC殿試験結果と比較すると、トライパック<sup>®</sup>は比較的横ずれに対する漏えい量の変化傾向にバラツキが少なく、NUPEC殿で供試したガスケットと同等と評価する。

#### 3-2 動的口開き試験

動的口開き変位と漏えい量との関係をNUPEC殿試験結果と比較した結果を図7に示し、振上角度・回数と漏えい量の関係を図8に示す。また、動的口開き試験に

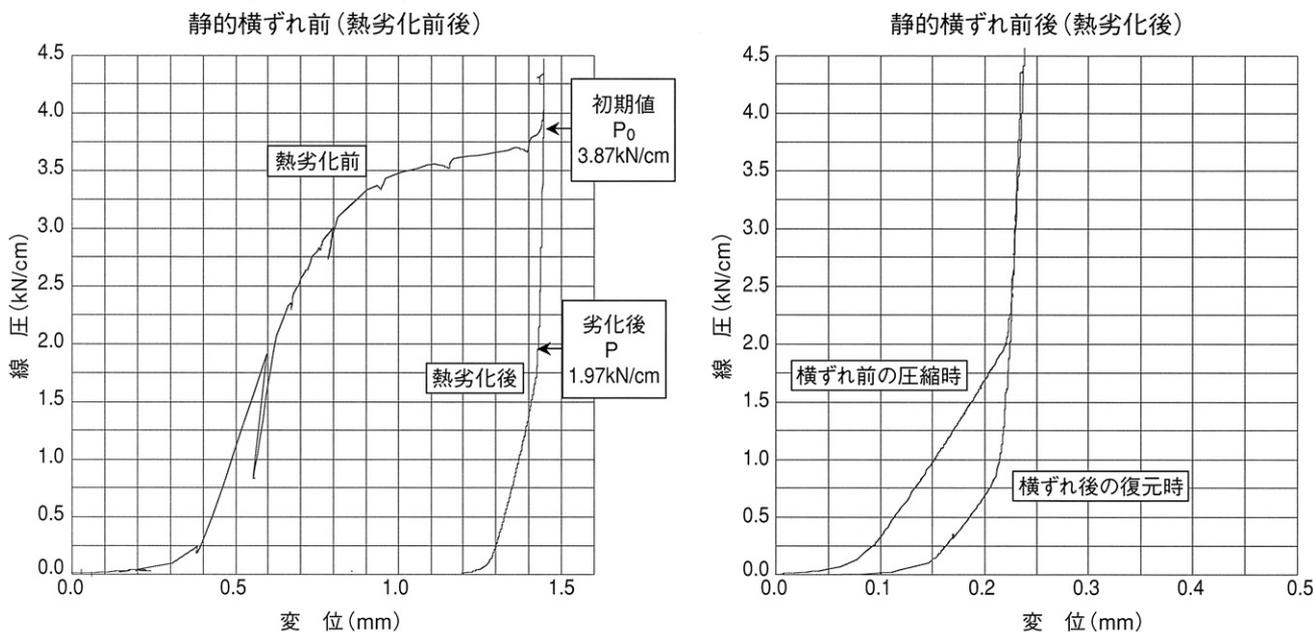


図5 圧縮復元特性例

表2 静的横ずれ所得データ一覧

分類	劣化条件			締切線圧 (kN/cm)			横ずれ時漏えい量 (Pa・m <sup>3</sup> /s)			往時漏えい量上昇開始時横ずれ量 (mm)	横ずれ後口開き限界変位量 (1×10 <sup>-8</sup> Pa・m <sup>3</sup> /s基準) <sup>*2</sup> (mm)
	温度 (°C)	時間 (h)	LMP (C=14)	初期値 P <sup>0</sup>	劣化後 P <sup>1</sup>	線荷重変化率 $\frac{P^0 - P^1}{P^0}$	横ずれ前	往方向最大ずれ時 ( )内ずれ量	復方向初期位置復帰時		
φ10mm 復列型	190	85	7359	3.871	1.970	0.48	5×10 <sup>-11</sup>	1×10 <sup>-9</sup> (3mm)	5×10 <sup>-8</sup>	1.4	(1×10 <sup>-10</sup> ) 0.08
				4.002	2.100	0.47	2×10 <sup>-10</sup>	2×10 <sup>-9</sup> (3mm)	1×10 <sup>-8</sup>	1.0	(9×10 <sup>-9</sup> ) 0.07
NUPEC殿試験結果 <sup>1)</sup>	189	85	7359	3.602	2.110	0.41	5×10 <sup>-12</sup>	1×10 <sup>-9</sup> (3mm)	7×10 <sup>-8</sup>	0.8	(1×10 <sup>-7</sup> ) 0.08
				3.621	1.980	0.45	9×10 <sup>-11</sup>	9×10 <sup>-11</sup> (1.5mm)	—	—	(6×10 <sup>-11</sup> ) 0.15

\*1 ( )内は開始時漏えい量 (Pa・m<sup>3</sup>/s)。下段は10<sup>-5</sup>Pa・m<sup>3</sup>/sまでの復元量 (mm)

\*2 輸送時の漏えい量基準値として設定した値<sup>1)</sup>

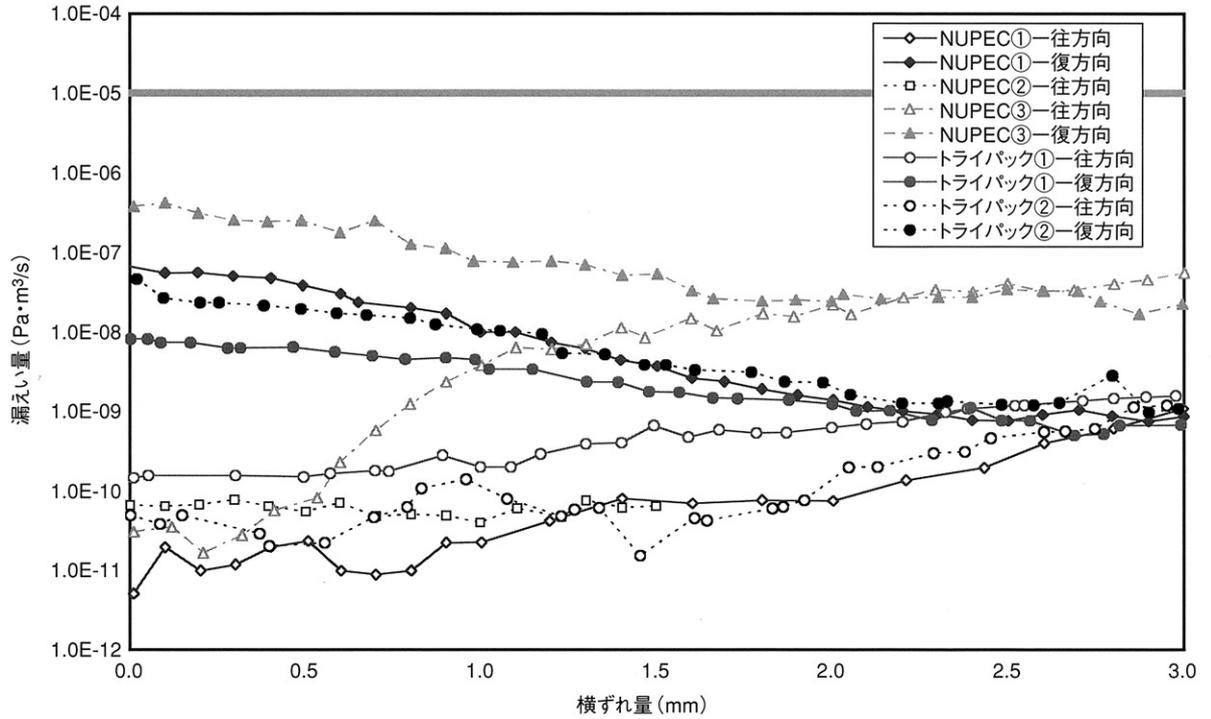


図6 静的横ずれ量と漏えい量の関係(NUPEC殿データ<sup>(1)</sup>との比較)

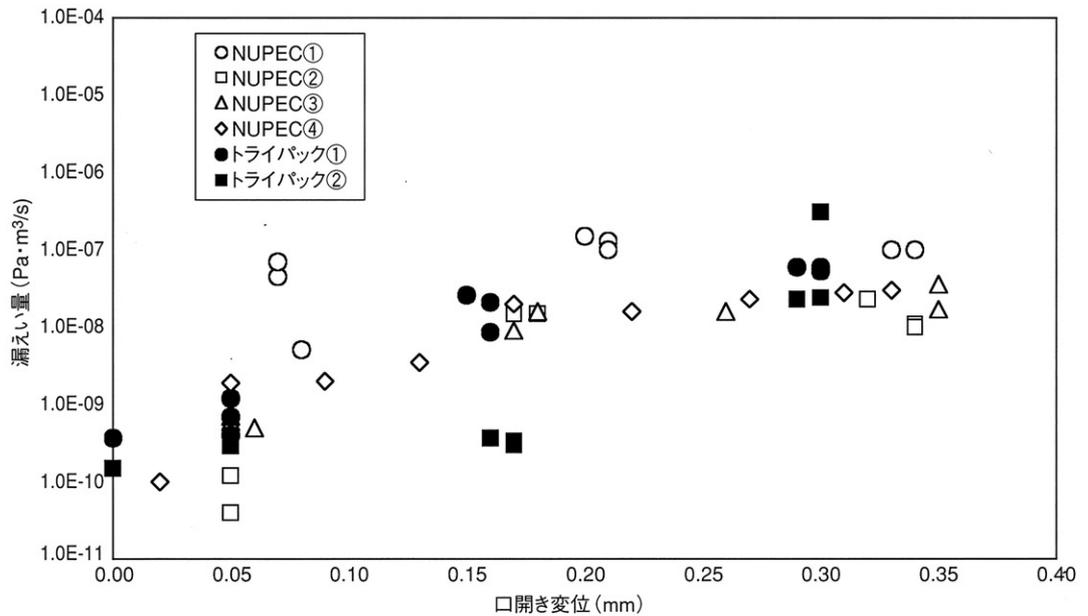


図7 動的口開き変位と漏えい量の関係(NUPEC殿データ<sup>(1)</sup>との比較)

表3 動的口開き所得データ一覧

劣化条件			加熱後						動的後				
			締切線圧 (kN/cm)			復元前漏えい量 (Pa·m³/s)	再圧縮時漏えい量 (Pa·m³/s)	復元時漏えい線圧 (kN/cm)			再復元時漏えい線圧 (kN/cm)	再圧縮時密封線圧 (kN/cm)	再圧縮時密封漏えい量 (Pa·m³/s)
温度 (°C)	時間 (h)	LMP (C=14)	初期値 P <sub>0</sub>	劣化後 P'	線荷重変化率 $\frac{P_0 - P'}{P_0}$			開始点	*1 1×10 <sup>-8</sup> Pa·m³/s 基準	*2 1×10 <sup>-5</sup> Pa·m³/s 基準			
192	85	7407	3.72	2.00	0.46	3.0×10 <sup>-11</sup>	9.0×10 <sup>-10</sup>	0.20	0.13	0.04	0.19	1.40	8.0×10 <sup>-10</sup>
192		7407	3.74	1.78	0.52	5.0×10 <sup>-10</sup>	8.0×10 <sup>-10</sup>	0.09	0.07	0.04	0.90	1.60	2.0×10 <sup>-9</sup>

\*1: 貯蔵時の漏えい量基準値として設定した値<sup>1)</sup>

\*2: 輸送時の漏えい量基準値として設定した値<sup>1)</sup>

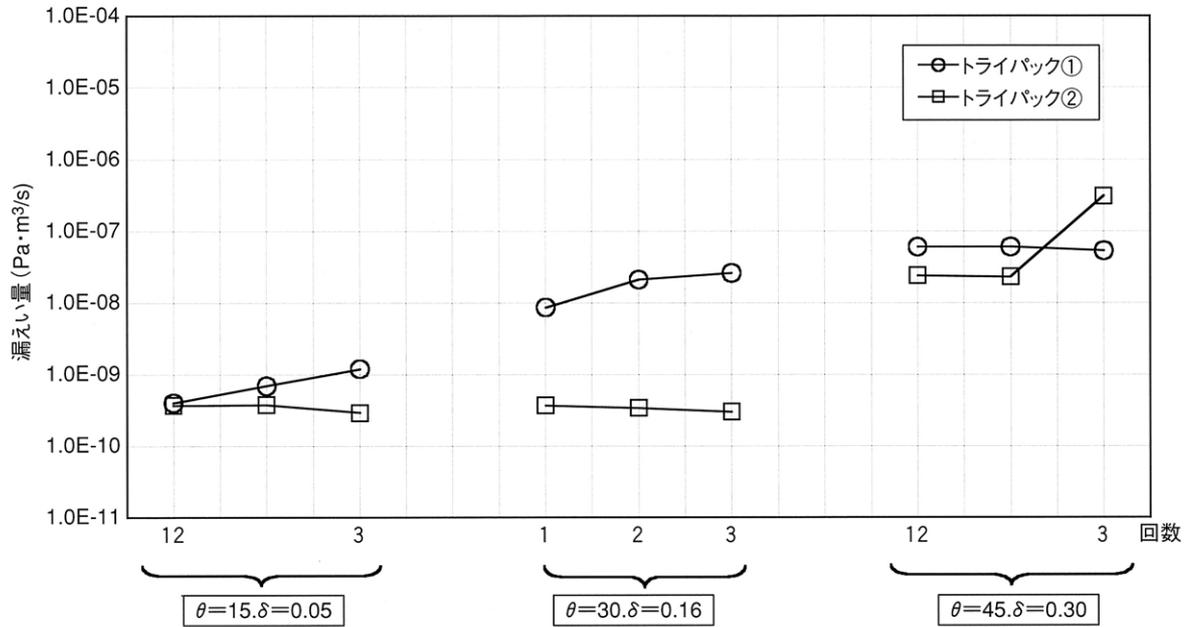


図8 動的口開き試験時の振上角度・回数と漏えい量の関係

θ : 振上角度 (°)  
δ : 横ずれ量 (mm)

より取得したデータ一覧を表3に示す。

劣化付与ガスケットの動的口開き変位は0.3mmまで開口させた。劣化付与ガスケットの復元変位は約0.2mmであり、最大口開き変位0.3mmはガスケットを充分開口できる変位量である。

図7よりガスケットの漏えい量は、バラツキはあるものの口開き変位とともに大きくなる傾向を示しているが、最大口開き変位0.3mmで $10^{-6} \sim 10^{-7} \text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ オーダーのレベルであり、許容基準として設定されている $1 \times 10^{-6} \text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$

$\text{m}^3/\text{s}$ に対し充分余裕があることを確認した。

NUPEC殿試験結果と比較すると、バラツキは生じているものの、同様な傾向を示しており、NUPEC殿で供試したガスケットと同等と評価する。

### 3-3 動的横ずれ試験

動的横ずれ変位と漏洩量の関係をNUPEC殿試験結果と比較した結果を図9に示す。また、試験後ガスケットの断面形状(代表例)を図10に示す。また、動的横ず

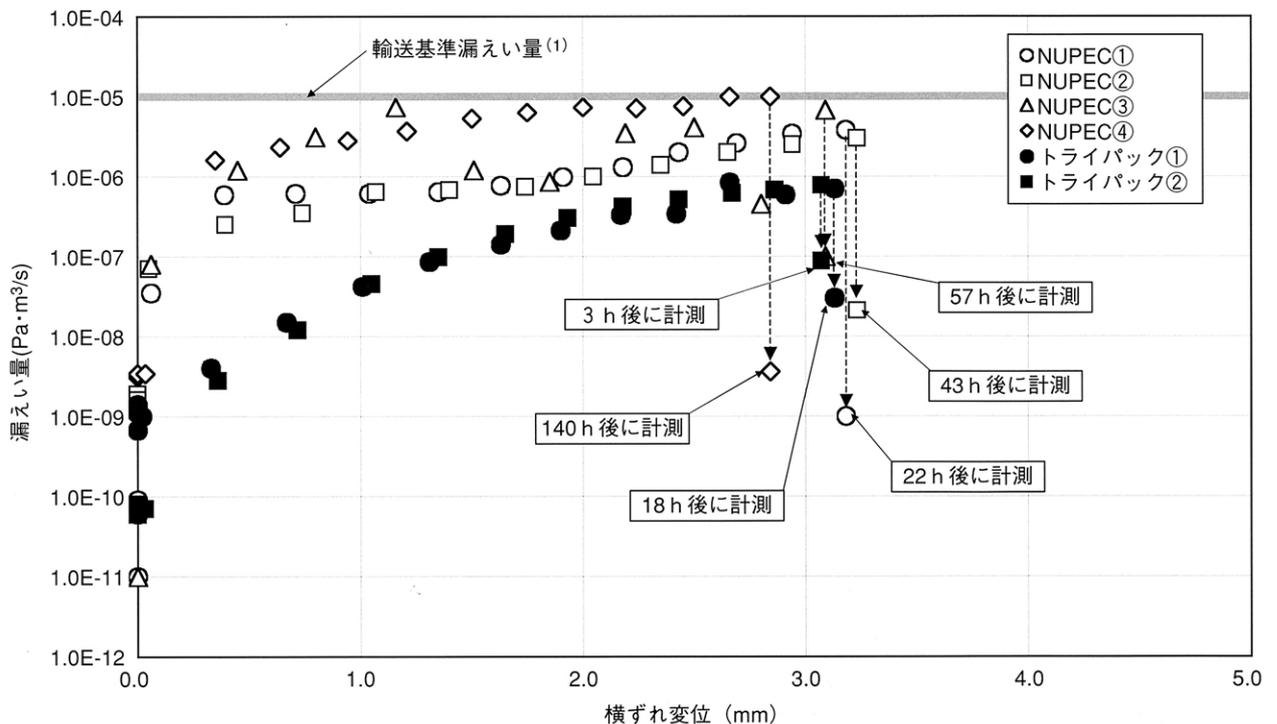


図9 動的横ずれ変位と漏えい量の関係(NUPEC殿データ<sup>(1)</sup>との比較)

れ試験により取得したデータ一覧を表4に示す。

劣化付与ガスケットの動的横ずれ変位は最大3mmまで横ずれさせた。図9より、ガスケットの漏えい量は横ずれ変位とともに大きくなる傾向を示したが、動的試験後の最終変位値の漏えい量でも $10^7 \text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ オーダーのレベルであり、許容基準として設定されている $1 \times 10^5 \text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ に対し充分余裕があることを確認した。

NUPEC殿試験結果と比較すると、横ずれ変位に伴う漏えい量の上昇傾向は緩やかであった。また横ずれ直後の最大漏えい量は3mmずれ後で $10^7 \sim 10^6 \text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ のレベルであり、輸送基準( $1 \times 10^5 \text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ )に対し充分余裕がある。さらに、時間経過によって漏えい量は減少し、 $10^8 \text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ レベルとなり、NUPEC殿供試ガスケットと同様に性能的余裕があるものと考えられる。

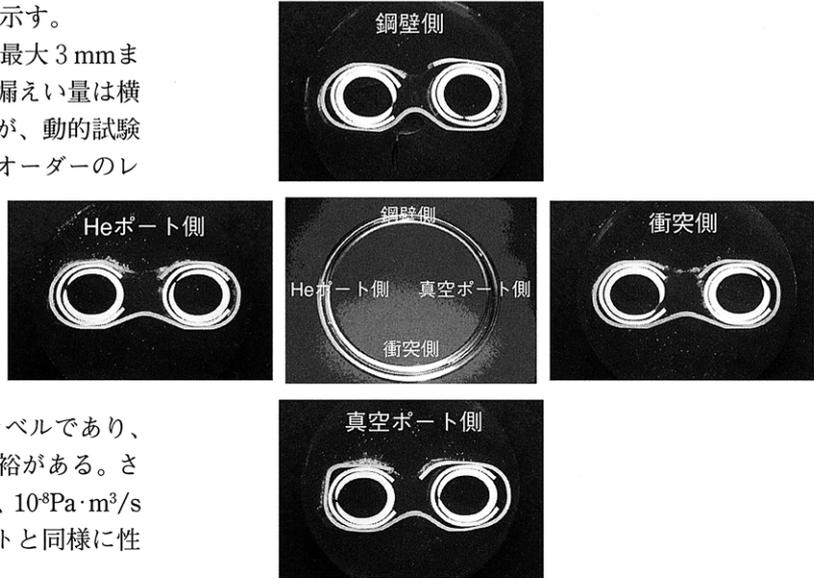


図10 動的横ずれ試験後のガスケット断面形状例 (劣化条件:190℃×85時間 フランジ:9H24 ガスケット:B-6)

表4 動的横ずれ所得データ一覧

劣化条件			締切線圧 (kN/cm)			劣化後復元時漏えい線圧 (kN/cm)			動的後復元時漏えい線圧 (kN/cm)			口開き漏えい量 (Pa·m³/s)		
温度 (°C)	時間 (h)	LMP (C=14)	初期値 P <sub>0</sub>	劣化後 P'	線荷重変化率 $\frac{P_0 - P'}{P_0}$	開始点	*1	*2	開始点	*1	*2	動的横ずれ前	動的横ずれ後	
							$1 \times 10^{-8} \text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ 基準	$1 \times 10^{-5} \text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ 基準		$1 \times 10^{-8} \text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ 基準	$1 \times 10^{-5} \text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ 基準		圧縮	復元
192	85	7407	3.72	2.00	0.46	0.10	0.10	0.10	1.39	1.39	0.80	$4 \times 10^{-10}$	$7 \times 10^{-10}$	$8 \times 10^{-8}$
192		7407	3.66	2.05	0.44	0.09	0.09	0.09	1.00	1.00	0.34	$2 \times 10^{-10}$	$1 \times 10^{-9}$	$8 \times 10^{-9}$

\*1: 貯蔵時の漏えい量基準値として設定した値<sup>1)</sup>  
 \*2: 輸送時の漏えい量基準値として設定した値<sup>1)</sup>

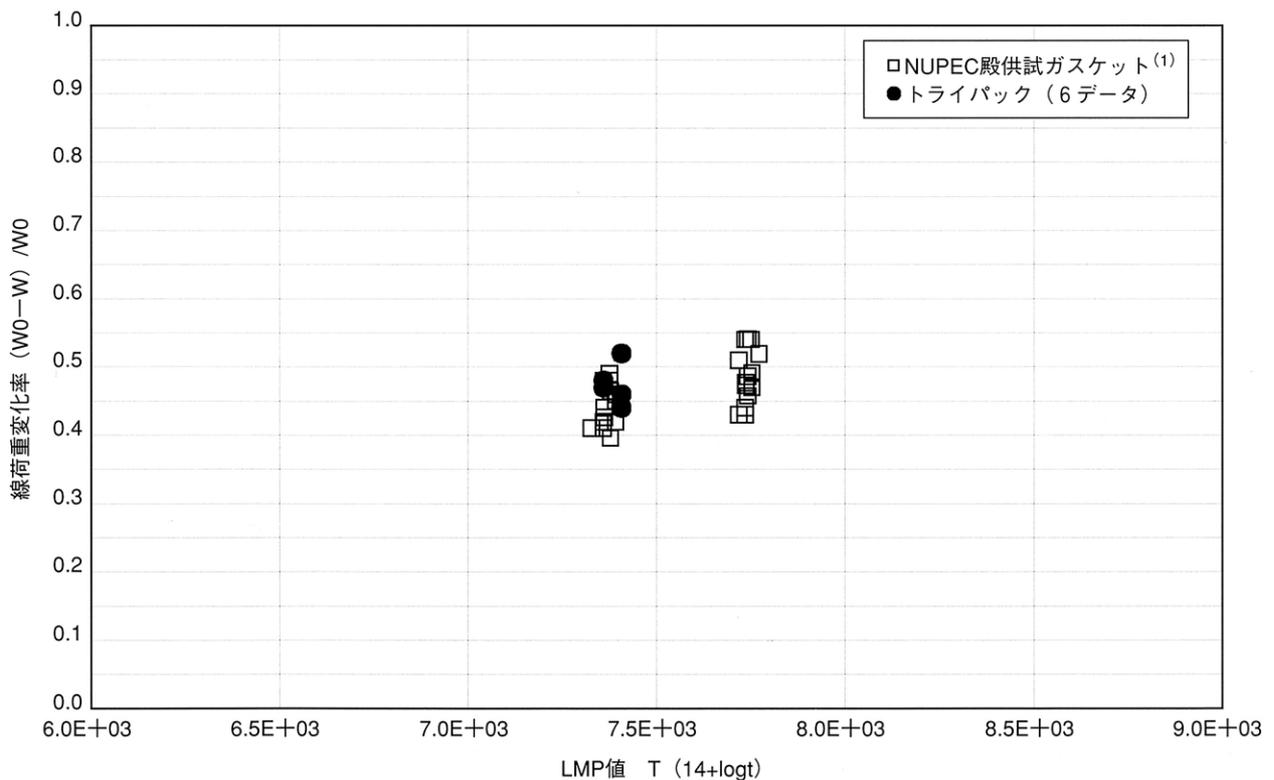


図11 LMP値とガスケット線荷重変化率の関係

### 3-4 静的変位と動的変位の比較

#### (1) 断面形状の比較

静的横ずれ試験後と動的横ずれ試験後の断面形状比較した結果、双方ともずれ方向での外皮の変形が大きく、内周リング、外周リングともフランジに接触したものと考えられるが、両者に大きな差異は無かった。また、NUPEC殿供試ガスケットについても、ずれ方向の変形が大きく、ずれ挙動は同様であると考えられる。

#### (2) 静的横ずれ特性と動的横ずれ特性の比較

静的横ずれ特性と動的横ずれ特性の比較では、静的に比べて動的の漏えい量が大きくなる傾向を示した。この原因としては、動的ではフランジとガスケットの接触面にずれが生じ、リークパスが生じて漏えい量が大きくなったものと考えられる。

NUPEC殿供試ガスケットも同様の傾向を示し、トライパック®とNUPEC殿供試ガスケットは同等の性能を有していると考えられる。

### 3-5 LMP値と線荷重変化率の関係

図11にトライパック®とNUPEC殿供試ガスケットのLMP値と線荷重変化率の関係を示す。

いずれも190°C×85 hの劣化条件により締切荷重は約50%に低下しており、両者の有意差は見られなかった。

## 4. おわりに

断面径10mmの復列型トライパック®について、NUPEC殿のリサイクル燃料資源貯蔵技術確証試験（金属キャスク貯蔵技術確証試験）と同様、静的横ずれ試験、動的口開き試験、動的横ずれ試験を実施しその密封特性を評価したが、いずれも金属キャスクの輸送基準である $1 \times 10^5 \text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ を満足する結果となった。

また、NUPEC殿供試ガスケットと同等の特性を有することが確認され、スプリング材質の違いによる影響はないことが確認された。

金属キャスク貯蔵技術においてはまだいくつか評価されるべき事象が残されているものと思われるが、トライパック®はその高い密封性能をもって原子力発電所外における中間貯蔵施設の実現の手助けとなることを確信している。

#### 〈参考文献〉

- (1) 金属キャスク貯蔵技術確証試験平成13年度報告書 (財)原子力発電技術機構
- (2) 金属キャスク貯蔵技術確証試験平成14年度報告書 (財)原子力発電技術機構
- (3) Valqua Technology News No.6 SPRING 2003 日本バルカー工業(株)

# 石綿ジョイントシートガスケットにおける 高温寿命評価

## Long term performance on compressed asbestos fibers sheet gasket

日本バルカー工業株式会社 事業統括部 プロダクトグループ ガスケット・その他シール担当

山中 幸

Yamanaka Yuki

(NIPPON VALQUA INDUSTRIES, LTD. Business Headquarters Gaskets/other seals products)

### 《Summary》

Some gaskets are used in many device, for example, rotary compressor, valve and so on. The device is inspected and internal parts of gaskets etc. are exchanged periodically. The time cycle for inspection and exchange that have decided empirically before. It has decided not to understand the exact life time for some gaskets. So, at this time, we tested for the compressed asbestos fibers sheet gaskets(CAF) on the temperature of 200°C. As the results, we tried to estimate and made sure of the life time more exactly for CAF. The temperature of 200°C which we adopted is severe than the used temperature in fact.

The life time for CAF is estimated about 18 years on 200°C.

We had been tested relaxation and seal performance for metal gaskets before. So we confirmed to be able to estimate the life time with the results of both. It is possible that we estimate the life time for CAF and the other non-asbestos gaskets, too, with the results of as same as metal gaskets.

But we can't consider effects of bolt stress and pipe stress at this time. The life time for CAF is expected to be shorten than 18 years in fact. There need to examine more totally for bolted flanged joint in future. So we are going to confirm for these effects with finite element method etc.

Keywords : Compressed asbestos fibers sheet gasket, life time, relaxation, non-asbestos gasket

## 1. はじめに

回転機、弁などの各種機器には、各種ガスケットが使用されている。これらの機器の分解点検は、設定された周期に基づき実施されているものの、経験則によるものが多く、ガスケットの正確な寿命を把握して設定されたものではない。

そこで、今回は、従来より多用されている石綿ジョイントシートガスケット(以下CAF:Compressed Asbestos Fiber Sheet)について、実際の使用条件の中でも過酷な温度条件 200°Cを採用し、CAFの寿命をより正確に推定することを試みた。なお、CAFは、300°C程度までの使用実績があるが、その主な使用温度範囲は、R.T.~180°C程度(JIS 10K 飽和蒸気)であることから、ここではより過酷な試験温度 200°Cを採用した。

なお、近年、石綿の発ガン性が指摘され、米国、欧州での石綿規制をはじめ、国内でも非石綿(ノンアス\*)ガスケットに置き換わりつつある。今回は、まず石綿製品

への適用を検討し、今後のノンアス製品の寿命評価適用への一過程とするものである。

## 2. ガスケットの寿命 (シール性低下)におよぼす影響

ガスケットからの漏洩は、ガスケットとフランジの接触面からの漏れである接面漏洩とガスケット内部を流体が通過する透過漏洩とがある。ガスケット材にメタルを使用した場合、メタルは密な結晶構造を持ち、透過は無視できるレベルであり、接面漏洩のみを考慮すればよいが、一般配管や機器で使用される、ジョイントシートガスケットやうず巻形ガスケットでは、接面漏洩、透過漏洩ともに無視できない。

接面漏洩は、ガスケットとフランジの接触面間に存在する微小隙間から生じるもので、一般に、ガスケットに負荷する締付力が大きいほど、ガスケットとフランジ面の微小隙間が小さくなり、漏れは少なくなる。

また、透過漏洩は、ジョイントシートガスケットのように、ガスケット内部に微小な空隙を有する多孔質なシール材では、比較的大きい。締付力が大きいほど、内部の空隙部が小さくなり、漏れは少なくなる。これに対し、樹脂やゴムの透過係数は、一般にはジョイントシートガスケットにおける漏洩よりはるかに小さく、一定である。ただし、その場合にも、ガスケット高さ、幅など体積変化により透過漏洩量は変化する。

ジョイントシートガスケットには、繊維分や充填剤が配合されており、微視的にみた場合、微小な隙間がガスケット内部に存在する。締付力を負荷することで、内部に存在するゴム分の高密度化および内部の空隙部への材料の流動によりリークパスを小さくし、さらに、フランジとジョイントシートガスケットの接触面応力が高まり、接面の微小隙間が小さくなり、接面漏洩が抑制されると同時に、内部に存在する微小隙間が小さくなり、透過漏洩が抑制され、シールが達成されると考えられる。シール性低下に影響する因子としては、応力緩和、熱による材料の劣化、使用流体による腐食、侵食などがある。応力緩和とはひずみを一定に保った状態で、残留応力が時間とともに減少するもので、ガスケットを構成する材料の流動(クリープ)あるいは熱減量(酸化消失)によって生じるものである。

ゴムや樹脂は、粘弾性材料であり、その粘性要素に応力緩和が生じる。また流動によりジョイントシートガスケットの空隙部に移動することによって、ジョイントシートガスケットの残留応力が低下する。常温でも粘性物質の流動は生じるが、熱によって、さらに流動性は高くなり、残留応力の減少はより顕著に表れる。

流動による応力緩和以外のシール性低下の要因としては、熱による材料の劣化がある。ここでの材料劣化は主としてゴム材料の分解消失を意味し、これにより、表面層および内部が多孔質な状態になり、リークパスが形成され、シール性が低下する。またさらにその空隙部分に材料が流動し、応力緩和を生じさせることとなる。内部流体が酸素を含まない流体の場合、酸化消失(熱減量)は、酸素の存在するジョイントシートガスケットの外周側から酸化劣化を生じ、

徐々に内部に進行する。

C A Fにおいて、今回の検討対象温度である200℃程度での漏洩の主要因は、内部に含有されるゴムの熱減量に伴うリークパスの形成によるシール性低下および応力緩和と考えられる。そのほか、ゴム分の熱による変化としては、酸素と反応することで、引張り強度や伸びなど材料物性の低下もある。また、特別な条件下においては、オゾン劣化、放射線劣化、そのほか水や油、各種溶剤による環境劣化があるが、ここでは無視した。なお、常温では、ゴムの酸化消失はほとんどなく、シール性低下、応力緩和への影響はほとんどないといえる。

### 3. 試料および試験装置

#### 3.1 試料

試験試料は、石綿ジョイントシートガスケットとした。これは、石綿繊維を主材とし、これに特殊な耐熱・耐化学薬品性バインダーと少量の無機充填剤を混和して、加熱ロールで圧延加硫したものである。比較的低压カラインにおいて、各種産業の配管フランジ、機器用ガスケットとして多用されている。

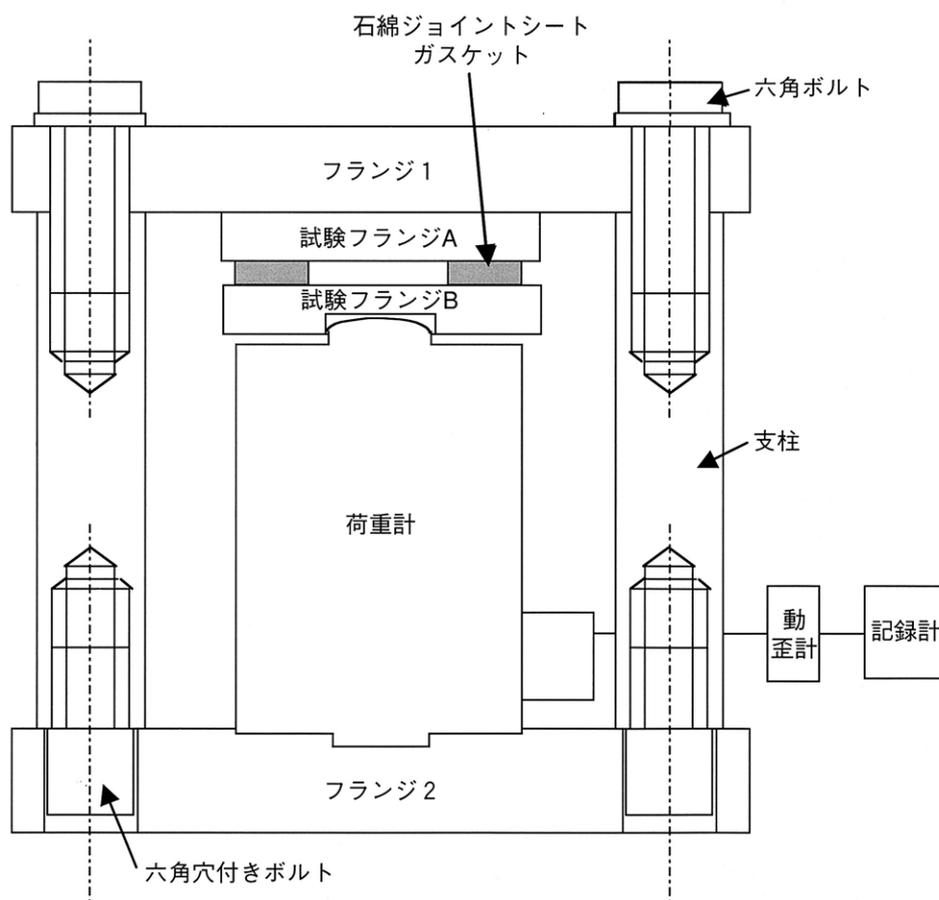


図1 応力緩和試験装置概要図

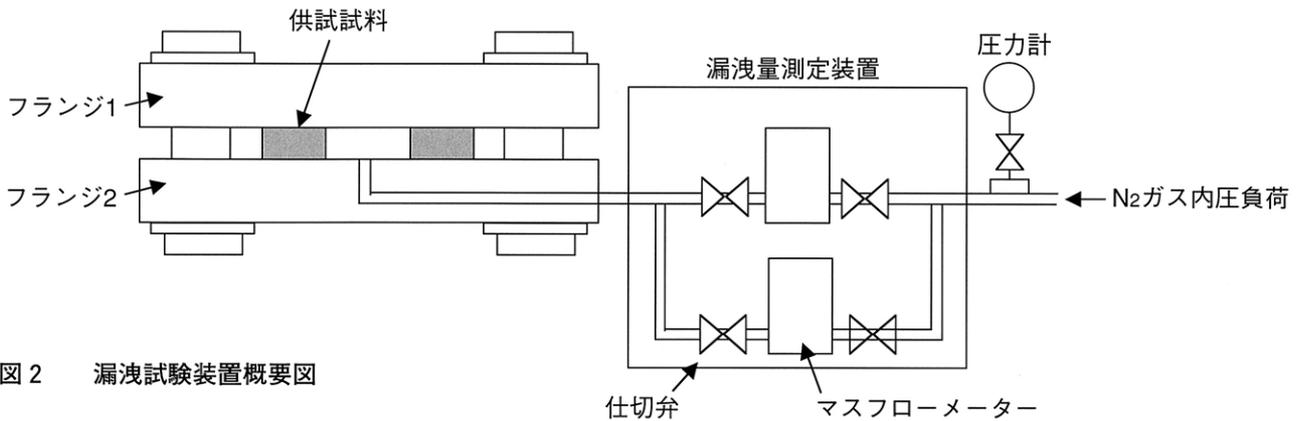


図2 漏洩試験装置概要図

### 3.2 試験装置

図1は応力緩和試験装置概要図であり、荷重計、フランジ、ヒーターからなる。試験荷重は、荷重計により測定し、その精度は±0.5%である。試験フランジはSNB7製で、外径φ100mmとした。

また図2は、漏洩試験装置概要図であり、フランジ、漏洩量測定装置からなる。フランジは、SUS304製とした。

### 3.3 試験方法

#### 3.3.1 応力緩和試験

図1に示す応力緩和試験装置を用い、200℃加熱時、1000hまでの残留応力の経時変化を確認した。まず、フランジ1が支柱と接触したときに実機にて想定される締付時の歪みと同じとなるように、支柱長さと同フランジ厚さを調整した。想定される締付時の歪み量は、あらかじめ圧縮復元曲線を測定し、確認した。次に、試験用フランジ間に試料を装着し、フランジ1と支柱が接触するまでボルト締めにより荷重を付した。その後、フランジを断熱材で覆い、バンドヒーターで加熱した。ガスケット周辺部が200℃に達し、安定した後、1000h保持した。荷重計にて測定した荷重を試験の間、モニタリングした。

#### 3.3.2 密封限界応力確認試験

試料をフランジ締結体に装着し、200℃にて所定時間加熱した後、密封限界応力を確認した。まずフランジに試料を装着し、ボルト締めにて所定トルク34.3N・m(ガスケット応力20MPa相当)まで締付けた。ボルトには二硫化モリブデンをコーティングし、別途確認したトルク係数0.1を採用した。

締結体を電気炉にて加熱し、200℃で安定した後、1000hまで放置した。所定時間加熱後の締結体を電気炉から取出し、室温にて放冷した後、以下の方法によりシール性能を確認した。まず、窒素ガス内圧P=0.29MPaを付した。系内の圧力を制御していない場合、ガスケットから漏れを生じると圧力が低下するが、ここでは、系内の圧力を一定に制御すると、生じた漏れと同量のガスが供給される。供給されるガス量を測定することで、漏洩量を求めた。一旦窒素ガス内圧を解放し、圧縮試験機で

ガスケット応力20MPaに相当する荷重(86.7kN)まで締付けた。圧縮試験機による荷重を付したまま、ボルトを緩めて取外した。窒素ガス内圧を付し、圧縮試験機で荷重を段階的に除荷しながら、シール性能を確認した。所定のシールを満足する最小荷重を密封限界応力とした。一般に現場で実施される漏洩検出方法である石鹼水発泡法で検出される漏れ、すなわち $1 \times 10^3 \text{ Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ を密封限界の基準とした。この基準漏洩量は、段階的に面圧を高め、石鹼水発泡の有無を確認するとともに、漏洩量を実測し確認した。

## 4. 結果と考察

### 4.1 応力緩和試験

図3に応力緩和試験結果を示す。図3に示したように、応力緩和測定開始後、50h程度までは、急激な残留応力低下を生じ、また値にふらつきを生じていた。初期の応力緩和が大きいのは、初期に酸化消失が急激に進行するが、ゴム分の減少に伴い、消失速度が律速になるものと思われる。そこで、残留応力低下が比較的安定した50h以降のデータを用い、最小二乗法を用い、直線近似した。その結果を図4に示す。

ここで、Maxwell緩和を想定すると、応力緩和曲線は、応力軸を対数、時間軸をリニアとした片対数で整理されるべきであるが、外挿時の利便性を考慮し、弊社では、応力軸をリニアに、時間軸を対数軸に整理し、経験的に、直線関係が得られることがわかっている<sup>(1)</sup>。

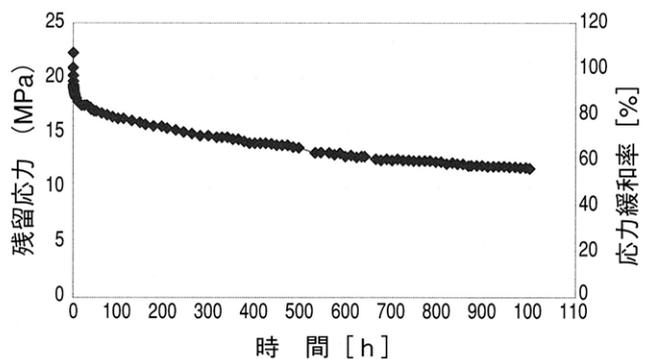


図3 応力緩和試験結果

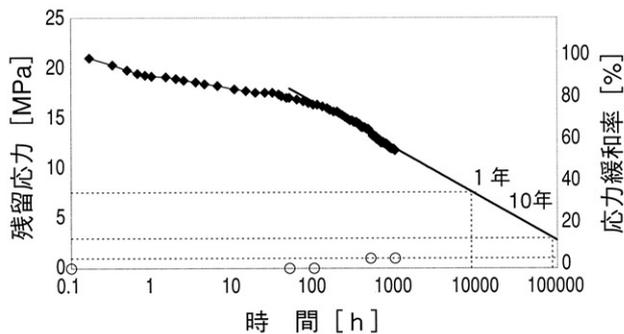


図4 応力緩和試験結果

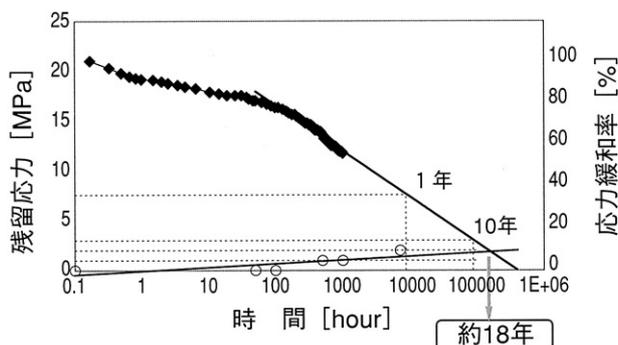


図5 推定寿命

図4より、1年後には、残留応力8 MPa程度（応力緩和率40%弱）、10年後には残留応力3 MPa程度（応力緩和率15%程度）と推測される。

#### 4.2 密封限界応力確認試験

段階的にガスケット応力を低減させた結果、加熱なし品、200℃×100 h加熱品ともに、残留応力0.5MPaまで低減させても、漏洩は、検出限界（ $1 \times 10^{-4} \text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ ）以下であった。また、200℃×1000 hまで（200℃×500 h、200℃×1000 h）加熱した試料については、残留応力1 MPaまで低減させても、漏洩は検出されず、0.5MPaまで低減させたとき、漏洩を検出した。同じく、長期使用（7200 h）相当品では、残留応力2 MPaまで低減させても、漏洩は検出されず、1.0MPaまで低減させたとき、漏洩を検出した。

なお、長期使用（7200 h）相当品とは、密封限界応力予想曲線をより信頼性のあるものとするために、実機にて210℃条件下、断続3年使用したCAFのゴム残量を、熱分析により確認し、加速的に同じゴム残量の試料を製

表1 石鹼水発泡法による気密結果

Pa·m <sup>3</sup> /s	石鹼水の状態
$1.2 \times 10^{-2}$	発泡
$8.4 \times 10^{-3}$	
$2.6 \times 10^{-3}$	発泡
$9.5 \times 10^{-4}$	発泡なし (3分間)
$6.8 \times 10^{-4}$	

作したものである。

200℃で加熱することで、加熱なしに比べて、時間の経過とともに、シール性能は若干低減していることが確認された。しかしながら、石鹼水発泡による、漏れレベルにおいては、1000 hまでの加熱、さらには長期使用相当品でも、残留応力2 MPa以下まで低減させても、漏洩は検出されず、通常の使用期間範囲内では、全くシール性に問題ないことが確認できた。

なお、石鹼水発泡法によるシールの判定基準値として、 $1 \times 10^{-3} \text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ 以上をリーク、 $1 \times 10^{-4} \text{Pa} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ 未満をシールとした。この基準は、表1に示すように、ガスケットに段階的に応力を負荷し、漏洩量測定を実施するとともに、石鹼水を塗布し、その発泡の有無を確認した結果をもとに設定した。表2に、加熱後段階的にガスケット応力を低減させた時の漏洩量を示した。

### 5. 寿命推定方法の検討

図5に示したように、200℃条件下、CAFの応力緩和および密封限界応力の経時変化を確認し、その交点、つまり寿命を推定した。

図5に示した結果より、CAFの応力緩和曲線と、密封限界応力の経時変化曲線の交点は、 $t = 160,000 \text{ h}$ 程度（約18年）であることが確認された。したがって、200℃温度条件下、CAFの寿命は約18年程度であると推測される。ただし、今回の結果は、内圧や温度の変動によるボルト応力、配管応力の影響などを加味しておらず、実際には、18年より短くなることが予想される。これらの影響については、今後、3次元有限要素法などを用いたフランジ締結体としてのトータルな検討が必要と考えられる。

なお、石綿ジョイントシートガスケットでは、使用環境によるが200℃で10年以上の使用実績がある。

常温では、応力緩和は、加熱時に比べて緩やかであり、また密封限界応力は加熱時に比べて、ほとんど上昇しないと考えられることから、さらに長期の使用が可能であると推定される。

### 6. まとめ

CAFの寿命を推定するため、残留応力および密封限界応力の時間的変化を明確にした。これは、ガスケットの残留応力が密封限界応力（漏洩が発生する応力）以下となった場合に、漏洩が発生するとしたものである。

その結果、200℃条件下で、CAFの寿命を推定する有用なデータを得ることができ、この結果からCAFの寿命は、200℃温度条件下で、約18年程度であると推測される。したがって、従来、金属ガスケットに適用してきた応力緩和試験と、密封限界応力の経時変化を確認することで、CAFについても、寿命の推定が可能であるこ

表2 密封限界応力確認試験結果

残留応力 MPa	内 圧 MPa	漏 洩 量 (Pa・m <sup>3</sup> /s)				
		過熱なし	200℃×100 h	200℃×500 h	200℃×1000 h	210℃×7200 h 相 当
20.0	0.3	0.00E+00	0.00E+00	1.69E-04	5.24E-04	6.08E-04
17.5	0.3	0.00E+00	-	-	-	-
15.0	0.3	0.00E+00	-	1.69E-04	-	-
12.5	0.3	0.00E+00	0.00E+00	-	-	6.76E-04
10.0	0.3	0.00E+00	0.00E+00	2.36E-04	5.91E-04	6.59E-04
7.5	0.3	0.00E+00	0.00E+00	3.38E-04	6.59E-04	7.94E-04
5.0	0.3	0.00E+00	2.03E-04	3.72E-04	5.91E-04	8.61E-04
3.0	0.3	0.00E+00	1.69E-04	6.59E-04	5.91E-04	7.60E-04
2.0	0.3	0.00E+00	2.03E-04	5.57E-04	7.26E-04	8.61E-04
1.0	0.3	2.03E-04	2.03E-04	8.61E-04	8.95E-04	1.45E-03
0.5	0.3	4.73E-04	2.03E-04	1.13E-03	1.08E-03	2.52E-03

↑ シール  
↓ リーク

とを確認した。今後、同様な方法を用い、非石綿製品の寿命評価が可能といえる。

ただし、今回の評価は、内圧や温度の変動によるボルト応力、配管応力の影響などを加味しておらず、実際には、18年より短くなることが予想され、これらの影響については、今後、3次元有限要素法などを用いたフランジ締結体としてのトータルな検討が必要と考えられる。

〈参 考 文 献〉

- 1) 堀井賢二, "トライバックの長期性能評価" バルカーレビュー第35巻第3号(1990)p.7-13
- 2) 西田隆仁, 朝比奈 稔, 山中 幸, "うず巻形ガスケットのROTTによる常温シール特性評価および高温評価" バルカーレビュー第41巻第12号(1996)p.1-12
- 3) 西田隆仁, "原子力用非金属シールの環境劣化と寿命の予測" バルカーレビュー第44巻6号(1999)p.6-14

# 内圧作用下での渦巻き型ガスケット付き大口徑管 フランジ締結体の FEM 応力解析と密封性能評価

FEM Stress Analyses and a Sealing Performance Evaluation  
of Pipe Flange Connections with Larger Nominal Diameter  
Including Spiral Wound Gaskets Under Internal Pressure

山梨大学工学部

澤 俊行, 尾方 尚文

Toshiyuki SAWA, Naofumi OGATA

日本バルカー工業 (株)

西田 隆仁, 山中 幸

Takahito NISHIDA, Yuki YAMANAKA

## 《Summary》

The contact stress distributions of pipe flange connections with larger nominal diameter (20") and smaller nominal diameter (3") including spiral wound gaskets under internal pressure are analyzed taking account non-linearity and hysteresis of the gaskets by using the finite element method (FEM). The difference in the contact stress distribution is substantial between the pipe flange connections with the 20" nominal diameter and the 3" nominal diameter. The leakage tests were also conducted using the actual pipe flange connections with the 20" nominal diameter and the 3" nominal diameter including the spiral wound gasket. Using the contact stress distributions under the internal pressure, the values of the new gasket constants proposed by PVRC (Pressure Vessel Research Council) are estimated by taking account the changes in the contact stress. A difference in the new gasket constants is substantial between the PVRC values and the estimated results, which are obtained by using the initial clamping stress. However, the difference is small between the PVRC values and the estimated values, which are obtained by using the actual gasket stress under the internal pressure. In addition, a method for determining the bolt preload for a given tightness parameter is demonstrated. The differences in the bolt preload between the actual pipe flange connections and the PVRC values are substantial.

Key words : Pipe flange, Nominal diameter, Contact stress, FEM, Stress analysis, Gasket hysteresis, Non-linearity, Leakage test, Load factor, New gasket constants, Tightness parameter, Preload, PVRC

## 1. 緒言

ガスケット付き管フランジ締結体の密封性能を評価する上で重要なガスケット接触応力を取り扱った研究<sup>(1)~(6)</sup>はいくつかなされており、それらの研究の多くは比較的小口径の管フランジ締結体を対象としている。一方、呼び径の大きな管フランジ締結体も石油プラントなどに多用され、しばしば漏洩事故が発生しているようである。最近、A S M E内のP V R C (Pressure Vessel Research

Council)が、従来のガスケット係数( $m, y$ )と密封設計法<sup>(7)(8)</sup>に代わる漏洩量に関するタイトネスパラメータ $T_p$ <sup>(9)</sup>と新ガスケット係数( $G_b, a, G_s$ )を用いた新しい漏洩評価法と締結体設計法<sup>(9)~(13)</sup>を公表している。

著者らは<sup>(6)</sup>比較的叫び径の小さな渦巻き型ガスケット付き管フランジ締結体(呼び径3インチ, J P I)のガスケット接触応力分布を、ガスケットの応力-ひずみ関係におけるヒステリシスを考慮して軸対称三次元弾性論および有限要素法を用いて明らかにするとともに、実際の

管フランジ締結体を用いて漏洩実験を行い、与えられた  $T_p$  を実現するために必要なボルト初期締付け力の決定方法について検討した。さらにP V R Cの締結体設計法に関して、内圧作用時の残留ガスケット応力の推定が不確かであることを指摘し、理論的に内圧作用時残留ガスケット応力を明らかにして、漏洩および新ガスケット係数を評価している。すなわち、従来からの設計法およびP V R Cの設計方式における基本的問題点は、管フランジ締結体に内圧などの荷重が作用したときの実際のガスケット接触応力の推定が理論的根拠を持って行われていないことである。

管フランジ規格<sup>(14)</sup>では、呼び径の比較的小さな管フランジ寸法と呼び径の比較的大きな管フランジ寸法では、管フランジ寸法、ガスケット接触幅およびガスケット接触面積などが必ずしも比例していない。このため比較的叫び径の大きな管フランジ締結体の密封性能を評価する一因子であるガスケット接触応力、新ガスケット係数などを調べておく必要がある。従来、比較的叫び径の大きな管フランジ締結体の漏洩評価などについて扱った研究はANDORAの研究<sup>(15)</sup>を除いて見あたらない。

そこで本研究では、比較的叫び径の大きな管フランジ締結体(呼び径20インチ、大口径管フランジ締結体と呼ぶ)に関して、内圧作用時のガスケット接触応力分布をガスケットの非線形性とヒステリシスを考慮して有限要素法を用いて解析し、3インチ管フランジの場合<sup>(6)</sup>と比較を行い管フランジ呼び径がガスケット接触応力分布に与える影響を明らかにする。さらに内力係数  $\phi_g$  (ボルト軸力の増減分と内圧による軸方向荷重との比)を解析し、内力係数を用いて内圧作用時のガスケット残留応力を推定する。実際の20インチ管フランジ締結体を用いてボルト軸力変動(内力係数)および漏洩量測定実験も行い、漏洩量からタイトネスパラメータ  $T_p$  を求め新ガスケット係数 ( $G_b$ ,  $a$ ,  $G_s$ )<sup>(9)~(13)</sup>を算出し、管フランジ呼び径が新ガスケット係数に与える影響を明らかにすると共にP V R C方式のR O T T<sup>(9)~(13)</sup>(Room Operational Tightness Test)により算出される新ガスケット係数および3インチ管フランジ締結体<sup>(6)</sup>のそれらと比較検討する。またボルト軸力変動(内力係数  $\phi_g$ )に関する実験値と計算値を比較する。最後に与えられた内圧作用時タイトネスパラメータ  $T_p$  に対して、ガスケット接触応力分布を用いる方法とP V R C方式により得られるボルト初期締付け力  $F_t$  の値を比較検討し、 $T_p$  に対するより正確なボルト初期締め付け力  $F_t$  の求め方を検討する。

## 2 解析方法

### 2.1 ガスケット接触応力分布の解析

図1は一般的にN本のボルト・ナットにより初期締付け力  $F_t$  で締結され、内圧  $P$  が作用するガスケット付き管フランジ締結体を示している。締結体に内圧  $P$  が作用す

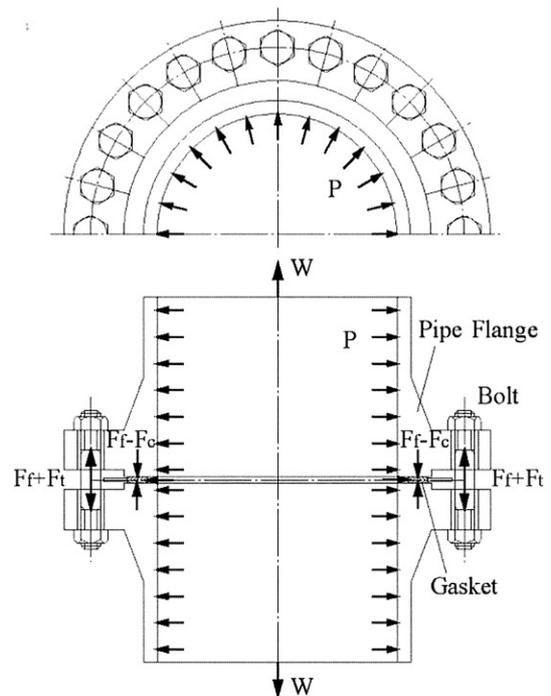


図1 A Pipe flange connection with a gasket subjected to internal pressure

るとき各ボルトには軸力の増減分  $F_t$  が発生し、ガスケット接触面からは圧縮力  $F_c$  (ボルト1本当たり) が失われ、ボルト1本当たりの平均ガスケット接触応力は  $F_t/A$  から  $(F_t - F_c)/A$  へ変化する。ただし  $A$  はボルト1本当たりのガスケット接触面積を表す。なお軸方向外荷重を  $W$  とするとき、ボルト1本当たりのボルト軸力の増減分  $F_t$  と  $W$  の比は内力係数  $\phi_g$  と呼ばれている<sup>(1)~(4)</sup>。すなわち  $\phi_g$  は  $\phi_g = F_t/(W/N)$  であり、内力係数  $\phi_g$  が求められるとガスケット接触面から失われる力  $F_c$  は  $F_c = (1 - \phi_g)W/N$  で与えられる。ただし外荷重  $W$  は  $W = \pi a_3^2 P$  ( $a_3$  はガスケット内半径) で与えられる。

本研究では管フランジ呼び径がガスケット接触応力分布におよぼす影響を明らかにするため、比較的叫び径の大きいJPI Class300呼び径20インチ管フランジ(フランジ外径775mm, ボルト数  $N=24$ , ボルト呼び径M33)と比較的叫び径の小さいJPI Class600呼び径3インチ管フランジ<sup>(6)</sup>(フランジ外径210mm, ボルト数  $N=8$ , ボルト呼び径M20)を用いた管フランジ締結体に関して、有限要素法を用いてガスケットの応力-ひずみ関係における非線形性とヒステリシスを考慮した三次元弾塑性応力解析を行い、主にガスケット接触応力を調べる。

図2は解析モデルを示し、原点を  $O$  とする円筒座標系 ( $r, \theta, z$ ) を用いる。管フランジ、ボルトおよびガスケットの縦弾性係数、ポアソン比をそれぞれ  $(E_1, \nu_1)$ ,  $(E_2, \nu_2)$  および  $(E_3, \nu_3)$  とする。また管フランジのフランジ厚さを  $2h_1$ , ガスケット厚さおよび内径をそれぞれ  $2h_3$  および  $2a_3$  とする。大口径管フランジおよびそのボルトの縦弾性係数、ポアソン比をそれぞれ  $E_1 = E_2 =$

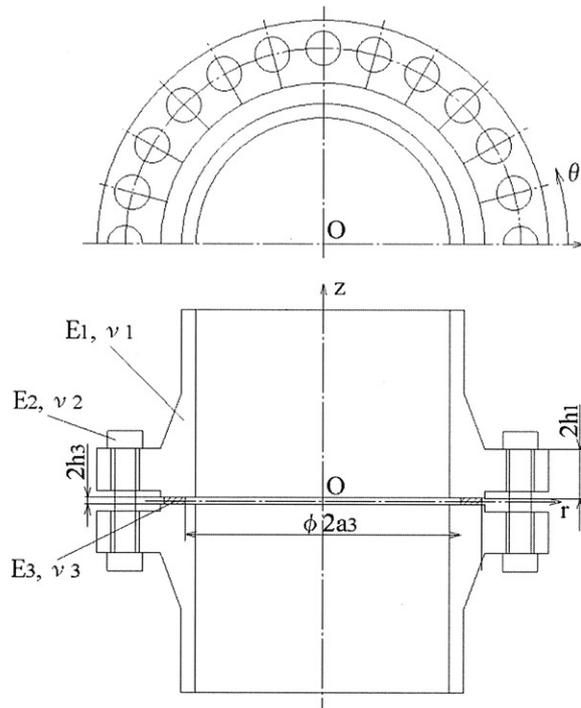


図2 A model for FEA (20" pipe flange)

206GPa,  $\nu_1 = \nu_2 = 0.3$ とし、小口径管フランジ<sup>(6)</sup>およびそのボルトの縦弾性係数、ポアソン比をそれぞれ $E_1 = E_2 = 193\text{GPa}$  (SUS304),  $\nu_1 = \nu_2 = 0.3$ とする。ガスケットのポアソン比は $\nu_3 = 0.34$ とし、応力-ひずみ関係については非線形性およびヒステリシスを考慮する。

図3は大口径管フランジ締結体の1/96の要素分割を示しており、対称性を考慮し1本のボルト周辺を計算対象としている。有限要素コードはMARCを使用し、総要素数及び節点数はそれぞれ8444, 10230である。要素には6面体8接点ソリッド要素を使用し、管フランジとガスケットの接触面には接触条件を用いた。

### 2.2 ガスケットの応力-ひずみ関係

本研究ではアスベストフィラーを用いた渦巻き型ガスケットを使用し、ガスケットの応力-ひずみ関係の負荷時(初期締付け時)と除荷時(内圧作用時)におけるヒステリシスおよび非線形性を考慮している。

図4はFEM応力解析で用いたアスベスト渦巻き型ガスケットの応力-ひずみ関係を示している。実線は実験で得られた応力-ひずみ曲線、破線は解析で用いた近似直線である。ガスケット負荷時(初期締付け時)の応力-ひずみ関係は断片線形近似して非線形性を与え、それぞれの断片線形直線の傾きを図中に示している。ガスケット除荷時(内圧作用時)における応力-ひずみ近似直線の傾きは5.07GPaとし、負荷時と除荷時それぞれ異なる傾きを用いることによりガスケットの応力-ひずみ関係のヒステリシスを考慮する。

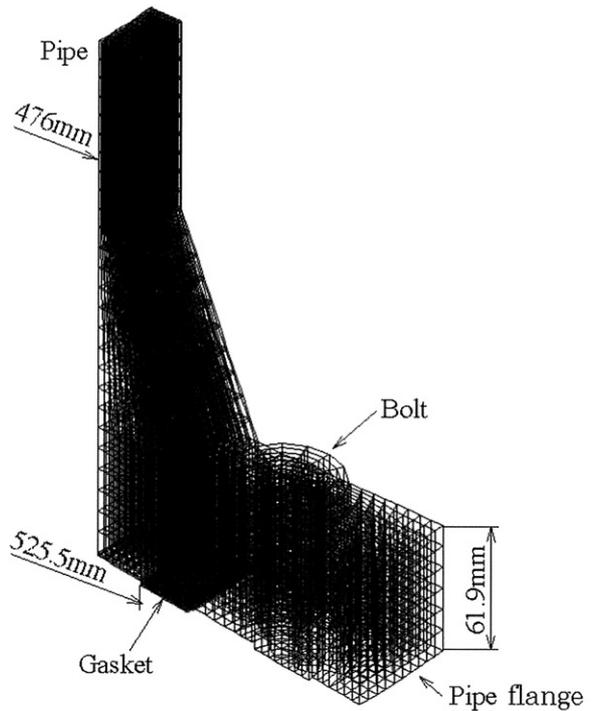


図3 An example of mesh divisions in FEA (20" pipe flange)

## 3. 実験方法

実際の管フランジ締結体を用いてROTT<sup>(9)-(13)</sup>に対応する漏洩量測定実験を行い、初期ガスケット接触応力とタイトネスパラメータ $T_p$ の関係を求める。図5は実験に用いた大口径管フランジと渦巻き型ガスケットの寸法を示している。管フランジはJPI Class300呼び径20インチ、ガスケットはASME/ANSI Class300呼び径20インチである。なお、ボルトの呼び径はM33で、軸部には

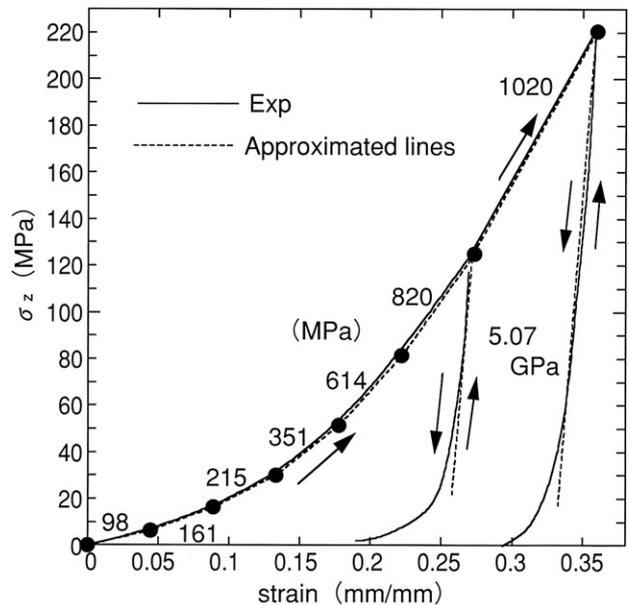


図4 Stress-Strain lines of the spiral wound gasket used in FEA

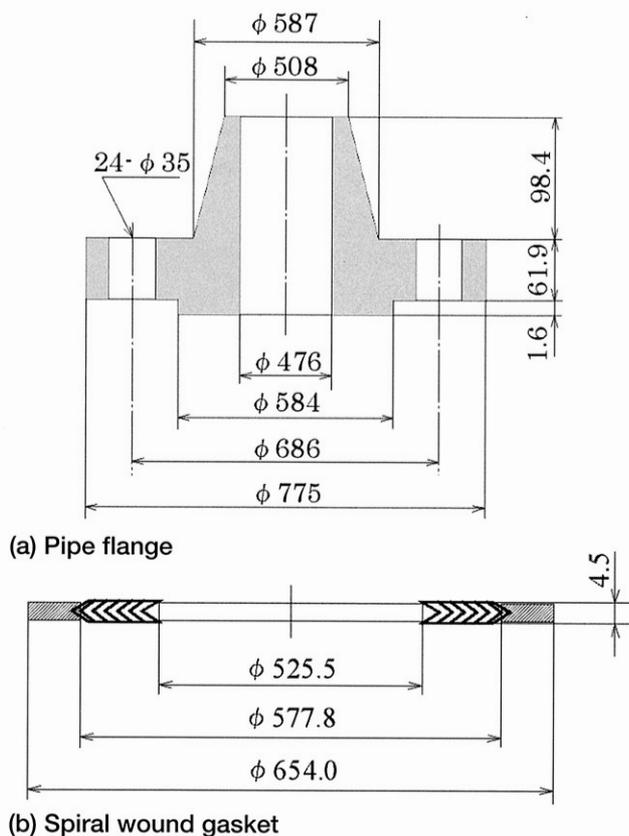


図5 Dimensions of the pipe flange and the spiral wound gasket used in the experiments (20" pipe flange)

180° の位相差で2枚のひずみゲージを貼り付け、予め校正した。管フランジ、ボルトの材質はSFVC2A(J I S)、渦巻き型ガスケットはフィラー部がアスベスト(石

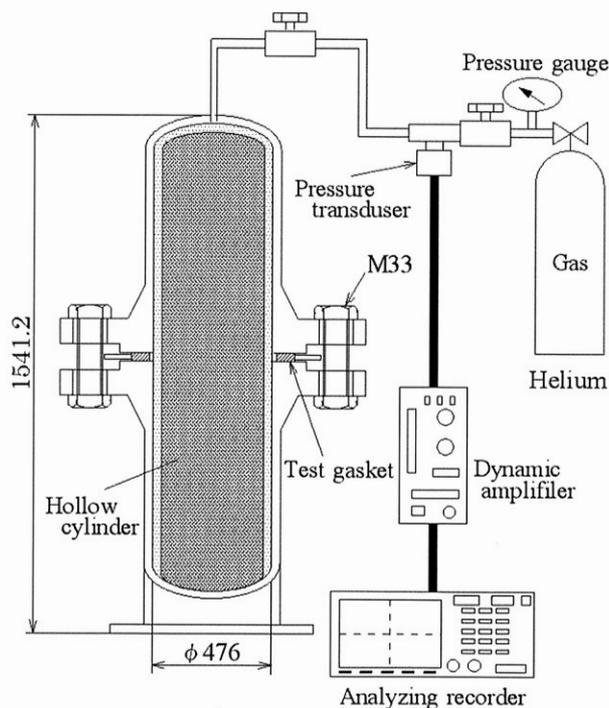


図6 Schematic of experimental setup of the pipe flange connections (20")

綿)、外輪はステンレス鋼SUS304(J I S)である。図6は大口径管フランジ締結体の実験装置の概略を示している。ガスケットをはさんだ1対の管フランジを $N=24$ 本(小口径管フランジ締結体(3")は $N=8$ 本)のボルトにより所定の初期ガスケット接触応力を得るために初期締付け力 $F_i$ で締結する。なおボルト軸力はボルト軸部に貼られた校正済みのひずみゲージにより検出する。内圧はガスボンベ(ヘリウムガス0により作用させ、その時の作動内圧は圧力変換器を用いて電圧に変換し記録する。本実験では実験開始時と終了時における内圧変化量および締結体内部容積(大口径 $9.8\text{m}^3$ 、小口径 $0.583\text{m}^3$ )から単位時間当たりの質量漏洩量を換算((内圧変化量)×(容積)/(測定時間))した。大口径管フランジ締結体の内部容積を減らし測定時間を短縮するために、図6に示されるように円筒を締結体内部に挿入している。また、内圧作用時におけるボルト軸力変動(内力係数 $\phi_g$ )もひずみゲージにより測定した。

#### 4. 有限要素法による解析結果

図7は大口径管フランジ締結体の周( $\theta$ )方向におけるガスケット接触応力分布を示している。縦軸はガスケット接触応力 $\sigma_z$ 、横軸は図2に示すように周方向の角度 $\theta$ ( $=0^\circ \sim 7.5^\circ$ )である。初期締付け力は $F_i=200\text{kN}$ 、内圧は $P=5\text{MPa}$ とした。なおガスケットは管フランジとの接触面(フィラー部)のみをモデル化しており、初期締付け時におけるガスケット外周部 $r=288.9\text{mm}$ の応力分布、内圧作用時におけるガスケット内周部 $r=262.75\text{mm}$ 、中間部 $r=275.9\text{mm}$ および外周部 $r=288.9\text{mm}$ の周( $\theta$ )方向応力分布を示している。周方向の応力分布の差異は極めて小さいことが分かる。このため半径方向のガスケット接触応力分布に関しては図2に示

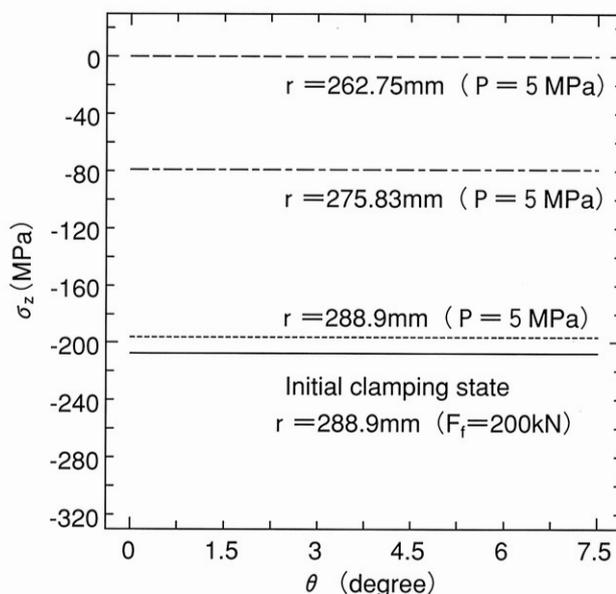


図7 Contact stress distributions in the  $\theta$ -direction of 20" pipe flange connections

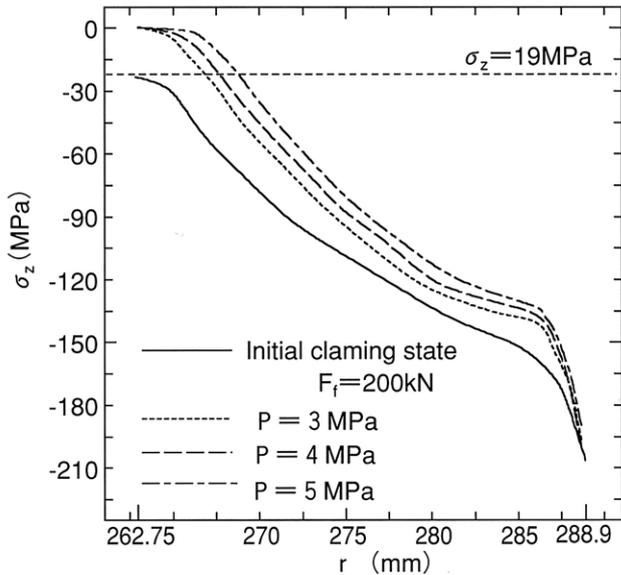


図8 Contact stress distributions in the r-direction of 20" pipe flange connections ( $\theta = 0^\circ$ )

す  $\theta = 0^\circ$  (ボルト中心軸線上)の応力分布を用いる。

図8は大口径管フランジ締結体の半径( $r$ )方向におけるガスケット接触応力分布を示している。縦軸はガスケット応力 $\sigma_z$ 、横軸はガスケット中心からの距離 $r$ である。初期締め付け力は $F_f=200\text{kN}$ 、内圧は $P=3, 4$ および $5\text{MPa}$ (圧力-温度基準<sup>(16)</sup>)における許容最大内圧)とした。内圧が作用すると平均ガスケット接触応力は減少することが分かる。特にガスケット内周( $r=262.75\text{mm}$ )付近ではガスケット接触応力がゼロ、すなわち管フランジとガスケット接触面が分離することが示されている。また図中のガスケット接触応力 $\sigma_z=19\text{MPa}$ を示す破線は、本実験により得られた新ガスケット係数 $G_b$ の値である

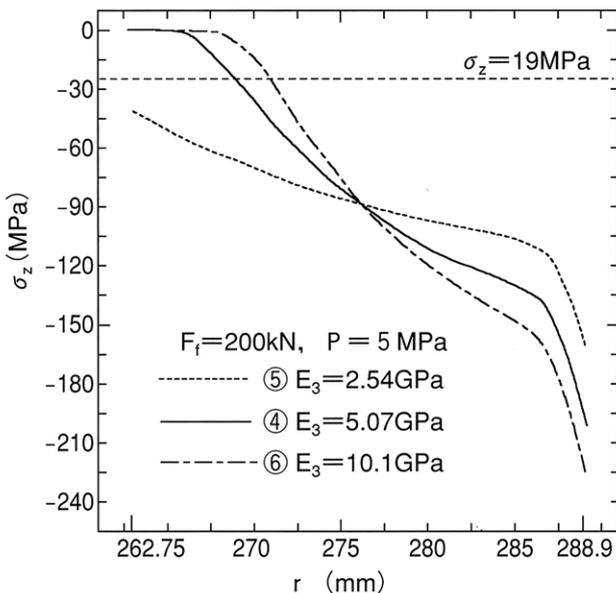


図9(a) Effects of Young's modulus  $E_3$  on the contact stress distributions in 20" pipe flange connections

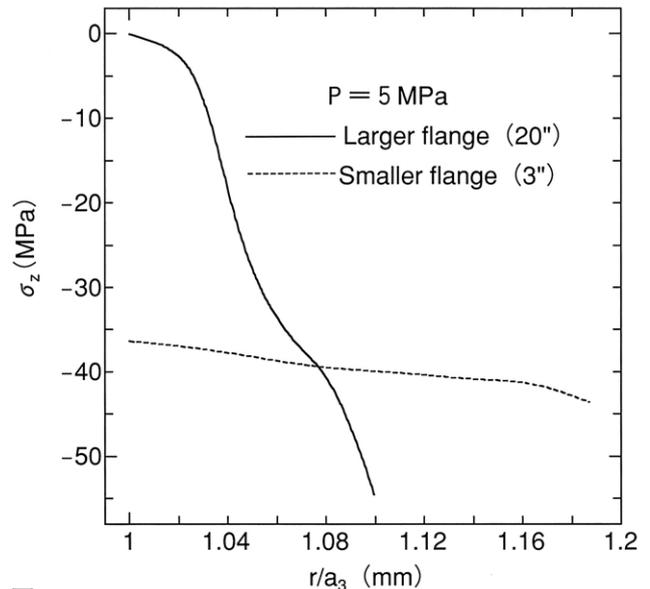


図10 Comparison of the contact stress distributions between the larger (20") and the smaller flange (3")

(表2参照)。新ガスケット係数の定義<sup>(9)-(12)</sup>から新ガスケット係数 $G_b$ は、タイトネスパラメータ $T_p=1$ の時のガスケット接触応力である。 $T_p=1$ は極めて小さい値であり密封性能は低い。従って $\sigma_z=19\text{MPa}$ 以下の部分はほとんど密封に寄与していないと仮定した。大口径管フランジ締結体の場合、内圧が作用するとガスケット接触応力の減少だけではなくガスケット有効幅すなわちガスケットの密封に対して有効な接触面積も減少すると言える。

図9(a)は大口径管フランジ締結体の内圧作用時(ガスケット除荷時)におけるガスケットの縦弾性係数 $E_3$ が、ガスケット接触応力分布におよぼす影響を示している。縦

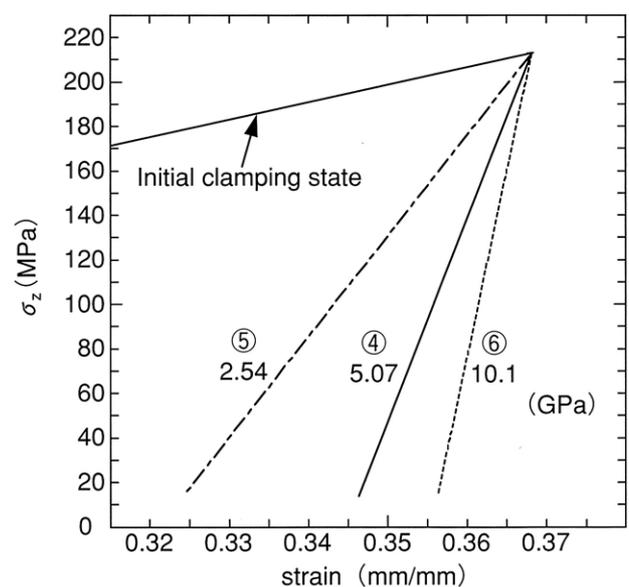


図9(b) Changes in the value of Young's modulus  $E_3$  of the spiral wound gasket

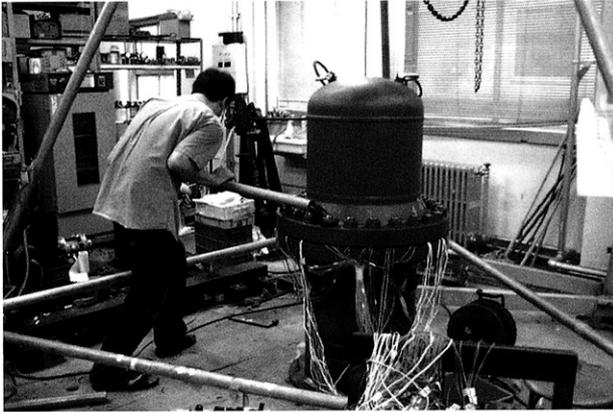


図11 Tightening of the pipe flange connection with the larger nominal diameter (20")

軸はガスケット応力 $\sigma_z$ 、横軸はガスケット中心からの距離 $r$ である。初期締付け力は $F_f=200\text{kN}$ 、内圧は $P=5\text{MPa}$ とした。また、図9(b)はこのとき用いた除荷時におけるガスケットの応力-ひずみ関係における傾き、すなわち縦弾性係数を示しており、④ $E_3=5.07\text{GPa}$ (標準、図4参照)⑤ $E_3=2.54\text{GPa}$ (1/2倍)および⑥ $E_3=10.1\text{GPa}$ (2倍)とした。なお負荷時におけるガスケットの応力-ひずみ関係は一定とし、図4に示す断片線形直線である。図9よりガスケット除荷時(内圧作用時)におけるガスケットの縦弾性係数 $E_3$ が小さくなると、内圧作用時におけるガスケットの密封に対して有効な接触面積が増加することが分かる。従って除荷時の縦弾性係数 $E_3$ が小さいガスケットを開発使用することにより密封性能が向上する可能性があると言える。同様に負荷時の応力-ひずみ関係における縦弾性係数 $E_3$ を変化させて計算を行ったところ、やはり負荷時の縦弾性係数 $E_3$ の値が小さい方が密封性能が向上することが予想された。

図10は初期締付け時における平均ガスケット接触応力

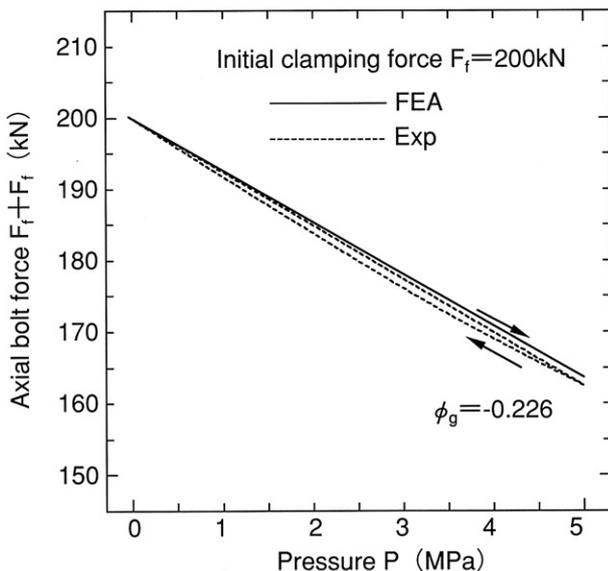


図12 Comparison of the load factor  $\phi_g$  in the pipe flange connections

を $\sigma_{zm}=50\text{MPa}$ とし、内圧 $P=5\text{MPa}$ を作用させたときの大口径管フランジ締結体と小口径管フランジ締結体のガスケット接触応力分布の比較を示している。なお縦軸はガスケット応力 $\sigma_z$ 、横軸はガスケット中心からの距離 $r$ をガスケット内半径 $a_3(=525.5/2\text{mm})$ で無次元化した値である。大口径管フランジ締結体(実線)のガスケット接触応力分布は小口径管フランジ締結体(破線)と比較して大きく変化していることが示されている。特にガスケット内周( $r/a_3=1$ )付近ではガスケット接触応力がゼロとなり、ガスケット接触面が分離している。平面座ガスケットを用いた管フランジ締結体は、ガスケットがボルト中心円直径よりも内周側に位置するため、ボルト初期締付け力 $F_f$ によりフランジ部には曲げモーメントが発生しフランジが曲がる(傾く)。この現象は一般にフランジローテーションと呼ばれている。大口径管フランジ締結体のガスケット接触応力分布がガスケット内周から外周に向かって大きく傾く原因は、フランジローテーションの発生量が大きいためと考えられる。これに対し小口径管フランジ締結体に関しては、フランジローテーションがほとんど発生していないことが分かる。また初期締付け時における平均ガスケット接触応力は大口径管フランジ締結体、小口径管フランジ締結体共に $\sigma_{zm}=50\text{MPa}$ であるが、内圧( $P=5\text{MPa}$ )が作用したときの平均ガスケット接触応力は大口径管フランジ締結体の方が小さい。この原因は大口径管フランジ締結体の方が小口径管フランジ締結体と比べて単位ガスケット接触面積当たりの内圧による軸方向引張り荷重 $W'$ が大きいこと(大口径管フランジ締結体： $W'/A'=23.9\text{MPa}$ 、小口径管フランジ締結体： $W'/A'=12.2\text{MPa}$ 、ただし $A'$ は全ガスケット接触面積)、および両者の内力係数 $\phi_g$ の値の差異によるものと考えられる<sup>(6)</sup>。

## 5. 解析結果と実験結果の比較

### 5.1 内力係数

図11は管フランジ締結体のボルト締付け状態を示している。トルクレンチを用いてボルトに貼られたひずみゲージの出力を見ながら、各ボルト軸力が所定の軸力となるように締付け作業を行った。

図12は本実験に用いた大口径管フランジ締結体のボルト軸力変動(内力係数 $\phi_g$ )<sup>(1)~(6)</sup>を示している。縦軸はボルト軸力 $F_f+F_t$ 、横軸は内圧 $P$ である。実線は解析結果、破線は実験結果を示している。なお、 $F_f=200\text{kN}$ である。内圧 $P$ の作用に対してボルト軸力の増減分 $F_t$ はほぼ線形的に減少している。除荷時と負荷時では若干ヒステリシス(矢印)を生じているが $P$ と $F_t$ の関係はほぼ線形であり、この関係から内力係数 $\phi_g$ は $\phi_g=F_t/(W'/N)$ で求められる。なお $W'=\pi a_3^2 P$ であり、 $N$ はボルト本数である。大口径管フランジ締結体の内力係数 $\phi_g$ の値は解析結果より $\phi_g=-0.226$ 、実験結果より $\phi_g=-0.229$ となり、解

析結果と実験結果はかなり良く一致している。また内圧が作用するとボルト軸力は減少することが分かる。これは前節で述べたフランジローテーションの影響と考えられる。また小口径管フランジ締結体の $\phi_g^{(1)-(6)}$ は解析結果より $\phi_g=0.161$ 、実験結果より $\phi_g=0.165$ である。いずれも本解析結果と実験結果はかなりよく一致している。ガスケット接触面から失われる圧縮力 $F_c$ はボルト1本当たり $F_c=(1-\phi_g)W/N$ で表され、内力係数が小さくなるとガスケット接触面から失われる圧縮力は大きくなる。大口径管フランジ締結体の内力係数 $\phi_g$ は負であり、内圧によるガスケット接触応力の減少が大きくなるため初期締付け力の設定の際には注意が必要である。逆に言えば小口径管フランジ締結体と同じ設計基準を用いて本論文で扱っている大口径管フランジ締結体のボルト初期締付け力を設定した場合、内力係数 $\phi_g$ が負であることと単位ガスケット面積当たりの内圧による軸方向荷重 $W$ が大きいことにより内圧作用時のガスケット接触応力が不足する可能性がある。(次号に続く)

〈参 考 文 献〉

- 1) 澤・熊野・小林・伊藤, 機論, 49-445, 1149, (1983)
- 2) 澤・熊野, 機論, 50-445, 1383, (1984)
- 3) T. Sawa, N. Higurashi, and H. Akagawa, ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, 497, 113, (1991)
- 4) T. Morohoshi, and T. Sawa, ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, 207, 116, (1994)
- 5) T. Sawa, T. Hirose, and Y. Nakagomi, ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, 115, 118, (1996)
- 6) T. Sawa, O. Naofumi, ASME Analysis of Bolted Joint 2001, PVP302, 102, (2001)
- 7) 西田, バルカーレビュー, 24-10, 1, (1980)
- 8) 岩浪・近森, パッキン技術便覧, 産業図書, 51, (1973)
- 9) K. H. Hsu and James R. Payne, ASME, Valves, Bolted Joints, Pipe Supports, and Restraints 1992, PVP 236, 79, (1992)
- 10) K. H. Hsu, James R. Payne and J. R. Winter, ASME, Advanced Computer Applications 1994, PVP 274, 53, (1994)
- 11) John H. Bickford, Gaskets and Gasketed Joints, Marcel Dekker, 423, (1997)
- 12) 西田, バルカーレビュー, 39-12, 1, (1995)
- 13) 澤, 第11回圧力設備の材料, 設計, 施工, 維持管理講習会テキスト, 日本高圧力技術協会, 92, (2001)
- 14) JPI-7S-15-70, -43-72
- 15) F. Ando, T. Sawa, M. Ikeda, and T. Furuya, ASME, Component Analysis and Evaluation, Aging and Maintenance, and Pipe Supports 1998, PVP 376, 39, (1998)
- 16) ASME/ANSI B 16.5, PRESSURE-TEMPERATURE RATINGS, (1988).

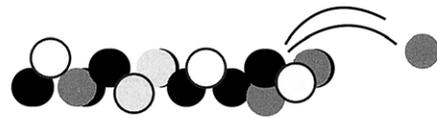
新 製 品 情 報

# ニューコンセプトシートガス バルカー ブラックハイ No.GF300

今までにない新しいタイプの高機能ノンアスシートガスケットです。待望の石綿ジョイントシート機能代替が可能になりました。

発売開始：2003年12月1日

サンプルは発売に先立ち随時ご対応いたします。



## 《用語の豆知識》



ラーソン  
ミラーパラメーター  
(本文3頁より)

Larson-Miller's parameter (LMP)。

温度と時間の加速劣化評価方法のひとつ。

ある材料について主クリープ破断曲線が与えられていると、温度とクリープ破断時間との等価性から、任意温度の試験結果を用いて指定温度に対する破断強さと破断時間の関係が推定できる。

また、この考え方を拡張した主クリープ曲線による外挿もできる。

$LMP = T(C + \log t)$

T: 温度 (K)    t: 時間 (h)    C: 定数

# ケット

# パー

## 良好なハンドリングの実現

柔軟な樹脂バインダーの活用で脆さや傷つきやすさを解消しました。

## 材料劣化からの解放

ゴムを全く含まないため、熱劣化や経時劣化をおこさず高温使用が可能です。



基幹産業事業部

お問い合わせ先

戦略グループ：江西

e-mail t-enishi@valqua.co.jp

TEL 03-3560-0701

戦略グループ：山中

e-mail y-yamanaka@valqua.co.jp

TEL 06-6443-8938

戦略グループ：朝比奈

e-mail m-asahina@valqua.co.jp

TEL 03-3560-0701

## 2

### 落下試験

(本文4頁より)

キャスク輸送中の事故や、地震などの自然災害があっても、キャスクはそれらに耐えることが求められる。また、キャスクの設計・製造に関しては国際的な技術基準や国内法令が定められており、実際のテストやコンピュータ解析によって、キャスクは落下、耐火、耐水などの厳しい試験条件をクリアすることが確認されている。

30フィート(約9m)の高さから、弾力性のない平面上に落としても、キャスクに大きな損傷をきたさない。

・6インチ(約15cm)の直径で8インチ(約20cm)の長さの立てた鉄棒の上に40インチ(約102cm)の高さからキャスクを落としても、大きな損傷をきたさない。

・802℃の火炎に30分間さらした後でも強制冷却を必要としない。

・3フィート(約91cm)の深さまで、キャスクを完全に水の中に8時間以上つけていても、キャスクの中に水が入ってこない。

## 3

### 中間貯蔵

(本文9頁より)

我が国では、原子力発電所の使用済燃料を再処理し、有用資源であるウラン・プルトニウムを回収した上で、再び燃料として有効に活用する原子燃料サイクルをエネルギー政策の基本としている。

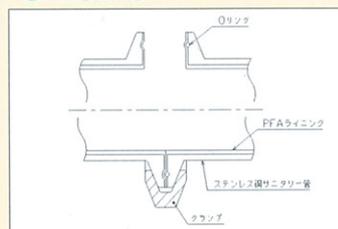
今後、国内の原子力発電所における使用済燃料の発生量やこれまでの貯蔵量、ならびに再処理工場の処理能力等を考慮すると、使用済燃料を再処理するまでの間、安全に貯蔵する「リサイクル燃料備蓄センター」が必要とされている。

このため、平成12年6月に「核原料物質、核燃料物質及び原子炉の規制に関する法律」が一部改正施行され、原子力発電所の敷地外において使用済燃料の貯蔵事業(中間貯蔵事業)が可能となった。

# バルフロンFサニタリー配管 クランプ式 ライニング配管



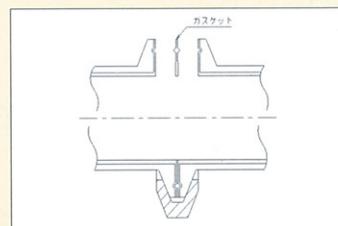
## タイプ



### Rタイプ(Oリング内蔵)

Oリング内蔵のため着脱の作業性に優れています。

シール材：[Oリング]：フッ素ゴム



### Gタイプ(ガスケット使用)

ガスケットで内径部までシールしますので液漏まりが極めて少なくなります。  
シール材：[ガスケット]：エチレンプロピレンゴム(EPDM) フッ素ゴム

## 特長

- ・接液面は全面ふっ素樹脂PFAでライニングされていますので耐薬品性、非粘着性、洗浄性は抜群です。
- ・クランプユニオン形状は最も市場性の高いIDF/ISO規格(大阪サニタリー金属工業協同組合採用)を使用。
- ・どちらのタイプも専用の接続フィルムを挟めば、既存の同規格継手配管(ライニングなし)との接続が可能です。

〔事業所名〕	〔電話番号〕	〔FAX番号〕
本社	(03) 5325-3421(代)	(03) 5325-3436(代)
東京事業所	(03) 3560-0701(代)	(03) 3560-0727(代)
大阪事業所	(06) 6443-5221(代)	(06) 6448-1019
仙台営業所	(022) 264-5514(代)	(022) 265-0266
福島営業所	(0240) 34-2471(代)	(0240) 34-2473
日立営業所	(0294) 22-2317(代)	(0294) 24-6519
横浜駐在所	(044) 223-1381(代)	(044) 210-0410
豊田営業所	(0566) 77-7011(代)	(0566) 77-7002
名古屋営業所	(052) 671-6251(代)	(052) 682-7264
京滋営業所	(077) 581-3201(代)	(077) 514-3346
岡山営業所	(086) 460-1181(代)	(086) 460-1182
松山営業所	(089) 974-3331(代)	(089) 972-3567
北九州営業所	(093) 521-4181(代)	(093) 531-4755
中国営業所	(0827) 81-0230(代)	(0827) 81-0250
宇部駐在所	(0836) 31-2727(代)	(0836) 32-0771
長崎営業所	(095) 861-2545(代)	(095) 862-0126
熊本営業所	(096) 364-3511(代)	(096) 364-3570

## VALQUA TECHNOLOGY NEWS

### 秋号 No.7 AUTUMN 2003

発行日・・・2003年11月6日  
編集発行・・・日本バルカー工業株式会社  
研究開発部研究企画グループ  
〒107-0052  
東京都港区赤坂1丁目9番13号  
三会堂ビルディング5階  
TEL:03-3560-0708  
FAX:03-3560-0730  
E-mail:y-tsuda@valqua.co.jp  
制作・・・創言社

# 日本バルカー工業株式会社



VALQUAの登録商標はVALUEとQUALITYを意味します。

<http://www.valqua.co.jp>

本誌の内容は当社のホームページにも掲載しております。