形状記憶合金ワイヤを用いた CFRP 製圧力容器の 破裂圧力向上と最適設計*

邊 吾一^{*1}, 坂田 憲泰^{*2}, 大田 浩^{*3}

Increase of Burst Pressure and Optimum Design for CFRP Pressure Vessels Reinforced with SMA Wire

Goichi BEN^{*4}, Kazuhiro SAKATA and Hiroshi OHTA

^{**} College of Industrial Technology, NIHON University,
1-2-1 Izumicho, Narashino-shi, Chiba, 275-8575 Japan

CFRP pressure vessels are now widely used in compressed natural gas vehicles (CNGV) and have a possibility to be employed in fuel cell vehicles (FCV) for highly compressed Hydrogen. In order to increase a driving distance in CNGV and FCV, lighter vessels proofed against higher pressure are required. In the case of internal pressure, the tensile circumferential stress at the inner radius should be decreased in order to increase the burst pressure. This paper presents a method how to increase the burst pressure of CFRP vessels. For increasing the burst pressure of CFRP vessels, the shape memory alloy (SMA) wire memorized a compressive stress is wound around the outer surface of cylindrical part of the CFRP vessel. When the internal pressure acts on the CFRP vessel, its tensile circumferential stress can be reduced by being received the compressive stress of the SMA wire and the experimental results of increasing the burst pressure are shown. The experimental results are compared with numerical ones and they agree well each other. Furthermore, optimum design of CFRP pressure vessels by the change of winding method of SMA wire is numerically obtained.

Key Words: CFRP, Pressure Vessel, Burst Pressure, Shape Memory Alloy (SMA), FEM, Optimum Design

1. 緒 言

比強度、比剛性に優れた炭素繊維強化プラスチック (CFRP: carbon fiber reinforced plastics) 製圧力容器は現在、圧縮天然ガス自動車の貯蔵容器に使用⁽¹⁾⁽²⁾されている。さらに、近年では ZEV (zero emission vehicle) を目標とした燃料電池自動車が各種開発され、燃料の圧縮水素を貯蔵する方法が実用化課題の一つになっている。気体である水素は体積当たりのエネルギー密度が小さく、車の性能として必要な走行距離を得るには、高圧の水素を貯蔵する軽い容器が必要となる。

本研究では、既存の CFRP 製圧力容器の円筒平行部に容器外径より小さな径の形状を記憶させた形状記憶合金 (SMA: shape memory alloy) のワイヤを周巻きし、SMA を加熱してオーステナイト状態にすることにより、SMA ワイヤの形状回復効果を利用したタガ締め効果を用いて、既存の CFRP 製圧力容器の破

裂圧力の向上を目的とする。

2. 供 試 体

2-1 CFRP 製圧力容器 実験に用いた既存の CFRP 製圧力容器は最高充てん圧力 19.6 MPa、耐圧試験圧力 32.7 MPa の 2 l (リットル) の医療用酸素容器で、全長が 384 mm、円筒平行部の長さ 284 mm、外径 98.8 mm、厚さ 4.15 mm で内側から 6061-T アルミライナ、CFRP 層、GFRP 層で構成されている。

2-2 SMA ワイヤ 実験に用いた SMA ワイヤは素線径が 1.0 mm の Ti-Ni 合金である。このワイヤを圧力容器の外径よりも小さい径のジグに巻き付け、緩まないように固定した。次に、マッフル炉で 480°C、1 h 加熱処理を行い、水で急冷し、容器の外径より 0.5% と 2% 小さい径の形状を SMA ワイヤに記憶させた。SMA ワイヤの変態点は DSC 法 (JIS H 7101) にて測定したが、温度 45°C 以下ではマルテンサイト状態、60°C 以上ではオーステナイト状態となる。両状態でのヤング率はリング引張試験から求めたが、その結果とそのときの試験温度も合わせて表 1 に示す。

また、「圧縮天然ガス自動車燃料装置用複合容器の技術基準の解釈」の別添 8 の第 11 条で定める環境圧

* 原稿受付 2005 年 5 月 23 日。

^{*1} 正員、日本大学生産工学部 (〒275-8575 習志野市泉町 1-2-1)。

^{*2} 学生員、日本大学大学院生産工学研究科 [現: 日産自動車 (株) 先行車両開発本部 (〒237-8523 横須賀市夏島町 1)]。

^{*3} 日本大学産学連携知財センター。

E-mail: ben@cit.nihon-u.ac.jp

力サイクル試験を参考に、オーステナイト-マルテンサイト変態を伴うサイクル試験を 5 000 回行った。サイクル試験は外径 100 mm、厚さ 5 mm のアルミ中空円筒に 96.8 mm 径を記憶させた SMA ワイヤを 50 巻きした供試体を用いた。ひずみゲージを供試体の内面中央の周方向に貼り、供試体に巻いた SMA ワイヤをマルテンサイト相からオーステナイト相に変態させるため、20°C(室温)~80°Cの温水に供試体をつけた。測定したひずみの結果を図 1 に示すが、測定結果はアルミ中空円筒と SMA ワイヤの熱膨張から生じるひずみを除いた値である。マルテンサイト状態(室温)では SMA ワイヤのひずみはほとんど発生していない。一方、オーステナイト状態(80°C)では約-1 200 μ の圧縮ひずみが 5 000 回終了時にも中空円筒内側に発生しており、SMA ワイヤのタガ閉め効果の低下は見られなかった。

2.3 SMA ワイヤを巻いた圧力容器 SMA ワイヤは圧力容器の円筒平行部の周方向に当研究室保有の FW 装置で、CFRP 層を巻く場合と同じ大きさの張力 15 N を与えながらすきまなく密に巻き付け、ワイヤ端部はかしめ接合した。既存の CFRP 容器の外径より 0.5% および 2% 小さい径の形状を記憶させた SMA ワイヤを巻いた容器を供試体とした。

3. 耐圧・破裂実験

3.1 試験方法 耐圧・破裂試験は高圧ガス保安

Table 1 Young's modulus of SMA

SMA(20°C; Martensite)	Young's Modulus (GPa)	43.8
	Yield Point (MPa)	250
	Tensile Strength (MPa)	1873
SMA(80°C; Austenite)	Young's Modulus (GPa)	88.4
	Yield Point (MPa)	1252
	Tensile Strength (MPa)	2064

Fig. 1 Relation of strain to number of cycles

協会で行った。耐圧・破裂試験では供試体に水圧により内圧を負荷する。圧力負荷時のひずみは図 2 に示す位置にひずみゲージを 7 箇所貼付し、その後 SMA ワイヤを巻いて周方向および軸方向の値を測定した。また、SMA ワイヤの温度が所定の温度になることを確認するため熱電対を取付け、供試体温度を測定した。圧力容器を高圧ホースでポンプと接続し、恒温槽内で圧力 20 MPa までの範囲で耐圧試験を行った。恒温槽内では破裂試験ができないので、破裂試験はバーストピット内に簡易な恒温槽を作り、その中で SMA ワイヤを巻いた圧力容器を加熱し、SMA ワイヤが所期の温度であることを確認した後水圧を負荷し、破裂に至るまでのひずみを測定した。

3.2 耐圧試験結果 20 MPa までの耐圧試験は SMA ワイヤを巻かない場合(SMA なし)、SMA ワイヤを容器に巻いただけで記憶させた圧縮ひずみを利用しない場合(SMA が Martensite 状態)、加熱し、SMA ワイヤに記憶させた圧縮ひずみを利用した場合(SMA が Austenite 状態)の 3 種類について行った。図 3 に既存容器(●印)と 2% の圧縮ひずみを記憶させた SMA ワイヤを巻いた容器(▲, ■印)の、容器胴部中央での内圧と周方向ひずみの関係を示す。

SMA ワイヤを加熱しない場合の結果の ▲印は SMA を巻かない既存の容器場合(No SMA)のひずみの ●印とほぼ一致しており、SMA を巻いただけでは

Fig. 2 Positions of strain gauges

Fig. 3 Relation of internal pressure to hoop strain

その効果が確認できないことを示している。一方、容器全体を加熱し、SMA ワイヤに記憶させた圧縮ひずみを利用した場合の結果(■印)では、内圧 0 MPa の状態で $-1\,454\,\mu$ の圧縮ひずみが現れており、その後も加圧による発生ひずみを一定に減少させることができ、SMA の効果が確認できた。

3・3 破裂試験 耐圧試験後、破裂試験は高压ガス保安協会の規定に従って、2.0 MPa/s で昇圧し、この容器の最小破壊圧力 72.54 MPa で 60 秒間保持して、その後、破裂するまで昇圧していった(図 4)。図 5 に 0.5% の圧縮ひずみを記憶させた SMA ワイヤを巻いた容器の結果を示す。既存の原容器の破裂圧力が 81.54 MPa であるのに対して、0.5% と 2% の圧縮ひずみを記憶させた SMA ワイヤを巻いた容器の破裂試験の結果をそれぞれ表 2 に示す。

0.5% 小さい径の形状を記憶させた SMA ワイヤを巻いた容器では、破裂圧力が 102.3 MPa で 25.5% 向上し、図 5 に示すように破壊位置は容器円筒平行部中央で、周方向応力より軸方向き裂³⁾が生じた。

2% 小さい径の形状を記憶させた SMA ワイヤを巻いた容器では、破裂圧力は 98.84 MPa で 21.3% 向上し、破壊位置は容器の円筒平行端部と鏡部の境界付近で周方向応力より軸方向き裂⁴⁾が生じた(図 6)。2% の場合の破裂圧力が小さい理由は、CFRP 容器の円筒平行部だけを SMA ワイヤで周方向に強く締付けたため、フープ巻き端部付近で応力集中が生じたためだと考えられる。したがって、容器の円筒平行部を密に SMA ワイヤで巻く場合、与える圧縮ひずみに適正値

があることを示している。

4. 解 析

4・1 解析方法 実験結果と比較、検討するためには有限要素プログラム ANSYS 7.1 を用いて解析⁴⁾を行った。要素は、容器には二次元軸対称ソリッド(8 節点要素) PLANE 183 を使い、胴部を軸方向に 100 分割、厚さ方向に 6 分割した。SMA ワイヤには二次元軸対称ソリッド(4 節点要素) PLANE 182 を使い、円周方向に 12 分割し、SMA ワイヤは容器同様に断面を一周回転させた形状の軸対称形状とした。軸方向は節点をばね要素 combin 14 で結び、SMA ワイヤの断面が独立に動くのを防止した。その結果、SMA ワイヤを巻いた容器全体を節点数 7 207、要素数 4 010 で分割したが、压力容器最外層と SMA ワイヤは target 169 と contact 175 を使い、点-面接触とした。

また、形状回復によって SMA ワイヤが容器に与える圧縮ひずみは、熱膨張係数とマイナスの温度によってモデル化した。アルミライナについては、弾塑性解析を行うため接線係数を弾性域と塑性域の 2 直線で近似し、塑性域の接線係数は 2% ひずみにおける応力 338 MPa と 0.2% 耐力 321.1 MPa とを結んだ直線の傾きから求めた。

さらに、境界条件には容器上部のボス部の半径方向と軸方向の変位を固定、容器下部のおしりの部分では半径方向変位固定、軸方向の変位のみ自由とした。表 3 と表 4 に解析で用いたヤング率等の材料定数と熱膨張係数をそれぞれ示す。

既存の容器は自緊処理がなされ、CFRP 層に引張応力、アルミライナに圧縮の残留応力⁵⁾が存在するた

Table 2 Burst pressure of CFRP pressure vessels

Specimen	Burst Pressure (MPa)
Original	81.54
SMA 0.5%	102.3
SMA 2%	98.94

Fig. 4 Relation of burst pressure to time

Fig. 5 Specimen after burst (SMA 0.5%)

Fig. 6 Specimen after burst (SMA 2%)

め、破裂時の強度を実験値と解析結果を比較する場合には、この自緊処理を解析で考慮する必要がある。加圧スケジュールは圧力 0 MPa からオリジナル容器の自緊処理圧力(充てん圧力 $\times 5/3 \times 1.1 = 35.9$ MPa)まで増加させた後、0 MPa まで減圧させ、アルミライナに圧縮応力、FRP 層に引張応力を残留させる。その後、ANSYS のパス・デス機能を用いて形状回復効果を持った SMA ワイヤの生成を行い、実際の複合容器と同様の条件で破壊基準に達するまで昇圧した。

4・2 耐圧試験結果の比較 2%小さい径の形状を記憶させた SMA ワイヤを巻いた容器の円筒平行部中央最外層の周方向ひずみの実験値(図 2 の 4 ch)と解析値との比較を図 7 に示す。実験結果と FEM 結果は良好な一致を示しており、FEM 解析の妥当性を確認することができた。

4・3 破裂圧力の比較 FEM の計算結果から、複合材料の破損則を用いて CFRP 製圧力容器の破裂圧力の予測を行った。CFRP 製圧力容器の破裂の形態は、内圧の上昇に伴い破断伸びが短い CFRP がライ

ナより先に破断し、その後 FRP 層が欠落し、ライナのみでは内圧に耐えることができなくなり、ほぼ同時に容器全体の破裂に至ると考えられる。したがって、圧力容器の CFRP 層の破損則には最大応力説を用いた。CFRP 層に生じる各応力成分を繊維方向を基準とする応力成分に変換し、それらの応力が対応する CFRP の強度に達したときに容器全体が破裂するとみなした。

FEM 計算による破裂圧力と実験で得た破裂圧力を比較して表 5 に示す。両者の誤差は 4%以内の値となっており、良好な一致を得ることができた。また、FEM 計算では破裂はいずれの場合も、容器円筒平行部内側の CFRP フープ巻き層で発生している。

4・4 破裂開始位置の検討 0.5%と 2%小さい径の形状を記憶させた SMA ワイヤを巻いた容器の、各圧力における応力分布の解析結果を図 8 および図 9 に示す。図 8, 9 の横軸は容器円筒平行部の位置であり、容器下側の平行部を原点(0 mm)とし、平行部中央が 142.4 mm、容器上部の平行部の末端が 284.8 mm であり、縦軸は繊維方向の応力 σ_L を示している。

図 8 に示した 0.5%の場合の最大応力は、既存の容器の場合と同様に容器円筒平行部中央付近で発生し、内圧 99.2 MPa(Δ 印)で繊維の破断応力 2500 MPa に達し、容器の破裂となっている。図 9 に示した 2%の場合、他の場合と異なって内圧が 80 MPa($\bigcirc$ 印)を超えたところから、平行端部の応力が容器円筒平行部の応力を超え、内圧 102.3 MPa(Δ 印)で容器後方の端部の応力が繊維の破断応力に達し容器の破裂となっているが、この解析結果は図 6 の実験結果を裏づけている。

Table 3 Material properties

Aluminum Liner	Young's Modulus E (GPa)	68.6
	Poisson's Ratio ν	0.3
CFRP	Modulus of Elasticity	
	Longitudinal E_L (GPa)	125
	Transverse E_T (GPa)	7.8
	Shear G_{LT} (GPa)	4.4
	Poisson's Ratio	
	Longitudinal ν_{LT}	0.345
	Transverse ν_{TL}	0.0196
GFRP	Modulus of Elasticity	
	Longitudinal E_L (GPa)	45.1
	Transverse E_T (GPa)	12.7
	Shear G_{LT} (GPa)	4.71
	Poisson's Ratio	
	Longitudinal ν_{LT}	0.26
	Transverse ν_{TL}	0.0732
SMA Wire	Young's Modulus E (GPa)	88.35
	Poisson's Ratio ν	0.3

Table 4 Thermal expansion coefficient

Aluminum Liner	Thermal Expansion Coefficient ($10^{-6}/^{\circ}\text{C}$)	23.6
CFRP	Thermal Expansion Coefficient	
	Longitudinal ($10^{-6}/^{\circ}\text{C}$)	-0.037
	Transverse ($10^{-6}/^{\circ}\text{C}$)	36.5
GFRP	Thermal Expansion Coefficient	
	Longitudinal ($10^{-6}/^{\circ}\text{C}$)	7.2
	Transverse ($10^{-6}/^{\circ}\text{C}$)	31.0

Table 5 Comparison of FEM and experiment

	Burst Pressure of Exp. (MPa)	Burst Pressure of FEM (MPa)
Virgin	81.54	80.5
SMA 0.5%	102.3	99.2
SMA 2%	98.94	102.8

Fig. 7 Comparison of FEM and experimental value

5. 最適設計

車載用の圧力容器としては軽量化が望ましく、SMA ワイヤの使用量は少ないほうが好ましい。圧縮ひずみ 2% を与えた SMA ワイヤの効率の良い巻き方、巻き数を導くために図 10 のような 7 種類のモデルを

Fig. 8 Stress distribution (SMA 0.5%)

Fig. 9 Stress distribution (SMA 2%)

Fig. 10 FEM models

Table 6 Results of burst pressure for 7 models (2%)

	B.P. (MPa)	Failure Place	Rate of SMA Wire Length	Increasing Rate of B.P.
Pitch1	102.8	Hoop Winding End	1.00	1.28
Pitch1&Pitch2 (A) (P1:P2=244:40)	96.2	Hoop Winding End	0.93	1.20
Pitch1&Pitch2 (A) (P1:P2=164:120)	96.2	Hoop Winding End	0.79	1.20
Pitch1&Pitch2 (A) (P1:P2=84:200)	96.2	Hoop Winding End	0.65	1.20
Pitch1&Pitch2 (B) (P1:P2=10:274)	99.8	Cylinder Part	0.51	1.24
Pitch1&Pitch2 (B) (P1:P2=20:264)	99.8	Cylinder Part	0.54	1.24
Pitch1&Pitch2 (B) (P1:P2=60:224)	99.8	Cylinder Part	0.61	1.24
Pitch2	96.2	Hoop Winding End	0.50	1.20
Pitch2&Pitch3 (P2:P3=40:244)	92.2	Hoop Winding End	0.46	1.15
Pitch2&Pitch3 (P1:P2=120:164)	92.2	Hoop Winding End	0.39	1.15
Pitch3	92.2	Hoop Winding End	0.33	1.15
Pitch1&Pitch3 (P1:P3=20:264)	93.5	Cylinder Part	0.38	1.16

Table 7 Results of burst pressure for 7 models (6%)

	B.P. (MPa)	Failure Place	Rate of SMA Wire Length	Increasing Rate of B.P.
Pitch1	111.3	Hoop Winding End	1.00	1.38
Pitch1&Pitch2 (A) (P1:P2=244:40)	102.6	Hoop Winding End	0.93	1.27
Pitch1&Pitch2 (A) (P1:P2=164:120)	102.6	Hoop Winding End	0.79	1.27
Pitch1&Pitch2 (A) (P1:P2=84:200)	102.6	Hoop Winding End	0.65	1.27
Pitch1&Pitch2 (B) (P1:P2=10:274)	110.7	Hoop Winding End	0.51	1.38
Pitch1&Pitch2 (B) (P1:P2=20:264)	112.6	Hoop Winding End	0.54	1.40
Pitch1&Pitch2 (B) (P1:P2=60:224)	112.8	Cylinder Part	0.61	1.40
Pitch2	102.6	Hoop Winding End	0.50	1.27
Pitch2&Pitch3 (P2:P3=40:244)	95.0	Hoop Winding End	0.46	1.18
Pitch2&Pitch3 (P1:P2=120:164)	95.1	Hoop Winding End	0.39	1.18
Pitch3	95.1	Hoop Winding End	0.33	1.18
Pitch1&Pitch3 (P1:P3=20:264)	100.2	Cylinder Part	0.38	1.24

Fig. 11 Results of burst pressure for 7 models (2%)

ANSYS 上で作成し、破裂圧力を求めた。ここで、pitch 1 は 1 mm の SMA ワイヤで压力容器の平行部をすきまなく巻いた場合、pitch 2 と pitch 3 は 1 mm と 2 mm の間隔をおいて巻いた場合をそれぞれ表す。FEM 計算結果を表 6 および図 11 に示す。図 11 の横軸 SMA Wire Length(m)/Cylinder Part Length(m) は巻いた SMA ワイヤの長さで容器円筒平行部の表面積を SMA ワイヤですきまなく密に巻いた場合の長さの比である。つまり、既存容器(●印)は SMA ワイヤが巻かれてないので 0.0 となり、pitch 1 で巻いた場合(■印)は 1.0 となる。縦軸の Burst Pressure (MPa)/Virgin Burst Pressure(MPa) は FEM 結果から得た破裂圧力を既存容器の破裂圧力で割った値であり、既存容器(●印)は基準値であるため 1.00 となる。

FEM 計算結果より、最も効率の良い巻き方は Pitch 1 の場合と比べて破裂圧力の減少はわずか 4% であるが、SMA ワイヤの使用量は 51% となった表 6 の pitch 1 & pitch 2(B) の巻き方で pitch 1 と pitch 2 の長さ比 P1:P2 は 10:274 の場合である。

次に、SMA ワイヤに 6% の圧縮ひずみを与え、図 10 に示す 7 種類の巻き方で压力容器の平行部を強化した場合の破裂圧力の結果を表 7 に示す。圧縮ひずみが 6% の場合、pitch 1 & pitch 2(B) の巻き方で pitch 1 と pitch 2 の長さ比 P1:P2 が 20:264 の場合が最も効率の良い巻き方であって、pitch 1 で密に巻いた場合よりも破裂圧力は 2%(SMA を巻かない場合よりも 40%)増加し、さらに SMA ワイヤの使用量は 54% となった。

6. 結 言

(1) 圧縮応力を記憶させた SMA のタガ締め効果により、CFRP 製の压力容器の破裂圧力はタガ締め効果を与えない場合よりも 20%以上向上した。

(2) このタガ締め効果は、SMA に与えた圧縮ひ

ずみと CFRP 压力容器への巻き方の影響を受けることを明らかにした。

(3) FEM による解析結果は耐圧および破裂試験の結果とよく一致し、破裂圧力向上のための最適設計のツールとして使用できることを示した。

(4) 圧縮ひずみを 2%と 6%記憶させた SMA を用いた場合は、容器の平行両端部を pitch 1、容器円筒平行部を pitch 2 の巻き方が効率の良いことを明らかにした。

(5) 既存の CFRP 容器の積層構成と CF 層のヘリカルワインディング角、周巻き層の割合を本研究では不変としたが、これらを設計パラメータとし、さらに SMA ワイヤの巻き角度や巻き方を変化させることによって、CFRP 压力容器の耐圧強度はいっそう向上するが、これについては今後の課題としたい。

末筆ながら耐圧実験にご配慮および有益なご助言をいただいた高圧保安協会の竹花立美氏と実験データの整理等に対して日本大学大学院豊田充洋さんに謝意を表す。

文 献

- (1) Ben, G., Structural Analyses of FRP Pressure Vessels for Natural Gas Vehicles (in Japanese), *Journal of High Pressure Institute of Japan*, Vol. 35, No. 2 (1997), pp. 41-50.
- (2) Takehana, T., Design Analysis of FRP Composite Cylinders (in Japanese), *ibid*, Vol. 35, No. 2 (1997), pp. 51-57.
- (3) Ohta, H. et al., Effects of Compressed Hoop on CFRP Pressure Wound with SMA (in Japanese), *Mechanical Engineering Congress, 2003 Japan*, (2003-8), pp. 271-272.
- (4) Sakata, K. et al., Development of the high-pressure CFRP Vessel for FCV (in Japanese), *Reinforced Plastics*, Vol. 50, No. 3 (2004), pp. 107-110.
- (5) Takehana, T., *Doctor Theses in Tokyo Metropolitan University*, (2000), pp. 42-43.