

低温貯槽ナックルプレートの許容圧縮応力の安全裕度について

Design Margin of Allowable Compressive Stresses for Knuckle Plate of Refrigerated Storage Tank

㈱IHI

大矢 弘史 (Hiroshi OHYA)

茨田 高志 (Takashi IBATA)

大阪ガス㈱

高田 昌典 (Masanori TAKATA)

山下 眞輝 (Maki YAMASHITA)

Under conditions of internal pressure, circumferential compressive stresses are developed in the knuckle plate of refrigerated storage tank. In "Recommended Practice for LNG Aboveground Storage" and "Recommended Practice for LNG Inground Storage", the analogy between compressive stresses in knuckle plate and those in axially loaded cylinders is employed and the allowable compressive stresses for knuckle plate are given linking to the allowable tensile stresses. In the ASME Boiler and Pressure Vessel Code Sec. Div. 1, the factor of safety on tensile strength has been reduced from 4.0 to 3.5 in establishing the allowable tensile stresses. According to the reduction in the ASME Code, the factor of safety in these Practices were reexamined. In the reexamination, the design margin of the allowable compressive stresses for knuckle plate was investigated.

The knuckle plate is equivalent to the torus region of torispherical shell and the investigation of the design margin was performed using the failure pressure of the shell. The failure modes of the shell are buckling and plastic collapse and the design equations for these modes were used to calculate the pressure. The materials of the shell studied were A5083-O, 9% Ni steel and SUS304 for which the allowable tensile stresses have been increased because of the reduction in the factor of safety. The failure stress was calculated using the failure pressure and the design margin was defined as the ratio of the failure stress to the allowable compressive stress. The tentative lower limit for the design margin was set to be 2.0 and at least 1.5. For A5083-O and 9% Ni steel, the minimum design margins were above 2.0 and the value for SUS304 was 1.79. This demonstrates the validity of the reduction in the factor of safety in establishing the allowable tensile stresses.

Key Words : refrigerated storage tank, knuckle plate, allowable compressive stress, factor of safety, design margin, buckling, plastic collapse, torispherical shell

1. はじめに

LNG 地上式貯槽の内槽の屋根と側板の接続部および LNG 地下式貯槽の屋根と躯体の接続部の構造の一つとしてナックルプレートがある。ナックルプレートはトリスフェリカル殻のトーラス部に対応し、内圧（ガス圧）により周方向圧縮応力が生じ、座屈する可能性がある。このため、座屈を防止するための許容圧縮応力が必要である。

従来、ナックルプレートは、API 620¹⁾の規定に従って設計されていた。ここでは、内圧を受けるナックルプレートを軸圧縮荷重と内圧を受ける円筒殻に置き換える円筒殻近似 (Fig. 1) を採用し²⁾、一軸圧縮応力状態における許容圧縮応力は、ASME Boiler & Pressure Vessel Code における、降伏応力 30000 ~ 38000psi の鋼材に対する座屈チャートより求め、また、圧縮、引張の二軸応力状態における許容圧縮応力は、せん断ひずみエネルギー説に基づき設定されていた。この API 620 の許容圧縮応力は、降伏応力 30000 ~ 38000psi の鋼材に対する許容圧縮応力を、降伏応力に関係なくすべての鋼材に適用することになっており、材料の有効利用の観点から問題があり、また、アルミニウム合金に対しては、鋼とのヤング率比、降伏応力比で許容圧縮応力を低減することになっており、許容圧縮応力が不連続となる問題点があった。

これらの問題点を解決するために、著者らの一人は、API620 の基本的な考え方に準じた上で、鋼およびアルミニウム合金の機械的性質を考慮できる合理的な許容圧縮応力を提案し³⁾、LNG 地上式貯槽指針⁴⁾に採用され、その後、LNG 地上

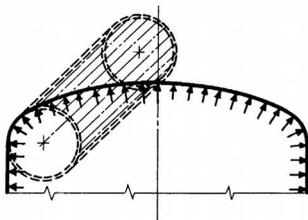


Fig. 1 Analogy between knuckle plate and cylinder

式貯槽指針の改訂版⁵⁾では引き続き、また LNG 地下式貯槽指針の改訂版⁶⁾では新たに採用された。

現行のこれらの指針におけるナックルプレートの許容圧縮応力は、材料の許容引張応力に連動するように規定されているが、許容引張応力は、引張強さに対する安全率 4、降伏応力に対する安全率 1.5 より定められたものである。この安全率 4 および 1.5 という値は、ASME Boiler & Pressure Vessel Code Sec. Div. 1 で採用されていた値であるが、ASME Code においては、1999 年より引張強さに対する安全率が 3.5 に変更された。ASME Code のこの変更に伴い、国内においても、ガス工作物技術基準の許容引張応力の安全率の見直しが行われた。

ナックルプレートの許容圧縮応力は許容引張応力に連動しているが、許容引張応力の安全率が 4 から 3.5 に変更されると許容引張応力が高くなり、従って許容圧縮応力も高くなる。このため、ナックルプレートの破損に対する安全裕度の確認が必要となる。ここでは、許容引張応力の安全率の変更に伴うナックルプレートの破損に対する安全裕度の確認を行った結果について報告する。

2. 現行の指針における許容圧縮応力

現行の LNG 地上式貯槽指針および LNG 地下式貯槽指針においては、ナックルプレートの許容圧縮応力は以下のように与えられている。

$$(a) \frac{t-c}{r} \leq 0.00667$$

$$f_c = \min \left[0.06E \frac{t-c}{r}, Mf_t \right] \quad (1)$$

$$M = \frac{1}{2} \left(-N + \sqrt{4 - 3N^2} \right) \quad (2)$$

$$N = \frac{pR}{2(t-c)f_t} \quad (3)$$

f_c : 許容圧縮応力 (N/mm^2)

f_t : 許容引張応力 (N/mm^2)

P : 最高使用圧力 (MPa)

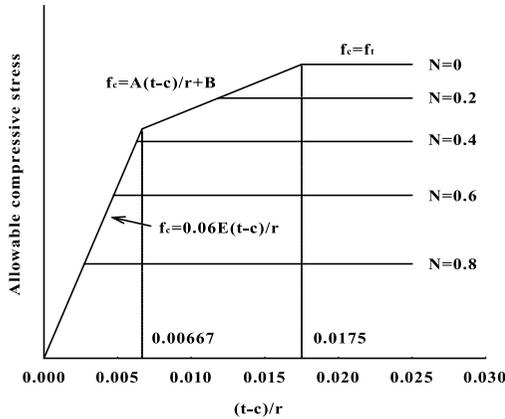


Fig. 2 Allowable compressive stress for knuckle plate

E : 材料のヤング率 (N/mm^2)
 r : ナックルプレートの経線曲率半径 (mm)
 R : ナックルプレートの緯線曲率半径 (mm)
 t : 板厚 (mm) c : 腐れ代 (mm)

(b) $0.00667 < \frac{t-c}{r} \leq 0.0175$

$$f_c = \min \left[A \frac{t-c}{r} + B, Mf_t \right] \quad (4)$$

$$A = 92.3 (f_t - 4 \times 10^{-4} E) \quad (5)$$

$$B = 1.615 \times 4 \times 10^{-4} E - 0.615 f_t \quad (6)$$

(c) $\frac{t-c}{r} > 0.0175$

$$f_c = Mf_t \quad (7)$$

以上の(a)~(c)の関係を Fig. 2 に示す。

3. ナックルプレート安全裕度の検討

3.1 検討方法

ナックルプレートをトリスフェリカル殻のトラス部と考え、トリスフェリカル殻の破損内圧を求め、この内圧よりナックルプレートの破損応力を計算する。この破損応力とナックルプレートの許容圧縮応力を比較し、適切な安全裕度 (= 破損

応力/許容圧縮応力) が確保されていることを確認する。ここでは、安全裕度の目安を 2 とする。

トリスフェリカル殻の内圧による破損モードとしては座屈および塑性崩壊を考え、破損内圧 p_f は、座屈内圧 p_b と塑性崩壊内圧 p_c の小さい方の値とする。

$$p_f = \min (p_b, p_c) \quad (8)$$

(1) 座屈内圧の計算方法

座屈内圧の計算には、Miller が提案した設計式^{7,8)}のうち、Fabricated and Crown and Segment Shell に対する式を採用する。この式は、実機に近い製作方法で作られた試験体による実験結果のほぼ下限を与えるように設定されたものである。

$$\frac{p_b}{p_y} = 0.6 \frac{p_e}{p_y} \quad \frac{p_e}{p_y} < 1.0 \quad (9)$$

$$\frac{p_b}{p_y} = 0.408 + 0.192 \frac{p_e}{p_y} \quad 1.0 \leq \frac{p_e}{p_y} < 8.29 \quad (10)$$

$$\frac{p_b}{p_y} = 2.0 \quad \frac{p_e}{p_y} \geq 8.29 \quad (11)$$

ただし、

$$p_e = \frac{\sigma_e t}{C_2 R_e (1 - 0.5 R_e / r)}$$

弾性座屈応力に対応する圧力

$$p_y = \frac{\sigma_y t}{C_2 R_e (1 - 0.5 R_e / r)}$$

降伏応力に対応する圧力

$$\sigma_e = C_1 E \frac{t}{r} \quad \text{弾性座屈応力}$$

$$C_1 = 9.31 \frac{r}{D} - 0.086 \quad C_2 = 1.25 \frac{r}{D} < 0.08$$

$$C_1 = 0.692 \frac{r}{D} + 0.605 \quad C_2 = 1.46 - 2.6 \frac{r}{D}$$

$$\frac{r}{D} \geq 0.08$$

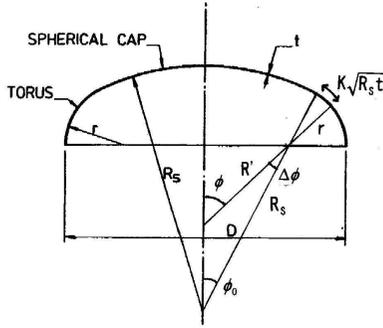


Fig. 3 Torispherical shell

$$R_e = c + r$$

$$c = \frac{a}{\cos(\beta - \phi)} \quad a = 0.5D - r \quad b = R_s - r$$

$$\beta = \arccos\left(\frac{a}{b}\right) \quad \phi = \frac{\sqrt{R_s t}}{r}$$

パラメータ変化の範囲

$$20 < \frac{D}{t} < 2806 \quad 0.72 < \frac{R_s}{D} < 1.82$$

$$0.04 < \frac{r}{D} < 0.35$$

Fig. 3 に、トリスフェリカル殻の形状 (D, R_s, r, t) を示す。なお、座屈内圧を与える(9)~(11)式により、材料に関係なく、弾性座屈、塑性座屈内圧を統一的に求めることが可能である。

(2) 塑性崩壊内圧の計算方法

塑性崩壊内圧の計算には、Galletly ら⁹⁾が、BOSOR5 の結果に curve-fitting を適用して求めた設計公式を用いる。

(a) 鋼

$$\frac{p_c}{\sigma_y} = \frac{12.6(1 + 240\sigma_y/E)(r/D)^{1.04}}{(D/t)^{1.09}(R_s/D)^{0.79}} \quad \frac{R_s}{D} \geq 1 \quad (12)$$

$$\frac{p_c}{\sigma_y} = \frac{12.6(1 + 240\sigma_y/E)(r/D)^{1.04}}{(D/t)^{1.09}(R_s/D)^{1.1}} \quad \frac{R_s}{D} < 1 \quad (13)$$

パラメータ変化の範囲

$$500 < \frac{D}{t} < 1500 \quad 0.75 < \frac{R_s}{D} < 1.5 \quad 0.06 < \frac{r}{D} < 0.18$$

(b) アルミニウム

$$\frac{p_c}{\sigma_y} = \frac{8(1 + 120\sigma_y/E)(r/D)^{1.02}}{(D/t)(R_s/D)^{0.63}} \quad (14)$$

パラメータ変化の範囲

$$500 < \frac{D}{t} < 1500 \quad 1.0 < \frac{R_s}{D} < 1.5 \quad 0.08 < \frac{r}{D} < 0.15$$

パラメータ変化の範囲は、トリスフェリカル殻の形状を変化させて BOSOR により計算した範囲であるが、ここでは、この範囲を若干超えても適用できるものとする。

なお、(9)~(14)式による計算結果と実験結果の比較は実施済みであるが¹⁰⁾、Fig. 4 に座屈の実験結果と(9)~(11)式による計算結果、Fig. 5 に塑性崩壊の実験結果と(12)~(14)式による計算結果を比較したものを示す。これらの図の横軸は計算、縦軸は実験による座屈あるいは塑性崩壊内圧を表しており、実験点が 45 度の線より上にあれば、(9)~(11)式あるいは(12)~(14)式により破損内圧が安全側に推定できることを表す。これらの図より、(9)~(14)式がほぼ実験結果の下限を与えていることが確認される。

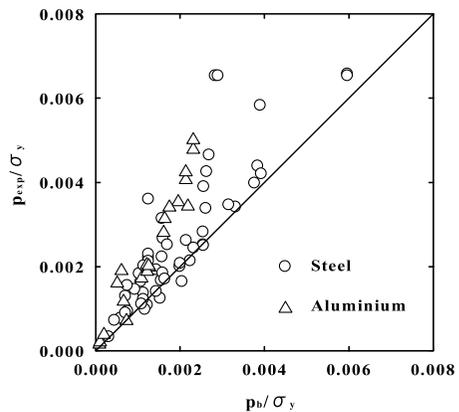


Fig. 4 Comparisons of experimental results and calculated ones by design equations (buckling)

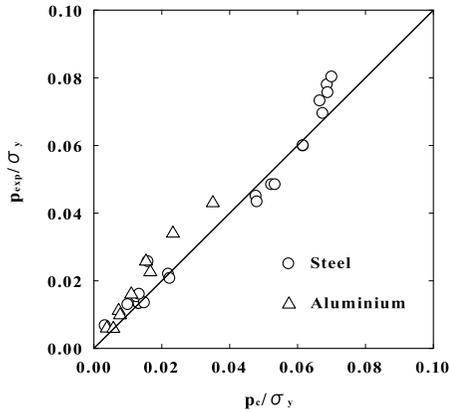


Fig. 5 Comparisons of experimental results and calculated ones by design equations (plastic collapse)

3.2 検討対象

(1) 材料

ここでは、引張強さに対する安全率が4から3.5に変化することにより許容引張応力が変化する、A5083-O、9%Ni鋼およびSUS304を検討対象とする (Table 1)。なお、9%Ni鋼の降伏応力はオーステナイト系溶接材料を用いた場合の溶接金属の値、また、許容引張応力は母材の95%の値であり⁵⁾、実際の設計で用いている値である。

(2) 形状

検討対象の形状は、実機を考慮し以下の通りとする。

$$\frac{R_s}{D} = 0.8, 1.0, 1.2 \quad (15)$$

Table 1 Materials for investigation

Material	Young's modulus (MPa)	Yield stress (MPa)	Allowable tensile stress (MPa)	
			FS : 4	FS : 3.5
A5083-O	71000	120	69	78
9%Ni	191000	360	163.4	186.7
SUS304	195000	205	129	136

FS : Factor of safety

$$\frac{r}{D} = 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.15 \quad (16)$$

$$\frac{D}{t} = 500 \sim 2000 \quad (17)$$

応力評価位置の緯線の曲率半径 R としては、

$$R = R_s \quad R = R' \quad (18)$$

の2ケースが考えられるが、ここでは、周方向応力の絶対値が最大となる点 (Fig. 3において $K = 0.6$) の R' を採用する。また、(8)式で求めた破損内圧 p_f を用い、次式により破損応力 (周方向応力であり圧縮を正) を計算し、許容圧縮応力と比較する。

$$\sigma_{bf} = \frac{p_f R}{t} \left(1 - \frac{R}{2r} \right) \quad (19)$$

なお、腐れ代は考慮しないこととする。

3.3 検討結果

(1) A5083-O

Fig. 6に、 $R_s/D = 0.8$ 、安全率3.5の場合の

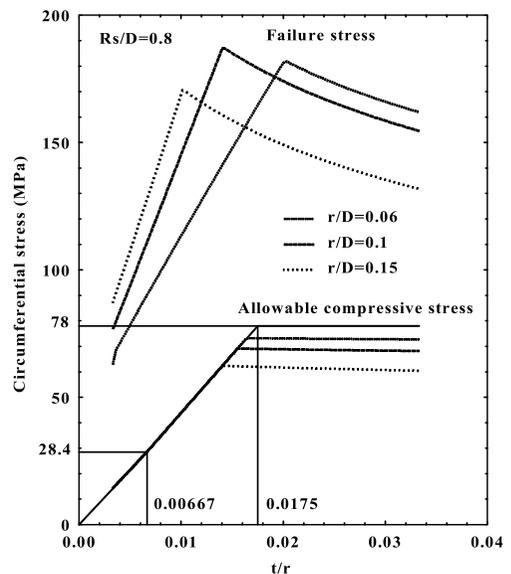


Fig. 6 Relation between failure stress and allowable compressive stress (A5083-O, FS=3.5)

破損応力と許容圧縮応力の関係, Fig. 7 に, $R_s/D=0.8$, $r/D=0.1$ の場合の安全裕度, Fig. 8 に, 安全率 3.5 の場合の, 各 R_s/D , r/D における $D/t=500 \sim 2000$ に対する最小安全裕度を示す。Fig. 6 の許容圧縮応力において, 太い実線は一軸, 点線等は二軸応力状態に対する許容圧縮応力である。

Fig. 6 において, 破損応力は t/r の増加と共に増加し最大値に達するが, その後減少する。このピークよりも t/r が小さい側では座屈, 大きい側では塑性崩壊により破損応力が決まっている。

領域 $t/r \leq 0.00667$ においては, 許容圧縮応力が許容引張応力に関係がないことより, この領域では安全率 4 と 3.5 で安全裕度に差がないことが Fig. 7 よりわかる。Fig. 8 において, 最も安全

裕度が小さいのは $R_s/D=1.2$, $r/D=0.06$ の場合であるが, この場合でも安全裕度は 2.12 あり, A5083-O の場合, 許容引張応力における引張強さに対する安全率を 3.5 としても問題ないことが確認される。

(2) 9%Ni 鋼

Fig. 9 に, $R_s/D=0.8$, 安全率 3.5 の場合の破損応力と許容圧縮応力の関係, Fig. 10 に, $R_s/D=0.8$, $r/D=0.1$ の場合の安全裕度, Fig. 11 に, 安全率 3.5 の場合の, 各 R_s/D , r/D における $D/t=500 \sim 2000$ に対する最小安全裕度を示す。

Fig. 11 において, 最も安全裕度が小さいのは

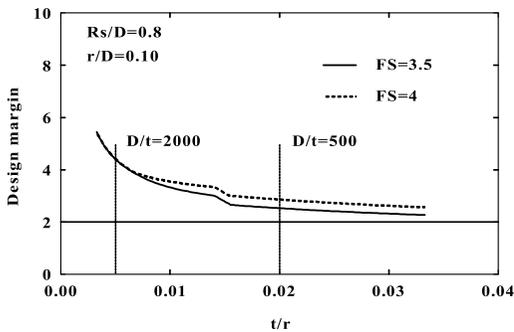


Fig. 7 Design margin (A5083-O)

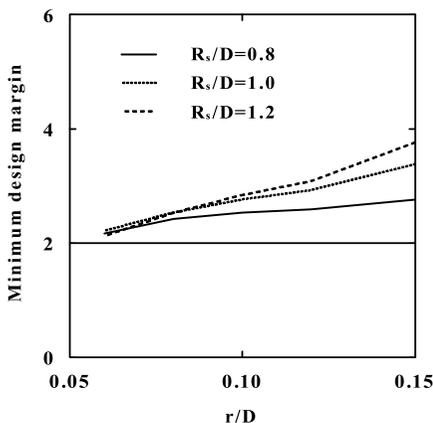


Fig. 8 Minimum design margin (A5083-O, FS=3.5)

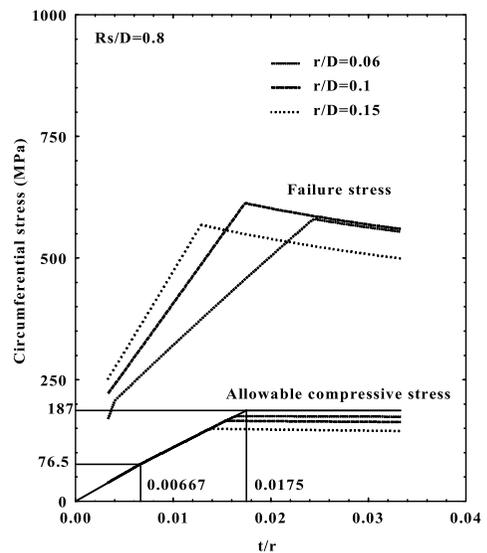


Fig. 9 Relation between failure stress and allowable compressive stress (9%Ni, FS=3.5)

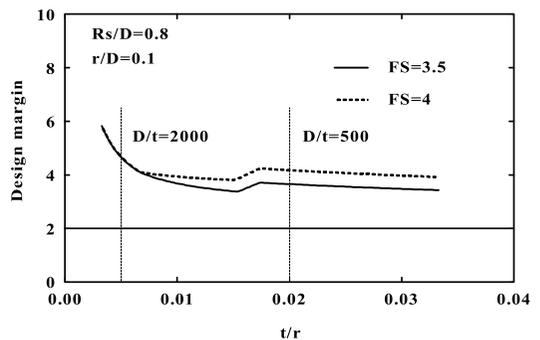


Fig. 10 Design margin (9%Ni)

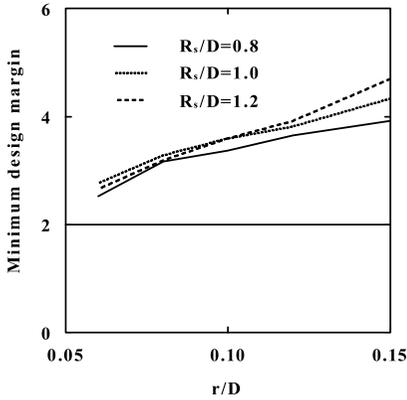


Fig. 11 Minimum design margin
(9%Ni, FS=3.5)

$R_s/D = 0.8$, $r/D = 0.06$ の場合であるが、この場合でも安全裕度は 2.52 あり、9%Ni 鋼の場合、許容引張応力における引張強さに対する安全率を 3.5 としても問題ないことが確認される。

(3) SUS304

Fig. 12 に、 $R_s/D = 0.8$ 、安全率 3.5 の場合の破損応力と許容圧縮応力の関係、Fig. 13 に、 $R_s/D = 0.8$ 、 $r/D = 0.1$ の場合の安全裕度、Fig. 14 に、安全率 3.5 の場合の、各 R_s/D 、 r/D における $D/t = 500 \sim 2000$ に対する最小安全裕度を示す。

Fig. 14 より、安全率 3.5 の場合、 R_s/D が大きく、 r/D が小さい場合には安全裕度が 2 を割り込むことがあることが確認される。最小安全裕度は、

$$R_s/D = 1.0 \quad r/D = 0.06 \quad D/t = 500$$

最小安全裕度：1.92

$$R_s/D = 1.2 \quad r/D = 0.06 \quad D/t = 500$$

最小安全裕度：1.79

である。Fig. 15 に、 $R_s/D = 1.2$ 、 $r/D = 0.06$ の場合の安全裕度を示す。この図より、安全裕度が 2 を割り込むのは塑性崩壊が破損を支配している領域であることがわかる。また、 $R_s/D = 1.0$ 、 $r/D = 0.06$ の場合も同様である。API620 の許容圧縮応力の基となった ASME Boiler & Pressure Vessel Code の座屈チャートは、円筒殻の軸圧縮座屈試験結果の平均値に対してほぼ 2 の安全裕度を有しており²⁾、これが本報において安全裕度の

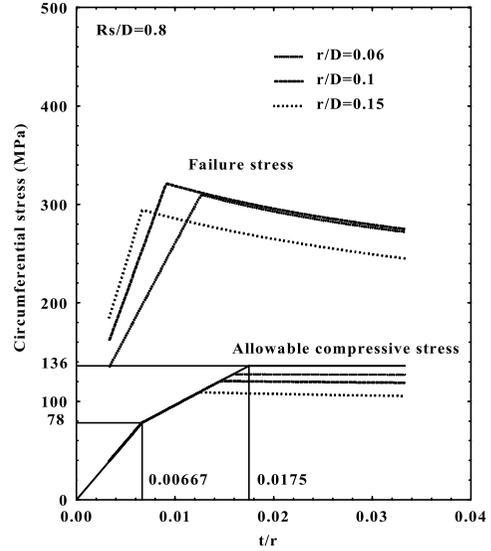


Fig. 12 Relation between failure stress and allowable compressive stress (SUS304, FS=3.5)

compressive stress (SUS304, FS=3.5)

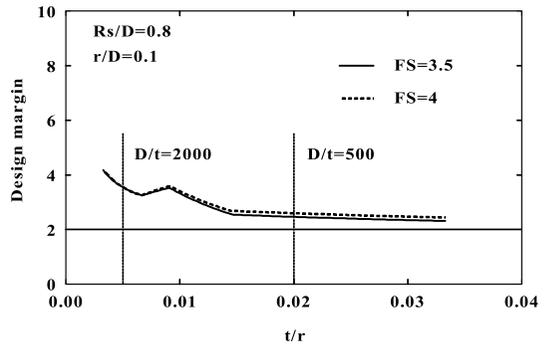


Fig. 13 Design margin (SUS304)

目安として 2 を採用した理由である。ただし、既存の規準などから安全裕度は 1.5 でもよいと考えられ、以下にその根拠を示す(本報における安全裕度は、以下の説明における安全率にほぼ対応する)。まず座屈について考える。ヨーロッパ鋼構造連合 ECCS が提案している設計規準の中に鋼製殻の座屈についてのもがあり¹¹⁾、対象の一つにトリスフェリカル殻が含まれている。内圧を受けるトリスフェリカル殻の場合、基準強度として実験結果の下限を与える設計公式¹²⁾を採用し、

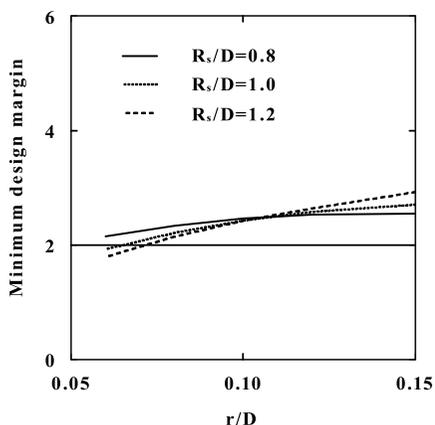


Fig. 14 Minimum design margin (SUS304, FS=3.5)

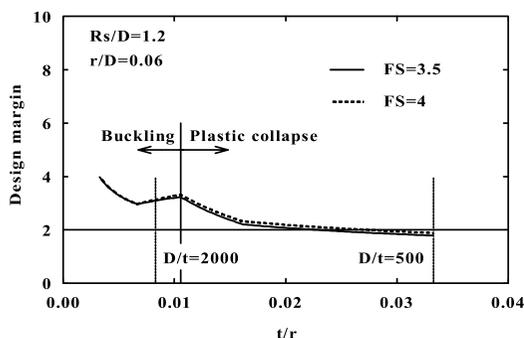


Fig. 15 Design margin (SUS304)

これに対する安全率を1.5としている。また、ASME Boiler & Pressure Vessel Code Sec. Div 2¹³⁾においては、内圧を受けるトリスフェリカル殻の場合、Millerが提案した(9)~(11)式を修正した式¹⁴⁾をさらに修正した式に対して安全率1.5を考慮するよう規定されている。次に、塑性崩壊について考える。上記 ECCS 規準の場合、内圧を受けるトリスフェリカル殻の塑性崩壊防止の規定も設けられており、この場合も、実験結果の下限に対応する設計公式¹⁵⁾に対して安全率1.5を考慮するよう規定されている。また、ASME Boiler & Pressure Vessel Code Sec. Div. 1¹⁶⁾においては、一次膜+曲げ応力に対する制限として、塑性崩壊に対する安全率1.5を規定している¹⁷⁾。ただし、膜応力と曲げ応力の組み合わせによっては、最小の安全裕度は1.27である¹⁸⁾。以上の

様に、座屈および塑性崩壊の場合ともに、内圧を受けるトリスフェリカル殻に対しては安全率1.5の規準が見受けられる。本報で採用した座屈に対する(9)~(11)式および塑性崩壊に対する(12)~(14)式は、Fig. 4およびFig. 5に示したように実験結果の下限を与えており、これに対する安全率は1.5、すなわち本報における検討に対する安全裕度の目安は1.5としてよいと考えられる。上記のように、SUS304の最小安全裕度は1.79であり、目安1.5を上回っている。

以上のことより、SUS304の場合についても、許容引張応力における引張強さに対する安全率を3.5としても問題ないことが確認される。

4. まとめ

現行のLNG地上式貯槽指針、LNG地下式貯槽指針におけるナックルプレートの許容圧縮応力は、材料の許容引張応力に連動している。現行の許容引張応力における引張強さに対する安全率は4であるが、ASME Boiler & Pressure Vessel Code Sec. , Div. 1の許容引張応力における引張強さに対する安全率が4から3.5に変更になった。これに伴い、国内においても、ガス工作物技術基準の許容引張応力の見直しが行われた。ここでは、許容引張応力の安全率の変更に伴うナックルプレートの破損に対する安全裕度の確認を行った結果について報告した。

ナックルプレートをトリスフェリカル殻のトラス部と考え、トリスフェリカル殻の破損内圧を求め、この内圧よりナックルプレートの破損応力を計算した。この破損応力とナックルプレートの許容圧縮応力を比較し、安全裕度(=破損応力/許容圧縮応力)を計算した。安全裕度の目安を2とした。

材料としては、引張強さに対する安全率が4から3.5に変化することにより許容引張応力が変化する、A5083-O、9%Ni鋼およびSUS304を対象とした。その結果、引張強さに対する安全率が3.5となっても、A5083-Oおよび9%Ni鋼の場合には最小安全裕度が2以上あることが確認された。

SUS304の場合、最小安全裕度は1.79となったが、内圧を受けるトリスフェリカル殻に対する安全率が1.5の規準が見受けられることより、安全裕度の目安は1.5でよいものと考えられた。以上のことより、許容引張応力における引張強さの安全率が4から3.5と変更になっても、ナックルプレート破損に関しては問題ないことが確認された。

なお、安全率の変更は、ガス工作物技術基準の解釈例の一部変更の形で、2008年3月31日付けで実施された。

参考文献

- 1) API Standard, "Recommended Rules for Design and Construction of Large, Welded, Low-Pressure Storage Tanks", API 620 (1977).
- 2) Dvorak, J. J. and McGrath, R. V.; "Biaxial Stress Criteria for Large Low-Pressure Tanks", Welding Research Council Bulletin, No. 69, pp. 14 - 24 (1961).
- 3) 浜中順一, 大矢弘史, 烏野信美, 高野真延; "地上2重殻式低温貯蔵タンクの座屈に対する考察 - 円筒胴補強リングの設計法とナックルプレートの許容圧縮応力 - ", 石川島播磨技報, 21巻, 1号, p. 28 - 36 (1981).
- 4) 日本瓦斯協会, "LNG地上式貯槽指針", (1981).
- 5) 日本ガス協会, "LNG地上式貯槽指針", JGA指-108 - 02 (2002).
- 6) 日本ガス協会, "LNG地下式貯槽指針", JGA指-107 - 02 (2002).
- 7) Miller, C. D.; "Buckling Criteria for Torispherical Heads under Internal Pressure", Welding Research Council Bulletin, No. 444, (1999).
- 8) Miller, C. D.; "Buckling Criteria for Torispherical Heads under Internal Pressure", J. Pressure Vessel Technology, Vol. 123, No. 3, pp. 318 - 323 (2001).
- 9) Radhamohan, S. K. and Galletly, G. D.; "Plastic Collapse of Thin Internally Pressurized Torispherical Shells", J. Pressure Vessel Technology, Vol. 101, No. 4, pp. 311 - 320 (1979).
- 10) 大矢弘史, 茨田高志; "トリスフェリカル殻の内圧座屈・塑性崩壊の設計公式", 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2006 CD-Rom講演論文集, (2006).
- 11) European Convention for Constructional Steelwork, "Buckling of Steel Shells: European Recommendations (Fourth Edition)", (1988).
- 12) Galletly, G. D.; "A Simple Design Equation for Preventing Buckling in Fabricated Torispherical Shells under Internal Pressure", J. Pressure Vessel Technology, Vol. 108, No. 4, pp. 521 - 526 (1986).
- 13) ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section Division 2, "Rules for Construction of Pressure Vessels: Alternative Rules", (2007).
- 14) Mokhtarian, K., Osage, D. A., Janelle, J. L. and Juliano, T.; "Design of Torispherical and Ellipsoidal Heads Subjected to Internal Pressure", Welding Research Council Bulletin, No. 501, (2005).
- 15) Shield, R. T. and Drucker, D. C.; "Design of Thin-Walled Torispherical and Toriconical Pressure-Vessel Heads", J. Applied Mechanics, Vol. 28, No. 2, pp. 292 - 297 (1961).
- 16) ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section Division 1, "Rules for Construction of Nuclear Facility Components", (2007).
- 17) Hechmer, J. and Hollinger, G. L.; "Subsection NB-Class 1 Components", Companion Guide to the ASME Boiler & Pressure Vessel Code (Second Edition), Vol. 1, ASME, pp. 193 - 232 (2006).
- 18) 安藤良夫, 岡林邦夫; "原子力プラントの構造設計", 東京大学出版会, pp. 68 - 75 (1977).