

(平成 26 年 2 月 4 日発表)

Keywords ; 耐圧容器, 多連球, 比重, 設計

Keywords: Pressure Hull, Multi-Sphere, Specific Gravity, Design

## 1. 序論

現在, 天然資源の枯渇が問題視され, 海底資源が地上の資源に代わって大きな注目を浴び, 海底探査の需要が増えてきている. そのため, 耐圧容器と呼ばれる, 深海の高水圧の環境から機器やセンサー, 搭乗者等を守る容器が要求される. 現在, 海中探査用のシステムの耐圧容器は, その耐圧性能向上のため, 球型や円筒型が主な形状となっている. しかしながら, 球型の容器は比重を小さく作ることができるが, 容器内部を効率的に活用できない問題がある<sup>[1]</sup>. 一方, 円筒容器は, 容器内部を有効に活用できるが, 座屈に弱いため比重が大きくなってしまいう問題点がある. そのため, 本研究では, これらの問題点を解決するために, 多連球型容器を提案する. 多連球型容器は, 球が芋虫状に繋がっている構造であり, 容器内部を有効活用でき, さらに比重を小さくできる. 比重が小さくなると, 浮力材を大幅に減らすことが可能となるため, 調査システムの小型化, 軽量化を計ることができる. これにより, システムの移動, 船上作業が容易になり, シップタイムやコストを抑えることが可能となる. また, システムにぜい肉が少ないため, 実際に水中でのオペレーションを効率よく行うことが可能となる. しかし, このような水中で利用することを目的とした容器の形状に関する研究はほとんど行われておらず, Chu-Chung Liang らによって幾何的に多連球型構造の最適化を行った<sup>[2]</sup>例や, J-Blachut らによって行われた樽型連結容器の座屈強度についての研究<sup>[3]</sup>などしかない. また, 潜水艦救難艇 DSRV やロックアウトサブでは複数の耐圧殻を人間がかるうじて通れる細い円筒で繋ぐ例はあるが, 軽量化を目指した構造の研究は行われていない. そのため, 実用には程遠い状況と言える. そのため, 本研究では, いくつかのパラメータを設け, 比重に関して最適化を行い, 実用可能な低比重多連球耐圧容器の設計指針を示すことを目指す.

## 2. 手法

### 2.1 提案形状

今回提案する形状は, 多連球型構造といって, 複数の球型の容器を軸方向に連結した芋虫状の構造をしている. この構造は, 座屈に関しては, 球型とほぼ同様な強度を持っており, 非常に強い. Fig.1 にその基本的な構造を示す. 容器の両端は, 一般的な半球を用い, その間に中間接続部を設ける. この中間接続部をいくつも連結することで, 多連球型構造を作ることができる. そのため, 水中での抵抗が少ないまま, 容器内部の空間を増やすことが可能である. すなわち, 球型容器の座屈に強いという利点と, 円筒容器の軸方向に容器の内部空間を確保できるという利点を併せ持った画期的な形状である. したがって, 比重が小さく, 使い勝手のよい耐圧容器を作ることが可能である.

また, この構造では Fig.1 に示す 2 か所において周辺よりも大きな応力が発生する. このうち, 容器内接球の円弧を描いている部分は, ここで曲率半径が急変することが大きな応力が生じる原因となっている. そのため, この位置で, 曲率半径の急変を抑えて接続するため, 3 次関数を用いて繋ぐこととした. 一方, 容器外殻部は R を付けることによって滑らかに接続を行った. 但し, 一般部の板厚がかなり小さい場合には, 4 次関数を用いて, 接続部で曲率半径が一致するように接続している.

そして, Fig.1 に示すようなパラメータ,  $R_l$ ,  $t$ ,  $\theta$ ,  $d$ ,  $w$  を変化させることで様々なパターンを作ることが可能であり, これらを変化させて所定の応力値で比重が最も小さくなる形状を探った.

$R_l$ :内半径,  $t$ :板厚,  $\theta$ :接続部角度  
 $d$ :接続部厚さ,  $w$ :接続部半幅

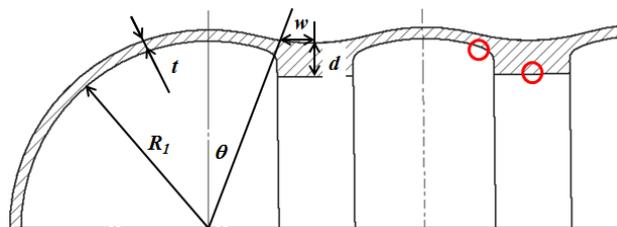


Fig. 1 Geometry of multiple intersecting spheres pressure hull..

## 2.2 解析手法

本研究では、FEM によるシミュレーション及び内径 100[mm]の縮尺モデルによる耐圧試験による応力測定を行うことで、多連球型耐圧容器の応力解析及びその検証を行い、発生する最大応力と比重等について考察を行う。その結果を基に、比重を最適化するパラメータについて考え、設計を行う。

さらに、解析を行う際に以下 2 つの前提条件を設ける。

1. 弾性変形の範囲内で解析を行う
2. 幾何的な相似則を適用する

これらによって、発生する応力は、容器の形状が相似である場合と同等とすることができる。そのため、縮尺モデルでの解析が可能となり、各パラメータを容器の内半径で無次元化することによって、一般性を考慮した比較や解析を行うことが可能となった。

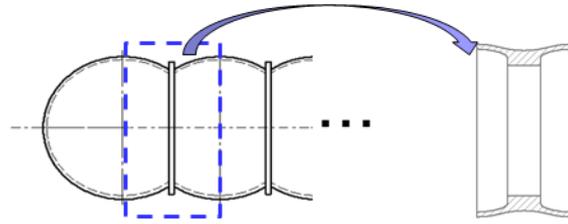


Fig. 2 Volume Ratio of Multi-Segment Spherical Pressure Hull.

また、多連球型耐圧容器は、球型の構造を繋げた形状を有しているため、座屈に非常に強いことが確認できた。そのため、多連球型耐圧容器は、座屈による圧壊よりも、発生する最大応力が材料の許容応力を超えることによる破壊に大きく支配される。したがって、本研究では、発生する最大応力が材料の許容応力を超えることによって破壊に至ることを前提に進めた。

そして、本研究では FEM によるシミュレーションを NX-Nastran をソルバに用いて行った。また弾性変形の範囲内で考えるため、応力は線形解析で十分であると考えられ、同時に座屈解析も行った。これらの解析は、容器表面に一樣に外圧がかかるとして、軸対象モデルを作成し、メッシュは四辺形 2 次要素を使用して計算を行った。

## 2.3 最適化手法

本研究では、容器の比重をできるだけ小さくすることを目標としている。比重は、Fig.2 のように両端の半球を除いた接続部要素のみで考えることとし、排水量をベースとする。また、本研究では、一般性を保つため、接続部要素の部材部分の体積を、排水体積で割った値を体積比とし、これを指標として用いる。そして、この指標ができるだけ小さくなるよう各パラメータを変化させていった。

先に述べたように、多連球構造では、Fig.1 に示す 2 か所において周辺よりも大きな応力が発生する。そのため、接続部厚さ  $d$  を大きくすると、接続部の応力は小さくなるが、容器の体積は無駄に増えるだけである。よって、 $d$  をできるだけ小さくしたいという観点と応力の観点から、2 か所の応力が一致する  $d$  を選択する。決定した  $d$  における体積比を接続部半幅  $w$  によって整理し、体積比の最小点を与える  $w$  を選択する。同様に、決定した  $w$  における体積比を接続角度  $\theta$  によって整理し、体積比の最小点を与える  $\theta$  を選択する。さらに、決定した  $\theta$  における体積比を各一般部板厚  $t$  によって整理することで、必要板厚比と体積比の関係のグラフを得ることができる。また、その際の板厚比に対応する応力比のグラフも同時に示すことによって、設計者は、目標深度や安全率、使用材料、要求内径などの条件を決めるだけで、多連球構造容器の設計方針を詳細に決めることができる。

## 3. シミュレーション結果

最適化手法に示したように最適化を行うことで、必要板厚比と応力比、体積比の関係がそれぞれ Fig.3, 4 のように得られる。

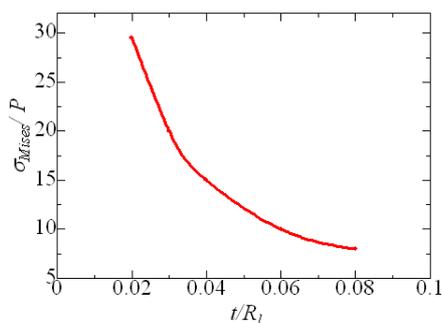


Fig. 3 The relation between thickness of shell and stress ratio with each optimum condition.

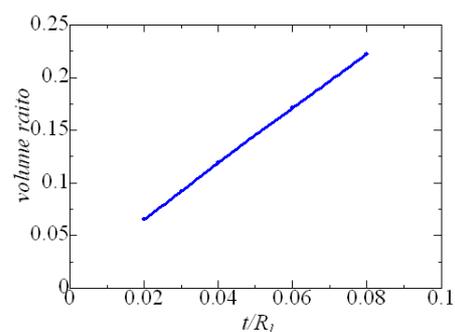


Fig. 4 The relation between volume ratio and stress ratio with each optimum condition.

まずは、目標深度と安全率、使用材料の許容応力を確認することで、当該材料が受ける応力比(=許容応力÷安全率÷目標深度圧)を計算する。その値を、Fig.3における縦軸と照らし合わせることで、横軸の $t/R_I$ が決まり、必要な板厚を求めることができる。さらに、Fig.3とFig.4の横軸は共通なので、決定した $t/R_I$ をFig.4に対応させることによって縦軸の体積比を求めることができる。そして、導出された体積比に、使用する材料の密度を乗じることによって、完成後の多連球耐圧容器の比重を導くことができる。

そして、Fig.5, 6に示す、 $t/R_I$ を横軸とし、縦軸を $d/R_I, w/R_I$ とするグラフから同様に接続部厚さ $d$ 及び接続部半幅 $w$ を導出することができる。

また、接続角度は各々の板厚において $20^\circ$ が最適という結果が得られている。

したがって、要求される使用条件さえ分かれば、各々のパラメータをそれぞれ決定することで、最適な比重を有した多連球耐圧容器の設計をすることができる。

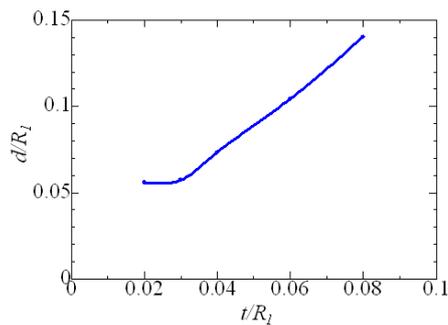


Fig. 5 T The relation between thickness of shell and intersection.

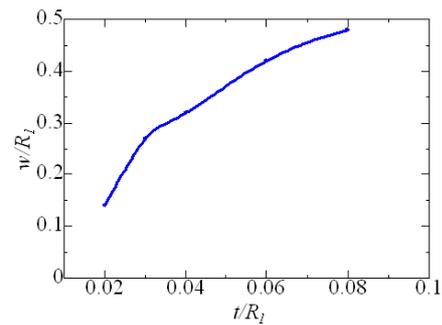


Fig. 6 The relation between thickness of shell and Length of intersection..

例えば、本設計指標に則り、目標深度4000(m)、安全率1.5、6Al-4V-Ti合金(ヤング率:116(GPa)、ポアソン比:0.34、許容応力:900(MPa)、密度:4.6(g/cm<sup>3</sup>))という設計条件のもと多連球型耐圧容器を設計すると、 $t/R_I=0.04$ 、 $\theta=20^\circ$ 、体積比:0.119、 $d/R_I=0.074$ 、 $w/R_I=0.320$ 、比重:0.548といった結果を得ることができる。これは、同条件で円筒型容器を設計した場合に比べ約45%の比重が低減することになるため、大幅な比重の低減を実現できたといえる。

また、多連球構造耐圧容器は使用する材料が、その有効性にどのように影響を与えるかどうかを調べるため、Fig.5, 6を踏まえ、Fig.7, 8にそれぞれ、チタン合金製、1200(MPa)高張力鋼製の球型容器、円筒型容器、多連球構造容器における、それぞれの目標潜航深度と比重の関係を示す。

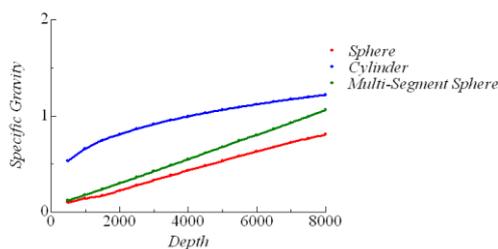


Fig. 7 The relation between depth and specific gravity among 3types of pressure hulls made of Ti-Alloy.

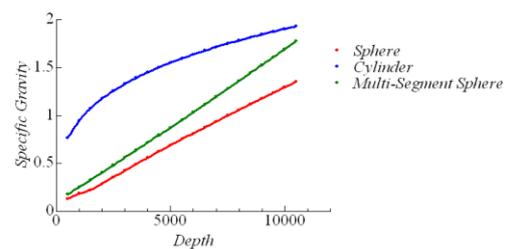


Fig. 8 The relation between depth and specific gravity among 3types of pressure hulls made of .high tensile strength steel (allowable stress=1200(MPa))

Fig.7, 8を見ると、それぞれの材料で十分に大水深に至るまで、対応できていることが分かる。このように、適切な材料を選ぶことで、多連球構造耐圧容器は優れた性能を発揮することができることが確認できた。

## 4. 耐圧実験

### 4.1 概要

本研究では多連球構造耐圧容器の最適化設計指針を確立するために、主にFEMによるシミュレーション

ョンに基づき解析を行った。この、シミュレーションベースの結果の妥当性を評価するため、実際に Fig.9 に示す内半径 100(mm)の小型モデルを作成し、水圧を印加することでひずみ計測を行った。今回は、直交ゲージを用い、半球一般部と、接続円筒の厚さを 3 種類変えた、中間接続部に対し、Fig.1 で丸で示した応力が高く出る部分に対して行った。

今回の実験では、最大 20(MPa)の水圧を 0.3 時間で加圧し、0.1 時間維持、そして 0.3 時間で減圧するスケジュールで行った。

また、製作した容器は、SS400 製であり、Fig.9 のように、半球部 2 つと中間接続部 1 つを連結したモデルで実験を行った。



Fig. 9 Experiment Model of Multi-Segment Spherical Hull.

#### 4.2 実験結果

実験によって計測されたひずみ量から、応力を計算し、シミュレーションの結果と比較する。実験によって得られた生データは、ばらつきが大きかったため、平均を取った。そして接続部厚さ  $d$  の異なる 3 種類の間接続部のデータを各中間接続部ごとに比較し、接続部厚さの変化に伴う応力の変化を確認した。Fig.10, 11 にそれぞれ曲率半径が変化する部分の緯線方向と、経線方向の結果を示す。

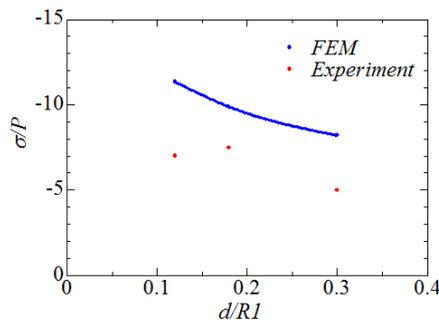


Fig. 10 The relation between thickness of intersection and stress in latitude direction.

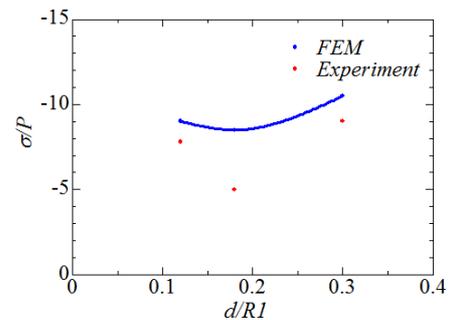


Fig. 11 The relation between thickness of intersection and stress in meridian direction.

今回の計測では曲面部でのひずみ計測であり、実験上色々と困難があったが、オーダーとしてはシミュレーションと同じレベルに入っていると考える。

#### 5. 結論

1. 本研究により、多連球構造によって比重を大きく低減できることが示された。
2. 中間接続部は、いくつ連結させても比重は変化しないので、用途・目的に応じていくらかでも長い構造にすることができる。
3. 適切な材料を選ぶことで大水深にも十分対応することができる。
4. このような多連球構造を有する耐圧容器の設計手法をまとめることができた。

#### 6. 総括

本研究で提案された、多連球構造耐圧容器によって耐圧容器の比重が大幅に改善できることを示すことができた。特に、許容応力が大きい材料を使用することで、大深度位においても非常に大きな効果が期待できることが確認できた。この多連球構造耐圧容器が今後の海洋研究探査に貢献することを期待する。

#### 参考文献

- [1] 浦環, 高川真一, 「海中ロボット」 (116-117)
- [2] Cho-Chung Liang, Sheau-Wen Shiah, Chang-Yang Jen, *et al.* "Optimal design of multiple intersecting spheres deep-submerged pressure hull", *Ocean Engineering* 31 (2004) 177-199.
- [3] J. Blachut, and P. Smith, "Buckling of multi-segment underwater pressure hull", *Ocean Engineering* 35 (2008) 247-260.