化学プラントにおける圧力設備への供用適性評価技術の適用

住友化学(株)　生産技術センター
戒　田　拓　洋

Fitness-For-Service Assessment for Pressure Equipment in Chemical Plants

Sumitomo Chemical Co., Ltd.
Process & Production Technology Center
Takuyo KAIDA

Fitness-For-Service (FFS) assessments are quantitative engineering evaluations to demonstrate the structural integrity of an in-service component that may contain a flaw or damage. FFS assessment has become popular in the past ten years. One of the reasons why the assessment has become familiar is that some engineering standards have been published. Recently, the engineering standards have evolved to be more international and comprehensive, for example, by the release of a joint American Petroleum Institute (API)/ American Society of Mechanical Engineers (ASME) FFS standard. This paper provides an interpretation of local metal loss assessment procedures based on API/ASME FFS standard and experimental and numerical validation analysis results of FFS assessment.

はじめに

当社では、1970年代の高度成長期に建設された設備を中心に、30年を超えて稼動している経年化プラントを数多く保有しており、一部の機器では40年に達している。一方で、サウジアラビアでの大型石油精製・石油化学プラントの建設や、シンガポールでの基礎化学品製造プラントの増強など、新規建設も進めている。このような、さまざまな履歴、特徴を持つプラントについて、安全、安定操業を維持していくことが、重要な課題となってきている。

プラントの圧力設備の安全性を確保するためには、その設計、製作技術が重要である。国内の圧力設備の設計、製作は圧力容器関連四法（高圧ガス保安法、労働安全衛生法、電気事業法、ガス事業法）によって、性能規定化された技術基準が定められ、日本工業規格（JIS）により設計の仕様規定が制定されている[1)]。このJIS規格は、国際的な圧力設備の設計規格であるアメリカ機械学会（American Society of Mechanical Engineers: ASME）Boiler and Pressure Vessel Code[2)]と整合性が取られている。

設計、製作に並ぶ重要な技術が、プラントの維持技術である。維持技術は、検査、評価、補修・取替えの3本柱から成っている[3)]。検査とは、供用中に発生した損傷を検出するための非破壊検査技術であり、評価とは、検査で検出された損傷が、設備の健全性に影響するかどうかを破壊力学的観点から評価を行う技術である。この評価を供用適性評価（Fitness For Service: FFS）と呼ぶ。補修・取替えとは、供用適性評価の結果、健全性に影響すると判断された損傷について補修・取替えを行う技術である。これらの技術は、個々の圧力設備に対し、一律のメンテナンスを行うのではなく、設備の種類、履歴、損傷の種類、部材の強度に応じた最適な判断指標を提供するものである。原子力分野では、既に民間規格によって原子力発電所の維持の方法の仕様が定められ運用が始まっている[4)]。

国内の化学プラント圧力設備の分野では、これらのプラント維持技術について設備の使用状況等に応じた規格の作成、運用を目指している。その中でも、

石油連盟/石油化学工業協会主催の供用適性評価研究会（FFS研究会）では、ASMEとアメリカ石油協会（American Petroleum Institute: API）が合同で作成した維持規格であるAPI 579-1/ASME FFS-1[5]（以下、API/ASME FFS-1）に着目し、FFS技術についてさまざまな活動を行っている。筆者も当研究会に参画し、共同検討、意見交換を行っている。

本報では、FFS技術の導入を目指すにあたって、化学プラントにおける圧力設備の設計基準と維持基準の関係を整理する。また、FFS技術のうち減肉損傷評価について、技術の背景を概説すると共に筆者が実施した破壊試験と有限要素法（Finite Element Method: FEM）によるシミュレーション結果について紹介する。加えて、FFS研究会での検討状況を紹介し、今後の展望について述べる。

設計基準と維持基準

FFS技術を含む維持基準の導入を目指すためには、設計基準との関係を整理する必要がある。一般的な思想として、「ものは製作時のままでなければならない」という考え方がある。しかし、ものは必ず損傷、劣化を生じる。本質的には損傷、劣化を避けられないものを安全かつ継続的に供用していくための基準が維持基準である。ここでは圧力設備の設計基準と維持基準ではそれぞれどのような思想で安全を確保しているのか、両基準の関係について述べる。維持基準については減肉損傷評価における具体的な考え方についても解説する。

1．設計基準[6]

圧力設備の設計基準は、公式による設計（Design by rule）と解析による設計（Design by analysis）に分類される。公式による設計では、破壊モードを塑性崩壊で代表させて大きい安全係数を設定し、全ての破壊モードに対する安全性を確保している。圧力設備の塑性崩壊とは、荷重を付加していったときに、シェルが全断面降伏して荷重の増加が無い状態で変形が進行しうる状態である。ここでの安全係数Sとは、基準強度σ_cを確定値としたとき、許容応力σ_aを次のように制限する係数Sのことである。

$$\sigma_a = \frac{\sigma_c}{S} \qquad \text{(Eq. 1)}$$

一方、解析による設計では、起こりうる全ての破壊モードを想定し、詳細応力解析を実施して、応力制限と温度制限を行い、公式による設計よりも安全係数を小さく設定できる。公式による設計、解析による設計の例として国内の設計規格であるJIS B8265、B8266、B8267の非クリープ域での基準応力と安全係数をFig. 1に示す。なお、σ_{uts}は材料の引張強さ、σ_{ys}は材料の降伏応力である[1),7),8)]。

設計基準において許容応力の式に定義されている安全係数は、運転状態の予測に基づいて設定されるものであり経験的なものである。全ての破壊モードに対して安全性を確保するために大きなマージンを取らざるを得ないが、許容応力という一律の考え方を導入することで、設計で必要な圧力設備の肉厚が一意に決まり、解析に要する労力を軽減できるという利点もある。

JIS B8265 $\sigma_a = \min\left[\frac{\sigma_{uts}}{4}, \frac{\sigma_{ys}}{1.5}\right]$ (Design by rule)

JIS B8266 $\sigma_a = \min\left[\frac{\sigma_{uts}}{3}, \frac{\sigma_{ys}}{1.5}\right]$ (Design by analysis)

JIS B8267 $\sigma_a = \min\left[\frac{\sigma_{uts}}{3.5}, \frac{\sigma_{ys}}{1.5}\right]$ (Design by rule)

Fig. 1 Normative stress and design factor

2．維持基準

維持基準の役割は設計時の予測が正しかったかどうか確認し、安全、安定操業を継続していくことである。実績データを集めることで、想定する破壊形態を特定して安全係数を設定する。したがって、全ての破壊モードを考慮した設計基準と維持基準の安全係数は異なる値となる。さらに、「基準強度に対する安全係数」という考え方自体も維持基準では見直され、破壊モードや損傷の種類等に応じて合理的な安全確保の考え方が採用される。

API/ASME FFS-1における減肉損傷評価では、破壊モードを塑性崩壊に特定する。安全確保を評価する指標として、残存強度係数（Remaining Strength Factor: *RSF*）を用いる。

$$RSF = \frac{P_{DC}}{P_{UC}} \qquad \text{(Eq. 2)}$$

ここで、P_{DC}は減肉損傷を受けた設備の塑性崩壊荷重、P_{UC}は健全な設備の塑性崩壊荷重である。例えば、$RSF = 0.8$とは設備に80％の強度が残存していることを表しており、言い換えると20％強度が低下したといえる。*RSF*を最大許容運転圧力（Maximum Allowable Working Pressure: *MAWP*）という概念と組み合わせることで次のように設備の安全性評価を行う。

(1) t_cの決定

Eq. 3、Eq. 4のどちらかを利用して評価に用いる肉厚t_cを算出する。t_cは健全な部位の実肉厚を表す。

$$t_c = t_{nom} - LOSS - FCA \quad \text{(Eq. 3)}$$

$$t_c = t_{rd} - FCA \quad \text{(Eq. 4)}$$

ここで、t_{nom}は公称肉厚、$LOSS$は建設から評価時までの一様減肉量、t_{rd}は減肉から離れた位置での肉厚、FCAは将来腐食しろである。

(2) $MAWP$の決定

次式により$MAWP$を求める（設備が円筒容器の場合）。

$$MAWP = \frac{\sigma_a E t_c}{R_i + 0.6 t_c} \quad \text{(Eq. 5)}$$

ここで、σ_aは設計時の許容応力、Eは設計時の溶接継手効率、R_iは内半径である。

API/ASME FFS-1における$MAWP$の意味するところは、減肉損傷を受けていない設備を想定したときの仮の最大許容運転圧力である。

(3) $MAWP_r$の決定

次式により減肉損傷を受けた設備の最大許容運転圧力（reduced permissible Maximum Allowable Working Pressure: $MAWP_r$）を定義する。

$$MAWP_r = MAWP \qquad for\ \ RSF \geq RSF_a \quad \text{(Eq. 6)}$$

$$MAWP_r = MAWP \frac{RSF}{RSF_a} \qquad for\ \ RSF < RSF_a \quad \text{(Eq. 7)}$$

ここで、RSF_aはRSFの許容値である。

API/ASME FFS-1では減肉損傷を受けた圧力設備は$MAWP_r$以下の圧力で運転することが許される。Eq. 6は$RSF \geq RSF_a$である限り、健全な設備と同じ最大許容運転圧力を$MAWP_r$として定めるものである。つまり、減肉損傷を受けてもRSF_aの強度が残存していれば安全性に問題は無いと考える。Eq. 7は、$RSF < RSF_a$のときは減肉損傷を受けていない設備の$MAWP$に対し、RSFを乗じることによって減肉損傷による強度低下分を$MAWP_r$に転嫁し、RSF_aで除することによって許容されている強度低下分を$MAWP_r$に上乗せするものである。これは、$RSF < RSF_a$となった減肉においても$MAWP_r$を低下させることにより、$RSF = RSF_a$と同等の塑性崩壊荷重に対する安全マージンを確保するものである。

API/ASME FFS-1においてRSF_aは保守的な値として0.9としている。この値の意味するところは、「維持基準では減肉損傷を生じることによる10%強度低下を許容する」である。API/ASME FFS-1では10%の根拠として、設計基準における一次局部膜応力の定義を挙げている。ASME設計規格と整合性を取っているJIS B8266には次の記述がある。

「設計荷重によって生じる一次局部膜応力強さに対する許容値は$1.5kS_m$とする。ここで局部とは$1.1S_m$を越える一次膜応力強さの範囲が子午線方向に$1.0\sqrt{Rt}$以内でその領域から子午線方向に$2.5\sqrt{R_m t_m}$の範囲内に$1.1S_m$を越える一次膜応力強さが存在しない場合をいう。ここに、S_mは材料の許容応力（設計応力強さ）、kは許容応力に乗じる割増係数、Rは当該部の法線半径（中立面から中立軸までの法線距離）、tは当該部の最小厚さ、R_m、t_mは一次局部膜応力強さがS_mを越える部分の法線半径の平均及び最小厚さの平均。」

このように、設計基準では局部周辺で膜応力が10%上昇する範囲は無視している。$RSF_a = 0.9$は設計基準と整合をとる形で説明がされている。

減肉損傷の供用適性評価の技術的背景[9),10)]

前章では設計基準と維持基準の関係を整理し、維持基準における減肉損傷の安全性評価方法について解説した。減肉損傷評価の中で工学技術を必要とするものの一つに、減肉損傷を受けた圧力設備の塑性崩壊荷重の算出が挙げられる。その技術的背景を理解するためには、健全な圧力設備の塑性崩壊荷重の算出から考えていく必要がある。ここでは設備の形状を円筒容器、荷重は内圧のみと仮定して解説を行う。

1．健全な容器の塑性崩壊

健全な容器は、シェルにかかる応力が流動応力に達したときに塑性崩壊すると考える。塑性崩壊荷重P_{UC}は薄肉円筒を仮定し、内径基準で考えたとき、流動応力σ_{flow}、内径D_i、公称肉厚tを用いて、以下で表される。

$$P_{UC} = \frac{2t}{D_i} \sigma_{flow} \quad \text{(Eq. 8)}$$

また、厚肉円筒を仮定したときには以下のNadaiが提案した式がある。

$$P_{UC} = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_{flow} \ln\left(\frac{R_o}{R_i}\right) \quad \text{(Eq. 9)}$$

ここで、R_oは外半径、R_iは内半径である。流動応力は、一般には降伏応力σ_{ys}と引張強さσ_{uts}の平均値$(\sigma_{ys} + \sigma_{uts})/2$が用いられるが、破壊試験の結果とよく合うように種々の提案がある。

2．軸方向貫通き裂を有する円筒容器の破壊応力[11)]

減肉を有する円筒容器の塑性崩壊荷重推定手法の

基礎は、貫通き裂を有する耐圧円筒の破壊解析に基づいたものである。軸方向に貫通き裂を有する円筒の内圧による破壊時の周方向応力は、貫通き裂を有する平板の破壊応力より低く円筒は平板より弱い。これは、円筒は内圧による円周方向応力を受けるだけでなくき裂のまわりで膨れ（bulging）を生じるような曲げを受けるためである。Foliasは、軸方向貫通き裂を有する薄肉円筒の応力拡大係数の解析を行い、円筒の破壊応力と平板の破壊応力の関係を理論的に見出した[12), 13)]。

$$\sigma^{*}_{H} = \sigma^{*} M^{-1} \qquad \text{(Eq. 10)}$$

$$M = \left[1 + 1.61\frac{C^2}{R_i \cdot t}\right]^{\frac{1}{2}} \qquad \text{(Eq. 11)}$$

ここでσ^{*}_{H}、は円筒容器の破壊応力、σ^{*}は平板の破壊応力、Cは軸方向き裂長さの1/2、R_iは内半径、tは肉厚である。MはBulging factor、もしくは、Folias factorと呼ばれ、円筒とき裂の形状によって定まるものである。Foliasは応力拡大係数計算を元にした弾性計算によりMを求めたが、高靭性材料の円筒の破壊応力σ_fについては流動応力σ_{flow}を用いて以下のように表される[14)]。

$$\sigma_f = \sigma_{flow} M_t^{-1} \qquad \text{(Eq. 12)}$$

$$M_t = \left[1 + 1.61\frac{C^2}{R_i \cdot t}\right]^{\frac{1}{2}} \qquad \text{(Eq. 13)}$$

高靭性材料の破壊応力式は、係数M_tにFoliasの提案したBulging factorと同様の式を採用している。この他にもM_tには種々の提案がなされている。

3．表面き裂を有する円筒容器の破壊応力

貫通き裂を有する円筒容器の破壊応力に対し、表面き裂を有する円筒容器の破壊応力は貫通き裂の解析でのM_tを用いて定式化される。軸方向にFig. 2に示すような矩形の表面き裂を有し、大規模降伏条件下で破壊する耐圧円筒の破壊応力は全体崩壊の式と局部崩壊の式の2種類が存在する。

Fig. 2 Longitudinal crack-like flaw model

破壊応力σ_f^{*}は流動応力σ_{flow}を用いて次式で表される。

$$\sigma_f^{*} = \sigma_{flow} M_s^{-1} \qquad \text{(Eq. 14)}$$

M_sは表面き裂に対する形状補正係数でありM_tを用いて表される。局部崩壊式と全体崩壊式は次式である[15)]。

・局部崩壊式

$$M_s = \frac{1 - \frac{1}{M_t}(1 - R_t)}{R_t} \qquad \text{(Eq. 15)}$$

・全体崩壊式

$$M_s = \frac{1}{R_t + \frac{1}{M_t}(1 - R_t)} \qquad \text{(Eq. 16)}$$

$$R_t = 1 - \frac{d}{t} \qquad \text{(Eq. 17)}$$

ここで、R_tは残存肉厚比、dはき裂深さ、tは肉厚である。両者の大きな違いは$d \to t$のときのM_sの挙動である。局部崩壊式のM_sは$d \to t$で$M_s \to \infty$となり破壊応力は0に収束する。全体崩壊式のM_sは$d \to t$で$M_s \to M_t$となり破壊応力は貫通き裂の破壊応力値に収束する。表面き裂の場合、局部崩壊荷重に達すると板厚を貫通して貫通き裂の状態になると考えられる。全体崩壊荷重に達すると円筒容器は軸方向に破壊すると考えられる。

4．減肉損傷評価への拡張

減肉損傷評価では、Fig. 3のように減肉形状を長手方向に投影したき裂と等価と考えると、き裂が減肉に変わっても破壊応力の算出式は基本的に変わらない。ただし、き裂においては[局部崩壊＝表面き裂の貫通]、[全体崩壊＝容器の軸方向破壊]と区分することができたが、減肉では「き裂の進展」という概念が無いため、こういった区分ができない。また、き裂を有する円筒容器の破壊応力を表す式を、三次元的広がりをもつ減肉を有する円筒容器の破壊を表す

Fig. 3 Projection of Local Thin Area in cylindrical component

式としてそのまま扱うことは、必ずしも現実に近い結果が得られるとは限らない。したがって、減肉を有する円筒容器の破壊を表現するために、Eq. 14におけるM_sに対応する係数を見出す必要がある。

API/ASME FFS-1では、破壊モードを塑性崩壊に特定しRSFという係数を塑性崩壊荷重の比として定義した。M_s^{-1}に対応する係数がRSFに対応する。API/ASME FFS-1では規格に採用するRSFの算出式を定めるために合計32種類の評価式を挙げ最適な手法を検討した。API/ASME FFS-1が実施した検討内容を以下に示す[16)]。

(1) バースト試験、FEM解析結果の収集

API/ASMEで蓄積した1000近いバースト試験、FEM解析結果を収集し、容器形状、減肉形状、破壊圧力を整理した。

(2) RSF評価による破壊圧力の算出

(1)で整理したそれぞれの試験、解析条件（容器形状、減肉形状）に対し、32種類のそれぞれの評価方法によってRSFを算出した。ここで、減肉を有する圧力設備の破壊圧力P_fを次式とする。

$$P_f = P_{fo} \times RSF \qquad \text{(Eq. 18)}$$

P_{fo}は健全な圧力設備の破壊圧力である。P_{fo}についてAPI/ASME FFS-1では、Svenssonの提案する式を用いた。

$$P_{UC} = \sigma_{uts}\left(\frac{e}{n}\right)^n\left(\frac{0.25}{n+0.227}\right)\cdot\ln\left[\frac{R_o}{R_i}\right] \qquad \text{(Eq. 19)}$$

ここで、nは材料の加工硬化指数である。

(3) バースト試験、FEM解析結果とRSF算出式から求めた破壊圧力との比較

(1)で収集した試験、解析結果と、(2)で算出した破壊圧力を比較した。

32種類の方法から最もバースト試験結果や解析結果に合致する式を検討した結果、採用されたRSFは以下の式である（API/ASME FFS-1 Part5 Level 1 円筒容器）。

$$RSF = \frac{R_t}{1 - \dfrac{1}{M_t}(1 - R_t)} \qquad \text{(Eq. 20)}$$

ここで、

$$R_t = \frac{t_{mm} - FCA}{t_c} \qquad \text{(Eq. 21)}$$

$$\begin{aligned} M_t = {} & 1.0010 - 0.014195\lambda + 0.29090\lambda^2 \\ & - 0.096420\lambda^3 + 0.020890\lambda^4 - 0.0030540\lambda^5 \\ & + 2.9570(10^{-4})\lambda^6 - 1.8462(10^{-5})\lambda^7 + 7.1553(10^{-7})\lambda^8 \\ & - 1.5631(10^{-8})\lambda^9 + 1.4656(10^{-10})\lambda^{10} \end{aligned} \qquad \text{(Eq. 22)}$$

$$\lambda = \frac{1.285s}{\sqrt{D_i t_c}} \qquad \text{(Eq. 23)}$$

R_t ：残存肉厚比
t_{mm} ：最小測定肉厚
FCA ：将来腐食しろ
s ：軸方向減肉長さ
t_c ：減肉部から離れた場所での健全な肉厚
D_i ：容器の内径

Eq. 20は、表面き裂の局部崩壊式のM_sの逆数と同じ形をしている。ただしM_tについては、Janneleらが行った有限要素法（Finite Element Method: FEM）による弾塑性解析結果をフィッティングすることで導出したものである。

5. 曲げ荷重（軸方向応力）に関する評価

これまで内圧を受ける設備についての評価手法を概説した。一方で、曲げ荷重を受ける設備についても評価を行う必要がある。API/ASME FFS-1 Part 5では、Level 1評価においては、曲げ荷重を受ける設備については適用不可としている。Level 2評価では、曲げ荷重の影響を評価するために材料力学に基づいた断面係数による評価式を与えている。内圧による周方向応力、内圧、運転荷重および地震荷重による軸方向応力より算出されたミーゼス相当応力によって評価する。

本報では詳細を割愛するが、API/ASME FFS-1の曲げ荷重に関する評価によって、地震荷重や風荷重に対する評価を行うことが可能である。

減肉配管のバースト試験とFEMシミュレーション[17),18)]

前章ではAPI/ASME FFS-1による減肉損傷評価の技術的背景を健全な円筒容器の塑性崩壊荷重から順を追って解説した。API/ASME FFS-1では、き裂評価を減肉損傷評価へ拡張するために破壊試験やFEMシミュレーションの結果から経験的に算出式を定めている。供用適性評価技術の国内導入を目指していくために重要なことは、国内でも破壊試験やFEMシミュレーションの結果を蓄積していき、国際規格の安全性を検証していくことだと考える。また、これらの結果は損傷評価手法が今後発展していくときにも有効である。本報では筆者が行ったバースト試験につ

いて紹介し、API/ASME FFS-1の安全マージンを検証する。またFEMシミュレーションによる破壊圧力算出結果についても紹介する。

1．減肉配管のバースト試験に基づく検証

API/ASME FFS-1における*RSF*の算出には周方向減肉長さは関与しない。つまり、軸方向減肉長さと最小測定肉厚が同じであると幅（周方向減肉長さ）が狭い減肉であっても幅が広い減肉であっても減肉した容器の破壊圧力は同等としている。しかし、減肉を有する円筒容器に圧力を付加すると、幅が狭い減肉の方が周囲の健全な肉厚部分からの塑性拘束の影響により変形が抑制されることが推定される。幅が狭い減肉と幅が広い減肉が同じ塑性崩壊荷重として評価されることに対する安全性をバースト試験により検証した。

(1) 試験条件

供試材として、機械構造用炭素鋼鋼管 JIS G3445 STKM13A（外径150mm、肉厚10mm、長さ1m）を8本供試し、それぞれの試験体の外面中央1箇所を局部的に旋削して減肉部を付与した（Fig. 4参照）。減肉部寸法の明細をTable 1に示す。試験前の供試材外観の例として試験片No.1、No.5をFig. 5に示す。

Fig. 4 Size of metal loss

Table 1 Size of local metal loss

Specimens No.	L1 (mm)	L2 (mm)	θ (°)
1	75	26	20
2	75	26	20
3	75	26	20
4	75	75	60
5	75	75	60
6	75	75	60
7	75	15	Groove
8	75	15	Groove

Fig. 5 Outer view of specimens

(2) 試験結果

破壊後の外観の例としてNo.1、No.5をFig. 6に示す。試験結果をTable 2に示す。破壊圧力にほとんど差は認められず、8本の平均破壊圧力は36.0MPaだった。この結果は、*RSF*の算出には周方向減肉長さは関与しないとしたAPI/ASME FFS-1の思想と合致する。

Specimen No.1　　Specimen No.5

Fig. 6 Outer view of specimens after tests

Table 2 Test results

Specimens No.	Burst pressure (MPa)
1	35.8
2	40.2
3	34.9
4	36.3
5	32.1
6	37.6
7	36.1
8	35.2

(3) 減肉配管の$MAWP_r$と破壊圧力の比較

次に、この減肉配管に対してAPI/ASME FFS-1によって許容される最大運転圧力である$MAWP_r$を評価し、破壊試験結果と比較することで安全マージンを確認する。本報では安全マージンS_Mを次式のように定義する。

$$S_M = \frac{F_{PM}}{MAWP_r} \quad \text{(Eq. 24)}$$

ここでF_{PM}は、圧力や曲げ荷重による破壊荷重である。

まず、供試材の減肉配管の条件からAPI/ASME FFS-1に基づいて$MAWP_r$を算出する。ただし、STKM13Aは機械構造用炭素鋼鋼管であることから設計基準に許容応力が示されていない。したがって、最小規定引張強さが同じ高温配管用炭素鋼鋼管JIS G3456 STPT370の常温での許容応力（JIS B 8265ベース）を用いることにする。ここで、STPT370の常温での許容応力は92MPaである。$MAWP$はEq. 5から以下のように求まる。ただし、溶接継手効率を1、減肉から離れた部位での肉厚t_cを10mm、FCAを0mmとする。

$$MAWP = \frac{92 \times 1 \times 10}{65 + 0.6 \times 10} = 12.96MPa \quad \text{(Eq. 25)}$$

次に、減肉配管の寸法からλ、M_t、RSFをEq. 23、Eq. 22、Eq. 20から次のように算出する。

$$\lambda = 2.67 \quad \text{(Eq. 26)}$$

$$M_t = 1.94 \quad \text{(Eq. 27)}$$

$$RSF = 0.41 \quad \text{(Eq. 28)}$$

$RSF < 0.9$なので、減肉配管の$MAWP_r$は次のようになる。

$$MAWP_r = MAWP\frac{RSF}{RSF_a} = 12.96 \times \frac{0.41}{0.9} = 5.90 \quad \text{(Eq. 29)}$$

減肉配管の$MAWP_r$が5.90MPaに対し、バースト試験による破壊圧力は平均36.0MPaであり安全マージンは6.1であった。今回の試験条件において、軸方向減肉長さと最小測定肉厚が同じであると、周方向減肉が変化しても十分な安全マージンをもつといえる。

大きな安全マージンを有する要因は、Fig. 1で示したような許容応力に十分な設計マージンが設定されているためである。加えて、下記の要因により安全マージンがより大きくなったと考えられる。

- 最小規定引張強さと真の引張強さの差
  STKM13AはSTPT370と同じく、最小規定引張強さは370MPaである。本報で供試した炭素鋼鋼管の引張強さの値は451MPaであった。このように、最小規定値と真の値の差が大きいほど安全マージンが大きくなる。
- RSF算出式
  Eq. 28で示したRSF算出結果が実際の残存強度係数よりも小さければAPI.ASME FFS-1による方法は保守側に見積もったことになる。本報で供試した同材料、同ヒートの材料を用いて減肉なし配管のバースト試験を実施したところ、破壊圧力は63.1MPaであった。減肉配管と減肉なし配管の破壊圧力の比をRSFと考えると、RSF = 36.0 / 63.1 = 0.57である。今回のRSFの算出結果はRSF = 0.41であり、実際より保守側の値だったので安全マージンが大きくなったと考えられる。

2. FEMシミュレーションによる破壊圧力算出

バースト試験で求めた破壊圧力をFEMシミュレーションによって算出する。精度のよい破壊圧力シミュレーションは今後の安全性データ蓄積に有効である。破壊圧力を算出するためには破壊クライテリオンを与える必要がある。本報では宮崎らが提案したクライテリオンを採用した。

(1) 解析条件

解析ソルバーにはANSYS11.0を用いた。Case1として幅の狭い減肉（θ = 20°）を有する配管、Case2として幅の広い減肉（θ = 60°）を有する配管、Case3として溝状の減肉を有する配管の3ケースについて解析を行った。軸方向減肉長さはいずれも75mmであり、リガメント厚さは2.5mmである。Case1がバースト試験片No.1~3に、Case2が試験片No.4~6、Case3が試験片No.7~8に対応する。解析モデルの例としてCase1の有限要素モデルをFig. 7に示す。

Fig. 7 Example of the finite element meshes (Case1, θ = 20°)

材料特性については、水圧バースト試験を行う配管の一部から試験片を採取し、引張試験を行うことで真応力-真ひずみ関係を得た。また、真破断応力σ_{uf}と真破断延性ε_{uf}については、塑性体積一定条件を仮定し、破断時の絞りφと破断後の絞りが等しいとして、次のようにした。

$$\sigma_{uf} = \sigma_f^{(n)}\frac{100}{100 - \phi} \quad \text{(Eq. 30)}$$

ここで、$\sigma_f^{(n)}$は破断時の公称応力

$$\varepsilon_{uf} = \ln\left(\frac{A_o}{A}\right) = \ln\left(\frac{100}{100-\phi}\right) \qquad \text{(Eq. 31)}$$

配管の破断時の公称応力は315.4MPa、絞りは68％であったので、真破断応力σ_{uf}、真破断延性ε_{uf}は、

$\sigma_{uf} = 986MPa \quad \varepsilon_{uf} = 1.14$

となる。公称応力－公称ひずみ線図から得られる真応力－真ひずみ線図と、引張試験後の絞りから得られる真破断応力σ_{uf}、真破断延性ε_{uf}から多直線近似を行い、Fig. 8に示すような材料モデルを得た。

Fig. 8 Stress-strain curve for FEA

(2) ひずみ計算結果

(1)で示した解析条件で内圧を上昇させていったときの各部位での応力、ひずみを計算した。Case1とCase2についてはバースト試験においてひずみゲージでひずみを測定しており、その実験結果とシミュレーション結果を比較した。減肉中央部におけるひずみの変化について、バースト試験とシミュレーションを比較した結果をFig. 9に示す。両者はよく合致しておりシミュレーション結果は現実の挙動を再現できていると考えられる。この要因は、シミュレーションに与えた真応力－真ひずみ関係の材料特性がよく現実と一致していたためと考えられる。

Fig. 9 Relationship between applied pressure and strain of specimens

(3) 破壊クライテリオン

多軸応力場における真破断延性は、単軸応力場条件となる引張試験から得られる真破断延性よりも低下する。宮崎らは、多軸応力場における破壊クライテリオンとして、静水圧が限界静水圧に達するときに破壊が生じるとしたWeissの静水圧破壊クライテリオンを拡張して、多軸応力場における真破断延性を定式化した[19]。

宮崎らは、Ramberg-Osgood近似により応力とひずみの関係が表される場合、多軸応力状態における真破断延性ε_{mf}と真破断応力σ_{msf}には次式が成立するとした。

$$\left(\frac{\varepsilon_{mf}}{\varepsilon_o}\right) = \left(\frac{\sigma_{msf}}{\sigma_o}\right) + a\left(\frac{\sigma_{msf}}{\sigma_o}\right)^n \qquad \text{(Eq. 32)}$$

$\sigma_o = \sigma_y$：降伏応力、$\varepsilon_o = \sigma_o/E$、$E$：弾性率、$a$：材料定数、$n$：材料定数

また、多軸応力場における真破断延性ε_{mf}を下記のように定式化した。

$$\varepsilon_{mf} = \frac{\left(\frac{\omega m \sigma_{uf}}{\sigma_o}\right) + a\left(\frac{\omega m \sigma_{uf}}{\sigma_o}\right)^n}{\left(\frac{\sigma_{uf}}{\sigma_o}\right) + a\left(\frac{\sigma_{uf}}{\sigma_o}\right)^n} + \varepsilon_{uf} \qquad \text{(Eq. 33)}$$

ここで、ω、mは以下である。

$$\omega = \frac{1}{1+\alpha+\beta} \qquad \text{(Eq. 34)}$$

$$m = \sqrt{(1+\alpha+\beta)^2 - 3(\alpha+\beta+\alpha\beta)} \qquad \text{(Eq. 35)}$$

$\alpha = \sigma_2/\sigma_1$、$\beta = \sigma_3/\sigma_1$：$\sigma_1$第一主応力、$\sigma_2$第二主応力、$\sigma_3$第三主応力

ここでは、破壊条件として、Eq. 33の真破断延性を用いた。具体的には、FEM解析で求めた圧力ごとの応力分布から、ω、mを算出して真破断延性を求め、その部位での相当ひずみと比較して破壊の判定を行った。また、材料定数a、nについては、Fig. 8の材料特性から$a = 16.9$、$n = 3.1$とした。

(4) 破壊圧力シミュレーション結果

圧力と最大ひずみ発生箇所における真破断延性、相当ひずみの関係をFig. 10に示す。圧力が上昇すると相当ひずみも上昇し、真破断延性の線と交わるときに破壊すると考える。Fig. 10より、各Caseにおける破壊圧力を求めた結果をTable 3に示す。

バースト試験の結果（6本の平均が36.0MPa）と比較すると、Case1、Case2のシミュレーション結果は、実験とよく合致している。Case3の溝状減肉については、シミュレーション結果が28.8MPaと実験結果よりも保守側の結果となった。この原因については、多直線近似が実際と異なる可能性や、供試材の溝状減肉の加工精度（寸法、表面状態）が影響したことが考えられる。

以上のように、溝状減肉において実際よりも保守側の結果が出たが、FEMシミュレーションによって、実際の破壊圧力を概ね算出することが可能であることが示された。今後、同方法によって安全性データが蓄積されることが期待できる。

Fig. 10 Estimation for burst pressure for cylindrical vessel

Table 3 Simulation results

Case No.	Burst pressure (MPa)
1	36.8
2	35.2
3	28.8

石油連盟、石油化学工業協会供用適性評価研究会での検討

石油連盟、石油化学工業協会主催の供用適性評価研究会では、主に減肉損傷の供用適性評価について、調査、検討を行っている[9), 20), 21)]。当研究会は1999年に発足し、API/ASME FFS-1の前身であるAPI RP579のドラフト版の内容検討を行い、API RP579の初版に日本の意見を反映させたのが活動の始まりである。その後、API TG579に正式委員を送り、改定案の審議、Ballotの投票にも2002年から参加して、本報で取り上げたASMEとAPIとの共同規格であるAPI/ASME FFS-1の発行にも貢献した。ここでは、当研究会で実施した検討結果の一部について紹介する。

1. 国内のバースト試験結果とAPI/ASME FFS-1の評価結果との比較[22)]

API/ASME FFS-1の検証を進めるためには、試験荷重は内圧だけでなく曲げ荷重を含めた結果が必要である。FFS研究会では内圧荷重、曲げ荷重、内圧と曲げの複合荷重を付加した円筒容器の破壊試験データを集めて内容を精査し、API/ASME FFS-1の安全マージンを調査した。その結果をFig. 11に示す。ここ

Fig. 11 Safety margin of API/ASME FFS-1 Part 5

で、データ数は合計49であり、図中の①は1998年高圧ガス保安協会データ、②は1990年高圧ガス保安協会データ、③は1992年大阪府高圧ガス保安協会データ、④はJFEエンジ試験データ、⑤は2006年茨城県高圧ガス施設設備維持基準策定事業によるデータである。

横軸は曲げモーメントに対する安全マージン、縦軸は内圧に対する安全マージンである。バースト試験に対する安全マージンは曲げモーメントに対しても、内圧に対してもおおよそ2以上あることが分かった。このことは、様々な荷重条件において安全マージンが十分維持できていることを示している。

2．炭素鋼における高温域での引張試験データ収集

安全マージンに影響するものとして、最小規定引張強さと実際の引張強さの差を挙げた。FFS研究会では、一般的な炭素鋼について引張強さの検証を行っている。加えて、バースト試験は高温で行うことが困難なことから、300℃程度までの安全性を確認することを目的に常温から300℃の各温度で引張試験を実施した。その結果の一部をFig. 12とTable 4に示す。Fig. 12はSM490Aの常温から300℃までの応力－ひずみ曲線を調査したものである。最小規定引張強さ490MPaに対してどの温度域でも十分に余裕があることが示された。また、降伏応力付近での応力－ひずみ曲線の挙動については常温から200℃まではほぼ同じ挙動をしており、300℃では明確な降伏応力を示さなくなるものの、青熱脆性の影響もあり300℃が最も引張強さが大きかった。

Fig. 12 Results of tensile test of SM490A

Table 4 Results of tensile test of SM490A

Room temp	
Tensile strength	561MPa
Yield stress	355MPa
100°C	
Tensile strength	525MPa
Yield stress	343MPa
200°C	
Tensile strength	597MPa
Yield stress	337MPa
300°C	
Tensile strength	621MPa
Yield stress (at 0.2%)	300MPa

引張試験の結果からも、実際の引張強さが、最小規定引張強さと比較して大きいことから、API/ASME FFS-1の基本思想であるRSF = 0.9のときでも、十分な安全マージンを有していると考えることができる

おわりに

昨今、国内のプラント圧力設備の安全確保について、高圧ガス保安法における保安検査の方法が性能規定化され、仕様規定は民間規格に委ねられることになった。検査の自由度が増す一方で、我々事業者の自主検査に対する責任も増している。その中で、最新の技術や国際基準を取り入れて、社会の要求（安全性、経済性、国際性）と合致した自主検査の方法を確立していくためには、事業者、学会、行政が協力してコンセンサスを得ていく必要がある。我々事業者の役割は、国際的な基準動向を把握、理解し、継続的に安全性データを蓄積していくことだと考える。特に、経済活動がグローバル化する中で国際基準と国内基準を一致させていくことは非常に重要である。本報では、API/ASME FFS-1の減肉損傷評価について内容を概説し安全性データを示した。この評価手法はガス事業法にかかる圧力設備において既に適用が認められている。その他の圧力設備においても、国際基準に準拠した自主検査方法の導入を目指し、これからも技術の理解とデータの蓄積を継続していく。

謝辞

本研究は、石油連盟、石油化学工業協会主催供用適性評価研究会の委員ならびにテクニカルアドバイザーの皆様から多大なご指導、ご助言を頂いた。この場を借りて深く感謝申し上げたい。

引用文献

1) JIS B8265 **圧力容器の構造－一般規格**, **2003.**
2) ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII Division 1, **2007.**
3) **小林 英男**, **非破壊検査**, **52**(5), 229(2003).
4) JSME S NA1 **発電用原子力設備規格維持規格**, **2004.**
5) API 579-1/ASME FFS-1 Fitness-For-Service, **2007.**
6) **小林 英男**, **材料**, **56**(5), 483(2007).
7) JIS B8266 **圧力容器の構造－特定規格**, **2003.**
8) JIS B8267 **圧力容器の設計**, **2008.**
9) **小島 郁夫**, **菊池 務**, **田原 隆康**, **圧力技術**, **44**(4), 18(2006).
10) **戒田 拓洋**, **日本高圧力技術協会 平成**18**年度秋季講演会 講演概要集**, 28(2006).
11) **町田 進**, "**延性破壊力学**", **日刊工業新聞社**(1984), p.189.
12) E.S. Folias, *International Journal of Fracture Mechanics*, **1**, 20(1965).
13) E.S. Folias, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, **76**, 803 (1999).
14) G.T. Hahn, M. Sarrate, A.R. Rosenfield, *International Journal of Fracture Mechanics*, **5**(3), 187(1969).
15) G.G. Chell, TPRD/L/MT0237/M84, ADISC, ADISC, **1984.**
16) J.L. Janelle, D.A. Osage, S.J. Burkhart, WRC Bulletin 505, **2005.**
17) T. Kaida, ASME PVP2008-61806, **2008.**
18) **戒田 拓洋**, **日本高圧力技術協会 平成**19**年度秋季講演会 講演概要集**, 44(2007).
19) **宮崎 克雅**, **根布 景**, **菅野 智**, **石渡 雅幸**, **長谷川 邦夫**, **圧力技術**, **40**(2), 62(2002).
20) **井出口 禎郎**, **石崎 陽一**, **田原 隆康**, **圧力技術**, **44**(5), 25(2006).
21) **大野 敦史**, **宇野 義明**, **田原 隆康**, **圧力技術**, **44**(6), 27(2006).
22) A. Ohno, T. Tahara, ASME PVP2008-61845, **2008.**

PROFILE

戒田　拓洋
Takuyo KAIDA
住友化学株式会社
生産技術センター
研究員