

# 積層ゴムの圧縮せん断変形時に取付ボルトに発生する軸力に関する研究

## TENSILE FORCE ON FIXING BOLTS OF ELASTOMERIC ISOLATOR UNDER SHEAR DEFORMATION

高山 峯夫\*, 森田 慶子\*\*, 阿部 啓一\*\*\*, 阿部 純一郎\*\*\*\*  
 Mineo TAKAYAMA, Keiko MORITA, Keiichi ABE and Jun-ichirou ABE

Laminated rubber bearings are fixed together a superstructure and a foundation by fixing bolts in many cases. The tension force of the bolts is generated only by the moment caused by shear force of the laminated rubber bearing. Though this fact has been predicted from the results of the FEM, the verification by experiments has not been made. In this paper, the experiment was carried out in order to measure the magnitude of tensile force of the bolts, and the verification results of prediction equation of maximum tensile force were present. In addition, the factor influenced in the tensile force of the bolt was also examined by the FEM. By experiment and FEM, it was clarified that the maximum tensile force of the bolt received the effect of the number of the bolts and rigidity of the flange plate, etc.. And, it was shown that the largest bolt tension can be estimated the according to the proposed equation by expecting to some extent margin.

**Keywords:** Seismic Isolation, Isolator, Rubber Bearing, Finite Element Analysis, Bolt, Tension  
 免震構造, アイソレータ, 積層ゴム, 有限要素解析, ボルト, 引張

### 1. はじめに

免震構造用のアイソレータには積層ゴムが多く用いられている。積層ゴムの固定方法は、図1に示すようにボルト形式、埋込み形式に大きく分けられる。ボルト形式は、積層ゴムのフランジをボルトにより躯体側に固定する方法であり、我が国では一般的に用いられている。ボルトを使う場合でも、積層ゴムに引張力が作用する場合には、ボルトを完全に締結しない（隙間を設ける）ことで積層ゴムに引張力を作用させないことも米国などで試みられている。埋込み形式は、積層ゴムのせん断力だけを負担する方法であり、積層ゴムの水平変形が大きくなるとフランジが浮き上がり不安定な領域に達する。しかし、免震建物の応答変形が積層ゴムの直径に比べ小さい領域であれば、積層ゴムは安定した変形特性を示すことになる。

埋込み形式に見られるように、積層ゴムの周囲をボルト等により固定しておかなくても、ある程度の水平変形まで積層ゴムは安定した挙動を發揮することは経験された事実である。このことは、有限要素解析（FEM解析）を用いて解明された積層ゴムの荷重支持のメカニズムにより説明される。即ち、支持荷重によるP-Δ効果は積層ゴム内部の圧力分布が水平変形に応じて変化することで、P-Δ効果自体を打ち消し大変形時にも安定した水平変形を發揮できる（文献1）。その後もFEM解析による積層ゴムの特性解明が行われてきているものの（文献2～5）、ボルトやフランジを含めた取付部を考慮した解析はなされていない。

積層ゴムの荷重支持のメカニズムから、積層ゴムをボルト形式で

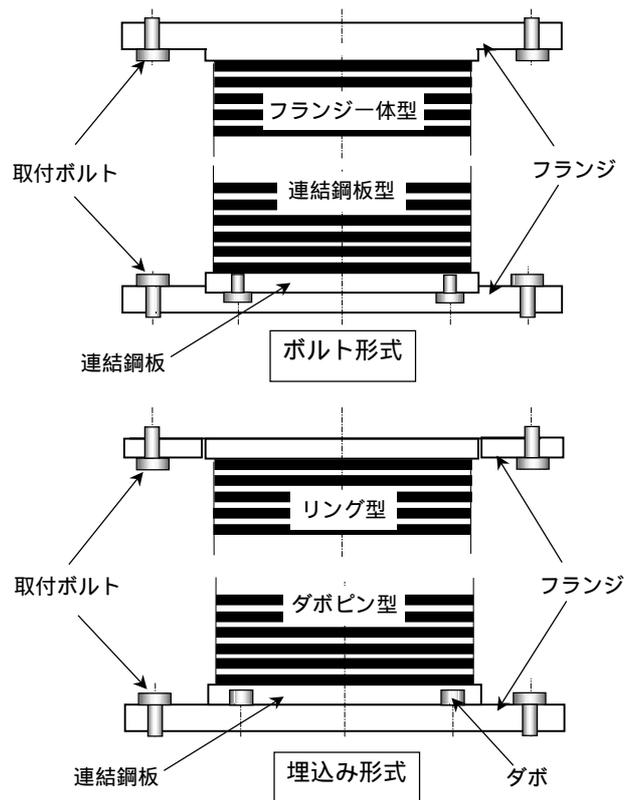


図1 積層ゴムの固定方法

\* 福岡大学 工学部 建築学科 助教授・工博  
 \*\* 福岡大学 工学部 建築学科 助手  
 \*\*\* 岡部ストラクト(株) 技術部 部長  
 \*\*\*\* 岡部ストラクト(株) 技術部 主任

Assoc. Prof., Dept. of Architecture, Faculty of Engineering, Fukuoka Univ., Dr.Eng.  
 Research Assoc., Dept. of Architecture, Faculty of Engineering, Fukuoka Univ.  
 Okabe Struct Co., Ltd.  
 Okabe Struct Co., Ltd.

固定した場合、ボルトに作用する引張軸力は、積層ゴムに作用するせん断力による曲げモーメントに対応して増加するだけであり、それほど過大なものではないことが想像できる。積層ゴムのフランジやボルトまでを含めた FEM 解析から、ボルトに働く引張力は、主にせん断力に起因する曲げモーメントから算出可能であり、圧縮荷重が 0 の時のボルト軸力が最も大きくなることが示されている（文献 6)7)）。積層ゴムにおけるアンカ - ボルトの応力状態の把握、ひいては礎柱の設計にあたり、各取付ボルトに生じている引張力およびその分配状況の把握は重要と考えられる。

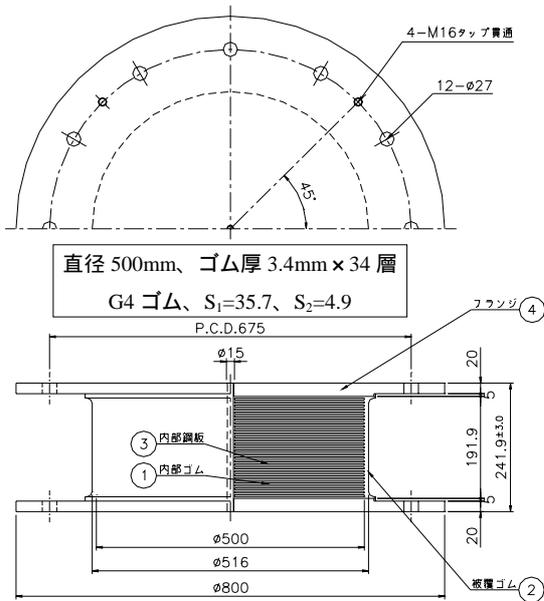


図 2 試験体図 (A12 試験体)

本論文では、実験によりボルト引張力を実際に測定し、文献 6)7)で示される FEM 解析に基づいたボルト引張力の予測式の適用性を検証するとともに、ボルトの発生軸力に影響する要因について考察する。実験では、直径 500mm の天然ゴム系積層ゴムを使用した圧縮せん断試験を実施した。予備試験の結果、ボルトに発生する引張力はボルト締結時の軸力に比べ小さく、曲げ・せん断の影響も受けることが判明したため、ボルト軸力の計測方法についても新たな方法を採用した。

本実験結果は積層ゴムの固定部分の設計に関する有益な資料となることが期待される。なお、積層ゴムが引張せん断状態にある場合のボルト軸力については、機会を改めて報告したい。

## 2. 試験体の概要

### 2.1 積層ゴム試験体

試験体には、フランジ一体型のブリヂストン製天然ゴム系積層ゴムを 2 体使用した。直径は 500mm、ゴム 1 層厚 3.4mm x 30 層 (全ゴム厚 102mm)、中間鋼板厚は 3.1mm である。1 次形状係数は 35.7、2 次形状係数が 4.9、ゴム材質は G4 相当の天然ゴムである。中心孔径は 15mm、被覆ゴム (厚 10mm) は一体成型されている。フランジの直径は 800mm、厚 20mm (積層ゴム取付部は 25mm 厚)、ボルトの P.C.D. は全て同一であるが、ボルト孔は 8 穴タイプ (E8 試験体) と 12 穴タイプ (A12 試験体) の各 1 体である。A12 試験体の図面を図 2 に示す。

### 2.2 試験体の取付けとボルト軸力の計測

試験体の試験装置面盤への設置方法を図 3 に示す。試験体はベースプレート (SS41, 直径 1500, 厚 50mm) に固定され、ベースプレートが試験装置面盤 (直径 2000, 厚 110mm) に固定されている。

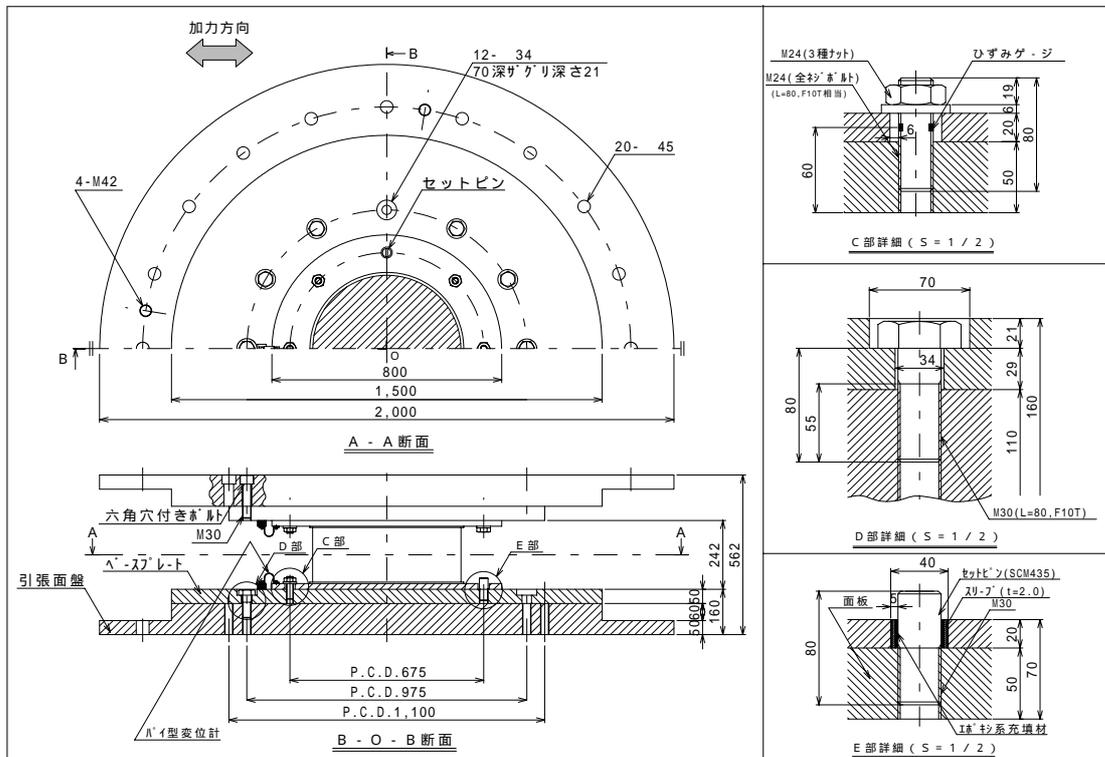


図 3 試験体設置状況

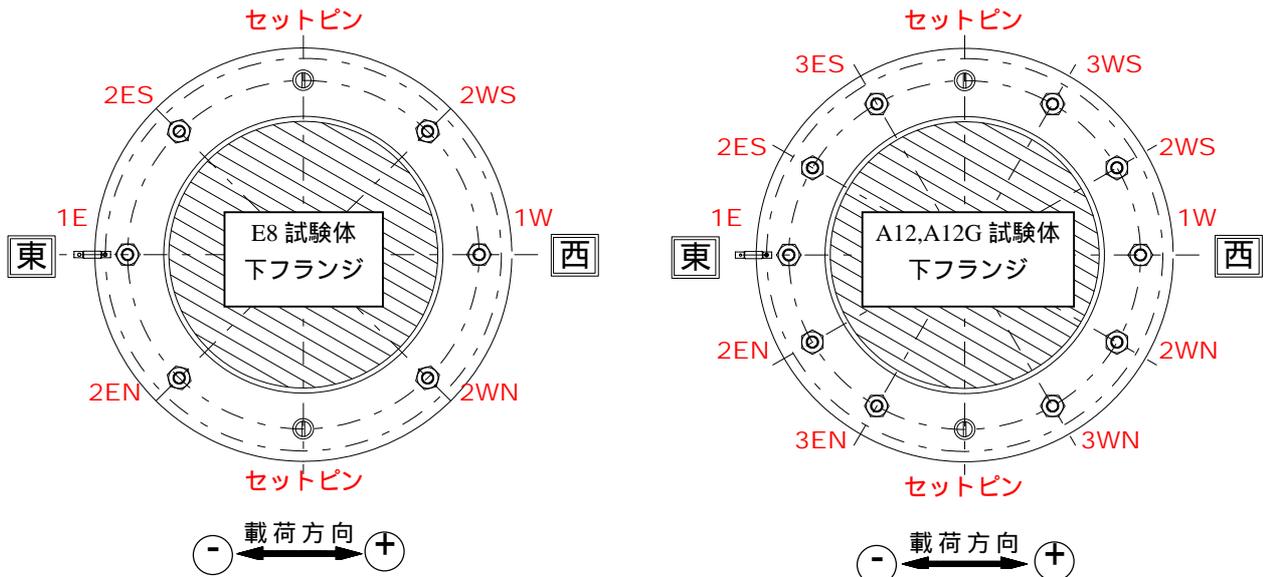


図4 軸力計測用ボルトの配置（下側フランジ）

試験体とベースプレートの相対変形を測定するためにパイ型変位計を上下フランジに設置している。

試験体の取付ボルトの軸力を計測する場合、ボルトの側面にひずみゲージを加振方向に2枚貼って軸力を計測するか、ボルトゲージをボルト中心に埋め込む方法などが考えられる。今回は、ボルトに曲げ変形が作用してもボルトの軸力を正確に測定するために、ボルト側面に2枚のひずみゲージを貼付する方法を採用した。しかし、ボルトを所定のトルクで締めた場合、発生するボルト引張力そのものが小さいこと、ボルトに働くせん断力の影響などにより計測された引張力が大きくばらつくなどの弊害があった。そこで、ボルトにせん断力を負担させずに、ボルトの軸力のみを検出できるように、試験体のせん断力のみを全て負担するボルト（以下、せん断力負担ボルトまたはセットピン）を加振直交軸上の2カ所に設けた。

軸力計測用のボルトは積層ゴムの下面フランジを中心に配置した。せん断力負担ボルトと軸力計測ボルトの配置を図4に示す。8穴タイプでは下フランジのボルト6カ所、12穴タイプでは10カ所のボルト軸力を計測する。なお、上部フランジ面においても、加力方向の2本のボルト軸力（軸力が最大となることが想定される）の計測を追加している。上フランジの残りの取付ボルトは通常通りボルト（M24）で固定している。

#### (1)せん断力負担ボルトの詳細

水平加力によるせん断力は、ボルト軸力の発生が最も小さいと予想される加力方向に対し直角方向に位置する2ヶ所で負担させた。図3のE部詳細に示すように取付け部分では、あらかじめ大きめの穴加工（40mm）を施した後、セットピン（SCM435、30mm）をベースプレートに固定し、フランジ空隙部にエポキシ系の高機能接着材を充填した。事前の単体試験から使用した接着剤の強度は十分あることを確認している。

#### (2)軸力計測用ボルトの詳細

取付ボルトに発生する軸力は、図3のC部詳細に示すように水平

加力方向に対し同方向になるよう、表裏にひずみゲージ（東京測器研究所製FLA-5-11）を貼付けたボルト（M24, SCM435）を用いて計測した。なお、ボルトに作用する軸力とひずみゲージの計測値は事前に引張試験（最大引張荷重100kN）を実施し、校正係数を求めている。ボルトの作用軸力と計測されたひずみは比例関係を示している。

### 3. 試験方法

試験装置はブリヂストン所有の大型2軸試験装置（圧縮荷重32MN [3200tf]、水平荷重10MN [1000tf]、水平ストローク±1000mm）を使用した。本試験装置では試験体を取り付けた面盤がアクチュエータによりリニアガイド上を水平に滑動する機構となっている。試験では圧縮試験と圧縮せん断試験を実施した。いずれも静的試験（加振速度13.3mm/sec、三角波加振）である。

#### 3.1 圧縮試験

圧縮試験では、引張面圧 -0.5MPa [-5kgf/cm<sup>2</sup>, -9.8tonf]（A12試験体）あるいは -1MPa [-10kgf/cm<sup>2</sup>, -19.6tonf]（E8試験体）から圧縮面圧20MPa [200kgf/cm<sup>2</sup>, 392tonf]までの3サイクルの繰り返し加力を行った。圧縮試験では積層ゴムの圧縮剛性の確認と低引張領域での計測ボルト軸力の検証を行う。なお、本論文では原則として引張荷重を負で表す。

#### 3.2 圧縮せん断試験

一定の圧縮荷重を載荷した状態から、繰り返しせん断変形を与えた。繰り返し回数は3サイクルとし、最大せん断変形は±102mm（せん断変形率100%）、±204mm（200%）、±306mm（300%）の3段階を基本とした。圧縮面圧は、1MPa [10kgf/cm<sup>2</sup>], 10MPa [100kgf/cm<sup>2</sup>], 20MPa [200kgf/cm<sup>2</sup>]の3段階とした。

なお、A12試験体では、試験体フランジとベースプレート間にグリースを塗布し、両界面の摩擦力を低減したケースも実施した（A12G試験体と呼ぶ）。A12G試験体では上記の加振に加え面圧

1MPa [10kgf/cm<sup>2</sup>]で±408mm (400%)の加振を追加している。FEM解析では、両界面に摩擦力を考慮していないため、FEMモデルにできるだけ近い状況を想定したものである。

### 3.3 計測内容

計測は試験体の圧縮荷重、水平荷重、水平変位、鉛直変位、ボルトの軸力とした。圧縮荷重と水平荷重は試験装置のロードセルから、水平変位は試験装置内蔵の変位計からの出力を記録した。ベースプレート間の鉛直変形の計測は、試験体の両側に鉛直変位計(東京測

器研究所製 CDP-25) 2台を用いて実施した。なお、試験体の水平移動量をモニターするためにパイ型変位計(東京測器研究所製 PI-2-50)を下部フランジとベースプレート間に設置した。A12 試験体では、面圧 1MPa [10kgf/cm<sup>2</sup>]の時だけ移動が計測されたものの、最大変位は 0.3mm であった。A12G 試験体ではグリースの影響で面圧にかかわらず、水平変位は 1.0~1.2mm 程度計測された。

データの初期値は、各ボルトに初期トルク 40N・m [400kgf・cm]を導入後、試験装置の上側チャックを取り付ける前に実施した。データの記録は 5Hz 間隔で行った。

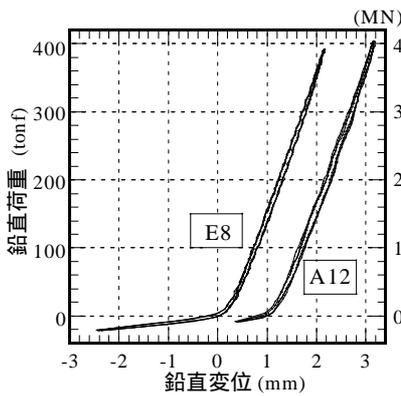


図5 鉛直荷重 - 鉛直変位関係

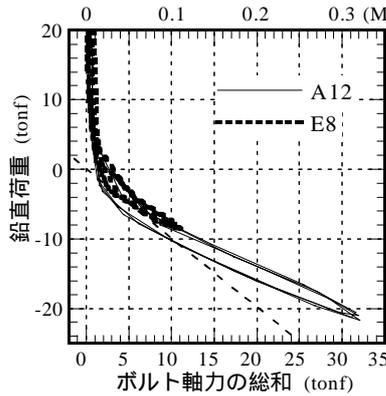


図6 試験機荷重とボルト計測値の比較

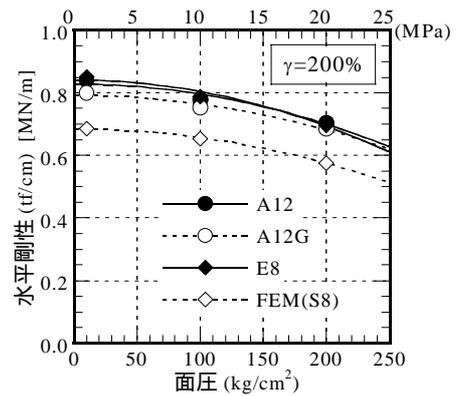


図9 水平剛性の面圧依存性

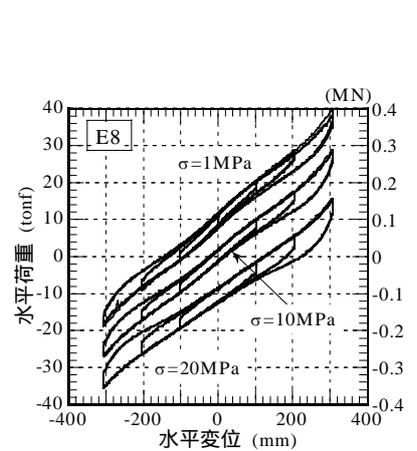
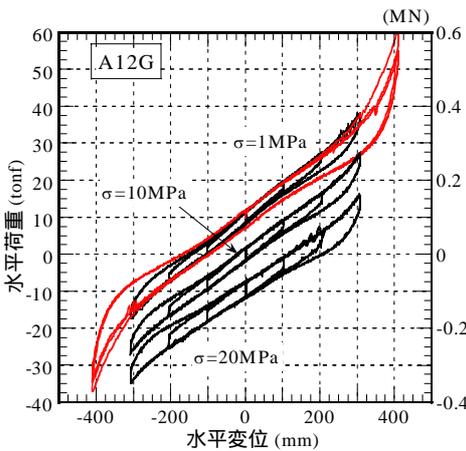
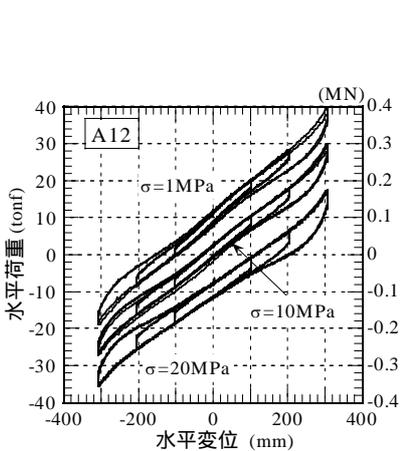


図7 圧縮せん断試験での水平荷重 - 水平変位関係

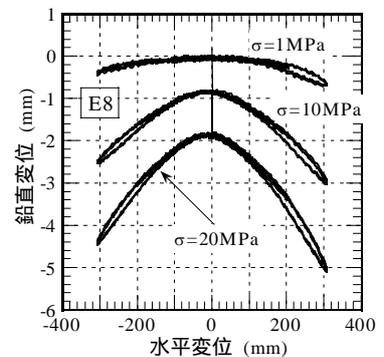
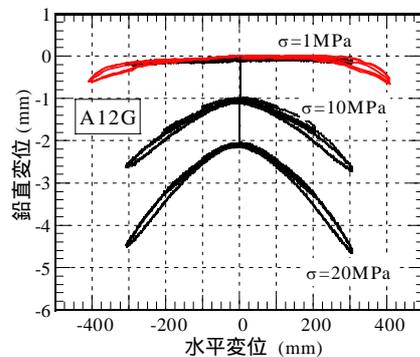
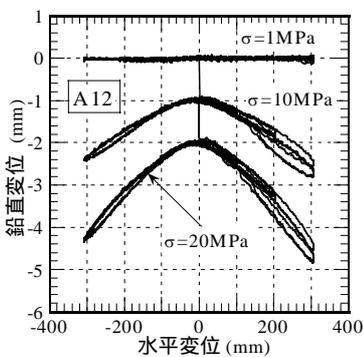


図8 圧縮せん断試験での鉛直沈み込み

## 4. 試験結果

### 4.1 圧縮試験

図5に圧縮試験から得られた鉛直荷重と鉛直変位の関係を示す。なお、横軸の鉛直変位は鉛直変位計2点の平均値である。圧縮側の荷重-変形関係は高い剛性を示すものの、引張側は非常に柔らかい剛性となっている。この履歴曲線において荷重1MN [100tonf]から3MN [300tonf]間の平均圧縮剛性を算出した。A12試験体の圧縮剛性は1970MN/m [1970tf/cm]、E8試験体では1990MN/m [1990tf/cm]であった。積層体部分の仕様は同一であるので、ほとんど同じ圧縮剛性となっている。

圧縮剛性  $K_V$  を次式(文献8)に基づいて算出する。

$$K_V = \frac{E_{cb}A}{T_R} \quad (1)$$

$$E_{cb} = \frac{E_c E_b}{E_c + E_b}, \quad E_c = 3G(1 + 2\kappa S_1^2), \quad T_R: \text{全ゴム層厚}, \quad A: \text{断面積}$$

試験体の材料特性として、ゴム材料のせん断弾性率  $G=0.4\text{MPa}$  [4kgf/cm<sup>2</sup>]、体積弾性率  $E_b=2000\text{MPa}$  [20tf/cm<sup>2</sup>]、ゴム硬度の補正係数  $\kappa=0.88$ 、1次形状係数  $S_1=35.7$ 、 $T_R=10.2\text{cm}$ 、 $A=1962\text{cm}^2$  を代入すれば、 $K_V=2207\text{MN/m}$  [2207tf/cm] が得られる。これは、実験値より約10%だけ大きいだけであり、圧縮剛性の実験値と計算値は良く対応していると言える。

引張剛性を割線剛性として算出すれば、A12試験体で約120MN/m [120tf/cm]、E8試験体で約80MN/m [80tf/cm] となる。E8試験体は引張変形が大きいためソフトニングの影響が現れている。引張剛性は、圧縮剛性の1/16~1/24程度である。

図6には、試験機の鉛直荷重と取付ボルトのひずみ測定から得られた総軸力の比較を示す。圧縮荷重が載荷されている状態ではボルトの発生軸力は0となる。引張荷重の増大とともに、ボルト軸力の総和は多少非線形的な挙動を示すもののほぼ比例的(図中の破線)に増大している。引張荷重で-0.1MN [-10tonf]程度まではボルト軸力の総和は試験機荷重に対応していると言える。しかし、それ以上の引張領域では、ボルト軸力の総和は試験機荷重を大きく上回っている。これは、積層ゴムフランジの曲げ変形などがボルトの軸力計測に影響を与えたためと思われる。

### 4.2 圧縮せん断試験

#### (1) 荷重-変形関係

図7に圧縮せん断試験から得られた水平荷重-水平変位関係を、図8に水平変位-鉛直変形量の関係を示す。水平履歴曲線の履歴面積が大きく見えるのは、水平荷重に試験装置(リニアガイド)の摩擦力が含まれているためである。なお、水平履歴曲線は原点をずらして描かれている。面圧の上昇に伴い、水平剛性が若干低下し、履歴面積も大きくなっている。A12G試験の面圧1MPa [10kgf/cm<sup>2</sup>]の履歴曲線上に水平荷重の小刻みな変動が見られるのは、試験体のフランジが滑っているためである。これを除けば、取付ボルトの違いやフランジ面へのグリース塗布の影響は見られない。

鉛直変位は、せん断変形の増加に伴い鉛直変形量が大きくなる(この図だけ圧縮変形量を負号で表している)。それでも面圧20MPa

[200kgf/cm<sup>2</sup>]でせん断変形率300%の時の鉛直変形量は5mm程度、鉛直ひずみに換算して5%程度でしかない。

図7の水平履歴曲線から水平剛性を算出した。水平剛性は、せん断変形率±200% (±204mm)の時のせん断力を負荷曲線と除荷曲線でそれぞれ求め、+200%と-200%間を結ぶ直線の勾配を平均して算出した。図9に水平剛性と面圧の関係を示す。図中にあるFEMの結果については後述する。面圧10MPa [100kgf/cm<sup>2</sup>]の時の水平剛性はほぼ0.8MN/m [0.8tf/cm]であり、これを(2)式の純せん断式を用いてせん断弾性率に換算すれば、 $G=0.41\text{MPa}$  [4.1kgf/cm<sup>2</sup>]となる。

$$K_H = \frac{GA}{T_R} \quad (2)$$

水平剛性  $K_H$  は面圧  $\sigma$  の上昇に伴い低下する。図中の曲線は、(3)式に基づいて回帰した曲線である。

$$\frac{K_H}{K_{H0}} = 1 - \left( \frac{\sigma}{\sigma_{cr}} \right)^2 \quad (3)$$

$K_{H0}$ : 面圧が0の時の水平剛性、 $\sigma_{cr}$ : 座屈面圧

水平剛性は試験体の違いによる差はあまり顕著ではない。(3)式の間帰結果から得られた座屈面圧は  $50 \pm 3\text{MPa}$  [500 ± 30kgf/cm<sup>2</sup>]の範囲にあった。

#### (2) ボルト軸力

図10に、E8試験体のボルト軸力と水平変位の関係を示す。同様に、図11にはA12試験体、図12にはA12G試験体の結果を示す。図ではボルトを試験体の両サイド別に分けて示している。ボルト軸力は加力方向ごとに軸力が発生していることが明瞭である。また、水平変形の増大に伴い、軸力も増加している。

E8試験体では、ボルト位置の違いによる軸力の差異はほとんど見られない。変形100mm程度までは導入軸力以上の軸力の増加はない。面圧が増加するに従い、ボルト軸力は低下しており、面圧が低い時ほど、大きな軸力が発生している。最大軸力は、面圧1MPa [10kgf/cm<sup>2</sup>]の時、水平変位が正側のとき約27kN [2.7tf]、負側のとき約23kN [2.3tf]、平均約25kN [2.5tf]である。

A12試験体では、基本的な性状はE8試験体と同じであるが、ボルトごとの軸力の発生に違いが見られる。水平変位の正側と負側での軸力の発生にも違いが見られる。最大軸力が発生しているボルトは、水平変位が負側では2WN、正側では2ESであり、加力中心に対して対称に軸力は発生していない。通常、試験体中心から最も遠い、ボルト位置(1E,1W)の軸力が最大となることが予測されるが、A12試験体では、その両側のボルトで最大軸力が発生している。最大ボルト軸力は、正側と負側の平均として約22kN [2.2tf]である。

A12G試験体でも、基本的な傾向はA12試験体と同じであるが、面圧が1MPa [10kgf/cm<sup>2</sup>]の時のボルト軸力の発生に乱れが大きい。これは、グリース塗布の影響によりフランジが多少滑ったためと考えられる。A12試験体に対して、ボルト軸力は水平変位正側と負側で大きな差異は生じていない。最大ボルト軸力は、A12試験体と同様に約22kN [2.2tf]である。

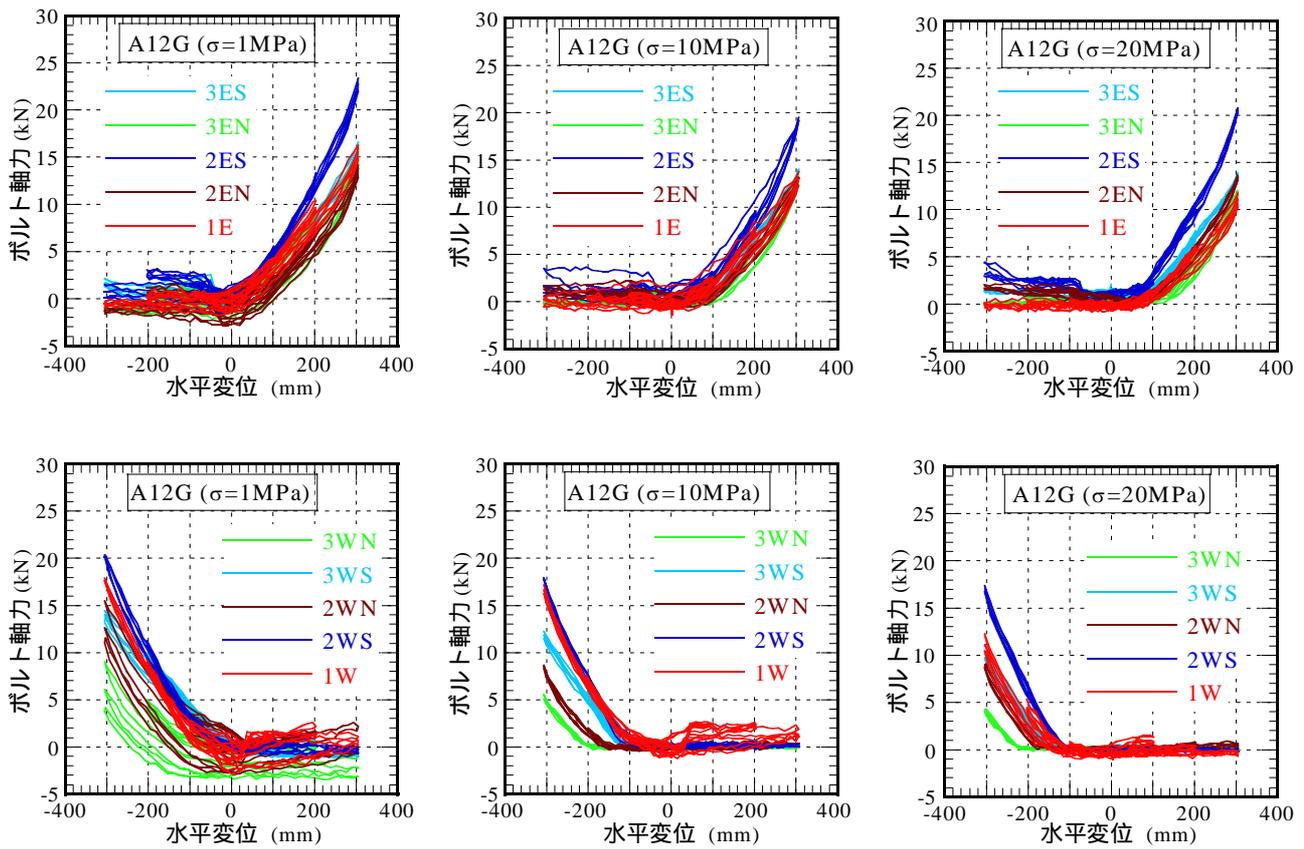


図 12 A12G 試験体の計測ボルト軸力と水平変位の関係

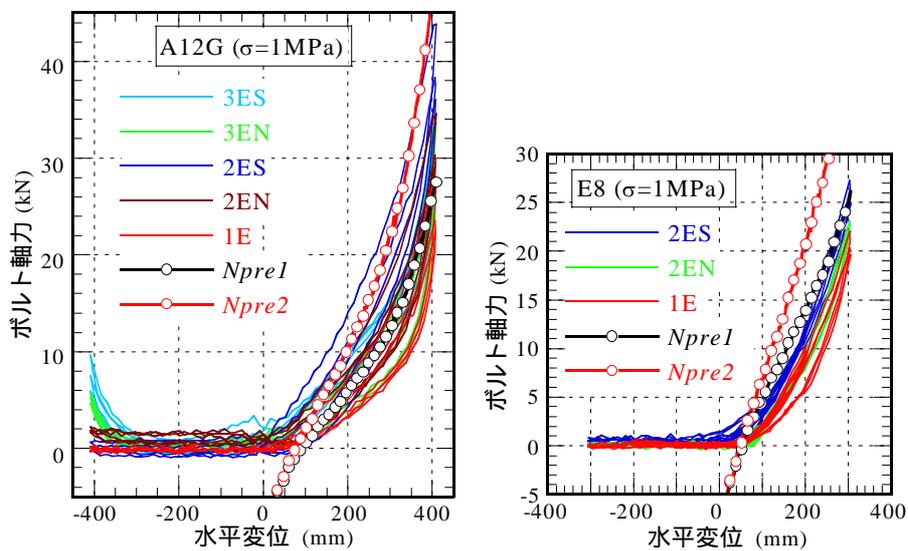


図 14 ボルト軸力の計測値と予測値の比較

ボルト本数が 8 本から 12 本に増えたにもかかわらず、最大ボルト軸力が 12% 程度しか減少していない。ボルトの発生軸力は、フランジの面外剛性、ボルトの導入軸力などが影響しているものと思われる。これらの影響により各ボルトの負担軸力が変化するものと考えられる。せん断変形率 300% 時点でのボルト軸力の総和を算出した結

果、最大値を示すのは面圧 1MPa [10kgf/cm<sup>2</sup>] の場合で、積算値は 80 ~ 90kN [8 ~ 9tonf] 程度であった (A12G 試験体の 400% 加振時でのボルト軸力の総和は約 150kN [15tf])。これは図 6 のひずみゲージによる計測結果が大きく非線形にならない範囲である。

(3)ボルト軸力の予測

文献 6)7)には、(4)式のような FEM 解析に基づいた最大ボルト軸力の予測式が示されている。

$$N_{pre1} = \frac{4Qh}{m(L + \delta)} \quad (4)$$

ここで、 $Q$ :せん断力、 $h$ :積層ゴムの全高さ(本試験体では 242mm)、 $L$ :ボルト間の直径(P.C.D) (675mm)、 $m$ :ボルト本数、 $\delta$ :水平変位

(4)式で求められる  $N_{pre1}$  は、図 13 に示すようにボルト軸力からモーメントを求める際の中心距離  $\delta_c$  を  $\delta/2$  (水平変位量の 1/2) だけ移動させた時の計算式となっている。一方、モーメントの算出をボルト配置の中心 ( $\delta_c = 0$ ) で行った場合の、ボルト軸力は次式となる。

$$N_{pre2} = \frac{4Qh}{mL} \quad (5)$$

図 14 には、計測されボルト軸力と(4)式・(5)式による予測値との関係を示す。A12G 試験体の 400mm 変形時には積層ゴムのハードニングの影響によりボルト軸力の上昇も大きい。(4)(5)式の適用に際して、せん断力は圧縮せん断試験から得られた履歴曲線の 1 サイクル目のデータを用いた。なお、実験ではボルトに初期軸力(約 9kN [0.9tonf])が導入されているので、予測値から 9kN を引いた値で比較している。A12G 試験体では、予測値  $N_{pre2}$  が実験結果と対応しており、E8 試験体では  $N_{pre1}$  の方が実験値に近い。(4)式は文献 6)において 8 本ボルトの積層ゴムを対象とした FEM 解析により検証されているが、ボルト本数が増えた場合については未検討である。今回の実験結果からボルト本数が 8 本と 12 本ではボルトに発生する軸力にそれほど顕著に差が出ていない。これは、ボルト本数が 8 本から 12 本に変わったことで、ボルトの軸力負担のメカニズムが変化したためではないかと想像される。今回の試験結果から、ボルトに発生する軸力は、(4)式と(5)式の範囲にあり、せん断変形率 400%程度までの最大ボル

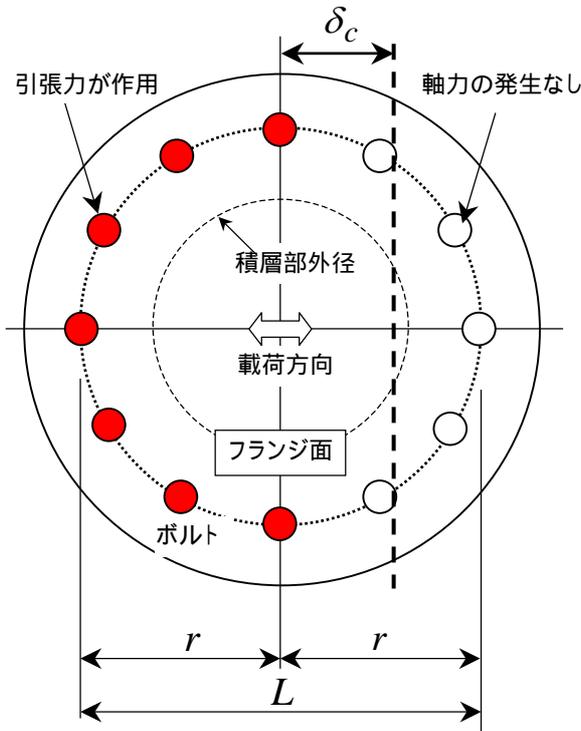


図 13 ボルト軸力算出の考え方

ト軸力をほぼ予測できることが確認された。しかし、発生するボルト軸力にはボルト本数、初期導入軸力の大きさ、フランジの厚さなどが影響すると思われ、これらの定量的評価は今後の課題である。

5. FEM 解析

5.1 解析モデル

解析モデルは、E8 試験体をできるだけ忠実にモデル化したものを基本とした。解析モデルは 3 次元モデルとし、対称条件により試験体の 1/2 を 3 次元 8 節点立体要素によりモデル化した。有限要素解析において低次の変位関数をもつ 8 節点要素では曲げ変形を十分な精度で模擬できない。そこで曲げに対して良い近似を与えるように変位関数を修正した要素(非適合要素)を鋼材のモデル化では使用している。

解析メッシュを図 15 に示す。ゴム層は厚さ方向に 2 分割し、中間鋼板は分割していない。半径方向には 30~35mm 間隔で分割し、円周方向には 8 分割している。フランジは積層ゴム部分では 25mm 厚、周辺部では 20mm 厚である。実際の試験体では被覆ゴムが連結部分まで覆っていたり、中心孔内部も厚 1mm の被覆ゴムで覆われているが、解析モデルの作成ではこれらの影響は無視した。また、被覆ゴムは内部ゴムと同じ材料モデルとしている。積層ゴムの上下端には、厚 100mm の加圧盤(鋼材)を GAP 要素(圧縮に対しては剛であるが、引張に対しては抵抗しない要素)を介して接合した。

加圧盤とフランジ間には図 15 に示した位置にだけ鉛直方向にバネ要素を配置した。バネ要素を用いてボルトの軸剛性を模擬し、せん断力もバネ要素が接合している節点間の水平方向を拘束することで負担させている。バネ要素に与える軸剛性は、M24 のボルト断面積と拘束されていない長さ(30mm)を用いて、3000MN/m [3000tf/cm] と設定した。実際にはボルトには初期軸力が導入されているが、今回のモデルでは初期軸力は 0 である。なお、試験体ではセットピンを配置した位置にもバネ要素を配置している。フランジと加圧面の間の摩擦は無視している。全節点数は 17822、全要素数 9920 である。解析には汎用コード MARC(K7.2)を用いる。

5.2 材料のモデル化

通常、ゴム材料はひずみエネルギー密度関数  $W$  を用いてモデル化される。ここでは Ogden が提案したゴム材料モデルに圧縮性を考慮できるように改良された(6)式を用いる<sup>9)</sup>。

$$W = \sum_{n=1}^N \frac{\mu_n}{\alpha_n} \left[ J^{-\frac{\alpha_n}{3}} \left( \lambda_1^{\alpha_n} + \lambda_2^{\alpha_n} + \lambda_3^{\alpha_n} \right) - 3 \right] + 4.5K \left( J^{\frac{1}{3}} - 1 \right)^2 \quad (6)$$

ここで、 $J = \lambda_1 \lambda_2 \lambda_3$ 、 $\lambda_n$  は主伸張比。 $\mu_n, \alpha_n$  は材料定数、 $K$  は体積弾性率である。

(6)式中の材料定数は単純せん断試験により決定した。せん断試験には平面が 25 × 25mm で厚さ 2.5mm の試験片を用いた。ゴム材料は試験体の内部ゴムと同一配合のものである。荷重スピードは 10mm/min とした。せん断試験から得られたせん断応力度とせん断ひずみ度の関係を図 16 に示す。この結果から最小 2 乗法により材料定数を表 1 のように 3 次の項まで算出して解析に使用する。

表1 ゴム材料の材料定数 (単位: MPa [kgf/cm<sup>2</sup>])

N	1	2	3
$\mu_n$	0.0101415 [0.101415]	59.8582 [598.582]	25.9888 [259.888]
$\alpha_n$	45.3727 [453.727]	0.0733436 [0.733436]	0.147159 [1.47159]

これらの材料定数からせん断弾性率  $G$  は、次式で算出できる。

$$G = \frac{1}{2} \sum_i \alpha_i \mu_i = 0.434 \text{MPa} [4.34 \text{kgf/cm}^2]$$

体積弾性率  $K$  に関しては、せん断弾性率  $G$  の約 5000 倍に相当する  $K=2000 \text{MPa} [20 \text{tf/cm}^2]$  を用いる。鋼材のモデル化は弾性とし、ヤング率  $E=210 \text{GPa} [2100 \text{tf/cm}^2]$ 、ポアソン比 0.3 を与えた。

### 5.3 解析方法

解析では、所定の圧縮荷重を載荷した後、解析が不能となるまで最上面節点に単調に強制変形 (X 方向に 5.1mm 刻み) を与えた。圧縮荷重は面圧で 0MPa, 1MPa [10kgf/cm<sup>2</sup>], 10MPa [100kgf/cm<sup>2</sup>], 20MPa [200kgf/cm<sup>2</sup>] の 4 通りとした。加圧盤の最下面全節点は全方向拘束し、中央断面 (X-Z 面) は加力直交方向の変位を拘束している。上部加圧盤の最上面節点には、鉛直方向の変位が同一となるような拘束を

与えた。

フランジの厚さとボルト (バネ要素) の軸剛性が与える影響についても検討する。フランジの厚さ  $T_f$  は E8 試験体と同じ 20mm の他に、10mm と 40mm の 2 通り、ボルト軸剛性  $K_s$  については、3000MN/m [3000tf/cm] を基準 ( $K_0$ ) とし、基準値の 1/3、3、10 倍の 3 通りを追加している。また、解析では、ボルト本数を 2 倍の 16 本とした場合についても解析を実施し、ボルト本数の影響についても検討した。ボルト 8 本の解析モデルを S8、ボルト 16 本のモデルを S16 と表す。

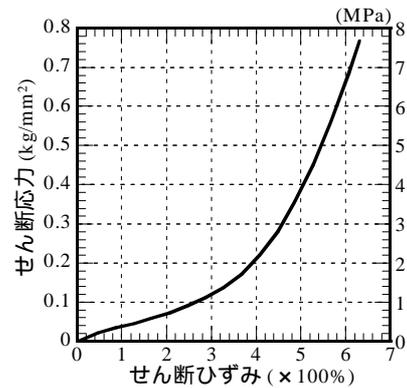


図16 FEM で用いるゴム材料特性

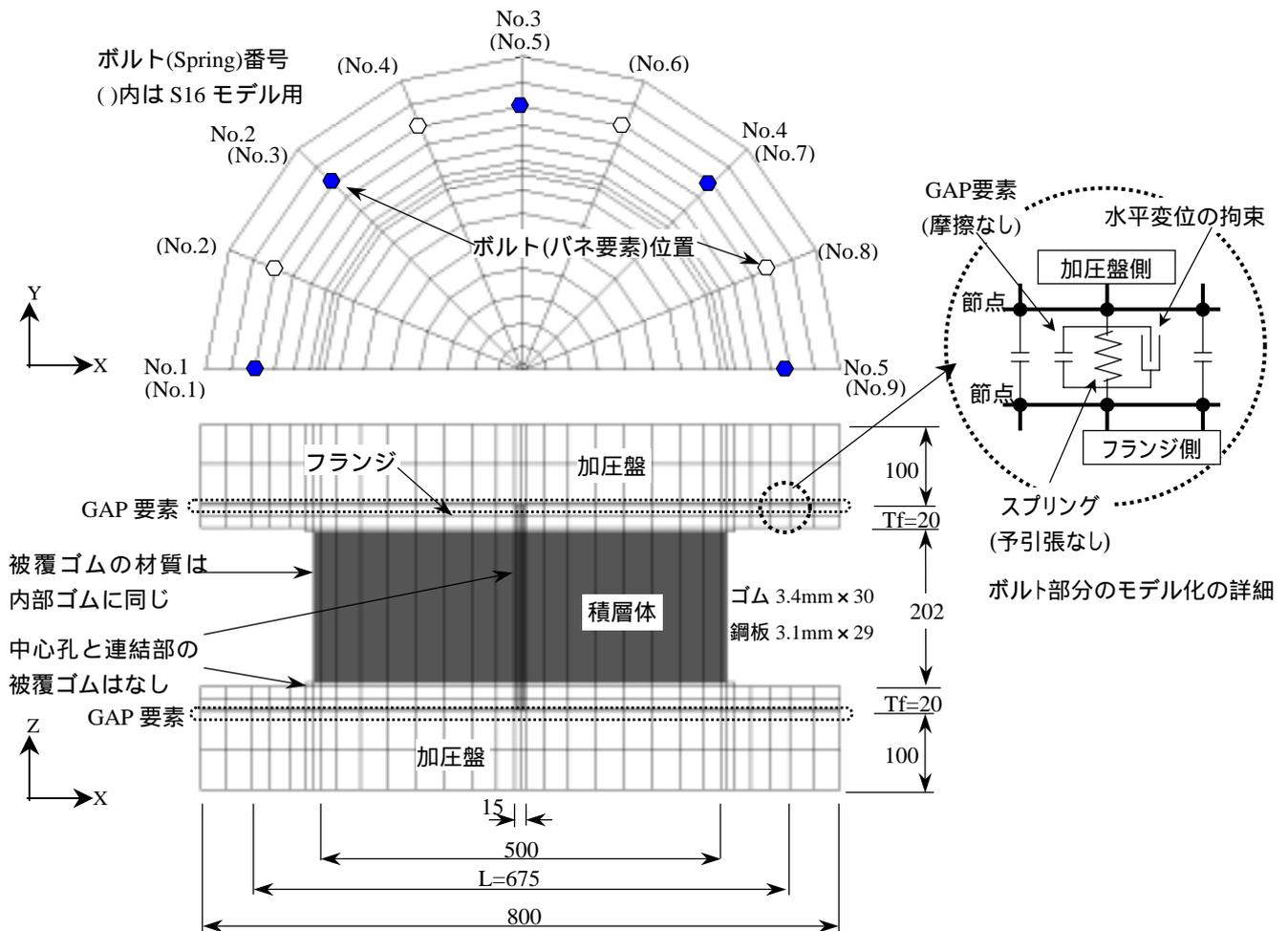


図15 FEM 解析モデル (フランジ厚  $T_f=20 \text{mm}$  の場合)

#### 5.4 解析結果と考察

図 17～図 18 に S8 モデルと E8 試験体の荷重 - 変形関係、及び鉛直変位量の比較を示す。水平履歴では水平変位 100mm 程度までは解析結果と実験結果は同じ履歴特性を示しているものの、解析では変位 200mm 以上の領域でせん断力が低下している。これは、FEM 解析では被覆ゴムを内部ゴムと同じ物性としているが、実際には被覆ゴムが内部ゴムよりも硬いことなどが影響しているものと思われる。鉛直沈み込み量については、実験値とほぼ同じ結果になっている。FEM 解析から得られた水平剛性を図 9 に示している。水平剛性は実験値に比べ 10～15% 程度小さな値となっているものの、面圧依存の傾向は模擬されている。S16 モデルの荷重 - 変形関係及び鉛直変形量は、S8 モデルの結果に全く同一であった。ボルトの剛性  $K_s$  やフランジ厚  $T_f$  を変化した解析でも履歴特性に大きな変化は見られなかった。これより、積層ゴムの圧縮せん断時の基本特性に関して、取付部分の差異はそれほど大きな影響を与えないと言える。

図 19 には、FEM 解析から得られたボルト（スプリング）の軸力を示す。ボルトの No. については図 15 参照。フランジ厚は 20mm、バネ要素の剛性は基準値  $K_0$  である。S8 モデルでは加力軸方向とその隣のボルトの軸力（No.1,2）はほぼ同じ大きさを示す。加振直交軸上にあるボルト（No.3）は変形が大きくなると軸力の増加が見られる。面圧が 0 の場合、ボルト軸力は変形の増加に伴い大きくなるが、面圧が存在する場合には、軸力の増大が低く抑えられている。特に面圧 10MPa [100kgf/cm<sup>2</sup>] 以上では、変位 100mm 程度まで、ボルト

軸力の発生は非常に小さい。また、面圧が大きくなるに従い、発生するボルト軸力は小さくなっている。水平変形 300mm の時の最大ボルト軸力は、面圧 1MPa [10kgf/cm<sup>2</sup>] の場合に対して、面圧 0 では +17%、面圧 10MPa [100kgf/cm<sup>2</sup>] では -24%、面圧 20MPa [200kgf/cm<sup>2</sup>] では -30% となっている。

S16 モデルでも、S8 モデルと同じ傾向にある。ただ、最大軸力が生じているボルトは加振軸上にあるボルト（No.1）ではなく、その隣のボルト（No.2）である。これは、A12 試験体による実験結果と同じ傾向であり、ボルト本数が増えた場合には、各ボルトの負担軸力に変化が見られる。面圧によるボルト軸力の変化は S8 の結果と同じである。S16 のボルト軸力は S8 の場合の約 1/1.5 となっている。ボルト本数が 2 倍になっても、ボルト軸力はそれに比例して小さくなっていない。

図中には、(4)(5)式によるボルト軸力の予測結果も示されている。S8 モデルでは、(4)式の  $N_{pre1}$  が良い対応を示し、逆に S16 モデルでは(5)式の  $N_{pre2}$  が良い対応を示している。S16 モデルでは、面圧が高くなった場合には、(4)式の予測値の方が最大ボルト軸力に近づいている。これは、ボルトの軸力分担に何らかの変化が見られた兆候ではないかと推測される。いずれにしても、今回の実験と FEM 解析の結果からは、(4)式と(5)式の範囲に最大ボルト軸力が発生していることになる。

FEM 解析のボルト軸力と実験による計測ボルト軸力は、せん断力の大きさが実験と解析で異なること、また初期導入軸力の影響など

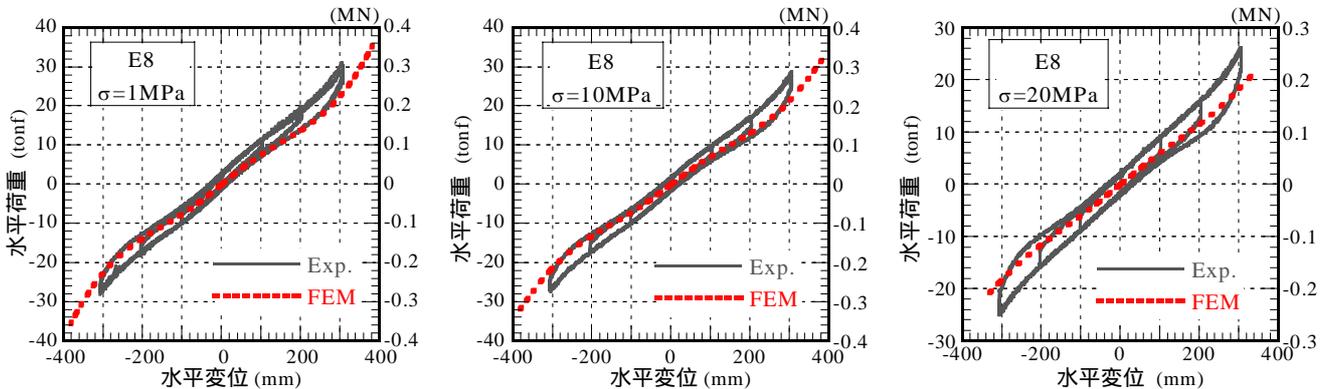


図 17 FEM 解析と実験結果の比較（水平履歴特性）

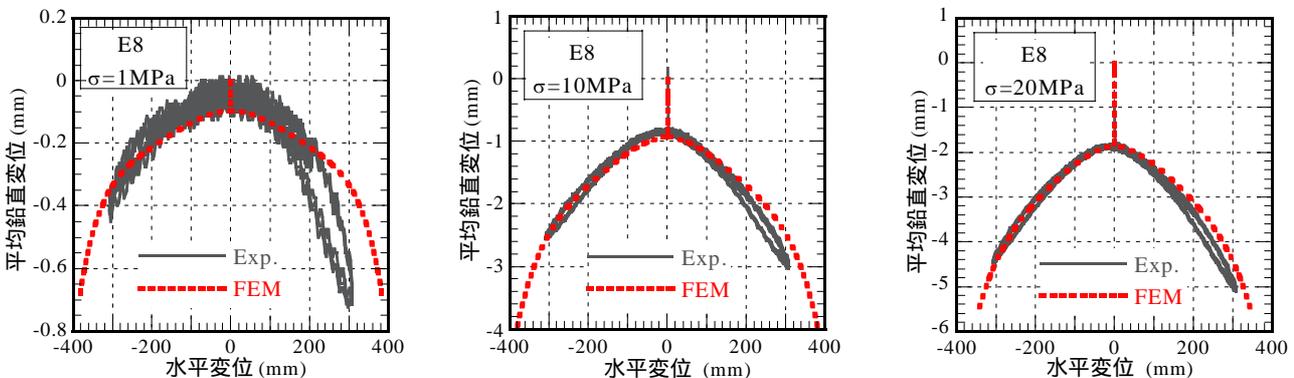


図 18 FEM 解析と実験結果の比較（鉛直沈み込み量）

もあり、直接的な比較はしていないものの、ボルト軸力の予測式とよく対応していること、及び積層ゴムの履歴特性（図 17、図 18）との対応も良いことから FEM 解析結果は妥当なものであると言える。

本論文では最大せん断ひずみ 400%までの載荷を実施し、ボルト軸力の大きさについて検証したが、積層ゴムの破断時にはそれまでの安定した耐荷機構が乱されることでより大きな軸力が発生することも考えられる。積層ゴム破断時におけるボルトの安全性については別途検討が必要であろう。

図 20 には、フランジ厚を変化させた場合のボルト軸力と水平変位の関係を示す。面圧は 1MPa [10kgf/cm<sup>2</sup>]である。フランジ厚が厚いほど、ボルト軸力は低下している。ボルト軸力を水平変位 300mm の時と比較すれば、S8 モデルでは、フランジ厚 20mm に対し 10mm の時 +9%、40mm の時 -15%である。同様に、S16 モデルでは、フランジ厚 20mm に対し 10mm の時 +16%、40mm の時 -23%となる。S16 モデルの方がフランジ厚の影響を大きく受けていることが分かる。また、S16 モデルでフランジ厚が 40mm の時、ボルト No.1 と No.2 の発生軸力の大きさがほぼ同一となる。

同図中にも(4)(5)式による予測値を示している。フランジが厚いほど S8 モデルでは(4)式による予測値は安全側となり、S16 モデルでは(5)式による予測値よりも(4)式の方がより解析結果に近くなる。これは、フランジが剛になったことで、ボルトの軸力負担が変化した現れと思われるが、予測式は多少過大な引張力を予測するようになる。

現在、積層ゴムの直径が 1000mm 前後の製品では、フランジの厚さは 30~40mm の範囲にある。直径の比率で本試験体の場合に換算

すれば、15~20mm のフランジ厚に相当することになる。従って、本解析の Tf=10mm の結果に近づくことが推測される。その場合には、300mm 変形域では危険側の予測値なる可能性があり、予測式にある程度の余裕をみる必要がある。

図 21 には、S8 モデルにおいてボルト剛性を変化させた時のボルト軸力を示す。ボルト軸力は、ボルトの剛性が基準値 (Ks=Ko) より大きい範囲では、Ks=Ko の時の軸力に比べ 4%程度の上昇でしかなく、ボルト剛性が発生軸力に与える影響は小さいことがわかる。

図 22 に S8 モデルにおいて、加力軸線上以外のボルトの剛性を一律 1/100 にし、見かけ上ボルト 2 本だけで固定されている場合の解析（圧縮面圧 0MPa）を示す。その結果、最大ボルト軸力は S8 モデルの結果に対して 1.4~1.6 倍大きな軸力が発生した。図中にはボルトが 2 本だけのモデルに対する軸力の予測式として(4)式から求められる次式の結果も示されている。

$$N_{pre3} = \frac{Qh}{L + \delta} \quad (7)$$

この(7)式は、ボルトが 2 本の解析結果に対して、1.3~1.4 倍大きな軸力を予測する。解析による最大軸力は(5)式によく一致しているが、小さいながら No.2,3 の負担軸力を加味すれば(5)式は解析結果を下回るようになるため、(7)式が安全側の予測をしていると言える。ボルト本数が本解析範囲よりも小さくなった場合、当然ながら最大軸力は大きくなるが、予測式を適切に適用することで予測可能である。

逆に、取付ボルト本数が本解析範囲よりも多くなった場合、最大ボルト軸力は減少することが予想される。引張力の負担割合が取付部の剛性などの影響を受け変動することを考慮し、予測式に適切な

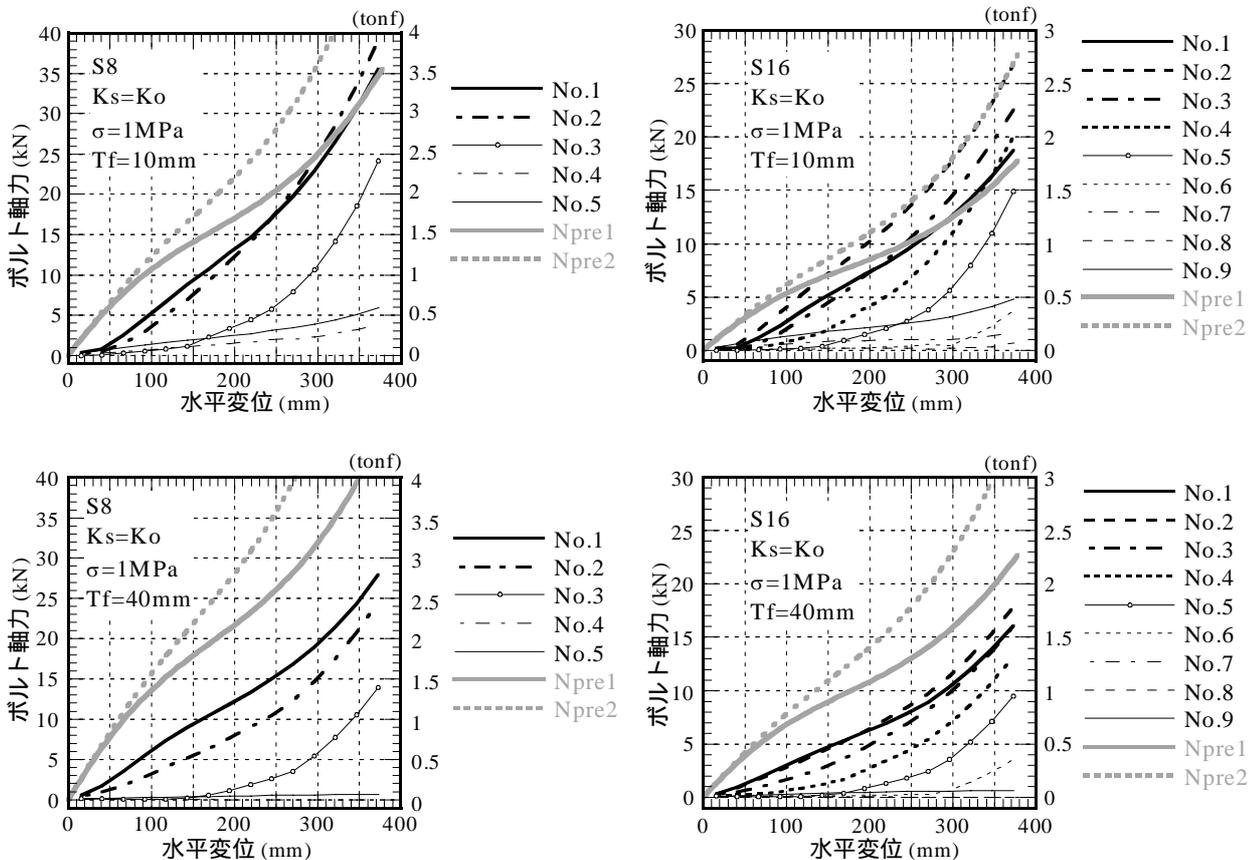


図 20 フランジ厚を変化させた場合のボルト軸力（面圧 1MPa の場合）

余裕を持たせることで、フランジが薄くなった場合と同様に軸力を安全側に予測することができると思う。

図 23 には、S8 モデルにおけるせん断変形率 300%の時の下部フランジの変形状態を 200 倍に拡大して示す。フランジの面外変形は、面圧が作用すれば小さくなる。フランジが 40mm 程度あれば、フランジの面外変形はほとんど起こっていないことが分かる。S16 モデルと S8 モデルのフランジの変形状態はほとんど同じであった。しかし、わずかな変形の違いがボルト軸力の負担割合を変化させていると考えられる。この変形時点でのフランジの最大支圧応力は、圧縮荷重による平均面圧の約 5 倍であった。これは、文献 7) で示されている結果と同じである。更に水平変形が大きくなれば、支圧応力は急激に上昇する。フランジに発生する応力度は支圧応力が支配的であり、フランジの設計は支圧応力で決定されると言える。

本論文で対象した積層ゴム (2 次形状係数  $S_2$  が約 5) 以外に対する適用性について、文献 7) では FEM 解析を用いて  $S_2=3$  についても検討されている。取付ボルトに発生する軸力は積層ゴムの 2 次形状係数が 3 程度の場合でも予測式は適用できることが示されている。

また、本論文では直径 500mm の積層ゴムを対象としたが、より大きなサイズの積層ゴムへの適用に当たってはスケール効果などの検討が必要であろう。また、今回の試験体のフランジは一体型であったが、連結鋼板型の場合への適用性については FEM 解析あるいは実験により確認の必要があろう。

## 6. まとめ

天然ゴム系積層ゴムが圧縮せん断状態にある時の取付ボルトの発生軸力に着目した载荷実験と FEM 解析によるシミュレーションより、以下の知見が得られた。

- 1) 既往の解析から、取付ボルトに発生する軸力は圧縮荷重が 0 の時に最大を示すということが、今回の実験により検証された。
- 2) 取付ボルトの本数、フランジ厚さの違いが積層ゴムの水平履歴特性に与える影響は非常に小さいことが実験と FEM 解析から確認された。
- 3) 取付ボルト本数が 12 本の場合、最大ボルト軸力が発生するのは加力軸上のボルトではなく、その隣に位置するボルトであった。FEM 解析からフランジ厚を厚くした場合には、ボルト軸力は低下することが確認された。
- 4) 取付ボルトの最大軸力は、(4)(5)式で安全側に予測できる。ただし、フランジの面外剛性と取付ボルトによる拘束の程度によって、取付ボルトが負担する軸力が変動するものと考えられるため、予測値にはある程度余裕をもたせることが肝要である。
- 5) 取付ボルトに発生する引張力を厳密に求めるためには、積層ゴムフランジの取付方法・厚さ、ボルトの配置、加えて、積層ゴムの形状、スケール効果などについて更なる検討が必要である。

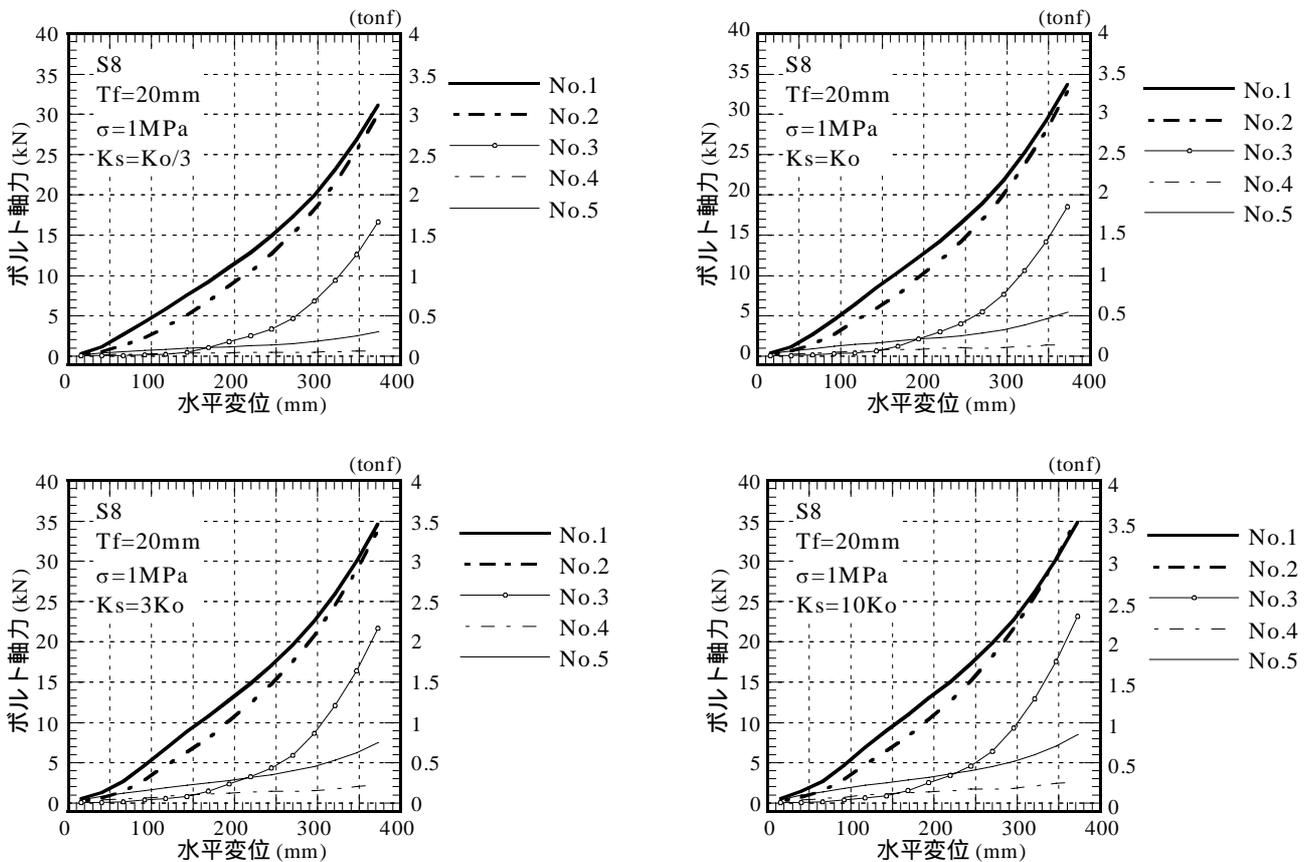


図 21 ボルト (スプリング) の剛性を变化させた場合のボルトの発生軸力 (S8 モデル、面圧 1MPa)

謝 辞

積層ゴム試験体の製作、並びに試験の実施に際しては、(株)ブリヂストンのご協力を得ました。ここに記し感謝の意を表します。

参考文献

1)Takayama, M., Tada, H. and Tanaka, R., "Finite-Element Analysis of Laminated Rubber Bearing used in Base-Isolation System", Rubber Chemistry and Technology, Vol.65, No.1, Rubber Division, ACS, 1992  
 2)Dui, A, Bertola, S., et al., "Status of Italian Activities on Intercomparison of Analysis Methods for Seismically Isolated Nuclear Structures", International Post-SMiRT Conference Seminar on Seismic Isolation, Passive Energy Dissipation and Active Control and Active Control of Seismic Vibrations of Structures, Taormina, Italy, 1997  
 3)Hirata, K., Matsuda, A. and Yabana, S., "Contribution of Japan to the Activities on Intercomparison of Analysis Methods for Seismically Isolated Nuclear Structures", International Post-SMiRT Conference Seminar on Seismic Isolation, Passive

Energy Dissipation and Active Control and Active Control of Seismic Vibrations of Structures, Taormina, Italy, 1997  
 4)Martelli, A., Forni, M. and Spadoni, B. et al., "Italian Studies for the Optimization of Seismic Isolation Systems for Civil and Industrial Structures", Proc. of 11WCEE, Mexico, 1996  
 5)Takayama, M., Morita, K., "Maximum Stress of Interlayer Steel Plates in Elastomeric Isolator", PVP-Vol.341, Seismic, Shock, and Vibration Isolation, ASME, 1996  
 6)高山峯夫、森田慶子：積層ゴムの取付状態を考慮した有限要素解析、第10回日本地震工学シンポジウム、1998  
 7)Takayama, M., Morita, K., "Finite Element Analysis Focused on the Flange Plates and Connecting Bolts of Rubber Bearings", Proc. of 12WCEE, New Zealand, 2000  
 8)日本建築学会：免震構造設計指針（第3版）、2001  
 9)MARC ユーザーズマニュアル、1997

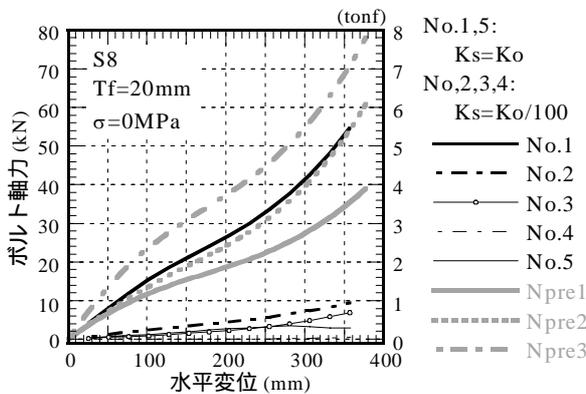


図 22 S8 モデルでボルト 2 本だけを有効とした時の軸力

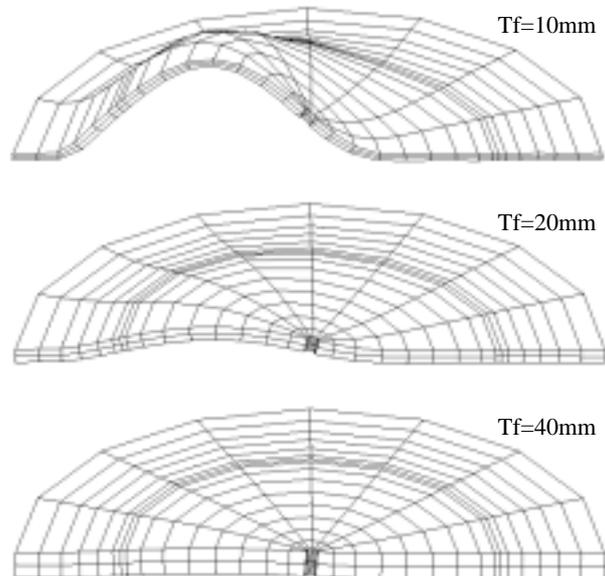


図 23(a) フランジ厚が異なる場合の下フランジの変形状態 (S8 モデル、300%変形、面圧 1MPa、ボルト剛性 Ko、変形倍率 200 倍)

鉛直応力度のコンター図で、濃い色が面圧の 5 倍相当の部分を表す

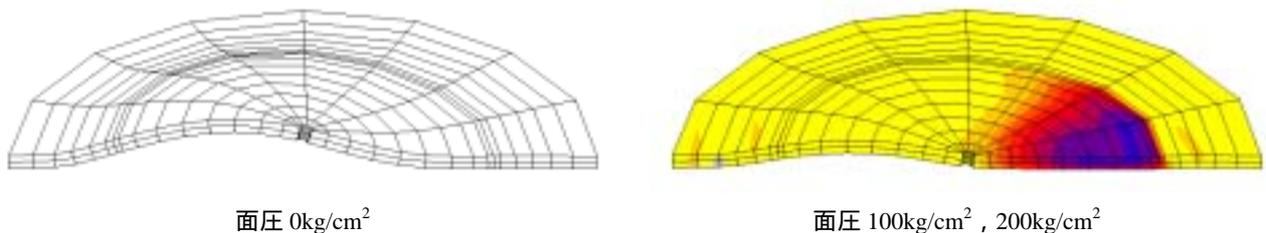


図 23(b) 面圧が異なる場合の下フランジの変形状態 (S8 モデル、300%変形、フランジ厚 20mm、ボルト剛性 Ko、変形倍率 200 倍)

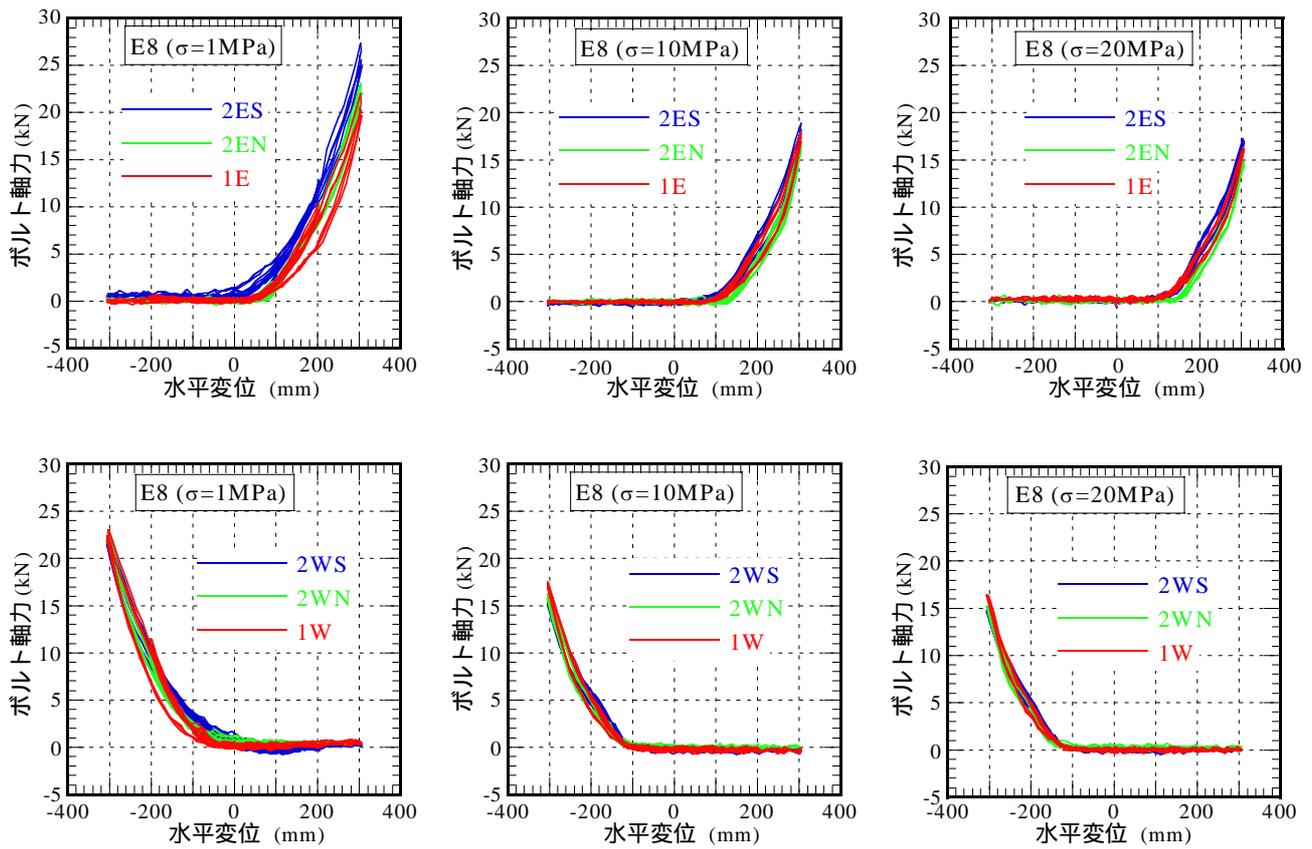


図 10 E8 試験体の計測ボルト軸力と水平変位の関係

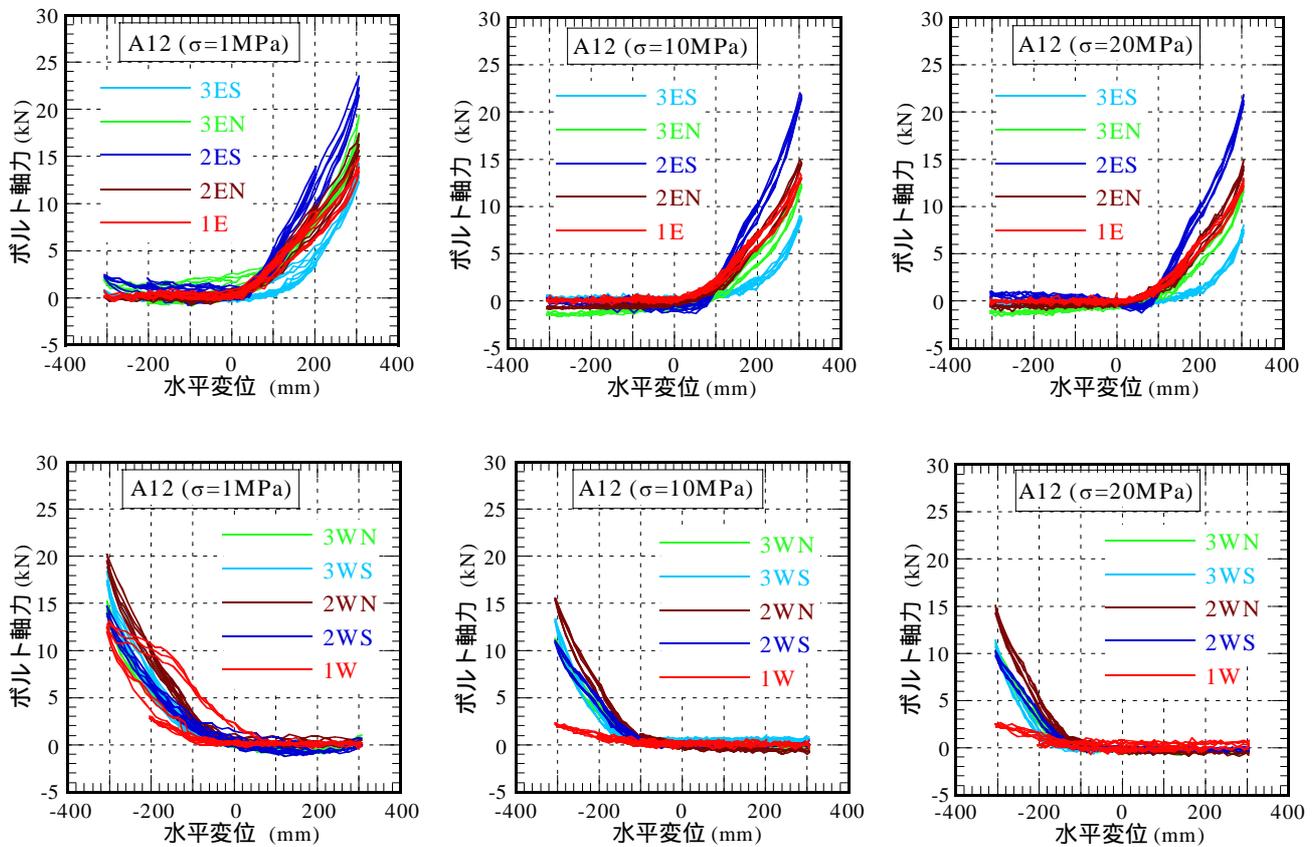


図 11 A12 試験体の計測ボルト軸力と水平変位の関係

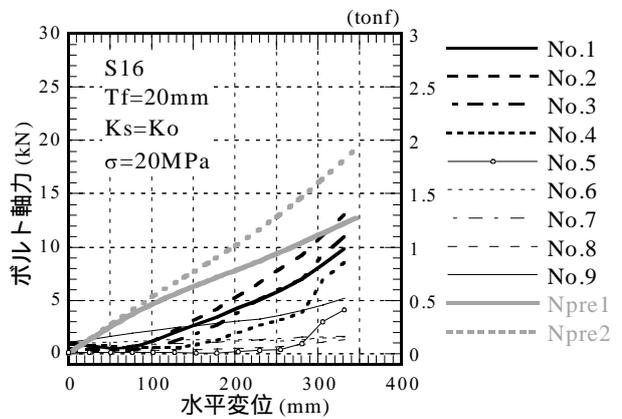
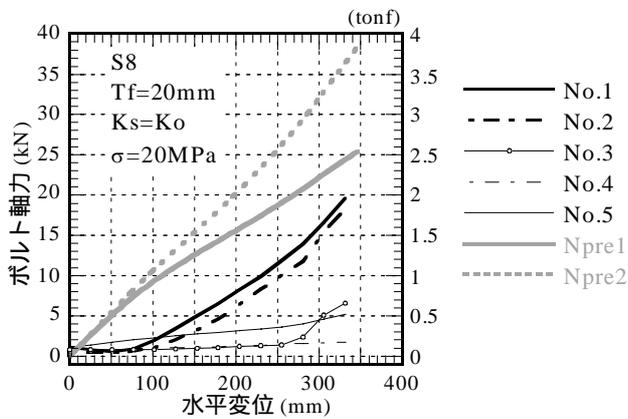
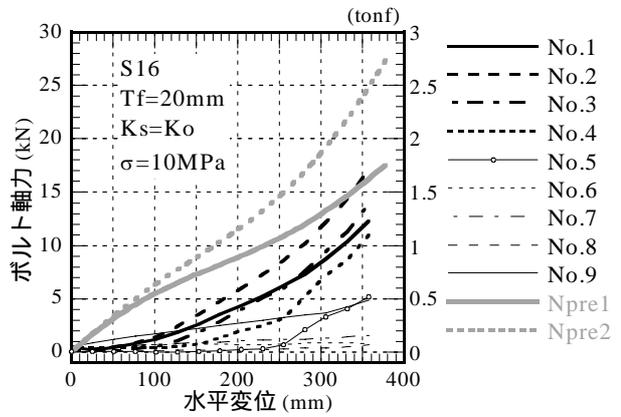
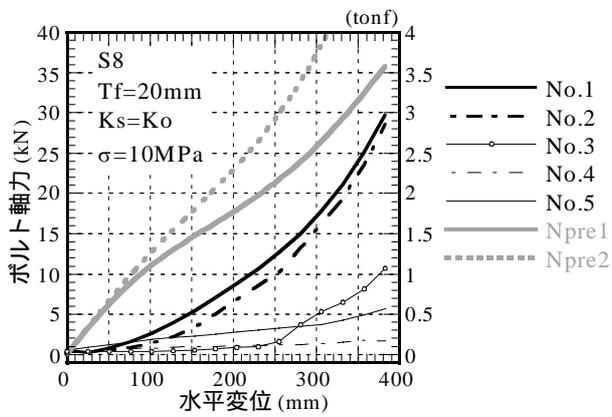
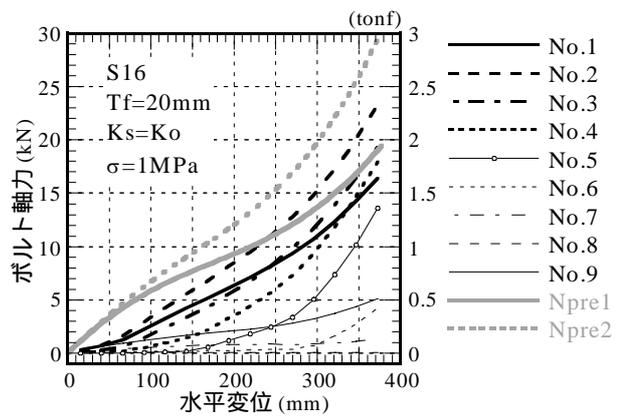
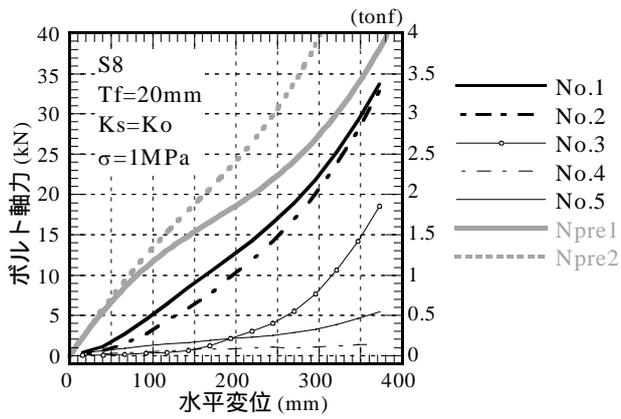
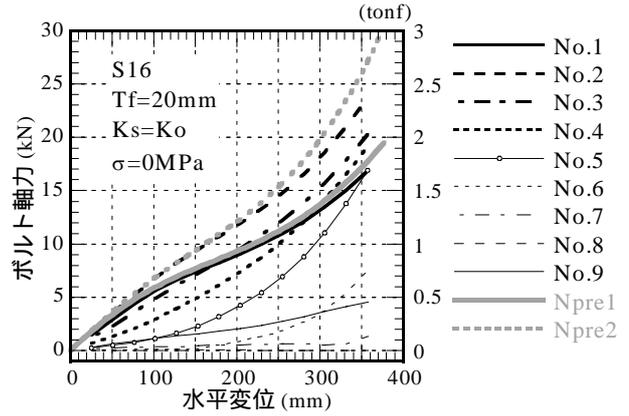
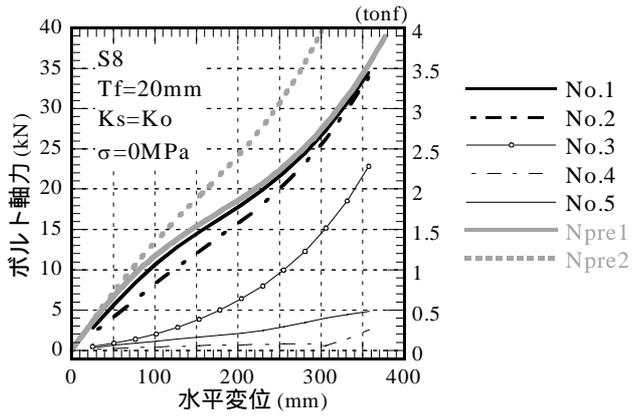


図 19 面圧を変化させた場合のボルト軸力の発生軸力 (左列: S8 モデル、右列; S16 モデル)